

МАШИНОСТРОЕНИЕ
ЭНЦИКЛОПЕДИЯ
MECHANICAL ENGINEERING
Encyclopaedia

Главный редактор академик РАН
К.В. Фролов



МАШИНОСТРОЕНИЕ

ЭНЦИКЛОПЕДИЯ В Сорока томах

РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ

ФРОЛОВ К.В.

Председатель редакционного совета

Члены совета:

Белянин П.Н. (зам. Председателя редсовета и главного редактора), Колесников К.С. (зам. Председателя редсовета и главного редактора), Адамов Е.О., Анфимов Н.А., Асташов В.К., Бессонов А.П., Бюшгенс Г.С., Васильев В.В., Васильев Ю.С., Воронин Г.П., Долбенко Е.Т., Жесткова И.Н., Кирпичников М.П., Ключев В.В., Коптев Ю.Н., Ксенович И.П., Мартынов И.А., Митенков Ф.М., Новожилов Г.В., Образцов И.Ф., Панин В.Е., Паничев Н.А., Патон Б.Е., Пашин В.М., Платонов В.Ф., Пугин Н.А., Румянцева О.Н., Силаев И.С., Федосов Е.А., Фортов В.Е., Черный Г.Г., Шемякин Е.И.

Раздел IV
РАСЧЕТ
И КОНСТРУИРОВАНИЕ МАШИН

Том IV-23
ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ
ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

Редакторы-составители:

д-ра техн. наук, профессора
Б.А. Лёвин, П.С. Анисимов

Ответственный редактор академик РАН
К.С. Колесников

Редакторы тома: **В.П. Феоктистов, В.И. Колесников**
(Особенности конструирования подвижного состава), **В.С. Коссов** (Локомотивы),
В.П. Феоктистов, Ю.М. Иньков (Электроподвижной состав),
П.С. Анисимов, В.С. Коссов (Ходовые части подвижного состава),
П.С. Анисимов (Тормоза подвижного состава. Вагоны),
Е.Ю. Логинова (Электрические машины и цепи),
В.А. Винокуров (Транспортные системы с магнитным подвешиванием
и линейным электроприводом)

УДК 621.01/03
ББК 34.43
М38

Авторы: **П.С. Анисимов, В.А. Винокуров, В.И. Воробьев, А.А. Галенко, А.Т. Горелов, А.А. Демьянов, А.А. Демьянов, Л.К. Добрынин, А.С. Евстратов, И.М. Елманов, В.Н. Жуликов, М.В. Загорский, В.Л. Заковоротный, В.И. Зорин, Ю.М. Иньков, В.В. Кобишанов, Л.Г. Козлов, В.И. Колесников, П.Г. Колпахчян, В.С. Коссов, В.Т. Костыгов, В.Д. Кузьмич, В.А. Кучумов, В.В. Литовченко, Е.Ю. Логинова, Н.Е. Лысенко, Г.С. Михальченко, Э.Н. Нестеров, А.С. Нестрахов, Э.С. Оганьян, А.Л. Озябкин, В.Н. Панферов, П.Ю. Петров, А.Д. Петрушин, Н.А. Ротанов, В.П. Феоктистов, А.Н. Фиронов, Г.А. Фофанов, В.В. Шаповалов, П.Н. Щербак**

Редакционный совет тома: **Б.А. Лёвин, П.С. Анисимов, Д.Г. Евсеев, В.И. Колесников, В.С. Коссов, В.Д. Кузьмич, Л.Н. Сорин, В.П. Феоктистов**

Рабочая группа Редакционного совета: **К.С. Колесников, П.Н. Белянин, В.В. Васильев, В.К. Асташов, А.П. Бессонов, Е.Т. Долбенко, И.Н. Жесткова, Н.Ф. Иванникова, Г.М. Москвитин**

М38 Машиностроение. Энциклопедия / Ред. совет: К.В. Фролов (пред.) и др. – М. : Машиностроение.

Подвижной состав железных дорог. Т. IV-23 / П.С. Анисимов, В.А. Винокуров, В.И. Воробьев и др.; под ред. Б.А. Лёвина, П.С. Анисимова. – 2008. – 656 с.: ил.
ISBN 978-5-217-03384-3 (т. IV-23)
ISBN 5-217-01949-2

Приведены особенности проектирования и конструкций подвижного состава железных дорог мира: тепловозов, электровозов, электропоездов различных типов, перспективных локомотивов, грузовых и пассажирских вагонов, их несущих конструкций, ходовых частей, тормозов, тягового и электрического оборудования, систем управления, транспортных систем с магнитным подвешиванием и линейным электроприводом.

Рассмотрены тенденции и перспективы развития железнодорожного транспорта, в том числе высокоскоростного.

УДК 621.01/03
ББК 34.43

ISBN 978-5-217-03384-3 (т. IV-23)
ISBN 5-217-01949-2

Издательство «Машиностроение», 2008

Перепечатка, все виды копирования и воспроизведения материалов, опубликованных в данной книге, допускаются только с разрешения издательства и со ссылкой на источник информации

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ (П.С. Анисимов)	9		
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	17		
Раздел 1. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУИРОВАНИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА	18		
Глава 1.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПОДВИЖНОМ СОСТАВЕ (П.С. Анисимов)	18		
1.1.1. Характеристика подвижного состава	18		
1.1.2. Габариты приближения строений и подвижного состава	23		
Глава 1.2. МЕХАНИКА ДВИЖЕНИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ПО РЕЛЬСОВОМУ ПУТИ ...	31		
1.2.1. Перераспределение нагрузок от колес на рельсы при реализации силы тяги (Г.С. Михальченко, В.И. Воробьев)	31		
1.2.2. Защита от боксования колес (Г.С. Михальченко, В.И. Воробьев)	35		
1.2.3. Сопротивление движению подвижного состава (В.Д. Кузьмич)	37		
1.2.4. Основные уравнения движения поезда (В.Д. Кузьмич) ...	40		
1.2.5. Тяговые расчеты (В.Д. Кузьмич)	43		
1.2.6. Системы безопасности для интервального регулирования поездов (В.И. Зорин)	46		
Глава 1.3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ФРИКЦИОННЫХ СИСТЕМ	52		
1.3.1. Исследование динамических процессов на фрикционном контакте (В.В. Шаповалов, В.Л. Заковоротный)	54		
1.3.2. Моделирование фрикционных механических систем (В.В. Шаповалов, П.Н. Щербак)	58		
		1.3.3. Определение устойчивого состояния фрикционной системы путь – тяговый подвижной состав (В.В. Шаповалов, В.Л. Заковоротный, А.Л. Озябкин)	66
		1.3.4. Метод адаптивного синтеза фрикционных систем (А.А. Демьянов, А.А. Демьянов)	72
		1.3.5. Прогнозирование ресурса смазываемых узлов трения (В.Т. Костыгов)	74
		1.3.6. Повышение долговечности тяжелонагруженных подшипников качения (И.М. Елманов)	78
		1.3.7. Особенности создания износостойких металлополимерных трибосистем (В.И. Колесников)	81
		СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	93
		Раздел 2. ЛОКОМОТИВЫ	96
		Глава 2.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЛОКОМОТИВАХ	96
		2.1.1. Классификация и основные параметры (В.С. Коссов)	96
		2.1.2. Безопасность движения. Технические требования к локомотивам (В.С. Коссов)	101
		2.1.3. Надежность локомотивов. Нормируемые показатели и комплексный подход к их обеспечению (В.С. Коссов)	109
		2.1.4. Компонировка оборудования в кузове. Развеска локомотивов (Г.С. Михальченко, В.П. Феоктистов)	116
		2.1.5. Кабина машиниста (В.П. Феоктистов)	124
		2.1.6. Технико-экономическая эффективность и жизненный цикл локомотивов (В.С. Коссов)	126

2.1.7. Экспериментальные исследования и испытания локомотивов (<i>Л.К. Добрынин</i>)	131	Раздел 3. ЭЛЕКТРОПОДВИЖНОЙ СОСТАВ (<i>В.П. Феоктистов</i>)	193
Глава 2.2. НЕСУЩИЕ КОНСТРУКЦИИ ЛОКОМОТИВОВ (<i>В.П. Феоктистов</i>)	138	Глава 3.1. СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ТЯГИ	193
2.2.1. Кузова локомотивов	139	3.1.1. Основные составляющие	193
2.2.2. Главные рамы локомотивов	147	3.1.2. Классификация электровозов и их этапы развития	195
Глава 2.3. ДИЗЕЛЬ-ПОЕЗДА И АВТОМОТРИСЫ (<i>В.С. Коссов</i>)	151	3.1.3. Принципы регулирования режимов работы электровозов (<i>Ю.М. Иньков</i>)	202
2.3.1. Дизель-поезда и автомотрисы, используемые на отечественных железных дорогах	151	3.1.4. Аккумуляторные, контактно-аккумуляторные промышленные электровозы и тяговые агрегаты	206
2.3.2. Охлаждающие устройства тепловозных дизелей (<i>В.Д. Кузьмич</i>)	156	Глава 3.2. МОТОР-ВАГОННЫЙ ЭЛЕКТРОПОДВИЖНОЙ СОСТАВ	211
2.3.3. Перспективы увеличения парка дизель-поездов и автомотрис	159	3.2.1. Проблемы и перспективы развития	211
2.3.4. Дизель-поезда зарубежных железных дорог	162	3.2.2. Электropоезда пригородного и местного сообщений	217
Глава 2.4. ГАЗОТУРБОВОЗЫ И ТУРБОПОЕЗДА (<i>Э.Н. Нестеров</i>)	170	3.2.3. Высокоскоростные электropоезда	220
2.4.1. Основные системы газотурбовозов	171	СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	222
2.4.2. Конструктивные особенности газотурбовозов	172	Раздел 4. ХОДОВЫЕ ЧАСТИ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА	223
2.4.3. Локомотивные газотурбинные установки	179	Глава 4.1. ТЕЛЕЖКИ ЛОКОМОТИВОВ	223
2.4.4. Газотурбовозы и турбопоезда	183	4.1.1. Тележки тепловозов (<i>В.С. Коссов</i>)	223
Глава 2.5. ОПЫТНЫЕ И ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ЛОКОМОТИВЫ	186	4.1.2. Тележки электровозов (<i>В.С. Коссов</i>)	234
2.5.1. Газотепловозы, работающие на природном газе (<i>Г.А. Фофанов, М.В. Загорский</i>)	186	4.1.3. Тележки вагонов (<i>П.С. Анисимов</i>)	245
2.5.2. Газогенераторный тепловоз (<i>А.С. Нестрахов</i>)	189	Глава 4.2. УЗЛЫ ЭКИПАЖНОЙ ЧАСТИ ЛОКОМОТИВОВ (<i>В.С. Коссов</i>)	253
2.5.3. Теплопаровоз и паротурбовоз (<i>В.Д. Кузьмич</i>)	189	4.2.1. Колесные пары	253
2.5.4. Локомотив с ядерной энергетической установкой (<i>А.С. Евстратов</i>)	190	4.2.2. Буксовые узлы	265
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	192	4.2.3. Рессорное подвешивание	270
		4.2.4. Тяговый привод локомотивов с электрической передачей мощности (<i>В.С. Коссов, Э.С. Оганьян</i>)	281

Глава 4.3. УЗЛЫ ХОДОВЫХ ЧАСТЕЙ ВАГОНОВ (<i>П.С. Анисимов</i>)	288	Глава 6.2. ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ЦЕПИ ЭЛЕКТРОВЗОВ	394
4.3.1. Колесные пары	288	6.2.1. Электрические цепи электровозов переменного тока (<i>Л.Г. Козлов</i>)	396
4.3.2. Буксовые узлы	293	6.2.2. Электрические цепи электровозов постоянного тока (<i>Л.Г. Козлов</i>)	407
4.3.3. Рессорное подвешивание	300	6.2.3. Электрические цепи двухсистемного электровоза ВЛ82М (<i>Л.Г. Козлов</i>)	415
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	306	6.2.4. Системы управления и регулирования асинхронных тяговых электродвигателей (<i>А.Д. Петрушин, П.Г. Колпачьян, П.Ю. Петров</i>)	418
Раздел 5. ТОРМОЗА ПОДВИЖНОГО СОСТАВА (<i>П.С. Анисимов</i>)	308	6.2.5. Автоматизация систем управления электровозов (<i>В.А. Кучумов</i>)	422
Глава 5.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ТОРМОЗОВ И ТОРМОЗНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ...	309	Глава 6.3. ЭЛЕКТРИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ЭЛЕКТРОВЗОВ	425
5.1.1. Пневматические тормоза	310	6.3.1. Тяговые электродвигатели (<i>В.Н. Жуликов, Ю.М. Иньков, Н.А. Ротанов</i>)	425
5.1.2. Электропневматические тормоза	312	6.3.2. Тяговые трансформаторы (<i>Ю.М. Иньков, Н.А. Ротанов</i>)	442
5.1.3. Классификация тормозного оборудования	315	6.3.3. Реакторы (<i>Ю.М. Иньков, Н.А. Ротанов</i>)	449
Глава 5.2. КОМПРЕССОРНАЯ УСТАНОВКА ЛОКОМОТИВОВ	317	6.3.4. Преобразователи (<i>Ю.М. Иньков</i>)	451
Глава 5.3. ПНЕВМАТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ ТОРМОЗОВ	327	6.3.5. Пантографы (<i>В.В. Литовченко</i>)	455
Глава 5.4. МЕХАНИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ ТОРМОЗОВ	334	6.3.6. Вспомогательные электрические машины (<i>В.А. Кучумов</i>)	459
Глава 5.5. ТОРМОЗА ВЫСОКОСКОРОСТНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА	342	6.3.7. Устройства для защиты от боксования локомотивов (<i>Г.С. Михальченко, В.И. Воробьев</i>)	460
Глава 5.6. РАСЧЕТ ТОРМОЗОВ	345	СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	467
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	350	Раздел 7. ВАГОНЫ	468
Раздел 6. ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И ЦЕПИ	351	Глава 7.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ВАГОНАХ (<i>П.С. Анисимов</i>) ...	468
Глава 6.1. ТЯГОВЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ МАШИНЫ МАГИСТРАЛЬНЫХ И МАНЕВРОВЫХ ТЕПЛОВЗОВ (<i>Е.Ю. Логинова</i>)	351	7.1.1. Типы вагонов	468
6.1.1. Тяговые электродвигатели постоянного тока	351	7.1.2. Техничко-экономические показатели	469
6.1.2. Тяговые электродвигатели переменного тока	369		
6.1.3. Передачи тепловозов	384		

7.1.3. Нормы расчета и проектирования	473
7.1.4. Испытания вагонов	477
7.1.5. Оценка надежности конструкций	492
7.1.6. Ударно-тяговые приборы	499
Глава 7.2. ГРУЗОВЫЕ ВАГОНЫ	510
7.2.1. Универсальные грузовые вагоны (<i>П.С. Анисимов</i>) ...	512
7.2.2. Специализированные грузовые вагоны (<i>П.С. Анисимов</i>)	521
7.2.3. Вагоны промышленного транспорта (<i>П.С. Анисимов</i>) ...	535
7.2.4. Расчет несущих конструкций кузовов (<i>В.В. Кобищанов</i>)	542
7.2.5. Изотермический подвижной состав (<i>Н.Е. Лысенко, В.Н. Панферов</i>)	548
Глава 7.3. ПАССАЖИРСКИЕ ВАГОНЫ (<i>В.В. Кобищанов</i>)	559
7.3.1. Общие требования	559
7.3.2. Типы, характеристика и планировка	564
7.3.3. Конструкции кузовов	568
7.3.4. Расчет кузова	578
7.3.5. Системы жизнеобеспечения	582
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	589
Раздел 8. ТРАНСПОРТНЫЕ СИСТЕМЫ С МАГНИТНЫМ ПОДВЕШИВАНИЕМ И ЛИНЕЙНЫМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ (<i>В.А. Винокуров, А.А. Галенко, А.Т. Горелов, А.Н. Фиронов</i>)	591
Глава 8.1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ТРАНСПОРТА С МАГНИТНЫМ ПОДВЕШИВАНИЕМ	591
Глава 8.2. ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ	596
8.2.1. Виды магнитного подвешивания и линейных тяговых электродвигателей	596
8.2.2. Линейные тяговые двигатели модульного исполнения	604
8.2.3. Тормозные режимы линейных тяговых двигателей ...	613
8.2.4. Тепловые процессы в линейных тяговых двигателях	615
8.2.5. Магнитный подвес с диамагнитной стабилизацией	617
Глава 8.3. ТРАНСПОРТНЫЕ СИСТЕМЫ ДЛЯ ГОРОДСКОГО И ПРИГОРОДНОГО СООБЩЕНИЯ	620
8.3.1. Наземные городские транспортные системы	620
8.3.2. Монорельсовые транспортные системы	622
8.3.3. Применение линейных тяговых двигателей в метрополитене	628
Глава 8.4. ДИНАМИКА ТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ С ЛИНЕЙНЫМ ПРИВОДОМ	629
8.4.1. Виды колебаний систем, задачи и методы исследования динамики	629
8.4.2. Моделирование динамической системы магнитной подвески и концепции управления	638
8.4.3. Особенности динамики транспортных систем на магнитном подвесе	641
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	643
ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ	644

ВВЕДЕНИЕ

Общие тенденции развития железнодорожного транспорта. В современных условиях для подавляющего большинства стран мира основным видом транспорта является железнодорожный.

Ведущее место железнодорожного транспорта объясняется следующими его преимуществами: возможностью обслуживать все отрасли экономики страны и удовлетворять потребности населения в его перевозках практически во всех климатических зонах и в любое время года; высокой пропускной и провозной способностью и эффективностью перевозок грузов массовых видов на большие расстояния; сравнительно высокими скоростями движения грузовых и, особенно, пассажирских поездов; надежностью и безопасностью перевозок грузов и пассажиров; сравнительно низкой себестоимостью перевозок; меньшим вредным воздействием на окружающую среду по сравнению с другими видами транспорта.

Доля железнодорожного транспорта в общем объеме перевозок грузов и пассажиров складывается с учетом экономических, географических и демографических факторов, размещения природных ресурсов и производительных сил страны, численности населения, размеров территории страны и др. В нашей стране с ее обширными территориями и природными особенностями, с удаленностью сырьевой базы от перерабатывающих предприятий железнодорожный транспорт составляет основу транспортной системы, выполняя более 80 % всего грузооборота и свыше 43 % пассажирооборота транспорта общего пользования в дальнем и пригородном сообщении.

Железнодорожный транспорт России представляет собою единый производственно-технический комплекс, в котором единая сеть железных дорог, производственные предприятия выполняют свои функции для решения общей задачи перевозки грузов и пассажиров с применением подвижного состава (локомотивов, мотор-вагонных поездов и др.). Это круп-

нейшая, хорошо развитая, динамично и эффективно функционирующая система. В настоящее время эксплуатационная длина рельсовых путей составляет 85245 км. Основные грузонапряженные линии протяженностью 43 тыс. км работают на электрической тяге и выполняют 83 % грузооборота. В эксплуатационной работе железных дорог участвуют около 12 тыс. локомотивов различных типов, 500 тыс. грузовых и более 22 тыс. пассажирских вагонов.

В грузовом движении в основном используются восьмисосные электровозы переменного и постоянного тока мощностью 5200...6400 кВт и шестисосные тепловозы различных типов мощностью 2500 и 3500 кВт. Максимальная масса грузовых поездов достигает 9 тыс. т (средняя масса брутто 3,7 тыс. т) при участковой скорости движения 42 км/ч. Маршрутная скорость движения пассажирских поездов составляет 53,9 км/ч.

Железнодорожный транспорт России занимает первое место в мире по протяженности железнодорожных путей, второе – по эксплуатационной длине рельсовых путей, грузообороту (после США) и по перевозкам грузов (после Китая); третье – по перевозкам пассажиров (после Японии и Индии).

К 2015 г. планируется увеличить грузооборот до 2790 млрд. тк·м, а пассажирооборот – до 191,3 млрд. пассажиров на 1 км. Для перевозки такого огромного объема грузов и пассажиров планируется построить: 5890 мощных магистральных грузовых и 1380 пассажирских электровозов; 2450 мощных магистральных грузовых и 390 пассажирских тепловозов; 5390 маневровых тепловозов; 331 400 грузовых и 13 610 пассажирских высококомфортных вагонов; 10 000 вагонов электропоездов и 2470 вагонов дизель-поездов.

Одним из важнейших направлений технической политики является внедрение на железнодорожном транспорте высоких технологий, обеспечивающих значительное повышение скоростей движения пассажирских по-

ездов. Для обеспечения все возрастающих объемов и качества пассажирских перевозок в нашей стране разработаны программы развития скоростного и высокоскоростного движения пассажирских поездов, предусматривающие сооружение специальных высокоскоростных магистралей, в частности на эстакадах, для движения поездов с максимальными скоростями до 350 км/ч.

Комплексное решение обеспечения пассажирских перевозок включает в себя создание комфортабельных пассажирских вагонов и пассажирских локомотивов или мотор-вагонного подвижного состава (электропоезда, дизель-поезда) для скоростей движения до 200 км/ч и выше. В настоящее время ОАО "Российские железнодорожные дороги" (РЖД) совместно с фирмой Сименс (Германия) разрабатывают высокоскоростной и высококомфортный электропоезд Velaro RUS для скоростей движения до 300...350 км/ч на направлениях Москва – Санкт-Петербург и Санкт-Петербург – Хельсинки, а также Москва – Нижний Новгород со скоростью движения до 160 км/ч.

Проблема грузового подвижного состава решается за счет освоения постройки грузовых локомотивов и вагонов нового поколения, отвечающих современным экономическим требованиям и потребительскому спросу. Основным направлением дальнейшего развития грузовых вагонов на ближайшую перспективу является создание четырехосных вагонов с осевой нагрузкой 245 кН, с погонной нагрузкой 80...83 кН/м и увеличенной до 75...77 т грузоподъемностью и большей вместимостью.

Грузовые электровозы, которые станут в будущем основным видом тяги, будут иметь более совершенную конструкцию и смогут работать по системе многих единиц, что позволит при наличии четырехосных и шестиосных электровозов иметь в эксплуатации сцеп требуемой мощности для вождения тяжело-весных длинносоставных поездов.

Интенсивный рост грузовых и пассажирских перевозок в промышленно развитых странах вызвал сложные проблемы в области энергетики, экологии и привел к необходимости создания новых, более эффективных транспортных систем. В области наземного транспорта ученые и инженеры разных стран сосредоточили свой поиск на бесколесных системах. В результате разработок различных бесконтактных систем наземного транспорта, теоретических исследований, создания и испытания

лабораторных моделей и опытных макетных экипажей было установлено, что наиболее полно требованиям экономного расходования энергии, бесшумности и малого загрязнения окружающей среды отвечает транспорт с магнитным подвешиванием, линейным тяговым электроприводом и автоматизированной системой стабилизации его положения в пространстве при движении со скоростями до 500 км/ч и более.

Развитие высокоскоростных пассажирских поездов. Вся история развития железнодорожного транспорта связана со стремлением обеспечить максимальные технические скорости движения пассажирских поездов, минимальное время следования поезда в пути, увеличение использования пропускной способности железнодорожных магистралей и повышения комфортабельности для пассажиров.

Развитие различных видов транспорта свидетельствует о непрерывном увеличении их скоростей движения. Для одних видов транспорта, например, воздушного увеличение скорости движения происходит стремительно, а для других – более медленно. Повышение скоростей движения пассажирских поездов на железных дорогах всех стран мира объясняется в первую очередь большой конкуренцией с высокоскоростным воздушным и автомобильным транспортом. При этом сохраняются важнейшие преимущества железнодорожного транспорта. Установление рекордов скорости движения позволяет выявить скрытые резервы и возможности достижения таких скоростей движения в регулярном движении пассажирских поездов и предпринять шаги к дальнейшему росту скоростей движения на железнодорожном транспорте. Каждый установленный рекорд скорости движения всегда ведет к установлению впоследствии более высокого уровня технических скоростей движения. Рекорды скорости движения железнодорожных пассажирских поездов принадлежат железным дорогам Франции: 331 км/ч (1953 г.); 380 км/ч (1981 г.); 482,4 км/ч (1989 г.); 515,3 км/ч (1990 г.); 574,7 км/ч (2007 г.).

Рекордные скорости движения всегда следует сопоставлять с максимальными скоростями движения, заложенными в графики или расписания движения поездов. За показатель использования рекордных скоростей движения поездов в эксплуатации можно принимать коэффициент использования этих скоростей движения, представляющий собой отношение максимальной эксплуатационной скорости

движения в регулярном сообщении к рекордной скорости движения поезда на данный момент времени. Например, при максимальной скорости движения 300 км/ч и достигнутой в настоящее время рекордной скорости движения 574,7 км/ч коэффициент использования скоростей равен 0,522. Учет этого коэффициента дает возможность резко увеличить максимальные скорости движения пассажирских поездов в регулярном их сообщении.

К середине XX века к категории высокоскоростных пассажирских поездов относили поезда, движущиеся с максимальной скоростью 140...160 км/ч. За последние 50 лет минимальное значение скоростей таких поездов возросло до 200 км/ч. Понятие "высокоскоростная железная дорога" утвердилось после ввода в эксплуатацию в 1964 г. первой в мире специализированной железнодорожной магистрали Новая Токайдо между Токио и Осака (Япония) длиной 515 км. К середине 2004 г. в мире эксплуатировалось свыше 5 тыс. км специальных высокоскоростных магистралей; с 1964 по 2004 гг. по ним перевезено свыше 6 млрд. пассажиров; ежесуточно по расписанию осуществляется движение более 1,2 тыс. высокоскоростных пассажирских поездов. С учетом реконструированных существующих железнодорожных линий полигон обращения скоростных и высокоскоростных пассажирских поездов превышает 16 тыс. км [1, 2].

Как показал опыт эксплуатации высокоскоростных пассажирских поездов, в ряде стран максимальные скорости движения могут достигать 250...350 км/ч в зависимости от конкретных условий и конструктивных параметров высокоскоростных магистралей и подвижного состава. При обеспечении заданного уровня безопасности и комфорта высокоскоростные линии имеют явные преимущества в сравнении с другими видами транспорта при массовых перевозках пассажиров на расстояния 400...800 км в дневных пассажирских поездах с местами для сидения и на 1700...2500 км в спальнях вагонов ночных поездов.

В настоящее время на железных дорогах мира сложилась следующая градация скоростей движения пассажирских поездов:

140...160 км/ч – на обычных железных дорогах;

до 200 км/ч – скоростное движение, как правило, на реконструированных железнодорожных линиях;

свыше 200 км/ч – высокоскоростное движение на специально построенных высокоскоростных магистралях.

Максимальная скорость движения пассажирских поездов по обычному рельсовому пути практически может достигать 200...250 км/ч и выше. Однако при этом решающее значение имеет экономическая целесообразность ее роста. Повышение максимальной скорости движения пассажирских поездов свыше 250 км/ч требует значительного увеличения объема работ и стоимости сооружения специальных высокоскоростных участков железнодорожного пути, создания более сложного по конструкции подвижного состава и увеличения тяговых мощностей локомотивов или моторвагонного подвижного состава (электропоезда, дизель-поезда). Установлено, что при переходе от скорости 150 км/ч к 225 км/ч, мощность локомотива необходимо повысить примерно в 3 раза, а при переходе на максимальную скорость 300 км/ч – в 6 раз. Поэтому в ряде случаев в соответствии с практическими и экономическими возможностями отдельных стран мира предполагается остановиться на максимальной скорости 200...250 км/ч при движении пассажирских поездов по существующим в настоящее время участкам железнодорожного пути с незначительной их реконструкцией. Для скоростей выше 250 км/ч должны строиться новые специальные участки железнодорожного пути, предназначенные для движения по ним только высокоскоростных пассажирских поездов.

В сравнении с другими видами транспорта высокоскоростные железные дороги являются самыми безопасными, кроме того, высокоскоростной железнодорожный транспорт имеет самый низкий удельный выброс загрязнений в окружающую среду и при равных пассажиропотоках требует меньшей территории, чем это необходимо, например для автострад и аэропортов.

Освоение высоких скоростей движения было начато с использования подвижного состава с электрической тягой. Первый электрический моторный вагон, испытанный в Германии в 1903 г. на участке Цоссен – Мариенфельд, развил максимальную скорость 210 км/ч. Последующие рекордные скорости движения были достигнуты также на подвижном составе с электрической тягой.

Высокие скорости развивали турбопоезда различных систем. Например, в конце 70-х годов в США и в нашей стране были проведены ис-

питания пассажирских вагонов с авиационными турбинами, которые показали потенциальную возможность достижения скорости движения 300 км/ч.

В Японии до 2000 г. построено более 20 моделей и модификаций опытных и серийных высокоскоростных электропоездов, разработанных на основе мотор-вагонной концепции. В системе линий высокоскоростного наземного железнодорожного транспорта Японии (поезд – стрела) скорость поездов доведена до 260...300 км/ч. Электропоездом типа "300Х" был установлен национальный рекорд скорости движения – 443 км/ч. В 1991 – 1999 гг. был создан высокоскоростной поезд "МАХ Е4" (комфортабельный экспресс многофункционального назначения) с двухэтажными вагонами повышенной вместимости. Перспективными являются разработки линии с электропоездами на магнитном подвешивании.

Поезд на магнитном подвешивании установил рекордную для Японии скорость 552 км/ч. Для обеспечения безопасности движения высокоскоростных поездов основное внимание уделяется контролю за состоянием железнодорожного пути. С этой целью каждые 10 дней по пути пропускается путеизмеритель массой 46,5 т и длиной 17 м и один раз в неделю измеряются динамические силы и вибрации на подвижном составе с помощью динамометрического вагона-лаборатории. Для обеспечения безопасности движения и создания достаточной степени комфортабельности для пассажиров при движении по кривым, минимальный радиус кривых принят 2500 м при длине переходной кривой 200...250 м и возвышении наружного рельса 200 мм.

Основными факторами, ограничивающими предельную скорость движения, являются: 1) механическая прочность рельса (1800 км/ч); 2) звуковой барьер (1220 км/ч); 3) сопротивление движению поезда (370 км/ч); 4) система подвески контактного провода (400 км/ч). Так, сопротивление движению 12-вагонного электропоезда типа "Токайдо" возрастает с увеличением скорости движения v настолько, что при определенном ее значении возникает своеобразное энергетическое равновесие, при котором дальнейший рост силы тяги электропоезда не дает увеличения скорости движения. Из рис. 1 видно, что это равновесие наступает при скорости движения $v = 370$ км/ч, при которой кривые сил сцепления колеса с рельсом F и сопротивления движению поезда R пересека-

ются. Дальнейшее повышение силы тяги электропоезда с целью увеличения скорости движения более 370 км/ч не приводит к желаемым результатам, так как вызывает скольжение колес по рельсам, а не увеличение сцепления колес с рельсом.

Таким образом, как считают японские специалисты, практически пределом скорости движения поезда с колесными парами по обычному рельсовому пути является 370 км/ч. Более высоких предельных скоростей движения можно добиться только кардинальным изменением системы передачи силы тяги, например, применением линейных асинхронных электродвигателей, винтовых, реактивных или турбореактивных двигателей, а также переходом на движение поездов на воздушной подушке или на магнитном подвешивании кузова вагона без механического контакта между подвижным составом и верхним строением пути. Рекомендуемые виды тяги для пассажирских поездов, предназначенных для движения с скоростями 150...1000 км/ч, даны на рис. 2.

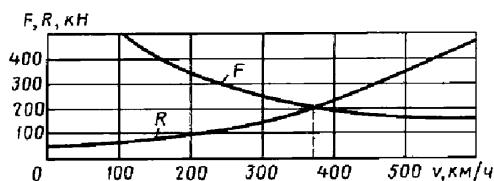


Рис. 1. Зависимости силы сцепления колес локомотива с рельсами F и сопротивления движению R от скорости движения

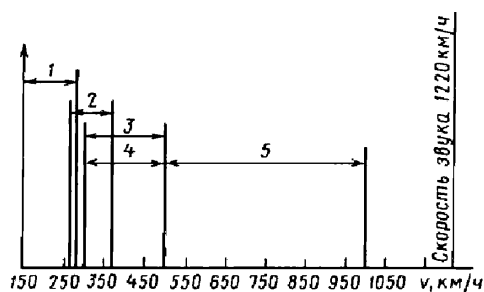


Рис. 2. Рекомендуемые виды тяги для поездов со скоростями движения от 150 до 1000 км/ч: 1 – обычная железная дорога с силой тяги в контакте колеса с рельсом; 2 – обычный железнодорожный экипаж с линейным асинхронным электродвигателем; 3 – экипаж на воздушной подушке с линейным асинхронным электродвигателем; 4 – экипаж на воздушной подушке с воздушным винтом, приводимым турбиной; 5 – экипаж на воздушной подушке, приводимый турбореактивным двигателем

Во Франции систематические исследования и опытно-конструкторские разработки в области высокоскоростного сообщения начались в 50-х годах. В 1967 г. на линии Париж – Тулон введен в эксплуатацию пассажирский поезд "Капитоль", который на отдельных участках железнодорожного пути развивал скорость 200 км/ч. Высокоскоростной магистралью является линия Париж – Лион длиной 426 км. Принятая для этой линии расчетная скорость движения поездов составляла 300 км/ч, а техническая – 213 км/ч. Высокоскоростная магистраль "Атлантик" (1989 г.) протяженностью 280 км предназначалась для движения пассажирских поездов со скоростями до 350 км/ч. Впоследствии была введена в эксплуатацию высокоскоростная магистраль "Север" длиной 332 км: направление на Бельгию и к тоннелю под Ла-Маншем.

В единую сеть высокоскоростного наземного транспорта Франции включены линии с поездами TGV – Атлантик, TGV – Север, TGV – Восток, Пикарди к portalу тоннеля под Ла-Маншем, а также линии юго-западного и южного направлений, соединяющие Францию со Швейцарией, Италией и Испанией. Общая протяженность высокоскоростных магистралей Франции к 2002 г. составила свыше 1300 км.

В 1967 г. введен в эксплуатацию скоростной газотурбопоезд ETG (газотурбинная секция) как прототип высокоскоростного поезда. В 1972 г. был построен опытный газотурбинный высокоскоростной поезд TGV 001 (поезд высокой скорости), на котором проверялись новые инженерно-технические решения. В процессе эксплуатации высокоскоростного газотурбинного поезда обнаружили его недостатки: высокий выброс загрязнений в окружающую среду и сильный уровень шума. Кроме того, рост цен на жидкое углеводородное топливо обусловил изменение концепции поезда TGV в пользу электрической тяги.

К концу 1978 г. были изготовлены два опытных высокоскоростных поезда TGV с электрической тягой. Серийный высокоскоростной поезд TGV начал пробные поездки на только что построенной высокоскоростной магистрали Париж – Лион (TGV PSE Париж – Юго-Восток).

Концепцией высокоскоростного подвижного состава Франции является создание пассажирских поездов постоянного формирования с локомотивной тягой. Два электровагона помещаются по концам состава, а между ними рас-

полагаются прицепные вагоны. Особенностью французского поезда TGV является использование сочлененных вагонов на промежуточных тележках. Поезд TGV PSE постоянного формирования состоит из двух электровазов и восьми сочлененных пассажирских вагонов. У каждого вагона, примыкающего к электровазову, обмоторены колесные пары одной тележки; всего в поезде 12 моторных колесных пар суммарной мощностью 6300 кВт. Поезд рассчитан на две системы питания (1,5 кВ постоянного тока и 25 кВ переменного тока промышленной частоты), максимальная скорость движения 270 км/ч. Поезд второго поколения TGV A имеет два электровазова с суммарной мощностью 8800 кВт и десяти сочлененных прицепных вагонов, питание электроэнергией двойное, максимальная скорость движения 300 км/ч.

За 20 лет во Франции было создано четыре поколения и более десяти модификаций высокоскоростных пассажирских поездов для использования внутри страны и на международных высокоскоростных линиях. В 2000 г. Фирма Альстом начала разработку новой перспективной модели высокоскоростного поезда на основе мотор-вагонной концепции (электропоездов), что знаменует кардинальное изменение позиций французских изготовителей высокоскоростного подвижного состава, которые до этого придерживались исключительно варианта локомотивной тяги (электровазной).

Высокоскоростные пассажирские поезда TGV производства фирмы Альстом имеют два моторных вагона (головной и хвостовой) и десять прицепных вагонов, рассчитанных на 400 пассажиров. Вагоны поезда снабжены пневматическими и дисковыми тормозами, предусмотрено также резисторное (реостатное) торможение.

В Германии первая высокоскоростная магистраль Мангейм – Штутгарт длиной 99 км была введена в эксплуатацию в 1991 г., затем были построены высокоскоростные магистрали Ганновер – Вюрцбург (326 км), Ганновер – Берлин (265 км); в процессе строительства находятся линии Кельн – Франкфурт-на-Майне (215 км) и Нюрнберг – Лейпциг (192 км).

В 1965 г. был создан скоростной электроваз серии E03 (впоследствии серии E103), который на линии Мюнхен – Аугсбург обеспечивал движение поездов с вагонами "Рейнгольд" со скоростями до 200 км/ч. В 1985 г. был построен опытный высокоскоростной поезд ICE V (международный экспресс),

а к 2001 г. созданы высокоскоростные поезда ICE 1, ICE 2, ICE 3, ICE T.

Поезд ICE 1 является составом постоянного формирования с локомотивной тягой и состоит из двух электровозов мощностью по 4800 кВт, расположенных по концам состава, и пассажирских вагонов, число которых можно изменять от 7 до 14. Поезд эксплуатируется на электрифицированных линиях переменного тока с напряжением 15 кВ частотой 16 $\frac{2}{3}$ Гц и развивает максимальную скорость движения 280 км/ч. Электровозы имеют асинхронные тяговые электродвигатели и преобразователи на ГТО-тиристорах.

Поезд ICE 2 – это 1/2 состава поезда ICE 1, один электровоз, работающий по принципу "тяги – толкай", и семь пассажирских вагонов; в концевом вагоне расположена кабина для управления поездом при следовании локомотивом назад. Два состава такого поезда можно объединить в один с управлением по системе многих единиц.

Поезд ICE 3 представляет собою моторвагонный состав (электропоезд), состоящий из восьми вагонов (четыре моторных и четыре прицепных) с суммарной мощностью 8000 кВт при тяге на переменном токе напряжением 15 кВ частотой 16 $\frac{2}{3}$ или 25 кВ частотой 50 Гц и 4000 кВт на линиях постоянного тока напряжением 3 кВ. Повышенная удельная мощность поезда, развивающего максимальную скорость 330 км/ч, позволяет преодолевать подъемы железнодорожного пути до 40 %.

Поезд ICE T является развитием моторвагонной концепции, но имеет устройства для принудительного наклона кузова вагона в кривых для прохода их с повышенными скоростями. Максимальная скорость движения 230 км/ч.

Модификация ICE VT – скоростной дизель-поезд с принудительным наклоном кузова в кривых для эксплуатации на неэлектрифицированных участках пути, рассчитанный на максимальную скорость движения 200 км/ч. С 2001 г. ведется разработка перспективного высокоскоростного поезда ICE 4 в двух вариантах: с двух- и одноэтажными вагонами с более широким кузовом.

На железных дорогах Германии в эксплуатации находятся также поезда системы "Транспрапид" на магнитном подвесе (левитирующий транспорт), развивающие скорость до 482 км/ч. При проектировании для определения стоимости строительства и эксплуатации такого транспорта исходят из позитивного

влияния на уровень затрат следующих факторов: высокого темпа и экономичности сооружения; большой степени стандартизации и взаимозаменяемости элементов и узлов железнодорожного пути на эстакаде; возможности механизации и автоматизации процессов сборки, отладки и пуска в эксплуатацию всей системы высокоскоростного наземного транспорта с магнитным подвешиванием. Большим преимуществом бесконтактного левитирующего транспорта по сравнению с контактным является более высокая степень безопасности и возможность автоматизации движения.

В Италии для высокоскоростного железнодорожного транспорта сооружена железнодорожная линия Рим – Флоренция (длиной 236 км, с максимальной скоростью движения пассажирских поездов 250 км/ч); построены высокоскоростные магистрали, рассчитанные на движение пассажирских поездов со скоростями до 300 км/ч: Рим – Неаполь длиной 220 км (1999 г.), Милан – Верона длиной 134 км (2001 г.), Милан – Турин длиной 127 км (2002 г.), Болонья – Флоренция длиной 83 км и Милан – Генуя длиной 126 км (2005 г.).

В начале 1960 г. созданы семивагонные скоростные поезда повышенной комфортности Setebello (прекрасная семерка) и трехвагонный электропоезд серии Ale 60, который в 1963 г. во время опытной поездки от Рима до Пизы развил максимальную скорость 270 км/ч. В 1972 г. фирмой Фиат Ферровиариа созданы вагоны электропоезда с активной системой принудительного наклона кузова в кривых железнодорожного пути, которая в 1974 г. была также реализована в серийном поезде ETR 401 "Pendolino" (маятник), развивающим максимальную скорость 250 км/ч. К 2000 г. выпущено несколько серий поездов этого типа: ETR 450, ETR 460, ETR 500, S 220 (последний для железных дорог Финляндии с шириной колеи железнодорожного пути 1524 мм); поезд ETR 500 рассчитан на максимальную скорость движения 300 км/ч. В июне 1988 г. поезд ETR X установил национальный рекорд скорости 316 км/ч на линии Рим – Флоренция.

Поезд ETR 500 является поездом постоянного формирования с двумя электровозами по концам и 11-ю прицепными вагонами (число вагонов можно изменять от 8 до 14). Электровоз постоянного тока напряжением 3 кВ мощностью 4400 кВт имеет преобразователи на ГТО-тиристорах и асинхронные тяговые электродвигатели (АТД). В 1998 г. выпущена

модификация поезда ETR 500 двойного питания для работы на линиях, электрифицированных на напряжение 3 кВ постоянного тока и 25 кВ переменного тока.

В Испании в 1989 – 1992 гг. построена первая высокоскоростная магистраль Мадрид – Барселона – Пор Бу длиной 471 км для движения пассажирских поездов со скоростями до 250 км/ч, а в 2004 г. – вторая высокоскоростная магистраль протяженностью 606 км для скоростей движения до 350 км/ч.

В 50-х годах введены в эксплуатацию поезда типа "Талго" (сочлененный легкий Гойкочева и Ориоли), с 1962 г. – поезда Талго III с раздвижными колесами колесных пар на ширину колеи 1668 и 1435 мм, с 1977 г. – поезд Талго Пендулар с пассивной системой принудительного наклона кузова в кривых железнодорожного пути, а с 2001 г. – поезд Талго Пендулар 200, который с максимальной скоростью 200 км/ч проходит часть маршрута высокоскоростной линии Мадрид – Сивилья, а затем выходит на железнодорожную линию с шириной колеи 1668 мм. В 1999 г. создан прототип нового поезда Талго, эксплуатирующийся с максимальной скоростью движения 300 км/ч.

В 1987 – 1991 гг. на основе поезда TGV A создан электропоезд типа AVE (испанская высокая скорость) двойного питания на напряжение 3 кВ постоянного тока и 25 кВ переменного тока с частотой 50 Гц для максимальной скорости движения 300 км/ч. В 1998 г. на реконструированной железнодорожной линии с шириной колеи 1668 мм Барселона – Валенсия – Аликанте открыто движение пассажирских поездов типа Eurumed, которые представляют собою модификацию поезда типа AVE.

С 1999 г. началась эксплуатация новых высокоскоростных электропоездов серии 490 Alaris на направлении Мадрид – Валенсия. Этот поезд с системой принудительного наклона кузова в кривых состоит из одного прицепного и двух моторных вагонов с суммарной мощностью 1960 кВт и развивает максимальную скорость движения 220 км/ч. Возможна эксплуатация двух и трех таких поездов в одном составе с управлением по системе многих единиц.

В Великобритании в 1982 – 1985 гг. разработана одна из самых значительных и амбициозных программ высокоскоростного пассажирского поезда типа АРТ (передовой пассажирский поезд) для максимальной скорости движения 250 км/ч. Предполагалось, что поезд

будет иметь активную систему наклона кузова в кривых, гидропневматический тормоз, устанавливающиеся по радиусу кривой колесные пары, а в качестве тягового двигателя – газовую турбину. В 1974 г. был построен газотурбинный прототип поезда АРТ-Е, который в 1975 г. установил национальный рекорд скорости 243 км/ч. В 1977 г. построен новый вариант поезда АРТ-Т с двумя электровозами переменного тока напряжением 25 кВ и 12 пассажирскими вагонами с активной системой принудительного наклона кузова в кривых, развивающего максимальную скорость движения 250 км/ч. Однако вследствие многочисленных недостатков конструкции программа по созданию поездов такого типа была закрыта.

На основе поезда АРТ разработан поезд с электровозной тягой типа ITS (Интер-Сити) для максимальной скорости движения 225 км/ч. Электровоз серии 91 переменного тока напряжением 25 кВ частотой 50 Гц имеет мощность 4416 кВт. Поезд Интер-Сити 225 установил национальный рекорд скорости движения 260,2 км/ч. Дальнейшим развитием этого поезда стал экспресс Интер-Сити 250 с электровозом серии 93 и десятью прицепными вагонами серии МК5, введенный в эксплуатацию в 1996 г. Фирмами Альстом и Фиат построены восьмивагонные электропоезда типа Virgin с системой принудительного наклона кузова вагона в кривых участках железнодорожного пути с максимальной скоростью движения 225 км/ч.

В США работы по повышению скоростей движения пассажирских поездов до 200 км/ч и выше ведутся с 1965 г. Рекордная скорость движения 296 км/ч была установлена в 1966 г. при движении одиночного вагона дизель-поезда с двумя авиационными турбореактивными двигателями с силой тяги 226,8 Н, размещенными на крыше вагона. Такой самодвижущийся вагон рассматривался как вагон-лаборатория для исследования вопросов безопасности движения, комфорта пассажиров и сопротивления движению при высоких скоростях движения по железнодорожному пути типовой конструкции.

В 1967 г. на магистрали "Северо-Восточный коридор" была проведена опытная эксплуатация электропоезда переменного тока напряжением 25 кВ и частотой 60 Гц. Мощность тяговых электродвигателей (ТЭД) каждого моторного вагона (20 – 22 вагонов) составляла 2560 л.с. и позволяла развивать максимальную скорость движения 258 км/ч. Пред-

полагалось, что максимальная скорость движения на этой магистрали может быть равна 480 км/ч, для достижения которой мощность ТЭД одного моторного вагона должна составлять 5...10 тыс. л.с.

Первая высокоскоростная магистраль Лос-Анджелес – Лас-Вегас была сооружена в 80-х годах, на ней курсируют поезда системы "Маглев" на магнитном подвесе с линейными асинхронными электродвигателями. В 90-х годах был сооружен Северо-Восточный коридор между Нью-Йорком и Вашингтоном протяженностью 450 км с максимальной скоростью движения 200 км/ч, на котором эксплуатируются электропоезда серии X2 (Швеция) с принудительным наклоном кузова в кривых, высокоскоростные электропоезда "Хикари" (Япония) и экспрессы TGV (Франция). На новых высокоскоростных магистралях планируется довести скорости движения до 320...480 км/ч. Фирмы Бомбардье (Канада) и Альстом построили первые электропоезда Acela с системой принудительного наклона кузова в кривых для максимальной скорости движения 240 км/ч.

В Китае в 2000 г. началось строительство высокоскоростной магистрали длиной 300 км Шанхай – Нанкин для максимальной скорости движения 300 км/ч. Ведутся разработки специализированного подвижного состава как собственной постройки, так и совместной с зарубежными партнерами. Начато строительство высокоскоростной магистрали Пекин – Шанхай для поездов на магнитном подвесе.

В Канаде создан скоростной поезд LRC, состоящий из тепловоза мощностью 2175 кВт и вагонов с кузовом из алюминиевых сплавов, который в 1976 г. развил максимальную скорость движения 206 км/ч.

Швеция достигала значительных успехов в организации скоростного движения поездов серии X 2000 по реконструированным железным дорогам с максимальной скоростью 200 км/ч. В 1999 г. между Стокгольмом и аэропортом Арланда введена в эксплуатацию первая высокоскоростная магистраль длиной 40 км для движения со скоростями до 200 км/ч семивагонных электропоездов "Арланд-экспресс", суммарная мощность тяговых двигателей поезда 2200 кВт.

В Финляндии осуществляется перспективный план реконструкции железнодорожных линий для скоростного движения с использованием созданных совместно с Италией поездов серии S220 Pendolino с наклоном кузова в кривых с максимальной скоростью 220 км/ч.

В Бельгии ведется строительство нескольких участков высокоскоростных магистралей общей протяженностью 200 км, которые должны создать систему высокоскоростных и скоростных железных дорог страны для движения поездов между Германией, Люксембургом, Голландией и Францией.

В Швейцарии в 2000 г. введен в эксплуатацию скоростной поезд ICN для максимальной скорости движения 200 км/ч. По этой стране проходят и международные скоростные и высокоскоростные поезда типа Talgo и Pendolino.

На Тайване на высокоскоростных магистралях предполагается эксплуатировать поезда с максимальной скоростью движения 300 км/ч, разработанные на основе высокоскоростного поезда серии 700 (Япония) с использованием тележек вагонов поезда серии 500.

В России первый скоростной электропоезд ЭР200, развивающий на отдельных участках железной дороги Москва – Санкт-Петербург максимальную скорость 200 км/ч, введен в эксплуатацию в 1984 г. В то время этот поезд вполне отвечал передовым техническим требованиям. В дальнейшем техническое совершенствование и развитие высокоскоростного подвижного состава было заторможено, хотя теоретические и практические исследования по созданию высокоскоростного движения пассажирских поездов продолжались.

С 1992 г. фирмой "Рубин" проводятся работы по проектированию высокоскоростного электропоезда "Сокол", рассчитанного на максимальные скорости движения 250 км/ч на реконструированных железнодорожных линиях и 350 км/ч на специально сооружаемых высокоскоростных магистралях [2]. Электропоезд формируется из трехвагонных секций, базовый 12-вагонный вариант составлен из четырех секций. Прицепной, моторный и трансформаторный вагоны имеют длину 26 м (головной 27 м), ширину 3120 мм. Каждая трехвагонная секция включает полный комплект тягового, тормозного и контрольного оборудования.

Кузов вагона цельносварной несущей конструкции из алюминиевых сплавов. В концевых частях кузова используются так называемые "жертвенные" части, имеющие пониженную прочность по сравнению с основной частью конструкции кузова, для гашения значительной части удара при аварийных соударениях вагонов. Тормозная система включает

электрический, дисковый фрикционный и магниторельсовый тормоза, а также противоюзное устройство. Электропоезд работает на постоянном токе напряжением 3 кВ или на переменном напряжением 25 кВ с частотой 50 Гц, возможна работа поезда на токе только одного рода. Суммарная мощность поезда длительно-го режима работы 10 800 кВт. В поезде имеются вагоны первого и второго классов с местами для сидения, общая вместимость поезда 696 пассажиров. Дальнейшие работы по этому электропоезду прекращены по ряду технических, экономических и экологических причин.

Одновременно с разработкой электропоезда ЭР200 велась разработка поезда РТ200 "Русская тройка" с локомотивной тягой (электровоз серии ЧС 200). Однако по ряду конструктивных недоработок, выявленных при многочисленных испытаниях, поезд не эксплуатировался и дальнейшие работы по его совершенствованию были прекращены, но, возможно, их возобновление.

С 1994 г. в России осуществляется отраслевая программа развития скоростного движения, в соответствии с которой реализуются проекты создания специального подвижного состава на максимальные скорости движения 200 км/ч: скоростных пассажирских электропоездов ЭП 100 постоянного тока и ЭП 200 переменного тока, пассажирских вагонов разного класса для скоростного движения, разрабатываемых ОАО "Тверской вагоностроительный завод" [3].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Скоростной** и высокоскоростной железнодорожный транспорт. СПб.: ПГУПС, 2001. 320 с.

2. **Саввов В.М.** Высокоскоростной поезд нового поколения "Сокол" // Железнодорожный транспорт. 2000. № 5. С. 36 – 46.

3. **Прогресс** высокоскоростного железнодорожного движения // Железнодорожный транспорт. 2006. № 6. С. 74 – 77.

Раздел 1

ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУИРОВАНИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Глава 1.1

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПОДВИЖНОМ СОСТАВЕ

1.1.1. ХАРАКТЕРИСТИКА ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Подвижной состав – это подвижные железнодорожные единицы, предназначенные для перевозки грузов различных видов и пассажиров по железным дорогам. Подвижной состав делится на два вида:

самоходный – локомотивы, моторные вагоны электропоездов и дизель-поездов, турбопоезда, автомотрисы, рельсовые автобусы, экипажи на магнитном подвешивании, трансферкары на промышленном транспорте. Электропоезда и дизель-поезда состоят из прицепных и моторных вагонов, выполняющих функции локомотива для движения поезда по рельсовому пути;

не самоходный – грузовые и пассажирские вагоны.

Подвижной состав является важнейшей составной частью технических средств железнодорожного транспорта, характеристики, свойства и параметры которого определяются объемом перевозок грузов и пассажиров, зависящим от развития экономики, промышленности и торговли. Выбор освоения растущих объемов перевозок грузов и пассажиров определяется их себестоимостью, которая в значительной степени зависит от массы поезда, грузоподъемности грузовых вагонов, населенности пассажирских вагонов, экономичности локомотива, стоимости технического обслуживания и затрат на содержание и ремонт технических средств.

Локомотивы [1, 2]. По виду выполняемой работы их подразделяют на поездные (магистральные) и маневровые. Поездные локомотивы в свою очередь делят на грузовые, пассажирские и универсальные (грузопассажирские).

Грузовые локомотивы в настоящее время строят в основном двухсекционными, они развивают силу тяги на ведущую колесную пару до 6000 кН и более, имеют большие мощности при числе ведущих колесных пар 8-12.

Пассажирские локомотивы отличаются от грузовых использованием мощности в основном для достижения высоких скоростей движения. Для них не требуется большого количества ведущих колесных пар, поэтому их строят обычно односекционными с двумя кабинами машиниста.

Универсальные локомотивы применяют для вождения грузовых и пассажирских поездов на железнодорожных направлениях с малой интенсивностью движения; они имеют меньшую мощность по сравнению с грузовыми и пассажирскими локомотивами и по своим параметрам занимают промежуточное положение между ними.

Маневровые локомотивы имеют существенно меньшую мощность по сравнению с магистральными [3]. Для них наибольшее значение имеют автономность, обеспечивающая возможность передвижения вагонов по всем станционным железнодорожным путям, и высокая готовность к работе, особенно при переменных режимах работы. Для легкой маневровой работы применяют только тепловозы серий ЭМ2 и ЧМЭ3 мощностью 80...1000 кВт. Для тяжелой маневровой работы, например, для надвига состава вагонов на сортировочную горку, могут использоваться маневрово-вывозные тепловозы мощностью до 1500 кВт, например, серии ТЭМ7.

Промышленные локомотивы используют для маневровой работы только на заводских или подъездных путях, они имеют мощность до 500 кВт.

В зависимости от ширины рельсовой колеи применяются локомотивы широкой колеи (1520 мм), шириной колеи 1435 мм и узкоколейные (шириной колеи от 600 до 1000...1067 мм).

В России локомотивы (тепловозы) с шириной колеи 1067 мм строятся для Сахалинской железной дороги (Южный Сахалин).

К основным видам локомотивов в настоящее время относятся электровозы и тепловозы. Кроме того, в разные годы проектировались, строились и испытывались опытные образцы комбинированных локомотивов оригинальной конструкции, предназначавшиеся, как правило, для специальных целей и работы в специфических условиях эксплуатации, например: паротурбовозы, теплопаровозы, турбовозы, газогенераторные тепловозы, аккумуляторные электровозы, дизель-электровозы. Однако они не получили широкого применения в эксплуатации на железных дорогах ввиду конструктивных несовершенств некоторых узлов.

Тепловозы являются автономными локомотивами, так как имеют собственную энергетическую установку (дизель-генератор) для выработки энергии для движения тепловоза и питания вспомогательного оборудования и устройств тепловоза.

Электровозы являются неавтономными локомотивами, так как получают электрическую энергию от постороннего источника (тяговой подстанции) через контактную сеть, подвешенную над железнодорожным путем. Тепловозы имеют КПД 20...25 %, а электровозы – 75 % (с учетом потерь электроэнергии в контактном проводе).

Современные магистральные грузовые тепловозы серий 2ТЭ10М, 2ТЭ126, 2ТЭ121, ТЭ36 развивают силу тяги при продолжительном режиме 245...470 кН, имеют мощность 2200...4410 кВт, осевую нагрузку 226...245 кН, конструкционную скорость движения 100 км/ч. Магистральные пассажирские тепловозы серий ТЭП70 и ТЭП75 развивают силу тяги при продолжительном режиме соответственно 167 и 176,5 кН, имеют мощность соответственно 2942 и 4412 кВт, осевую нагрузку соответственно 220,6 и 225 кН и конструкционную скорость движения 160 км/ч.

В 1993 г. на Коломенском тепловозостроительном заводе были построены два восьмиосных пассажирских тепловоза серии ТЭП80 мощностью 4410 кВт, при испытаниях которых на Октябрьской железной дороге в 1994 г. была достигнута рекордная для железнодорожных дорог России скорость движения 265 км/ч, что близко к мировому рекорду скорости движения на железнодорожных дорогах с тепловозной тягой.

Тепловозы нового поколения железных дорог России будут иметь экономичные дизели с удельным расходом топлива не более 194 г/кВт, электрическую передачу с асинхронным тяговым электродвигателем, микропроцессорную систему управления дизелем в частности, и тепловозом, а в дизеле будет регулируемый наддув и электронный впрыск топлива.

На железных дорогах США и Канады применяются тепловозы различной мощности 1400...1700; 1500...1780; 2000...2220; 2400...2700 кВт, с осевой нагрузкой 300...320 кН и с весом секции тепловоза 1150...1250 кН. Для тяжелых условий работы применяются шестиосные тепловозы мощностью 2100...2220 кВт и со сцепным весом 1670...1820 кН. На железных дорогах стран Западной Европы используют, как правило, более легкие, чем в России, США и Канаде, тепловозы с осевой нагрузкой 160...180 кН, реже 200...220 кН, мощностью 1750...2650 кВт (Франция) и 2300...2400 кВт (Великобритания).

В настоящее время на железных дорогах России находятся в эксплуатации 9,3 тыс. тепловозов и 8,6 тыс. электровозов. Только в 2003 г. на железные дороги России поступили в эксплуатацию 29 новых пассажирских электровозов переменного тока серии ЭП1 и 25 новых пассажирских тепловозов серии ТЭП70.

В настоящее время продолжается дальнейшее совершенствование тепловозов путем увеличения секционной мощности, расчетной силы тяги, экономичности и надежности. Особое внимание в конструкции тепловозов уделяется совершенствованию рабочего места машиниста, улучшению условий труда локомотивной бригады. Так, в 2004 г. ОАО ХК "Коломенский тепловозостроительный завод" построило первый отечественный магистральный грузовой тепловоз серии 2ТЭП70 мощностью 6000 кВт, который по технико-экономическим и экологическим показателям значительно превосходит тепловозы, работающие в настоящее время на железных дорогах России, стран СНГ и Балтии и сопоставим с лучшими тепловозами стран дальнего зарубежья. Тепловоз может водить грузовые поезда массой до 6000 т с увеличенной на 10...20 км/ч максимальной скоростью движения по сравнению с установленной в настоящее время на железных дорогах России.

Этот тепловоз имеет усовершенствованный высокoeкономичный дизель-генератор типа 2А-9ДГ-02, микропроцессорную систему

управления и систему диагностики, тележки с усовершенствованной конструкцией узлов и с догрузателями, пульт управления в кабине машиниста, отвечающий строгим требованиям эргономики.

Электровозы. Магистральные электровозы постоянного тока эксплуатируются на железных дорогах России на постоянном токе с номинальным напряжением на токоприемнике 3 кВ, на переменном однофазном токе напряжением 25...27 кВ и частотой 50 Гц и двойном питании (на два рода тока). Электровозы промышленного транспорта работают на постоянном токе с напряжением в контактной сети 1,5 и 3 кВ и переменном токе напряжением 10 кВ частотой 50 Гц, рудничные электровозы – на постоянном токе напряжением 250 и 550 кВ. Кроме того, используются автономные аккумуляторные электровозы.

На магистральных железных дорогах дальнего зарубежья эксплуатируются электропоезда постоянного тока напряжением 1,5 кВ, переменного тока напряжением 11...16 кВ частотой $16 \frac{2}{3}$ Гц или 25 Гц, четырехсистемные электровозы (постоянного тока напряжением 3 и 1,5 кВ, переменного тока напряжением 25 кВ частотой 50 Гц и напряжением 15 кВ частотой $16 \frac{2}{3}$ Гц для безотцепочной работы с международными скоростными пассажирскими экспрессами типа Интер-Сити).

Совершенствование электровозов происходит в направлении повышения мощности и расчетной силы тяги. Современные магистральные грузовые электровозы серий ВЛ10, ВЛ11М, ВЛ15, ВЛ80Р, ВЛ86Ф, ВЛ85, ВЛ82М развивают силу тяги на ободу колеса при продолжительном режиме 395...820 кН, имеют мощность продолжительного режима на валах ТЭД 4600...1080 кВт, осевую нагрузку 225...250 кН, конструкционную скорость движения 100...110 км/ч. Пассажирские электровозы серий ЧС2, ЧС2Т, ЧС4, ЧС6, ЧС7, ЧС8 (Чехия), построенные для железных дорог России, развивают силу тяги продолжительного режима на ободу колеса 165...225 кН, имеют мощность продолжительного режима на валах ТЭД 4080...6160 кВт, осевую нагрузку 191...205 кН, конструкционную скорость движения 160...190 км/ч.

С 2004 г. ООО "ПК НЭВЗ" приступил к строительству первой партии скоростных пассажирских электровозов серии ЭП100 с питанием от сети как постоянного, так и переменного тока.

Важным шагом в усовершенствовании характеристик электровозов является переход в основном на переменный ток, позволяющий существенно повысить напряжение в контактной сети, снизить расход меди на контактные провода и повысить экономичность электрической тяги. Примером этого является электровоз ЭП200. Достижения в области полупроводниковых технических средств позволили создать высокоэффективные преобразователи электроэнергии и бесколлекторный ТЭД. С помощью микропроцессорных систем, используемых в управлении работой электровоза, автоматизируется его режим работы, включая работу по системе многих единиц вождения поездов с рассредоточенными по длине поезда локомотивами. Улучшение технико-экономических параметров электровозов достигается также за счет применения тиристорных преобразователей.

Грузовые электровозы нового поколения создаются на базе разработок пассажирских электровозов, максимально унифицируются по техническим решениям. В перспективе они будут иметь асинхронный ТЭД с плавным регулированием, опорно-рамную его подвеску, вспомогательные асинхронные электродвигатели, микропроцессорные системы управления, системы безопасности и диагностики.

Применение при конструировании ремонтных узлов экипажной части электровозов позволяет качественно изменить систему эксплуатации, увеличить межремонтные пробеги, сократить эксплуатационные затраты. Новые электровозы могут работать по системе многих единиц, что позволит при наличии четырех- и шестиосных электровозов иметь в эксплуатации сцеп требуемой мощности для вождения тяжеловесных поездов.

Вагоны. Основным массовым видом подвижного состава являются вагоны, которые выполняют основное назначение железнодорожного транспорта – перевозку грузов и пассажиров. От их параметров, конструкции и технического состояния во многом зависит эффективность работы железнодорожного транспорта и безопасность движения поездов.

Вагонный парк состоит из совокупности вагонов, используемых для рациональной перевозки грузов и пассажиров по железным дорогам, а также для выполнения отдельных специфических функций, связанных с этими перевозками и эксплуатационной работой железнодорожного транспорта.

Вагоны подразделяются по назначению, техническим характеристикам и месту эксплуатации. Большое значение для эффективной эксплуатации вагонов имеет рациональность их конструкции, а также технико-экономические параметры. Повышенный эффект вагонного парка железных дорог России и стран СНГ и Балтии достигается наличием в нем вагонов различных типов, обеспечивающих максимальные удобства при перевозке пассажиров, универсальность использования грузовых вагонов, механизацию и автоматизацию погрузки и разгрузки грузов.

Конструкция вагонов и их технико-экономические параметры оказывают существенное влияние на полноту использования их грузоподъемности, производительность, выполнение потребностей в перевозках пассажиров и клиентуры железнодорожного транспорта, а следовательно, на затраты средств экономики страны.

При создании вагонов важное значение имеют:

- наличие теплоизоляции кузова, устройств отопления, вентиляции, охлаждения, электрооборудования пассажирских и изотермических вагонов;

- обеспечение движения с повышенными скоростями и малым сопротивлением движению;

- оборудование автосцепкой и пневматическими и электропневматическими тормозами;
- оснащение эффективными строительными материалами;

- минимальные затраты на постройку, ремонт и эксплуатацию;

- размеры капитальных вложений на постройку и эксплуатацию вагонов.

При конструировании пассажирских вагонов решаются следующие задачи:

- повышения комфортабельности и безопасности поездки пассажиров;

- обеспечения охраны окружающей среды (применение устройств для предохранения от загрязнения железнодорожного пути и окружающей среды);

- облегчения тары вагонов, в том числе путем применения в несущих конструкциях коррозионно-стойких сталей и легких сплавов;

- повышения конструкционной скорости движения до 160 км/ч (скоростные вагоны) и до 200...250 км/ч (высокоскоростные вагоны) путем улучшения характеристик ходовых частей, тормозного оборудования, применения кузова обтекаемой формы с высокими аэродинамическими качествами.

В настоящее время инвентарный вагонный парк железных дорог России насчитывает около 28 тыс. пассажирских вагонов и свыше 740 тыс. грузовых вагонов.

Современный парк пассажирских вагонов состоит из цельнометаллических вагонов, предназначенных для перевозки пассажиров (86 %) и вспомогательных целей (14 %). Вагоны локомотивной тяги, используемые в дальнем и межобластном сообщении, составляют более 70 % пассажирского парка.

С целью постройки и поставки на железные дороги России пассажирских вагонов нового поколения в 2000 г. была разработана комплексная программа реорганизации и развития отечественного пассажирского вагоностроения. Целями этой программы являются:

- обновление парка пассажирских вагонов за счет постройки вагонов новых типов и образцов и проведения капитально-восстановительного ремонта;

- ликвидация к 2010 г. дефицита пассажирских вагонов, исключение из эксплуатации вагонов с просроченным сроком службы;

- оборудование вагонов принципиально новыми системами и агрегатами (кондиционерами, статическими электропреобразователями, системами управления и диагностики, санузлами, работающими по замкнутому циклу).

Пассажирские вагоны нового поколения будут снабжены тележками, рассчитанными на конструкционную скорость движения 200...250 км/ч, с отдельными вертикальными и горизонтальными гидравлическими гасителями колебаний, с упругими поводками в буксовых узлах, с пневматическими рессорами со статическим прогибом 280...300 мм и с опиранием кузова на боковые скользуны тележек; дисковыми и магниторельсовыми тормозами; электронным противоюзным устройством; автосцепкой жесткого типа; централизованным электроснабжением и электроотоплением с жидким теплоносителем.

Кузов пассажирского вагона проектируется в виде цельнометаллической тонкостенной несущей сварной оболочки с вырезами для окон и дверей. При этом предусматривается возможность применения одной и той же конструкции кузова для изготовления купейных и межобластных вагонов. Для компенсации центробежной силы и уменьшения непогашенного ускорения, влияющего на безопасность движения и комфортность пассажиров, при повышенных скоростях движения в кривых железнодорожного пути предусматривается

принудительный наклон кузова вагона в сторону, противоположную направлению действия центробежной силы.

Кузов вагона будет иметь экологически чистые, негорючие, высокотехнологические теплоизоляционные материалы на основе пенобазальта или пенокаолина, которые обладают низким водопоглощением, а их водные вытяжки не являются коррозионно-агрессивными для конструкционных сталей кузова. Двухслойные окна кузова вагона предполагается оснастить солнцезащитными наружными стеклами и теплозащитными внутренними стеклами для того, чтобы не пропускать внутрь кузова тепловую энергию ближнего инфракрасного излучения и ограничивать теплоотдачу изнутри кузова. В настоящее время изготовлены опытные образцы таких окон.

При движении с конструкционной скоростью пассажирского вагона уровни звука не должны превышать 60 дБА в пассажирском салоне, 68 дБА в тамбуре, 80 дБА в междвагонном переходе. Эквивалентный уровень внешнего шума при движении пассажирского вагона не должен быть более 84 дБА на расстоянии 100 м от железнодорожного пути.

Современный парк грузовых вагонов насчитывает свыше 200 различных типов универсальных и специализированных вагонов (крытых, полувагонов, хопперов, платформ, цистерн, транспортеров, изотермических). Все вагоны имеют конструкционную скорость движения 120 км/ч, однако по состоянию железнодорожного пути эксплуатационная скорость движения составляет 90 км/ч. Структура парка грузовых вагонов зависит от номенклатуры перевозимых грузов. Критерием ее оптимальности является полное и качественное освоение заданного объема перевозок грузов при минимальных затратах. Структура парка грузовых вагонов непрерывно изменяется в зависимости от поставок на железные дороги новых вагонов и исключения вагонов старых типов, выработавших свой установленный срок службы и создающих угрозу безопасности движения.

Электропоезда и дизель-поезда. Для перевозки пассажиров наземным железнодорожным транспортом предназначены в настоящее время электропоезда и дизель-поезда, а в дальнейшем планируется ввести в эксплуатацию рельсовые автобусы на направлениях с малыми пассажиропотоками.

Электропоезд представляет собою разновидность мотор-вагонного подвижного со-

става, получающего электрическую энергию из контактной сети или от собственных аккумуляторных батарей. Электропоезд состоит из моторных и прицепных вагонов; передний и задний вагоны имеют кабины машиниста с пультом управления. Различают электропоезда городские, следующие на расстояния до 60 км, со скоростью 80...100 км/ч; пригородные, следующие на расстояние до 150 км со скоростью 80...140 км/ч, и местные, следующие на расстояние до 700 км со скоростью до 160 км/ч на обычных магистральных участках железных дорог, до 250 км/ч на скоростных линиях и до 350 км/ч на специализированных высокоскоростных линиях.

По роду электрического тока электропоезда бывают постоянного и переменного тока, двухсистемные и многосистемные. На железных дорогах России электропоезда эксплуатируются с номинальным напряжением 3 кВ постоянного тока, 25 кВ переменного тока частотой 50 Гц.

На железных дорогах дальнего зарубежья, кроме того, эксплуатируются электропоезда постоянного тока с напряжением в контактной сети 1,5 кВ, переменного тока с напряжением 15 кВ частотой 16 $\frac{2}{3}$ Гц, а также многосистемные электропоезда различных исполнений. Например, во Франции применяются двухсистемные электропоезда с напряжением в контактной сети 25 кВ частотой 50 Гц переменного тока и 1,5 кВ постоянного тока. В Испании на электрифицированных участках железнодорожного пути с напряжением 25 кВ частотой 50 Гц и 3 кВ постоянного тока эксплуатируются двухсистемные электропоезда типа AVE. По тоннелю под проливом Ла-Манш курсирует четырехсистемный электропоезд "Евростар" (напряжение переменного тока 25 кВ частотой 50 Гц; 1,5 и 3 кВ постоянного тока с питанием от контактной сети и 750 В постоянного тока с питанием от контактного рельса). В Германии спроектирован высокоскоростной четырехсистемный электропоезд типа ICEM.

В настоящее время в России строятся электропоезда серий ЭД2Т, ЭД4, ЭД4М, ЭД9Т, ЭД9М, ЭД9МК, ЭД6 и серий ЭТ2, ЭТ2М, ЭТ2Л и ЭТ2А. В 1999 г. построен опытный пятивагонный электропоезд переменного тока серии ЭНЗ с рекуперативным торможением.

Дизель-поезда применяются для перевозки пассажиров на неэлектрификационных участках железных дорог. Они состоят из моторных вагонов (по концам поезда) с кабинами

машиниста и с дизелями, а также из прицепных пассажирских вагонов с местами для сидения (от одного до четырех вагонов). Дизель-поезд имеет малую удельную массу, высокую удельную мощность, хорошую маневренность (может работать "челноком") и высокую комфортабельность езды пассажиров. Мощность дизеля составляет 350...800 кВт.

На отечественных железных дорогах эксплуатируются дизель-поезда типов ДР-1, ДР-1А и ДР-2 с дизелем мощностью соответственно 735 и 442 кВт Рижского вагоностроительного завода и типов Д и Д1 с дизелем мощностью соответственно 368 и 535 кВт предприятия Ганц-Маваг (Венгрия). Все дизель-поезда имеют гидравлическую передачу за исключением дизель-поезда типа Д и могут развивать максимальную скорость движения 120 км/ч.

В ООО УК "Люденовотепловоз" разработана конструкция дизель-поезда типа ДЛ2 с дизелем мощностью 770 кВт, состоящего из двух моторных и десяти прицепных пассажирских вагонов конструкции ОАО "Тверской вагоностроительный завод".

В ОАО ХК "Лугансктепловоз" (Украина) в 1990 г. сконструирован дизель-поезд типа ДЭЛ01 с дизелем мощностью 590 кВт и электрической передачей переменного тока, состоящий из двух моторных и двух прицепных вагонов.

Из дизель-поездов железных дорог дальнего зарубежья наиболее известен дизель-поезд типа HST (Великобритания), развивающий максимальную скорость движения 200 км/ч.

1.1.2. ГАБАРИТЫ ПРИБЛИЖЕНИЯ СТРОЕНИЙ И ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Основные определения. Для предотвращения соприкосновения подвижного состава (локомотивов, вагонов) со стационарными сооружениями и путевыми устройствами, расположенными вблизи железнодорожного пути, а также с подвижным составом, находящимся на соседнем железнодорожном пути, стационарные сооружения должны располагаться на определенном расстоянии от железнодорожного пути, а подвижной состав должен иметь ограниченное поперечное сечение. Так образуется внешний контур – габарит приближения строений и внутренний – габарит подвижного состава. Между этими контурами имеется безопасный зазор, за исключением опорных поверхностей колес, в котором оба контура совпадают. ГОСТ 9238 устанавливает следующие определения этих габаритов.

Габаритом приближения строений называется предельное поперечное перпендикулярное продольной оси железнодорожного пути очертание, внутрь которого помимо подвижного состава не должны заходить никакие части сооружений и устройств, а также лежащие около пути строительные материалы, запасные части и оборудование, за исключением частей устройств, предназначенных для непосредственного взаимодействия с подвижным составом (контактные провода с деталями их крепления, вагонные замедлители на сортировочных горках, подвагонные толкатели в рабочем состоянии и др.), при условии, что положение этих устройств во внутригабаритном пространстве увязано с частями подвижного состава, с которыми они могут соприкасаться и что они не могут вызвать соприкосновение с другими элементами подвижного состава.

Для магистральных железных дорог общей сети с шириной колеи 1520 мм, а также подъездных путей принят габарит приближения строений С (рис. 1.1.1). Для путей промышленных предприятий, а также между территориями заводов, шахт, в морских и речных портах, депо, грузовых районах, складах установлен облегченный габарит приближения строений С_п.

Габаритом подвижного состава называется предельное перпендикулярное продольной оси железнодорожного пути очертание, в котором, не выходя наружу, должен помещаться установленный на прямом горизонтальном пути как порожний, так и в нагруженном состоянии не только новый подвижной состав, но и имеющий максимальные нормированные допуски и износы, за исключением бокового наклона кузова на рессорах.

Пространство между габаритами приближения строений и подвижного состава обеспечивает безопасное смещение подвижного состава при движении поезда. Все смещения подвижного состава могут быть сведены в следующие группы:

а) связанные с изменениями технического состояния железнодорожного пути (уширением колеи, упругим отжатием рельсов, перекосом рельсовых нитей в вертикальной плоскости, износом шпал и подкладок рельсов, упругой осадкой шпал, балластом и др.);

б) колебаниями подвижного состава при движении по пути с неровностями в вертикальной и поперечной горизонтальной плоскостях;

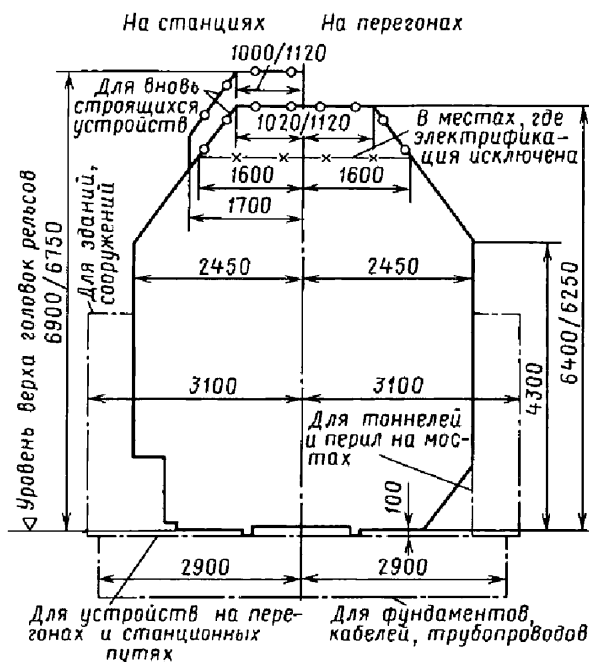


Рис. 1.1.1. Габарит С приближения строений к пути на железных дорогах общей сети

в) обусловленные зазорами и износами ходовых частей в буксовых и шкворневых узлах подвижного состава, а также прогибом рессорного подвешивания от статической нагрузки;

г) обусловленные смещениями (выносами) в горизонтальной поперечной плоскости подвижного состава при движении его по кривым участкам пути.

При расчетах габарита подвижного состава учитываются только смещения, возможные при отклонениях, допускаемые нормами технического содержания железнодорожного пути и подвижного состава. Так как размеры габарита приближения строений установлены для прямых участков, а в кривых участках пути устраиваются дополнительные уширения рельсовой колеи, выносы подвижного состава в кривых учитываются только в размерах, превышающих установленные уширения этого габарита.

Эксплуатационно-статический габарит подвижного состава в настоящее время на железных дорогах СНГ, Монголии и стран Балтии заменил строительный габарит подвижного состава, просуществовавший на железных дорогах России с 1860 по 1960 гг. При эксплуатационно-статическом габарите под-

вижного состава пространство между габаритами приближения строений и подвижного состава обусловлено смещениями групп "а" и "б", а при строительном габарите подвижного состава – смещениями групп "а", "б" и "в".

Наиболее рациональным и целесообразным является эксплуатационно-статический габарит подвижного состава вследствие того, что пространство между габаритами приближения строений и подвижного состава (межгабаритное пространство), обусловленное смещениями группы "в", устанавливается дифференцированно для подвижных составов различных типов. Это позволяет полнее использовать межгабаритное пространство, увеличивая ширину и высоту конкретного подвижного состава и повышая экономическую эффективность, в частности грузовых вагонов, а также улучшая комфортабельность пассажирских вагонов.

Недостаточность межгабаритного пространства, возможная при проектировании подвижного состава с большими нормированными износами буксовых и шкворневых узлов ходовых частей или с большим статическим прогибом рессорного подвешивания, что было учтено при построении эксплуатационно-статического габарита подвижного состава,

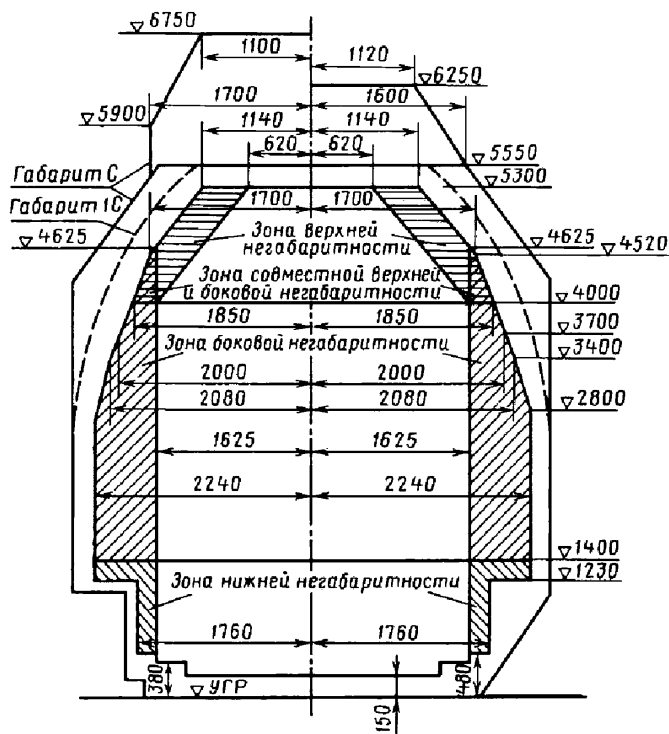


Рис. 1.1.2. Зоны негабаритности подвижного состава

вызывает негабаритность подвижного состава, ограничивающую в отдельных случаях максимальную скорость движения поездов или угрожающую безопасности движения поездов.

Подвижной состав как груз на своих колесах является негабаритным, если его ширина больше 3250 мм. В зависимости от величины превышения этой ширины установлены следующие степени негабаритности:

нижняя степеней 1 – 6 на высоте от головок рельсов 480...1229 мм при расстоянии от оси пути 1626...1760 мм и на высоте 1230...1399 мм при расстоянии от оси пути 1626...2240 мм;

боковая степеней 1 – 6 на высоте 1400...4000 мм;

верхняя степеней 1 – 3 на высоте 4001...5300 мм.

Зоны негабаритности подвижного состава показаны на рис. 1.1.2.

Схема построения эксплуатационно-статического габарита подвижного состава показана на рис. 1.1.3. Исходя из габарита приближения строений 1 и положения осей междупутья 2 с учетом величин смещений групп "а" и "б"

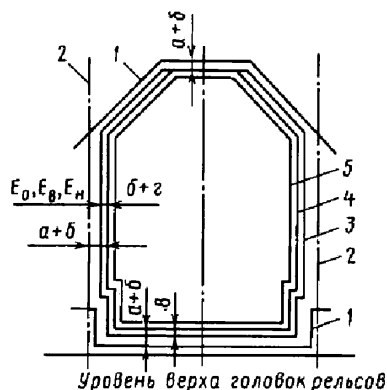


Рис. 1.1.3. Схема построения эксплуатационно-статического габарита подвижного состава

подвижного состава, определяется эксплуатационно-статический габарит подвижного состава 3, по которому путем вписывания, учитывающего смещения подвижного состава групп "в" и "г", находится строительное очертание 4. С учетом технологических отклонений в размерах,

1.1.1. Основные и промежуточные габариты подвижного состава по ГОСТ 9238

Габарит	Максимальные размеры, мм		Используемые железные дороги
	Ширина	Высота от головки рельса	
T	3750	5300	Отдельные реконструированные участки железных дорог замкнутого направления стран СНГ, Балтии, Монголии
1-T	3400	5300	Стран СНГ, Балтии, Монголии
1-BM	3400	4700	Стран СНГ, Балтии, Монголии, а также отдельные реконструированные магистральные линии стран Западной Европы
0-BM	3250	4650	Стран СНГ, Балтии, Монголии и все основные магистральные линии с шириной колеи 1435 мм
02-BM	3150	4650	Германии, Австрии, Греции, Дании, Турции (европейской части) и др.
03-BM	3150	4280	Стран Западной Европы и Азии
T _{пр} (полувагоны)	3550	5300	Стран СНГ, Балтии, Монголии
T _ц (цистерны)	3775	5280	

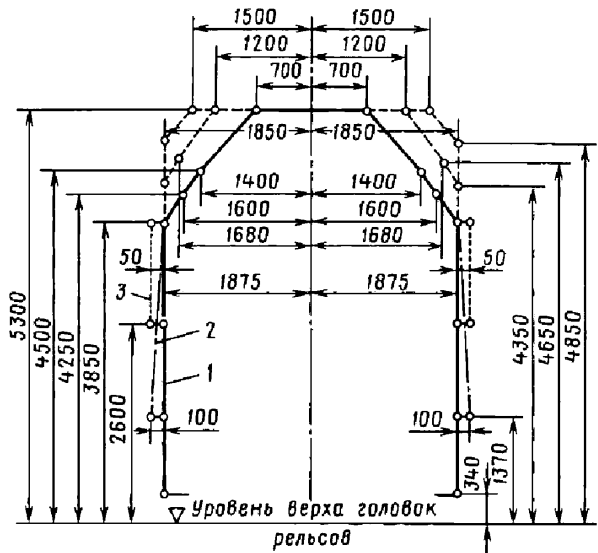


Рис. 1.1.4. Габарит подвижного состава Т

допускаемых при постройке подвижного состава, получается проектное очертание подвижного состава 5. По ГОСТ 9238 установлены следующие основные габариты подвижного состава: Т, 1-Т, 1-ВМ, 0-ВМ, 02-ВМ, 03-ВМ, а также промежуточные габариты Т_{пр} и Т_ц (табл. 1.1.1). Габариты отличаются друг от друга шириной и высотой очертания, наибольшие

значения ширины и высоты имеет габарит Т (рис. 1.1.4), а наименьшие – габарит 03-ВМ (рис. 1.1.5).

Габарит Т предназначен для подвижного состава, эксплуатирующегося по отдельным замкнутым направлениям реконструированных железных дорог стран СНГ, Монголии и стран Балтии. По основному контуру 1 (см. рис. 1.1.4)

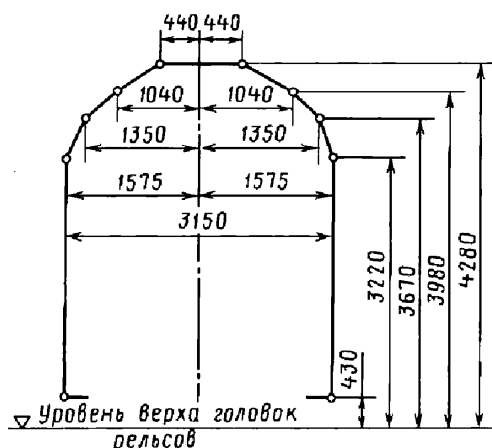


Рис. 1.1.5. Габарит подвижного состава 03-ВМ

строятся несамоходные вагоны и вагоны электропоезда. Линия 3 габарита является границей размещения сигнальных устройств, а линия 2 – границей размещения неотчетливых частей (поручней, щитков, подножек и др.). По очертаниям, показанным штриховыми линиями, может строиться подвижной состав после переустройства железнодорожных зданий, тоннелей и других искусственных сооружений.

Габариты T_{np} и $T_{ц}$ являются временными и будут действовать до устранения всех препятствий для введения на всей сети железных дорог стран СНГ, Балтии и Монголии прогрессивного габарита Т. Препятствиями являются недостаточная ширина станционных междупутий, трудности их уширения до 5300 мм, недостаточная удаленность от продольной оси железнодорожного пути большинства посадочных платформ, ухудшение условий пропуска вагонов с негабаритными грузами на двухпутных линиях. Негабаритными являются грузы, при размещении которых на подвижном составе (платформы, транспортеры, полувагоны), находящемся на прямом горизонтальном участке пути при совпадении его продольной оси с продольной осью пути, их размеры превышают очертание габарита погрузки (ширина 3250 мм и высота 5300 мм) или их геометрические выносы в кривых железнодорожного пути за пределы габарита погрузки превышают геометрические выносы в соответствующих кривых расчетного вагона (длина по раме 24 м, база 17 м).

Габариты T_{np} и $T_{ц}$ позволяют сократить затраты на реконструкцию сооружений и уст-

ройств, ускорить применение подвижного состава, обеспечивающего существенное повышение пропускной и провозной способностей железных дорог.

Все построенные за последнее время в России новые железные дороги, вторые пути, линии, переведенные на электрическую тягу и подвергнутые смягчению профилей и другим видам реконструкции, а также все новые сооружения и устройства в большинстве случаев позволяют эксплуатировать подвижной состав, построенный по габариту Т. Однако на всей сети железных дорог имеются построенные еще в начале развития железных дорог в России сложные и дорогие искусственные сооружения и устройства (мосты, тоннели, путепроводы и др.), препятствующие применению подвижного состава габарита Т. Поэтому в дальнейшем предусмотрена поэтапная реконструкция таких сооружений и устройств для того, чтобы перейти затем к более широкому внедрению подвижного состава габарита Т в начале на отдельных первоочередных направлениях, а затем на всей сети железных дорог России. Так, Байкало-Амурская магистраль (БАМ) и прилегающие к ней железные дороги позволяют эксплуатировать подвижной состав габарита Т.

Применение габарита Т позволяет проектировать, например, вагоны с большим объемом на единицу их длины, вследствие чего их погонная нагрузка примерно на 40 % больше, чем у вагонов габарита 1-Т. Поскольку масса состава поезда пропорциональна погонной нагрузке вагонов, применение габарита Т позволяет увеличить массу поезда без увеличения его длины. В результате этого возрастает провозная способность железных дорог без больших затрат на удлинение станционных железнодорожных путей, которое является дорогостоящим мероприятием.

Проектирование вагонов по габариту Т также дает возможность эффективнее использовать увеличение осевой нагрузки, так как повышение ее без изменения габарита подвижного состава приводит к незначительному росту погонной нагрузки. Это объясняется тем, что в большинстве конструкций вагонов допускаемые габаритом подвижного состава размеры (ширина, высота) используются обычно полностью, и поэтому увеличить объем кузова вагона с целью увеличения его грузоподъем-

ности с повышенными осевыми нагрузками можно лишь за счет его удлинения, в результате чего погонная нагрузка, а следовательно, и вес поезда возрастают незначительно.

Вписывание подвижного состава в габарит. Вписывание подвижного состава в заданный эксплуатационно-статический габарит производится уменьшением горизонтальных размеров очертания габарита подвижного состава на величину горизонтальных зазоров и износов ходовых частей подвижного состава и смещений (выносов) частей подвижного состава в кривых железнодорожного пути, а вертикальных размеров – на величину статического прогиба (осадки) рессорного подвешивания подвижного состава и измеряемых в вертикальной плоскости износов ходовых частей.

Горизонтальные смещения подвижного состава поперек железнодорожного пути в одну сторону из его центрального относительно продольной оси пути положения, обусловленные зазорами и износами в буксовых и шкворневых узлах, определяются по формуле

$$E_{\text{оз}} = S_{\text{к}} - d_{\text{г}} + q + w,$$

где $S_{\text{к}}$ – 1/2 наибольшей ширины рельсовой колеи в кривой расчетного радиуса (200 м); $d_{\text{г}}$ – 1/2 наименьшего расстояния между наружными гранями предельно изношенных гребней колес колесной пары; $S_{\text{к}} - d_{\text{г}}$ – поперечный разбег колесной пары между рельсами или смещение из центрального положения колесной пары в одну сторону; q – наибольшее возможное поперечное перемещение в направляющем сечении (через пятниковый узел) кузова подвижного состава из центрального положения в одну сторону рамы тележки относительно колесной пары из-за зазоров при максимальных износах в буксовом узле и узле сочленения рамы тележки с корпусом буксы; w – наибольшее возможное поперечное перемещение в направляющем сечении кузова из центрального положения в одну сторону кузова относительно рамы тележки из-за зазоров, износов трущихся деталей и упругих колебаний в узле сочленения кузова и рамы тележки, например: смещение надрессорной балки грузовой тележки вследствие поперечной упругости пружин центрального рессорного подвешивания или перемещения люльки пассажирской тележки, а также зазоров и износов пятников кузова и подпятников тележки.

Значения максимального горизонтального смещения $S_{\text{к}} - d_{\text{г}}$ при различной ширине железнодорожного пути приведены в табл. 1.1.2.

1.1.2. Значения максимального поперечного горизонтального смещения $S_{\text{к}} - d_{\text{г}}$

Ширина колеи, мм	Участок	$S_{\text{к}} - d_{\text{г}}$, мм
1520	В кривой расчетного радиуса 200 м	26
1520	На прямой	18,5
1435	В кривой расчетного радиуса 200 м	27,5

Значения горизонтальных поперечных смещений $q + w$ приведены в табл. 1.1.3 и табл. 1.1.4.

1.1.3. Горизонтальные поперечные смещения $q + w$ у грузовых вагонов, мм

Смещения элементов вагона	Четырехосные с тележками моделей 18-100, 18-115, 18-131 и 18-578	Восьмиосные с тележками мод. 18-101
Буксы относительно оси колесной пары	1	
Рамы тележки относительно буксы	2	
Фрикционного клина относительно боковой рамы тележки	20	
Пятника кузова по подпятнику тележки	4	8
Рамы тележки и укрепленных на ней частей	3	
Надрессорной балки и укрепленных на ней частей	27	
Рамы вагона и укрепленных на ней частей	31	35

1.1.4. Горизонтальные поперечные смещения $q + w$ у пассажирских вагонов, мм

Смещения элементов вагона	Тележки		
	ТВЗ-ЦНИИ-М	ТВЗ-5	КВЗ-И2
Буксы относительно оси колесной пары	1	1	1
Рамы тележки относительно буксы	7	7	10
Надрессорной балки относительно рамы тележки	43	38	40
Предохранительного стержня, серьги подвески, поддона относительно рамы тележки	22	18	20
Пятника кузова по подпятнику тележки или скользуна кузова по скользуну тележки	3	6	3
Рамы тележки и укрепленных на ней частей	8	8	11
Предохранительного стержня, серег и поддона	30	28	31
Надрессорной балки тележки и укрепленных на ней частей	51	46	51
Рамы вагона и укрепленных на ней частей	54	49	54

Выносы частей тележного вагона в кривых определяются исходя из рассмотрения расчетной схемы (рис. 1.1.6), где $2l$ – база вагона; $2l_T$ – база тележки; n_k – длина консоли кузова вагона; y_T – вынос середины тележки; y_c – вынос вагона внутрь кривой; y_k – вынос вагона наружу кривой от оси пути; точки A и B – пятники вагона, через которые проходят направляющие сечения вагона.

Вынос вагона:
внутри кривой

$$y_c = \frac{(2l - n)n}{2R} + \frac{l_T^2}{2R}; \quad (1.1.1)$$

наружу кривой

$$y_k = \frac{(2l + n)n}{2R} - \frac{l_T^2}{2R}, \quad (1.1.2)$$

где n – расстояние от направляющего сечения до рассматриваемого сечения при вписывании в габарит; R – расчетный радиус кривой.

Чтобы при вписывании в габарит получить сравнительно небольшие значения выносов (в мм), значения $2l$, l_T , R и n подставляют в формулы (1.1.1) и (1.1.2) в метрах, а правые части формул умножают на 1000 и вводят условные обозначения:

$$\kappa_1 = 1000 \frac{l_T^2}{2R} \text{ и } \kappa_2 = \frac{1000}{2R}.$$

Тогда

$$y_c = \kappa_2 (2l - n)n + \kappa_1; \quad (1.1.3)$$

$$y_k = \kappa_2 (2l + n)n - \kappa_1.$$

Расчетный радиус кривой $R = 200$ м для габаритов Т, 1-Т, Т_{пр}, Т_ц, верхней части габаритов 0-ВМ, 02-ВМ, 03-ВМ и нижней части габарита 1-ВМ.

Зная горизонтальные смещения вагона, обусловленные зазорами и износами ходовых частей и пятниковых узлов, а также выносы вагона в кривой, можно определить ограничение полуширины вписываемого в заданный габарит подвижного состава. При этом эти суммарные смещения необходимо уменьшить на величину уширения габарита приближения строений или увеличения расстояния между осями железнодорожных путей на перегонах в

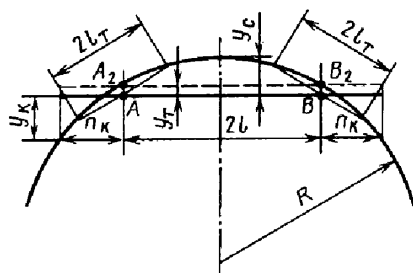


Рис. 1.1.6. Схема для определения выносов частей тележного подвижного состава в кривой

расчетной кривой, которая для полуширины габарита равна:

$$\kappa_3 = \frac{1000l_p^2}{2R},$$

где l_p – база расчетного вагона, м.

Для габаритов Т, 1-Т, Т_{пр}, Т_ц и 1-ВМ (верхняя зона) $\kappa_3 = 180$, а для других габаритов $\kappa_3 = 0$, так как величина уширения габарита приближения строений отсутствует в расчетной кривой западных европейских железных дорог. Однако допускается выход частей подвижного состава за контур габарита подвижного состава на 75 мм в верхней части и 25 мм в нижней.

Следовательно, ограничение полуширины подвижного состава составляет (см. рис. 1.1.3):

для поперечных сечений между направляющими сечениями

$$E_v = S_k - d_r + q + w + [\kappa_2(2l - n)n + \kappa_1 - \kappa_3]; \quad (1.1.4)$$

для поперечных сечений в консольной части

$$E_n = (S_k - d_r + q + w) \times \frac{2l + 2n}{2l} + [\kappa_2(2l + n)n - \kappa_1 - \kappa_3]; \quad (1.1.5)$$

для направляющих сечений

$$E_o = S_k - d_r + q + w + (\kappa_1 - \kappa_3) \quad (\text{при } n = 0). \quad (1.1.6)$$

Множитель $\frac{2l + 2n}{2l}$ учитывает наиболее неблагоприятное для консольных частей расположение подвижного состава в кривой, при котором колеса одной тележки, катящиеся по наружному рельсу, прижаты к нему гребнями, а колеса другой тележки, катящиеся по внутреннему рельсу, также прижаты к нему гребнями. Такое положение называется положением наибольшего перекоса подвижного состава в кривой.

Если алгебраическая сумма величин в квадратных скобках формул (1.1.4) и (1.1.5) или в круглых скобках формулы (1.1.6) будет отрицательной, то эта сумма принимается равной нулю. Отрицательная сумма свидетельствует о недоиспользовании имеющегося в кривой уширения габарита приближения строе-

ний, и расположение подвижного состава в кривой не приводит к максимальному ограничению его ширины. Поэтому вписывание подвижного состава производится не в кривую, а на прямом участке пути, при этом значения E_v , E_n и E_o не должны превышать отрицательных значений в указанных выше скобках.

После определения ограничения полуширины подвижного состава в трех его сечениях получается наиболее допускаемая ширина $2B$ строительного очертания, вписываемого в габарит подвижного состава на рассматриваемой высоте от головок рельсов, т.е.

$$2B = 2(B_o - E_i),$$

где B_o – полуширина габарита подвижного состава на рассматриваемой высоте от головок рельсов; E_i – ограничение полуширины подвижного состава в его i -м сечении.

Наименьшие допускаемые вертикальные размеры строительного очертания подвижного состава в загруженном состоянии и при наличии вертикальных износов ходовых частей (уменьшение толщины обода колеса, радиуса шейки оси колесной пары, элементов буксового узла, толщины пятника и подпятника и т.д.) устанавливаются путем увеличения соответствующих вертикальных размеров нижней части габарита подвижного состава. Для этого вертикальные размеры (высота от головки рельса) соответствующих предельных линий нижней части габарита подвижного состава увеличиваются на значения нормируемых износов ходовых частей, статического прогиба и осадки буксового рессорного подвешивания груженого подвижного состава, статического прогиба и осадки всего рессорного подвешивания от массы тары и полезной нагрузки подвижного состава.

При проектировании нового подвижного состава величины возможных понижений устанавливаются в соответствии с особенностями его конструкции. Если рама, кузов и другие подобные узлы конструкции подвижного состава имеют существенные прогибы от массы тары и полезной нагрузки, то они также учитываются дополнительно. Например, возможные понижения кузова вагона могут достигать 110 мм у грузовых вагонов и 115 мм у пассажирских, рамы тележки – соответственно 55 и 57 мм, а буксового узла – соответственно 53 и 45 мм.

Проектное очертание подвижного состава (номинальные конструктивные размеры) получают изменением (уменьшением) строительного очертания на допускаемые при постройке плюсовые допуски и технологические отклонения. Например, наибольшую высоту проектного очертания подвижного состава рассчитывают из соответствующей высоты строительного очертания, уменьшенной на плюсовой допуск высоты автосцепки, и допускаемого при постройке подвижного состава увеличения высоты кузова. Ширина проектного очертания кузова равна соответствующей ширине строительного очертания, уменьшенной на суммарные технологические и конструктивные отклонения в горизонтальных размерах кузова. Вертикальные размеры нижней части проектного очертания кузова равны соответствующим размерам строительного очертания, увеличенным на минимальный допуск высоты автосцепки от головок рельсов.

Поскольку для различных поперечных сечений вписываемого в заданный габарит подвижного состава ограничения полуширины E_B , E_H , E_0 имеют разные значения, то ширина строительного очертания подвижного состава также получается различной. Соответственно разную ширину в различных поперечных сечениях имеет и проектное очертание подвижного состава.

Для удобства и облегчения постройки и эксплуатации кузовов подвижного состава имеет плоские стены по всей его длине. Поэтому ширина проектного очертания кузова подвижного состава устанавливается по наибольшему ограничению полуширины, т.е. ширина подвижного состава устанавливается по наименьшему его поперечному сечению. Однако в этом случае возможности габарита подвижного состава недоиспользуются, особенно вблизи направляющих сечений.

Для выяснения возможности лучшего использования габарита подвижного состава целесообразно строить горизонтальную и вертикальную габаритные рамки. Горизонтальная габаритная рамка определяет наибольшую допускаемую ширину строительного очертания подвижного состава в любом его поперечном сечении по длине на расстоянии n_1 и n_2 на определенной высоте от головок рельсов (рис. 1.1.7). Для наиболее полного использования габарита подвижного состава необходимо

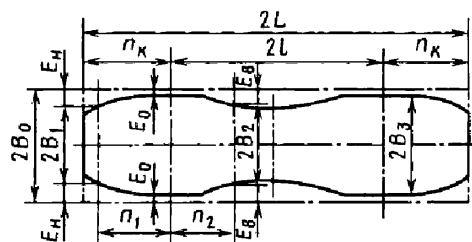


Рис. 1.1.7. Горизонтальная габаритная рамка подвижного состава

иметь минимальное ограничение полуширины подвижного состава, а также равенство значений E_H и E_B . Это достигается целесообразным соотношением между базой подвижного состава $2l$ и длиной консоли n_k или между длиной кузова $2L$ и базой подвижного состава, отношение между которыми должно быть 1,414 (по результатам теоретических исследований).

Вертикальная габаритная рамка определяет наибольшие размеры поперечного сечения строительного очертания подвижного состава на различной высоте от головок рельсов. Такие габаритные рамки желательно строить для концевой, среднего и направляющего сечений подвижного состава. Вертикальные габаритные рамки строятся также отдельно для тележек различного типа.

Глава 1.2

МЕХАНИКА ДВИЖЕНИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ПО РЕЛЬСОВОМУ ПУТИ

1.2.1. ПЕРЕРАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК ОТ КОЛЕС НА РЕЛЬСЫ ПРИ РЕАЛИЗАЦИИ СИЛЫ ТЯГИ

При движении локомотива происходит перераспределение нагрузок между отдельными колесами, вызванное вертикальными реакциями от действий на тележки моментов сил тяги и торможения. Появление этих моментов связано с различной высотой приложения к тележкам сил тяги (на уровне головки рельса) и сопротивления движению (уровень автосцепки и шкворневого шарнира) [2, 14]. Перераспределение нагрузки по колесным парам одной тележки зависит от конструкции тягового устройства, передающего продольные силы (тяги, торможения) от тележек на кузова.

На рис. 1.2.1 приведена классификация основных типов тяговых устройств, применяемых на локомотивах. У современных отечественных локомотивов с двухступенчатым рессорным подвешиванием для передачи силы тяги используют низкоопущенный плавающий шкворень или наклонные тяги.

При конструировании локомотивов их экипажная часть по тяговым свойствам оценивается *коэффициентом статического использования сцепного веса*

$$\eta_{\text{и}} = \frac{2П - \Delta П}{2П},$$

где $2П$ – строительная (весовая) нагрузка от колесной пары локомотива на рельсы; $\Delta П$ – уменьшение нагрузки наиболее нагруженной колесной пары при развитии силы тяги.

Тогда сила тяги локомотива

$$F_{\text{кл}} = P_{\text{сц}} \psi \eta_{\text{и}} = G \varphi,$$

где $P_{\text{сц}}$ – сцепной вес локомотива; ψ – коэффициент сцепления наиболее разгруженной колесной пары; φ – коэффициент тяги.

Современные локомотивы проектируют одинаковой нагрузкой $2П$ на рельсы и силой тяги $F_{\text{к}}$ всех колесных пар. Если предположить, что изменения нагрузок от них на рель-

сы вследствие действия силы тяги пропорциональны ей, т.е. $\Delta П = K_{\text{р}} F_{\text{к}}$, а коэффициент ψ для всех осей одинаков, то

$$\eta_{\text{и}} = \frac{1}{1 + K_{\text{р}} \psi},$$

где $K_{\text{р}}$ – коэффициент разгрузки колесных пар.

Для локомотивов с индивидуальным электрическим приводом колесных пар наименьший коэффициент использования сцепного веса определяется наиболее разгруженной колесной парой, так как именно она ограничивает силу тяги локомотива. Для новых локомотивов коэффициент использования сцепного веса должен быть $\eta_{\text{и}} \geq 0,92$.

Для тепловозов с гидropередачей и групповым приводом, объединяющим колесные пары с единую механическую систему, теоретически коэффициент использования сцепного веса $\eta_{\text{и}} = 1$. При достижении предельного тягового момента по сцеплению на наиболее разгруженной оси она не боксует из-за механической связи через карданы и редукторы с остальными колесными парами. Практически ввиду некоторой разности диаметров колесных пар коэффициент использования сцепного веса тепловозов с гидropередачей (ТГМ4, ТГМ6, ТГ22) $\eta_{\text{и}} = 0,95 \dots 0,97$.



Рис. 1.2.1. Классификация тяговых устройств локомотивов

Таким образом, для локомотивов с электрической передачей необходимо уменьшать разгрузку колесных пар при движении в тяговом режиме.

У локомотива с количеством колесных пар n_0 наименьшее значение коэффициента разгрузки K_p будет, если разгрузка распределена поровну между числом колес $q = n_0 - 1$ передними колесными парами, а вся догрузка сосредоточена на последней колесной паре, т.е.

$$K_{p \min} = n_0 H / \sum_{i=1}^q (x_{n_0} - x_i),$$

где i – порядковый номер колесной пары; H – высота оси автосцепки от уровня головок рельсов; x_i – продольные координаты колесных пар, причем начало координат находится за пределами полной колесной базы локомотива, например, в вертикальной плоскости, проходящей через головку автосцепки.

Реализация такой схемы воздействия колесных пар на рельсы не всегда возможна из-за существенной догрузки последней колесной пары, когда значение ее нагрузки выходит за допустимые пределы, особенно это касается шестисменных экипажей.

Рассмотрим задачу использования сцепного веса для локомотива с горизонтальными продольными связями тележек с кузовом, т.е. передачу силы тяги в горизонтальной плоскости, например, шкворневым тяговым устройством. Для упрощения примем, что упругие опоры кузова на каждую тележку выполнены в одной поперечной плоскости, проходящей через шкворень.

Для определения изменения нагрузок рассмотрим расчетную схему двухтележного экипажа (рис. 1.2.2). Минимальный коэффициент разгрузки

$$K_{p \min} = 4H \sum_{i=1}^3 (x_4 - x_i) = 2H / (2l_k + 2l_t),$$

где $2l_k$ – база подвешивания кузова; $2l_t$ – база тележки.

Для определения изменения нагрузок от колесных пар на рельсы рассмотрим внешние силы, действующие на тележки и кузова в режиме тяги. Сила тяги локомотива $F_{кл}$, приложенная к автосцепке на высоте H и равная сопротивлению движения состава W , создает

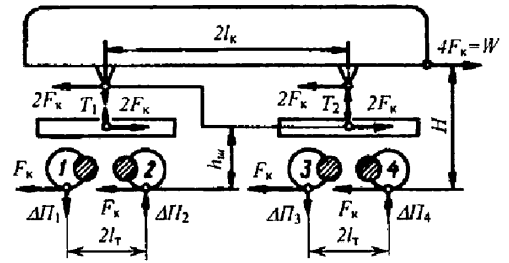


Рис. 1.2.2. Расчетная схема четырехосного двухтележного экипажа для определения изменения нагрузок по колесным парам: 1 – 4 – номера колесных пар

опрокидывающий момент $4F_k(H - h_{ш})$, который разгружает переднюю и догружает заднюю тележку.

$$T_1 = T_2 = 4F_k(H - h_{ш})/2l_k, \quad (1.2.1)$$

где $h_{ш}$ – высота от уровня головок рельсов до уровня передачи силы тяги в шкворневом устройстве.

На уровне головок рельсов на каждую колесную пару действует сила F_k . Реакция кузова $2F_k = W/2$ действует на шкворень в противоположную сторону. Внешние силы, действующие на тележку, вызывают изменение нагрузок $\Delta\Pi_1 \dots \Delta\Pi_4$ колесных пар на рельсы (показаны в виде реакций рельсов на нагрузку от колесных пар).

Уравнение равновесия: передней тележки

$$\Delta\Pi_1 - \Delta\Pi_2 - T_1 = 0;$$

$$2F_k h_{ш} - \Delta\Pi_1 l_t - \Delta\Pi_2 l_t = 0;$$

задней тележки

$$\Delta\Pi_3 - \Delta\Pi_4 + T_2 = 0;$$

$$2F_k h_{ш} - \Delta\Pi_3 l_t - \Delta\Pi_4 l_t = 0.$$

Решая эти уравнения совместно с (1.2.1), получим

$$\Delta\Pi_1 = 2F_k [h_{ш}/2l_t + (H - h_{ш})/2l_k];$$

$$\Delta\Pi_2 = 2F_k [-h_{ш}/2l_t + (H - h_{ш})/2l_k];$$

$$\Delta\Pi_3 = 2F_k [h_{ш}/2l_t - (H - h_{ш})/2l_k];$$

$$\Delta\Pi_4 = 2F_k [-h_{ш}/2l_t - (H - h_{ш})/2l_k]. \quad (1.2.2)$$

Коэффициенты разгрузки колесных пар на рельсы для пар 1, 2, 3 и 4

$$K_{p1,3} = 2 \left[-\frac{h_{ш}}{2l_T} \mp \frac{H - h_{ш}}{2l_K} \right];$$

$$K_{p2,4} = 2 \left[\frac{h_{ш}}{2l_T} \mp \frac{H - h_{ш}}{2l_K} \right].$$

Очевидно, что ограничивающим в данном случае является коэффициент разгрузки первой колесной пары

$$K_{p_{\max}} = -2 \left[\frac{h_{ш}}{2l_T} + \frac{H - h_{ш}}{2l_K} \right].$$

Как следует из выражений (1.2.1) и (1.2.2), момент силы тяги, действующий на кузов, разгружает на одинаковую величину колесные пары передней тележки и нагружает колесные пары задней тележки, а момент сил тяги, приложенных к шкворню, перераспределяет нагрузки по колесным парам в тележках. При передаче силы и тяги шкворнем через шкворневую балку, расположенную сверху на раме тележки, величина $h_{ш}$ значительно влияет на изменение нагрузки колесных пар, а величина $H - h_{ш}$ мало, так как $2l_K \gg 2l_T$ и $h_{ш} > H - h_{ш}$. Определяющим в этом случае является момент силы тяги, приложенный в шкворне.

Существует несколько конструктивных решений по экипажной части для уменьшения отрицательного влияния действия силы тяги между кузовом и тележкой на изменение нагрузок колесных пар. Наиболее распространенное решение, которое применялось в грузовых тепловозах и маневровых (2ТЭЗ, 2ТЭ10Л, ТЭМ2, ТГМ4, ТГМ6) – это жесткие опоры кузова (роликовые, плоские). При этом рама тележки не может поворачиваться в продольной вертикальной плоскости относительно кузова, и перераспределения нагрузки по колесным парам тележки от продольных сил, приложенных к шкворню, не происходит.

У магистральных локомотивов (тепловозы ТЭП70, ТЭП80, 2ТЭ25А, электровозы ВЛ80, ЭП2 и др.) применяется двухступенчатое рессорное подвешивание и низкоопущенный шкворень, который несколько повышает коэффициент использования сцепного веса. Так, у тепловоза ТЭП70 плоскость передачи продольных сил от тележки к кузову при низко

опущенном шкворне, расположенном между первой и второй колесными парами, перенесена на уровень осей колесных пар.

В некоторых локомотивах (2ТЭ70) применяют специальные пневмо- или гидродогружатели, устанавливаемые между рамой тележки и кузова. С помощью догружателей создается противомомент, компенсирующий действие момента от сил тяги в шкворневом узле. Однако в этом случае необходимо применить систему автоматического регулирования давления воздуха или жидкости в цилиндрах в зависимости от силы тяги локомотива.

Существенно можно решить проблему применением одной или двух наклонных тяг, через которые сила тяги передается от тележек к кузову. В зависимости от схемы включения, тяги могут работать только на растяжение или на растяжение и сжатие. В последнем случае, как правило, применяется одна наклонная тяга на тележку.

На рис. 1.2.3, а показана схема четырехосного экипажа локомотива с наклонными тягами. В первоначальных конструкциях таких экипажей кузов с каждой тележкой соединен двумя наклонными тягами, работающими только на растяжение. Конструктивно для этого применены эллипсовидные отверстия в одном из шарниров наклонных тяг, допускающие небольшое продольное смещение тележек относительно кузова. В режиме тяги тележки смещаются вперед, при этом передние тяги выключаются из работы, и передача сил тяги от тележек на кузов осуществляется задними тягами, работающими на растяжение.

Рассмотрим схему передачи сил тяги от первой тележки на кузов одной наклонной тягой (рис. 1.2.3, б). Горизонтальная составляющая $2F_K$ силы $2F_T$ в наклонной тяге создает опрокидывающий момент на раме тележки $2F_K h_T$ и соответственно изменяет нагрузки по колесным парам:

$$\Delta P'_{1,2} = \mp F_K h_T / l_T.$$

Тяговому опрокидывающему моменту противодействует восстанавливающий момент $2F_K b_T \tan \beta = F_{рТ} b_T$, который вызывает изменение нагрузок по колесным парам

$$\Delta P''_{1,2} = \pm F \frac{b_T}{l_T} \tan \beta.$$

зависят от вида тяговой характеристики ТЭД, приводящего во вращение колесную пару. Если характеристика ТЭД такова, что при небольшом увеличении частоты вращения колесной пары происходит резкое уменьшение силы тяги, то скорость проскальзывания даже в случае значительного начального превышения силой тяги сил сцепления не может достичь большого значения. Поэтому при восстановлении исходного соотношения между силой тяги и условиями сцепления происходит быстрое восстановление значения ψ и сила тяги уменьшается только кратковременно. Если скорость проскальзывания достигает большого значения, то требуется длительное время для восстановления прежнего значения коэффициента сцепления, поэтому происходит значительное снижение силы тяги. Аналогично протекают процессы и в режиме электрического торможения при возникновении юза колесных пар [16].

На рис. 1.2.4 показаны установившиеся режимы буксования при случайном уменьшении потенциального значения коэффициента сцепления для двух тяговых характеристик с разными жесткостями.

Исходному режиму работы колесной пары соответствует точка A тяговой области: сила тяги F_0 при окружной скорости на круге катания v_0 , соответствующей скорости движения v_0 . Характеристика сцепления $S(v)$ в исходном режиме – кривая 1. При таком соотношении сил тяги и сцепления рабочая точка находится на восходящей ветви характеристики сцепления, а рабочая скорость проскальзывания колеса равна отрезку оси абсцисс от пересечения ее восходящей ветви характеристике сцепления до значения v_0 . Для падающей ветви характеристики сцепления дополнительная скорость проскальзывания $\Delta u = v - v_0 = \Delta v$.

Если в процессе движения колесная пара попадает на участок с худшими условиями сцепления, то значение ψ уменьшается и характеристике сцепления соответствует кривая 2. При этом сила тяги F_0 больше силы сцепления на $2P\psi$ и увеличивается частота вращения колесной пары. Развитие этого процесса будет определяться формой тяговой характеристики.

Тяговые характеристики 3 и 4 соответствуют в первом приближении характеристикам локомотивов с ТЭД последовательного и независимого возбуждения. Жесткую характеристику 4 имеют также асинхронные ТЭД. Если скорость движения локомотивов в процессе возникновения и развития буксования не

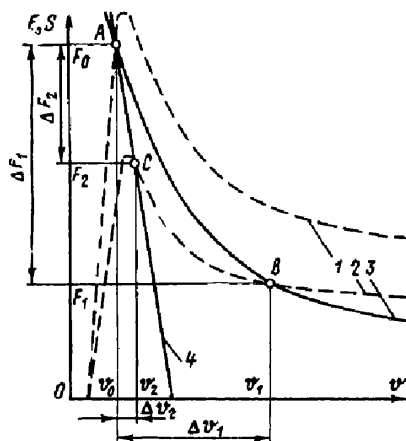


Рис. 1.2.4. Тяговые характеристики и характеристики сцепления, поясняющие процессы развития буксования

меняется (а это условие практически выполняется) и на тяговую характеристику не оказывается в этот период времени никакого воздействия, то частота вращения колесной пары увеличится до значения, при котором тяговая характеристика пересечет характеристику сцепления в точке C или B .

При последовательном возбуждении частота вращения колесной пары возрастет на величину, соответствующую приращению скорости на Δv_1 , и, следовательно, на столько же увеличится скорость проскальзывания колеса, а сила тяги уменьшится на ΔF_1 . В случае независимого возбуждения соответствующие изменения Δv_2 и ΔF_2 будут меньше. Очевидно, что в последнем случае общая сила тяги локомотивов снизится на меньшее значение. Не менее важно и то, что при жестких тяговых характеристиках скорость проскальзывания не достигает больших значений. Поскольку случайные превышения силы тяги над силой сцепления происходят часто, последнее обстоятельство приводит к заметному снижению реализуемой силы тяги на локомотивах с мягкими тяговыми характеристиками.

Таким образом, для повышения тяговых и тормозных свойств локомотивов целесообразно придавать его тяговым и тормозным характеристикам такую форму, при которой в динамических режимах незначительное изменение частоты вращения колесной пары приводит к резкому снижению сил тяги или торможения, т.е. целесообразно увеличивать жесткость тяговых характеристик, которую принято оценивать величиной (с/м)

$$\chi = -\frac{dF}{F_0 dv}, \quad (1.2.4)$$

или

$$\chi = -\frac{d\psi}{\psi_0 du}.$$

Жесткость характеристики тягового привода должна быть больше жесткости характеристики сцепления. Чрезмерное увеличение жесткости характеристик тягового привода также нецелесообразно, так как приводит к ухудшению ряда других показателей локомотивов.

Очевидно, что существенное превышение жесткости характеристики тягового привода над жесткостью характеристики сцепления не может дать заметного улучшения тяговых или тормозных свойств локомотивов. Поэтому целесообразно ограничиться жесткостью характеристики привода, несколько превышающей жесткость характеристики сцепления. Поскольку при жестких характеристиках привода большое проскальзывание колес по рельсам невозможно, достаточным является выполнение этого условия на начальной части падающей ветви характеристики сцепления.

Помимо применения ТЭД с жесткой характеристикой существуют и другие способы защиты локомотивов от буксования. Практически все локомотивы с электрической передачей оборудуются специальными устройствами для обнаружения и защиты от буксования.

1.2.3. СОПРОТИВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЮ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Основное сопротивление движению.

Под ним подразумевают силы сопротивления движению, действующие на прямом и горизонтальном пути. Основное сопротивление движению рассматривают как результат нескольких процессов:

- трения шеек осей колесных пар в буксовых подшипниках;
- трения качения колес по рельсам (сопротивление перекатыванию);
- трения скольжения колес по рельсам;
- потерь энергии при динамическом взаимодействии колес и рельсов;
- аэродинамического сопротивления (воздушного).

Трение в буксовых подшипниках зависит от типа подшипников (качения или скольжения). Коэффициенты трения подшипников скольжения, работающих в режиме полужидкостного трения, в среднем примерно в 3 – 4 раза выше коэффициентов трения под-

шипников качения (роликовых), применяемых в подвижном составе железнодорожного транспорта. В обоих случаях величины коэффициентов трения растут с увеличением скорости движения и уменьшаются с увеличением нагрузки от осей на рельсы, что особенно проявляется у грузовых вагонов, у которых различия в нагрузке на рельсы между порожним и полностью загруженным состояниями достигают нескольких раз.

Трение скольжения (поперечного) колес по рельсам связано с поперечным перемещением колесных пар в рельсовой колее вследствие коничности профиля поверхности катания колес и наличия зазоров между гребнями колес и внутренними боковыми гранями рельсов, допускающими поперечное "виляние" подвижного состава при движении. Суммарная величина этих зазоров для колесной пары железнодорожного подвижного состава в зависимости от степени износа составляет 7...37 мм.

Потери кинетической энергии при ударах на стыках рельсов и воздушное сопротивление увеличиваются с ростом скорости движения, причем пропорционально ей во второй степени.

Соотношения отдельных составляющих в общем основном сопротивлении движению, их "удельные веса" меняются при изменении скорости движения. Для высокоскоростного пассажирского движения при скоростях выше 200 км/ч основная часть сопротивления движению на прямом и горизонтальном пути является аэродинамическим сопротивлением. При скорости 260 км/ч оно достигает 80 % основного сопротивления движению.

Основное сопротивление движению поезда равно сумме основных сопротивлений движению локомотива W'_0 и состава W''_0 :

$$W_0 = W'_0 + W''_0.$$

Средневзвешенное удельное сопротивление движению поезда

$$w_0 = W_0 / (P + Q), \text{ или } w_0 = (w'_0 P + w''_0 Q) / (P + Q).$$

Для расчета удельного основного сопротивления различных видов подвижного состава часто используют его простейшую зависимость от скорости движения типа

$$w_0 = a + bv + cv^2. \quad (1.2.5)$$

Профессора Н.П. Петров и Ю.В. Ломоносов показали необходимость учета в формуле типа (1.2.5) для расчета основного сопротивления вагонов величины их загрузки. Поэтому в настоящее время используется следующая

формула для расчета удельного основного сопротивления вагонов [19]:

$$w_0'' = a + (b + cv + kv^2) / q_0, \quad (1.2.6)$$

где v – скорость движения, км/ч; q_0 – масса вагона брутто, приходящаяся на одну ось (колесную пару), т; a , b , c и k – постоянные коэффициенты, зависящие от типа вагонов и рельсового пути.

Расчет удельного основного сопротивления вагонов. В связи с увеличением протяженности бесстыкового пути, в котором значительно сокращается число рельсовых стыков, влияющих на потери энергии, по сравнению с обычным ("звеньевым") путем, уложенным из рельсов стандартной длины, на отечественных железных дорогах с 1985 г. удельное основное сопротивление подвижного состава подсчитывается в зависимости от типа не только подвижного состава, но и пути.

В соответствии с этим значения коэффициентов в формулах типа (1.2.6) варьируются для бесстыкового звеньевое пути, для локомотивов и вагонов и числа осей (колесных пар) последних.

Удельное основное сопротивление составов грузовых вагонов в груженом состоянии (при осевой нагрузке $q_0 \geq 60$ кН) подсчитывается по формулам типа (1.2.6). Для расчета удельного основного сопротивления пассажирских составов из цельнометаллических вагонов при скоростях движения до 160 км/ч также используются формулы аналогичного типа. Значения коэффициентов при этом принимаются по данным табл. 1.2.1.

Удельное основное сопротивление составов из порожних или мало загруженных четырехосных грузовых вагонов (при осевой нагрузке $q_0 \leq 60$ кН) подсчитывается по формулам типа (1.2.5), в которые не входит величина осевой нагрузки:

на звеньевом рельсовом пути

$$w_0'' = 1,0 + 0,044v + 0,0024v^2;$$

то же, для вагонов колеи 1067 мм

$$w_0'' = 1,35 + 0,07v + 0,00045v^2;$$

на бесстыковом рельсовом пути

$$w_0'' = 1,0 + 0,042v + 0,0016v^2.$$

Для расчета удельного основного сопротивления пассажирских составов на линиях с шириной колеи 1067 мм (для Сахалинской железнодорожной дороги) рекомендована следующая формула:

$$w_0'' = 1,2 + 0,0068v + 0,00175v^2. \quad (1.2.7)$$

1.2.1. Значения коэффициентов в формуле (1.2.6)

Типы пути и вагонов	Коэффициенты в формуле (1.2.6)			
	a	b	c	k
Грузовые вагоны ($q_0 \geq 60$ кН)				
Звеньевой путь:				
четырехосные	0,7	30	1,0	0,025
восьмиосные	0,7	60	0,38	0,021
четырехосные колеи 1067 мм	0,7	70	3,0	0,075
Бесстыковый путь:				
четырехосные	0,7	30	0,9	0,02
восьмиосные	0,7	60	0,26	0,017

Пассажирские вагоны

Звеньевой путь	0,7	80	1,8	0,03
Бесстыковой путь	0,7	80	1,6	0,023

Примечание. Значения коэффициентов b , c , k увеличены на порядок по сравнению с формулами, приведенными в ПТР, так как в последних осевая нагрузка задавалась в тоннах, как единицах веса.

1.2.2. Усредненные значения удельного основного сопротивления движению грузового подвижного состава w_0 , Н/кН, в промышленном транспорте [20]

Категория путей нормальной колеи (1520 мм)	Подвижной состав	
	груженный	порожний
Постоянные пути	2,5	3,5
Временные (передвижные) пути (в забоях или на отвалах):		
балластированные	4,0	5,5
небалластированные	6,0	8,0

В табл. 1.2.2 приведены значения удельного основного сопротивления движению w_0 , Н/кН, грузового подвижного состава в промышленном транспорте.

Расчет удельного основного сопротивления локомотивов. Для магистральных тепловозов с электрической передачей и электровазов при расчете удельного основного сопротивления (Н/кН) согласно ПТР используются следующие формулы:

в режиме тяги:
на звеньевом пути

$$w'_0 = 1,9 + 0,01v + 0,0003v^2; \quad (1.2.8)$$

на бесстыковом пути

$$w'_0 = 1,9 + 0,008v + 0,00025v^2; \quad (1.2.9)$$

в режиме холостого хода дизеля тепловоза или при движении электровоза без тока:
на звеньевом пути

$$w_x = 2,4 + 0,011v + 0,0035v^2; \quad (1.2.10)$$

на бесстыковом пути

$$w_x = 2,4 + 0,009v + 0,00035v^2. \quad (1.2.11)$$

Для расчета удельного основного сопротивления движению тепловозов с гидропередачей колеи 1067 мм (типа серии ТГ16) на звеньевом рельсовом пути в ПТР используют следующие формулы:

$$w'_0 = 1,05 + 0,056v + 0,000167v^2; \quad (1.2.12)$$

$$w_x = 1,5 + 0,113v + 0,00027v^2. \quad (1.2.13)$$

Для магистральных паровозов удельное основное сопротивление движению на звеньевом пути может быть подсчитано по формулам:
в режиме тяги

$$w'_0 = 2,0 + 0,02v + 0,00023v^2; \quad (1.2.14)$$

в режиме выбега

$$w_x = 3,0 + 0,002v + 0,0009v^2. \quad (1.2.15)$$

Удельное основное сопротивление мотор-вагонного электроподвижного состава определяется по формулам типа (1.2.5), значения коэффициентов в которых в ПТР индивидуализированы по группам серий электропоездов (ЭР1, ЭР2, ЭР9; ЭР22 и др.).

Для расчета удельного основного сопротивления дизель-поездов всех серий (ДР1, Д1 и Д) в ПТР рекомендованы единые формулы в зависимости от типа рельсового пути и числа вагонов дизель-поезда $m_{\text{дп}}$:
на звеньевом пути

$$w'_0 = 1,1 + 0,012v + \left(0,000217 + \frac{0,000461}{m_{\text{дп}}} \right) v^2; \quad (1.2.16)$$

$$w_x = w'_0 + w_3; \quad (1.2.17)$$

на бесстыковом пути

$$w'_0 = 1,1 + 0,01v + \left(0,000167 + \frac{0,000461}{m} \right) v^2, \quad (1.2.18)$$

где w_3 – удельное сопротивление трения в неотключаемых в режиме выбега от ведущих колесных пар звеньях силовой механической или гидравлической передачи; $w_3 = (0,47 + 0,014v) \frac{m_m}{m_{\text{дп}}}$; m_m – число моторных вагонов в дизель-поезде.

Удельное основное сопротивление поезда при трогании с места [11].

При трогании подвижного состава с места после стоянки его удельное сопротивление движению оказывается выше, чем при $\bar{v} > 0$. Поэтому при проверках возможности трогания состава вагонов с места в тяговых расчетах учитывается удельное сопротивление троганию $w_{\text{тр}}$, которое принимается для подвижного состава на роликовых подшипниках по следующей формуле:

$$w_{\text{тр}} = 28k / (q_0 + 7), \quad (1.2.19)$$

где k – множитель, зависящий от числа вагонов в составе; $k = 1,8$ при одном вагоне; $k = 1,1$ при шести вагонах; при семи вагонах и более $k = 1$.

В некоторых особых условиях возникает необходимость внесения уточняющих поправок (коэффициентов) к подсчитанным по формулам удельным основным сопротивлениям движению. По ПТР к таким условиям относят:

особо низкие температуры наружного воздуха: при температуре $T < -25$ °C рекомендуется увеличивать удельное основное сопротивление умножением на коэффициент, который зависит от температуры воздуха и скорости движения и изменяется от 1,01 при температуре -30 °C и скорости 20 км/ч до 1,17 при температуре -60 °C и скорости 120 км/ч для грузовых поездов и до 1,15 при той же температуре и скорости 160 км/ч для пассажирских;

систематическое наличие на участке движения встречного и бокового ветра со скоростями 6...12 м/с: рекомендуется вводить коэффициенты 1,03...1,42 в зависимости от скоростей ветра и подвижного состава (первое значение при скорости ветра 6 м/с и скорости поезда 160 км/ч; второе – при скорости ветра 12 м/с и скорости движения поезда 10 км/ч).

Кроме того, следует отметить особенности движения поездов в протяженных тоннелях, в которых на всей длине существенно возрастает составляющая воздушного сопротивления движению; в большей мере в однопутных тоннелях, в меньшей – в двухпутных [6].

Дополнительные силы сопротивления движению подвижного состава. Они возникают когда путь отличается от прямого и горизонтального. **Дополнительное сопротивление от уклона продольного профиля пути.** При угле наклона α продольного профиля пути на подвижной состав действует составляющая его веса $(P + Q) \sin \alpha$, направленная параллельно рельсовому пути. На подъемах она увеличивает сопротивление движению поезда на величину

$$W_i = w_i(P + Q). \quad (1.2.20)$$

Величина удельного дополнительного сопротивления от уклона профиля w_i пропорциональна синусу угла α наклона элемента профиля и численно равна крутизне уклона i , ‰:

$$i = 1000 \sin \alpha; \quad w_i = i.$$

На спусках сила W_i увеличивает движущую поезд силу, и для общности ее можно считать "отрицательным сопротивлением". Общая формула определения удельного сопротивления от уклона имеет вид:

$$w_i = \pm i. \quad (1.2.21)$$

В кривых участках рельсового пути сопротивление движению также возрастает вследствие продольного и поперечного скольжения конических поверхностей катания колес по рельсам и прижатия гребней колес к внутренней грани наружного рельса под действием центробежной силы. **Дополнительное сопротивление движению от кривизны пути**

$$W_R = w_R(P + Q). \quad (1.2.22)$$

Причем

$$w_R = A/R \quad (1.2.23)$$

или

$$w_R = A/(R - a), \quad (1.2.24)$$

где A и a – числовые константы; R – радиус кривой, м.

В отечественной практике используется формула типа (1.2.23) при значении константы $A = 700$.

Формулы типа (1.2.23) применяются и в других странах, но при других значениях константы A . В США принимается $A = 446$, в Китае $A = 573$, в Японии и Великобритании $A = 600$, в Италии $A = 800$. Эти различия могут объяснить разными нормами содержания пути в кривых и уровнями скоростей движения поездов.

В некоторых странах используются формулы типа (1.2.24). При этом в Чехии и Венг-

рии принимают $A = 500$ и $a = 30$; в Румынии $A = 650$ и $a = 55$.

Формулы (1.2.23) – (1.2.24) дают приближенную (и усредненную) оценку дополнительного сопротивления при условии, что длина поезда l_p меньше или равна длине кривой $S_{кр}$. Если длина поезда больше длины пути в кривой, в формулу (1.2.23) вводится множитель $S_{кр}/l_p$:

$$w_R = \frac{700}{R} (S_{кр}/l_p). \quad (1.2.25)$$

В расчетах, требующих по ПТР "повышенной точности", а также при проектировании железных дорог, в формулах (1.2.23) и (1.2.25) учитываются ускорения τ_k , соответственно непогашенного возвышением наружного рельса в кривом участке пути и зависящего от скорости движения в кривой v :

$$w_R = \frac{200}{R} + 1,5\tau_k; \quad (1.2.26)$$

$$w_R = \left(\frac{200}{R} + 1,5\tau_k \right) (S_{кр}/l_p).$$

Значение τ_k задается как допустимый норматив или рассчитывается:

$$\tau_k = \frac{v^2}{13R} + \frac{h}{s} g,$$

где h – возвышение наружного рельса в кривой над внутренним, мм; s – расстояние между кругами катания колес подвижного состава, мм; для отечественной ширины рельсовой колеи 1520 мм $s = 1600$ мм.

1.2.4. ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ ПОЕЗДА

В тяговых расчетах железнодорожного транспорта поступательное движение поезда рассматривается как одномерное движение материальной точки в результате действия на нее горизонтальных сил. Ускорение точки на основании второго закона Ньютона

$$\frac{dv}{dt} = \frac{d^2S}{dt^2} = \frac{R}{m},$$

где R – равнодействующая сил, действующих на материальную точку массой m . Дифференциальное уравнение поступательного движения поезда (в режиме тяги локомотива) можно представить в виде

$$\frac{dv}{dt} = \frac{F_k - W_k}{M}, \quad (1.2.27)$$

где v – скорость поступательного движения центра тяжести поезда, имеющего массу $M = (P + Q)g$; Q – вес состава; F_k и W_k – соответственно сила тяги локомотива и сила сопротивления движению поезда, отнесенные к точкам касания ведущих колес локомотива с рельсами.

Отдельные узлы локомотива и вагонов (колесные пары, якоря тяговых электродвигателей, зубчатые колеса тяговых редукторов и др.) при поступательном движении поезда совершают сложное движение: движутся поступательно и одновременно вращаются. Поэтому в уравнение движения поезда вводится коэффициент вращающихся масс γ , учитывающий затрату энергии на их вращение искусственным увеличением массы поступательно движущегося поезда. При этом кинетическая энергия вращающихся масс через моменты их инерции приводится к кинетической энергии поступательного движения условной дополнительной "эквивалентной" массы:

$$A_{\text{кин}} = \frac{mv^2}{2} + \sum \frac{I\omega^2}{2} = \frac{mv^2}{2} + \frac{v^2}{2} \sum \frac{I}{R^2} = \frac{mv^2}{2} \left[1 + \frac{m_3}{m} \right] = \frac{mv^2}{2} (1 + \gamma),$$

где I – момент инерции; ω – частота вращения; m_3 – условная эквивалентная масса вращающихся частей, учитывающая затрату энергии поступательно движущегося поезда на их вращение.

С учетом инерции вращающихся масс уравнение движения поезда (1.2.27) запишем в виде

$$\frac{dv}{dt} = \frac{F_k - W_k}{M(1 + \gamma)}. \quad (1.2.28)$$

Перейдя в уравнении (1.2.28) к удельным силам, получим уравнение движения в режиме тяги:

$$\frac{dv}{dt} = \zeta(f_k - w_k), \quad (1.2.29)$$

где

$$f_k - w_k = \frac{F_k - W_k}{P + Q}; \quad \zeta = \frac{g}{1000(1 + \gamma)};$$

причем $g = 9,81 \text{ м/с}^2 = 127 \text{ 000 км/ч}^2$. Тогда $\zeta = 127(1 + \gamma)$.

Коэффициенты инерции γ имеют различные значения для разных типов подвижного состава:

$\gamma = 0,24 \dots 0,28$ для электровозов;

$\gamma = 0,11 \dots 0,12$ для грузовых тепловозов;

$\gamma = 0,08 \dots 0,09$ для грузовых вагонов в груженом состоянии;

$\gamma = 0,04 \dots 0,05$ для пассажирских вагонов.

В тяговых расчетах принимают среднее значение $\gamma = 0,06$ или, точнее, $\gamma = 0,058$.

Уравнение движения поезда имеет вид, если ускорение выражено в км/(ч · мин),

$$\frac{dv}{dt} = 2(f_k - w_k). \quad (1.2.30)$$

Это уравнение по существу выражает второй закон локомотивной тяги. Оно имеет общий характер.

Из решения уравнения (1.2.30) при движении по участку пути с постоянным уклоном ($i = \text{const}$) можно находить:

скорость, в том числе равномерного движения, на заданном участке пути;

возможный вес состава, который может вести данный локомотив при равномерном движении;

приближенное время хода подвижного состава по заданному участку – способ равномерных скоростей (скоростей установившегося равномерного движения на уклонах с ($i = \text{const}$)).

После интегрирования уравнения (1.2.29) может быть получена функция типа

$$v = \varphi(t). \quad (1.2.31)$$

С помощью уравнения (1.2.31) можно вычислить время, необходимое для заданного изменения скорости движения поезда на заданном элементе продольного профиля пути.

Так как $v = dS / dt = \varphi(t)$,

$$S - S_0 = \int_{t_0}^t \varphi(t) dt. \quad (1.2.32)$$

В результате в качестве решения уравнения (1.2.32) может быть получена функция типа

$$t = \varphi'(S). \quad (1.2.33)$$

При использовании уравнения (1.2.33) можно определить время, необходимое для прохождения поездом заданного элемента пути (при неизменном уклоне его продольного профиля).

Конечным результатом решения уравнения движения поезда должна быть зависи-

мость скорости от величины пройденного расстояния в пределах конкретного цикла транспортного движения. Чтобы получить ее, надо исключить время t из уравнений типов (1.2.31) и (1.2.33), решив их совместно. Так как $v = dS/dt$ и $dt = dS/v$, с учетом (1.2.29) получим

$$dS = \frac{v dv}{\zeta(f_k - w_k)}.$$

Интегрируя, найдем

$$S - S_0 = \int_{v_0}^v \frac{v dv}{\zeta(f_k - w_k)},$$

или

$$v = \varphi''(S). \quad (1.2.34)$$

Выражение (1.2.34) представляет искомый закон изменения скорости движения подвижного состава в зависимости от пройденного расстояния (пути) при неизменном его продольном профиле.

Решение тяговых задач при равномерном движении подвижного состава. Частным случаем уравнения движения может быть равенство нулю его правой части, т.е. $f_k - w_k = 0$, или $f_k - w_k$, или, что то же самое, $F_k = W_k$.

Если равнодействующая сил, действующих на поезд, равна нулю ($R = F_k - W_k = 0$), то поезд в режиме тяги движется с постоянной скоростью (равномерно). Решение частного уравнения $dv/dt = 0$ очевидно. Как и должно быть при равномерном движении: $v = \text{const}$.

На основе такого простого условия для частного случая равномерного движения возможно решение некоторых важных практических задач, в частности:

определение возможного веса состава для данного локомотива при равномерном движении на заданном подъеме с заданной скоростью;

определение скорости равномерного движения заданного подвижного состава на заданном элементе продольного профиля пути (определение равновесной скорости для данного уклона);

приближенное определение времени хода подвижного состава по участку на основе способа равновесных скоростей.

Определение веса состава. Рассмотрим случай, когда заданы:

тип локомотива и параметры его расчетного режима (расчетное значение силы тяги $F_{кр}$, расчетная скорость продолжительного ре-

жима движения v_p , вес локомотива P и его удельное основное сопротивление w'_0);

тип состава, его структура и характеристики вагонов (вес вагона q , нагрузка на ось вагона q_0 , основное удельное сопротивление вагонов в составе w''_0 при скорости движения, равной расчетной скорости локомотива v_p);

характеристика продольного профиля участка пути (величина расчетного подъема i_p).

Можно определить вес состава Q , который может вести данный локомотив по заданному подъему равномерно со скоростью v_p .

Величина сопротивления движению поезда в заданных условиях

$$W_k = (w'_0 + i_p)P + (w''_0 + i_p)Q.$$

Следовательно, исходя из условия равномерности движения $F_{кр} = W_k$,

$$Q = \frac{F_{кр} - (w'_0 + i_p)P}{w''_0 + i_p}. \quad (1.2.35)$$

Определение равновесных скоростей.

Это задача, обратная определению возможного веса состава.

Заданными являются:

свойства локомотива – вес P , тяговая характеристика $F_k = f_1(v)$ и зависимость удельного основного сопротивления от скорости движения $w'_0 = f'_2(v)$;

соответствующие характеристики состава вагонов – вес вагона q , вес состава Q , зависимость удельного основного сопротивления состава от скорости $w''_0 = f''_2(v)$;

величины уклонов элементов продольного профиля пути ($i_1, i_2 \dots i_T$).

Требуется найти скорость равномерного движения v_* , являющуюся решением уравнения $F_k = W_k$ для движения на уклоне крутизной i_* .

Левая часть уравнения $F_k = W_k$ задана:

$$F_k = f_1(v).$$

Правая часть уравнения:

$$W_k = W'_0 + W''_0 + W_i,$$

где $W'_0 = f'_2(v)P$; $W''_0 = f''_2(v)Q$ и

$$W_i = i_*(P + Q).$$

В результате получаем развернутую форму уравнения движения поезда на уклоне крутизной i_* :

$$f_1(v) = f_2'(v)P + f_2''(v)Q + i_*(P + Q).$$

Это уравнение следует решить относительно переменной v , и тогда при $i = i_*$ можно определить искомую величину скорости v_* .

1.2.5. ТЯГОВЫЕ РАСЧЕТЫ

Расчет веса состава грузового поезда для участка железной дороги. В соответствии с ПТР вес поезда грузового состава рассчитывается исходя из условий полного использования мощности локомотива и, в случае необходимости, с учетом возможности использования кинетической энергии поезда. Задачей является определение наибольшего возможного для данного локомотива и конкретного профиля пути веса состава. Именно такой наибольший возможный состав для железных дорог нашей страны считается наиболее целесообразным в технико-экономическом отношении.

Сочетание различных элементов продольного профиля пути (подъемов, спусков, площадок) на конкретных участках железных дорог обычно сводится к двум характерным типам. Первый тип продольного профиля отличается тем, что наиболее трудные элементы профиля (самые крутые подъемы) имеют достаточно большую протяженность для достижения поездом установившейся равновесной скорости равномерного движения. Второй тип продольного профиля участка характеризуется тем, что элементы с наиболее крутыми подъемами на участке имеют относительно небольшую протяженность, недостаточную для достижения установившегося режима равномерного движения.

Для первого типа профиля вес состава определяют исходя из условия равномерного движения поезда на наиболее крутом (затяжном) подъеме, называемом расчетным, с расчетной скоростью локомотива (скоростью продолжительного режима для тепловозов и часового режима для электровозов). В данном случае вес состава определяется по формуле (1.2.35).

Определение параметров локомотива для обслуживания грузового подвижного состава на конкретном участке. Заданными являются конкретные характеристики железнодорожного движения на конкретном участке, для которого должен быть подобран локомотив:

вес состава Q ;

тип состава грузовых вагонов, его структура и характеристики вагонов (вес вагона q , нагрузка на ось вагона q_o , основное удельное

сопротивление вагонов в составе w_0'' при скорости движения, соответствующей предварительно выбранной расчетной скорости локомотива v_p);

характеристика продольного профиля участка пути (величина расчетного подъема i_p).

Тогда можно определить необходимую расчетную силу тяги локомотива, который может вести состав весом Q по заданному подъему i_p равномерно со скоростью v_p . Исходя из условия равномерности движения $F_{кр} = W_k$, получаем равенство

$$F_{кр} = (w_0' + i_p)P + (w_0'' + i_p)Q,$$

которое и позволяет определить необходимую величину расчетной силы тяги локомотива.

Расчет расхода топлива тепловозом проводят по полученным в результате тяговых расчетов данным о скорости движения и времени хода локомотива с поездом на конкретном участке железнодорожного пути. Полный расход топлива за поездку

$$E_{\tau} = \int_0^t G dt,$$

где G – мгновенное значение расхода топлива, соответствующее режиму работы энергетической установки тепловоза, кг/мин; t – время движения поезда, мин.

Для расчета расхода топлива весь участок разбивают на отдельные отрезки, в пределах которых режим работы локомотива не меняется. В стандартных тяговых расчетах таких режимов работы тепловоза принимается всего два: движение в режиме тяги, в котором считается, что энергетическая установка тепловоза работает с полной мощностью, и движение в режиме холостого хода (включая время торможения). Кроме того, учитывается расход топлива при остановках движения.

Общий расход топлива тепловозом за поездку

$$E_{\tau} = \sum_{i=1}^n G_i \Delta t_i + g_x t_x + g_{ст} t_{ст},$$

где G_i – расход топлива, соответствующий скорости движения поезда в режиме тяги на i -м отрезке пути, кг/мин; Δt_i – время движения поезда по i -му отрезку пути, мин; g_x – расход топлива тепловозом в режиме холостого хода, кг/мин; t_x – время работы дизеля на холостом ходу; мин; $g_{ст}$ – расход топлива

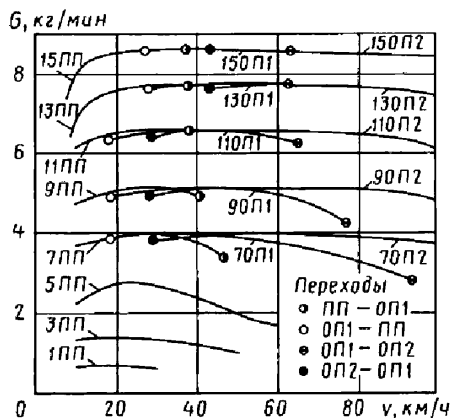


Рис. 1.2.5. Изменение расхода топлива G от скорости v тепловозами серий 2ТЭ10Л, 2ТЭ10В, 2ТЭ10М, 3ТЭ10М (одной секцией) при работе в режиме тяги

тепловозом на стоянках и при движении по станционным путям, кг/мин; $t_{ст}$ — время работы дизеля на стоянках и при движении по станционным путям, мин.

Значения Δt_i и t_x определяют в результате построения кривой времени.

Значения G_i принимают по расходным характеристикам тепловозов, полученным экспериментально и приведенным в ПТР. Расходная характеристика для тепловозов серии 2ТЭ10 различных модификаций приведена на рис. 1.2.5.

У современных тепловозов при неизменной позиции рукоятки контроллера расход топлива несущественно зависит от скорости движения. Его практически считают постоянным на каждом режиме.

Величина g_x зависит от частоты вращения коленчатого вала дизеля на холостом ходу. Ее значение принимают по данным табл. 1.2.3.

1.2.3. Значения расхода топлива (кг/мин) тепловозом в режиме холостого хода и стоянках

Серия тепловоза (дизель-поезда)	Холостой ход			Расход топлива при движении по деповским и станционным путям, кг/мин
	Частота вращения коленчатого вала дизеля, мин ⁻¹	Расход топлива одним дизелем, кг/мин	Расход топлива тепловозом (дизель-поездом), кг/мин	
ТГМЗА	650	0,13	0,13	0,30
ЧМЭ2	350	0,14	0,14	0,30
ЧМЭ3	350	0,15	0,15	0,30
ТЭ1, ТЭМ1	300	0,16	0,16	0,30
ТЭ2	300	0,16	0,32	0,30
ТЭ10, ТЭП10, ТЭП10Л	400	0,38	0,38	0,50
2ТЭ10, 2ТЭ10Л, 2ТЭП10В, 2ТЭ10М	400	0,38	0,76	1,00
3ТЭ10М	400	0,38	1,14	1,50
ТЭ3, ТЭ7	400	0,35	0,70	1,20
ТЭП60	400	0,50	0,50	1,00
2ТЭП60	400	0,50	1,00	2,00
ТЭП70	350	0,27	0,27	2,00
ТЭМ2	300	0,10	0,10	0,30
М62	400	0,42	0,42	0,30
2М62	400	0,42	0,84	0,60
2ТЭ116	350	0,25	0,50	2,00
ДР1	700	0,14	0,28	0,30
Д1	530	0,14	0,28	0,30
Д	600	0,33	0,66	0,30

Здесь приведены значения частоты вращения коленчатого вала тепловозных дизелей на холостом ходу, а также значения $g_{ст}$, принятые в предположении о движении одиночных тепловозов по станционным путям на первой позиции рукоятки контроллера машиниста со скоростью 10...15 км/ч.

Для того чтобы сравнивать расход топлива при работе локомотивов с разными поездами и на различных направлениях, общий расход топлива относят к измерителю выполненной перевозочной работы, получая удельный расход топлива (кг/(10⁴ т · км))

$$e_t = \frac{E_t}{M_Q S} 10^4,$$

где M_Q – масса состава, т; S – длина участка, км.

Для сравнения различных видов тяги и разных сортов топлива вводится понятие условного топлива, под которым понимают топливо с удельной теплотой сгорания 29,3 МДж/кг. Удельная теплота сгорания дизельного топлива 41,9 МДж/кг. Следовательно, чтобы пересчитать расход дизельного топлива в расход условного топлива, введя эквивалент $\mathcal{E} = 41,9/29,3 = 1,43$, получаем выражение для расчета удельного расхода условного топлива (кг/(10⁴ т · км)):

$$e_y = e_t \mathcal{E}.$$

Расчет расхода электроэнергии электровозом. Расход электроэнергии электровозом на движение поезда на конкретном участке

$$A_d = \int_0^t U_{кc} I_3 dt,$$

где $U_{кc}$ – напряжение в контактной сети, В; I_3 – сила тока нагрузки электровоза, А.

В качестве I_3 для электрической тяги на переменном токе принимают действующую силу активного тока, потребляемого на тягу, I_{da} . При рекуперативном торможении I_3 принимают равной силе тока рекуперации I_p , взятой со знаком минус.

Разделяя режимы тяги и рекуперативного торможения, полный расход электроэнергии электровозом, отнесенный к токоприемнику, определяют в соответствии с выражением

$$A = A_d - A_p,$$

где A_d – расход электроэнергии на движение поезда при отсутствии рекуперации, Вт · ч; A_p – возврат электроэнергии в контактную сеть при рекуперативном торможении, Вт · ч.

Расчет расхода электроэнергии выполняют на основе кривых скорости $v(S)$, времени $t(S)$ и силы тока нагрузки электровоза постоянного тока $I_3(v)$ ($I_{da}(v)$ для электровозов переменного тока или $I_p(v)$ при рекуперативном торможении).

Разбивая весь участок на отдельные интервалы по режимам работы локомотива, получаем в конечных приращениях расчетные выражения для определения расхода электроэнергии (кВт · ч).

Для электровозов постоянного тока

$$A_d = \frac{U_{кc} \sum I_{3i}^{cp} \Delta t_i}{60 \cdot 1000},$$

где $U_{кc} = 3000$ В; I_{3i}^{cp} – средняя на i -ом интервале сила тока, А; Δt_i – время прохождения i -го интервала, мин.

Для электровозов переменного тока

$$A_d = \frac{U_{кc} \sum I_{dai}^{cp} \Delta t_i}{60 \cdot 1000},$$

где $U_{кc} = 25\,000$ В; I_{dai}^{cp} – средняя на i -ом интервале сила действующего значения активного тока, потребляемая на тягу тока, А.

Количество электроэнергии (кВт · ч), возвращаемой в контактную сеть при рекуперации,

$$A_p = \frac{U_p \sum I_{pi}^{cp} \Delta t_i}{60 \cdot 1000},$$

где $U_p = 3300$ В при постоянном токе и $U_p = 25\,000$ В при переменном токе; I_{pi}^{cp} – средняя на i -ом интервале сила тока рекуперации, А.

Расход электроэнергии на собственные нужды электровоза (вспомогательные машины, отопление, освещение) определяют по средним значениям расхода электроэнергии на вспомогательные машины одного электровоза (табл. 1.2.4).

1.2.4. Расход электроэнергии электровозов на собственные нужды

Серия электровоза	Расход электроэнергии на собственные нужды, кВт · ч/мин	Сила тока, потребляемого на собственные нужды, А	Серия электровоза	Расход электроэнергии на собственные нужды, кВт · ч/мин	Сила тока, потребляемого на собственные нужды, А
ВЛ8	1,67	33	ВЛ80Р	5,83	18
ВЛ10, ВЛ10У, ВЛ11	2,08	42	ВЛ82М, ВЛ82	4,17	12
ВЛ22М	0,83	17	ЧС2	1,17	23
ВЛ23	1,25	25	ЧС2Т	1,33	27
ВЛ60К, ВЛ60Р	3,33	10	ЧС3	0,83	17
ВЛ60ПК	3,33	10	ЧС4	2,00	6
ВЛ80К	4,83	14	ЧС4Т	2,33	7
ВЛ80Т, ВЛ80С	5,50	16			

Удельный расход электроэнергии, Вт · ч/(т · км),

$$a = \frac{10^3 A}{M_{\text{ос}} S}.$$

Значение удельного расхода электроэнергии, как и топлива, изменяется в широких пределах в зависимости от осевой нагрузки, веса состава и др. В грузовом движении удельный расход наименьший: 10...20 Вт · ч/(т · км). В пассажирском движении $a = 20...30$ Вт · ч/(т · км). В пригородном движении $a = 30...40$ Вт · ч/(т · км). Самые большие значения удельного расхода электроэнергии в скоростном движении: $a = 60$ Вт · ч/(т · км) и более.

1.2.6. СИСТЕМЫ БЕЗОПАСНОСТИ ДЛЯ ИНТЕРВАЛЬНОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ПОЕЗДОВ

Одновременно с созданием железнодорожного транспорта возникла задача определения и поддержания необходимого с точки зрения безопасности интервала попутного следования поездов (расстояния между головой данного поезда и хвостом впереди идущего поезда по пути) [22]. Межпоездной интервал устанавливается таким образом, чтобы при внезапной остановке впереди идущего поезда следующий за ним поезд имел бы достаточный

тормозной путь для исключения столкновения поездов.

Традиционным средством интервального регулирования движения поездов являются системы автоблокировки. В системах автоблокировки перегоны разделяются на блок-участки, контроль занятости которых осуществляется с помощью рельсовых цепей. Путевые устройства определяют расстояние между поездами по числу блок-участков между ними, и в зависимости от этого расстояния управляют показаниями путевых светофоров (зеленый, желтый, желто-зеленый, красный и др.) на границах блок-участков. Для каждого показания путевого светофора устанавливается допустимая скорость движения поезда по впереди лежащему блок-участку.

Для облегчения восприятия локомотивными бригадами показаний путевых светофоров и повышения пропускной способности участков железных дорог системы автоблокировки дополняются системами автоматической локомотивной сигнализации (АЛС), обеспечивающими передачу показаний путевых светофоров на локомотивные. Системы АЛС состоят из путевых (передающих) и локомотивных устройств безопасности (ЛУБ). Последние обеспечивают не только прием команд АЛС о значениях допустимой скорости движения, но и осуществляют регулирование скорости элек-

тровоza: выключение режима тяги или торможения при превышении фактической скорости над допустимой.

Все электровазы сети железных дорог оснащены ЛУБ. Созданы ЛУБ нескольких поколений на соответствующей элементной базе, реализующие различные функции.

До 1993 г. передача команд в ЛУБ осуществлялась от путевых устройств автоматической локомотивной сигнализации непрерывного типа АЛСН, а ЛУБ выполнял роль приемника-дешифратора команд АЛСН и контроля допустимой скорости движения электроваза. Однако низкая информативность системы АЛСН (возможность передавать только трех-четырёх команд) и ограниченность функциональных возможностей привели к необходимости оснащения локомотивов кроме приемника-дешифратора команд АЛСН дополнительными устройствами обеспечения безопасности, такими как регистратор ЗСЛ2М, устройство контроля торможения "Дозор" (Л132), устройство контроля бдительности машиниста УКБМ (Л77, Л159, Л116) и др.

В настоящее время наиболее совершенные ЛУБ с контролем скорости движения электровазов применяют на линиях скоростного движения. Информацию о допустимой скорости движения ЛУБ получают от систем автоматической локомотивной сигнализации точечного (АЛСТ) или непрерывного (АЛСН) типа.

Системы безопасности железных дорог Европы. В 80-е годы на сети железных дорог Франции (SNCF) появились высокоскоростные линии, на которых поезда развивали скорость до 300 км/ч с минимальным интервалом попутного следования 4 мин. Основным средством сигнализации на этих линиях является система АЛС типа TVM 300. Так, на линии Париж – Лион (протяженностью 390 км, с максимальной скоростью 270 км/ч) отсутствуют напольные светофоры. Сигналы АЛС поступают в ЛУБ от рельсовых цепей. В качестве несущих для четного пути использованы частоты 1700 и 2300 Гц, для нечетного – 2000 и 2600 Гц. Несущие частоты модулируются низкими, в диапазоне 10,3...29 Гц. При шаге 1,1 Гц может быть получено 18 частотно-модулированных сигнала, соответствующих различным допустимым значениям скорости движения.

Для "Северной" высокоскоростной линии (с максимальной скоростью движения поездов 320 км/ч, минимальным интервалом попутного следования 3 мин) создана более совершенная

система сигнализации типа TVM 430. В этой системе предусмотрено большее число градаций значений допустимых скоростей (320, 300, 270, 230, 170 км/ч).

С целью уменьшения влияния инерционности системы, проявляющейся при смене сигнальных показаний, в TVM 430 немигающая индикация значения допустимой скорости информирует машиниста о том, что и на следующем блок-участке не ожидается снижения скорости, а при мигающей индикации машинист должен приготовиться к возможному предстоящему снижению скорости на следующем блок-участке. В ЛУБ постоянно производится сравнение фактической скорости поезда (с привязкой к местоположению поезда на участке) со значением скорости, заложенным в бортовом компьютере. Если допустимое значение превышено, то происходит экстренное торможение.

В TVM 430 предусмотрена возможность увеличения количества информации, передаваемой с пути на поезд посредством 27-битных телеграмм. Наличие "1" или "0" в каждом разряде телеграммы определяется по наличию или отсутствию модулирующей частоты в соответствующем такте принимаемого сигнала. В каждой передаваемой в бортовой компьютер телеграмме содержится информация о максимальном значении скорости на текущем блок-участке.

ЛУБ системы TVM 430 включает две приемные катушки, установленные над рельсами перед первой осью локомотива. Сигналы, принимаемые катушками из рельсов, поступают на два независимых входа сигнального процессора. Блок сравнения процессора сопоставляет результаты на выходах двух независимых каналов аналого-цифровой обработки. При совпадении результатов принятое сообщение поступает для дальнейшего исполнения, в частности, выдается на дисплей машиниста. Надежность и безопасность работы TVM 430 основаны на применении методов помехоустойчивого кодирования информации, повторной передаче телеграмм и дублировании аппаратуры.

На линиях железных дорог Германии и Австрии для обеспечения безопасности движения поездов при скоростях движения выше 160 км/ч с начала 80-х годов начато внедрение системы АЛСН на базе укладываемых вдоль пути индуктивных шлейфов, получившей название LZB. Система LZB обеспечивает:

непрерывный контроль скорости движения поезда;

автоматическое снижение скорости поезда на участках ее ограничения;

автоматическую остановку поезда перед сигналом с запрещающим движение показанием;

возможность движения каждого поезда с оптимальной скоростью;

поддержание безопасного расстояния между поездами;

возможность двустороннего обмена информацией между локомотивом и центром управления.

В системе LZB информация на поезд передается по путевому шлейфу на рабочей частоте 36 кГц, а в обратном направлении – на рабочей частоте 56 кГц. Длина кодового слова постоянна и составляет 83,5 бит; скорость передачи кода – 1200 Бод.

Фирма Сименс разработала новое семейство систем интервального регулирования ZUB-100. Ряд модификаций семейства (ZUB-1H, ZUB-121, ZUB-122, ZUB-123) предназначен для магистральных железных дорог. В этой системе в выбранных точках пути устанавливаются передающие индукторы. Поездные антенны ZUB-110 и ZUB-111 излучают сигналы на частоте 100 кГц, которые принимаются путевыми индукторами и используются для накопления энергии в источнике питания схемы передачи информационных посылок на поезд. Последние формируются путем амплитудной модуляции несущей частоты 100 кГц тональными частотами диапазона 2,7...7,6 кГц. Используется принцип кодирования "2" из "7", позволяющий осуществлять передачу на электровоз до двадцати различных сообщений и обнаруживать ошибки, возникающие под воздействием помех в канале передачи информации.

В конце 90-х годов эта фирма приступила к созданию нового семейства ZUB-200, обладающего расширенными функциональными возможностями и удовлетворяющего более высоким требованиям по безопасности. Бортовое устройство ZUB-200 построено по двухканальной схеме. Ядро каждого канала включает вычислительный блок SIMIS-3116 с процессором 80486. Кроме того, в состав ядра входят: блок обработки прерываний, блок памяти и схемы сопряжения (оптоэлектрические и релейные). Все устройства вычислительного блока объединены общей параллельной шиной MES80.

Для связи вычислительного блока с бортовыми датчиками измерения пути и скорости (осевыми датчиками и радаром) применяется последовательная передача информации по многофункциональной транспортной шине MVB, бортовая информационная система IBIS либо последовательные интерфейсы RS232 и RS485. Обмен информацией между бортовым устройством ZUB-200 и путевым оборудованием может осуществляться как в диапазоне тональных частот (ZUB-212), так и при помощи телеграмм, передаваемых на рабочей частоте 850 кГц (ZUB-222), либо по частотному каналу "Евробализ" (ZUB-242). Для этой цели бортовые устройства кроме стандартной аппаратуры ZUB-200 включают приемопередающие блоки для работы по каналу "Евробализ" или на частоте 850 кГц. Система ZUB-222 регулирует движение поездов со скоростями до 230 км/ч, а ZUB-242 – со скоростями до 350 км/ч.

В состав бортовой аппаратуры ZUB-212 входит канал индуктивной связи IMU. На несущей частоте 67,4 кГц на поезд передается информация о допустимых скоростях движения, при которых обеспечивается безопасность движения. В состав бортового устройства входят два параллельных канала, включающих цифровые сигнальные процессоры, осуществляющие фильтрацию входных сигналов. Только после проверки идентичности результатов обработки данных в обоих каналах выходные команды принимаются к исполнению. Известительная информация передается с поезда на путь на несущей частоте 91 кГц. Для повышения помехозащищенности передаваемой информации используется BCH-код (Bose-Chandhuri-Hocqiengem) длиной 750 бит.

В настоящее время на железных дорогах Германии создана новая система FZB с расширенными функциональными возможностями и использованием для обмена информацией канала радиосвязи. Она включает: центральный пост, ЛУБ, базовую систему радиосвязи и систему бализ. На центральном посту системы FZB непрерывно поддерживается динамическая модель текущей поездной ситуации на контролируемом участке. Постоянная составляющая информации берется из путевого атласа участка. На основе данных о положении стрелок и сигналов и местонахождения поездов (текущей поездной ситуации) центральный пост FZB формирует для каждого конкретного поезда команду, разрешающую дальнейшее движение. Команда передается на поезда по

каналам радиосвязи через базовую систему радиосвязи (GSM-R, ISDN). Эта команда не только разрешает движение, но и предоставляет машинисту информацию о координатах ближайшей цели (например, станции) и времени ее достижения.

Бортовое устройство сопоставляет эти данные с информацией от бортовых устройств измерения пути и скорости, а также с информацией, получаемой от путевых бализ. Последние позволяют уточнить координату пути и получить значение допустимой скорости.

Бортовой компьютер строит программную кривую скорости, обеспечивающую прибытие поезда в намеченный пункт по расписанию. Выводимые на пульт данные о текущих значениях пути, времени и фактической скорости позволяют машинисту контролировать движение поезда и своевременно компенсировать его отклонение от программной кривой. Если при этом фактическая скорость поезда начинает превышать допустимую, то формируются предупредительные световой и звуковой сигналы. Если машинист не снижает скорость поезда после этих предупреждений, то бортовое устройство FZB формирует команду автоматического принудительного торможения, воздействующую на исполнительные цепи поезда.

При приближении поезда к цели на заданное расстояние программно вырабатывается извещение, которое по каналам радиосвязи передается на центральный пост FZB. Получив это извещение, центральный пост FZB формирует необходимый запрос, например, на установку маршрута приема поезда на станцию. Каждая из частей системы FZB выполняет кроме управляющих также диагностические функции, что позволяет своевременно обнаруживать ошибки и локализовать места их появления.

В телеграммах, которыми обмениваются центральный пост и бортовые устройства системы FZB, наряду с основной (перечисленной выше) информацией может передаваться большой объем вспомогательной информации. Так, в телеграмме, передаваемой с центрального поста на поезд, может содержаться информация о допустимой скорости движения, длине свободного участка пути, особенностях его плана и профиля, а также указания о режимах движения поезда и команды управления его вспомогательным оборудованием, в том числе команды подъема или опускания пантографов

в определенных точках пути. В обратной телеграмме, передаваемой с локомотива на центральный пост FZB, наряду с данными о координатах поезда, указывается длина поезда, его тормозные характеристики.

В европейской системе управления поездами ETCS на первом этапе передача информации на поезд осуществляется при помощи "Евробализ" (используемых в ETCS путевых и локомотивных индуктивных датчиков единого типа). В то же время, для обеспечения возможности беспрепятственного движения поездов, оборудованных системой ETCS, по железным дорогам различных стран Европы, где имеются национальные системы АЛС, в состав бортовой аппаратуры введено устройство EB1CAB2000, разработанное фирмой Бомбардир Транспортейшен. Ядро этого устройства, входящего в бортовую аппаратуру ETCS, выполняет следующие функции: управление торможением; измерение пути и скорости; передачу информации на пульт управления машиниста; регистрацию режимов движения. Кроме того, в состав бортового оборудования входят связанные с ядром системы по универсальной транспортной шине (MVB) специальные передающие модули (STM). Каждый STM-модуль преобразует сигналы одной из национальных систем локомотивной сигнализации в стандартные телеграммы принятого в системе ETCS-формата. Эти телеграммы поступают затем в ядро системы, в котором на основании информации о фактической скорости поезда, данных о его координатах, плане и профиле пути формируется программная кривая скорости, выполнение которой затем контролируется бортовой системой.

В странах Европы реализуются десятки проектов с использованием единой системы ETCS. В частности, система ATLAS 100 фирмы Алстом дополняет имеющуюся национальную систему со средствами контроля свободы пути (рельсовыми цепями и счетчиками осей), светофорами, постами централизации, средствами связи и центрами диспетчерского управления.

В системе ATLAS 100 электронные напольные модули (LEU), соединенные со светофорами или системами централизации, передают сигнальные показания в напольные приемоответчики. Информация из приемоответчиков считывается бортовыми антеннами, которыми оборудован каждый поезд, оснащенный устройствами ETCS. Система допол-

нена средствами сигнализации в кабине машиниста. Машинист непрерывно получает информацию о допустимых скоростях движения, постоянных или временных ограничениях скорости, впереди расположенных остановочных пунктах, уклонах и т.д.

При использовании на новых линиях системы ATLAS 200 перестали применяться напольные сигналы благодаря использованию рельсовых цепей (или счетчиков осей), а также передаче постам централизации функций регулирования движения и обеспечению безопасности на маршрутах следования поездов. В данной системе посты централизации оснащены аппаратурой радиосвязи с поездами и образуют совместно центр блокировки на базе радиосвязи RBC (Radio Blok Centre), в котором сосредоточены функции управления всей линией или группой линий. Центр блокировки преобразует полученную от постов централизации информацию в команды разрешения на движение, которые регулярно по радио передаются на все поезда, находящиеся в зоне действия RBC.

В бортовое оборудование включен так называемый европейский компьютер EVC (European Vital Computer), который используется для выполнения ответственных функций и организации интерфейсов с локомотивными устройствами, такими как интерфейс пользователя, регистрирующий прибор, антенна для считывания информации от напольных приемопередатчиков, блок измерения пути и скорости (устройства измерения пройденного пути и доплеровский радар), средства радиосвязи стандарта GSM-R.

Системы безопасности Российских железных дорог. На Российских железных дорогах в качестве ЛУБ на электровозах широко используется комплексное локомотивное устройство безопасности (КЛУБ) и его модификации. КЛУБ выполняет функции различных приборов, ранее применявшихся на электровозах для выполнения отдельных функций по обеспечению безопасности движения поезда. К основным функциям КЛУБ относятся:

прием сигналов от путевых устройств системы интервального регулирования о допустимой скорости движения на данном блок-участке пути и количестве впереди свободных блок-участков (данные команды передаются на локомотив по рельсовым цепям или каналу цифровой радиосвязи);

хранение информации о временных ограничениях скорости на участке и их выполнение;

определение координаты локомотива и текущего времени с помощью спутниковой навигационной системы;

измерение фактической скорости локомотива;

непрерывное сравнение фактической скорости с допустимой и автоматическое выключение тяги и включение тормозных средств поезда при превышении допустимой скорости;

вывод на сигнальное табло машиниста информации, формируемой КЛУБ;

контроль бдительности и бодрствования машиниста и включение тормозных средств поезда при отрицательном результате контроля;

исключение несанкционированного машинистом движения поезда;

блокировка движения поезда при выключенном КЛУБ или электропневматическом клапане (ЭПК), обеспечивающем включение тормозных средств поезда;

регистрация информации о работе КЛУБ и локомотивного оборудования в блоке энергонезависимой электронной памяти;

диагностика исправности КЛУБ и др.

КЛУБ-У построено на микропроцессорной элементной базе. Отличительными особенностями КЛУБ-У являются:

модульная архитектура, реализованная в виде открытой локальной сети, позволяющей бесконфликтно увеличивать или уменьшать количество модулей (выполняемых функций);

использование дополнительного канала цифровой радиосвязи для обмена информацией со стационарными устройствами управления и интервального регулирования;

применение аппаратуры спутниковой навигации в качестве дополнительного средства для определения координат поезда, в том числе точного астрономического времени;

использование электронного регистратора для непрерывной записи параметров локомотивного оборудования и аппаратуры КЛУБ-У во время движения поезда по заданному маршруту.

Локальная сеть позволяет также обеспечивать взаимодействие КЛУБ-У с внешними устройствами.

КЛУБ-У с 2002 г. используется как основное устройство обеспечения безопасности движения поездов на сети РЖД; оно также входит в

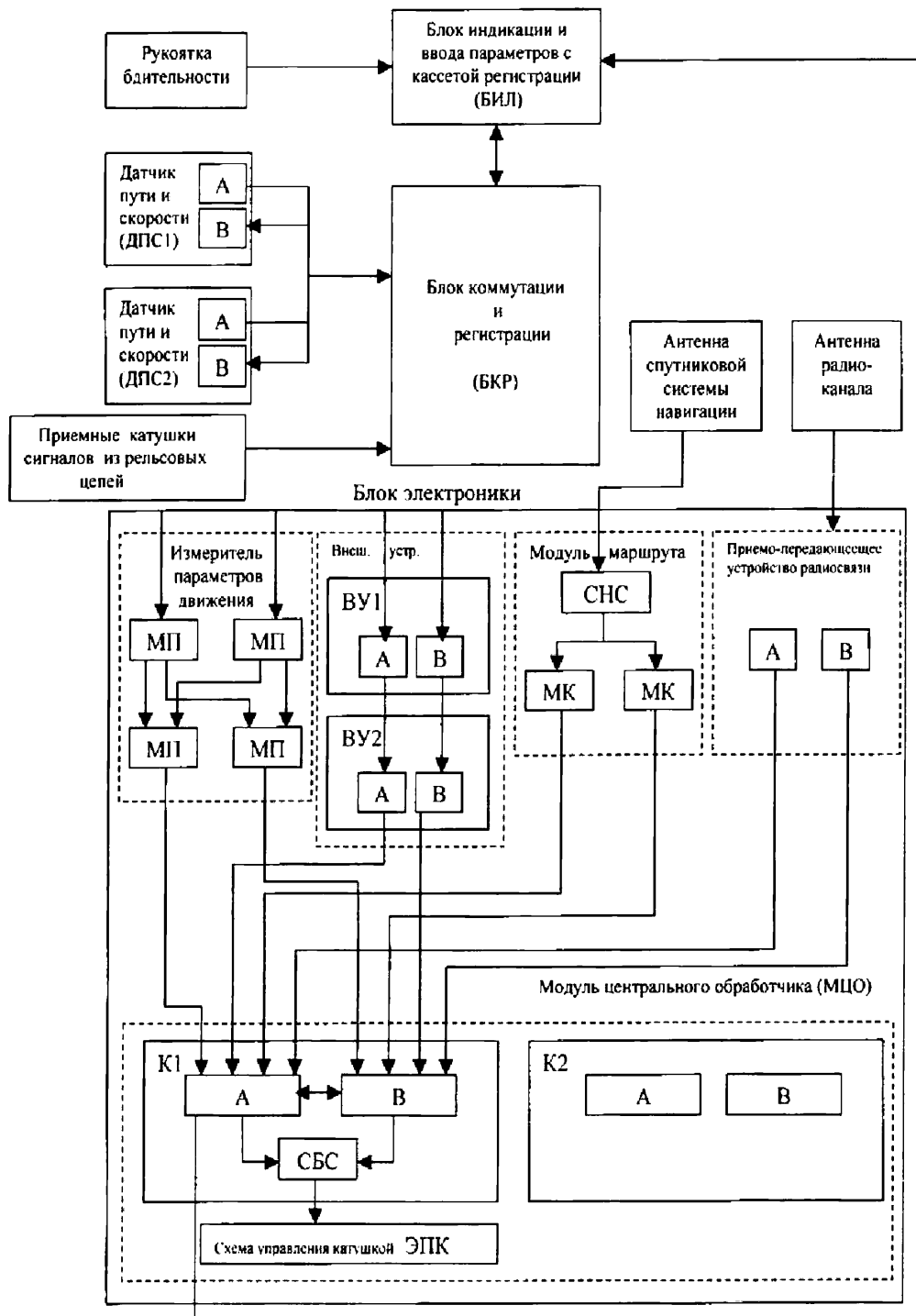


Рис. 1.2.6. Структурная схема комплексного локомотивного устройства безопасности КЛУБ-У

единую комплексную систему (ЕКС) управления и обеспечения безопасности движения поездов. Аппаратурой этой системы в настоящее время начинает оснащаться локомотивный парк. В состав ЕКС кроме КЛУБ-У входит также унифицированная система автоведения поездов (УСАВП), система автоматического управления торможением САУТ ЦМ/485 и телемеханическая система контроля бодрствования машиниста (ТСКБМ). УСАВП осуществляет энергооптимальное управление движением поезда в соответствии с заданным графиком или расписанием. Система САУТ-ЦМ/485 автоматически определяет эффективность тормозной системы поезда и производит прицельное служебное торможение у светофоров с запрещающим показанием. ТСКБМ осуществляет непрерывный контроль уровня бодрствования машиниста по электрическому сопротивлению кожи. Сигналы от датчиков, размещенных в наручном браслете, поступают с помощью микропередатчика в блок обработки и индикации.

При синтезе КЛУБ-У использованы принципы безопасного построения микросхем (рис. 1.2.6). В первую очередь это относится к блоку электроники БЭЛ, а в нем – к модулю центральной обработки МЦО, который управляет снятием напряжения с катушки электропневматического клапана ЭПК. Для повышения надежности в состав МЦО входят два решающих блока $K1$ и $K2$, причем второй находится в горячем резерве. Каждый из решающих блоков по соображениям безопасности выполнен по двухканальной схеме. В состав каналов A и B входят идентичные микроконтроллеры с одинаковым программным обеспечением. Модули, снабжающие информацией решающий блок, также имеют двухканальное исполнение. Поэтому входы канала A подключены к выходам первых каналов этих модулей, а входы канала B – к выходам вторых каналов. При этом осуществляется синхронизация обработки информации в обоих каналах, происходит обмен входными данными между каналами A и B решающего блока и независимое их сравнение в обоих каналах.

В схеме безопасного сравнения СБС непрерывно происходит сравнение результатов работы каналов A и B . До тех пор, пока результаты работы идентичны, на выходе СБС присутствует динамический сигнал. При несовпадении результатов динамический сигнал пропа-

дает, что вызывает снятие питания с катушки ЭПК, следствием чего является начало процесса автоматического торможения состава.

По своим эксплуатационно-техническим характеристикам КЛУБ-У находится на уровне, соответствующем уровню современных зарубежных аналогов.

Глава 1.3

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ФРИКЦИОННЫХ СИСТЕМ

Одним из основных условий высокой эффективности эксплуатации подвижного состава железнодорожного транспорта является надежность узлов трения и повышение их технико-экономических параметров. На долю этих узлов приходится значительная часть всех отказов.

Повышенное внимание к изучению узлов трения подвижного состава вызвано еще и специфическими условиями их эксплуатации, ростом скоростей движения в сочетании с высокими требованиями к тормозному оборудованию. Снижение потерь на трение и изнашивание связано с выявлением причин выхода из строя фрикционных узлов и разработкой методов управления трибомеханическими, трибоэлектрическими, трибохимическими и другими процессами, протекающими на фрикционном контакте.

Согласно представлениям о двойственной молекулярно-механической природе трения сопротивление относительно перемещению контактирующих тел складывается из двух каналов диссипации энергии. Первый канал определяет деформационную, т.е. механическую составляющую силы, и связан с формоизменением поверхностных слоев, участвующих в трении. Формоизменение обусловлено упругим деформированием, пластическим отгеснением материала и износом. Второй канал диссипации энергии – преодоление молекулярного взаимодействия в точках касания двух твердых тел. При этом обязательным условием внешнего трения считается соблюдение правила положительного градиента механических свойств, согласно которому сдвиговое сопротивление должно быть тем больше, чем глубже от поверхности контакта лежат деформированные слои.

История исследования трущихся тел убедительно свидетельствует об ограниченности одностороннего взгляда на природу трения.

Хорошо известно, что механические модели, постоянно усложняясь, достигали определенного совершенства. Задачи механических моделей связаны с нелинейными законами деформирования фрикционного контакта, механической анизотропии, структурной неоднородности материала и т.д.

Что же касается адгезионной теории, то сила трения между двумя несмазывающимися поверхностями – это, в первую очередь, сила, необходимая для разрушения возникающих адгезионных связей на фактических площадях контакта. Дискуссионным остается вопрос о природе молекулярных сил, приводящих к адгезии (сильному сцеплению и его аномальному проявлению) – схватыванию и заеданию трущихся поверхностей в одних случаях и образований пленки переноса в других.

В современном представлении фрикционное взаимодействие – это многофункциональный процесс взаимодействия тонких поверхностных слоев на локальных микроплощадках контакта, сопровождающийся изменением структуры поверхности и ее механических свойств, возникновением физико-химических, электрических и других явлений под воздействием температуры, нагрузки, поверхностно-активных веществ и многих других факторов. Сложность проблемы заключается еще и в том, что объемы тела, активно участвующие в процессах трения, чрезвычайно малы. В этой связи выяснение особенностей поведения поверхностных слоев металлополимерного трибоконтакта – одна из центральных задач в триботехнике. Поэтому для исследования процессов на контакте необходима разработка не только методов диагностики, но и более полные теоретические модели, специфическое назначение которых, с одной стороны, учитывать изменения, происходящие в объеме и в пограничном слое, а с другой – приводить к простым инженерным расчетам.

Наиболее сложно и трудоемко оптимизационные триботехнические задачи решаются для мобильных фрикционных систем (железнодорожного, автомобильного, воздушного и водного транспорта). Надежность и эффективность таких систем в основном зависит от надежности и эффективности таких узлов тре-

ния, как гасители колебаний, колеса – рельсы, муфты сцепления, опоры качения или скольжения, зубчатые зацепления и т.д.

Практически любая машина или механизм является фрикционной механической системой (ФМС), состоящей из линейной части механической подсистемы и существенно нелинейной подсистемы фрикционного контакта (или фрикционных контактов). Существующие методы исследования и расчета ФМС подвижного состава не позволяют учитывать сложную нелинейную связь процессов трения от основных и взаимосвязанных второстепенных факторов, число которых колеблется от 50 и выше. Для такого количества взаимосвязанных факторов пока еще не разработаны математические модели, так как такая взаимосвязь предусматривает составление более 160 тысяч степеней свободы при рассмотрении 30 факторов с пятью возможными перестановками.

Как рассматриваемая система будет обрабатывать внешние воздействия, каков характер переходного процесса и обеспечивается ли его устойчивость – вот основные вопросы, которые рассматриваются при исследовании динамики систем. Прямой путь решения этой задачи – проведение натурных экспериментов с реальными фрикционными узлами и системами автоматического управления ими.

Свойства любой ФМС проявляются в процессе ее функционирования и поэтому оценить ее качества надежности можно только в реальном масштабе времени анализом сигналов, поступающих с датчиков, установленных на исследуемом фрикционном узле трения. При этом нелинейный фрикционный узел трения рассматривается в виде комплексной функции коэффициента трения, вычисленной как отношение взаимной корреляционной спектральной функции в тангенциальном и нормальном направлениях виброколебаний силы трения к автоспектральной функции виброколебаний нормальной составляющей силы трения. Это позволяет описывать нелинейные фрикционные процессы, протекающие в узле трения комплексными функциями, что в полном объеме отражает упруго-диссипативную природу процессов трения.

Для решения задач создания надежных и эффективных механических систем с узлами трения без учета взаимного влияния динамических процессов, протекающих в этих системах и на фрикционном контакте, создания высоконадежных и эффективных механизмов контроля (диагностики) процессов трения и изнашивания, прогнозирования поведения трибосистемы разработаны теоретические основы трибоспектральной идентификации (ТСИ) и физико-математического моделирования (ФММ) процессов трения и изнашивания.

Эти методы позволяют в реальном масштабе времени в момент протекания процессов трения и изнашивания контролировать динамику фрикционных процессов, учитывать реальную динамику силовых и деформационных полей, динамику градиентов температур и физико-механических характеристик контактирующих тел. При этом необходим системный подход, включающий в себя этап построения математической модели механической системы, которую можно условно считать линейной и вводить в нее физическую модель фрикционного узла трения, полученную методами натурного эксперимента.

1.3.1. ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ НА ФРИКЦИОННОМ КОНТАКТЕ

Трибоспектральная идентификация (ТСИ) процессов трения и изнашивания – физический метод определения технического состояния механических систем с узлами трения, фрикционных систем в реальном масштабе времени. Она позволяет выполнять исследование, оптимизацию, диагностику ФМС, прогнозирование ее трибологических характеристик.

Для изучения динамических процессов на фрикционном контакте надо исследовать как минимум два сигнала: входную характеристику (силу фрикционного взаимодействия в нормальном направлении) и выходную характеристику (силу фрикционного взаимодействия в тангенциальном направлении). Сигналы с датчиков поступают на усилитель, аналогово-цифровой преобразователь (АЦП), мобильный компьютер и исполнительный механизм. По результатам математической обработки сигналов нормальной нагрузки и тангенциальной силы трения и анализа частотной функции передачи осуществляется анализ динамического состояния ФМС, проверка ее устойчивости

с последующей подачей исполнительному механизму команд на изменение нагрузочно-скоростных характеристик узла трения для поддержания стабильной выходной характеристики (например, коэффициента сцепления колеса с рельсом), либо на введение во фрикционный узел трения специальных модификаторов трения для поддержания стабильного значения выходного контролируемого трибопараметра.

Пусть выходной сигнал узла трения $y(k)$ представляет сумму (с весовыми коэффициентами) некоторого количества предыдущих выходных отсчетов, зависящих от некоторого количества входных отсчетов $u(k)$ (включая последний). Получим разностное уравнение [23]:

$$\begin{aligned} y(k) + a_1 y(k-1) + a_2 y(k-2) + \dots + a_n y(k-n) = \\ = b_0 u(k) + b_1 u(k-1) + \dots + b_m u(k-m), \end{aligned} \quad (1.3.1)$$

где k – номер отсчета; a_j , b_i – вещественные коэффициенты.

Выходной сигнал, исходя из линейности и стационарности рассматриваемой системы, должен представлять собой линейную комбинацию импульсных характеристик

$$y(k) = \sum_{m=-\infty}^{\infty} u(m)w(k-m), \quad (1.3.2)$$

где $w(k)$ – импульсная характеристика дискретной динамической системы.

Удобным способом анализа дискретных последовательностей является z -преобразование (z -transform). Смысл его заключается в том, что последовательности чисел $\{u(k)$ и $y(k)\}$ ставится в соответствие функции комплексной переменной z :

$$\begin{aligned} U(z) &= \sum_{k=-\infty}^{\infty} u(k)z^{-k}; \\ Y(z) &= \sum_{k=-\infty}^{\infty} y(k)z^{-k}, \end{aligned} \quad (1.3.3)$$

где z^{-k} – элемент памяти дискретного фильтра, осуществляющий задержку дискретной последовательности на k тактов ($z^{-k} = e^{-pT}$); $u(k)$ – отсчет входного сигнала; $U(z)$ – z -преобразование входного сигнала; $y(k)$ – отсчет выходного сигнала; $Y(z)$ – z -преобразование выходного сигнала.

Применив z -преобразование к уравнению дискретной системы (1.3.2), получим системную функцию дискретной системы или функцию передачи (transfer function)

$$W(z) = \frac{Y(z)}{U(z)} = \sum_{k=0}^{\infty} w(k)z^{-k} = \frac{b_0 + b_1 z^{-1} + b_2 z^{-2} + \dots + b_m z^{-m}}{1 + a_1 z^{-1} + a_2 z^{-2} + \dots + a_n z^{-n}}, \quad (1.3.4)$$

где m – порядок авторегрессии функции передачи; n – порядок характеристического полинома.

Таким образом, функция передачи физически реализуемой дискретной системы показывает, как изменится при прохождении через систему комплексная амплитуда синусоиды с частотой ω и может быть представлена в виде отношения полиномов по отрицательным степеням переменной z .

Для нелинейных фрикционных систем преобразование сигнала из временного домена исследований в частотный осуществляется алгоритмом быстрого преобразования Фурье согласно выражению

$$\begin{aligned} \dot{Y}(\omega) &= \int_{-\infty}^{\infty} y(t) e^{-i\omega t} dt; \\ \dot{U}(\omega) &= \int_{-\infty}^{\infty} u(t) e^{-i\omega t} dt, \end{aligned} \quad (1.3.5)$$

где $y(t)$, $u(t)$ – анализируемые сигналы как функции времени t ; ω – частота; $\dot{Y}(\omega)$, $\dot{U}(\omega)$ – Фурье-образы сигналов в частотной области.

Зная спектры входного и выходного сигналов, рассчитывается взаимный спектр входного и выходного сигналов, представляющий собой произведение их спектральных функций, одна из которых подвергнута комплексному сопряжению:

$$\begin{aligned} \dot{S}_{\text{вых_вх}}(i\omega) &= \dot{S}_{\text{вых}}(\omega) \dot{S}_{\text{вх}}^*(\omega) = \\ &= \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} y(t) u(t-\tau) e^{-i\omega t} dt d\tau = \\ &= \int_{-\infty}^{\infty} y(t) e^{-i\omega t} \int_{-\infty}^{\infty} u(t-\tau) e^{-i\omega(t-\tau)} d(t-\tau) dt = \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &= \dot{S}_{\text{вых}}(\omega) \dot{S}_{\text{вх}}^*(\omega) = \dot{S}_{\text{вх}}(\omega) W(\omega) \dot{S}_{\text{вх}}^*(\omega) = \\ &= \left| \dot{S}_{\text{вх}}(\omega) \right|^2 W(\omega), \end{aligned} \quad (1.3.6)$$

где $\dot{S}_{\text{вх}}^*(\omega) = \dot{S}_{\text{вх}}(-\omega)$ – комплексное сопряжение спектральной плотности входного сигнала; $\left| \dot{S}_{\text{вх}}(\omega) \right|^2$ – энергетический спектр входного сигнала, автоспектр; $W(\omega)$ – комплексный коэффициент передачи системы; $u(t)$ – входной сигнал, поступающий на узел трения (изменение нормальной нагрузки), Н; $y(t)$ – выходной сигнал, полученный в результате трения (тангенциальная сила трения), Н; t – регистрируемое время, с; τ – временной сдвиг выходного сигнала относительно входного, с; ω – регистрируемая частота сигналов ($0 \dots f_d/2$), Гц; f_d – частота дискретизации АЦП.

Если спектры сигналов не перекрываются, то их взаимный спектр равен нулю на всех частотах, и взаимная корреляционная функция этих сигналов будет также равна нулю при любых временных сдвигах τ . Следовательно, сигналы с неперекрывающимися спектрами являются некоррелированными, а их взаимный спектр будет равен нулю.

Из полученного выражения (1.3.6) определяется комплексный коэффициент передачи дискретной системы

$$\begin{aligned} W(i\omega) &= \frac{\text{Взаимный спектр}(y, u)}{\text{Автоспектр}(u)} = \\ &= \frac{\dot{S}_{\text{вых_вх}}(i\omega)}{\left| \dot{S}_{\text{вх}}(\omega) \right|^2}, \end{aligned} \quad (1.3.7)$$

где i – мнимая единица.

Математические модели динамики реальных технических систем являются в основном нелинейным и во многих случаях не могут быть линеаризованы из-за возможности потерять характерные динамические свойства, обусловленные принципиальной нелинейностью уравнений динамики. Однако с некоторыми ограничениями частотную передаточную функцию механической системы линеаризовывают по критерию минимума дисперсии выходного сигнала импульсной функции Дирака [23], основанному на расчете остаточной

дисперсии шума импульсной характеристики линеаризованной функции передачи:

$$\begin{aligned}\sigma_{xy}^2 &= \frac{\|W(a_0, \dots, a_n; b_0, \dots, b_m)\|_2^2}{N - n - 2m - 1} = \\ &= \frac{\left(\sqrt{\frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} |W(e^{i\omega})|^2 d\omega} \right)^2}{N - n - 2m - 1} = \\ &= \frac{\left(\sqrt{\sum_{k=-\infty}^{\infty} |w_k|^2} \right)^2}{N - n - 2m - 1},\end{aligned}\quad (1.3.8)$$

где $\|W\|_2$ – вторая норма комплексного коэффициента передачи W (1.3.4); ω – нормированные частоты; w_k – импульсная характеристика функции Дирака линеаризованной динамической модели; N – общее число отсчетов данных, используемых для обработки; n – порядок характеристического полинома (1.3.4); m – порядок авторегрессии функции передачи (1.3.4).

Оптимальным порядком полиномов числителя и знаменателя является такой порядок полиномов числителя (m) и знаменателя (n) функции передачи (1.3.4), при котором дисперсия выходного импульсного сигнала будет минимальна.

Результатом анализа амплитудно-фазово-частотных характеристик (АФЧХ) является возможность проверки устойчивости внутреннего пространства состояний системы и значение комплексного коэффициента трения, действующего в зоне трения испытываемых образцов [24, 25]:

$$f(j\omega) = W(j\omega) = A(\omega)e^{j\psi(\omega)} = P(\omega) + iQ(\omega),$$

где $A(\omega) = |f(i\omega)|$ – амплитудно-частотная характеристика коэффициента трения; $\psi(\omega) = \arg f(i\omega)$ – фазочастотная характеристика коэффициента трения; $P(\omega) = \operatorname{Re} f(i\omega)$ – вещественная частотная характеристика коэффициента трения; $Q(\omega) = \operatorname{Im} f(i\omega)$ – мнимая частотная характеристика коэффициента трения.

Интегральную оценку запаздывания, характеризующую свойства фрикционного кон-

такта, можно оценить по значениям мнимой и амплитудной частотным характеристикам:

$$I_N = \frac{1}{\pi} \int_0^{\pi} \frac{Q(\omega)}{A(\omega)} d\omega,$$

где $Q(\omega)$ – мнимая частотная характеристика, характеризующая диссипативные трибологические свойства фрикционного взаимодействия поверхностей трения; $A(\omega)$ – амплитудно-частотная характеристика анализируемой фрикционно-механической системы.

Интегральную оценку приведенных к выходу энергетических потерь фрикционного узла трения можно определить по значениям автоспектральных и взаимоспектральной плотностей мощности анализируемых входных и выходных сигналов фрикционно-механической системы как

$$I_f = \frac{1}{\pi} \int_0^{\pi} \frac{\dot{S}_{uu}(\omega) - |\dot{S}_{yu}(i\omega)|}{\dot{S}_{yy}(\omega)} d\omega,$$

где $\dot{S}_{yy}(\omega)$ и $\dot{S}_{uu}(\omega)$ – оценки спектральной плотности мощности автоспектра входного и выходного сигналов фрикционной системы, определяемые как квадратичная функция Фурье-образов; $\dot{S}_{xy}(\omega)$ – взаимный спектр выходного и входного сигналов, характеризующий свойства трибоконтакта фрикционно-механической системы.

Пример реализации метода ТСИ. По результатам анализа мнимой частотной характеристики (ω) находится интегральное значение степени демпфирования

$$\gamma = \frac{N_{cp} t}{S} \frac{1}{\pi} \int_0^{\pi} Q(\omega) d\omega,$$

где N_{cp} – среднее значение нормальной силы в анализируемой области исследования; t – анализируемый промежуток времени; S – пройденный путь;

$\frac{1}{\pi} \int_0^{\pi} Q(\omega) d\omega$ – интегральное значение величины коэффициента трения; ω – нормированные значения частот к частоте Найквиста.

Затем строятся экспериментальные зависимости степени демпфирования γ и напряжений σ от толщины демпфирующего подслоя δ (рис. 1.3.1). Если полученные экспериментальные ломаные кривые σ и γ расположены выше теоретических кривых σ_T и γ_T и точка их пересечения B попадает внутрь

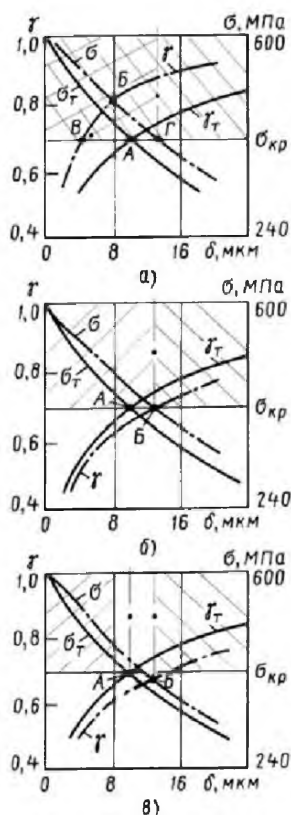


Рис. 1.3.1. Диаграмма выбора оптимальных диссипативных свойств демпфирующего подслоя

области допустимых значений степени демпфирования (рис. 1.3.1, а, б), то такую композицию клеевого слоя либо демпфирующего подслоя можно применять в данном узле трения.

При отсутствии демпфирующего подслоя в зоне фрикционного взаимодействия двух тел реализуется максимальное значение нормального напряжения $\sigma = 600$ МПа и минимальное значение степени демпфирования $\gamma = 0$. С увеличением толщины демпфирующего подслоя асимптотически снижается нормальное напряжение σ и увеличивается степень демпфирования γ .

По технической характеристике реального узла трения выбирается критическое значение нормального напряжения $\sigma_{кр}$, ниже которого не допускается эксплуатация установки. Это значение напряжения должно соответствовать минимальному значению степени демпфирования γ , при котором отсутствуют, например, явления образования фреттинг-коррозии. Точка А пересечения теоретических кривых напряжения σ_T и степени демпфирования

γ_T ограничивает область допустимых значений толщины h демпфирующего подслоя.

Пересечения опытных зависимостей σ и γ с линией, ограничивающей критическое значение нормального напряжения $\sigma_{кр}$, определяют экспериментальные точки В и Г. Точке В соответствует минимальное значение толщины демпфирующего подслоя δ из условия реализации требуемой степени демпфирования и отсутствия явления фреттинг-коррозии, а точке Г – максимальное значение δ из условия реализации требуемой нагрузочной способности фрикционного трибосопряжения. Таким образом, находится допустимый диапазон изменения толщины демпфирующего подслоя $\delta = 4...12,94$ мкм для устранения явления фреттинг-коррозии.

Возможен случай, когда наблюдается критическое значение толщины демпфирующего слоя $\delta = 12,32$ мкм (точка Б на рис. 1.3.1, б) – экспериментальная линия степени демпфирования γ расположена ниже теоретической зависимости γ_T . В случае недопустимого применения демпфирующего подслоя не обеспечивается требуемая демпфирующая способность, так как точка Б пересечения экспериментальных зависимостей напряжений σ и степени демпфирования γ находится ниже критического значения нормального напряжения $\sigma_{кр}$ (рис. 1.3.1, в).

Прогнозирование методом ТСИ. Вопросы прогнозирования поведения ФМС являются актуальными при создании машин и механизмов еще на стадии их проектирования. Так, важно знать (прогнозировать) остаточный ресурс трибосистем (тормозов, гасителей колебаний и др.), наступление аномальных режимов трения, например, при решении задачи создания противоюзовых систем на транспорте: систем автоматической блокировки (АБС) колес автомобиля с дорожным покрытием или колес локомотива с рельсами, поведение конкретной трибосистемы при использовании новых триботехнических материалов (фрикционных и антифрикционных смазок, покрытий, нанопокровов и т.д.). Методы ТСИ и ФММ позволяют успешно решать эти задачи.

Исследование методом ТСИ. Методы ТСИ и ФММ позволяют успешно решать вопросы исследования трибосистем в лабораторных условиях на базе натурного эксперимента. После набора банка идентификационных данных при параллельном фиксировании выходных трибопараметров обеспечиваются условия создания систем диагностики машин и механизмов с узлами трения. Представляя коэффи-

циент трения в виде отношения трибоспектров, можно исследовать диссипативную и консервативную составляющие процессов трения, контролировать значение контактной температуры, т.е. максимальную объемную температуру и ее градиент [26].

Амплитудно-фазочастотный анализ трибоспектральных характеристик позволяет оценивать термодинамику тонких трибослоев, контролировать методами неразрушающего контроля, изменением их теплофизических и фзико-механических характеристик.

Диагностика методом ТСИ. Используя в качестве идентификационных характеристик величины амплитуд, фаз и частот трибоспектров взаимодействия трущихся тел, т.е. рассматривая коэффициент трения в виде отношения взаимного трибоспектра в нормальном и тангенциальном направлениях к автотрибоспектру в нормальном направлении, можно получить бесконечное множество идентификационных характеристик, т.е. бесконечное множество сочетаний амплитуд и фаз на бесконечном частотном диапазоне для идентификации (распознавания) состояний множества трибосистем при бесконечном множестве сочетаний варьируемых факторов и параметров механической системы, влияющих на выходные трибохарактеристики.

1.3.2. МОДЕЛИРОВАНИЕ ФРИКЦИОННЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Одним из способов проверки проектных решений на стадии проектирования является разработка соответствующей физической модели и ее воспроизведение на испытательном стенде с моделированием реальных условий эксплуатации. Исследование и оптимизация триботехнических параметров узлов трения вне механической системы, как показывает практика многих научно-исследовательских центров [27], дают очень противоречивые результаты.

На основе использования системного подхода решение задачи исследования ФМС заключается в построении математической модели механической системы [28, 29], которую можно условно считать линейной, и ввода в нее физической модели фрикционного узла трения, полученной методами натурного эксперимента.

Основой методики физико-математического моделирования фрикционных систем являются следующие постулаты:

между динамическими процессами, протекающими на фрикционном контакте и в механической системе, имеется существенная нелинейная связь, изменение на 3...5 % жесткости какой-либо связи механической системы может изменить на порядок и более выходные триботехнические параметры узла трения, а при незначительном изменении условий фрикционного взаимодействия возможно возникновение фрикционных автоколебаний и связанных с ними динамическими нагрузками в механической системе, превышающими максимальную статическую нагрузку в 10 – 15 раз;

квазилинейные подсистемы фрикционных систем (механические системы объекта и модели) описываются одной и той же системой дифференциальных уравнений, что обеспечивает совпадение основных частот и форм собственных колебаний натурной и модельной механических систем;

процесс физического моделирования заключается в обеспечении равенства физико-механических свойств контактирующих материалов, объемных температур и их градиентов, равновесных шероховатостей, видов изнашивания и их интенсивности, коэффициентов трения и их стабильности для натурных и модельных испытаний;

предварительные исследования трибологических свойств пар трения можно проводить на стандартных машинах трения при соблюдении масштабных коэффициентов основных факторов, определяющих следующие свойства фрикционного узла: физико-механические, нагрузочно-скоростные, тепловые, микро- и макрогеометрические, взаимного перекрытия и т.п.

Моделирование ФМС состоит из трех этапов:

- 1) построения динамической модели механической подсистемы объекта исследования и выявления констант динамического подобия механической подсистемы;

- 2) построения динамической модели подсистемы (или подсистем) фрикционного контакта;

- 3) построения модели фрикционно-механической системы.

В первой части методики моделирования на основе анализа дифференциальных уравнений движения выводятся критерии подобия механических подсистем.

Механическая система представляется в виде ее эквивалентной расчетной схемы. Условием динамической эквивалентности исходной и приведенной систем является равенство

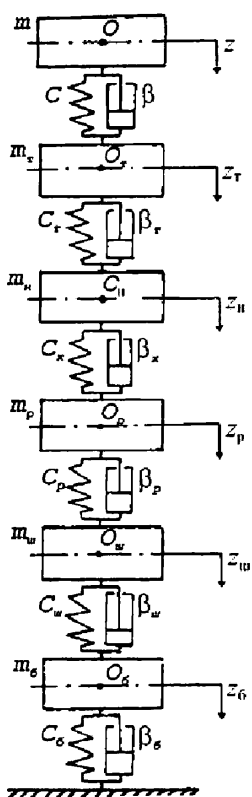


Рис. 1.3.2. Эквивалентная расчетная схема механической системы ПС – ВСП:

m – масса кузова; m_t – масса обрессоренных частей тележки; m_n – масса необрессоренных частей тележки (колесная пара); m_p – приведенная масса рельса Р65; $m_{ш}$ – приведенная масса шпалы; m_b – приведенная масса балласта

кинетической и потенциальной энергий до приведения и после него. Система масс расчетной эквивалентной схемы механической системы имеет число степеней свободы,

равное выбранному числу масс реального объекта, и движение ее описывается тем же числом уравнений. Это дает возможность решить задачу моделирования основных динамических характеристик на основе метода анализа дифференциальных уравнений движения расчетной эквивалентной схемы.

Например, механическую систему подвижной состав (ПС) – верхнее строение пути (ВСП) можно представить как единую механическую систему со многими степенями свободы, состоящую из колесных пар, рам тележек, кузова и связей между этими основными элементами (рис. 1.3.2).

При исследовании движения единицы подвижного состава (электровоза) как механической системы, взаимодействующей с железнодорожным путем, рамы тележек и кузов, вне зависимости от их конструкции, рассматриваются как элементы, обладающие массой m , сосредоточенной в центре тяжести элемента. Кузов, рамы тележек, колесные пары считаются абсолютно жесткими телами. Электровоз движется по рельсовому пути с непрерывными вертикальными неровностями η , одинаковыми для обеих рельсовых нитей. При подпрыгивании кузов, тележки вагона и другие массы совершают перемещения, параллельные плоскости xOz .

Эквивалентная расчетная схема механической системы ПС – ВСП упрощена до колебания только одного колеса. При этом соответствующие массы m_i , жесткости C_i и коэффициенты сопротивления β_i уменьшаются в соответствующее число раз.

Система дифференциальных уравнений вынужденных колебаний электровоза в вертикальной плоскости с затуханием имеет:

$$\begin{aligned} m\ddot{z} + \beta(\dot{z} - \dot{z}_t) + C(z - z_t) &= 0; \\ m_t\ddot{z}_t - \beta(\dot{z} - \dot{z}_t) - C(z - z_t) + \beta_t(\dot{z}_t - \dot{z}_n) + C_t(z_t - z_n) &= 0; \\ m_n\ddot{z}_n - \beta_t(\dot{z}_t - \dot{z}_n) - C_t(z_t - z_n) + \beta_k(\dot{z}_n - \dot{z}_p) + C_k(z_n - z_p) &= \beta_k\dot{\eta} + C_k\eta; \\ m_p\ddot{z}_p - \beta_k(\dot{z}_n - \dot{z}_p) - C_k(z_n - z_p) + \beta_p(\dot{z}_p - \dot{z}_ш) + C_p(z_p - z_ш) &= -\beta_k\dot{\eta} - C_k\eta; \\ m_ш\ddot{z}_ш - \beta_p(\dot{z}_p - \dot{z}_ш) - C_p(z_p - z_ш) + \beta_ш(\dot{z}_ш - \dot{z}_б) + C_ш(z_ш - z_б) &= 0; \\ m_b\ddot{z}_б - \beta_ш(\dot{z}_ш - \dot{z}_б) - C_ш(z_ш - z_б) + \beta_б\dot{z}_б + C_бz_б &= 0. \end{aligned} \quad (1.3.9)$$

Поделив левую и правую части полученных уравнений на соответствующие массы m , m_t , m_n , m_p , $m_{ш}$, m_6 и сгруппировав в правой части члены по z , z_t , z_n , z_p , $z_{ш}$, z_6 , получим

следующую систему уравнений в значениях парциальных частот механической системы (рис. 1.3.3):

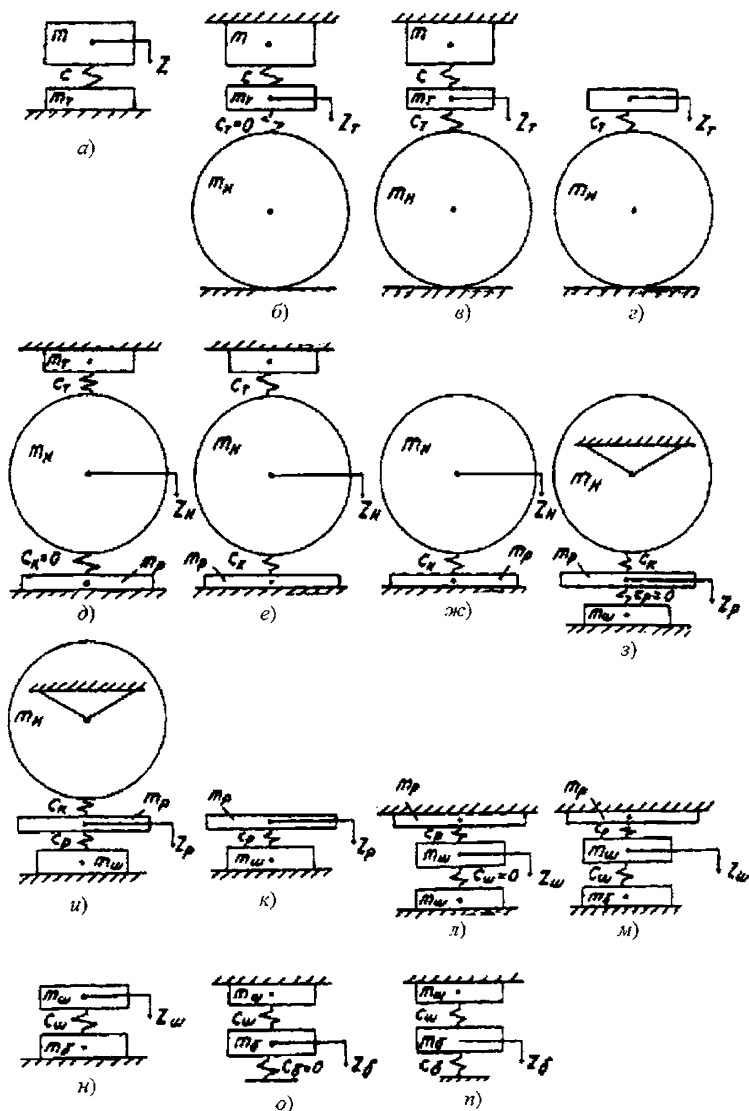


Рис. 1.3.3. Парциальные частоты механической системы ПС – ВПС:

$$\begin{aligned}
 a - k_1 &= \sqrt{C/m}; \quad б - k_2 = \sqrt{C/m_t}; \quad в - k_3 = \sqrt{(C + C_t)/m_t}; \quad г - k_4 = \sqrt{C_t/m_t}; \quad д - k_5 = \sqrt{C_t/m_n}; \\
 е - k_6 &= \sqrt{(C_t + C_n)/m_n}; \quad ж - k_7 = \sqrt{C_n/m_n}; \quad з - k_8 = \sqrt{C_n/m_p}; \quad и - k_9 = \sqrt{(C_n + C_p)/m_p}; \\
 к - k_{10} &= \sqrt{C_p/m_p}; \quad л - k_{11} = \sqrt{C_p/m_{ш}}; \quad м - k_{12} = \sqrt{(C_p + C_{ш})/m_{ш}}; \quad н - k_{13} = \sqrt{C_{ш}/m_{ш}}; \\
 о - k_{14} &= \sqrt{C_{ш}/m_6}; \quad п - k_{15} = \sqrt{(C_{ш} + C_6)/m_6}
 \end{aligned}$$

$$\ddot{z} + 2n_1\dot{z} + k_1^2 z - 2n_1\dot{z}_\tau - k_1^2 z_\tau = 0;$$

$$\ddot{z}_\tau - 2n_2\dot{z} - k_2^2 z + 2n_3\dot{z}_\tau + k_3^2 z_\tau - 2n_4\dot{z}_\text{н} - k_4^2 z_\text{н} = 0;$$

$$\ddot{z}_\text{н} - 2n_5\dot{z}_\tau - k_5^2 z_\tau + 2n_6\dot{z}_\text{н} + k_6^2 z_\text{н} - 2n_7\dot{z}_\text{р} - k_7^2 z_\text{р} = 2n_7\dot{\eta} + k_7^2 \eta;$$

$$\ddot{z}_\text{р} - 2n_8\dot{z}_\text{н} - k_8^2 z_\text{н} + 2n_9\dot{z}_\text{р} + k_9^2 z_\text{р} - 2n_{10}\dot{z}_\text{ш} - k_{10}^2 z_\text{ш} = -2n_8\dot{\eta} + k_8^2 \eta;$$

$$\ddot{z}_\text{ш} - 2n_{11}\dot{z}_\text{р} - k_{11}^2 z_\text{р} + 2n_{12}\dot{z}_\text{ш} + k_{12}^2 z_\text{ш} - 2n_{13}\dot{z}_\text{б} - k_{13}^2 z_\text{б} = 0;$$

$$\ddot{z}_\text{б} - 2n_{14}\dot{z}_\text{ш} - k_{14}^2 z_\text{ш} + 2n_{15}\dot{z}_\text{б} + k_{15}^2 z_\text{б} = 0,$$

где k_i – круговые собственные частоты колебаний массы m_i на упругом элементе жесткостью C_i , с^{-1} ; n_i – круговые частоты затухающих колебаний, с^{-1} .

Процессы в оригинале и модели при динамическом подобии должны быть подобны, следовательно, они описываются одинаковыми дифференциальными уравнениями.

В первом приближении можно считать, что диссипативные функции незначительно влияют на частоты собственных колебаний, изменяя только логарифмический декремент колебаний, и при оценке условий динамического подобия механическая система рассматривается без трения. В дальнейшем данное допущение устраняется путем введения в модель ФМС модели фрикционного контакта, чем обеспечивается полное соответствие динамических характеристик натурного объекта и модели ФМС.

Структура дифференциальных уравнений одинакова, поэтому рассматривается только одно из них, например первая строка в (1.3.9). Дифференциальные уравнения движения объекта (о) и модели (м):

$$\begin{aligned} m_o \ddot{z}_o + C_o(z_o - z_{mo}) &= 0; \\ m_m \ddot{z}_m + C_m(z_m - z_{mm}) &= 0; \\ \Omega_o &= \sqrt{\frac{C_o}{m_o}}; \quad \Omega_m = \sqrt{\frac{C_m}{m_m}}, \end{aligned} \quad (1.3.10)$$

где m_o, m_m – массы кузова электровоза и модели; C_o, C_m – коэффициенты жесткости люечевого подвешивания объекта и модели; z_o, z_m – линейные размеры объекта и модели; Ω_o, Ω_m – собственные частоты колебаний механических систем объекта и модели.

Отношения всех характеризующих уравнение величин представляются с помощью масштабов подобия:

$$\begin{aligned} C_m &= \frac{m_o}{m_m}; \quad C_C = \frac{C_o}{C_m}; \\ C_l &= \frac{z_o}{z_m}; \quad C_\Omega = \frac{\Omega_o}{\Omega_m}, \end{aligned}$$

где C_m – масштаб подобия массы; C_C – масштаб подобия коэффициентов жесткости; C_l – масштаб подобия геометрических размеров; C_Ω – масштаб подобия частоты колебаний.

Полученные масштабы подобия вводятся в дифференциальное уравнение (1.3.10) для модели:

$$\begin{aligned} \frac{C_m C_l}{C_t^2} m_m \frac{d^2 z_m}{dt_m^2} + C_C C_l C_m (z_m - z_{mm}) &= 0; \\ C_\Omega \Omega_m &= \sqrt{\frac{C_C C_m}{C_m m_m}} = \sqrt{\frac{C_C}{C_m}} \sqrt{\frac{C_m}{m_m}}. \end{aligned} \quad (1.3.11)$$

Условие тождественности дифференциальных уравнений (1.3.10) и (1.3.11) приводит к следующим критериям подобия:

$$\frac{C_m C_l}{C_t^2} = 1; \quad C_C C_l = 1; \quad C_\Omega = \sqrt{\frac{C_C}{C_m}}. \quad (1.3.12)$$

В качестве условия динамического подобия принимается равенство частот собственных колебаний модели и объекта, т.е. $C_\Omega = 1$, которое возможно при $C_m = C_C$ для поступательного вида движения. При соблюдении указанного условия, из (1.3.12) выводится критерий

$\frac{C_m}{C_t^2 C_C} = 1$, из которого следует, что масштаб подобия времени испытаний $C_t = 1$.

Аналогичные условия равенства можно получить, рассматривая трех-, четырех-, ..., n -массные системы, т.е. принятое условие обеспечивает динамическое подобие модели и объекта механических систем для любой n -массной системы.

Для реализации динамического подобия моделируемых механических систем необходимо, чтобы при поступательном движении механических систем константы подобия масс и линейной жесткости системы были равны, т.е. $C_m = C_c$, а при вращательном движении – равенство констант подобия момента инерции и угловой жесткости системы, т.е. $C_I = C_C$. При этом модельный эксперимент проводится в реальном масштабе времени $C_t = 1$, так как, во-первых, $C_\Omega = 1$ и соответственно $C_\Omega = C_t = 1$, во-вторых, при проведении исследования ФМС на физических моделях следует изготавливать модельные пары из тех же материалов, из которых изготовлены реальные поверхности трения. Соответственно временные интервалы релаксации связей фрикционного контакта в реальных и модельных условиях равны, что обеспечивается равенством $C_t = 1$.

Во второй части методики моделирования анализируется условие динамического подобия подсистемы фрикционного контакта узлов трения.

Узел трения колесо – рельс является составной частью ФМС ПС – ВСП. Масса колеса m_1 и приведенная к точке контакта масса рельса m_2 совершают сложное взаимное перемещение, являются составными частями механической системы (рис. 1.3.4).

Суммарная энергия колебаний механической системы распределена по спектру генерируемых ею частот и представляет по отношению к микронеровностям контактирующих

поверхностей внешнее силовое поле колебаний напряжений в тангенциальном и нормальном направлениях. В установившемся режиме работы механической системы параметры данного силового поля постоянны.

В результате взаимного перемещения микронеровностей контактирующих поверхностей на фрикционном контакте возникают вынужденные колебания напряжений. Спектр их частот очень широк, поэтому практически всегда он перекрывает спектр частот возмущающих колебаний, генерируемых механической системой.

Нормальные и тангенциальные напряжения, возникающие при контакте микронеровностей, зависят от координат, времени, относительной скорости и максимальной объемной температуры, так как, кроме данных колебаний, контактирующие микрообъемы материала испытывают флуктуации вследствие тепловых пиков. При этом микронеровности контактирующих поверхностей формируются и стремятся занять относительно друг друга такое положение, чтобы потери энергии при их взаимном передерформировании были минимально возможны. Поверхности трения приобретают характер равновесной шероховатости и характеризуются относительно стабильными геометрическими очертаниями микронеровностей. Изменение приведенной жесткости механической системы (или приведенного момента инерции) однозначно приводит к реализации переходного процесса трения, по окончании которого на контакте устанавливается новая равновесная шероховатость поверхностей.

Процесс формирования равновесной шероховатости на поверхностях трения происходит при резонансе между собственной несущей частотой колебаний напряжений на поверхности контакта и частотой колебаний напряжений, соответствующих одной из

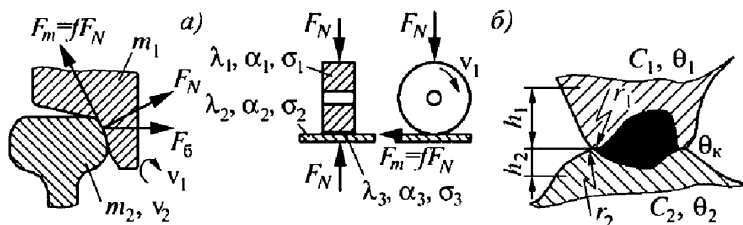


Рис. 1.3.4. Модельное представление ФМС колесо – рельс:

F_t – сила трения; f – коэффициент трения; N – нагрузка; m_1 – масса колеса; m_2 – масса рельса;
 λ – теплопроводность; α – температуропроводность; σ – коэффициент теплоотдачи;
 h – высота микронеровности; r – радиус микронеровности; θ – температура

собственных частот колебаний механической системы. Данное устойчивое состояние заключается в формировании одной несущей частоты трибоспектра и совпадением ее с n -й собственной частотой механической системы.

Основным критерием достоверности модельного эксперимента следует считать реализацию в условиях модели одинакового с натурным образом вида и интенсивности изнашивания поверхностных слоев. Для реализации условий динамического подобия процессов на поверхности фрикционного контакта при моделировании условий трения необходимо выполнение следующих условий:

1) равенство скоростей скольжения для натурального образца и его модели, т.е. $C_{v_{ск}} = 1$;

2) для реализации равновесной шероховатости при модельных и натуральных испытаниях геометрические характеристики, например высота и радиус закругления микронеровностей, должны быть одинаковы, т.е. константа подобия высоты микронеровностей $C_h = 1$, радиуса закругления микронеровностей $C_r = 1$;

3) процесс изменения геометрических характеристик поверхностей контакта идет до тех пор, пока на пятнах фактического касания не выравнивается контактное давление q . Это позволяет охарактеризовать контактное давление на поверхности трения как критерий, равенство которого для реальной поверхности трения и модели является определяющим, т.е. $C_q = q_n/q_m = 1$. С учетом полученного из условий динамического подобия условия равенства скоростей скольжения и параметров шероховатости для модели и натуре, равенство контактных давлений обеспечивает реализацию на поверхности трения для модельного эксперимента характерный для реальной поверхности вид изнашивания;

4) для сохранения равенства контактных давлений нормальная нагрузка на контакт должна иметь масштабный коэффициент перехода от натуре к модели, равный масштабному коэффициенту площади контакта, т.е. $C_N = C_S = C_l^2$;

5) равенство контактных давлений для натуре и модели, т.е. $C_q = 1$, определяет равенство масштабного коэффициента массы $C_m = C_l^2$, так как, во-первых, контактное давление прямо пропорционально силе и обратно пропорцио-

нально площади контакта $q = N/S$ или в константах подобия $C_q = C_l^2 / C_l^2 = 1$, во-вторых, масса прямо пропорциональна силе $m = N/g$ ($C_g = 1$), т.е. масштабный фактор массы имеет размерность силы $C_m = C_N = C_l^2$;

6) при одинаковых условиях на контакте для модели и реальной поверхности равным сближениям соответствуют равные коэффициенты трения f и равные удельные линейные износы i_h ;

7) собственные и характерные собственные частоты колебаний следует рассматривать как физико-механическую характеристику поверхности трения при установившемся режиме трения, т.е. при реализации идентичных равновесных шероховатостей натурального образца и его модели;

8) амплитуды деформаций контактирующих микро- и макронеровностей фрикционного контакта и связей механических систем при модельных и натуральных испытаниях равны единице: $C_A = 1$, где A – амплитуды колебаний связей механической системы и деформаций контактирующих микро- и макронеровностей фрикционного контакта;

9) процесс фрикционного контактирования должен реализовываться в реальном масштабе времени, т.е. $C_t = 1$;

10) возможны выбор геометрического масштаба модели C_l и пропорциональное ему изменение, например, номинальной площади контакта S , т.е. $C_S = C_l^2$, радиуса кривизны колеса r_1 или рельса r_2 ($C_r = C_l$), диаметра круга катания d ($C_d = C_l$). Непосредственно фрикционный контакт на уровне взаимодействия микронеровностей моделирования не требует, поскольку является самоорганизующимся процессом. Необходимые условия для его реализации определены тем, что материалы поверхностей трения, параметры шероховатости, скорость скольжения, путь трения, контактное давление, условия смазывания для реальных поверхностей трения и их моделей равны.

В третьей части методики моделирования определяются критерии физического подобия узла трения ФМС.

При моделировании механической системы используются физические величины, оценивающие поведение в пространстве со-

стоянии материальных тел, тогда как при физическом моделировании узла трения основой физической модели является процесс трения.

Узел трения является подсистемой фрикционной механической системы, кроме того, его следует рассматривать как подсистему, состоящую из нескольких подуровней. Например, при рассмотрении таких узлов трения, как муфта сцепления, тормоз, гаситель колебаний в их конструктивном исполнении, можно выделить механизм нагружения, ведущую и ведомые части, связанные жесткими связями с механической системой привода машины, системой демпфирующих элементов узла трения и т.д. Отмеченные конструктивные элементы узла трения составляют его механическую часть, подуровнем которой непосредственно являются поверхности контакта.

В зависимости от того, какие задачи ставятся при исследовании узлов трения при физическом моделировании, реализуются модели подсистем соответствующего уровня. Например, в подсистеме поверхности трения можно выделить подсистему второго порядка, компонентами которой являются структурные составляющие (кристаллиты, зерна, молекулы) элементов поверхностей контакта и смазочного материала. Использование такой подсистемы оправдано, если рассматриваются процессы возникновения и развития микротрещин при оценке процесса усталостного износа и их появление связывается, например, с изменением параметров виброакустической эмиссии при трении.

Соответственно выполняется и графическое представление физической модели узла трения. Если в подсистеме механической части узла трения (рис. 1.3.4, а) формируются: параметры режима (скорость, нагрузка), теплоотдающие поверхности и объемы теплопоглощения, параметры формы (масса, жесткость, моменты инерции, твердость и т.д.); то в подсистеме поверхности трения (рис. 1.3.4, б) формируются параметры микрогеометрии контакта (высота и радиус активного микрообъема, величина сближения контактирующих поверхностей), средняя объемная температура фрикционного контакта и максимальная объемная температура и ее градиент, напряженно-деформационное состояние активных микрообъемов, амплитудно-фазочастотные характеристики процессов внешнего и внутреннего трения.

Для оценки зависимости триботехнических параметров узла трения от параметров

нагружения, модификации поверхности трения, температуры, влияния внешней среды достаточно отличаться подсистемой первого порядка, оценки параметров которой представлены на рис. 1.3.4.

В соответствии с данными структурной модели процессов трения и изнашивания узла трения колесо-рельс, функциональная зависимость процесса представляется в общем виде:

$$I = \Phi[\sigma; N; v; C; k; q; \Delta\theta; J; \beta; HB; E; \tau; L; S; F; U; c; A],$$

где σ – коэффициент теплоотдачи, Вт/(К · м²); N – нормальная нагрузка колеса на рельс, Н; v – скорость качения, м/с; C – линейная жесткость связей, Н/м; k – частота собственных колебаний, с⁻¹; q – давление в контакте, Па; $\Delta\theta$ – температурный градиент, К/м; J – момент инерции, кг · м²; β – вязкое демпфирование, (Н · с)/м; HB – твердость материалов, Па; E – модуль упругости, Па; τ – время трения, с; S – площадь контакта, м; F – сила трения; c – удельная теплоемкость, Дж/(кг · К); A – амплитуда деформации связи, м.

На этапе моделирования механического, теплового и динамического подобия всей механической системы необходимо учесть ограничения, определяющие динамику механической системы без трения, условия, ее определяющие, и тождественность реализации аналогичных физических процессов на фрикционном контакте модели и объекта. Для этого при использовании метода анализа размерностей с ограничениями [30] частота колебаний ω , контактное давление q и градиент температуры θ вводятся в краевые условия.

В системе основных единиц MLT θ (масса, длина, время и температура) выбирают четыре базисных параметра, оказывающих наиболее существенное влияние на процессы трения и изнашивания фрикционной системы и варьируемых в условиях лабораторных испытаний [31]:

$$1) \text{ коэффициент теплоотдачи } \sigma; [\sigma] = [M^1 L^0 T^{-3} \theta^{-1}];$$

$$2) \text{ нагрузку } N; [N] = [M^1 L^1 T^{-2} \theta^0];$$

$$3) \text{ скорость качения колес вагона } v; [v] = [M^0 L^1 T^{-1} \theta^0];$$

$$4) \text{ жесткость } c; [c] = [M^1 L^0 T^{-2} \theta^0].$$

Главный определитель системы уравнений в числовой форме, образованный параметрами MLT θ ,

$$D_0 = \begin{vmatrix} \sigma & 1 & 0 & -3 & -1 \\ N & 1 & 2 & -2 & 0 \\ v & 0 & 1 & -1 & 0 \\ c & 1 & 0 & -2 & 0 \end{vmatrix} = 1.$$

Определитель $D_0 \neq 0$, чем подтверждается независимость размерностей, выбранных в качестве базисных параметров σ , N , v , c .

Реализация краевых условий $C_k = 1$, $C_q = 1$, $C_{\Delta\theta} = 1$ достигается применением одинаковых параметров натурального образца и

модели и выполнением условий динамического подобия процессов трения на поверхности фрикционного контакта.

Расчет масштабных коэффициентов перехода (МКП) для принятой модели и натурального образца относительно заданного масштабного коэффициента линейных размеров C_c проводится по программе, реализующей алгоритм решения линейных уравнений с n неизвестными. Результаты расчета приведены в табл. 1.3.1.

Уравнение подобия, объединившее полученные критерии, состоит из 14 критериев, так как согласно теореме Бэкингема должно быть равно числу параметров за вычетом четырех базисных:

$$I = f \left(\frac{kN}{vC}, \frac{qN}{C^2}, \frac{\Delta\theta\sigma N^2}{vC^3}, \frac{Jv^2C^3}{N^4}, \frac{\beta v}{N}, \frac{HBN}{C^2}, \frac{EN}{C^2}, \frac{\tau vC}{N}, \frac{LC}{N}, \frac{SC^2}{N^2}, \frac{F}{N}, \frac{UNv^2}{C^2}, \frac{cvC^3}{\sigma N^3}, \frac{AC}{N} \right). \quad (1.3.13)$$

1.3.1. Результаты расчета основных параметров модели узла трения

Параметр	Критерий подобия, = idem	Масштабный коэффициент перехода	Формула пересчета с натуры на модель
Коэффициент теплоотдачи σ , Вт/(м ² · К)	Базисный параметр	$C_\sigma = C_c^0 = 1$	$(\sigma)_m = (\sigma)_n$
Нагрузка N , Н		$C_N = C_c^2$	$(N)_m = \frac{(N)_n}{C_c^2}$
Скорость качения v , м/с		$C_v = C_c$	$(v)_m = \frac{(v)_n}{C_c}$
Жесткость линейная C , Н/м		C_c – задается при моделировании в результате эксперимента	
Частота колебаний k , Гц	$\pi_k = \frac{kN}{vC}$	$C_k = C_c^0 = 1$	$(k)_m = (k)_n$
Контактное давление q , Па	$\pi_q = \frac{qN}{C^2}$	$C_q = 1$	$(q)_m = (q)_n$
Градиент температуры $\Delta\theta$, К/м	$\pi_{\Delta\theta} = \frac{\Delta\theta\sigma N^2}{vC^3}$	$C_{\Delta\theta} = 1$	$(\Delta\theta)_m = (\Delta\theta)_n$
Момент инерции J , кг · м ²	$\pi_J = \frac{Jv^2C^3}{N^4}$	$C_J = C_c^3$	$(J)_m = \frac{(J)_n}{C_c^3}$

Продолжение табл. 1.3.1

Параметр	Критерий подобия, = idem	Масштабный коэффициент перехода	Формула пересчета с натуры на модель
Демпфирование β , Н · с/м	$\pi_\beta = \frac{\beta v}{N}$	$C_\beta = C_c$	$(\beta)_m = \frac{(\beta)_n}{C_c}$
Твердость НВ, Па	$\pi_{HB} = \frac{HBN}{C^2}$	$C_{HB} = 1$	$(HB)_m = (HB)_n$
Модуль упругости E , Па	$\pi_E = \frac{EN}{C^2}$	$C_E = 1$	$(E)_m = (E)_n$
Время трения τ , с	$\pi_\tau = \frac{\tau v C}{N}$	$C_\tau = 1$	$(\tau)_m = (\tau)_n$
Путь трения L , м	$\pi_L = \frac{LC}{N}$	$C_L = C_c$	$(L)_m = \frac{(L)_n}{C_c}$
Площадь трения S , м ²	$\pi_S = \frac{SC^2}{N^2}$	$C_S = C_c^2$	$(S)_m = \frac{(S)_n}{C_c^2}$
Сила трения F , Н	$\pi_F = \frac{F}{N}$	$C_F = C_c^2$	$(F)_m = \frac{(F)_n}{C_c^2}$
Весовой износ U , кг/м ³	$\pi_U = \frac{UNv^2}{C^2}$	$C_U = C_c^{-2}$	$(U)_m = \frac{(U)_n}{C_c^{-2}}$
Теплоемкость c , Дж/К	$\pi_c = \frac{cvC^3}{\sigma N^3}$	$C_c = C_c^2$	$(c)_m = \frac{(c)_n}{C_c^2}$
Амплитуда деформации связей A , м	$\pi_A = \frac{AC}{N}$	$C_A = 1$	$(A)_m = (A)_n$

Полученные критерии подобия, составляющие критериальное уравнение (1.3.13) требуют экспериментальной проверки. Это связано с тем, что они могут иметь вполне ограниченные границы применения. Кроме экспериментальной проверки можно провести сопоставление полученных критериев со "стандартными", которые многократно апробированы при исследованиях процессов трения и изнашивания, а также в других областях техники.

Критерии получены как зависимости моделируемой величины от параметров, принятых за базисные, то есть от величин, оказывающих наибольшее влияние на исследуемый

процесс. Соответственно, изменение базисных параметров изменит и получаемые критерии.

Выполненные расчеты позволяют определить масштабные коэффициенты перехода от объекта исследования к модельному эксперименту, выполнить стендовые испытания и перенести результаты испытаний на объект исследования.

1.3.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСТОЙЧИВОГО СОСТОЯНИЯ ФРИКЦИОННОЙ СИСТЕМЫ ПУТЬ – ТЯГОВЫЙ ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ

При движении подвижного состава возможны различные состояния фрикционной подсистемы колесо – рельс: одноточечный и двухточечный контакт; переход от предварительного

смещения к качению колес по рельсам; срыв сцепления колес локомотива с рельсами (боксование) при скорости скольжения выше пороговой. В последнем случае в силовом приводе локомотива возникают значительные динамические нагрузки, износ колес и рельсов.

Для исключения неустойчивого состояния системы путь – подвижной состав производится фиксирование сил фрикционного взаимодействия колес с рельсами в нормальном и тангенциальном направлениях. Бортовая система автоматического регулирования и управления (САРУ) анализирует фиксируемые и имеющиеся в памяти бортового компьютера трибоспектральные характеристики. На основании данных анализа и в случае возможности возникновения явления боксования, САРУ подает команду на подачу активизатора сцепления (например, песка) в зону сцепления колес локомотива с рельсами, тем самым предотвращая возможный срыв сцепления.

Свойства любой динамической системы проявляются в процессе ее функционирования, и поэтому оценить ее надежность можно только в реальном масштабе времени на основании анализа сигналов, поступающих с датчиков, установленных в исследуемом фрикционном узле трения. При этом нелинейное динамическое звено – узел трения рассматривается в виде комплексной функции коэффициента трения, вычисленной как отношение взаимного спектра тангенциальной силы трения относительно нормальной составляющей к автоспектру нормальной составляющей трения и отражающей внутреннее состояние исследуемого нелинейного звена.

Это позволяет описать нелинейные динамические процессы в узле трения колеса с рельсом комплексными функциями с учетом их упругодиссипативной природы. Для получения передаточной функции реальной фрикционной системы, в которую входят нелинейные звенья, используются интегральные преобразования Фурье согласно выражениям

$$\dot{S}_y(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} y(t) e^{-i\omega t} dt;$$

$$\dot{S}_x(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-i\omega t} dt.$$

Зная спектры входного и выходного сигналов, рассчитывается взаимный спектр выходного и входного сигналов, представляющий собой произведение их спектральных функций, одна из которых подвергнута комплексному сопряжению:

$$\begin{aligned} \hat{S}_{xy}(i\omega) &= \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) y(t - \tau) e^{-i\omega \tau} dt d\tau = \\ &= \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-i\omega t} \int_{-\infty}^{\infty} y(t - \tau) e^{i\omega(t - \tau)} d(t - \tau) dt = \\ &= \dot{S}_x(\omega) \dot{S}_y^*(\omega) = \dot{S}_y(\omega) W(\omega) \dot{S}_y^*(\omega) = \\ &= |\dot{S}_y(\omega)|^2 W(\omega), \end{aligned}$$

где $\dot{S}_y^*(\omega) = \dot{S}_y(-\omega)$ – комплексное сопряжение спектральной плотности входного сигнала; $|\dot{S}_y(\omega)|^2$ – энергетический спектр входного сигнала, автоспектр; $W(\omega)$ – комплексный коэффициент передачи системы; $y(t)$ – входной сигнал, поступающий на узел трения (изменение нормальной нагрузки), Н; $x(t)$ – выходной сигнал, полученный в результате трения (тангенциальная сила трения), Н; t – регистрируемое время, с; τ – временной сдвиг выходного сигнала относительно входного, с; ω – регистрируемая частота сигналов.

Из полученного выражения определяется комплексный коэффициент передачи фрикционной системы

$$W(i\omega) = \frac{\dot{S}_{xy}(i\omega)}{|\dot{S}_y(\omega)|^2}.$$

При исследовании динамики фрикционной системы путь – подвижной состав, в частности ее подсистемы колесо – рельс, решаются задачи по определению характера переходного процесса в подсистеме после внешнего воздействия. Для определения устойчивости уравнений движения фрикционных систем в виде передаточных функций, определяющих внутреннее состояние фрикционно-механической системы, и, в частности, подсистемы

колесо – рельс, используются наиболее разработанные методы анализа и синтеза систем, такие как корневые, частотные, интегральные критерии устойчивости, критерии устойчивости Рауса, Гурвица, Михайлова, Найквиста, Ляпунова и др.

Рассмотрим взаимосвязь фрикционно-механической подсистемы колесо – рельс, представленной в виде сосредоточенных масс, объединенных упруго диссипативными связями:

$$M \frac{d^2 X}{dt^2} + h \frac{dX}{dt} + cX = F \left(X, \frac{dX}{dt} \right) + F^*(t) + U(t), \quad (1.3.14)$$

где $X = \{X_1, X_2, \dots, X_N\}^T$ – вектор состояния системы; $F \left(X, \frac{dX}{dt} \right)$ – вектор-функция, раскрывающая зависимость сил контактного взаимодействия от координат состояния; $F^*(t)$ – вектор сил, необъяснимых координатах состояния системы, которые можно интерпретировать как неуправляемый силовой шум. Он возмущает стационарные движения системы; M, h, c – матрицы размерности $N \times N$ соответственно обобщенных масс, коэффициентов демпфирования и жесткости; $U(t)$ – вектор управления и внешнего воздействия, который во многих случаях формируется в координатах состояния, т.е. $U(t) = U[X(t)]$.

Одна из связей $F \left(X, \frac{dX}{dt} \right)$ характеризует динамическую связь, формируемую в зоне фрикционного контакта. Она представлена в виде нелинейных вектор-функций, раскрывающих зависимость сил контактного взаимодействия при относительных движениях двух фрикционных поверхностей. Свойства вектор-функций, характеризующих нелинейную фрикционную связь колеса и рельса, следующие:

1) при медленном сближении контактируемых поверхностей при заданной скорости относительного сближения увеличиваются нормальная и тангенциальная составляющие сил. Эти функции можно назвать функциями сближения. Если рассматривать только зави-

симость нормальной составляющей от смещений контактируемых поверхностей в нормальном направлении, то получим характеристики, которые принято называть "контактной жесткостью". Если сближение поверхностей постоянно, то ему соответствуют постоянные значения нормальной и тангенциальной составляющих сил контактного взаимодействия. Отношение этих сил, как известно, представляет собой постоянное значение коэффициента трения. Известно, что коэффициент трения при прочих неизменных условиях зависит от нормального давления, а от нормального давления зависит сближение контактируемых поверхностей. В том случае, когда конфигурация контактируемых поверхностей представляет собой плоскость, смещение контактируемых поверхностей в тангенциальном направлении не вызывает силовых реакций. Очевидно, что функция сближения определяет интегральную характеристику переходной зоны от одного контактируемого тела к другому. Свойства этой переходной зоны зависят от шероховатости этой поверхности и свойств среды, формируемой в этой области, т.е. от третьего тела (наличия смазки, загрязнителей, атмосферных осадков и т.п.);

2) вариации нормальной и тангенциальной составляющих сил вызывают в зависимости от частотного диапазона различные реакции тангенциальных составляющих силы. При этом всегда имеет место фазовый сдвиг между тангенциальной и нормальной составляющими силы контактного взаимодействия.

Это свидетельствует о том, что закономерности формирования сил контактного взаимодействия фрикционной подсистемы колесо – рельс являются существенно нелинейными и зависят не только от частоты, но и от амплитуды периодических сближений. Главные свойства этого преобразования могут быть раскрыты, если ввести в рассмотрение запаздывающий аргумент между изменениями нормальной и тангенциальной составляющими силы. Если пренебречь тангенциальной составляющей силы, нормальной к скорости относительного скольжения, то главное свойство динамической связи, формируемой на фрикционном контакте колеса и рельса, может быть раскрыто на основе введения следующих функций:

$$F_N + F_N \{\Delta\};$$

$$F_\tau = F_\tau \{\Delta(t - \tau)\}, \quad (1.3.15)$$

где Δ – зазор между контактируемыми поверхностями. В общем случае они являются преобразованиями всех координат уравнений двух механических подсистем, входящих в механическое взаимодействие через фрикционный контакт.

В частности, если одно из контактируемых тел считать абсолютно жестким и недеформируемым, а второе представить в виде сосредоточенной массы, подвешенной к жесткому основанию с помощью упругодиссипативных связей, то получим базовую динамическую модель, введенную в рассмотрение В.В. Кудиновым:

$$M \frac{d^2 X}{dt^2} + h \frac{dX}{dt} + cX = F\left(X, \frac{dX}{dt}\right) - U(t), \quad (1.3.16)$$

где

$$M = \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix}; \quad h = \begin{bmatrix} h_{11} & h_{21} \\ h_{12} & h_{22} \end{bmatrix};$$

$$c = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{21} \\ c_{12} & c_{22} \end{bmatrix}; \quad X = \{X_1, X_2\};$$

$$F\left(X, \frac{dX}{dt}\right) = \{F_1(X_1); F_2[X_1(t - \tau)]\};$$

$$U = \{U_1(t), U_2(t)\},$$

h и c – матрицы симметричные и положительно определенные; F_1 и X_1 – силы и упругие деформации в нормальном направлении к контактируемой поверхности, F_2 и X_2 – силы и упругие деформации в направлении, противоположном скорости относительного скольжения.

При формулировке устойчивости фрикционной системы колесо – рельс можно рассматривать три варианта анализа и синтеза.

Точка равновесия фрикционной системы колесо – рельс в пространстве состояния есть константа (движение в режиме одноточечного контакта). Постоянная точка равновесия фрикционной системы в пространстве состояния является наиболее важной для

инженерных приложений и относится к случаю, когда внешнее воздействие постоянно, т.е. $U(t) = \text{const}$. Тогда система (1.3.16), как правило, имеет единственную стационарную траекторию $X_1 = X_1^*$, $X_2 = X_2^*$, движения.

Для изучения устойчивости этой точки равновесия, согласно теории А.М. Ляпунова, необходимо написать уравнение в вариациях. Заменим $X_1(t) = X_1^* + x_1(t)$ и $X_2(t) = X_2^* + x_2(t)$, тогда вместо системы (1.3.14) получаем следующее уравнение:

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} + \left[h - \frac{\partial \varphi}{\partial \dot{x}} \right] \frac{dx}{dt} + \left[c - \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right] x = 0, \quad (1.3.17)$$

где $\varphi(x)$ – новая вектор-функция, которая определяет динамическую характеристику фрикционного контакта, рассматриваемую в вариациях относительно точки равновесия.

Заметим, что система (1.3.17) обладает следующими свойствами: $\varphi(0) \equiv 0$; матрицы

$$\left[h - \frac{\partial \varphi}{\partial \dot{x}} \right] \text{ и } \left[c - \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right]$$

уже не являются симметричными и могут не быть положительно определенными. Эти преобразования приводят к следующим выводам:

$$1) \text{ матрицу диссипации } \left[h - \frac{\partial \varphi}{\partial \dot{x}} \right] \text{ можно}$$

представить по известным правилам преобразования матриц в виде суммы симметричной и кососимметричной матриц. Если симметричная составляющая матрицы остается положительно определенной, то силы, формируемые этой матрицей, характеризуют диссипацию системы и, как правило, способствуют тому, что точка равновесия является асимптотически устойчивой. Кососимметричная составляющая матрицы характеризует гироскопические силы в смысле положений Томсона и Тетта;

$$2) \text{ алогично матрицу жесткости } \left[c - \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right]$$

можно представить в виде симметричной и кососимметричной матриц. Если симметричная составляющая матрицы является положительно определенной, то силы, формируемые этой матрицей, направлены в сторону точки равно-

весия и способствуют устойчивости точки равновесия. Кососимметричная составляющая этой матрицы характеризует циркуляционные силы, которые формируют момент, способствующий потере устойчивости точки равновесия и может привести к зависимости от соотношения потенциальных и циркуляционных сил к круговым движениям контактируемых тел с увеличивающейся амплитудой.

Приведенные выше свойства преобразований фрикционно-механической системы колесо – рельс за счет действия фрикционных связей показывают следующее:

могут существовать различные механизмы потери устойчивости точки равновесия во фрикционных системах, которые обусловлены действием циркуляционных сил, а также преобразованием симметричной матрицы диссипации в отрицательно определенную в окрестности точки равновесия;

свойства системы при одних и тех же условиях функционирования принципиально зависят от точки равновесия системы, а она определяется не только внешними силами, но и матрицей жесткости всех элементов механической системы.

Таким образом, функциональные характеристики подсистемы колесо – рельс не инвариантны к динамическим подсистемам взаимодействующих тел.

В инженерной практике при анализе устойчивости фрикционных систем, например взаимодействия колеса и рельса, удобнее всего использовать известные критерии устойчивости линеаризованных систем. Поясним методику анализа устойчивости на примере базовой динамической системы (1.3.16). Для этого выпишем характеристический полином системы (1.3.17) в вариациях относительно точки равновесия:

$$\lambda_1 p^4 + \lambda_2 p^3 + \lambda_3 p^2 + \lambda_4 p + \lambda_5 = 0,$$

где

$$\lambda_1 = m^2; \lambda_2 = (h_{11} + h_{22})m;$$

$$\lambda_3 = \left[\left(c_{11} - \frac{\partial \varphi_1}{\partial x_1} \right) + c_{22} \right] m + h_{11} h_{22} - \left(h_{12} - \tau \frac{\partial \varphi_2}{\partial \dot{x}_1} \right) h_{21};$$

$$\lambda_4 = \left(c_{11} - \frac{\partial \varphi_1}{\partial x_1} \right) h_{22} + c_{22} h_{11} - \left(h_{12} - \tau \frac{\partial \varphi_2}{\partial \dot{x}_1} \right) c_{21} - \left(c_{12} - \frac{\partial \varphi_2}{\partial x_1} \right) h_{21};$$

$$\lambda_5 = \left(c_{11} - \frac{\partial \varphi_1}{\partial x_1} \right) c_{22} - \left(c_{12} - \frac{\partial \varphi_2}{\partial x_1} \right) c_{21}.$$

При определении характеристического полинома принято во внимание разложение (1.3.15) в ряд Тейлора в окрестности точки равновесия. Для определения устойчивости можно воспользоваться амплитудно-частотным критерием Найквиста, одним из алгебраических критериев устойчивости, например Гурвица, а также применить методы D -разбиения для выделения областей устойчивости.

Следует отметить, что устойчивость фрикционной системы определяется не только свойствами фрикционного контакта, который в линеаризованном представлении характеризу-

ется матрицами $\frac{\partial \varphi}{\partial \dot{x}}$ и $\frac{\partial \varphi}{\partial x}$, но и всеми пара-

метрами, входящими в базовую динамическую модель при усложнении модели механической системы, которая представляется, как правило, пространственной конечномерной структурой.

Стационарная траектория движения колеса подвижного состава по рельсу является функцией времени. Рассмотрим стационарную траекторию, которая в первом случае являлась точкой, представляющую T -периодическую функцию времени. Этот случай особенно актуален во фрикционных системах, характеризующихся вращением контактируемых поверхностей с периодом T .

Пусть задана стационарная траектория $X^*(t)$. При этом выполняется условие $X^*(t) = X^*(t-T)$. В трибосистемах этот случай встречается чрезвычайно часто. Так, если $F^*(t) = F_0^* + F_{0,0}^* \sin \Omega t$, то в реакции системы на это возмущение будет присутствовать периодическая составляющая с периодом $T = 1/\Omega$. Тогда

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{x}} = h^{(T)}(t) = h^{(T)}(t - kT) \text{ и}$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial x} = c^{(T)}(t) = c^{(T)}(t - kT), \quad k = 1, 2, 3, \dots$$

Образование T -периодической стационарной траектории в рассматриваемой системе обусловлено многими причинами. Прежде всего, свойства трибосреды, распределенные по периметру колеса, не являются неизменными хотя бы потому, что несовершенны макрогеометрические характеристики колеса. В связи с этим стационарная траектория $X^*(t) = X^{(0,1)} + X^{(0,2)}(t)$ может быть представлена в виде некоторой постоянной составляющей $X^{(0,1)} = \text{const}$ и периодически изменяющейся с периодом T , определяемом частотой вращения колеса $X^{(0,2)}(t) = X^{(0,2)}(t - kT)$. Тогда с учетом вариаций $x(t)$ траектория $X(t) = X^{(0,1)} + X^{(0,2)}(t) + x(t)$. При этом считается, что частота вращения колеса постоянна (рис. 1.3.5).

Например, для шести координат пространственных движений двух контактирующих поверхностей нелинейная функция в вариациях относительно траектории $X^*(t)$.

$$\varphi_s = \sum_{k=1}^6 \frac{\partial \varphi_s}{\partial x_k} x_k + \sum_{k=1}^6 \frac{\partial \varphi_s}{\partial \left(\frac{dx_k}{dt} \right)} \frac{dx_k}{dt} + \varepsilon$$

$$(s = 1, 2, 3 \text{ при } x \Rightarrow 0, \varepsilon \Rightarrow 0).$$

В ней можно выделить постоянную и периодическую с периодом T составляющие:

$$\begin{aligned} \varphi_s(X^*, x) = & \sum_{k=1}^6 [c_{s,k}^{(T,1)} + c_{s,k}^{(T,2)}(t)] x_k + \\ & + \sum_{k=1}^6 [h_{s,k}^{(T,1)} + h_{s,k}^{(T,2)}(t)] \frac{dx_k}{dt}, \end{aligned}$$

$$\text{где } c_{s,k}^{(T,2)}(t) = c_{s,k}^{(T,2)}(t - kT);$$

$$h_{s,k}^{(T,2)}(t) = h_{s,k}^{(T,2)}(t - kT);$$

k – целое число.

Для анализа устойчивости в этом случае необходимо воспользоваться теорией Флоке: если определена стандартная фундаментальная матрица $[H(t)]$ решений, т.е. удовлетворяющая условию $[\dot{H}(t)] = [A(t)][H(t)]$ ($[H(0)] = 1$), то общее решение $\psi(t, x)$ этой системы можно представить в виде

$$\psi(t, x) = [P(t)] \exp t[R] x, \quad (1.3.18)$$

где $[R]$ – матрица постоянных коэффициентов.

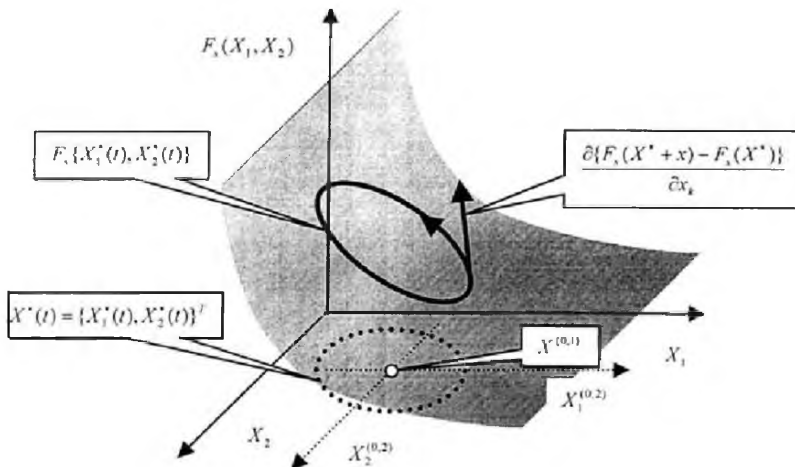


Рис. 1.3.5. Формирование периодических составляющих в динамической характеристике процесса трения в вариациях относительно стационарной траектории $X^*(t) = X^*(t + kT)$

Причем, стандартная фундаментальная матрица системы $[H(t)] = [P(t)]\exp t[R]$ при $t = T$ удовлетворяет условию $[H(T)] = \exp T[R]$ (матрица монодромии). Собственные числа матрицы монодромии (мультипликаторы системы) обозначим ρ_i ($i = 1, 2, \dots, 2N$).

Матрица монодромии определяет оператор сдвига вдоль решения (1.3.18) на величину постоянного сдвига T . Проблема вычисления мультипликаторов системы всегда является одной из основных при исследовании систем с периодическими коэффициентами, она решается, например, с помощью определителей Хилла или на основе анализа отображения Пуанкаре. Мультипликаторы удовлетворяют системе

$$\det[H(T) - \rho_i I] = 0.$$

Согласно теории Флоке, система будет устойчивой по Ляпунову, если все мультипликаторы системы $\rho_i \leq 1$, и асимптотически устойчивой, если $\rho_i < 1$, т.е. $\lim_{t \rightarrow \infty} x(t) = 0$.

Стационарная траектория движения фрикционной системы колесо – рельс является непериодической функцией времени. Этот режим соответствует критическому взаимодействию тягового колеса локомотива с рельсом, когда колеса локомотива находятся в состоянии боксования.

Например, $U(t)$ есть некоторая функция времени, которой соответствует стационарная траектория $X^*(t)$. Если в системе учитывать эволюционные преобразования параметров динамической характеристики процесса трения, то функции $\frac{\partial \varphi_s}{\partial x_k}$ и $\frac{\partial \varphi_s}{\partial \left(\frac{dx_s}{dt}\right)}$ также являются функциями времени.

Необходимо отметить, что определение устойчивости системы с переменными параметрами в общем случае – трудная и до сих пор нерешенная задача. Однако в технических приложениях, как правило, можно считать эти изменения настолько медленными, что в рассматриваемой точке равновесия или изменяющихся параметрах их можно считать постоянными, т.е. систему рассматривать "замороженной" в смысле Л. Заде и, следовательно, анализировать ее как систему с постоянными параметрами. Обычно в этом случае для обеспечения устойчивости выполняется требование,

связанное со смещением корней характеристического полинома с квазипостоянными коэффициентами влево относительно мнимой оси, и при применении частотных критериев устойчивости можно воспользоваться методом расширенных амплитудно-фазочастотных характеристик.

1.3.4. МЕТОД АДАПТИВНОГО СИНТЕЗА ФРИКЦИОННЫХ СИСТЕМ

Метод адаптивного синтеза фрикционной механической системы (ФМС) – комплексная методика создания механических систем с узлами трения, позволяющая определить и совместить функционально-структурные, триботехнические и динамические параметры на уровне ее кинематической модели [32, 33].

Метод включает эволюционный синтез кинематической модели, определение параметров ее трибосистем с использованием физико-математического моделирования [34, 35] и последующее формирование условий совместимости параметров трибосистем и динамических характеристик проектируемой механической системой методом модельной адаптации.

Эволюционный синтез кинематической модели заключается в поэтапном изменении структурной и функциональной составляющих. В качестве показателя структуры используется "условная" вероятность безотказной работы, которая принимается по реальным механизмам аналогичного класса. Условная вероятность безотказной работы служит только как показатель относительного изменения структуры.

Структурная составляющая включает вероятности безотказной работы неподвижных звеньев P_i^k подвижных P_i^n и кинематических пар P_i^p с учетом неравномерного распределения вероятностей посредством корректирующих коэффициентов a, b, c . Функциональная составляющая характеризуется комплексным показателем $k = k_1 k_2 k_3 \dots k_i$, включающим скорость, нагрузку, производительность и т.д. Оценка изменения количественных показателей в процессе синтеза описывается следующим уравнением

$$\Psi_k = \frac{(P_i^{ak} P_i^{bn} P_i^{cp})_{j+1}}{(P_i^{ak} P_i^{bn} P_i^{cp})_j} \frac{(k_1 k_2 \dots k_i)_{j+1}}{(k_1 k_2 \dots k_i)_j},$$

где Ψ_k – индекс, характеризующий уровень адаптации проектируемой системы к параметрам технического задания; k, n, p – количество соответственно неподвижных звеньев, подвижных звеньев и кинематических пар; $j, j+1$ – соответствующно предыдущий и последующий этапы синтеза; i – порядковый номер элемента.

Такой подход учитывает уровень влияния звеньев (деталей, узлов) и кинематических пар (трибосистем) на работоспособность механической системы, что позволяет оптимизировать соотношение функциональной и структурной составляющих на ранних стадиях

проектирования и, следовательно, повысить вероятность эффективного решения задачи.

При определении параметров механической системы в процессе эволюции кинематической модели по результатам анализа иерархических соотношений проектных условий (АИСПУ) на каждом этапе с использованием методов ранговой корреляции, случайного баланса, функционального анализа и т.д. исключаются функционально неэффективные элементы [34, 36, 37]. АИСПУ основан на формировании внутриуровневых и межуровневых связей проектных условий по соответствующим целевым функциям:

$$Y = \begin{cases} Y_1 \left[Z_1 \left(\sum_{a=1}^1 X_{ja} \right), Z_2 \left(\sum_{b=1}^r X_{jb} \right), ..., Z_f \left(\sum_{c=1}^d X_{jc} \right) \right]; \\ Y_2 \left[Z_1 \left(\sum_{a=1}^1 X_{ja} \right), Z_2 \left(\sum_{b=1}^r X_{jb} \right), ..., Z_f \left(\sum_{c=1}^d X_{jc} \right) \right]; \\ \\ Y_m \left[Z_1 \left(\sum_{a=1}^1 X_{ja} \right), Z_2 \left(\sum_{b=1}^r X_{jb} \right), ..., Z_f \left(\sum_{c=1}^d X_{jc} \right) \right], \end{cases} \quad (1.3.19)$$

где Y – межуровневая и Y_1, Y_2, \dots, Y_n – внутриуровневые целевые функции; X_a, X_b, \dots, X_c – проектные условия, сгруппированные соответственно по признакам Z_1, Z_2, \dots, Z_f (нагрузочно-скоростной режим, технологичность, тип подсистемы, прочностные характеристики и т.д.).

Что касается параметров проектных условий, то для определения их значений используются расчетно-экспериментальные методы в сочетании с математическим планированием эксперимента и физическим моделированием [34, 35].

Модельная адаптация заключается в совмещении процессов, протекающих во фрикционном контакте и динамических процессов, протекающих в механической системе, т.е. при разработке физической модели ФМС необходимо исходить из того, что эти процессы в натуре и модели должны быть подобными и отношения всех характеризующих их величин должны выражаться с помощью масштабов подобия (рис. 1.3.6).

Комплексная методика адаптивного синтеза основана на поэтапном изменении параметров проектируемого объекта, характери-

зующихся уровнем неопределенности, и, следовательно, в системе проектируемый – проектирующий объекты первую составляющую описывают уровни неопределенности, а вторую – этапы проектирования. Эти этапы определяют маршрут, по которому пойдет процесс проектирования. Поэтому функциональная схема включает координирующий и проектирующий блоки. Первый блок представляет собой градацию связанных уровней неопределенности и этапов проектирования, что позволяет классифицировать решаемую задачу на всех этапах:

первый уровень – решение задач синтеза системы, связанных с разработкой структуры объекта по заданным функциональным параметрам;

второй и третий уровни – решение задач, в которых известны функционально-структурные параметры соответствующих аналога и прототипа проектируемой фрикционной системы;

четвертый уровень – решение задач, связанных с определением и отработкой функциональных и структурных параметров по результатам модельных и натурных испытаний;

Исследование и управление процессами разрушения на указанных уровнях открывают новые перспективные пути для повышения ресурса машин при одновременном снижении затрат труда, средств и материалов в сферах производства и эксплуатации.

Для прогнозирования влияния смазочного материала на изменение микромеханических характеристик в приповерхностном слое пары трения с целью оценки важнейшей триботехнической характеристики (интенсивности изнашивания) использовали специальный метод послыого рентгеноструктурного исследования кристаллографических процессов при трении в тонких приповерхностных слоях контактирующих поверхностей тяговых зубчатых передач трансмиссий. Микромеханические характеристики однозначно определяются структурным состоянием стали, идентифицируемым шириной рентгеновских линий при рентгеноструктурном анализе.

Установлено, что масла с различными химическими составами по-разному влияют на изменение прочностных характеристик металла в приповерхностном слое в процессе трения, что и обуславливает разную интенсивность изнашивания сталей. Так, поверхностные слои зубчатых передач из сталей 25ХГТ и 18Х2Н4МА в исходном состоянии имеют весьма высокие плотности дислокационных скоплений, которые экспоненциально убывают по глубине исследуемого слоя в 8 мкм (кривые 1, рис. 1.3.7).

Такая дислокационная картина приповерхностных слоев сталей в исходном состоянии отражает пропорциональное изменение микромеханических характеристик стали в исследуемом слое. В исходном состоянии приповерхностные слои обеих сталей имеют

значительный отрицательный градиент механических свойств по глубине приповерхностного слоя, что объясняется наклепом в приповерхностном слое после дробеструйной обработки поверхностей зубьев.

Исследования кинетики структурного состояния приповерхностных слоев материала при трении дают практическую возможность на основании экспериментальных данных рентгенографического анализа определять истинные локальные напряжения в деформируемых трением приповерхностных слоях сталей:

$$\sigma_{T(h)} = \alpha G b \rho^{0,5},$$

где α – коэффициент; G – модуль сдвига; $\sigma_{T(h)}$ – истинное значение предела текучести в исследуемом микрообъеме; b – вектор Бюргерса; ρ – плотность дислокаций в исследуемом микрообъеме.

Метод определения плотности дислокаций ρ основан на квадратичной зависимости ρ от ширины рентгеновских линий β :

$$\rho = A \beta^2,$$

где A – коэффициент, зависящий от упругих свойств материала, характеристик дислокации (вектора Бюргерса) и др.

Для Al, W, Mo, Fe и их сплавов $A \approx 2 \cdot 10^{16} \text{ см}^{-2}$. Таким образом, для сталей истинное значение предела текучести в исследуемом микрообъеме приповерхностного слоя с использованием измеренной ширины рентгеновской линии можно представить в виде

$$\sigma_{T(h)} = 1,4 \cdot 10^8 \alpha G b \beta.$$

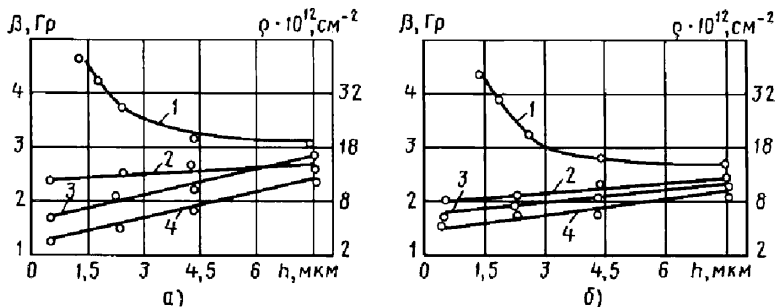


Рис. 1.3.7. Изменение ширины рентгеновских линий β (220) α -фазы и плотности дислокаций ρ по глубине h стали 25ХГТ (а) и 18Х2Н4МА (б)

После 8 ч испытаний в трансмиссионных маслах ТАП-15В (кривые 2), ТСП-14гип (кривые 3) и по ТУ 32ЦТ-551-84 (кривые 4) приповерхностные слои образцов подверглись рентгеноструктурному исследованию. В результате установлено, что при всех маслах произошли изменения дислокационной картины в тонких приповерхностных слоях сталей 18Х2Н4МА и 25ХГТ, а дислокационные плотности и механическая прочность снизились.

Анализ изменения структурного состояния по глубине приповерхностного слоя у сталей 18Х2Н4МА и 25ХГТ показывает, что имеет место общая закономерность между изменениями градиентов плотностей дислокаций ρ , микронапряжений II рода $(\Delta a/a)$ и размерами областей когерентного рассеяния (ОКР), заключающаяся в том, что большим градиентам разупрочнения приповерхностного слоя стали соответствует большая интенсивность изнашивания этих поверхностей. Этот факт свидетельствует о том, что в рамках одного вида изнашивания поверхностей в условиях граничного режима трения в основе лежит разная скорость накопления и продвижения усталостных субмикротрещин, регулируемая внешними факторами, в данном случае различными маслами. Чем больше масляная среда влияет на снижение микромеханических характеристик в тонком приповерхностном слое стали, тем больше изнашивание поверхности.

Кроме того, изменение состояния структуры при трении распространяется на разную глубину в приповерхностном слое, т.е. каждому смазочному маслу соответствует характерный только для этого масла градиент изменения состояния структуры или локальных микромеханических характеристик по глубине h при данных нагрузочно-скоростных режимах трения.

Градиент изменения состояния структуры в приповерхностном слое стали, выраженный через ширину рентгеновских линий β , является устойчивой оценочной характеристикой влияния внешней среды на распределение микромеханических характеристик материала в приповерхностном слое стали, деформируемом трением.

На рис. 1.3.8 представлена обобщенная схема зависимости характерных изменений ширины рентгеновских линий β по глубине h активного приповерхностного слоя стали по-

сле трения в смазочных маслах с разной химической активностью (линии 1, 2) и в исходном состоянии до трения (линия 3).

Величина β_h соответствует ширине рентгеновских линий на максимальной глубине h_v от поверхности физико-химического влияния трибопроцессов в контакте. Ниже этого слоя трибопроцессы в контакте не изменяют состояние структуры стали. Величины β_{01} и β_{02} соответствуют ширине рентгеновских линий на минимальном идентифицируемом расстоянии от поверхности после трения одинаковых стальных образцов в смазочных маслах, имеющих разную химическую активность при равных нагрузочно-скоростных параметрах трения.

Линии 1 и 2 соответствуют градиентам изменения состояния структуры приповерхностного слоя стали в зависимости от свойств используемого смазочного масла, а угол α между нормалью к поверхности и направлением изменения ширины рентгеновской линии β характеризует количественно эти изменения. Таким образом, изменение ширины β рентгеновских линий, глубина влияния внешней среды h и угол α полностью отражают физико-химическое влияние смазочного масла на изменение микромеханических характеристик приповерхностного слоя, деформированного трением.

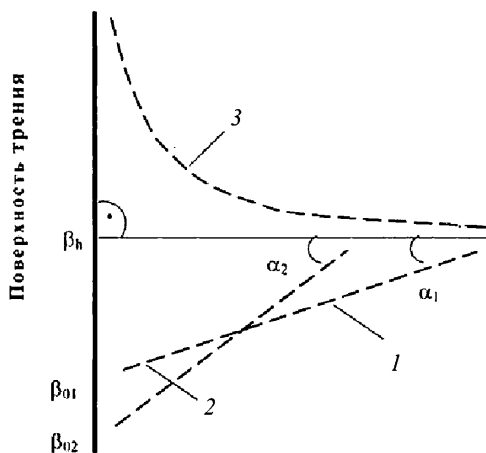


Рис. 1.3.8. Обобщенная схема характерных изменений ширины рентгеновских линий β по глубине h приповерхностного слоя стальных образцов

В результате получен критерий структурного состояния K_s , который отражает влияние физико-химических процессов в смазываемом трибоконтакте на накопление и распределение несовершенств в кристаллической решетке приповерхностного слоя, деформируемого трением, имеющий вид:

$$K_s = \beta_h / (\beta_0 \cos \alpha).$$

Одним из главных достоинств критерия субструктурного состояния является то, что он однозначно отражает величину и знак градиента механических свойств (напряженного состояния структуры) в приповерхностном слое стали. Так, при $\beta_h > \beta_0$ критерий $K_s > 1$. При равенстве значений ширины рентгеновских линий как на глубине β_h , так и у поверхности β_0 , критерий $K_s = 1$. Для случая, когда в приповерхностном слое $\beta_h < \beta_0$, критерий $K_s < 1$. При значении критерия $K_s > 1$ приповерхностный слой металла имеет положительный градиент механических свойств, а при $K_s < 1$ – отрицательный градиент механических свойств по глубине.

Критерий структурного состояния K_s особенно важен при расчетах интенсивности изнашивания для режимов граничной смазки и более жестких режимов как объективный показатель распределения прочности в деформируемом трением объеме металла. При граничном трении нагрузка воспринимается не только смазочной пленкой, но и ювенильными участками металла в местах прорыва пленки, где возможно образование металлической связи. Если при таком режиме трения критерий $K_s < 1$, то результатом металлической связи двух поверхностей будет схватывание и когезионное удаление некоторого объема металла с поверхности, т.е. задир. Если $K_s < 1$, то результатом металлической связи ювенильных поверхностей будет механическое разрушение мостиков сварки прямо на поверхности, как области механически менее прочной, чем нижележащие слои. При этом чем менее прочными будут верхние слои, т.е. чем больше единицы будет значение критерия структурного состояния приповерхностного слоя, тем выше будет интенсивность изнашивания поверхности трения. При положительном градиенте микромеханических свойств происходит механическое отделение дискретного объема

металла (частицы износа) в месте образования и слияния закритических микротрещин в приповерхностном слое, деформируемом трением.

Наиболее предпочтительным является значение $K_s = 1$, когда градиент изменения механических свойств по глубине приповерхностного слоя будет равен нулю. При этом исключаются когезионные удаления фрагментов поверхности при металлической связи при прорыве масляной пленки и обеспечиваются максимально высокие механические характеристики поверхности трения в области положительных градиентов механических свойств, препятствующие повышению механо-химическому изнашиванию.

Такие качественные характеристики приповерхностного слоя могут быть достигнуты за счет оптимального подбора активных присадок к базовым маслам для конкретных сталей и режимов трения. Если смазочное масло обеспечивает значительный угол α , то это свидетельствует о резерве в совершенствовании противоизносных свойств смазочной композиции или возможности использования другого смазочного материала. Критерий структурного состояния K_s может быть применен для оценки противоизносных и противозадирных свойств смазочных масел.

С использованием методов исследования процессов триборазрушения на микро- и наноровнях разработана концепция оценки интенсивности изнашивания смазываемых стальных поверхностей трения по величине и распределению микромеханических характеристик в приповерхностном слое, деформируемом трением, что позволяет с высокой точностью рассчитать ресурс узла трения. Концептуальные выводы, полученные в результате комплексных триботехнических исследований и исследований кинетики структуры в тонком приповерхностном слое стальных трибопар, легли в основу усовершенствованного расчетно-экспериментального метода прогнозирования износостойкости смазываемых триботехнических силовых систем.

Для тяжелонагруженных зубчатых передач из нитроцементованных и закаленных сталей 25ХГТ, 18Х2Н4МА, 18Х2Н4ВА, 12ХН3А и 20ХГНТР были рассчитаны интенсивности изнашивания J_h при использовании трансмиссионных масел ТСП-14гип, ТАП-15В и по ТУ 32-ЦТ-551 для различных условий эксплуатации трансмиссий железнодорожного подвижного состава (табл. 1.3.2).

1.3.2. Расчет интенсивности изнашивания сталей в трансмиссионных маслах

Сталь	Смазочные масла	β_0 , Гр	β_h , Гр	$\cos \alpha$	$J_h \cdot 10^{-8}$
25ХГТ	ТУ 32-ЦТ-551 ТСП-14гип ТАП-15В	1,3	3	0,983	6,4
		1,7		0,985	3,6
		2,4		0,999	2,06
		2,6		0,999	1,92
18Х2Н4МА	ТУ 32-ЦТ-551 ТСП-14гип ТАП-15В	1,5	2,5	0,994	5,1
		1,8		0,995	2,6
		2		0,998	2,2
		2,2		0,998	2,1
18Х2Н4ВА	ТУ 32-ЦТ-551	1,2	2,4	0,985	5,19
12ХН3А		0,7	2,1	0,986	6,9
20ХГНТР		0,7	1,5	0,991	9,8

По результатам расчетно-экспериментального прогнозирования применительно к путевым машинам, выпускаемым Тихорецким машиностроительным заводом, выбраны материалы и разработан технологический процесс изготовления зубчатых передач трансмиссий из более износостойкой, но более дешевой стали 25ХГТ (вместо стали 12ХН3А) с применением смазочного масла ТАП-1513 вместо масла по ТУ 32-ЦТ-551, что значительно повысило ресурс зубчатых передач осевых редукторов трансмиссии.

Аналогичный подход к прогнозированию ресурса смазываемых узлов трения был реализован при подборе более износостойких материалов для зубчатых передач редукторов приводов подвагонных генераторов от средней части оси типа ВБА-32/2 мощностью 44,6 кВт, ЕУК-160-1М (Германия) мощностью 38,4 кВт "Стоун" с генераторами мощностью 21 кВт (Венгрия), которыми на железных дорогах России и в СНГ оборудовано 37 % парка пассажирских вагонов.

1.3.6. ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Повышение скорости движения поездов (до 200 км/ч и более) с одновременным ростом нагрузки на ось невозможно без обеспечения устойчивого режима эластогидродинамической смазки (ЭГД-смазки) в тяжело нагруженных узлах трения подвижного состава: подшипниках качения, зубчатых передачах и др. [38].

Режим ЭГД-смазки обеспечивается при выполнении условия

$$h_{\min} \geq \lambda \sqrt{Ra_1^2 + Ra_2^2}, \quad (1.3.20)$$

где λ – коэффициент толщины пленки жидкого смазочного материала (ЖСМ); Ra_1 , Ra_2 – параметры шероховатости сопрягаемых поверхностей.

Установлено существенное влияние значения λ на долговечность подобных сопряжений (рис. 1.3.9) [38 – 40].

В подшипниках качения время пребывания частицы ЖСМ в области контакта составляет $10^{-6} \dots 1$ с, что часто оказывается меньше

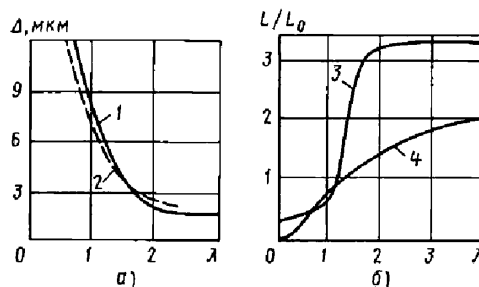


Рис. 1.3.9. Влияние коэффициента λ толщины пленки жидкого смазочного материала на величину износа Δ и относительную долговечность L/L_0 подшипников качения: 1 – гидравлическое масло; 2 – турбинное масло; 3 – по Скурке [39]; 4 – по Таллиану [40]

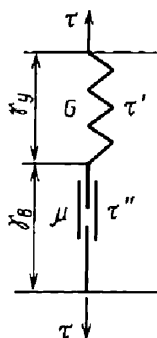


Рис. 1.3.10. Модель Максвелла

времени релаксации и запаздывания. В этих условиях ЖСМ начинает вести себя как упругое твердое тело, имеющее модуль сдвига $G = 10^7 \dots 10^8$ Па [41]. Состояние подобной среды наиболее адекватно описывается системой уравнений нелинейной вязкоупругой максвелловской среды (рис. 1.3.10) [38 – 41], обобщенная математическая модель которой имеет вид:

$$\frac{d\gamma_y}{dt} = \frac{\Delta u}{h(t)} - \frac{\tau_0(t)}{\mu_0 \exp[\alpha p(t)]} \times \times sh \left[\frac{G_0 + m_G p(t)}{\tau_0(t)} \gamma_y(t) \right], \quad (1.3.21)$$

где γ_y – упругая деформации ЖСМ; μ_0 – коэффициент динамической вязкости; τ_0 – напряжение Эйринга; Δu – скорость скольжения; α – пьезокоэффициент; G_0 , m_G – коэффициенты, характеризующие зависимость G от p .

Физический смысл зависимости (1.3.21) заключается в следующем:

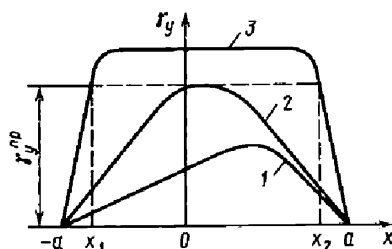
$$\dot{\gamma}_y = \dot{\gamma} - \dot{\gamma}_B, \quad (1.3.22)$$

где $\dot{\gamma}$, $\dot{\gamma}_B$ – полная и вязкая скорость деформации сдвига ЖСМ.

Для состояния ЖСМ в ЭГД-контакте характерны три случая:

1) упругая деформация сдвига значительно меньше предельного значения γ_y^{np} (кривая 1, рис. 1.3.11);

2) упругая деформация сдвига достигает предельного значения, не превышая его (кривая 2);

Рис. 1.3.11. Изменение упругой деформации γ_y термовязкоупругости ЖСМ в неконформном сопряжении:

a – размер полуплощадки Герца; x_1 и x_2 – значения текущего параметра, при которых выполняется условие $\gamma_y = \gamma_y^{np}$

3) упругая деформация сдвига превышает предельное значение обратимой упругой деформации (кривая 3).

При нормальной работе тяжело нагруженных подшипников качения третий случай маловероятен. В первом случае влияние тепловых эффектов на коэффициент трения незначительно, и для описания вязкоупругого состояния смазочной пленки ЖСМ достаточно простой изотермической модели (1.3.21) с учетом того, что распределение давления ЖСМ близко к распределению Герца [42, 43, 45], а величину зазора с достаточной степенью точности можно найти по зависимости [38, 42].

$$h = 1,6 R' (\alpha E')^{0,6} \left(\frac{\mu_0 \mu}{R' E'} \right)^{0,7} \left(\frac{q}{R' E'} \right)^{-0,13}, \quad (1.3.23)$$

где R' , E' – соответственно приведенный радиус и модуль упругости; q – линейная нагрузка.

При увеличении упругих деформаций ЖСМ до значений, сравнимых с предельным значением, роль теплового фактора существенно увеличивается.

Для определения температуры ЖСМ, находящейся в контакте, необходимо одновременное решение уравнений вязкоупругости и теплопроводности. Эта задача для тяжело нагруженных подшипников качения рассматривалась при большом количестве подходов [38]. Наиболее удобна для последующих расчетов зависимость Вильсона и Шена [46], которая хорошо описывает экспериментальные данные, полученные на достаточно большом количестве жидкостей, и позволяет определить

толщину пленки ЖСМ с учетом величины скорости скольжения:

$$h_t = hC_{th}, \quad (1.3.24)$$

где C_{th} – коэффициент, учитывающий снижение толщины пленки в контакте при качении с проскальзыванием;

$$C_{th} = \left[1 + 0,241 \left[1 + 8,3 \left(\frac{\Delta u}{u} \right)^{0,83} \right] \times \left(\frac{\mu_0 \beta u^2}{K} \right)^{0,64} \right]^{-1}, \quad (1.3.25)$$

где β , K – коэффициенты [46].

Учитывая, что толщина пленки определяется параметрами ЖСМ на входе в контакт, совместное решение зависимостей (1.3.23) – (1.3.25) позволяет определить среднее повышение температуры T пленки ЖСМ.

Сила трения в контакте с учетом (1.3.21)

$$F_T = \int_S \tau(x, y) dx dy,$$

где

$$\tau(x, y) = \gamma_y G(x, y).$$

Упругие свойства ЖСМ оказывают существенное влияние на коэффициент трения f в ЭГД-контакте даже при незначительном изменении модуля сдвига (рис. 1.3.12).

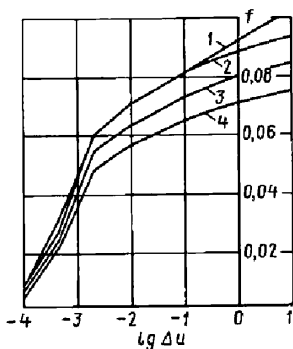


Рис. 1.3.12. Зависимости коэффициента трения f от скорости скольжения $\lg \Delta u$ при различных значениях модуля сдвига ($T_{см} = 50^\circ \text{C}$; $u = 20 \text{ м/с}$; $p_{max} = 1,26 \text{ ГПа}$):

1 – при переменном по контакту значении модуля сдвига, $G_{max} = 3 \text{ ГПа}$;

2, 3, 4 – при среднем значении модуля сдвига; $G = 3; 2,9; 2,8; 2,7 \text{ ГПа}$

Поскольку заметное проявление тепловых эффектов начинается со скорости скольжения, достигающей 10...20 % скорости качения [38, 40], изотермическая модель расчета силы трения в тяжело нагруженных подшипниках качения получила преимущественное распространение.

Для определения области существования режима ЭГД-смазки различных типов ЖСМ используется метод построения функции коэффициента трения f на основе уравнений, приведенных выше, в системе безразмерных координат, характеризующих работу узла трения и физико-механические свойства ЖСМ (рис. 1.3.13) [42, 43, 45]:

$$Q = \alpha(T) p_{max};$$

$$\Sigma = \frac{\mu_0(T) \dot{\gamma}}{\tau_0(T, p_{max})}.$$

Используя необходимую совокупность ограничений:

$$f_{min} < f < f_{max};$$

$$Q < \alpha[p];$$

$$h \geq h_{min},$$

на плоскости $Q\Sigma$ выделяется область E_0 (слева от кривой 2), в которой выбранный ЖСМ обеспечивает режим ЭГД-смазки при заданных условиях эксплуатации. Расположение кривой 2 слева от области E свидетельствует о невозможности обеспечения режима жидкостного трения при данных параметрах сопряжения и свойствах выбранного ЖСМ.

Рассмотренный метод позволяет уже на стадии проектирования осуществить выбор рациональных геометрических размеров деталей сопряжения и типа смазочного материала,

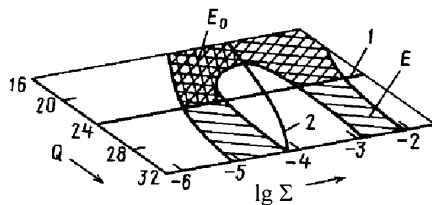


Рис. 1.3.13. Область E_0 рационального использования ЖСМ "Santotrac-50":

$$1 - Q = \alpha[p]; 2 - h = h_{min}$$

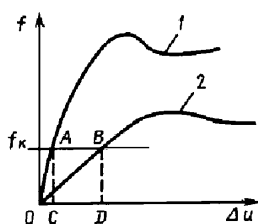


Рис. 1.3.14. Зависимости коэффициента трения f от Δu для различных ЖСМ с модулями сдвига $G_1 > G_2$

обеспечивающих в заданных условиях эксплуатации требуемую долговечность тяжело нагруженных узлов трения.

Особенно важен учет вязкоупругости ЖСМ в подшипниках качения, представляющими особый класс пар трения – планетарно-фрикционный механизм с самоустанавливающейся скоростью проскальзывания, в котором передача энергии от вращающегося кольца к телу качения осуществляется силами трения, возникающими в смазочной пленке.

В режиме жидкостного трения результирующая этих сил равна тангенциальной составляющей $F_{\text{ур}}^t$ уравновешивающей силы планетарно-фрикционного механизма подшипника.

При одних и тех же условиях эксплуатации из двух ЖСМ с одинаковыми вязкостными свойствами, смазочный материал с более высоким модулем сдвига (кривая 1 на рис. 1.3.14) обеспечит меньшее проскальзывание тел качения относительно кольца. Поэтому потери мощности P_i в подшипнике качения, равные

$$P_i = F_{\text{ур}}^t \Delta u_i,$$

при использовании ЖСМ, соответствующей зависимости 1, будут меньше, чем у ЖСМ, имеющей зависимость 2. Это снизит температуру в контакте и приведет к росту вязкости ЖСМ, а следовательно, толщине смазочной пленки, т.е. существенному повышению долговечности тяжело нагруженных подшипников качения.

1.3.7. ОСОБЕННОСТИ СОЗДАНИЯ ИЗНОСОСТОЙКИХ МЕТАЛЛОПОЛИМЕРНЫХ ТРИБОСИСТЕМ

Металлополимерные узлы трения широко используются в железнодорожном подвижном составе. Они обладают целым рядом

достоинств, но их распространение ограничено вследствие деструкции полимеров, особенно в тяжело нагруженных узлах, что стимулирует процессы разрушения металла.

Эффективное решение задач по повышению ресурса работы узлов трения возможно только на базе достигнутых фундаментальных науки. Проблема управления фрикционно-контактным взаимодействием элементов подвижных металлополимерных соединений является актуальной и постоянно требует развития теории и экспериментальных методов исследования контактного взаимодействия, которые базируются на современных представлениях об электронном строении материи, теории дислокаций, а также на экспериментальных методах физики твердого тела – рентгеноструктурном, рентгеноспектральном, электронной спектроскопии для химического анализа (ЭСХА), ОЖЭ-спектроскопии и др.

Применение композиционных материалов в узлах трения породило множество новых задач, обусловленных их свойствами. Эти материалы, изготовленные на основе полимеров, в значительно большей степени, чем металлы, чувствительны к воздействию многочисленных факторов, обусловленных трением и влиянием внешней среды [47, 48]. Ввиду специфических свойств полимеров при их применении в подвижных сопряжениях возникает ряд технических проблем. Так, практика применения на железнодорожном транспорте композиционных тормозных колодок вместо чугунных выявила повышенный износ поверхности катания колес при эксплуатации, а также ряд дефектов, снижающих эффективность торможения и ограничивающих широкое применение таких колодок. Одна из главных причин этого ограничения – процесс наводороживания поверхности катания колеса, приводящий к потере прочности и переносу металла на сопряженную с ней пластмассовую поверхность.

В изучении физических и химических аспектов наводороживания заслуживает внимания вопрос о формах состояния водорода в металлах, который до настоящего времени остается дискуссионным. В большинстве современных работ дается представление о поглощении водорода сталью в виде атомов, которые растворяются в кристаллической решетке, превращаясь в протоны с отдачей электронов в обобществленный электронный газ металла. Таким образом, водород может находиться в различных состояниях в зависимости

от условий насыщения и свойств металла. Наиболее вероятно существование водорода в кристаллической решетке металла в виде протонов, а во внутренних дефектах структуры – в молекулярной форме. Существует и другое представление, которое исключает стабильное существование электронейтральных атомов водорода в решетке металла в связи с наличием в металлическом кристалле силовых полей, не являющихся насыщенными или локализованными. Атом водорода в металле находится в том же состоянии, что и атом самого металла, так как его единственный электрон обобществлен с электронами внешних орбит атомов металла (электронный газ).

Нельзя не отметить, что в последнее время развивается теория термоактивационного процесса туннелирования протонов по междоузлиям, пока не получившая полного экспериментального подтверждения. В режиме, когда протон локализован в определенном междоузлии, диффузия в другое междоузлие осуществляется посредством термической активации. Локализованный протон автолокализуется благодаря релаксации решетки вокруг него. При этом соседним междоузлиям в такой конфигурации соответствует большая потенциальная энергия. Термическая активация необходима для того, чтобы преодолеть потенциальный барьер между двумя узлами. Кроме того, при повышении температуры становятся существенными и надбарьерные перескоки атомов водорода из одного междоузлия в другое. Барьер, препятствующий перескоку протона в соседнее междоузлие, складывается из автолокализованных искажений решетки и дополнительных взаимодействий с атомами матрицы. Как только частица совершит перескок в соседнее междоузлие, решетка релаксирует к новой равновесной конфигурации. Проблема водородного износа, по существу, поставлена, и в настоящее время проводятся научные исследования в области изучения физики процесса водородного износа и его закономерностей.

Специфика полимерных материалов заключается еще и в том, что их работа во фрикционных узлах сопровождается процессами трибоэлектризации, диффузии, а также деструкции с образованием химически активных продуктов, которые могут взаимодействовать с металлической поверхностью. Это является причиной избирательного процесса фрикционного переноса при сухом трении металлопо-

лимерных пар, который способствует осознанному регулированию свойств композиционных самосмазывающихся материалов, без которых немислимо дальнейшее развитие техники. Применение материалов такого типа позволяет получить значительный выигрыш в массе и габаритах конструкций, снизить или полностью исключить эксплуатационные затраты по обслуживанию узлов трения.

Большие перспективы по созданию материалов с высокой износостойкостью и низким трением открываются благодаря использованию эффекта пленкообразования – способности полимера образовывать на поверхности трения пленку переноса.

Широкое использование полимерных материалов выдвинуло на передний план необходимость определения роли фрикционного переноса в механизме трения и изнашивания [49, 50]. Не случайно ведущие специалисты в области трения и износа к основным требованиям, предъявляемым к антифрикционным материалам, относят их способность образовывать на поверхности трения пленку фрикционного переноса (ПФП), обладающую смазочными свойствами. Эта необходимость согласуется с одним из неперменных условий осуществления внешнего трения – положительным градиентом механических свойств. Стремление трибосистемы найти наиболее выгодное энергетическое состояние за счет структурных и фазовых перестроек поверхности соприкосновения вытекает из положений теории и подтверждается экспериментами.

Установление общих закономерностей влияния температуры и температурного градиента на трибомеханические, трибоэлектрические и трибохимические процессы, протекающие при трении металлов о полимерные материалы, с целью направленного использования, а не подавления природных "отрицательных" свойств полимеров – один из путей повышения износостойкости металлополимерных трибосистем [51].

Влияние температуры и температурного градиента в зоне фрикционного контакта на фрикционные свойства металлополимерных трибосистем. Теплообразование при трении в условиях высоконагруженного контакта является фактором, ограничивающим работоспособность тормозных систем подвижного состава железнодорожного транспорта. Ограниченный объем знаний о влиянии температуры и температурного градиента на

фрикционные характеристики металлополимерных трибосистем снижает диапазон использования полимерных материалов в узлах трения и является одной из главных причин медленного развития научно обоснованных принципов создания композиционных материалов как фрикционного, так и антифрикционного назначения.

Большое количество работ отечественных и зарубежных авторов так или иначе затрагивают вопросы влияния температуры на механические свойства полимеров [52 – 55]. Последнее объясняется, с одной стороны, необходимостью решения ряда практических задач применения пластмасс при различных температурах; а с другой – имеет большое теоретическое значение, поскольку позволяет углубить теорию физики твердого тела и наметить дальнейшие пути решения технических проблем.

При этом следует отметить, что в развитии теории трения и износа сравнительно новым направлением является изучение влияния температурного градиента на взаимодействие и разрушение трущихся поверхностей. Так, в практике возможны случаи, когда одни градиенты температур вызывают такие напряжения в поверхностном слое деталей сопряжений, что трение осуществляется при пластическом контакте даже тогда, когда объемная температура этого элемента невысокая, а давления в обычных условиях контакта могут вызвать лишь упругие деформации.

Влияние температуры на физико-механические свойства антифрикционных композиционных материалов важно рассматривать с позиций теории трения и износа, поскольку влияние температуры на их трибологические характеристики проявляется через изменение механических свойств полимерного материала: модуля упругости (для упругого контакта) и твердости (для пластического). Необходимо также учитывать влияние температуры и температурного градиента на физико-механические свойства пластмасс в комплексе. Задача теории теплопроводности заключается в отыскании температуры в отдельных точках тела в любой момент времени. В математическом смысле задача сводится к нахождению распределения температур в теле в виде непрерывной и дифференцируемой функции. Однако классические методы теплового расчета не позволяют

определить характер изменения температурного поля в тонких поверхностных слоях трибоконтакта с учетом изменений свойств последнего.

Особенностью расчета температурного поля при скользящем контакте является удовлетворение граничных условий. Это обусловлено прежде всего непростой геометрией фрикционных сопряжений и неполным взаимным перекрытием рабочих поверхностей (коэффициент взаимного перекрытия $K_{вз} \neq 1$). Например, колодочные тормоза подвижного состава железнодорожного транспорта устроены таким образом, что тормозные колодки покрывает лишь 25...30 % всей площади трения, т.е. коэффициент взаимного перекрытия пары $K_{вз} = 0,25...0,3$. В этом случае нельзя пренебречь теплотериями обнаженной поверхности трения.

Расчет температурного поля и металлополимерной трибосистеме колесо – тормозная колодка подвижного состава, базирующийся на теории регуляризации сингулярно возмущенных задач. Такой расчет позволяет исследовать характер изменения температуры и температурного градиента в пограничной области фрикционного контакта в зависимости от режимов и характера работы узла трения с учетом изменений свойств материала в поверхностном слое и смены граничных условий.

Расчет температурного поля для сопряжения колесо – тормозная колодка подвижного состава является наиболее характерным и широко распространенным для трибосистемы вал – частичный подшипник (рис. 1.3.15). Процесс нагревания бандажа сложнее, чем колодки, так как любой участок поверхности катания бандажа то нагревается под колодкой, то охлаждается. Решение уравнения для такого режима затруднено ввиду смены граничных условий. В этом случае учитываются теплотери с обнаженной поверхности трения, т.е. решается задача со смешанными граничными условиями. Кроме того, в условиях торможения подвижного состава колеса покрыты слоем пыли, иногда смешанной со смазочным материалом. В этих условиях тепловой изоляции материала колес от окружающей среды коэффициент теплоотдачи значительно уменьшается. Поэтому в каждом конкретном случае необходимо определять зависимость температуры и ее градиента от коэффициента теплоотдачи.

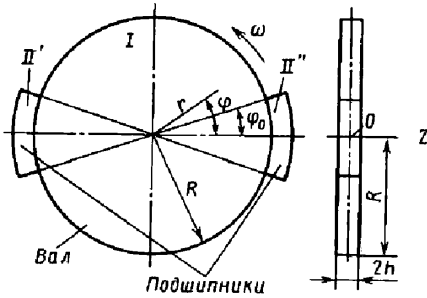


Рис. 1.3.15. Схема металлополимерной трибосистемы вал – частичный подшипник

Будем считать, что колесо представляет собой диск радиуса R и толщины $2h$. Введем цилиндрическую систему координат r, φ, z и обозначим через $T(r, \varphi, z, t)$ температуру в точке колеса с координатами r, φ, z в момент времени t . Рассмотрим случай установившегося процесса: колесо вращается с постоянной угловой скоростью ω и сила прижатия колодок к колесу в процессе торможения не меняется. При этих допущениях функция $T(r, \varphi, z, t)$ является периодической по времени с периодом π/ω (две колодки). Можно считать также, что колесо неподвижно, а колодки вращаются вокруг него с той же скоростью ω против часовой стрелки. Источником тепла можно считать тончайшие непрерывные поверхностные слои, непосредственно примыкающие к фактической площади контакта каждого из трущихся тел, образующие одну систему.

При этих допущениях и условии изотропности материала колеса уравнение теплопроводности будет иметь вид:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{c\rho}{\lambda} \frac{\partial T}{\partial t},$$

где c – удельная теплоемкость материала колеса; λ – теплопроводность; ρ – плотность; (c, ρ и $\lambda = \text{const}$).

Граничные условия – на торцах ($z = \pm h$) происходит свободный теплообмен с коэффициентом теплоотдачи α_z :

$$\pm \lambda \frac{\partial T}{\partial z} + \alpha_z (T - T_c) = 0, \quad z = \pm h,$$

где T_c – температура окружающей среды.

На цилиндрической поверхности ($r = R$) под колодками происходит генерация тепла:

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial z} = Q; \quad r = R;$$

$$\varphi \in [-\varphi_0 + \omega t, \varphi_0 + \omega t] \cup [\pi - \varphi_0 + \omega t, \pi + \varphi_0 + \omega t],$$

где $Q = fPvK$; f – коэффициент трения; P – удельная нагрузка на колодку; v – линейная скорость на ободе колеса; K – коэффициент разделения тепловых потоков.

На остальных участках цилиндрической поверхности осуществляется свободный теплообмен с коэффициентом теплоотдачи α_r :

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial r} + \alpha_r (T - T_c) = 0; \quad r = R;$$

$$\varphi \notin [-\varphi_0 + \omega t, \varphi_0 + \omega t] \cup [\pi - \varphi_0 + \omega t, \pi + \varphi_0 + \omega t].$$

Для решения задач такого рода целесообразно использовать асимптотические методы. Асимптотический анализ для дифференциальных операторов имеет развитую теорию, главным образом, для случая регулярных возмущений, когда последние носят подчиненный характер по отношению к невозмущенному оператору. Изучение особенностей поведения поверхностных слоев трибоконтакта требует разрешения сингулярно возмущенных задач: задач с малым параметром при старшей производной.

Для нахождения температурного поля в пограничных слоях трибосистемы перспективен метод С.А. Ломова [56]. Он заключается в регуляризации сингулярно возмущенных задач с помощью перехода в пространство безрезонансных решений, которое индуцируется исходной задачей. Это индуцированное пространство определяется по спектральным характеристикам исходного оператора, что дает возможность использовать спектральную теорию операторов. Такой метод позволяет строить решения для случая, когда предельная задача качественно отличается от исходной, или возмущенной, т.е. для всевозможных неравномерностей в физических системах, в частности, когда в поверхностной зоне фрикционного контакта возникают градиенты со своей собственной направленностью.

Полностью и подробно проведенные расчеты в рамках этого метода показывают наличие поверхностного максимума у нестационарной составляющей температурного поля [51, 57]. Это означает, что максимальная температура достигается не на поверхности, а внутри колеса, т.е. в поверхностном фрикционном слое трибосопряжения создается отрицательный температурный градиент, который является одной из причин наблюдающегося на практике интенсивного изнашивания бандажа колес композиционными тормозными колодками. Кроме того, выделяющийся из композиционной колодки в результате термомеханодеструкции водород диффундирует в зону максимальной температуры [58], что приводит к охрупчиванию бандажа и его разрушению. При этом величины и расположение этого максимума определяются как внешними факторам (величиной импульса, формой и частотой его приложения, скоростью скольжения и размерами образца, условиями теплообмена), так и внутренними (механическими и теплофизическими свойствами материала).

Наличие максимума температур вблизи рабочей поверхности подтверждается результатами экспериментов, проведенных при помощи нового метода диагностики температурного поля, основанного на применении поверхностных акустических волн Рэлея. Особенность этого метода заключается в том, что энергия поверхностной волны Рэлея локализована в слое толщиной $(1...1,5) \lambda$ и, следовательно, глубина проникновения волны зависит от ее частоты. Таким образом, изменяя частоту возбуждения поверхностной волны, можно получить картину распределения температурного поля в поверхностном слое.

Наличие температурного градиента $\text{grad } T$ оказывает значительное влияние на коэффициент трения и интенсивность изнашивания. Зависимость трибологических характеристик от $\text{grad } T$ обусловлена возникновением напряжений сжатия в пограничной области фрикционного контакта. Последние приводят к изменению показателей твердости, модуля упругости и предела прочности на срез полимерных материалов, оказывающих влияние на трибологические характеристики.

Установление общих экспериментальных и теоретических закономерностей влияния температуры и температурного градиента на трибомеханические, трибозлектрические и трибохимические процессы, протекающие на

фрикционном контакте, позволяет подойти к разработке принципов создания трибосистем как фрикционного, так и антифрикционного назначения, а также основ управления структурой и фрикционными характеристиками этих систем.

Принципы создания новых износостойких антифрикционных композиционных материалов для узлов трения. Научной основой для разработки нового класса антифрикционных самосмазывающихся композиционных полимерных материалов, предназначенных для использования в тяжело нагруженных узлах трения, послужили фундаментальные исследования адгезионного взаимодействия на границе раздела конденсированных сред [59].

Высокие физико-механические и трибологические свойства композиционных материалов определяются не только характеристиками компонент, входящих в этот композиционный материал, но и величиной и стабильностью адгезионного взаимодействия на границе раздела матрица – наполнитель. Расчеты адгезионного сцепления на границе раздела основаны на определении величины физического (ван-дер-ваальсова) и химического взаимодействия между компонентами. Выяснение природы адгезионного взаимодействия на границе раздела компонент в композиционном материале имеет большое значение для прогнозирования и направленного изменения его физико-механических и трибологических свойств, поэтому поверхность раздела является в настоящее время объектом пристального внимания исследователей.

Максимальная реализация свойств полимерной матрицы и наполнителей материала возможна только при наличии оптимальной адгезии. Таким образом, изучение природы сил молекулярного сцепления контактирующих поверхностей, оценка этой силы и способов ее регулирования – важнейшие условия для решения задачи создания композиционных материалов с высокими прочностными и фрикционными характеристиками [60].

Сила ван-дер-ваальсова взаимодействия между двумя конденсированными телами определяется их функциями диэлектрической проницаемости на мнимой оси частот, которые связаны только со спектром поглощения (оптическими постоянными) исследуемых материалов и отражают их химический состав, структурные особенности, молекулярное строение, ориентацию молекул и т.д.:

$$\varepsilon(i\xi) = 1 + \sum_{j=1}^M \frac{f_j^2 + \xi h_j}{\omega_j^2 + \xi^2 + \xi g_j},$$

где M – полное число полос в спектре поглощения; ω_j – частота полос поглощения; f_j^2 , g_j , h_j – спектроскопические параметры полос, определяемые из спектра поглощения.

Знание особенностей спектров поглощения в широком спектральном диапазоне и определение оптических постоянных показателя преломления n и поглощения χ позволяют рассчитать силу взаимодействия между любыми контактирующими материалами. Однако такой подход в значительной степени сдерживается тем, что существующие методики определения n и χ связаны, как правило, или с применением сложного математического аппарата, или с трудоемкими экспериментами.

Методика определения оптических постоянных поверхностного слоя полимерного материала с использованием серийного спектрального оборудования. Направленное изменение спектра поглощения, как правило, путем модифицирования поверхностного слоя материалов ведет к изменению силы взаимодействия между компонентами. Для активации поверхности полимера успешно применяют физические методы модифицирования; тепловую (в частности, лазерохимическую), радиационную обработку; обработку плазмой или пламенем; прививку мономеров на поверхность и др. Происходящие при этом процессы деструкции, т.е. разрывы полимерной цепи с последующим ее окислением ($C=O$) или образованием двойных связей ($C=C$), приводят к появлению в спектре поглощения интенсивных полос валентных и деформационных колебаний этих связей. Значительное "усиление" спектра поглощения приводит к увеличению силы ван-дер-ваальсова взаимодействия. Кроме того, наличие кислородсодержащих групп типа $-C=O$, $-OH$ в поверхностном слое увеличивает вероятность других видов взаимодействия (химического, водородных связей). Все это дает вклад в силу сцепления на границе раздела компонент композиционного материала.

Для модифицирования поверхности минеральных наполнителей используются другим видом активации поверхности – аппретированием, т.е. обработкой поверхности стеклово-

локна силановыми, содержащими группу $(OH)_3-Si-C-...$ водными растворами, в результате чего возможно возникновение химической связи между аппретом и наполнителем. Аппрет подбирается таким образом, чтобы его молекула содержала также группы, способные к химическому взаимодействию с полимерным связующим. В результате получается система с прочно связанными слоями. Энергия химической связи

$$E = (E_1 + E_2) - E_{12},$$

где E_1 – энергия модели полимерной матрицы; E_2 – энергия модели наполнителя; E_{12} – энергия комплекса.

Химическая связь может возникать только тогда, когда энергия комплекса $E_{12} < E_1 + E_2$. Для расчета энергий моделей применяется расширенный метод Хьюкеля [61].

Результаты сравнительных расчетов давления p физического взаимодействия между полимерными связующими ЭД-20 и наполнителями – стекловолокном SiO_2 и полимерным волокном политетрафторэтиленом (ПТФЭ), а также энергии химического взаимодействия E между стекловолокном и силановыми аппретами АГМ-9, ГВС-9 приведены в табл. 1.3.3.

В композиционном материале 1 содержатся немодифицированные волокна; в композиционном материале 2 ПТФЭ-волокно немодифицировано, стекловолокно обработано аппретом АГМ-9 $[NH_2-(CH_2)_3-Si(OC_2H_5)_3]$; в материале 3 ПТФЭ-волокно обработано ультрафиолетовым излучением, стекловолокно

1.3.3. Результаты сравнительных расчетов

Сравниваемые величины	Композиционный материал		
	1	2	3
p , кПа (стекловолокно – полимерная матрица)	133,8	275,9	431,0
p , кПа (ПТФЭ – полимерная матрица)	3531	3531	5714
E , Дж/моль (аппрет – стекловолокно)		352	385
J , мг/км	22,6	19,8	15,4

аппретируется ГВС-9 [$\text{CH}_2=\text{CH}-\text{Si}(\text{OCH}_2-\text{CH}_2-\text{O}-\text{C}_2\text{H}_5)_3$]. Очевидно, что при активации ПТФЭ-волокна физическое взаимодействие с матрицей гораздо выше, величины физического и химического взаимодействия больше для аппрета ГВС-9, поэтому можно предположить, что трибологические свойства композиционного материала 3 также будут выше. Расчеты подтверждаются испытаниями на удельный износ J .

Рассмотренная методика позволяет провести сравнительные оценки адгезионного сцепления на границе раздела компонент композиционного материала и, варьируя эти компоненты, подобрать материал с максимальной адгезией на этой границе, а следовательно, с более высокими прочностными и фрикционными характеристиками.

Еще одной возможностью улучшения характеристик композиционного материала является направленное модифицирование поверхностного слоя компонент.

Проведенный таким образом подбор и модифицирование составляющих позволяют создать композиционные материалы с оптимальными концентрациями компонент и прочно связанными слоями, которые обладают высокой износостойкостью и низким коэффициентом трения.

Антифрикционные самосмазывающиеся полимерные композиционные материалы (АСК). Они получены на основе оценки адгезионного сцепления широкого класса полимерных материалов и содержат в своем составе волокна из политетрафторэтилена и армирующие волокна. Волокна рабочего слоя обладают низким коэффициентом трения, а армирующие волокна — высокими физико-механическими характеристиками (стекловолокно, высокопрочные полимерные волокна и др.) и высокой адгезией к связующему, в результате чего совместно со связующим обеспечивают высокую нагрузочную способность АСК. Эти материалы образуют устойчивую пленку переноса на металлическом контртеле и могут применяться, когда использование смазочных материалов и подшипников качения не является достаточно эффективным.

Разработанные АСК предназначены для использования в тяжело нагруженных узлах трения машин и механизмов. Проработаны и испытаны варианты конструкций различных узлов трения подвижного состава с новыми материалами:

вкладышей шаровой боковой опоры электровоза ЧС-4т;

втулок шкворня, вкладышей и плит скольжения (наличников вкладышей) центральной шаровой связи электровозов ЧС-8, ЧС-7;

взаимозаменяемых сферических шарниров боковых опор люлечного подвешивания электровозов ВЛ-80с;

манжет стакана опорных подшипников букс колесных пар электровозов ЧС-7;

втулок блока компенсатора натяжения контактной сети;

втулок пантографа электропоезда ЭР-9п;

втулок балансира электровоза ВЛ-60 и т.д.

Эффективным путем повышения надежности, долговечности и экономичности материалов узлов трения является разработка и применение новых материалов на основе металлической матрицы. Существует широкая и разнообразная по способу реализации группа, в которой основную нагрузку берет на себя металл (сталь, латунь, бронза), а высокие антифрикционные характеристики обеспечиваются твердым смазочным материалом. Такие самосмазывающиеся материалы представляют собой системы с анизотропной структурой поверхности, достигаемой конструкционным путем. Они весьма перспективны для использования в тяжело нагруженных узлах трения грузовых вагонов, где износ может превышать 0,1...0,2 мм.

Создание таких композиционных материалов требует надежного закрепления материала твердой смазки в отверстиях и углублениях силового каркаса, воспринимающего механическую нагрузку, что определяется адгезионным взаимодействием поверхности твердого смазочного наполнителя с матрицей. Единственной возможностью создания прочного адгезионного соединения является модифицирование поверхности наполнителя. Модифицирование поверхности композита или его компонент позволяет направленно формировать "третье тело" или пленку фрикционного переноса, которую в процессе фрикционного взаимодействия металлополимерной пары полимер образует на металлической поверхности контртела, что обуславливает низкое трение и высокую износостойкость.

Образование пленки фрикционного переноса (ПФП). Это самое важное микроскопическое явление, которое отличает металлополимерную трибосистему от металлической. Эффективность использования металлополимерных композиционных материалов основана

на формировании ПФП на поверхности контртела, которая предотвращает задиры и схватывания при работе без смазочного материала или при прекращении его подачи. Поскольку полимерные материалы, как правило, являются гетерогенными системами с достаточно изменчивой поверхностью, верная оценка их химического строения, физической структуры и морфологии может быть получена только с помощью комплекса методов анализа поверхности. Так, полиэтилен низкого давления (ПЭНД) и ПТФЭ отличаются способностью формировать при трении о гладкие металлические поверхности тонкую высокоориентированную ПФП с малым сдвиговым сопротивлением, но со слабой адгезией к металлическому контртелу. Другие полимеры, например, поликапроамид (ПКА) и смолы ЭНФБ, ЭД-20, наоборот, обладают достаточно сильной адгезией, но не образуют ориентированной пленки с высокими антифрикционными свойствами. Режим трения также оказывает влияние на образование ПФП.

В результате проведенных исследований установлено, что при легких и средних режимах трения ($p_v = 0,05...0,2$ МПа · м/с) фрикционный перенос ПЭНД происходит в виде частиц, которые объединяются и образуют на поверхности металла пленку толщиной 5...10 мкм и площадью 6... 9 мкм². Прочность соединения этой пленки с поверхностью металла из-за отсутствия химического и слабого ван-дер-ваальсова взаимодействия незначительная, и основная часть изношенного материала уносится из зоны трения. При этом объемная температура (на расстоянии 0,25 мм от поверхности) достигает 300...320 К.

Повышение тепловой напряженности за счет роста нагрузочно-скоростных параметров или искусственного нагрева узла трения приводит к увеличению адгезионной способности ПФП. Увеличение сил сцепления продуктов износа ПЭНД в этом случае обусловлено интенсификацией окислительных процессов на поверхности трения. Подтверждением этому являются результаты исследования ПФП с помощью ИК-спектроскопии (появление по сравнению с исходным ПЭНД полос 1725 и 1650 см⁻¹, соответствующих валентным колебаниям C=O и C=C), а также данные дифференциально-термического анализа пленок переноса и продуктов износа (снижение температуры плавления).

Для подтверждения того, что окислительные процессы ответственны за формиро-

вание ПФП, в состав композиции вводились добавки, вступающие во взаимодействие со свободными радикалами. В качестве такой добавки использовался хинон, являющийся типичным ингибитором свободных радикалов. Понижение скорости процесса при введении его в реагирующую систему свидетельствует о радикальном характере реакции.

Из всех существующих в настоящее время физических способов обнаружения свободных радикалов лучшим является метод электронного парамагнитного резонанса (ЭПР). Как показали исследования, при введении хинона в состав ПЭНД интенсивность ЭПР спектров заметно снижается. Это свидетельствует о торможении радикальных окислительных процессов. Причем фрикционные характеристики композита значительно ухудшаются, что свидетельствует о снижении адгезионной способности ПФП.

В отличие от полиэтилена, ПКА образует пленку переноса вследствие высокой реакционной способности поверхности и продуктов износа. Однако сильное когезионное взаимодействие этой пленки с поверхностью полимера не обеспечивает эффект самосмазывания, а следовательно, нестабильность фрикционных характеристик трибосопряжения (коэффициента трения, интенсивности изнашивания). Причина этого заключается в том, что частица износа, закрепившаяся на поверхности контртела, является тем активным центром, на который осаждаются частицы. Из-за высокой температуры в зоне трения продукты износа находятся в вязкотекучем состоянии и легко подвергаются пластическому деформированию. Так, уже при средних режимах трения ($p_v = 0,3...0,5$ МПа · м/с) расплавленная пленка образует скатку и выносится из зоны трения.

Особое место среди рассматриваемых материалов занимает ПТФЭ, обладающий уникальным комплексом триботехнических свойств. Исследованиями установлено, что процесс трения ПТФЭ сопровождается ориентацией главных осей молекул поверхностного слоя полимера в направлении скольжения и образованием на поверхности металлического контртела очень тонкой (0,1...0,3 МКМ) высокоориентированной пленки. Причиной низкого трения является то, что сопротивление сдвигу пленок на поверхности трения на порядок меньше, чем сопротивление сдвигу материала в объеме. Следует отметить, что пленка ПТФЭ

ввиду исключительно низкой адгезионной способности не удерживается на поверхности металлического контртела, что и приводит к высокому износу фторопласта.

Таким образом, эффективность влияния слоев переноса на трибологические характеристики металлополимерной трибосистемы определяется компромиссом между адгезией пленки переноса с поверхностью контртела и взаимодействием этой пленки с матрицей полимера. С этой точки зрения главной задачей является увеличение адгезии между пленкой переноса и поверхностью контртела без нарушения гладкого молекулярного профиля полимеров (ПТФЭ и ПЭНД). При этом могут быть предусмотрены различные методы. Некоторые из них отрицательно влияют на характеристики низкого трения полимера. Например, увеличение шероховатости поверхности контртела препятствует процессу ориентированного переноса и увеличивает трение. Многообещающим является использование наполнителей. Причем, как правило, в качестве матрицы выбирают жесткий высокопрочный полимер (ПКА, ЭД-20 и др.), а в качестве наполнителей – ПТФЭ, ПЭНД).

В исследованиях трибосопряжения со сталью 45 использованы композиции ПКА и ПЭНД и композиции на основе ПТФЭ-волокна, стекловолокна и фенольной смолы. Кроме того, изучена кинетика формирования ПФП антифрикционных самосмазывающихся композитов на основе нетканого материала из волокон ПТФЭ с применением метода рентгеноэлектронной спектроскопии [62, 63]. В табл. 1.3.4 представлены результаты исследований семи образцов, различающихся временем фрикционного взаимодействия.

Энергия связи рентгеноэлектронных линий C_{1s} и F_{1s} состоит из двух компонент: в случае углерода одна имеет энергию 285 эВ, а вторая – 292...293 эВ. Эти линии характеризуют связи C–C/C–H и CF_2 . В случае фтора линия F_{1s} с энергией связи 689,5 эВ отличается от линии с энергией 685...685,7 эВ.

На рис. 1.3.16 показаны зависимости интенсивности I C_{1s} , O_{1s} и F_{1s} рентгеноэлектронных линий от времени t фрикционного взаимодействия, нормированные на соответствующее сечение ионизации так, что по относительному расположению кривых можно оценить относительную концентрацию данных элементов на поверхности исследуемого образца. Поскольку кривые 1, 4 и 2, 3 характеризуют в паре либо содержание связующего либо продуктов фрикционного переноса ПТФЭ в ПФП, то их изменения в паре симбатны.

1.3.4. Результаты исследования поверхности пленки фрикционного переноса

Время фрикционного взаимодействия	Энергия связи			
	C_{1s}	C_{1s}	F_{1s}	F_{1s}
	A	B	F	B
10 с	285	292	689,5	685
30 с	285	292	689,5	685,7
60 с	285	292	689,5	685,5
0,3 кс	285	292	689,5	685,6
0,9 кс	285	292	689,5	685,6
1,8 кс	285	292	689,5	685
3,6 кс	285	292	689,5	685
Тип связи	C–C	C–F ₂	F–C	Fe–F ₂
	C–H			

Исходя из полученного характера изменений компонент, можно выделить три этапа в процессе формирования ПФП за исследуемое время:

1) 10...60 с – поверхностный слой пленки фрикционного переноса формируется в основном за счет продуктов фрикционного переноса связующего вследствие увеличения интенсивности рентгеноэлектронных линий C_{1s} и O_{1s} (кривые 1, 4) и одновременного уменьшения интенсивности F_{1s} и компонент C_{1s} линии с энергией связи около 292 эВ (кривые 2, 3);

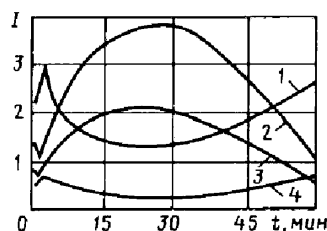


Рис. 1.3.16. Зависимости интенсивности I рентгеноэлектронных линий C_{1s} , O_{1s} и F_{1s} от времени t фрикционного взаимодействия:

I – количество соединений углерода C на поверхности образцов, относящихся к фенолформальдегидному связующему; 2 и 3 – количество продуктов фрикционного переноса ПТФЭ; 2 – наличие связи F–C по рентгеноэлектронной линии F_{1s} ; 3 – наличие связи C–F₂ по C_{1s} -линии с энергией связи 292...293 эВ; 4 – количество связующего по кислороду O, т.е. это интенсивность рентгеновской линии, нормированная на сечение ионизации уровня кислород

2) 60...1,8 кс – на поверхности контртела происходит (регистрируется) увеличение содержания продуктов фрикционного переноса ПТФЭ с одновременным уменьшением интенсивности линий, относящихся к элементам продуктов фрикционного переноса связующего. Это видно из увеличения интенсивности рентгеноэлектронных линий F_{1S} и C_{1S} при энергии связи 292 эВ (кривые 2 и 3), характеризующих связи F–C и C–F₂, и уменьшения интенсивности компоненты C_{1S} рентгеноэлектронного спектра, характеризующей компоненты связующего (кривая 1) и рентгеноэлектронных линий O_{1S} (кривая 4);

3) 1,8...3,6 кс (образцы 6, 7) – интенсивность рентгеноэлектронных линий F_{1S} и C_{1S} (компонента $E_{св} = 292$ эВ), характеризующих количество продуктов фрикционного переноса ПТФЭ в пленке переноса, уменьшается, а интенсивность линий C_{1S} ($E_{св} = 285$ эВ) и O_{1S} , относящихся к элементам связующего, увеличивается. Следовательно, в пленке фрикционного переноса вновь происходит изменение соотношения между компонентами ПТФЭ и связующего.

Таким образом, в процессе формирования пленки фрикционного переноса за исследуемый интервал времени (1 ч) состав поверхностного слоя пленки изменяется 3 раза. Причем на каждое следующее изменение требуется больший промежуток времени. Сравнивая эти результаты и результаты работы [63], можно сделать вывод, что процесс формирования пленки фрикционного переноса, в течение которого происходят немонотонные изменения ее состава, длится не более 2 ч.

Что касается линии F_{1S} , то столь высокое значение энергии связи (685 эВ) характерно

для соединения фтор – металл, образующегося в пленке фрикционного переноса. Так как энергия связи электрона в каком-либо атоме, вступившем в химическую связь, коррелирует с эффективным зарядом q этого атома, можно использовать следующий простой способ установления вида соединения. На графике зависимости энергии связи $E_{св}$ от эффективного заряда q наносятся опорные точки, соответствующие известным соединениям, для которых в рамках одного и того же расчетного квантово-химического метода определены эффективные заряды данного атома. В предположении линейной связи между $E_{св}$ и q проводится прямая линия, соединяющая эти точки. Затем по экспериментально найденной для исследуемого соединения энергии связи определяется эффективный заряд атома в этом пока еще неизвестном соединении. Наконец, проводится расчет различных соединений и устанавливается, какому из них соответствует данный эффективный заряд.

Для расчета эффективных зарядов использован расширенный метод Хюккеля. На рис. 1.3.17, а представлены данные о энергии связи 1S-электрона в атоме фтора. В качестве опорных точек выбраны соединения CF, NaF и RbF. Экспериментальной энергии связи, равной 684,7...685,6 эВ, могут соответствовать соединения FeF, FeF₂, (FeF)⁺. Очевидно, что по этим данным вид соединения, образующегося в пленке фрикционного переноса, не может быть указан однозначно.

На рис. 1.3.17, б приведены данные о энергии связи 2P_{3/2}-электрона в атоме железа. Здесь опорными точками являются Fe и FeO. Экспериментальная энергия связи $E_{св} = 711,2...712,3$ эВ. Этому значению не удовлетворяет ни

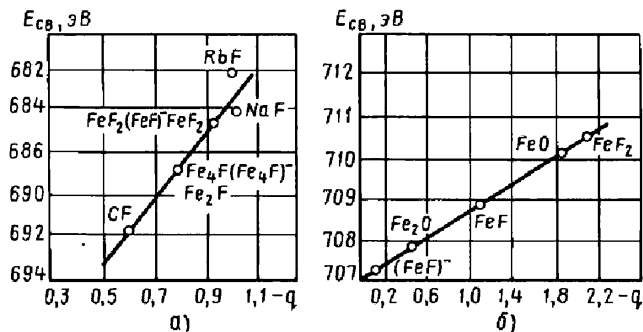


Рис. 1.3.17. Энергия связи 1S-электрона в атоме фтора (а) и 2P_{3/2}-электрона в атоме железа (б)

FeF , ни $(\text{FeF})^-$. Но значение энергии связи для FeF_2 довольно близко к экспериментальному. Это позволяет предположить, что соединение FeF_2 является основным видом соединения фтора с железом в пленке.

Следует обратить внимание также на следующее. Появление линии с $E_{\text{св}} = 684,7 \dots 685,6$ эВ для 1S -электрона F связывают с возникновением иона фтора F^- в пленке, который находится в соединении с металлом [64]. По расчетам автора, приведенным в приближении Хартри – Фока, величина $E_{\text{св}}$, соответствующая изолированному иону фтора, не превышает 678 эВ и не может быть сопоставлена с экспериментальной линией. В соединении FeF_2 , которое существенно влияет на возникновение экспериментальной линии, эффективный заряд фтора, равный 0,92, близок к единице, но не равен ей. Если малый комплекс FeF_2 приобретает дополнительный отрицательный заряд, то это приводит к уменьшению положительного заряда на Fe, но не увеличивает отрицательный заряд на F. Поэтому следует ожидать, что экспериментальное значение $E_{\text{св}}$ соответствует не иону (изолированному или связанному в соединении), а атому, отрицательный заряд которого меньше единицы.

Анализ рентгеноэлектронных спектров $2P_{3/2}$ -уровня железа от поверхности стальных образцов перед трением о ненаплавленный ПТФЭ и после него подтверждает это (рис. 1.3.18). Из энергетического положения компонент B и C спектров 1 и 2 следует, что компоненте B соответствует состояние окисленного железа Fe_2O_3 с $E_{\text{св}} = 710,6$ эВ, а компоненте C – чистого железа с $E_{\text{св}} = 705,6$ эВ. Компонента A имеет энергию связи $E_{\text{св}} = 712$ эВ. В связи с тем, что рентгеноэлектронный спектр $F_{1\text{S}}$ от поверхности стального образца имеет дублетную структуру, соответствующую двум состояниям фтора, можно говорить о химической связи атома фтора с железом.

Таким образом, роль связующего не сводится только к объединению композита в единое целое и обеспечению способности воспринимать внешнюю нагрузку. Оно должно активно участвовать в процессе формирования пленки фрикционного переноса. Для подтверждения этого исследовался процесс трибоэлектризации металлической поверхности при трении о композит на основе нетканого материала из волокон ПТФЭ. В начальный период

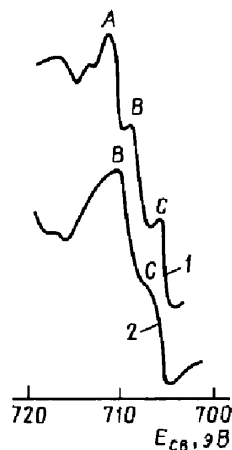


Рис. 1.3.18. Рентгеноэлектронный спектр $2P_{3/2}$ -уровня железа от поверхности стальных образцов: 1 – перед трением; 2 – после трения

трения знак заряда перенесенных продуктов износа на металл положительный, а затем снижается до нуля и меняется на отрицательный.

На основании этого можно предложить следующую модель образования полимерной пленки фрикционного переноса. Вначале при трении на поверхности металлического контртела образуются и достаточно прочно удерживаются продукты износа связующего. После образования так называемого первого слоя из связующего продукты износа ПТФЭ за счет своей разнополярности со связующим удерживаются на поверхности электрическими силами. Затем формируется тонкая высокоориентированная пленка переноса, которая и обеспечивает малый коэффициент трения. При увеличении скорости скольжения происходит разогрев трибоконтакта и, соответственно, снижение трибоЭДС. Одновременно с этим уменьшаются электростатические силы, удерживающие продукты износа ПТФЭ на связующем, и наступает интенсивное изнашивание.

Аналогичные результаты получены и для композитов поликапроамида с полиэтиленом и политетрафторэтиленом (ПКА и ПТФЭ, ПКА и ПЭ), где снижение коэффициента трения и увеличение износостойкости при повышенных нагрузках обусловлено образованием на поверхности металла сначала первого слоя из ПКА, а затем тонкой высокоориентированной с малым сдвиговым сопротивлением пленки из ПЭ и ПТФЭ.

Закономерности распределения легирующих и примесных элементов при металлополимерном трибосопряжении¹. Долгое время считалось, что основной причиной разрушения металла в узле является водород, выделяемый при деструкции полимеров. При этом не учитывалась роль примесных и легирующих элементов, обычно находящихся в поликристаллическом материале металла, в процессах разрушения металла.

Основными причинами вывода из эксплуатации колес подвижного состава являются общий износ, дефекты контактно-усталостного происхождения и отколы. Наиболее часто на поверхности колес наблюдают выкрашивания по светлым пятнам и ползунам (выщербины). Рельсы также имеют контактно-усталостные повреждения, к тому же на поверхности катания имеются дефекты, связанные с накоплением неметаллических включений. Эти явления обусловлены тем, что свойства используемых сталей далеко не соответствуют экстремальным нагрузкам, возникающим при эксплуатации. При разработке колесных сталей прилагаются большие усилия по созданию новых технологических приемов, позволяющих улучшить их качество.

Отдельные зерна сплавов (микрокристаллиты), как правило, обладают на порядок лучшей износостойкостью, чем сами поликристаллические материалы. Причина снижения прочностных свойств этих материалов заключается в существовании межкристаллитных границ, прочность которых значительно ниже прочности самих зерен. Сила связи на межкристаллитных границах определяется их структурным несовершенством и элементным составом тонких слоев на границах. Концентрация примесных и легирующих атомов на границах может изменяться от долей монослоя до нескольких монослоев.

Элементный состав слоев межкристаллитных границ и концентрация атомов не остаются постоянными при температурных и силовых нагрузках колес. Одной из причин этого является сегрегация, в результате которой атомы, растворенные в теле кристаллического зерна, со временем смещаются и накапливаются по границам зерен, на свободной поверхности или других поверхностях раздела. Величину связи между кристаллитами можно также направленно изменять, формируя на

границах зерен монослой из тех или иных элементов. При этом необходимо учитывать, какие элементы и в какой степени упрочняют или, наоборот, разупрочняют границы зерен в данном материале.

Одним из прямых методов наблюдения сегрегаций (методом оже-электронной спектроскопии) исследован элементный состав на границах зерен стали колеса подвижного состава, выведенного из эксплуатации ввиду многочисленных типичных дефектов его рабочей поверхности [65, 66]. Образцы вырезались из различных дефектных мест рабочей поверхности колеса. В результате исследования установлено, что содержание примесных и легирующих элементов материала колеса на границах зерен в поверхностных слоях толщиной несколько монослоев различное для разных участков колеса и может значительно превышать его содержание в объеме матрицы железа (табл. 1.3.5), а содержание примесных и легирующих элементов на границах зерен является немонотонной функцией расстояния от рабочей поверхности колеса. Кроме того, обнаружено, что на поверхностях дефектных участков, на границах зерен на сколах имеются атомы элементов, принадлежащие не только материалу колеса. Атомы стронция Sr и цинка Zn принадлежат материалу наполнителей тормозной полимерной композитной колодки, основу которой составляет углеводородное связующее, а атомы калия К и кальция Са – элементам окружающей среды. Кремний входит как в состав колеса, так и имеется в окружающей среде. Все это свидетельствует о том, что трибосистема колесо – металлополимерная тормозная колодка в процессе эксплуатации не является замкнутой.

На границах зерен, расположенных на сколах, наблюдается превышение содержания (сегрегации) легирующих элементов Cu (в 24 – 50 раз), Sr (до 20 раз); примесных элементов P (в 10 – 20 раз), S (в 12 – 55 раз) по сравнению с их объемным содержанием. Однако на поверхностях разрушения (выщербинах и др.) это превышение существенно больше (например, для S до 120 раз), что позволяет предположить участие сегрегирующих на границы зерен элементов в процессах, приводящих к усталостному изнашиванию поверхностных слоев колеса.

Хорошо известно, что избыток фосфора Р и серы S на границах зерен металлов приводит

¹ С участием А.Т. Козакова.

1.3.5. Концентрация элементов в объеме и на границах зерен металла колеса, %

Исследуемый участок	Элементы материала колеса, %									Элементы, отсутствующие в материале колеса, %				
	Fe	C	Cu	Mn	Ni	P	S	Si	Cr	O	Sr	Ca	Zn	K
Материал колеса	95,62	2,62	0,069	0,83	0,15	0,064	0,026	0,58	0,032	–	–	–	–	–
Поверхность отщепленного фрагмента	28,5	32,1	1,4	–	–	2,1	3,1	–	–	17,4	8,4	2,5	3,8	0,7
Поверхность выщербины	33,2	34,9	2,9	–	–	1,3	1,6	–	0,7	12,9	7,5	2,9	8	0,3
Скол на глубине 1 мм	49,9	31,4	1,7	–	–	–	1,4	–	–	12,8	1,6	0,9	–	0,3
Скол на глубине 8 мм	51,9	34,5	1,8	–	–	0,7	0,3	–	–	7,3	1,6	0,6	1,2	–
Поперечный скол отщепленного фрагмента	48,4	30,7	3,5	–	–	1,3	1,4	–	0,6	7,0	1,5	1,2	3,9	0,5
Поперечный скол пластины массопереноса	4,9	16,5	10,4	1,8	–	0,6	0,4	33,2	–	13,9	14,5	1,2	2,6	–

к охрупчиванию границ, снижению силы связи между зернами и даже к катастрофическому разрушению. Поскольку реальные расстояния между примесными атомами и атомами железа на границах оказываются меньше соответствующих равновесных расстояний, примесные атомы P и S оказывают расклинивающее действие на межкристаллитные границы. При появлении в межкристаллитной границе атомов P и S в этой области возникает напряжение сжатия.

Однако атомы Cu, Sr и Zn в зависимости от матрицы, в которой они находятся, могут обладать как упрочняющим, так и охрупчивающим действием. В матрице железа они ослабляют связи между зернами (охрупчивают), особенно Zn. Это же относится и к атомам Sr, Ba и K.

Один из путей ослабления их влияния – это очистка металла от примесей в процессе производства колесной стали. Однако этот путь ограничен существующими технологическими возможностями в современном металлургическом производстве. Более перспективным является путь повышения износостойкости рабочей поверхности железнодорожного колеса – разработка микрохимических методов упрочнения связей на межзеренных границах на атомарном уровне путем глубокого изуче-

ния закономерностей сегрегаций различных элементов в металлических системах, относящихся по составу и структуре к колесной стали, в различных силовых и температурных полях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кузмич В.Д. Локомотивы. Основные этапы из развития. М.: МИИТ, 1985. 84 с.
2. Раков В.А. Локомотивы отечественных железных дорог. М.: Транспорт, 1999. 331 с.
3. Каблуков В.А., Савчук О.М. Подвижной состав промышленного транспорта. Киев: Высшая школа, 1990. 296 с.
4. Правила тяговых расчетов для поездной работы. М.: Транспорт, 1985. 287 с.
5. Голубенко А.Л. Сцепление колеса с рельсом. Киев.: ВПОЛ, 1993. 296.
6. Крагельский И.В., Михин Н.М. Узлы трения машин: Справочник. М.: Машиностроение, 1984. 420 с.
7. Теория электрической тяги / В.Е. Розенфельд и др.; под ред. И.П. Исаева. М.: Транспорт, 1995. С. 19 – 21.
8. Тепловозы / Под ред. Н.И. Панова. М.: Машиностроение, 1976. 2400 с.
9. Лисицын А.Л., Мугинштейн Л.А., Лаптев В.А., Некрасов О.А. Оптимизация

коэффициента сцепления электровозов // Железнодорожный транспорт. 199. № 7. С. 47 – 50.

10. **Технический справочник** железнодорожника. Т. 6 // Подвижной состав / Под ред. В.Н. Сологубова. М.: Трансжелдориздат, 1952. С. 877.

11. **Гребенюк П.Т., Долганов А.Н., Скворцова А.И.** Тяговые расчеты: Справочник / Под ред. П.Т. Гребенюка. М.: Транспорт, 1987. С. 256.

12. **Электроподвижной состав** промышленного транспорта: Справочник / Л.В. Балон и др.; под ред. Л.В. Балона. М.: Транспорт, 1987. 420 с.

13. **Тепловозы** / Под ред. Н.И. Панова. М.: Машиностроение, 1976. 376 с.

14. **Самме Г.В.** Проблема сцепления локомотива // Вестник ВНИИЖТ. 1997. № 1. С. 43 – 46.

15. **Мугинштейн Л.А., Лисицин Л.А.** Нестационарные режимы тяги. Сцепление. Критическая норма массы поезда. М.: Интекст, 1996. 176 с.

16. **Гриневич В.П.** Исследование тяговых свойств тепловозов в зоне ограничения по сцеплению // Тр. ВНИТИ. 1999. Вып. 79. С. 270 – 297.

17. **Астахов П.Н.** Сопротивление движению железнодорожного подвижного состава // Тр. ВНИИЖТа. Вып. 313. М.: Транспорт, 1966. 38 с.

18. **Петров Н.П.** Сопротивление поезда на железной дороге. СПб.: 1889. 26 с.

19. **Колесные и гусеничные машины.** Машиностроение. Энциклопедия. Т. IV-15 / Под общ. ред. В.Ф. Платонова. М.: Машиностроение, 1997. 560 с.

20. **Электроподвижной состав** промышленного транспорта: Справочник / Под ред. Л.В. Балона. М.: Транспорт, 1987. 320 с.

21. **Расчет и проектирование** пневматической и механической частей тормозов вагонов / Под ред. П.С. Анисимова. М.: Маршрут, 2005. 265 с.

22. **Розенберг Е.Н., Малинов В.М.** Современные зарубежные системы железнодорожной автоматики / Тр. ВНИИАС. Вып. 5. 2006. 172 с.

23. **Цифровая обработка сигналов** / А.Б. Сергиенко. СПб.: Питер, 2003. 604 с.

24. **Заковоротный В.Л.** / Нелинейная триботехника. Ростов н/Д: ДРТУ, 2000. 293 с.

25. **Бесекерский В.А., Попов Е.П.** Теория систем автоматического регулирования. М.: Наука, 1974. 768 с.

26. **Заковоротный В.Л., Шаповалов В.В.** Исследование комплексного коэффициента трения // Трение и износ. 1987. С. 22 – 24.

27. **Белый В.А., Свириденко А.И.** Актуальные направления развития исследований в области трения и изнашивания // Трение и износ. Минск: Наука и техника, 1987. Т. 8. № 1. С. 10 – 12.

28. **Шаповалов В.В.** Комплексное моделирование динамически нагруженных узлов трения машин // Трение и износ. 1985. №. 3. С. 451 – 457.

29. **Щербак П.Н.** Теоретические основы физического моделирования механических систем // Вестник РГУПС. 2000. № 2. С. 25 – 31.

30. **Браун Э.Д.** Расчет масштабного фактора при оценке трения и изнашивания // Износостойкость. М.: Наука, 1975. С. 60 – 65.

31. **Браун Э.Д., Евдокимов Ю.А., Чичинадзе А.В.** Модели трения и изнашивания в машинах. М.: Машиностроение, 1982. 116 с.

32. **Теоретические основы** адаптивного синтеза фрикционных систем / А.А. Демьянов, А.А. Демьянов, А.В. Дорохина, Т.В. Лобченко // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2006. № 24. С. 22 – 26.

33. **Шаповалов В.В., Демьянов А.А.** Особенности проектирования фрикционных систем подвижного состава в современных условиях // Вестник машиностроения. 2002. № 11. С. 8 – 12.

34. **Браун Э.Д., Евдокимов Ю.А., Чичинадзе А.В.** Моделирование трения и изнашивания в машинах. М.: Машиностроение, 1982. 191 с.

35. **Евдокимов Ю.А., Колесников В.И., Тетерин А.И.** Планирование и анализ эксперимента при решении задач трения и износа. М.: Наука, 1980. 220 с.

36. **Моисеева Н.К.** Функционально-стоимостной анализ в машиностроении. М.: Машиностроение, 1987. 320 с.

37. **Теория и практика** адаптивного проектирования фрикционных механических систем / А.А. Демьянов и др. Ростов н/Д: Изд-во СКНЦВШ, 2001. 217 с.

38. **Справочник по триботехнике** / Под ред. А.В. Чичинадзе и М. Хебды. М.: Машиностроение, Т. 1. 1989. 400 с.; Т.2. 1990. 416 с.; Т. 3. 1992. 730 с.

39. **Skirka J.** Elastohydrodynamic of roller bearing // Trans. ASME J. of Libr. Techn. 1970. Vol. 92. Ser. F. N 2. P. 281 – 282.

40. Tallian T. On competing failure modes in rolling contact // Trans. ASME. 1967. Vol. 10. P. 418 – 420.
41. Кристенсен Р. Введение в теорию вязкоупругости. М.: Машиностроение, 1974. 333 с.
42. Evans C.R., Johnson K.I. Regimes of traction in elastohydrodynamic lubrication // Proc. hist. Mech. Eng. 1986. Vol. 200. N 5. P. 313 – 324.
43. Evans C.R., Johnson K.L. The rheological properties of elastohydrodynamic lubricant // Proc. Inst. Mech. Eng/ 1986. Vol. 200. N 5. P. 303 – 312.
44. Галахов М.А., Гусятников П.Б., Новиков А.П. Математические модели контактной гидродинамики. М.: Наука, 1985. 296 с.
45. Елманов И.М., Колесников В.И. Термовязкоупругие процессы трибосистем в условиях УГД-контакта. Ростов н/Д: СКНЦ ВШ, 1999. 173 с.
46. Wilson W.R., Shen S. Effect of inlet shear heating due to sliding of elastohydrodynamic film thickness // Trans. ASME J. of Tribology. 1983. Vol. 105. N 2. P. 187 – 188.
47. Мышкин Н.К., Петроковец М.И. Трибология. Принципы и приложения. Гомель: ИММС НАНБ, 2002. 310 с.
48. Машков Ю.К., Овчар З.Н., Байбарцкая М.Ю., Мамаев О.А. Полимерные композиционные материалы в триботехнике. М.: ООО "Недра-Бизнесцентр", 2004. 262 с.
49. Машков Ю.К., Овчар З.Н., Суриков В.И., Калистратова Л.Ф. Композиционные материалы на основе политетрафторэтилена. Структурная модификация. М.: Машиностроение, 2005. 240 с.
50. Мэтьюз Ф., Роулингс Р. Композитные материалы. Механика и технология. М.: Техносфера, 2003. 408 с.
51. Колесников В.И. Теплофизические процессы в металлополимерных трибосистемах. М.: Наука, 2003, 279 с.
52. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 526 с.
53. Крагельский И.В. Фрикционное взаимодействие твердых тел // Трение и износ. 1980. Т. 1. № 1. С. 12 – 29.
54. Расчет, испытание и подбор фрикционных пар / А.В. Чичинадзе, Э.Д. Браун, А.Г. Гинсбург и др. М.: Наука, 1979. 267 с.
55. Белый В.А. Проблема создания композиционных материалов и управления их фрикционными свойствами // Трение и износ. 1982. Т. 3. № 3. С. 389 – 395.
56. Ломов С.А. Введение в общую теорию сингулярных возмущений. М.: Наука, 1981. 339 с.
57. Колесников В.И., Задорожный А.И., Ковальчук В.Е. Асимптотический расчет периодического температурного поля, возникающего в трибосистемах // Вестник машиностроения. 1986. № 12. С. 66 – 72.
58. Колесников В.И., Ковальчук В.Е. Диффузионные процессы при трении металлополимерных систем // Применение новых материалов в сельхозмашиностроении. Межвузовский сборник (РИСХМ). Ростов н/Д, 1985. С. 38 – 42.
59. Диффузионные процессы в металлополимерной трибосистеме / В.И. Колесников и др. // Трение и износ. 2006. № 4. С. 361 – 365.
60. Колесников В.И., Мясникова Н.А. Разработка антифрикционных самосмазывающихся композиционных материалов на основе явления фрикционного переноса // Вестник РГУПС. 2004. № 3. С. 22 – 25.
61. Дункен Х., Лыгин В. Квантовая химия адсорбции на поверхности твердых тел. М.: Мир, 1980. 228 с.
62. Евдокимов Ю.А., Колесников В.И., Кравченко В.Н. Исследование фрикционного переноса политетрафторэтилена методом рентгеноэлектронной спектроскопии // Вестник машиностроения. 1985. № 2. С. 33 – 36.
63. Исследование кинетики образования пленки фрикционного переноса антифрикционного композита на основе волокон политетрафторэтилена (ПТФЭ) методом радиоэлектронной спектроскопии / В.И. Колесников, В.Н. Кравченко, А.Т. Козаков и др. // Динамика и прочность подвижного состава. Ростов н/Д: 1986. Вып. 185.
64. Ланкастер У.К. Образование третьего тела и износ сухих подшипников на основе ПТФЭ-волокон // Проблемы трения и смазки. 1980. № 2. С. 114 – 124.
65. Роль диффузионных и сегрегационных процессов в контактно-усталостном разрушении рабочей поверхности железнодорожного колеса / В.И. Колесников и др. // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2006. № 8. С. 22 – 32.

Раздел 2

ЛОКОМОТИВЫ

Глава 2.1

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЛОКОМОТИВАХ

2.1.1. КЛАССИФИКАЦИЯ И ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

В 2001 – 2002 гг. разработаны типы и основные параметры – типоразмерный ряд (типаж), а также технические требования к локомотивам, предназначенным для работы в XXI веке на железных дорогах России. Типаж устанавливает основные технические показатели локомотивов и требования к оборудованию, безопасности движения, системам жизнеобеспечения.

В основу типажа положен принцип классификации локомотивов по роду службы при максимальной унификации оборудования локомотивов различного типа. Типаж разработан на основе достижений научно-технического прогресса с учетом современных мировых тенденций в электротехнике и электронике, дизелестроении, транспортном и общем машиностроении.

Электропозы. Электропозы классифицируют на пассажирские, скоростные и грузовые. Основные параметры включенных в типаж электропоз приведены в табл. 2.1.1.

Пассажирские электропозы ЭП2, ЭП3, ЭП100 заменяют электропозы ЧС всех серий, грузовые Э2, ЭС4 и ЭС6 – электропозы ВЛ10 и ВЛ11, а Э3 и ЭС5 – электропозы ВЛ80.

Номинальный диаметр бандажа колесных пар по кругу катания для всех электропоз установлен равным 1250 мм.

При необходимости на базе электропоз, предусмотренных типажом, могут выпускаться электропозы на две системы тягового электроснабжения: переменного тока 25 кВ, 50 Гц и постоянного 3 кВ (ЭП20).

Пассажирские и скоростные электропозы оборудуются устройствами электроснабжения пассажирского поезда номинальным напряжением 3 кВ и мощностью 1200 кВт.

Тепловозы. Основные параметры включенных в типаж тепловозов приведены в табл. 2.1.2.

Шестиосные пассажирские тепловозы мощностью 3500 и 2500 кВт с двумя кабинами управления предназначены для вождения пассажирских поездов дальнего следования, а также ускоренных грузовых поездов с максимальной скоростью до 140 км/ч. На тепловозах должна быть предусмотрена возможность работы по системе многих единиц с обслуживанием локомотива одним машинистом, а также система энергоснабжения пассажирского поезда. Они заменяют в пассажирском движении тепловозы ТЭП70 и ТЭП60.

Грузовые и грузопассажирские тепловозы. Секция шестиосного грузового тепловоза мощностью 2500 кВт является базовой моделью, на основе которой создаются грузовые тепловозы секционной мощностью 3500 кВт для вождения тяжелых грузовых поездов, в том числе и с распределенной тягой. Для специализированных линий могут производиться грузовые тепловозы мощностью 3500 и 2500 кВт с нагрузкой от колесной пары на рельсы, увеличенной до 294 кН (30 тс). Новые грузовые тепловозы заменяют тепловозы 2ТЭ116, 2ТЭ10М, 3ТЭ10М.

Четырехосный грузопассажирский тепловоз мощностью 1650 кВт предназначен для обслуживания местных короткопоставных пассажирских поездов, а при двухсекционном исполнении – ускоренных грузовых, почтово-багажных и контейнерных. Сила тяги в расчетном режиме для пассажирских поездов при скорости 39,3 км/ч должна составлять 205 кН, а при максимальной скорости – 22,3 кН. Этот тепловоз заменит тепловозы М62, ТЭП60.

Маневрово-вывозные и маневровые тепловозы. Тепловозы мощностью 1500 кВт предназначены для хозяйственной (вывозной) работы, а мощностью 800...1000 кВт – для маневровой. Возможно создание маневрово-вывозных тепловозов с питанием от контактной сети. Все маневровые тепловозы должны допускать возможность обслуживания их одним машинистом. Они заменяют тепловозы ЧМЭЗ, ТЭМ2.

2.1.1. Типы и основные параметры перспективных электровозов серий

Параметры	ЭП2	ЭП3	ЭП4	ЭП5	ЭП2К	ЭП20	ЭП100	ЭП200	Э2	Э3	ЭС4 (ЭС4)	ЭС5 (ЭС5)
Ток тягового электроснабжения	=	~	=	~	=	= и ~	=	~	=	~	=	~
Род службы	Пассажирский											
Осевая формула	$2_0 - 2_0 - 2_0, 3_0 - 3_0$	$2_0 - 2_0$	$2_0 - 2_0$	$2_0 - 2_0$	$3_0 - 3_0$	$2_0 - 2_0 - 2_0 + 2_0$	$2_0 - 2_0 - 2_0 + 2_0$	$2_0 - 2_0 - 2_0$	$2_0 - 2_0 - 2_0$	$2_0 - 2_0 - 2_0$	$2_0 - 2_0 - 2_0$	$2_0 - 2_0 - 2_0$
Служебная масса, т	129...135	86...90	86...90	132	126...138	152...160	152...160	138...150	92...100	2 × (92...100)	226...245	120
Номинальная осевая нагрузка, кН	211...221	215,8±4,9	226	186...196	200	200	200	200	200	200	200	200
Конструкционная скорость, км/ч	160	160	160	160	160	160	160	160	160	160	160	160
Тип тягового привода	Третьего класса (с опорно-рамным подвешиванием ТЭД и тягового редуктора)*											
Мощность продолжительного режима на валах тяговых двигателей, кВт	6600	4400	4320	6600	7800	3800...4000; 2 × (3800...4000)	3800...4000; 2 × (3800...4000)	3800...4000; 2 × (3800...4000)	3800...4000; 2 × (3800...4000)	3800...4000; 2 × (3800...4000)	3800...4000; 2 × (3800...4000)	3800...4000; 2 × (3800...4000)
Сила тяги расчетного режима, кН	310	210	192,8 (19,7)	300	280	370...390	240...260; 2 × (240...260)	370...390	240...260; 2 × (240...260)	370...390	240...260; 2 × (240...260)	370...390
Максимальная сила тяги при трогании, кН	400	265	302 (30,8)	450	400	564...588	376...392; 2 × (376...392)	564...588	376...392; 2 × (376...392)	564...588	376...392; 2 × (376...392)	564...588
Сила тяги при максимальной скорости, кН	147	98	91,4 (9,3)	147	140	170...180	114...120; 2 × (114...120)	170...180	114...120; 2 × (114...120)	170...180	114...120; 2 × (114...120)	170...180
Мощность электрического тормоза на валах ТЭД, кВт:	Не менее 6000											
рекуперативного на постоянном и переменном токе	Не менее 6000	Не менее 4000	Не менее 4000	Не менее 6000	Не менее 6000	Не менее 6500	Не менее 6500	Не менее 6500	Не менее 6500	Не менее 6500	Не менее 6500	Не менее 6500
реостатного на постоянном токе	Не менее 4500	Не менее 3000	Не менее 4000	Не менее 4500	Не менее 4500	Не менее 4500	Не менее 4500	Не менее 4500	Не менее 4500	Не менее 4500	Не менее 4500	Не менее 4500

* Допускается применение тяговой передачи второго класса с опорно-осевым подвешиванием редуктора.

Примечания. 1. Параметры тока тягового электроснабжения: постоянного (=) 3 кВ; переменного (~) 25 кВ, 50 Гц.

2. Тяговый электродвигатель асинхронный. До освоения производства преобразователей для асинхронных ТЭД допускается применение ТЭД других типов.

3. Климатическое исполнение У с диапазоном рабочих температур -50...+40 °С, по требованию заказчика - УХЛ с диапазоном рабочих температур -60...+40 °С.

4. Тип вспомогательного привода - асинхронный с плавным регулированием.

5. Система управления - электронная микропроцессорная.

6. Коэффициент мощности переменного тока в диапазоне мощностей от 0,25 продолжительной до максимальной, не менее 0,95.

Продолжение табл. 2.1.2

Параметры	ТЭП35	ТЭП25	2ТЭ70	ТЭ35 (2ТЭ35)	ТЭ25 (2ТЭ25)	ТЭ15 (2ТЭ15)	ТЭМ10	ТДК10	ТЭ17 (2ТЭ17)
Сила тяги расчетного режима, кН	210	170	2 × 304	390...430*, 2 × (390...430)	300...390*, 2 × (300...390)	300 (2 × 300)	250		205 (2 × 205)
Максимальная сила тяги при трогании, кН, не менее	300		2 × 441,5	510 (2 × 510)		430 (2 × 430)	360 (240)		280 (2 × 280)
Скорость растного режима, км/ч	48 (35,6)**	42,3 (32,2)**	26,7	23,4	24... 18,5	14,4	9,2...11,5	11,5	23,0
Сила тяги при максимальной скорости, кН, не менее	72	51,4	2 × 150	84 (2 × 84)	60 (2 × 60)	36 (2 × 36)	23...28,8	28,8	39,3 (2 × 39,3)
Мощность электрического тормоза на валах ТЭД, кВт, не менее	3200	2800	3200	3200	2800		1400		

* Больше значение соответствует случаю применения асинхронных тяговых двигателей.

** В скобках указана скорость при отборе мощности на энергоснабжение вагонов поезда.

П р и м е ч а н и я. 1. Климатическое использование такое же, как для электровозов (см. табл. 3.1.1).

2. Коэффициент использования мощности силовой установки при расчетном режиме работы не менее 0,8.

3. Тип вспомогательного привода – асинхронный с плавным регулированием.

4. Система управления – электронная микропроцессорная.

Номинальный диаметр бандажа колесных пар по кругу катания для всех тепловозов установлен равным 1050 мм. Все новые локомотивы должны вписываться в габарит 1 Т. Для обеспечения безопасности движения они должны быть оснащены комплексным локомотивным устройством с цифровым радиоканалом, а кабина машиниста должна отвечать современным санитарно-гигиеническим требованиям.

Требования к характеристикам перспективных локомотивов устанавливаются исходя из минимизации совокупных затрат на произведенную полезную работу, а параметры тяговых средств являются определяющими для экономической эффективности перевозок.

Типаж локомотивов, предназначенных для эксплуатации на магистральных железных дорогах, предусматривает применение только электрических передач. Это не означает, что в дальнейшем в нашей стране не найдут применения автономные локомотивы с передачами другого типа, в частности, с гидравлической. В настоящее время большую часть парка промышленных тепловозов составляют тепловозы с гидропередачей: это четырехосные тепловозы типа ТГМЗ, ТГМ4, ТГМ6 Лядиновского завода мощностью 550...882 кВт с нагрузкой от колесной пары на рельс 186...221 кН, трехосные тепловозы ОАО "Муромтепловоз" мощностью до 368 кВт, а также тепловозы мощностью до 330 кВт с небольшой нагрузкой на ось и узкоколейные тепловозы ОАО "Камбарский машиностроительный завод". Тепловозы с гидропередачами могут получить развитие в дальнейшем, о чем свидетельствует опыт фирм Западной Европы, в частности фирмы Фосслох (Германия).

Опытные и перспективные локомотивы. К таким локомотивам относятся газотурбовоз, газотепловоз, газогенераторный тепловоз, теплопаровоз, паротурбовоз и атомный локомотив.

Наиболее эффективным способом снижения расхода дизельного топлива на тепловозных двигателях является применение природного газа. Как показали исследования, природным газом можно заменить на магистральных газотепловозах 70...80 % и на маневровых газотепловозах 50...55 % дизельного топлива. Повышенная по сравнению с дизельным топливом на 10 % теплота сгорания газа, пониженные в 1,5–2 раза выбросы токсичных веществ при сгорании, увеличенный на 30...40 %

срок службы моторного масла при использовании газа обеспечивают более высокие экономические, ресурсные и экологические показатели газотепловозов. Значительные запасы природного газа в России обеспечивают устойчивое топливоснабжение газотепловозов в перспективе.

Недостатком использования сжатого природного газа является пониженный до 2,5...3,5 суток межскипировочный срок. Однако при доставке газа на место работы маневрового газотепловоза автогазозаправщиком этот срок вполне приемлем. Теоретически запас газа на газотепловозе можно увеличить в 2–3 раза за счет применения сжиженного природного газа. Однако на практике необходимость применения газификатора с системой подачи в него горячей воды из дизеля, увеличение тепловой инерционности газификатора при резко переменных режимах нагрузки тепловоза и вызванная этим необходимость установки на тендере резервной системы для сжиженного газа не позволяют использовать преимуществ сжиженного газа большей плотности. Практически это увеличение не превышает 20...25 %. Кроме того, сжиженный природный газ в технологическом и эксплуатационном планах является более сложным видом топлива для дизеля, а его транспортировка и хранение требуют специального оборудования, дополнительных специальных площадей.

Газогенераторный тепловоз работает на искусственном газе, получаемом при газификации твердого топлива. С развитием нефтеперерабатывающей промышленности отпала необходимость использования на тепловозах твердого топлива. Однако приобретенный опыт конструирования газогенераторных тепловозов может быть востребован при необходимости. В теплопаровозе энергетическая установка состоит из дизельного двигателя, парового котла и паровой машины. В конструкции теплопаровоза объединены элементы тепловоза непосредственного действия и паровоза.

Идея создания теплопаровоза была не вполне корректной, так как искусственное совмещение паровой машины и дизеля в одном рабочем цилиндре не оправдано, поскольку не совпадают оптимальные значения степени сжатия воздуха в цилиндре дизеля и пара в паровой машине. Степень сжатия воздуха в цилиндре дизеля, работающего по принципу самовоспламенения топлива за счет высокой температуры сжатого воздуха, принципиально

должна быть высокой (не менее 10 – 12), в то время как в паровой машине паровоза сжатие пара имеет второстепенное значение. Поэтому оба тепловых двигателя работают совместно существенно менее эффективно, чем могли бы работать по отдельности на тепловозе и паровозе.

Паротурбовоз является разновидностью локомотивов с паротурбинной энергетической установкой. Энергоустановка паротурбовоза состоит из теплового генератора (парового котла) и теплового двигателя (паровой турбины).

Атомный локомотив (атомовоз) представляет собой локомотив с ядерной силовой установкой, которая используется в качестве независимого источника энергии. Атомовоз получает тепловую энергию от атомного реактора, преобразует ее в электрическую с помощью турбогенератора, а затем через электродвигатель – в механическую работу и силу тяги колесных пар.

2.1.2. БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ЛОКОМОТИВАМ

Локомотив как техническое средство должен отвечать нормам безопасности движения и надежности подвижного состава, требованиям безопасности труда (охраны труда и улучшения условий труда), техники безопасности и производственной санитарии, пожарной защиты, требованиям экологии и снижения вредного воздействия на окружающую среду.

Безопасность движения – это состояние данного процесса, отражающее степень защищенности его участников от транспортных происшествий и их последствий. Для обеспечения безопасности движения необходимо выполнение требований к транспортным средствам, производственной базе и объектам инфраструктуры транспорта, организации движения, сформулированных в Федеральных законах "О железнодорожном транспорте в Российской Федерации" (№ 17-ФЗ, от 10.01.03 г.), "О защите населения и территорий от чрезвычайных ситуаций природного и техногенного характера" (№ 68-ФЗ, от 21.12.94 г.) и др.

Техническое состояние и оборудование локомотива как технического средства должно обеспечивать безопасность его функционирования, соответствовать государственным стандартам, правилам технической эксплуатации,

инструкциям заводов-изготовителей и нормативно-технической документации на локомотив. Методы повышения безопасности функционирования технических средств, как и работы персонала железных дорог, основываются на трех принципах: 1) уменьшении интенсивности опасных отказов технических средств или опасных ошибок специалистов; 2) уменьшении числа видов опасных отказов или опасных ошибок; 3) увеличении коэффициента их парирования (предупреждения).

Уменьшение интенсивности опасных отказов технических средств достигается путем создания необходимых запасов прочности их элементов при изготовлении и последующего восстановления этих запасов в процессе эксплуатации. При увеличении запаса прочности технических средств одновременно повышается их надежность. Запас прочности создается за счет повышения механической прочности элементов конструкций и увеличения электрической прочности электротехнических устройств. На этапе конструирования необходимый запас прочности обеспечивается выбором рациональной конфигурации и соответствующих материалов, на этапе производства – путем применения соответствующей технологии и последующего выходного контроля с целью отбраковки элементов с дефектами, на этапе эксплуатации – за счет восполнения запасов прочности, уменьшающихся в процессе эксплуатации технических средств, что достигается, главным образом, в результате профилактики при текущем содержании и внедрении современных ремонтных технологий.

Следует отметить, что понятие "необходимый запас прочности" должно ассоциироваться с понятием оптимальный запас прочности, т.е. с научно аргументированным и экспериментально подтвержденным минимальным значением, обеспечивающим отсутствие опасных отказов. Особенно важное значение это имеет для деталей механического оборудования пассажирских и скоростных локомотивов.

Опасными отказами подвижного состава, приводящими к крушениям и авариям поездов, являются отказы элементов тележек: изломы шеек и осей колесных пар; изломы дисков колесных центров; сдвиги колес по оси; трещины и изломы рам тележек; падение деталей подвижного состава на путь; остроконечный накат.

Уменьшение числа видов опасных отказов достигается путем выбора соответствующей структуры технического средства. Прин-

ципы и методы, позволяющие синтезировать новую структуру с наименьшим числом видов опасных отказов, получившие название структурных, весьма многочисленны, их применяют для повышения безопасности как механических конструкций, так и электротехнических устройств. В качестве примера можно привести необходимость внедрения моторно-осевых подшипников качения вместо подшипников скольжения.

Принципы и методы предупреждения опасных отказов заключаются в обнаружении возможности их возникновения и переводе в защищенное состояние. Эти устройства могут быть автоматические, автоматизированные и неавтоматизированные. Примерами являются установка оборудования для обнаружения нагрева букс скоростных локомотивов и неисправности узлов экипажной части, а в целом – оборудование локомотивов микропроцессорными системами управления и диагностики.

Обеспечение безопасности деятельности персонала и предупреждение опасных ошибок человека реализуются двумя способами: действия одного человека-оператора (например, машиниста) контролирует другой оператор (помощник машиниста) и вовремя исправляет опасные ошибки первого; за человеком-оператором "наблюдает" автоматическое устройство и, в случае необходимости, паритует опасные ошибки человека, например, автостоп останавливает поезд, если машинист по ошибке не тормозит перед светофором с запрещающим сигналом, или срабатывает устройство безопасности и контроля бодствования машиниста.

Уменьшение потерь при крушениях, авариях, других опасных состояниях движения поездов достигается путем снижения уровня поражающих факторов и защиты от их воздействия пассажиров, грузов, объектов внешней среды.

Среди методов снижения уровня первичных поражающих факторов наибольшее распространение получили методы, направленные на уменьшение (компенсацию) силы инерции, возникающей при столкновении поездов. Например, применение упругих элементов в торцевых частях локомотива или деформируемых поглощающих устройств большой энергоемкости.

Механические факторы обусловлены ударами и вибрациями, которые могут привести к нарушению целостности пак, контактов, разрушению элементов электроники, крепеж-

ных и несущих деталей и т.п. При движении поездов по рельсовым путям возникают вибрации с частотами от долей до нескольких тысяч герц. Колебания с низкими частотами вызывают повышенную утомляемость локомотивных бригад и пассажиров. Причем "укачивание" (как при морской болезни) воздействует на внутренние органы. Вибрации с частотами в диапазоне 30...500 Гц могут вызвать опасные резонансные колебания элементов конструкции. Это выдвигает требования к конструкции и параметрам рессорного подвешивания локомотивов и средствам амортизации узлов на раме локомотива и, особенно, к конструкции и оборудованию кабины машиниста.

Конструкция локомотива и его оснащение должны свести к минимуму (предотвратить) опасные отказы технических средств и ошибки персонала. На это направлены нормы, которые должны быть выполнены при создании локомотива, и технические требования, составленные для их реализации.

Технические требования должны содержать в себе наряду с основными техническими характеристиками требования всех норм, отражающих безопасность движения и работы локомотивной бригады, условий труда, экологии, противопожарные требования, а также требования экономичности работы локомотива.

Общие технические требования к локомотивам. Типажом установлены общие требования по каждому типу локомотивов, а также общие требования к их оборудованию. Технические требования к магистральным и маневровым тепловозам, согласованные как национальным органом управления железнодорожным транспортом, так и предприятиями-изготовителями локомотивов, установлены ГОСТ 31187.

Общие требования к локомотивам включают в себя требования к назначению локомотива, скорости обращения, секционности, работе по системе многих единиц и к модульному комплектующему оборудованию.

Параметры тепловозов. Техническими требованиями предусмотрены следующие основные параметры тепловозов:

- мощность тепловоза по дизелю;
- осевая формула;
- сила тяги в расчетном режиме;
- скорость в расчетном режиме;

КПД тепловозов при работе дизеля на полной мощности в диапазоне скоростей движения от длительной (расчетной) до конструкционной не менее 0,31;

коэффициент полезного использования мощности дизеля на тягу при реализации полной мощности дизеля в диапазоне скоростей движения от длительной (расчетной) до конструктивной не менее 0,78;

расчетная нагрузка от колесной пары на рельсы не более 221 кН для пассажирских локомотивов и 245 кН для грузовых;

коэффициент тяги грузовых тепловозов при трогании без подачи песка не менее 0,33 с передачей переменного-постоянного тока и 0,36 с передачей переменного-переменного тока; коэффициент тяги пассажирских тепловозов 0,32;

коэффициент использования сцепного веса тепловоза не менее 0,9.

Климатическое исполнение. Тепловозы имеют климатическое исполнение У в соответствии с ГОСТ 15150. Оборудование, устанавливаемое вне кузова тепловоза, должно быть исполнения У1, устанавливаемое в кузове и высоковольтной камере, – исполнения У2, а устанавливаемое в кабине, – исполнения У3. Допускается установка оборудования климатического исполнения УХЛ.

Используемое топливо. По требованию заказчика тепловозы должны быть приспособлены для работы на дизельном топливе расширенной спецификации или с использованием альтернативного топлива (природного газа и др.) с установкой дополнительного оборудования и (или) дополнительной прицепной секции со вспомогательным оборудованием и запасом топлива.

Маневровые тепловозы должны быть приспособлены для заправки газобаллонных емкостей от передвижных газозаправщиков; газовое топливо должно размещаться на газотепловозах в газобаллонных емкостях при давлении не более 20 МПа.

Основные системы и оборудование. Локомотивы должны быть оборудованы:

микропроцессорной системой управления, регулирования и диагностики;

системами безопасности движения;

кабиной управления в соответствии с санитарными нормами и техническими требованиями, утвержденными национальным органом управления железнодорожным транспортом;

автосцепкой и поглощающим аппаратом с возможностью их замены без выкатки тележек и демонтажа других составных частей;

системой автоматической остановки при саморасцепке секций многосекционного локомотива;

системой автоматического пожаротушения в дизельном помещении, а также сигнализацией о возникновении пожара в других помещениях тепловоза и в вагонах пассажирского поезда (для пассажирских тепловозов);

путеочистителями (для маневровых тепловозов должны быть рассчитаны на силу не менее 140 кН);

устройством для подогрева теплоносителей дизеля при длительном отстое тепловоза в "горячем" резерве с отключенным дизелем;

системой измерения количества и учета расхода топлива;

установкой поддержания микроклимата и системами отопления в кабине машиниста, обогрева лобовых и боковых окон, солнцезащитными шторами, холодильником для продуктов питания, электроприбором для подогрева пищи, санузелом и умывальником.

Оборудование локомотивов должно быть рассчитано для работы при вибрационных и ударных нагрузках по группам механического исполнения М25, М26, М27 (ГОСТ 17516.1) в зависимости от места размещения узла (блока) на тепловозе.

Конструкцией локомотива должно быть предусмотрено управление им одним лицом с учетом требований ГОСТ 12.2.056. При эксплуатации группы локомотивов, распределенных по составу, по требованию заказчика должна быть предусмотрена возможность управления ими с головной единицы.

Кузов локомотива и экипажная часть. Конструкция кузова и экипажной части должна соответствовать техническим требованиям по условиям прочности, динамики и воздействия на путь, утвержденным национальным органом управления железнодорожным транспортом, и обеспечивать стойкость к воздействию механических факторов на оборудование тепловоза в соответствии с ГОСТ 17516.1. При этом должны быть предусмотрены:

поузовая унификация кузовов магистральных электровозов и тепловозов; кузова должны быть вагонного типа с погонной массой не более 1,1 т/м. На маневровых тепловозах должен применяться кузов капотного типа с несущей рамой, погонной массой не выше 1,4 т/м;

обеспечение за счет несущей способности и применения поглощающих устройств при столкновении с подвижным составом и наезде на препятствия при скоростях до 20 км/ч работоспособности экипажной части и безопасно-

сти локомотивной бригады; лобовая часть кузова (кабина машиниста) должна быть рассчитана на воздействие равномерно распределенной по ширине подоконной части кабины продольной нагрузки до 290 кН;

применение для магистральных локомотивов рессорного подвешивания с общим прогибом не менее 130 мм для грузовых и 150...270 мм для пассажирских локомотивов;

применение на пассажирских тепловозах и электровозах опорно-рамного подвешивания ТЭД;

применение на грузовых и маневровых тепловозах и электровозах опорно-осевого подвешивания ТЭД, с обязательным внедрением моторно-осевых подшипников качения;

оборудование магистральных локомотивов гребнесмазывателями и применение системы радиальной установки колесных пар для локомотивов, предназначенных для эксплуатации на участках с горным профилем.

Кузов и рама пассажирских локомотивов должны быть рассчитаны по допускаемым напряжениям на продольные (по оси сцепки) силы сжатия и растяжения 1960 кН. Кузов и рама грузовых локомотивов должны быть рассчитаны на продольные силы сжатия и растяжения 2450 кН, для консольных частей – на продольные силы сжатия 2940 кН. Срок службы кузова и рамы – не менее 40 лет.

Автосцепки должны иметь поглощающие аппараты энергоемкостью не менее 70 кДж для грузовых и маневровых тепловозов и 50 кДж для пассажирских.

Конструкция тележки должна обеспечивать ресурс бандажей колесных пар (цельнокатанных колес) не менее 1 млн км с учетом эксплуатации на участках пути, имеющих протяженность кривых не более 50 %. Ресурс моторно-осевых подшипников качения должен быть не менее 5 млн км или 12,5 лет, ресурс шестерни – не менее 0,9 млн км, зубчатого колеса (венца) – 1,8 млн км.

Технические требования к тепловозам.

Силовые установки тепловозов. На тепловозах должны применяться высокоэкономичные дизели, максимально унифицированные для пассажирских и грузовых тепловозов, в том числе обеспечивающие работу на альтернативных видах топлива (природном газе и др.).

Конструкция дизелей должна предусматривать: применение регулируемого наддува, экономичной топливной аппаратуры систем

электронного регулирования частоты вращения коленчатого вала, мощности двигателя, параметров подачи топлива для оптимизации рабочего процесса во всех эксплуатационных режимах работы двигателя; использование неохлаждаемых выпускных коллекторов, осушаемых секций радиатора; системы дизеля должны обеспечивать эффективное искрогашение.

Дизель должен быть оснащен в соответствии со второй степенью автоматизации по ГОСТ 14228, устойчиво работать при температурах на выходе из дизеля охлаждающей воды не более 112 °С и масла не более 91 °С.

На газотепловозах должна быть система редуцирования и дозирования газового топлива. Она должна обеспечивать промежуточный подогрев газа и его давление на входе в газодизель не менее 0,6 МПа при работе на полной мощности, с соответствующей коррекцией этого значения при снижении мощности.

Дизели должны быть оборудованы самоочищающимися фильтрами масла и топлива: размер отсеиваемых загрязнений при полномочной фильтрации масла дизеля – более 40 мкм, а при фильтрации дизельного топлива – более 5 мкм. В системе фильтрации воздуха для дизелей необходимо применять самоочищающиеся фильтры. Коэффициент очистки воздуха для дизелей – в соответствии с ГОСТ 11729.

Тяговое электрооборудование. Требования к тяговым электрическим машинам тепловозов – по ГОСТ 2582, требования к тяговым электрическим аппаратам – по ГОСТ 9219.

Тяговое электрооборудование магистральных тепловозов совместно с системой регулирования дизеля должно обеспечивать возможность использования для тяги всей свободной мощности дизеля при изменении ее затрат на собственные нужды.

Требования к проводам и кабелям по стойкости к климатическим факторам внешней среды определены ГОСТ 15543.1 при верхнем значении рабочей температуры окружающей среды не ниже 70 °С.

Элементная база тяговых преобразователей – современные полупроводниковые приборы. В конструкции преобразователей должна быть обеспечена блочная унификация (допускается различная компоновка блоков). Двухсистемные электровозы должны оборудоваться комбинированным преобразователем с автоматическим определением рода тока в

тяговой сети. Система управления тяговыми и вспомогательными преобразователями должна быть микропроцессорной и блочно унифицированной. Функционально она должна быть интегрирована в комплексную бортовую микропроцессорную систему управления.

В конструкции коммутирующих аппаратов должны использоваться преимущественно вакуумные контактные устройства. Негативное влияние работы тягового и вспомогательного электрооборудования на приборы и устройства сигнализации, централизации и блокировки (СЦБ), связи, радиосвязи и энергоснабжения должно быть сведено к минимуму.

Требования к тормозному и пневматическому оборудованию. Локомотивы должны быть оборудованы следующими типами тормозов:

пневматическим, автоматическим и вспомогательным;

электрическим реостатным (для пассажирских, грузовых и маневровых тепловозов) с устройством автоматического замещения электрического тормоза пневматическим;

электропневматическим (для пассажирских и скоростных локомотивов);

реостатно-рекуперативным (для электровозов);

стояночным ручным или автоматическим.

Крутизна уклона, на котором ручной тормоз обеспечивает удержание одиночного локомотива, должна быть не менее 0,03. Тормозное и пневматическое оборудование должно иметь автоматическое управление, диагностику и интеграцию в комплексную бортовую микропроцессорную систему управления. Тормозные цилиндры должны иметь встроенный автоматический регулятор выхода штока, обеспечивающий автоматическое регулирование зазоров между колесами и колодками по мере их износа. Локомотивы, работающие по системе многих единиц, должны иметь устройства для автоматического торможения при саморасцепе секции.

Требования к поршневым компрессорам для пневматических тормозных систем тепловозов – по ГОСТ 10393. Допускается применять компрессоры других типов (например винтовые) по согласованию с заказчиком.

Пневматическая система тепловоза должна быть оборудована устройствами для осушения сжатого воздуха. Суммарный объем главных резервуаров локомотивов должен быть не менее 1 м³.

Тормозной путь одиночного следующего локомотива на прямом горизонтальном участке пути при электропневматическом торможении не должен превышать: 545 м при конструкционной скорости 80 км/ч; 735 м при 100 км/ч; 1125 м при 140 км/ч; 1470 м при 160 км/ч.

Вспомогательное оборудование. На вспомогательное электрооборудование распространяются следующие требования:

применение асинхронных электрических машин из унифицированного мощностного ряда;

использование для электропитания преобразователей блочного исполнения.

Регулирование производительности вентилятора охлаждающего устройства дизеля должно быть плавным, изменение частоты вращения должно обеспечиваться системой автоматического регулирования температуры.

Система подачи воздуха для охлаждения тяговых электрических машин должна быть регулируемой. Степень очистки охлаждающего воздуха от пыли должна быть не менее 75 %, от капельной влаги – не менее 70 %. По требованию заказчика маневровые тепловозы должны быть оборудованы дополнительной воздушной магистралью для питания пневмосистем саморазгружающихся вагонов, а используемые в пассажирской службе – для открытия дверей пассажирских вагонов.

Магистральные тепловозы должны быть оборудованы системой для подогрева воды и масла дизеля при длительном отстое тепловоза в "горячем" резерве с отключенным дизелем, а также устройством автоматического пуска дизеля для самопрогрева. Для уменьшения температурных потерь при длительном отстое водовоздушные радиаторы должны быть оборудованы сливом воды в термоизолированный бак.

Требования к кабине управления локомотива. Кабины управления локомотивов всех типов должны оборудоваться пультом машиниста, соответствующим санитарным нормам, комплексом приборов безопасности, системой управления локомотивом и оборудованием обеспечения необходимого микроклимата и санитарно-бытовых условий. В кабине должны быть предусмотрены звуковая и световая сигнализация о возникновении пожара на локомотиве и в вагонах пассажирского поезда, а также средства пожаротушения и эвакуации.

Эргономика и параметры среды обитания в кабине управления локомотивом должны соответствовать санитарным правилам, а также эргономическим требованиям. Конструкция кабины маневрового тепловоза должна обеспечивать обзор и контроль фронта маневровых операций и сигналов при управлении в обоих направлениях движения. Установка кресел должна обеспечивать удобство расположения за пультом при управлении тепловозом в направлениях "вперед" и "назад", а также работу стоя и беспрепятственное покидание рабочего места.

Пульты управления тепловозов должны быть оснащены органами управления и средствами отображения информации автоматизированных систем управления, регулирования, защиты и диагностики тепловоза, дизеля, электропередачи и других систем, быть однотипными по расположению зон контроля и управления этими системами и удовлетворять требованиям санитарных норм и эргономики, утвержденным национальным органом управления железнодорожным транспортом.

Локомотивы должны оборудоваться комплексным локомотивным устройством безопасности с цифровым радиоканалом, обеспечивающим возможность дистанционного управления локомотивом по радиоканалу в аварийных ситуациях, а также средствами технологической радиосвязи для ведения переговоров и обмена дискретной информацией с напольными устройствами.

Требования к системам управления, регулирования, защиты и диагностики. На локомотиве должны быть предусмотрены:

- комплексная система управления и диагностики (КСУД);

- радиостанции для поездной и маневровой работы;

- комплексное локомотивное устройство безопасности движения с регистрацией параметров движения;

- система контроля бодрствования машиниста;

- система контроля обрыва тормозной магистрали;

- сигнализация об отпуске тормозов;

- контроль за нагревом буксовых и моторно-осевых подшипников в пути следования;

- контроль сопротивления изоляции низковольтной и высоковольтной цепей;

- поиск неисправностей в электрической схеме;

- дистанционный контроль уровня воды в расширительном баке;

- непрерывный учет расхода энергии (по требованию заказчика – учет расхода топлива на тягу и возможность считывания расхода энергосистемой в конце поездки);

- автоматическое пожаротушение в дизельном помещении или подкапотном пространстве тепловоза и автоматическая противопожарная сигнализация в соответствии с нормативной документацией;

- автоматическое предупреждение и защита от взрывоопасных ситуаций, включая защиту аккумуляторных ящиков – в соответствии с ГОСТ 12.1.010 и требованиями взрывобезопасности.

Комплексная система управления и диагностики должна быть изготовлена в виде функциональных блоков (модулей) с представлением информации на дисплее. На тепловозах она должна обеспечивать:

- сигнализацию и защиту от боксования и юза во всем диапазоне скоростей движения;

- автоматическую прокачку дизеля маслом перед его запуском;

- автоматический пуск дизеля;

- ограничение максимального значения силы тока и напряжения тягового генератора;

- автоматическое регулирование давления в главных резервуарах;

- автоматическое регулирование напряжения тягового генератора в режимах тяги и торможения;

- автоматическое управление вентиляторами охлаждения тяговых двигателей, прогрева дизеля;

- нагрузку дизеля по характеристике экономичных режимов работы;

- полное использование свободной мощности дизеля в диапазоне скоростей от длительной до конструкционной, независимо от температуры обмоток тягового генератора при всех возможных колебаниях нагрузок;

- нагрузку дизель-генератора на тормозные резисторы;

- управление электропередачей тепловоза при аварийном отключении отдельных тяговых электродвигателей;

- защиту в случае появления недопустимых режимов из-за отказа отдельных аппаратов или электрических машин;

- защиту от перегрева обмоток тяговых электрических машин;

диагностирование агрегатов и систем по функционированию во время движения тепловоза;

сбор и передачу сведений по параметрам работы узлов и систем в стационарную информационную систему.

Дополнительные технические требования к электровозам. Наряду с общими требованиями, к рассмотренным выше, необходимо отметить технические требования, относящиеся непосредственно к электровозам.

Требования к силовому электрооборудованию и преобразователям. 1. На электровозе должно быть предусмотрено не менее двух токоприемников. Конструкция и количество их должны соответствовать нормативным требованиям, а также требованиям по токовой нагрузке. Токоприемники должны быть рассчитаны:

на грузовых тепловозах – на скорость движения 120 км/ч;

на пассажирских – на скорость 160 км/ч;

на номинальную силу постоянного тока 2200 А для шестисосных электровозов постоянного тока и 3200 А для четырехсосных секций электровозов постоянного тока.

2. Электрическое оборудование должно быть рассчитано на продолжительную работу при изменении напряжения на токоприемнике в диапазоне 19...29 кВ на переменном и 2,2...4 кВ на постоянном токе в соответствии с ГОСТ 6962. При работе на переменном токе электровоз должен сохранять работоспособность при сопротивлении системы электропитания до 30 Ом и напряжении на токоприемнике 19...29 кВ.

3. В качестве тяговых должны использоваться асинхронные электродвигатели (АТД) переменного тока. До освоения производства преобразователей для АТД допускается применение ТЭД других типов.

4. Для охлаждения силовых элементов преобразователей должна использоваться современная эффективная система охлаждения. При использовании ГТО-тиристорov допускается жидкостная система охлаждения, в том числе с охлаждающей жидкостью типа антифриза. Охлаждающая жидкость должна быть химически неагрессивной и экологически чистой. При применении IGBT-транзисторов или однооперационных тиристорov предпочтительнее воздушная система охлаждения преобразователей.

5. Электрическая схема должна обеспечивать работоспособность исправной части

электрооборудования электровоза на токе любого рода в режимах тяги и электрического торможения при отключении одного и более силовых преобразователей, каждый из которых питает два ТЭД тележки. Отключение преобразователей должно быть дистанционным.

6. На электровозе должны быть предусмотрены установка крышевых заземлителей, разъединителей токоприемников (в случае их неисправности), защита (сброс нагрузки) при отрыве токоприемника от контактного провода, а также защита всех цепей от коммутационных и атмосферных перенапряжений.

7. Главные выключатель переменного тока и быстродействующий неполяризованный выключатель постоянного тока должны обеспечивать селективность работы с выключателями тяговой сети.

8. Электровоз должен быть оборудован устройствами подавления радиопомех. Напряженность поля радиопомех, создаваемых электровозом, не должна превышать уровней, установленных ГОСТ 29205 и ГОСТ Р 51320.

9. В части электромагнитной совместимости электровозы должны соответствовать требованиям ГОСТ 13109 и техническим требованиям к показателям качества электроэнергии ЦТНЛ-4.

10. Мощность, количество и схема соединений вспомогательных преобразователей должны быть выбраны из условия сохранения работоспособности всех тяговых двигателей электровоза при выходе из строя одного из вспомогательных преобразователей.

11. Для микропроцессорных систем должен быть предусмотрен отдельный блок питания.

12. Должна быть предусмотрена возможность питания системы собственных нужд электровоза от источника трехфазного тока депо через специальные розетки, минуя вспомогательные преобразователи.

Требования к системе управления электровозом. 1. Все функции системы управления электровозом, требующие логической последовательности, такие как управление токоприемниками, главным и быстродействующим выключателями, контакторами вспомогательного привода, тяговыми и вспомогательными преобразователями и другими устройствами, должна осуществлять микропроцессорная вычислительно-управляющая система (в дальнейшем – система управления) по командам, получаемым с пульта и от контроллера маши-

ниста с учетом сигналов, получаемых от датчиков, предусмотренных схемой электровоза.

Микропроцессорная система должна обеспечивать управление всеми системами электровоза (тяговыми и вспомогательным приводами, аппаратами цепей управления, защиты, безопасности движения, автоведения, диагностики основного оборудования и самодиагностики). При этом должна быть обеспечена возможность тестирования схемы электровоза, его узлов и системы управления на стоянке перед отправлением поезда. При наличии неисправностей должен даваться запрет на подъем токоприемников, включение главного или быстродействующего выключателей.

Кроме того, на электровозе должна быть предусмотрена возможность включения главного выключателя, быстродействующего выключателя, подъема токоприемников после длительного отстоя при температуре окружающей среды ниже -25°C .

2. Все компоненты системы управления должны обеспечивать работоспособность электровоза в диапазоне температур окружающей среды $-40\ldots+60^{\circ}\text{C}$.

При опускании токоприемника или при исчезновении напряжения в контактной сети система управления должна выдавать команду на отключение цепи питания силового электрооборудования, а при касании токоприемником контактного провода, находящегося под напряжением, должно выдаваться разрешение на сбор силовой схемы соответствующего рода тока (для электровозов двойного питания).

Электровоз должен быть оборудован устройством снятия нагрузки по сигналу полного датчика при подходе к нейтральной вставке.

3. На электровозе должна быть предусмотрена индивидуальная система учета расхода электроэнергии на тягу и рекуперацию и обеспечена возможность считывания расхода электроэнергии в конце каждой поездки, а также суммирования его в течение месяца. Средства измерения должны быть сертифицированы и защищены от несанкционированного доступа (опломбированы).

4. Должна быть обеспечена возможность реализации режима автоведения с использованием ручной системы управления, совместно с системами приборов безопасности.

5. Должна быть предусмотрена возможность тестирования и регистрации на стоянке (перед поездкой) работоспособности тормозных систем.

Требования к электрическим аппаратам электровозов. 1. Электрические аппараты должны удовлетворять требованиям ГОСТ 9219.

2. Электронные устройства должны быть выполнены в блочном (по функциональным признакам) исполнении и взаимозаменяемы без регулировки на линии.

3. Питание цепей управления должно осуществляться постоянным стабилизированным напряжением $110\text{ В } (\pm 5\%)$ от специального статического преобразователя по двухпроводной схеме.

4. Полозы токоприемников должны соответствовать техническим требованиям. В качестве токосъемных элементов токоприемников должны использоваться угольные или металлоугольные материалы. Должны обеспечиваться подъем токоприемника, надежный токосъем и работа на прямолинейной части характеристики при допускаемых колебаниях высоты контактного провода и максимальных скоростях движения. Электрическая схема должна обеспечивать подъем и опускание токосъемника без нагрузки тяговых двигателей и вспомогательных машин.

Требования безопасности. Конструкция тепловозов должна соответствовать ГОСТ 12.1.003, ГОСТ 12.1.004; ГОСТ Р 12.4.026, ГОСТ 12.2.056.

Локомотивы должны быть оснащены первичными средствами пожаротушения (огнетушителями, оборудованием, инструментом) в соответствии с действующими нормами. При этом должны быть предусмотрены устройства, обеспечивающие снятие высокого напряжения с аппаратуры и приборов при открывании дверей высоковольтной камеры и крышек шкафов выпрямителей и преобразователей, а также защитное отключение электрических цепей при их перегрузке.

Аварийно-предупредительная сигнализация и защита дизеля должны соответствовать ГОСТ 11928, выбросы вредных веществ и дымность отработавших газов – ГОСТ Р 50953, уровни шума в кабине машиниста определены ГОСТ 12.1.003, снаружи локомотива – ГОСТ 12.2.056 и ГОСТ Р 50951.

2.1.3. НАДЕЖНОСТЬ ЛОКОМОТИВОВ. НОРМИРУЕМЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ И КОМПЛЕКСНЫЙ ПОДХОД К ИХ ОБЕСПЕЧЕНИЮ

Надежность локомотивов как составляющая их качества [1 – 4]. Качество изделий промышленного назначения, к которым относятся локомотивы, оценивается по техническим показателям и характеристикам. При оценке качества локомотивов рассматриваются, например, такие показатели, как мощность, скорость, сила тяги и др., значения которых указываются в технических условиях на конкретный локомотив и в другой документации. На основании этих сведений нельзя сделать окончательный вывод о качестве локомотивов. При оценке их качества важны не только высокие номинальные технические характеристики локомотивов, но и их фактическая способность безотказно работать в течение возможно более длительного времени, сохраняя при этом свои первоначальные номинальные технические характеристики.

Надежность локомотивов – это их свойство сохранять во времени в установленных пределах значения всех параметров, характеризующих способность выполнять ими требуемые функции в заданных режимах и условиях применения, технического обслуживания и хранения. Физический смысл надежности локомотивов заключается в свойстве сохранения ими эксплуатационных характеристик во времени. Чем более продолжительное время локомотивы сохраняют свою исправность и работоспособность, тем они более надежны и более качественны. Все составляющие качества локомотивов взаимосвязаны.

Высокая надежность локомотивов еще не определяет высокое их качество. Они могут быть исключительно надежными, но обладать низкими техническими характеристиками. Вместе с тем, высокие начальные характеристики ненадежных в работе локомотивов не могут быть полноценно реализованы.

Комплексность свойства надежности. Локомотивы могут находиться в различных состояниях, переходы их из одного состояния в другое являются следствием некоторых событий.

Исправное состояние – состояние локомотива, при котором он соответствует всем требованиям нормативной и (или) конструкторской документации, а неисправное – при котором локомотив не соответствует хотя бы

одному из требований перечисленной документации.

Работоспособное состояние – состояние локомотива, при котором значения всех параметров, характеризующих способность выполнять заданные функции, соответствует требованиям нормативной и (или) конструкторской документации, а неработоспособное – при котором значение хотя бы одного параметра, характеризующего способность выполнять локомотивом заданные функции, не соответствует требованиям перечисленной документации.

Понятие "исправное состояние" шире, чем понятие "работоспособное состояние". Работоспособный локомотив в отличие от исправного удовлетворяет лишь тем требованиям соответствующей документации, которые обеспечивают его нормальное функционирование при выполнении перевозочной работы. При этом он может не удовлетворять, например, требованиям, относящимся только к его внешнему виду. Таким образом, работоспособный локомотив может считаться неисправным, однако его повреждения при этом не настолько существенны, чтобы препятствовать его нормальному функционированию. Исправный локомотив является обязательно работоспособным. Различают два вида неработоспособного состояния: устранимое и неустраняемое. В первом случае работоспособное состояние может быть восстановлено выполнением ремонтных работ, во втором – восстановление технически невозможно или экономически нецелесообразно.

Переход локомотива из одного состояния в другое происходит вследствие событий: повреждения либо отказа. **Повреждение** – событие, заключающееся в нарушении исправного состояния локомотива при сохранении работоспособного состояния.

Отказ – событие, заключающееся в потере работоспособного состояния локомотива или в результате которого нарушается установленный порядок нормальной эксплуатации и ремонта. В зависимости от последствий отказы локомотива делятся на три вида: отказы, следствием которых является порча или неисправность, и отказ локомотива, требующий выполнения непланового ремонта.

Отказом узла (или детали) локомотива считается событие, из-за которого теряется его работоспособность, вследствие чего требуется его восстановление или замена в период между

плановыми видами технического обслуживания и текущего ремонта или если это восстановление (замена, регулировка) не входит в объем обязательных работ.

Безотказность – свойство локомотива непрерывно сохранять работоспособное состояние в течение требуемого времени или наработки в конкретных условиях эксплуатации. Безотказность в той или иной степени свойственна локомотиву в любом из возможных режимов его существования: в период использования по назначению, в периоды хранения и транспортирования. Для локомотивов безотказность рассматривается в основном применительно к их использованию по назначению.

Долговечность – свойство локомотива сохранять работоспособное состояние до наступления предельного состояния при установленной системе технического обслуживания и ремонта. Предельное состояние локомотива – состояние, при котором его дальнейшая эксплуатация недопустима или нецелесообразна, либо восстановление его работоспособного состояния невозможно или нецелесообразно.

Неремонтируемое оборудование локомотива достигает предельного состояния при возникновении отказа или при достижении заранее установленного предельно допустимого значения срока службы или ресурса, которые устанавливаются из соображений безопасности эксплуатации или в связи с необратимым снижением эффективности использования ниже допустимой.

Для ремонтируемого оборудования и объектов, к которым относится локомотив, предельное состояние определяется наступлением момента, когда их дальнейшая эксплуатация невозможна или нецелесообразна по одной или нескольким из следующих причин:

становится невозможным поддержание безопасности (обслуживающего персонала и движения поездов), безотказности или эффективности эксплуатации на допустимом уровне и требуется отправка локомотива на текущий или капитальный ремонт;

в результате изнашивания и (или) старения локомотив имеет такое состояние, при котором его ремонт требует недопустимо больших затрат или не обеспечивает необходимой степени восстановления исправного или работоспособного состояния.

Наступление предельного состояния предполагает окончательное прекращение применения локомотива по назначению. Критерии

предельного состояния каждого вида устанавливаются в нормативной, конструкторской и (или) эксплуатационной документации.

Ремонтопригодность – свойство локомотива, заключающееся в приспособленности к поддержанию (предупреждение и обнаружение отказов) и восстановлению (устранение отказов) работоспособного состояния путем технического обслуживания и ремонта.

Сохраняемость – свойство локомотива непрерывно сохранять в заданных пределах значения параметров, характеризующих его способности выполнять требуемые функции, в течение и после хранения в конкретных условиях хранения и (или) транспортирования.

Показатели надежности. Различают единичные показатели надежности, характеризующие только одно из свойств, составляющих надежность локомотива, и комплексные, которые характеризуют несколько свойств надежности одновременно. Эти показатели могут быть размерными или безразмерными величинами в зависимости от условий эксплуатации и этапов существования локомотивов. Формулировка показателя надежности обычно отражает и способ определения его значения расчетным или опытным путем.

Основными случайными величинами, с помощью которых в процессе эксплуатации локомотивов определяется уровень их надежности, являются длительность работы до отказа или между отказами, число отказов за определенный период работы или наработку, длительность восстановления работоспособности, затраты труда, средств и материалов на восстановление работоспособности и др. При определении показателей надежности локомотивов используется понятие "наработки", которая может выражаться в километрах пробега, часах работы.

Показатели надежности, даже определенные с большой точностью, не могут дать достаточной информации для разработки технических и экономически обоснованных мероприятий по повышению работоспособности элементов, лимитирующих надежность локомотивов. Для этого нужно располагать качественными характеристиками повреждений, раскрывающими физическую природу отказов локомотивов. К таким характеристикам относятся причины возникновения и характер повреждений элементов оборудования, а также последствия отказов локомотивов.

Показатели безотказности локомотивов (их сборочных единиц и деталей) – это вероятность безотказной работы и параметр потока отказов.

Вероятность безотказной работы $P(l)$ за пробег l . Наиболее полную информацию о безотказности локомотивов содержит закон распределения наработки их до отказа (между отказами) в дифференциальной $f(l)$ или интегральной $P(l)$ форме. Эта характеристика содержит в себе все возможные значения наработки и соответствующие им точечные значения количественных показателей безотказности.

Вероятность безотказной работы за пробег l

$$P(l) = P\{L > l\} = 1 - F(l) = 1 - \int_0^l f(l) dl,$$

где $P(l)$ – функция распределения пробега L до отказа; $f(l)$ – плотность распределения пробега L до отказа.

Таким образом, $P(l)$ – это вероятность того, что пробег до отказа L больше заданного или что за пробег l отказа не будет.

Показатель $P(l)$ нужен для оценки безотказности локомотивов по следующим причинам:

для многих комплектующих элементов локомотивов он указывается в технических условиях в качестве основного показателя надежности;

для механических узлов и деталей, отказы которых могут вызывать отказы локомотивов, при расчетах по условиям изнашивания, статической и циклической прочности он используется в качестве основного показателя надежности;

связан с основным используемым для локомотивов показателем безотказности – параметром потока отказов $\omega(l)$.

Статистически показатель $P(l)$ определяется отношением числа локомотивов $N(l)$, безотказно проработавших в течение заданной наработки l , к числу локомотивов N , работоспособных в начальный момент наработки ($l = 0$):

$$P(l) = N(l) / N.$$

Вероятность отказа как события, противоположного отсутствию отказа за наработку l , равна разности между единицей и $P(l)$.

Параметр потока отказов $\omega(l)$. Параметр потока отказов – это плотность вероятности возникновения отказа локомотива, как восстанавливаемого объекта, определяемая для рассматриваемого интервала наработки (момента времени). Модель эксплуатации совокупности локомотивов описывается следующим образом. После некоторой наработки у каждого из локомотивов может произойти отказ. После восстановления локомотив продолжает работу. Моменты отказа следуют друг за другом, т.е. создают поток отказов. В таком потоке исчезающе мала вероятность появления одновременно более одного отказа, а вероятность появления отказа локомотива не зависит от ранее имевших место. В качестве количественной характеристики такого потока отказов используют математическое ожидание числа отказов r локомотивов за наработку l

$$M[r(l)] = \int_0^l \omega(l) dl,$$

где $\omega(l)$ – параметр потока отказов, характеризующий интенсивность потока отказов.

По определению параметр потока отказов есть среднее число отказов локомотива за единицу пробега. Если учитывать только отказы в виде неплановых ремонтов локомотивов и относить их к пробегу в 1 млн км, то получим известный в практике эксплуатации показатель "количество неплановых ремонтов на 1 млн км пробега".

По статистическим данным показатель $\omega(l)$ рассчитывается по формуле

$$\omega(l) = \frac{\Delta m}{N \Delta l},$$

где Δm – число отказов всех N локомотивов за интервал пробега Δl .

Показатели долговечности локомотивов – это различного вида сроки службы и ресурсы (средние, γ -процентные и назначенные).

Средний срок службы (ресурс) определяется как математическое ожидание срока службы (ресурса) локомотива (сборочной единицы, детали) до определенного вида ремонта (текущего, среднего, капитального) или списания. Эти показатели характеризуют долговечность локомотивов, срок службы (ресурс) ко-

торых полностью или частично восстанавливается на ремонтах.

Если рассматривается совокупность из N локомотивов, из которых N_R исчерпали свой ресурс до капитального ремонта, а средний пробег до ремонта составил L_{cp} , то средний ресурс локомотива до капитального ремонта

$$R_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^{N_R} R_{cpi} - (N - N_R) L_{cp}}{N},$$

где R_{cpi} — ресурс i -го локомотива, исчерпанный до капитального ремонта.

Гамма-процентный срок службы (ресурс) представляет собой календарную продолжительность (суммарную наработку), в течение которой локомотив не достигает предельного состояния с вероятностью γ , выраженной в процентах. Значения гамма-процентного срока службы (ресурса) и вероятности γ взаимно обусловлены. При задаваемом сроке службы (ресурсе) значение вероятности γ находится по результатам технико-экономического анализа как относительная доля тех локомотивов, которые не достигают предельного состояния до истечения данной календарной продолжительности эксплуатации (данного ресурса). Для локомотивов как объектов, образующих массовые и возобновляемые парки, рекомендуются значения $\gamma = 60 \dots 80 \%$.

Гамма-процентный срок службы (ресурс) локомотива определяется из уравнения

$$1 - F_c(t) = \frac{\gamma}{100}; \quad 1 - F_p(t) = \frac{\gamma}{100},$$

где $F_c(t)$ и $F_p(t)$ — функции распределения соответственно срока службы и ресурса.

Назначенный срок службы (ресурс) представляет собой календарную продолжительность (суммарную наработку) локомотива (сборочной единицы, детали), при достижении которой его эксплуатация должна быть прекращена независимо от его технического состояния, для проведения плановых технического обслуживания и ремонта или списания. Цель установления такого показателя состоит в обеспечении своевременного прекращения эксплуатации локомотива исходя из требований безопасности движения поездов или экономической целесообразности его использования.

Эмпирическая вероятность γ -отработки локомотивом назначенного ресурса, например, до определенного вида планового ремонта определяется по формуле

$$\gamma = 100 - P,$$

где $P = (n N^{-1}) 100$; n — число локомотивов из N совокупности, получивших X-отказ за период до планового ремонта.

За X-отказ принимается такой отказ локомотива, устранение которого требует выполнения работ в объеме того планового ремонта, назначенный ресурс до которого определяется. Критерии X-отказов устанавливаются в нормативной, конструкторской и (или) эксплуатационной документации.

Показатели долговечности составных частей локомотива должны быть согласованы с показателями долговечности локомотива в целом, а также с планами технического обслуживания и ремонта локомотива. При этом проводится различие между составными частями, предназначенными для работы в течение всего срока службы локомотива, составными частями, подлежащими замене, ремонту или восстановлению при плановых ремонтах, и сменными компонентами, которые могут быть заменены без существенного перерыва в применении локомотива по назначению.

Показатели ремонтпригодности. В случае отказов локомотивов они восстанавливаются, на что затрачивается некоторое время τ простоя в ремонте. Величина τ проявляется в реальных условиях ремонтного производства как случайная, распределенная по некоторому закону с плотностью вероятностей $f(\tau)$.

Единичными показателями ремонтпригодности являются вероятность восстановления в заданное время и среднее время восстановления.

Вероятность восстановления в заданное время определяется как вероятность того, что время τ будет не больше заданного τ_p :

$$P_{рем} = P\{\tau \leq \tau_p\} = \int_0^{\tau_p} f(\tau) d\tau.$$

Среднее время восстановления оценивается математическим ожиданием времени восстановления работоспособности n однотипных локомотивов:

$$\tau_{cp} = M[\tau] = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \tau_i,$$

где τ_i – фактическое время восстановления работоспособности i -го локомотива.

В понятие "время простоя в ремонте" по восстановлению работоспособности включается время на обнаружение, поиск причины отказа и устранение его последствий. В этом смысле ремонтпригодность понимается как приспособленность локомотива к предупреждению и устранению отказов.

Комплексным показателем ремонтпригодности является объединенная удельная оперативная трудоемкость технических обслуживаний и ремонтов, как отношение суммарной оперативной трудоемкости технических обслуживаний всех видов текущих ремонтов и неплановых ремонтов к заданному пробегу

$$S = \sum S_i n_i / L,$$

где S_i – средняя оперативная трудоемкость технического обслуживания и текущего ремонта i -го вида; n_i – количество технических обслуживаний и текущих ремонтов i -го вида за оцениваемый период эксплуатации с учетом неплановых ремонтов; L – пробег локомотива за оцениваемый период эксплуатации.

Показатели сохраняемости. Основным показателем, характеризующим сохраняемость локомотивов, является гамма-процентный срок сохраняемости. При хранении и транспортировке локомотива не осуществляется контроль его работоспособности, поэтому нельзя определить средний срок сохраняемости.

Вероятность исправного (работоспособного) состояния локомотива за срок хранения t_x

$$P(t) = P\{T > t_x\} = 1 - \int_0^{t_x} f(t) dt,$$

где $f(t)$ – плотность распределения длительности сохранения локомотивом рабочих свойств в условиях хранения.

Если на хранение поставлено N работоспособных однотипных локомотивов, а после хранения в течение времени осталось работоспособным $N(t_x)$ локомотивов, то отношение

$$P(t) = N(t_x) / N,$$

является оценкой вероятности сохраняемости в течение времени t_x , а само это время – γ -процентным сроком сохраняемости.

Комплексные показатели надежности – это коэффициент готовности и коэффициент технического использования.

Коэффициент готовности K_r – вероятность того, что локомотив окажется в работоспособном состоянии в произвольный момент времени кроме планируемых периодов, в течение которых его использование по назначению не предусматривается (плановые технические обслуживания и ремонты, запас, резерв, пересылка и т.д.). По статистическим данным величина K_r определяется как доля суммарного времени нахождения некоторой совокупности локомотивов в работоспособном состоянии за некоторый календарный период времени T_p по отношению к сумме этого времени и общего времени восстановления после отказов, например, неплановых ремонтов t_{np} , произошедших в анализируемом периоде

$$K_r = \frac{T_p}{T_p + T_{np}}.$$

Значение K_r зависит не только от количества отказов, но и от времени восстановления работоспособности после отказов, зависящего в свою очередь от уровня организации ремонтного производства, трудоемкости ремонтов и т.д.

Коэффициент технического использования $K_{ти}$ – отношение математического ожидания суммарного времени пребывания локомотива в работоспособном состоянии за некоторый календарный период времени к математическому ожиданию этого времени и времени простоев, обусловленных техническим обслуживанием и ремонтом за тот же период. Этот показатель характеризует общую долю времени нахождения локомотивов в работоспособном состоянии относительно их потенциального фонда времени оцениваемого периода эксплуатации. По статистическим данным $K_{ти}$ определяется по формуле

$$K_{ти} = \frac{T_p}{T_p + T_{пр} + T_{np}},$$

где $T_{пр}$ – суммарное время простоя локомотивов на плановых технических обслуживаниях и ремонтах.

Значение $K_{\text{ти}}$ через время простоя на плановых технических обслуживаниях и ремонтах, на неплановых ремонтах, косвенно характеризует уровень организации и трудоемкость плановых и дополнительных работ при обслуживаниях и ремонтах, а также при восстановлении работоспособности локомотивов после отказов.

Нормирование надежности. Это установление в нормативной документации и (или) конструкторской документации количественных и качественных требований к надежности. Нормирование надежности включает: выбор номенклатуры нормируемых показателей надежности; технико-экономическое обоснование значений показателей надежности; задание требований к точности и достоверности исходных данных; формулирование критериев отказов, повреждений и предельных состояний; задание требований к методам контроля надежности на всех этапах жизненного цикла локомотива. Комплекс качественных требований включает требования к конструкции, технологии изготовления и правилам эксплуатации, выполнение которых обязательно для обеспечения требуемого уровня надежности.

К конструктивным способам обеспечения надежности могут предъявляться такие требования, как требования к кратности резервирования, равнопрочности составных частей, качеству и надежности комплектующих изделий, свойствам конструкционных и смазочных материалов, блочности, доступности к местам смазки, легкости замены при отказе блоков или составных частей и т.д.

К производственно-технологическим способам обеспечения надежности могут предъявляться такие требования, как требования к наличию сертификата системы качества производства, способам и продолжительности обкатки, способам и методам контроля параметров технологических процессов, способам упрочнения деталей и элементов конструкции, периодичности и объемам контрольных испытаний на надежность и т.д.

К эксплуатационным способам обеспечения надежности могут предъявляться такие требования, как требования к режимам и условиям эксплуатации, квалификации обслуживающего персонала, периодичности и объемам работ при технических обслуживаниях и ремонтах, составу ЗИП и т.д.

Нормируемый показатель надежности – показатель надежности, значение которого регламентировано нормативной и (или) кон-

рукторской документацией на локомотив. В качестве нормируемых показателей надежности могут быть использованы один или несколько показателей надежности. Общее число нормируемых показателей надежности должно быть минимальным, нормируемые показатели должны иметь простой физический смысл, допускать возможность расчетной оценки на этапе проектирования, статистической оценки и подтверждения по результатам испытаний и (или) эксплуатации. Численные значения нормируемых показателей надежности, включаемые в такие документы, как техническое задание и технические условия на локомотив, нормативную документацию, приводятся с указанием условий их определения (например, в период от начала эксплуатации после постройки до текущего ремонта того или иного объема, с тем или иным уровнем доверительной вероятности и относительной ошибки).

Контроль надежности – проверка соответствия локомотива заданным требованиям к надежности. Определение численных значений показателей надежности может производиться одним из следующих трех методов. Расчетный метод основан на вычислении показателей надежности по справочным данным о надежности комплектующих элементов, по данным о надежности аналогов, по данным о свойствах материалов и другой информации, имеющейся к моменту оценки надежности. Расчетно-экспериментальный метод – метод, при котором показатели надежности всех или некоторых комплектующих элементов определяют по результатам испытаний и (или) эксплуатации, а показатели надежности локомотива в целом рассчитывают по математической модели. Экспериментальный метод – метод, основанный на статистической обработке данных, получаемых при испытаниях или эксплуатации локомотива в целом.

Контроль нормируемых численных значений показателей надежности локомотивов включает:

- выбор метода контроля показателей надежности;

- получение и математическую обработку исходных данных;

- сопоставление достигнутого уровня надежности с требованиями нормативной и (или) конструкторской документации и принятие решения о соответствии или несоответствии локомотива или совокупности локомотивов установленным требованиям;

анализ причин и последствий отказов с целью разработки мероприятий по повышению надежности локомотивов.

Основы статистического анализа надежности локомотивов. Наиболее объективные сведения о надежности локомотивов можно получить из статистических данных о неисправностях и отказах при эксплуатации генеральной совокупности множества локомотивов. В большинстве случаев невозможно получить сведения обо всех элементах множества генеральной совокупности. Поэтому используется случайная выборка локомотивов, т.е. часть генеральной совокупности, отобранная случайным образом.

Оценки показателей надежности, полученные по выборкам, могут быть в виде точечных оценок или в виде доверительных границ (верхней и нижней), являющихся крайними точками доверительного интервала, который накрывает оцениваемый показатель с некоторой доверительной вероятностью, не меньше заданной.

Точность оценки зависит от объема наблюдений. Чем больше объем выборки, тем меньше ошибка между точечной оценкой и действительным неизвестным значением показателя надежности. При использовании интервальных оценок увеличение объема выборки (наблюдений) уменьшает при заданной доверительной вероятности ширину доверительного интервала. Существует два статистических метода расчета минимального числа объектов наблюдений: параметрический (известен вид закона распределения случайной величины) и непараметрический (вид закона неизвестен). В большинстве случаев надежность локомотивов и их сборочных единиц является высокой, и для получения качественной исходной информации требуется большая продолжительность наблюдений или большой объем выборки. Расчет оценок показателей надежности в связи с этим во многом определяется видами плана наблюдений (испытаний) и закона распределения наработки на отказ. Выбор того или иного плана наблюдений зависит от многих факторов: номенклатуры показателей, условий эксплуатации и др. В целом решение задачи по исследованию надежности локомотивов может вестись в двух направлениях:

если необходимо выявить имеющиеся в действительности закономерности отказов локомотивов (их элементов), то для принятия мер по повышению их надежности необходимо возможно более точно следовать экспери-

ментальным (полученным по результатам эксплуатации) данным и не стремиться искать для них теоретических законов распределения;

если необходимо лишь "измерить" надежность локомотивов (их элементов) или использовать экспериментальные данные в дальнейших теоретических исследованиях, то имеющееся в действительности распределение того или иного показателя аппроксимируется одним из теоретических распределений.

Принципы управления надежностью локомотивов. Цикл создания и использования локомотивов состоит из периодов создания и использования. Период создания состоит из научно-исследовательских разработок, проектирования, изготовления опытных образцов, их испытаний и доводки, и организации серийного производства. Период использования – это эксплуатация (работа, техническое обслуживание, ремонт) и пребывание в запасе в работоспособном состоянии. В течение всего цикла действуют факторы, которые приводят к разбросу конструктивных, технологических и эксплуатационных показателей и параметров, влияющих на рабочие свойства локомотивов и способность сохранять их, т.е. на надежность.

Наличие распределений рабочих свойств, условий эксплуатации и режимов работы приводит к неизбежному разбросу длительности работы до отказа сборочных единиц (деталей) и локомотивов в целом, так как длительность работы до отказа является функцией как рабочих свойств, так и условий эксплуатации.

Уровень надежности локомотивов реализуется в конкретных условиях системы ремонтного обслуживания (виды и цикличность ремонтов, техническая оснащенность ремонтного производства и т.д.). Между надежностью локомотивов и системой их ремонтного обслуживания существует как прямая, так и обратная связь. Обратные связи имеются также между процессом создания локомотивов и их надежностью, а также между режимами работы и надежностью локомотивов.

Благодаря таким связям может оптимизироваться процесс создания локомотивов с минимизацией общих затрат на создание, эксплуатацию и ремонтное обслуживание. В зависимости от затрат при создании локомотивов обеспечиваются те или иные рабочие характеристики и соответствующий уровень их надежности. На стадии использования под воздействием условий эксплуатации и режимов работы с эксплуатационными нагрузками и

системой ремонта с совокупностью ее параметров реализуются некоторый уровень эксплуатационной надежности, затраты на эксплуатацию и ремонт. Уровень надежности локомотивов фигурирует в двух сопряженных функциональных зависимостях. В сфере производства надежность является функцией затрат, в сфере эксплуатации затраты являются функцией надежности.

Таким образом, суммарные затраты являются функцией рабочих свойств, заложенных при создании, и нагрузок, являющихся следствием конкретных условий эксплуатации и режимов работы, а также параметров системы ремонта. Поэтому надежность локомотивов является основой для выбора той или иной стратегии, применяемой на стадиях изготовления, использования и ремонтного обслуживания. Только комплексный подход к оптимизации процессов создания, использования и ремонтного обслуживания локомотивов как единого цикла дает возможность повысить эффективность локомотивов в соответствии с предъявляемыми требованиями.

2.1.4. КОМПОНОВКА ОБОРУДОВАНИЯ В КУЗОВЕ. РАЗВЕСКА ЛОКОМОТИВОВ

Обеспечение оптимального размещения оборудования в кузове является одной из сложных и важных задач проектирования, так как от ее решения зависят основные параметры (масса, мощность, КПД, показатели надежности и др.).

Объем оборудования, которое необходимо разместить в кузове, и его расположение зависят от многих факторов: типа локомотива (магистральный или маневровый), вида источника энергии и типа преобразования энергии (тепловозы с электрической или гидравлической передачей, электровозы с источником электрической энергии, получаемой от контактной сети).

В свою очередь, у электровозов номенклатура оборудования и его размещение зависят от рода тока контактной сети (постоянного или переменного).

Магистральные локомотивы (грузовые и пассажирские тепловозы и электровозы) имеют кузов вагонного типа, внутри которого размещается основное оборудование вместе с проходами, необходимыми для его осмотра и обслуживания. Маневровые и промышленные локомотивы имеют кузов капотного типа, закрывающий основное оборудование, разме-

щенное на раме локомотива, наружная часть рамы по периметру капота, за исключением кабины, образует смотровые площадки, с которых производится технический осмотр, обслуживание и ремонт оборудования.

Оптимальное размещение оборудования на локомотиве должно обеспечивать:

- наиболее полное рациональное использование площади и объема кузова;

- правильную развеску локомотива относительно поперечной и продольной осей кузова для обеспечения распределения массы между колесными парами в пределах допусков;

- удобное обслуживание оборудования, наблюдение за его работой, ремонт и замену оборудования с соблюдением требований техники безопасности;

- возможность создания системы воздушных вводов, подводящих воздух непосредственно к вентилируемому оборудованию или к теплообменникам, имеющей минимальную протяженность и аэродинамическое сопротивление;

- минимальную протяженность трубопроводов водяной, топливной и масляной систем, пневмосистемы, кабелей и шин электрического монтажа;

- компоновку максимально возможного количества основного оборудования в блоки (агрегаты) с законченным технологическим циклом для сокращения сборочных работ непосредственно на локомотиве и облегчения демонтажа при ремонте оборудования;

- максимальное использование несущих конструкций кузова в качестве оснований для крепления основного оборудования;

- необходимые проходы для обслуживающего персонала, а для силового электрического оборудования – требуемые изоляционные расстояния.

Тепловозы и электровозы имеют значительные отличия в используемом оборудовании, устанавливаемом в кузове. Поэтому следует рассмотреть принципы компоновки оборудования в кузове отдельно для тепловозов и электровозов.

Компоновка оборудования в кузове.

Пассажирские тепловозы обычно выполняют в двухкабинном исполнении, грузовые тепловозы имеют две однокабинные секции. Поэтому при одной и той же мощности пассажирского и секции грузового тепловозов, кузов пассажирского тепловоза обычно бывает длиннее, чем грузового. В размещении оборудования в кузове современных пассажирского и грузового тепловозов принципиальные отличия отсутствуют.

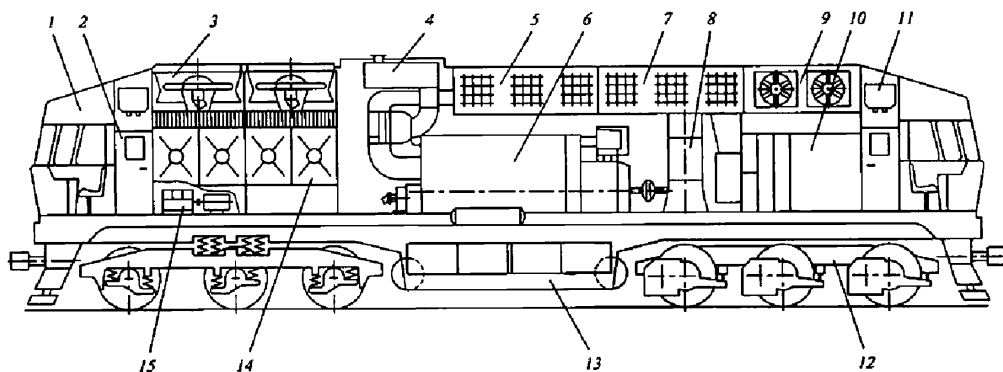


Рис. 2.1.1. Компоновка оборудования в кузове пассажирского тепловоза ТЭП70:

- 1 – кабина; 2 – тамбур; 3 – вентиляторное колесо охлаждающего устройства; 4 – глушитель шума; 5 – блок фильтров воздуха дизеля; 6 – дизель-генераторная установка; 7 – блок фильтров системы воздухообеспечения тяговых электрических машин; 8 – вентилятор централизованного воздухообеспечения; 9 – блок электрического тормоза; 10 – высоковольтная камера; 11 – бункер песочницы; 12 – тележка; 13 – топливный бак с нишами для аккумуляторов; 14 – холодильная камера; 15 – компрессор

Рассмотрим принцип компоновки оборудования в кузове на примере пассажирского тепловоза ТЭП70 (рис. 2.1.1). В центре кузова тепловоза размещен наиболее тяжелый агрегат – дизель-генераторная установка 6. Под ней в главную раму вварен топливный бак 13, содержащий 6000 кг дизельного топлива. Топливный бак имеет боковые ниши, в которые помещают аккумуляторные батареи. На некоторых грузовых тепловозах топливный бак вместе с аккумуляторами подвешивается к главной раме. Над дизелем обычно располагается глушитель шума 4 и блок фильтров 5 для очистки воздуха дизеля.

Вспомогательные электрические машины (стартер-генератор, возбуждатель с приводом от дизеля) устанавливаются непосредственно на генераторе, что значительно сокращает длину валопровода приводов этих машин. Две кабины 1, расположенные на концах рамы тепловоза, отделены от машинного отделения тамбурами 2, которые имеют входные двери в кабину и машинное отделение. Тамбуры препятствуют проникновению шума из дизельного отделения в кабины.

За тамбуром передней кабины 1 располагается маломощное оборудование: высоковольтная камера 10 или аппаратная камера и преобразователь частоты (инвертор) при использовании на тепловозе передачи переменного тока. Между генератором и высоковольтной камерой у тепловоза ТЭП70 установлен осевой вентилятор 8 с крышевым блоком

фильтров 7 централизованной системы снабжения очищенным воздухом генератора, выпрямительной установки, ТЭД. Раздача воздуха осуществляется специальными воздухопроводами, уложенными в раме кузова.

На ряде магистральных тепловозов охлаждение электрических машин и электрического оборудования может осуществляться двумя центробежными вентиляторами, установленными на раме впереди и сзади дизеля. Привод этих вентиляторов обычно механический, от дизеля, возможно применение для этой цели асинхронных электродвигателей с регулированием частоты вращения.

На тепловозах с электрической передачей между тамбуром задней кабины и дизелем располагается холодильная камера 14 воды и масла дизеля. Она имеет значительную длину по фронту кузова. В отсеке камеры на полу рамы устанавливают компрессор 15 с приводом от электродвигателя.

На отечественных локомотивах применяются поршневые компрессоры, которые при работе имеют высокий уровень шума и вибраций. Учитывая, что вентиляторы холодильной камеры и поршневые компрессоры являются мощными источниками шума, проблема достижения допустимых уровней шума в задней кабине тепловоза является сложной конструктивной задачей.

У грузовых двухсекционных тепловозов такая проблема отсутствует. Внедрение на отечественных локомотивах винтовых ком-

прессоров вместо поршневых уменьшает остроту проблемы снижения уровней шума и вибрации.

Все оборудование в кузове располагается таким образом, чтобы в дизельном отделении обеспечивался проход обслуживающего персонала вдоль боковых стенок кузова, а в блоке охлаждающего устройства (холодильной камеры) – проход по продольной оси тепловоза.

У маневровых отечественных тепловозов кабина обычно смещена относительно середины (рис. 2.1.2), так как средняя часть занята наиболее тяжелыми агрегатами: дизель-генератором 5 у тепловозов с электрической передачей, дизелем и гидropередачей у тепловозов с гидравлической передачей.

На переднем конце главной рамы устанавливается блок 3 охлаждающего устройства с механическим приводом 2 вентилятора. Впереди и сзади дизеля под капотом машинного отделения располагаются вентиляторы 4 охлаждения ТЭД, компрессор 6, стартер-генератор 8, возбудитель и другое вспомогательное оборудование. Привод этих агрегатов обычно механический.

На маневровых тепловозах с передачей переменного тока для привода вентилятора охлаждающего устройства и компрессора применяют асинхронные электродвигатели.

Сзади кабины располагается аккумуляторный отсек 10 или отсек реостатного тормоза. В последнем случае аккумуляторные батареи размещают в нишах топливного бака, как и на магистральных тепловозах.

Компоновка оборудования в кузове электровозов. Объем оборудования, которое

необходимо разместить в кузове электровоза, зависит от многих факторов: системы электропитания, способа регулирования работы ТЭД, массогабаритных характеристик оборудования, требований к его охлаждению, климатических условий и требований по обслуживанию оборудования.

При компоновке стремятся так разместить оборудование в кузове, чтобы оно не лимитировало длину электровоза, так как она определяет его экономические показатели. Предельная минимальная длина кузова электровоза (секции) должна определяться экипажной частью, т.е. размещением под кузовом заданного числа колесных пар (тележек), автосцепок, а также устройств продольных связей кузова с тележками.

На электровозах постоянного тока наиболее распространена компоновка основного оборудования в высоковольтной камере в виде двух пространственных блоков, образующих три продольных прохода: один, совпадающий с продольной осью электровоза, и два других между блоками и боковыми стенками кузова. При этом один или оба боковых прохода используют не только для доступа к оборудованию, но и для перехода из кабины в кабину односекционного электровоза (ВЛ22М, ВЛ23) или из секции в секцию многосекционных электровозов (ВЛ8, ВЛ10, ВЛ11, ВЛ15).

На этих электровозах число и объем оборудования невелики, поэтому неиспользование площади кузова для размещения оборудования, обусловленное его продольной компоновкой, не препятствовало росту мощности электровозов и усложнению их электрооборудования.

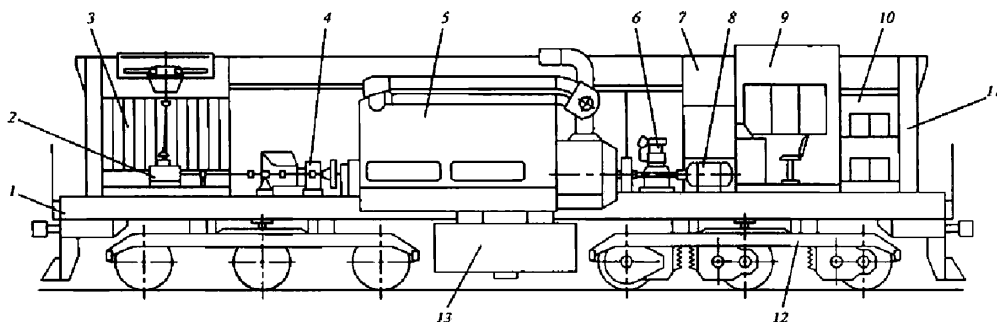


Рис. 2.1.2. Компоновка оборудования в кузове маневрового тепловоза с электрической передачей:

- 1 – главная рама; 2 – редуктор привода вентилятора; 3 – блок охлаждающего устройства; 4 – вентилятор охлаждения ТЭД передней тележки; 5 – дизель-генератор; 6 – компрессор; 7 – высоковольтная камера; 8 – стартер-генератор; 9 – кабина; 10 – аккумуляторная камера; 11 – бункер задней песочницы; 12 – тележка; 13 – топливный бак

Такой тип размещения оборудования характерен и для современных электровозов постоянного тока (ВЛ10, ВЛ11, ВЛ15). Однако для них минимальная длина кузова определяется не объемом оборудования и его компоновкой, а производственными соображениями по использованию унифицированной экипажной части.

Необходимость неоднократного преобразования энергии на магистральных электровозах переменного тока предопределяет большой объем устанавливаемого на них электрооборудования. Его число и объем определяют размеры электровозов, поэтому с появлением в нашей стране электровозов переменного тока с выпрямительными установками начались поиски путей рационального размещения его оборудования.

Уже на первых серийных электровозах переменного тока ВЛ60 отказались от расположения оборудования с тремя проходами и стали применять смешанную схему с двумя боковыми продольными (основными) и с отдельными поперечными проходами. По такому принципу были спроектированы электровоз ВЛ60 и его модификации ВЛ60К, ВЛ60Р, ВЛ60П, ВЛ60КП. На этих электровозах оборудование скомпоновано в отдельные блоки, агрегаты и панели, которые размещались вдоль продольной оси электровоза (кроме мотор-компрессоров), т.е. был сохранен принцип продольной компоновки оборудования, присущий электровозам постоянного тока.

Дальнейший шаг к сокращению объема оборудования был сделан на восьмиосных электровозах переменного тока, на которых был предусмотрен только один сквозной проход вдоль одной из боковых стен кузова, а вся остальная площадь использовалась для оборудования.

Оборудование скомпоновано в блоки, но в отличие от электровоза ВЛ60 часть их размещена поперек продольной оси (блоки вентиляторов, выпрямительные установки, сглаживающие реакторы, блоки мотор-компрессоров), а блоки с силовым электрооборудованием, панели аппаратуры управления и вспомогательных цепей – вдоль продольной оси электровоза.

Благодаря смешанному принципу компоновки блоков на восьмиосных электровозах улучшилось использование объема кузова по сравнению с продольной компоновкой. При поперечной компоновке основное оборудование расположено в прямоугольных плоских

блоках, установленных перпендикулярно продольной оси электровоза, с короткими поперечными служебными проходами между ними. Такая компоновка применена в двенадцатиосном электровозе переменного тока ВЛ85.

Хотя компоновки оборудования в кузовах отечественных электровозов разных типов существенно различаются, в них прослеживаются сходные технические решения. Для снижения момента инерции кузова относительно его вертикальной оси (для улучшения динамических качеств) тяговый трансформатор, как наиболее тяжелое оборудование, устанавливают в центре кузова. Однако по условиям распределения масс на двухсекционных электровозах его приходится смещать в сторону кабины на 0,1...0,5 м.

На электровозах со ступенчатым регулированием напряжения на ТЭД (ВЛ60 всех модификаций, ВЛ80К, ВЛ80Т, ВЛ80С), чтобы сократить длину электрических коммуникаций, оборудование для регулирования напряжения (групповой многопозиционный переключатель, переходный реактор) устанавливают непосредственно на верхней крышке тягового трансформатора. В непосредственной близости от трансформатора размещают преобразовательные установки (для электроснабжения ТЭД) и сглаживающие реакторы, а также вентиляционные установки.

Непосредственно над тележками стремятся установить блоки силовых агрегатов с оборудованием для управления ТЭД (реверсивным и тормозным переключателями, линейными контакторами, отключателями, приборами ослабления поля ТЭД, защитно-коммутационной аппаратурой), а также вентиляторными установками. Такая компоновка позволяет максимально уменьшить длину воздуховодов и подсоединительных проводов к ТЭД.

Более легкие блоки и агрегаты, такие как панели управления и панели с аппаратурой для вспомогательных цепей, блоки электроснабжения и зарядные агрегаты размещают в местах, наиболее удобных для обслуживания. Блоки электроснабжения (распределительные щиты), а также электронные блоки управления лучше помещать в непосредственной близости от кабины машиниста. На отечественных электровозах переменного тока панели с аппаратурой для вспомогательных цепей управления напряжением 50 В устанавливают открыто, что облегчает их обслуживание.

Для снижения уровней вибрации и шума в кабине машиниста главные компрессорные агрегаты располагают на максимально возможном удалении от кабины (в торцовом отсеке или в задней высоковольтной камере).

Силовое электрооборудование находится в высоковольтных камерах и шкафах, которые оборудуют блокирующими устройствами, исключающими доступ к нему при наличии напряжения на токоприемниках. Высоковольтные камеры изготавливают со сплошными или сетчатыми металлическими ограждениями (дверцами). С учетом электробезопасности расстояние по воздуху от сетчатых ограждений до токопроводящих частей оборудования, установленного в высоковольтной камере, должно быть для номинального напряжения 0,5, 3 и 25 кВ не менее соответственно 100, 165 и 300 мм.

При размещении оборудования в кузове должны быть соблюдены требуемые размеры служебных проходов согласно ГОСТ 12.2.056.

Помимо основного электрического и пневматического оборудования, вспомогательных механизмов в кузовах электровозов устанавливается оборудование, необходимое для его обслуживания, эксплуатации и требуемых условий работы локомотивной бригады. На всех типах отечественных двухсекционных электровозов в одной из секций размещается санитарный узел, состоящий из умывальника, унитаза и бака с запасом воды 80...100 л. Водяной бак имеет утепление и автоматически регулируемый электроподогреватель, обеспечивающий в зимний период температуру воды 30...35 °С.

В кузовах устанавливают также инструментальный ящик, оборудование локомотивной радиостанции, углекислотные и порошковые огнетушители.

Выбор компоновки оборудования для каждого конкретного типа электровоза можно с помощью приведенного ниже аналитического метода сопоставления различных вариантов компоновки оборудования в кузове электровозов (рис. 2.1.3).

Для сравнения вариантов размеры кабины или межсекционных отсеков, соединяющих их сквозные проходы, а также высота блоков приняты одинаковыми и из расчетов исключены. Проведем сравнение использования площади $B_0 L_0$ и площади, занятой непосредственно оборудованием, а также служебными проходами. Критерием использования площади

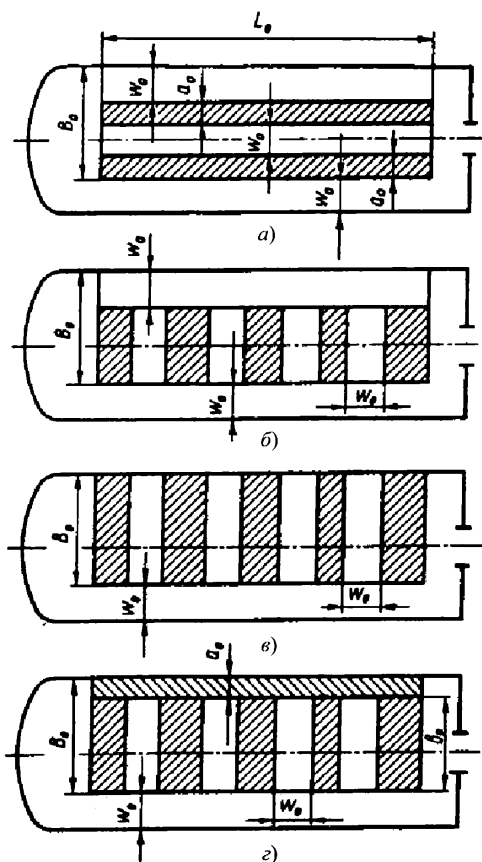


Рис. 2.1.3. Схемы размещения оборудования в кузове электровозов

$B_0 L_0$ принято отношение ее к площади, занятой непосредственно оборудованием. Ширина служебных проходов $W_0 = \text{const}$.

Для упрощения введем обозначения: $\alpha_0 = W_0 / B_0$; $\beta_0 = b_0 / B_0$; $\omega_0 = W_0 / L_0$.

В варианте с тремя продольными проходами практически все блоки имеют доступ с двух противоположных сторон (рис. 2.1.3). Коэффициент использования отсека кузова с оборудованием

$$\lambda_{01} = \frac{(B_0 - 2W_0)L_0}{B_0 L_0} = 1 - 2\alpha_0. \quad (2.1.1)$$

Однако действительное использование площади в данном случае будет меньше, так как при определении λ_{01} принято, что все блоки имеют одинаковый поперечный размер,

который не для всех блоков будет оптимальным, а проходы выбраны по блоку с наибольшим поперечным размером. Тогда в зоне других блоков ширина прохода окажется завышенной, что ведет к ухудшению реального значения λ_{01} , не учитываемого формулой (2.1.1).

В варианте с поперечным расположением блоков (с поперечными служебными проходами) и двумя продольными сквозными проходами большая часть блоков (почти все) имеют доступ с четырех сторон (рис. 2.1.3, б). Выбор поперечного размера блоков более свободный. Допустимо применение блоков с различными поперечными размерами без ухудшения использования площади. Коэффициент использования площади кузова

$$\lambda_{02} = \frac{(B_0 - W_0)(L_0 - n_0 W_0)}{B_0 L_0} = (1 - \alpha)(1 - n_0 \omega_0), \quad (2.1.2)$$

где n_0 – число поперечных проходов.

В варианте, аналогичном второму, но с одним продольным сквозным проходом доступ к блокам обеспечивается с трех сторон (рис. 2.1.3, в). Для размещения продольных коммуникаций возможно применение ниш над сквозным проходом и над блоками. Коэффициент использования площади кузова в этом случае выше, чем в предыдущем:

$$\lambda_{03} = \frac{B_0 (L_0 - n_0 W_0)}{B_0 L_0} = (1 - n_0 \omega_0). \quad (2.1.3)$$

В варианте с одним продольным сквозным проходом вдоль второй стенки кузова может быть расположен коридор, который используется для размещения продольных коммуникаций (например, шинного монтажа), форкамер систем охлаждения и другого оборудования (рис. 2.1.3, г). Коэффициент использования площади кузова

$$\lambda_{04} = \frac{B_0 L_0 - n_0 b_0 W_0}{B_0 L_0} = 1 - n_0 \beta_0 \omega_0. \quad (2.1.4)$$

На основании формул (2.1.1) – (2.1.4) можно определить условия, при которых варианты с поперечным расположением блоков будут выгоднее варианта с продольным расположением. Очевидно, что при фиксированных значениях геометрических характеристик сравниваемых вариантов компоновок при уве-

личении числа поперечных проходов функции монотонно убывают. Следовательно, существует такое значение числа поперечных проходов n_0 , при которых $\lambda_{0i} - \lambda_{01} \geq 0$.

Граничные значения максимального числа проходов n'_i , определяющие выполнение указанного условия, можно найти из равенства $\lambda_{0i} = \lambda_{01}$ при $i = 2, 3, 4$ (i – номер варианта):

$$\begin{aligned} n'_{02} &= \frac{\alpha_0}{(1 - \alpha_0) \omega_0}; \\ n'_{03} &= \frac{2\alpha_0}{\omega_0}; \\ n'_{04} &= \frac{2\alpha_0}{\beta_0 \omega_0}. \end{aligned} \quad (2.1.5)$$

Введем обозначение безразмерной относительной длины отсека с оборудованием $\mu = \alpha_0 / \omega_0$ или L_0 / B_0 .

Линейность функции $n'_i(\mu)$ дает возможность ввести удельный параметр границы перехода, т.е. среднее число поперечных проходов $n_{i\text{cp}}$, приходящееся на 1 м длины отсека с оборудованием для последних трех вариантов

$$\begin{aligned} n'_{2\text{cp}} &= 1/(B_0 - W_0); \\ n'_{3\text{cp}} &= 1/0,5B_0; \\ n'_{4\text{cp}} &= 1/0,5b_0. \end{aligned} \quad (2.1.6)$$

Значения $n'_{i\text{cp}} < n'_{0i}$ определяют области применения поперечной компоновки оборудования, имеющие преимущества использования площади кузова в сравнении с продольной компоновкой.

Рассмотренные основные варианты компоновки оборудования, как правило, на электровазах не встречаются. Обычно применяют комбинированные варианты размещения оборудования. Найденные по формулам (2.1.1) – (2.1.6) значения являются граничными для приближенной оценки компоновки кузова электроваза, получения точных оценок составных участков (отсеков) общей компоновки.

При любом варианте компоновки необходимо обеспечивать доступ к форсункам песочниц, форкамерам, к креплениям и соединениям проводного и шинного монтажа, а также связывать расположение блоков и окон в боко-

вых стенках кузова, песочниц, поперечных силовых элементах кузова. Причем возможно, что наиболее приемлемым окажется вариант с не самым высоким коэффициентом использования площади кузова.

Оценкой эффективности использования площади кузова является уменьшение его длины ΔL_o , полученное в результате оптимального варианта компоновки для разрабатываемого типа электровоза. Величину ΔL_o можно найти из условия равенства площадей, занятых в кузове оборудованием. Для базового варианта

$$S_{o.б} = S_o \lambda_{o.б} = B_{o.б} L_{o.б} \lambda_{o.б};$$

для сравниваемого

$$S_{o.с} = S_o \lambda_{o.с} = B_{o.с} L_{o.с} \lambda_{o.с}.$$

Полагая, что $B_{o.с} = B_{o.б}$, получим

$$\Delta L_o = L_{o.б} - L_{o.с} = L_{o.б} \left(1 - \frac{\lambda_{o.б}}{\lambda_{o.с}} \right).$$

Геометрический анализ поперечной компоновки блоков и опыт ее применения на электровозах переменного тока ВЛ85 показали, что достигаемое использование площади и объема кузова на таких электровозах улучшается по сравнению с продольной и продольно-поперечной компоновками соответственно на 15 и 10 %. Для отечественных электровозов сокращение длины кузова на 1 м соответствует снижению его массы примерно на 800 кг, поэтому применительно к электровозу ВЛ85 поперечная компоновка позволила снизить общую массу кузова на 3...3,5 т и на 8...10 % уменьшить трудоемкость его изготовления.

Такое преимущество поперечной компоновки оборудования может быть достигнуто только при условии заполнения оборудованием всех блоков на их расчетную ширину. При недоиспользовании кузова по ширине показатели поперечной компоновки ухудшаются и могут быть ниже уровня других вариантов.

Компоновка оборудования на крыше электровозов. На крышах электровозов размещают оборудование, обеспечивающее электрическое соединение электровоза с контактной сетью. К такому оборудованию относятся токоприемники и их отключатели, индуктивные катушки для подавления радиопомех, разрядники, соединительные шины, проходные изоляторы. На электровозах переменного тока на крыше устанавливают также главные вы-

ключатели, проходные трансформаторы тока и напряжения, фильтры подавления радиопомех радиостанции локомотива, межсекционные разъединители.

В зависимости от общей компоновки оборудования электровоза и конструкции его отдельных систем на крыше могут устанавливаться главные и запасные резервуары пневматической системы, змеевики для охлаждения сжатого воздуха, поступающего из компрессора, заборные жалюзи вентиляционных систем, выбросные жалюзи блоков пусковых и тормозных резисторов, кондиционеры для охлаждения воздуха в кабине машиниста, антенные устройства локомотивной радиостанции.

На электровозах постоянного тока, на которых напряжение контактной сети небольшое (3 кВ), трудностей с размещением оборудования на крыше, как правило, не возникает. На электровозах переменного тока, имеющих высокие напряжения в контактной электросети (25 кВ), трудности проектирования связаны не только с резким увеличением объема высоковольтного оборудования и необходимостью соблюдения значительных изоляционных промежутков, но и с установкой на крыше главных и запасных резервуаров, выбросных жалюзи вентиляционных систем тормозных или балластных резисторов, для которых в кузове электровоза отсутствует необходимый объем.

Наибольшая высота отечественных электровозов определяется предельным размером от уровня головок рельсов до рабочей поверхности полоза при опущенном токосъемнике 5100 мм. В то же время высоковольтное оборудование электровозов переменного тока примерно на 300 мм выше аналогичного оборудования электровозов постоянного тока. Поэтому уровень крыши электровозов переменного тока понижают, что на 10...15 % уменьшает полезный объем кузова, а следовательно, затрудняет компоновку оборудования в нем.

На магистральных электровозах устанавливают по два токоприемника. В нормальных условиях работает задний по ходу движения токоприемник, но при неблагоприятных условиях (гололед) используют оба токоприемника. Это обстоятельство определяет необходимость разносить токоприемники на максимальное расстояние один от другого, чтобы при одновременной работе не возникло отжатия контактного провода. Для уменьшения горизонтального перемещения полоза токоприемника относительно контактного провода (при влиянии экипажной части на прямых уча-

ствах и при прохождении кривых) желательно, чтобы полоз по возможности совпадал с вертикальной осью тележки, над которой расположен токоприемник.

Для отключения токоприемников (в случае их поломки) применяют высоковольтные разъединители с ручным приводом под крышей электровоза. Эти разъединители на электровозах переменного тока располагают так, чтобы доступ к приводу был возможен из высоковольтной камеры. Разъединители токоприемников располагают на максимально возможном удалении от токоприемника, чтобы в случае поломки отделившейся части токоприемника не возникло короткого замыкания.

На двухсекционных электровозах переменного тока на крыше предусматривается установка дополнительных высоковольтных разъединителей, предназначенных для отключения всего высоковольтного оборудования секции в случае пробоя или разрушения изоляторов. Разъединители размещают как можно ближе к торцевой части секции, чтобы по возможности отключать наибольшее число опорных изоляторов шинного монтажа поврежденной секции. Доступ к приводу секционных разъединителей осуществляется также из высоковольтной камеры.

Шины, соединяющие электрическое оборудование, устанавливают на изоляторах. На электровозах постоянного тока применяют пластмассовые, а на электровозах переменного тока – фарфоровые изоляторы на номинальном напряжении 35 кВ.

Для снижения уровня механических воздействий на электровозах переменного тока электрическое подключение к главному выключателю и к другим аппаратам осуществляется с помощью гибких шунтов из неизолированного гибкого провода.

Развеска локомотивов. Развеска локомотивов определяет в процессе компоновки такое взаимное расположение его оборудования, при котором реализуются наивыгоднейшее распределение нагрузок от колесных пар на рельсы, в частности, если все колесные па-

ры являются ведущими, то эта нагрузка должна быть распределена между ними равномерно. В практике локомотивостроения неравномерность распределения нагрузок по ведущим колесным парам не должна превышать $\pm 3\%$, а по отдельным колесам колесной пары $\pm 4\%$.

Развеска – задача статическая. Нагрузки от всех элементов локомотивов представляют как систему сил, действующих в продольной вертикальной плоскости (в отдельных случаях и поперечной) симметрии, проходящей через центр тяжести локомотива. При решении используются два уравнения статики: суммы сил и моментов этих сил относительно произвольно выбранных осей.

Для выполнения развески определяют положения центров тяжести всех элементов локомотива относительно выбранных осей моментов и составляют ведомость развески по форме 2.1.1.

Ведомость развески заполняют в процессе деления чертежей локомотива на группы и подгруппы.

Расчет развески тележечных локомотивов выполняют в два этапа: 1) определяется положение центра тяжести кузова; 2) находится точка приложения нагрузки от кузова на раме тележки исходя из условия достижения одинаковой нагрузки от колесных пар на рельсы. Ось моментов при выполнении продольной развески обычно проводится вертикально через центр головки автосцепки, а при выполнении поперечной развески берется продольная ось локомотива.

Координата центра тяжести кузова тепловоза (рис. 2.1.4)

$$x_{ц} = \sum M_i / \sum G_i,$$

где $\sum M_i$ – суммарный момент от веса элементов конструкции и оборудования кузова; $\sum G_i$ – суммарный вес кузова, с учетом 2/3 запаса топлива, песка и обслуживающего персонала (машиниста и помощника).

Форма 2.1.1

Наименование	Обозначение чертежа	Масса, кг	Вес, Н	Продольное направление		Поперечное направление	
				Плечо, м	Момент, Н · м	Плечо, м	Момент, Н · м

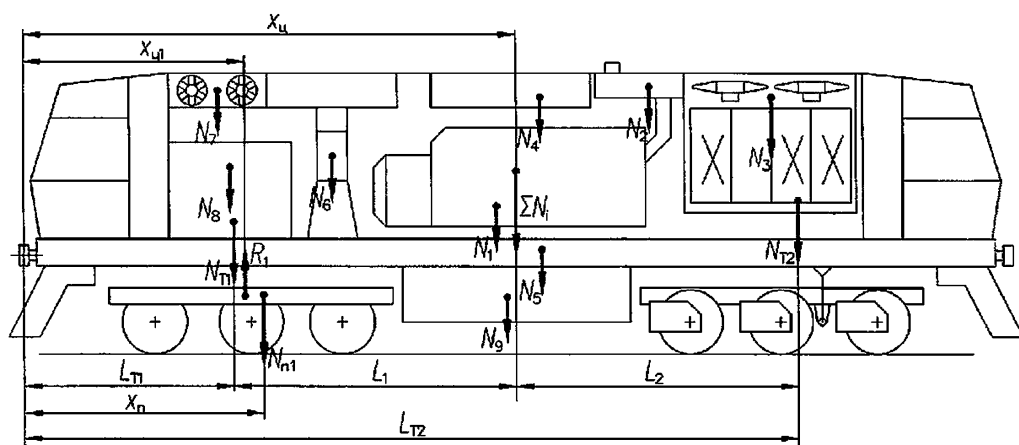


Рис. 2.1.4. Схема развески оборудования в кузове магистрального тепловоза

Если на расстоянии $x_{ц}$ находится и геометрический центр кузова, то, располагая на одинаковом расстоянии от центра тяжести кузова мнимые точки опирания кузова на рамы тележек и, тем самым, определяя положение тележек, получают полностью симметричную конструкцию экипажа относительно поперечной оси y . Если центр тяжести и геометрический центр кузова не совпадают, то необходимо произвести корректировку компоновки оборудования кузова. При использовании балласта для увеличения сцепного веса локомотива корректировку компоновки кузова обычно производят путем перестановки балласта. Таким образом, добиваются одинаковой нагрузки от кузова на тележки.

Точку приложения нагрузки от кузова на раме тележки можно определить, если известен центр упругости рессорного подвешивания $x_{ц1}$ (рис. 2.1.5) для первой тележки и центр тяжести ее подрессоренных масс. При подвес-

ке следует учитывать, что возможность перераспределения масс обрессоренных частей тележки для изменения положения ее центра тяжести весьма ограничена. Заданное распределение нагрузок на рельсы от колесных пар обеспечивается, если равнодействующая R_1 (показана в виде реакции) нагрузок от веса подрессоренных частей тележки $N_{п1}$ и кузова $N_{т1}$ проходит через центр упругости ее рессорного подвешивания.

Из этого условия определяются координаты точки приложения нагрузки от кузова

$$x_{т1} = (R_1 x_{ц1} - N_{п1} x_{н}) / N_{т1},$$

где $x_{н}$ – координата центра тяжести подрессоренной части тележки.

2.1.5. КАБИНА МАШИНИСТА

Кабина машиниста предназначена для размещения локомотивной бригады и механизмов управления локомотивом. Основные технические требования к кабине машиниста регламентированы ГОСТ 12.2.056. Кабина должна быть рассчитана на одновременное присутствие трех лиц: машиниста, помощника машиниста и машиниста-инструктора. В поперечном направлении кабина должна наиболее плотно использовать строительное очертание по ГОСТ 9238.

Фактическая высота кабины локомотивов по продольной оси 2200 мм, а у боковой стенки кабины 2050 мм. Проем бокового открывающегося окна должен совпадать с серединой

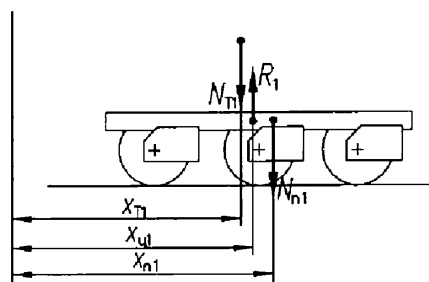


Рис. 2.1.5. Схема для расчета координаты точки приложения нагрузки от кузова на тележку

кресла машиниста (поставленного в среднее положение в продольном направлении). Нижняя кромка его должна быть от пола на высоте (1000 ± 50) мм. Ширина задвижного окна в открытом состоянии не менее 520 мм. Регламентированы расположение приборов освещения и органов управления, а также степень защищенности локомотивной бригады от шума, вибрации, неравномерности температуры воздуха по зонам кабины, кратность сменяемости воздуха в кабине и другие показатели.

Нормируемые характеристики кабин обеспечиваются комплексом конструктивных и технологических мероприятий. Металл стен, пола и потолка после огрунтования покрывают шумопоглощающей и антикоррозионной мастикой БПМ-1, стены, пол и потолок утепляют плитой ПСБ-С-35-50 (ГОСТ 15588) и закрывают фанерной плитой толщиной 19 мм. Снаружи на плиту укладывают глянцевый бумажно-слоистый декоративный пластик марки А. Стыки пластика и углы закрывают раскладками из алюминиевых профилей. Пол покрывают линолеумом светлых пастельных тонов.

Лобовые окна кабины локомотива имеют стекла повышенной прочности, состоящие из трех прозрачных стекол толщиной по 5 мм с поливинилбутиловой пленкой между ними. Светопропускание пакета должно быть не менее 80 %. При ударе стальным шаром массой 0,8 кг с высоты 7 м стекло не должно иметь сквозного пробоя, а масса отделившихся осколков не должна превышать 90 г.

Кабина должна обеспечивать необходимый обзор при движении и трогании с места локомотива.

Конструкция кабины зависит от рода службы локомотива. На локомотивах, предназначенных для работы на магистральных уча-

стках, устанавливают две кабины. Причем, если локомотив односекционный, то кабины выполняют по концам секций, а если двухсекционный, то по одной на секцию таким образом, чтобы при движении в любом направлении в передней части локомотива была кабина.

Маневровые локомотивы имеют одну кабину. Это позволяет увеличить скорость маневровых работ. Для обеспечения хорошего обзора в обоих направлениях кабины маневровых локомотивов располагают как можно ближе к их поперечной оси симметрии.

Кабина машиниста тепловозов. Кабина машиниста тепловоза 2ТЭ10Л на лобовой и боковых стенках имеет окна, выполненные из бесосколочного стекла. На передние смотровые стекла снаружи устанавливают стеклоочистители, а изнутри – теневые щитки. Боковые окна – задвижные, снаружи имеют зеркала и поворотные предохранительные щитки из бесосколочного стекла.

Предусмотрен обогрев окон. В задней стенке кабины имеется дверь, ведущая в дизельное помещение с двойным остеклением. Для снижения уровня шума в кабине применена шумоизоляция (рис. 2.1.6). Внутренние стенки кабины покрыты перфорированными (коэффициент перфорации 0,28) алюминиевыми листами толщиной 2 мм. На крыше кабины расположены два дефлектора, предназначенные для обеспечения вытяжной вентиляции в летнее время года. Для снижения уровня вибрации и шума кабину устанавливают на главной раме на десяти амортизаторах, а от проставки отделяют по всему периметру резиновыми прокладками. На нескольких тепловозах этой серии использованы кабины из стеклопластика. Это позволило снизить массу кабины на 760 кг и уменьшить уровень шума.

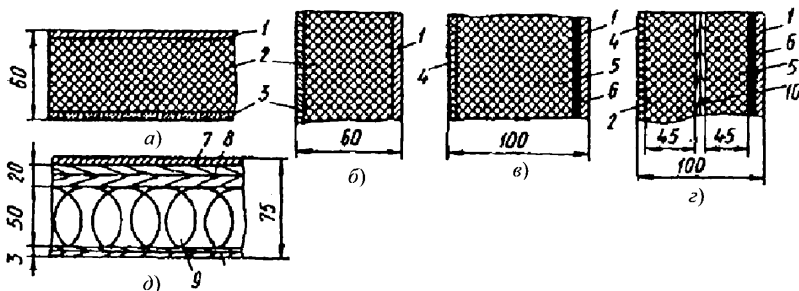


Рис. 2.1.6. Схема шумоизоляции кабины тепловоза 2ТЭ10Л:

а – крыши; б – передней и боковых стенок; в, г – задней стенки; д – пола; 1 – металлическая обшивка кабины; 2, 5 – стеклоплита; 3 – перфорированный алюминиевый лист; 4 – картон каркасный; 6 – виброгасящая мастика; 7 – линолеум; 8 – березовая фанера толщиной 20 мм; 9 – минеральная вата; 10 – ольховая фанера толщиной 3 мм

Кабины тепловозов ТЭМ1 и ТЭМ2 имеют два выхода – на переднюю и заднюю площадки. Входные двери выполнены из металлического листа, усиленного гнутым профилем, с оконными проемами. В нижней части двери для изоляции (под окном) устанавливаются пакеты из мипоры. Обшивку выполняют из древесно-волоконистой плиты. Стены кабины изолированы пакетами изоляции из мипоры и обшиты древесноволокнистой плитой. Для снижения уровня шума потолок и верхние торцовые части покрыты матами из капронового волокна и обшиты перфорированными алюминиевыми листами. Настил пола выполнен в виде отдельных щитов, состоящих из фанерной плиты толщиной 25 мм, изолирующего слоя толщиной 16 мм и обшивочного листа из твердой древесно-волоконистой плиты. На щиты по контуру в местах установки их на металлоконструкции наклеена губчатая резина толщиной 8 мм. Сверху щиты закрыты линолеумом. В настиле пола имеются люки для доступа к соединениям трубопроводов.

Кабина машиниста тепловозов ТЭМ1 и ТЭМ2 имеет большую площадь одинарного остекления. Стекла изготовлены из сталинита толщиной 5 мм и уплотнены по контуру профильной резиной. Средние боковые окна раздвижные.

Кабину приваривают к раме. Для снижения уровня внешнего шума каркас ее изнутри покрыт слоем противозвучной мастики толщиной 5...6 мм.

Кабина машиниста электровозов. Она рассчитана для правостороннего движения, в связи с чем рабочее место машиниста находится с правой стороны, а помощника – с левой. Традиционно для отечественных электровозов (начиная с электровозов, выпускаемых с конца 50-х годов) вход в кабину осуществляется из кузова, а вход в кузов – через двери в его боковых отсеках. Такое расположение входных дверей позволяет лучше изолировать кабину от внешней среды, повысить ее герметичность, что особенно важно для электровозов, работающих при низких температурах.

Кабина электровоза ВЛ85 наиболее полно соответствует требованиям ГОСТ 12.2.056, поэтому она принята в качестве базовой для электровозов последующих выпусков. Планировка кабины электровоза ВЛ85 и ее геометрические размеры рассчитаны на работу в ней машиниста и его помощника, а также пребывание в ней машиниста-инструктора. Ширина кабины обеспечивает наиболее полное испол-

зование поперечного строительного очертания электровоза, высота превышает 2000 мм, длина по сравнению с аналогичным размером кабин электровозов ВЛ60 и ВЛ80 всех модификаций увеличена на 25 %, расстояние от задней стенки кабины до задней кромки пульта управления, обращенной к машинисту, составляет 1100 мм.

Учитывая, что в пульте управления электровоза ВЛ85 предусмотрена ниша с площадкой для ног при управлении стоя, этот размер соответствует требованиям ГОСТ 12.2.056.

Общая компоновка оборудования в кабине определяется в первую очередь конструкцией пульта управления. Если на электровозах ВЛ60, ВЛ80, ВЛ10 и ВЛ11 всех модификаций применены отдельные пульты для машиниста и его помощника, то на электровозе ВЛ85 выполнен один общий пульт, аналогичный пультам ранее выпускавшихся электровозов ВЛ8 и ВЛ23, а также ЕТ42 и Ср1. Применение общего пульта существенно улучшило общую компоновку оборудования в кабине. На ранее выпускавшихся электровозах переменного тока часть оборудования размещалась на задней стенке кабины (автоматические выключатели цепей управления, пульт управления радиостанции), на электровозах постоянного тока дополнительно устанавливался громоздкий контроллер машиниста в виде отдельной тумбы. На электровозах ВЛ85 и ВЛ15 все оборудование размещается на пульте управления.

Под ногами машиниста и помощника в специальных нишах находятся электрические печи мощностью 1 кВт каждая. Такие же печи, нагретый воздух которых создает тепловую завесу между боковым окном и машинистом (помощником), размещены на боковой стенке кабины.

2.1.6. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ И ЖИЗНЕННЫЙ ЦИКЛ ЛОКОМОТИВОВ

Эффективность любого инновационного мероприятия, в том числе создание нового локомотива, оценивается отношением полезного результата от его использования к затратам на его получение [5, 6]. При этом его эффективность рассматривается как возможность локомотива обеспечивать максимальную эффективность перевозочного процесса железных дорог в конкретных условиях эксплуатации при соблюдении заданного уровня безопасности.

Критерии (показатели) технико-экономической эффективности локомотивов.

В зависимости от назначения локомотива для оценки эффективности могут быть использованы различные критерии (показатели), разделяемые по уровню сложности на единичные показатели отдельных свойств, обобщенные, комплексные и интегральные.

Единичные показатели свойств локомотива (максимальная скорость, сила тяги, удельный расход топлива или электроэнергии, длина тормозного пути и др.) не могут быть рекомендованы для общей оценки конструктивной эффективности локомотива. Однако простота и стабильность их определения, значительный объем накопленных данных позволяют их использовать для предварительной оценки эффективности.

Обобщенными критериями конструктивной эффективности локомотива являются масса и скорость движения поезда. Критерии этого уровня позволяют учитывать конкретные условия участка обслуживания и показатели всех эксплуатационных свойств локомотива (тягово-скоростных, энергетических и др.).

Комплексным показателем эффективности локомотива является его производительность (полезная работа). Среднесуточная производительность локомотива

$$A = Q_{\text{ср}} S_{\text{сут}},$$

где $Q_{\text{ср}}$ – средняя масса поезда для конкретного направления; $S_{\text{сут}}$ – среднесуточный пробег локомотива; $S_{\text{сут}} = 48L_p / T_{\text{об}}$, км/сут.; L_p – длина участка, обслуживаемого локомотивом; $T_{\text{об}}$ – время оборота локомотива.

Однако производительность, или полезная работа, характеризует лишь один фактор эффективного использования того или иного локомотива. Другой фактор связан с затратами при его использовании. Поэтому в качестве интегрального критерия конструктивной эффективности локомотива применяется технико-экономический критерий, позволяющий учитывать как результаты, так и затраты в едином стоимостном выражении, и определяться он должен для конкретных условий эксплуатации. При этом оценка эффективности локомотива по комплексным и интегральным критериям проводится только при соответствии его конструкции требованиям безо-

пасности, которые определяются следующими показателями: предельных осевых нагрузок, массы, тормозных свойств, управляемости и устойчивости, вредных выбросов, уровней внешнего шума и в кабине машиниста, а также эргономических свойств рабочего места локомотивной бригады.

Интегральный критерий конструктивной эффективности локомотива должен учитывать наилучшие значения показателей свойств и технических параметров, связанных с конструкцией: мощность локомотива, силу тяги и скорость длительного режима, силу тяги по троганию (сцеплению), удельный расход топлива на 1 кВт/ч мощности, расход топлива на холостом ходу, показатели надежности и др.

К числу эксплуатационно-качественных характеристик, определяющих эффективность локомотива, относятся:

качественные измерители и нормы использования подвижного состава;

дальность перевозки и сроки доставки грузов, время проезда пассажиров;

сохранность и безопасность перевозок;

качество и структура перевозимых грузов, предназначенных для предприятий, выпускающих промышленную продукцию, и т.д.

Критерием общей эффективности локомотива является показатель максимальной доходности (прибыльности). Основным показателем доходности выступает величина интегрального эффекта, рассчитываемого как превышение стоимостных результатов над затратами за весь расчетный период (срок службы локомотива) с учетом фактора времени.

При оценке эффективности локомотива, как правило, используются показателями сравнительной эффективности, позволяющими из ряда альтернативных вариантов тягового средства выбрать оптимальный. Такой выбор осуществляется путем сопоставления стоимостных результатов и затрат по вариантам, причем указанные показатели включают только изменяющиеся части доходов и затрат.

При создании локомотива, а также при сравнительной оценке эффективности нового или модернизированного локомотива оценка его эффективности должна производиться в базовых, прогнозных и расчетных ценах. Под базовыми понимают цены, сложившиеся в народном хозяйстве на определенный момент времени t_6 . Базовая цена на любую продукцию или ресурс (материалы, комплектующие, топливо и электроэнергию) считается неизменной

в течение всего расчетного периода. Прогнозная (текущая) цена определяется на основе базовой цены ресурса или продукции в рублях или другой валюте с поправкой на индекс инфляции:

$$\mathcal{C}_t = \mathcal{C}_0 I_t,$$

где \mathcal{C}_t – прогнозная цена; \mathcal{C}_0 – базовая цена продукции или ресурса; I_t – коэффициент (индекс) изменения цен продукции, ресурсов или услуг в конце t -го шага по отношению к начальному моменту расчета, в котором известны цены. Расчетные цены определяются путем введения дефлирующего множителя, соответствующего индексу общей инфляции.

Однако базовые, прогнозные и расчетные цены в определенной мере являются затратами, исчисляемыми исходя из сложившихся на данный момент времени трудовых, материальных и других затрат. Цены же должны отражать эффективность нового или модернизированного локомотива и выражать определенную часть эффекта, создающую заинтересованность для изготовителя, и одновременно обеспечивать потребителю другую часть эффекта, не учтенную в этой цене. В этом случае для определения предельного уровня цены возможно использование значения полезного эффекта, который может быть получен потребителем при применении нового локомотива.

Полезный эффект нового локомотива представляет стоимостную оценку изменений его потребительских свойств, оказывающих влияние на показатели производительности, надежности машин, использования энергоресурсов, экологические и социальные факторы.

Лимитная цена локомотива выражает предельно допустимый уровень цены, определяемый на основе стоимостной оценки улучшения его потребительских свойств по сравнению с аналогом. Она рассчитывается по формуле:

$$\mathcal{C}_л = \mathcal{C}_0 + \mathcal{E}_п K_3,$$

где \mathcal{C}_0 – цена базового локомотива; $\mathcal{E}_п$ – полезный эффект от применения нового или модернизированного локомотива взамен базового; K_3 – коэффициент учета полезного эффекта в цене локомотива. Дифференцируется в зависимости от новизны, особенностей производства и эксплуатации нового или модернизированного локомотива, коммерческого интереса

производителя и потребителя. Возможный диапазон его значений в зависимости от уровня вводимых технических решений 0,5...1.

Для оценки общей экономической эффективности на железнодорожном транспорте используется система интегральных показателей, позволяющая оценить выгодность финансирования проекта по конечному результату в пределах установленного горизонта расчета. По каждому инновационному проекту определяются четыре главных показателя:

- чистый дисконтированный доход (ЧДД),
- или интегральный эффект $\mathcal{E}_{\text{инт}}$;
- индекс доходности (ИД);
- внутренняя норма доходности (ВНД);
- срок окупаемости $T_{\text{ок}}$.

В большинстве случаев основными показателями общей экономической эффективности выступают ЧДД и срок окупаемости инвестиций (период возврата единовременных затрат). Чистый дисконтированный доход, или интегральный эффект определяется как сумма текущих эффектов за весь расчетный период, приведенная к начальному году, или как превышение интегральных результатов над интегральными затратами.

При проведении расчетов по экономической оценке локомотива должны быть соблюдены следующие принципы:

социально-ориентированный подход к экономической оценке;

принцип сопоставимости вариантов по используемой нормативной информации и условиям расчета;

учет влияния на результаты расчета действующего налогового окружения;

рассмотрение проекта на протяжении всего расчетного периода.

Чистый дисконтированный доход при постоянной норме дисконта определяется из выражения:

$$\text{ЧДД}(\mathcal{E}_{\text{инт}}) = P_T - \mathcal{Z}_T = \sum_{t=0}^T (P_t - \mathcal{Z}_t) \alpha_t,$$

где P_t , \mathcal{Z}_t – соответственно результаты и затраты за расчетный период; P_t – результаты, достигаемые на t -м шаге расчета (доходы); \mathcal{Z}_t – затраты (текущие издержки и инвестиции), осуществляемые на шаге t ; T – горизонт расчета (расчетный период). Принимается равным сро-

ку службы локомотива или периоду времени, на который продлевается срок службы подвижного состава при проведении модернизации; α_t – коэффициент дисконтирования (приведения к начальному моменту времени) денежных затрат и результатов; $\alpha_t = (1 + E)^{-t}$, E – норма дисконта.

На практике, согласно методическим рекомендациям по оценке эффективности инвестиционных проектов и их отбору для финансирования (официальное издание), используется модифицированная формула для определения ЧДД. Для этого из состава Z_t исключают капитальные вложения (инвестиции):

$$\text{ЧДД}(\mathcal{E}_{\text{инт}}) = \sum_{t=0}^T (R_t - Z_t^*) \alpha_t - \sum_{t=0}^T K_t \alpha_t,$$

где Z_t^* – текущие затраты на t -м шаге; K_t – капиталовложения на t -м шаге.

Исходными данными для определения текущих издержек являются технические параметры локомотива и его эксплуатационные показатели, рассчитываемые на основе проведенных тяговых расчетов, в результате которых устанавливается расчетная масса подвижного состава, уровень скорости и затраты энергоресурсов на его перемещение. Такие расчеты могут быть выполнены как для средних сетевых условий железных дорог, так и для конкретных участков.

Состав текущих издержек определяется в соответствии с номенклатурой расходов по основной деятельности железных дорог и принятым порядком калькулирования себестоимости. При сравнении вариантов локомотива для выбора наилучшего из них ограничиваются расчетом статей эксплуатационных расходов, изменяющихся по вариантам.

Расчет эксплуатационных расходов может быть выполнен методом непосредственного расчета по статьям затрат или с использованием метода расходных ставок, широко используемого на предприятиях железнодорожного транспорта. В основе метода расходных норм (ставок) лежит установленная специальными исследованиями зависимость расходов от отдельных измерителей эксплуатационной работы. В состав статей эксплуатационных расходов при оценке эффективности локомотива включаются расходы на следующее:

топливо, электроэнергию, смазочные материалы, экипировку;

ремонт локомотива;

обслуживание (содержание локомотивных бригад);

ремонт и содержание пути и др.

Для пассажирских локомотивов дополнительно должны быть учтены расходы по содержанию в эксплуатации пассажирского подвижного состава (вагонов).

Важнейшими показателями качества продукции железнодорожного транспорта является время, скорость доставки грузов и продвижения пассажиров, степень сохранности грузов и комфорта пассажиров, надежность технических средств и др. Эти показатели качества перевозок также должны учитываться при оценке эффективности локомотива.

Важнейшим показателем эффективности локомотива является срок окупаемости затрат на его создание, приобретение и эксплуатацию в течение жизненного цикла.

Срок окупаемости $T_{\text{ок}}$ – минимальный временной интервал от начала осуществления проекта, за пределами которого интегральный эффект становится неотрицательным, т.е. это период, начиная с которого все затраты, связанные с нововведениями, покрываются суммарными результатами его осуществления. Период окупаемости, таким образом, измеряет скорость, с которой инвестиционные фонды будут возвращены и снова смогут вкладываться в другие проекты. Чем короче этот период, тем выше достоинство проекта.

Для определения срока окупаемости при оценке абсолютной эффективности используется равенство:

$$\sum_{t=t_{\text{н}}}^{T_{\text{ок}}} (R_t - Z_t) (1 + E)^{-t} = \sum_{t=t_{\text{н}}}^{T_{\text{ок}}} K_t (1 + E)^{-t}.$$

Срок окупаемости единовременных вложений в инновации может быть определен графически. Зависимость $\text{ЧДД} = f(T)$ представляет собой распределение значений чистого дисконтированного дохода по годам расчетного периода. Точка пересечения графика с осью абсцисс (годы) отражает момент времени, по истечении которого прибыль от использования нового (модернизированного) локомотива перекрывает единовременные затраты и мероприятие приносит чистую прибыль, что и является сроком окупаемости.

При оценке эффективности локомотива необходимо также учитывать фактор риска и

неопределенность, под которой понимается вероятность потери части своих ресурсов, недополучение доходов или появление дополнительных расходов. Их возникновение обусловлено неполнотой и неточностью информации об условиях использования локомотива и связанных с ними затрат и результатами инновационного мероприятия.

Жизненный цикл локомотивов. В условиях конкуренции на рынке транспортных услуг приоритетным критерием оценки принимаемых решений по выбору типа локомотива становится их доходность (прибыльность), что требует использования интегральных показателей. Одним из таких показателей является жизненный цикл машины и стоимость жизненного цикла. Жизненный цикл локомотива охватывает четыре основных этапа:

I – научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы (выработка концепции, проведение исследовательских, опытно-конструкторских и проектных работ);

II – изготовление локомотива (подготовка производства локомотива, его изготовление и приемка);

III – эксплуатация локомотива (перевозная работа локомотива, его техническое обслуживание и ремонт);

IV – утилизация (изъятие локомотива из эксплуатации).

При выборе наиболее выгодного с экономической точки зрения типа тягового подвижного состава важно соблюдать принцип сопоставимости по продолжительности жизненного цикла сравниваемых локомотивов. Для этого устанавливают одинаковый период жизненного цикла. В случае если жизненный цикл одного из сравниваемых локомотивов больше, чем у другого, то оценку выполняют исходя из меньшего значения срока службы $T_{сл}$ с учетом остаточной (несамортизированной) стоимости техники с большим значением срока жизненного цикла.

Существует два подхода к понятию "жизненный цикл локомотива": с позиций производителя и покупателя. Целью производителя локомотива является получение прибыли при его продаже в качестве компенсации за проведенные работы и риск, связанный с их производством. С позиций покупателя, использующего локомотив в перевозочной работе, важно получение прибыли от эксплуатации машин, т.е. как можно раньше окупить стоимость приобретенной машины.

Жизненный цикл локомотива с позиции производителя. У каждой машины есть собственный жизненный цикл, в котором выделяются следующие этапы:

1) внедрения на рынок новой машины. В связи с большими затратами по расширению производственных мощностей, устранением технических неисправностей и другими производителем либо несет убытки, либо прибыль минимальна;

2) роста. Если машина удовлетворяет интересам потребителей по техническим параметрам и показателям качества и надежности, то ее сбыт начинает существенно расти и прибыль существенно возрастает, поскольку начинают сокращаться условно постоянные издержки производства;

3) зрелости. Это период замедления роста сбыта, поэтому растут ассигнования на НИОКР с целью улучшения характеристик машины (уровень качества, надежность и др.); прибыли снижаются;

4) упадка. Характеризуется падением сбыта и снижением прибыли. Уменьшение сбыта может быть медленным или стремительным, что объясняется достижениями в технологии, обострением конкуренции со стороны других производителей машиностроительной продукции, моральным старением производимых локомотивов.

Производитель должен уделять большее внимание локомотивам, сбыт которых падает, анализируя показатели сбыта, доли рынка, уровни издержек и рентабельности. На основе такого анализа должно быть принято решение о продолжении выпуска либо о его прекращении.

Жизненный цикл локомотива с позиции потребителя. Одними из доминирующих параметров локомотива, оказывающих значительное влияние на его конкурентоспособность, являются цена приобретения и эксплуатационные затраты. Полные затраты потребителя по приобретению и эксплуатации локомотива определяются для всего срока его службы (всего жизненного цикла). Для того чтобы затраты потребителя были оптимальными, локомотив целесообразно эксплуатировать лишь до того момента, когда скорость изменения затрат на эксплуатацию достигнет минимума. График изменения суммарных затрат $I_{ж}$ жизненного цикла локомотива (рис. 2.1.7) имеет явно выраженный экстремальный характер (зона I). Период, за который достигается оптимальный уровень цены потребления локомотива при нормальной интенсивности эксплуа-

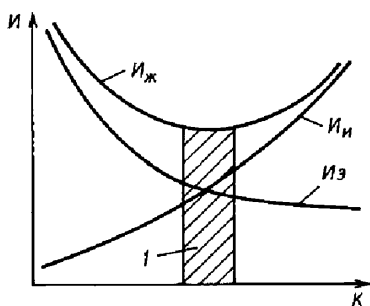


Рис. 2.1.7. Зависимости суммарных затрат жизненного цикла локомотива $I_{ж}$, затрат на изготовление $I_{и}$ и эксплуатацию $I_{э}$ от уровня его качества

тации, называется **экономическим ресурсом машины**, с окончанием которого потребитель должен прекратить использование локомотива в перевозочной работе и заменить его новым или модернизированным.

При оценке экономически целесообразного ресурса локомотива следует учитывать:

возрастание эксплуатационных расходов при увеличении срока службы;

моральное старение, связанное с появлением новых более производительных машин.

Как правило, учет этих факторов приводит к снижению экономически целесообразного срока службы локомотива.

2.1.7. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И ИСПЫТАНИЯ ЛОКОМОТИВОВ

Реализация заложенных в технические условия требований, предъявляемых к локомотивам и его отдельным узлам по обеспечению функциональных показателей, требований по надежности механического, силового, вспомогательного и электрооборудования, экономичности, обеспечивается не только проведением на стадии проектирования расчетно-теоретических исследований и использованием современной вычислительной техники, но и обязательным проведением экспериментальных исследований.

В процессе создания конструкций узлов локомотивов на стадии выбора их основных параметров, отработки подтверждения требованиям технических условий проводятся исследовательские стендовые и поездные испытания. После сборки опытных локомотивов

перед предъявлением на приемочные проводятся предварительные (заводские) испытания.

Испытания узлов. Все виды испытаний должны проводиться на аттестованных стендах с применением аттестованных методик и аппаратуры для автоматической регистрации и обработки опытных данных. Ниже рассмотрены испытания узлов, непосредственно влияющих на безопасность движения.

Узлы экипажных частей локомотивов подвергаются в эксплуатации в основном циклическим нагрузкам. Пределы выносливости определяют по испытаниям на усталость натурных образцов.

Испытания на усталость рамных конструкций (рам, тележек, главных рам в сборе и др.) размерами до $20 \times 4 \times 4$ м проводятся на крупногабаритном стенде с гидравлическим силовозбуждением (рис. 2.1.8). Воздействие на испытываемую конструкцию создают десять односторонних гидроцилиндров 6 вертикального нагружения силой до 3000 кН и двусторонние гидроцилиндры 7 горизонтального нагружения с силой сжатия и растяжения до 150 кН с частотой нагружения до 10 Гц.

Испытания рам и кузовов подвижного состава осуществляются под действием продольных сил сжатия и растяжения через автоцепки и боковые буфера на стенде, показанном на рис. 2.1.9, при максимальной силе внецентренного нагружения 2500 кН. Предельные размеры испытываемых объектов: длина 25, высота 5, ширина 4 м.

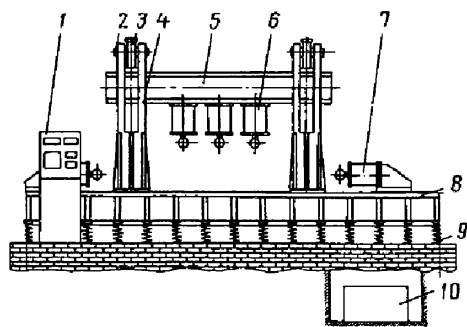


Рис. 2.1.8. Схема стенда для испытаний на усталость рамных конструкций:

- 1 — компьютерный пульт управления; 2 — ось;
- 3 — поперечная балка; 4 — стойка; 5 — рабочая траверса;
- 6 — гидроцилиндр вертикального нагружения;
- 7 — гидроцилиндр горизонтального нагружения;
- 8 — несущая рама; 9 — опорные пружины;
- 10 — насосная установка

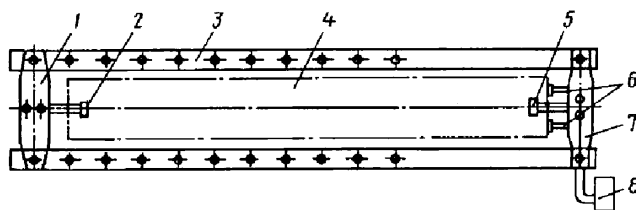


Рис. 2.1.9. Схема стэнда для испытаний главных рам и кузовов:

- 1 – поперечная подвижная балка; 2 – нажимной стержень; 3 – продольные балки; 4 – испытуемый объект;
5 – гидропресс; 6 – гидродомкраты внешнего нагружения; 7 – поперечная неподвижная балка;
8 – пульт управления

Испытания на усталость колес, колесных центров и осей проводятся на стэнде, позволяющем нагружать колесо и ось круговым изгибающим моментом, имитируя движение колесной пары на кривых участках пути, когда возникают наибольшие напряжения от действия боковых сил. Одновременно можно испытывать четыре объекта с частотой нагружения до 15 Гц. Испытания колеса или оси отличаются их установкой на опорной плите 12 стэнда: колесо устанавливается на плите в своем штатном положении с опорой по ободу; ось 9 крепится в "жесткую" ступицу, которая опирается на плиту как ободом, так и ступицей (рис. 2.1.10).

При испытании пружин осуществляется их нагружение статической и динамической нагрузками, последняя регулируется частотой вращения вибратора. Машина для испытаний

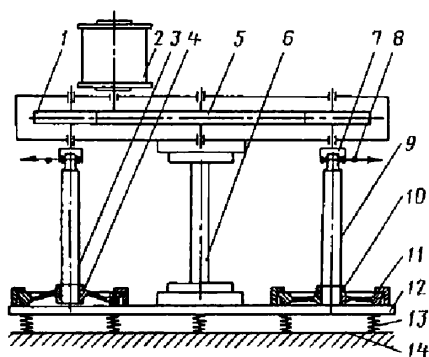


Рис. 2.1.10. Схема стэнда для испытаний на усталость колес и осей:

- 1 – ведомая шестерня; 2 – электродвигатель с ведущей шестерней; 3 – ось; 4 – испытуемое колесо;
5 – зубчатое колесо; 6 – ось стэнда; 7 – вибратор;
8 – мерный груз; 9 – испытуемая ось; 10 – жестко установленное колесо; 11 – струбцина; 12 – опорная плита; 13 – опорная пружина; 14 – основание

позволяет испытывать пружины при одновременном действии продольных и поперечных нагрузок.

Одним из важнейших параметров, определяющих безопасность движения подвижного состава, является момент сопротивления повороту тележки относительно кузова. Стенд ВНИКТИ для определения и исследования момента сил, препятствующих повороту тележек под кузовом, непосредственно на вагонах, локомотивах и путевых машинах включает в себя железобетонный кессон 4 с внутренними размерами 31 600×8780×2488 мм, на основание которого через специальный упорный шарикоподшипник 6 со статической грузоподъемностью 273 т опирается нижняя платформа 3 с двумя верхними платформами 1 и 2 (рис. 2.1.11). Каждая верхняя платформа опирается на нижнюю платформу через такие же упорные шарикоподшипники 5, 7. Автономная гидравлическая станция настраивается по частоте и амплитуде устройства поворота платформ с гидроприводом и встроенными тензосиломерами. Компонировка поворотных платформ и нагружающих устройств позволяет осуществлять испытания

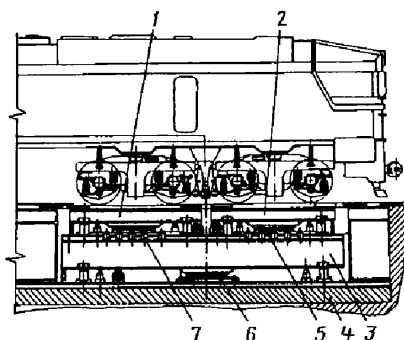


Рис. 2.1.11. Схема стэнда для определения момента сил, препятствующих повороту тележек относительно кузова

двух-, трех- и четырехосных тележек. Специальные съемные устройства создают крен кузова. Техническая характеристика стенда приведена ниже.

Максимальная осевая нагрузка испытываемого объекта, кН	270
База испытываемого объекта, мм	12 600...8600
База четырехосных тележек, мм	4650...3200
Максимальный угол поворота платформ, °	2
Максимальный угол поворота платформ в колебательном режиме, ° ..	6
Частота колебательного режима, Гц ...	0,2...2

К этой же категории относятся стенды для определения характеристик поперечной связи колесных пар с рамой тележки и исследования их ресурсных характеристик и испытаний боковых опор кузова локомотивов всех конструкций, включая маятниковые подвески в режимах, максимально приближенных к эксплуатационным. На стенде имитируются колебательные движения относительного кузова локомотива и поворота тележки, каждое с необходимой амплитудой и частотой. На стенде можно определять как характеристики, так и работоспособность опор. Диапазон вертикальных нагрузок 0...180 кН, максимальная сила в механизмах поворота и отбоя до 30 кН, амплитуда колебательных движений 5...45 мм, частота колебаний 0,1...2 Гц. Колебательные движения отбоя и поворота тележки и вертикальной нагрузки обеспечиваются гидравлической системой.

Динамико-прочностные испытания натуральных колесных блоков (КМБ) с опорно-рамным подвешиванием ТЭД на вибростойкость и вибропрочность при различных комбинациях тяговых и вибрационных нагрузок проводятся на резонансном стенде с вибромагнитным возбуждением. В качестве нагрузочного используется тяговый электродвигатель того же типа, что и испытываемый. Оси колесных пар испытываемого и нагрузочного КМБ соединены карданным валом тяжелого типа тяговой трансмиссии тепловоза ТГМ6. Техническая характеристика резонансного стенда приведена ниже.

Амплитуда относительных поперечных перемещений колесной пары и ТЭД при частоте 0,75 Гц, мм, не более	15
Максимальные вертикальные ускорения вибростола, м/с^2 :	
длительные	80...100
максимальные, не более	150
Рабочая частота колебаний вибростола при массе опытного объекта 5000 кг, Гц ...	25

Стенды для испытаний и отработки других основных узлов локомотивов позволяют выполнять следующие их виды:

статические колесных пар железнодорожного подвижного состава вертикальными и боковыми силами (до 300 и 150 кН соответственно) с целью определения их напряженного состояния;

усталостные натуральных коленчатых валов дизелей при изгибе и изгибе с кручением;

комплектующего оборудования (электрооборудования системы контроля и управления локомотива) на ударную прочность и ударную устойчивость в условиях действия механических ударов многократного действия с большим ускорением как в горизонтальном, так и в вертикальном направлении, соответствующем движению подвижного состава со значением ударного ускорения до 200 м/с^2 (до 20 g); с длительностью ударного ускорения (временем соударения) до 20 мс;

комплектующего оборудования на вибропрочность и виброустойчивость путем воздействия вертикальной и горизонтальной вибрации на стенде с амплитудой вертикального виброускорения платформы до 30 м/с^2 , амплитудой горизонтальной вибрации до 30 м/с^2 , частотой вибрации в этих направлениях до 100 Гц;

буксовых подшипников в сборе с корпусом буксы под действием вертикальной нагрузки и боковых сил с определением эпюр нагружения буксовых подшипников, температуры, оценки эффективности уплотнительных узлов, оценки работоспособности путем длительного наката;

карданных валов на усталость при одновременном действии статического и динамического вращающих моментов, а также исследования их напряженного состояния;

ресурсные муфт тяговых приводов под действием переменного вращающего момента с амплитудами до 8 кН·м при радиальном смещении осей передаточного механизма до 40 мм и частоте вращения до 900 мин^{-1} , а также определение их жесткостных характеристик;

гидравлических гасителей колебаний на технический ресурс (рис. 2.1.12) и определение их характеристик;

колодочных и дисковых тормозов (рис. 2.1.13);

тормозных цилиндров со встроенными регуляторами выхода штока на вибропрочность и функционирование в условиях, макси-

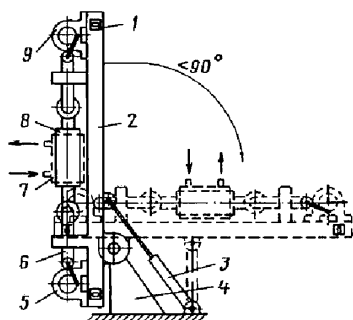


Рис. 2.1.12. Схема стэнда для испытаний гидродемпферов на ресурс:

- 1 – счетчик регистрации циклов нагружений демпферов; 2 – рама; 3 – регулировочная тяга; 4 – опора; 5 – высокочастотный привод; 6 – ползун; 7 – система принудительного охлаждения демпфера; 8 – испытуемый демпфер; 9 – низкочастотный привод

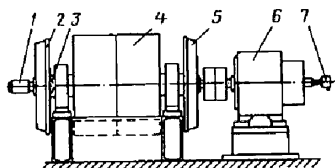


Рис. 2.1.13. Схема инерционных стэндов для испытаний колодочных и дисковых тормозов:

- 1 – токосъемник; 2 – тормозное колесо (диск); 3 – преобразователь вращающего момента; 4 – маховые массы; 5 – колесо аварийного тормоза; 6 – электродвигатель; 7 – преобразователь скорости

мально приближенных к эксплуатационным: перемещением винта испытуемого цилиндра до 3 мм, частотой вибрации стэнда 25 Гц, виброускорением до 30 м/с^2 .

Испытания на вибропрочность и виброустойчивость электрооборудования, блоков систем автоматики, микропроцессорных систем регулировки и диагностики производятся на вибрационной электродинамической установке SW 3707 TGD 3000 с частотным диапазоном до 3000 Гц, максимальной амплитудой до 26 мм, максимальной скоростью до 26 мм/с, максимальным ускорением свыше 100 м/с^2 . Климатические испытания этих узлов проводятся в климатических камерах WT1000/70 при температуре $-70...+180^\circ\text{C}$ и 8Д18/60 при температуре $-60...+80^\circ\text{C}$. Испытательная станция предназначена для проведения испытаний тяговых электроприводов и электроприводов вспомогательных механизмов тепло-

зов и электровозов с асинхронными двигателями. Она позволяет исследовать электрические, электромеханические и тепловые процессы в тяговом приводе.

Она представляет собой натурный стенд тягового электропривода одной колесной пары, жестко соединенной через редуктор с нагрузочным двигателем, работающим в режимах тяги при работе от контактной сети постоянного тока, тяги от имитационной сети, рекуперативного торможения с отдачей энергии в контактную сеть постоянного тока, электрического торможения с отдачей энергии на тормозные резисторы.

В режимах работы станцией обеспечиваются:

максимальный нагрузочный момент на валу нагрузочного генератора в режиме заторможенного тягового двигателя (режим "стопа") $(31,7 \pm 0,2) \text{ кН}\cdot\text{м}$;

максимальная частота вращения нагрузочного генератора $(735 \pm 35) \text{ мин}^{-1}$.

Имеются стэнды для испытаний компрессоров и компрессорных установок производительностью до $10 \text{ м}^3/\text{ч}$, а также машины для испытаний узлов экипажной части, силового и вспомогательного оборудования.

Поездные ходовые испытания. Поездные (ходовые) испытания проводятся при предварительных (заводских) и приемочных испытаниях. По результатам предварительных (заводских) испытаний завод-изготовитель совместно с научно-исследовательской и проектной организацией оценивает соответствие всех узлов и конструкций локомотива в целом требованиям технического задания и предъявляет локомотив на приемочные испытания. Состав предварительных и приемочных испытаний идентичен.

Динамико-прочностные испытания. При этих испытаниях определяются динамические характеристики экипажной части и величины, характеризующие прочность и долговечность элементов экипажной части. Перед проведением этих испытаний проводится проверка соответствия строительного и проектного очертания габарита и развески локомотива с определением статических нагрузок от колес на рельсы, экспериментально определяются вертикальная и поперечная горизонтальная жесткости рессорного подвешивания, характеристики гасителей колебаний и частоты собственных колебаний обрессоренных масс вагона. Частоты собственных колебаний обрессорен-

ных масс находят путем свободного перекачивания через подложенные под колеса локомотива специальные клинья, устанавливаемые в определенном порядке для имитации подпрыгивания, галопирования и боковой качки.

При проведении динамико-прочностных испытаний в прямых, кривых (300...350, 600...650 и 1000 м), а также на соударение измеряются и регистрируются следующие величины и процессы:

динамические прогибы рессорных комплектов первой и второй ступени рессорного подвешивания;

вертикальные и поперечные горизонтальные ускорения кузова у стяжных ящиков, а также на раме тележки;

динамические напряжения в раме тележки, главной раме и кузове, механизме передачи силы тяги, в буксовых поводках, осях, колесах в центрах, элементах тяговых приводов;

поперечные горизонтальные рамные силы, действующие от колесных пар на раму тележки;

частоты и характер колебаний вагона и его узлов (колебания кузова и рамы тележки, вилы тележки относительно кузова и т.д.);

вертикальные, поперечные, горизонтальные и продольные ускорения узлов локомотива.

По результатам динамико-прочностных ходовых испытаний определяются следующие показатели:

коэффициент вертикальной динамики первой и второй ступени подвешивания;

значения рамной силы;

коэффициент запаса устойчивости против схода колеса с рельса;

показатель плавности хода в вертикальной и горизонтальной плоскости;

запас на относительные перемещения элементов экипажа;

коэффициенты запаса сопротивления усталости несущих конструкций экипажа и запаса устойчивости элементов конструкции.

По результатам динамико-прочностных испытаний корректируется расчетная долговечность подшипников КМБ и тягового привода и поглощающих устройств для защиты локомотивной бригады.

Основное требование, предъявляемое к регистрирующей аппаратуре, – автоматическая регистрация и обработка опытных данных в соответствии с аттестованными программами. При этом используются в основном отечественные измерительно-вычислительные тензометрические комплексы.

Комплексные динамико-прочностные испытания и воздействие локомотивов на путь проводятся для установления допускаемых скоростей движения локомотивов на типовых конструкциях пути на прямых, кривых участках и по стрелочным переводам. Кроме параметров, регистрируемых при динамико-прочностных испытаниях, измеряются параметры, характеризующие воздействие на путь, в частности, напряжения в наружной и внутренней кромках подошвы рельсов, в кромках острижков в нормируемых сечениях, отношение максимальной горизонтальной нагрузки к средней вертикальной нагрузке рельса на шпалу и т.д. В ряде случаев для модернизируемых локомотивов, для локомотивов с хорошо исследованным прототипом, без увеличения скоростей движения и нагрузки от колесных пар на рельсы допускается расчетно-экспериментальный метод установления допускаемых скоростей движения.

Тягово-энергетические и теплотехнические испытания являются одними из основных по объему при проведении испытаний тепловозов. При их проведении определяются не только тяговые и теплотехнические характеристики, но и функциональная работоспособность электрооборудования, нагрев элементов электрооборудования, функционирование устройств защиты от боксования и юза, системы автоматического регулирования температуры воды и масла дизеля и ее работоспособность, функционирование систем и устройств защиты дизеля.

Паспортные (по определению характеристик в соответствии с техническим заданием) тягово-энергетические и теплотехнические испытания по месту их проведения разделяются на стендовые, выполняемые на реостатной станции, и полигонные. В нашей стране большинство таких испытаний проводится на экспериментальном кольце ОАО "ВНИИЖТ".

На реостатной станции проводятся следующие виды испытаний:

энергетические дизель-генератора, включающие испытания в установившихся и переходных режимах, в ходе которых определяется зависимость мощности дизель-генератора, часового и удельного расхода топлива от частоты вращения коленчатого вала с учетом внешних условий в различных режимах нагрузки. Проводится контроль основных показателей рабочего процесса дизеля (температу-

ры газов и давления сгорания по цилиндрам, давления наддувочного воздуха). Проверяются характеристики электрооборудования, работа систем тепловозной автоматики, процессы изменения основных параметров дизель-генератора во времени при изменении нагрузки, определяется мощность на привод вспомогательных агрегатов;

теплотехнические, в ходе которых определяются тепловыделения дизеля, теплорассеивающая способность охлаждающего устройства, способность систем охлаждения поддерживать требуемый тепловой режим силовой установки во всем диапазоне изменения нагрузок и атмосферных условий, производительность насосов и гидравлическое сопротивление систем циркуляции теплоносителей дизеля, характеристики работы системы автоматического регулирования температур теплоносителей дизеля;

аэродинамические, связанные с определением статического, динамического напора и расхода воздуха, охлаждающего теплоносители дизеля, тягового генератора, тяговых электродвигателей и других электрических машин.

Полигонные испытания проводятся в зонах ограничения силы тяги по мощности и сцеплению с целью определения тяговых, мощностных и других энергетических характеристик тепловоза: зависимостей тока тягового генератора, касательной силы тяги и касательной мощности тепловоза, мощности дизеля и расхода топлива, КПД тепловоза от скорости движения, позиций контроллера машиниста и ступеней ослабления поля с учетом внешних условий и режима работы вспомогательных агрегатов; предельных тяговых сил, реализуемых тепловозом, и коэффициентов тяги при различных условиях сцепления и скоростях движения, максимальных токов тягового генератора, токораспределения по тяговым двигателям, эффективности устройств, предупреждающих и прекращающих развитие боксования, основных параметров тепловоза в процессе боксования; разгонных характеристик, сопротивления движению на холостом ходу и как повозки.

При проведении тягово-энергетических испытаний используются специальные динамометрические вагоны. Они служат для размещения и энергоснабжения всей необходимой измерительной аппаратуры и имеют гидравлический динамометр, позволяющий изме-

рять силу тяги, развиваемую испытываемым локомотивом. По мере развития измерительной техники оборудование динамометрических вагонов совершенствуется: от щитовых приборов и динамометрического стола до управляющих вычислительных машин, автоматизированных измерительно-вычислительных комплексов, не только регистрирующих результаты измерений, но и определяющих требуемые режимы испытаний. При проведении этого вида испытаний используется отечественная аппаратура.

Для создания силы тяги при тягово-энергетических испытаниях используются специальные нагрузочные локомотивы, тяговые электродвигатели которых работают в генераторном режиме, а также локомотивы, оборудованные электродинамическими тормозами.

Результаты паспортных тягово-энергетических и теплотехнических испытаний используются для оценки потенциального уровня экономичности локомотива и его соответствия техническому заданию. Они служат основой для прогнозирования топливной эффективности тепловоза во время эксплуатации. На эксплуатационную экономичность тепловоза большое влияние оказывает его преимущественное использование в режимах частичных нагрузок и холостого хода, переходных процессах, уровень среднеексплуатационных затрат энергии на привод вспомогательного оборудования. В целом энергетическое совершенство тепловоза зависит от степени его приспособленности к условиям эксплуатации.

Наиболее объективную оценку фактически реализуемой в эксплуатации экономичности тепловоза дают специальные эксплуатационные энергетические испытания, которые позволяют установить тяговые и энергетические характеристики тепловоза при выполнении рядовой работы, изучить влияние условий эксплуатации на эти характеристики и, тем самым, оценить степень энергетического совершенства тепловоза и степень его приспособленности к условиям эксплуатации. В объем измеряемых величин входят все параметры, определяемые при паспортных тягово-энергетических испытаниях (в том числе расход топлива), с добавлением ряда эксплуатационных.

Методическую основу уровня эксплуатационной экономичности тепловозов составляет определение КПД в различных условиях эксплуатации, разложение его на составляю-

шие путем оценки потерь энергии в каждом агрегате, определение наименее экономичных звеньев, исследование режимов загрузки тепловоза по мощности, силе тяги, скорости движения, оценка степени соответствия зоны максимальной экономичности тепловоза в целом и его узлов области наибольшей загрузки.

Обработка результатов ведется с разделением информации по участкам, позициям контроллера, режимам работы. Строятся статистические распределения, регрессионные зависимости, круговые диаграммы энергетического баланса, определяются значения КПД тепловоза и другие эксплуатационные экономические характеристики.

Тормозные испытания. По результатам полигонных испытаний определяются три основных параметра локомотива: тормозной путь, расчетный тормозной коэффициент (коэффициент силы нажатия тормозных колодок) и удержание ручным (стояночным) тормозом на нормируемом уклоне.

Остальные показатели тормозной системы локомотивов проверяются при стояночных испытаниях: производительность компрессора, высота штоков тормозных цилиндров и регулировка тормозов рычажной передачи; плотность питательной тормозной магистрали и тормозных цилиндров; функционирование узлов тормозной системы (крана машиниста, воздухораспределителя, сигнализации срыва тормозной магистрали и др.).

При проведении тормозных испытаний используются следующие основные приборы: ДПУ-01-2 для измерения силы затяжки ручного тормоза; ИДЦ-1 для определения величины нажатия тормозных колодок; счетчик импульсов БЕ-1Р-6 для измерения длины тормозного пути; измерительная рулетка TS 20/2.

Испытания электрооборудования проводятся при стационарных (реостатных) испытаниях с целью определения электрического сопротивления и электрической прочности изоляции проводов и кабелей электрической аппаратуры, дросселей, резисторов электрических вращающихся машин, полупроводниковых преобразователей, трансформаторов, электрического сопротивления защитного заземления.

Испытания на электромагнитную совместимость с устройством сигнализации и связи позволяют определить уровень мешающего влияния электрооборудования на рельсовые цепи, путевые устройства сигнализации, уровень напряженности поля радиопомех,

создаваемого электрооборудованием локомотива. Проводятся экспертиза и испытания.

Санитарно-гигиенические испытания – это оценка эргономического уровня обеспечения безопасности обслуживающего персонала и окружающей среды. При этом исследуются:

1) микроклимат в кабине машиниста и системы его обеспечения (температура, скорость движения, относительная влажность и избыточное давление воздуха в кабине; температура пола и перепад температур по высоте кабины; количество наружного воздуха, подаваемого в кабину и др.);

2) уровни звукового давления, ультразвука и вибрации на рабочих местах локомотивной бригады;

3) освещенность в кабине машиниста, яркость шкал контрольно-измерительных приборов и неравномерность их освещения; освещенность в машинном помещении;

4) уровень электромагнитного излучения на рабочих местах локомотивной бригады и вредных веществ в воздушной среде кабины и машинного отделения;

5) выбросы вредных веществ и дымность отработавших газов;

6) уровень внешнего шума;

7) форма, объем и геометрические параметры кабины машиниста, объем свободного пространства кабины, конструкция и компоновка рабочего места машиниста и помощника; удобство управления и досягаемость органов управления, зона размещения средств отображения информации для контроля параметров скорости, сигналов безопасности, тока, напряжения и параметров тормозной магистрали и т.д.

Видимость и обзорность из кабины управления. Эти испытания в основном проводят специализированные организации. Однако ряд параметров, отражающих стабильность технологии, должен контролироваться периодически при серийном производстве локомотивов. Это, в первую очередь, уровни шума в кабине машиниста и внешнего, вредных выбросов и дымности отработавших газов. Аппаратуру для измерения этих параметров должны иметь заводы-изготовители локомотивов. Для измерения уровней звука и звукового давления в кабине машиниста и внешнего шума применяются: шумомер-анализатор спектра LD-2800B, микрофон ВМК-205, для измерения дымности, вредных выбросов – компьютерный газоанализатор "КВИНТОКС", газоанализатор

ры ГИАМ-27-04, ГИАМ-27-05, дымомеры ЛМСИ-90, ИНТ-4.

Особенности испытаний электровозов.

При испытаниях проверяются их работоспособность при граничных условиях электропитания, обеспечение систем защиты и сигнализации ее срабатывания от коротких замыканий в цепях управления, в цепи тяговых двигателей, в контактной сети при рекуперативном торможении, от перегрузок в цепи преобразователя, электрических машин и аппаратов, от обратных токов в цепи преобразовательных агрегатов.

Испытания электровозов проводятся в основном в таких же объемах, что и тепловозов. Однако имеются отличия, связанные с конструктивными особенностями электровоза и использованием высокого напряжения до 25 кВ. Заводские испытания электровоза включают стационарные контрольно-наладочные испытания оборудования без напряжения в контактной сети: проверку прозвонкой всех цепей электровоза и секвенции цепей электровоза; опробование системы вентиляции: проверку сопротивления изоляции и электрической прочности изоляции относительно "земли", вспомогательных машин и оборудования цепей 380 и 110 В, регулировки аппаратов защиты и питания цепей управления; испытания низковольтных цепей аккумуляторной батареи и зарядных устройств.

После этих испытаний проводят стационарные испытания под контактным проводом при напряжении сети 3 или 25 кВ. При этом проверяют работу основного оборудования и системы защиты, запускают вспомогательные машины и проверяют систему собственных нужд. На электровозах переменного тока дополнительно измеряют перенапряжения на вторичных обмотках тягового трансформатора при включении-отключении главного выключателя и при имитации атмосферных перенапряжений. На электровозах при питании от контактной сети проверяют работу радиостанции, локомотивной сигнализации и микропроцессорных систем управления на функционирование, а также статических преобразователей вспомогательного и тягового электроприводов и их защиты. Выполняются вентиляционные и аэродинамические испытания, испытания системы токовых защит и защит от превышения напряжений.

При последующих контрольно-наладочных работах при движении по кольцу резервом

и с составом налаживают системы тягового привода в тяговом и тормозном режимах, проверяют взаимодействие систем электрического и пневматического тормозов электровоза, работу систем защиты при боксовании и юзе. В ходе испытаний определяют: характеристики ТЭД, преобразователей и другого оборудования; тормозные характеристики в режимах рекуперации и предварительного торможения; распределение токов по тяговым двигателям в тяге и рекуперации, проверяют системы выравнивания нагрузок; КПД и его зависимость от скорости электровоза при различных нагрузках. На электровозах переменного тока определяют коэффициент мощности в тяговом и тормозном режимах. Обязательны испытания по определению уровня радиопомех и величины психофизических токов.

Глава 2.2

НЕСУЩИЕ КОНСТРУКЦИИ ЛОКОМОТИВОВ

Технические требования к несущим конструкциям локомотива определяются требованиями, которые предъявляют локомотиву в целом [7]. Эти требования относятся к следующему:

размерам конструкций, которые обеспечивают вписываемость локомотива в габарит подвижного состава, движение по железнодорожному пути заданной ширины и прохождения кривой заданного номинального радиуса; длину локомотива не более нормированной;

надежности – срок службы и средний параметр потока отказов должны соответствовать установленным заказчиком параметрам;

технологичности – относительная трудоемкость не должна превышать установленную; конструкция сборочных единиц и деталей должна иметь минимальную трудоемкость при обслуживании и ремонте;

унификации и стандартизации (локомотива не менее 50 %) – экипировочные узлы должны быть полностью унифицированы и др.;

безопасности – аварийно-предупредительная сигнализация должна выполняться стандартной; на локомотиве должны быть устройства, обеспечивающие движение при давлении воздуха в магистральном трубопроводе не ниже 490 кПа; локомотивная бригада должна быть защищена при ударе в автосцепку со скоростью соударения 20 км/ч и др.;

эстетическим и эргономическим показателям – удобство обслуживания, безопасность управления, санитарно-гигиенические условия должны отвечать типовым требованиям; цветовое оформление и качество покрытия, уровень звука не должен превышать норм, установленных ГОСТ 12.1.003;

патентной чистоте конструкции локомотива и отдельных его узлов.

Эти требования отражаются в техническом задании (ГОСТ 15.001), разрабатываемом заказчиком или разработчиком проекта и содержащем ориентировочную экономическую эффективность, лимитную цену и предлагаемую годовую потребность в локомотивах.

2.2.1. КУЗОВА ЛОКОМОТИВОВ

Конструкции главной рамы и кузова локомотива определяются компоновкой оборудования, способом восприятия и передачи нагрузки, производственно-технологическими условиями изготовления, а также назначением локомотива [8].

По способу восприятия и передачи нагрузок принято различать несущие и не несущие кузова. К не несущим кузовам относятся те, которые не воспринимают основных внешних нагрузок. Эту функцию выполняет главная несущая рама локомотива. Кузов несущего типа воспринимает и передает нагрузки вместе с главной рамой, которая имеет меньшую массу, так как ее выполняют не такой мощной, как у локомотива с не несущим кузовом. При одинаковой несущей способности локомотив с несущим кузовом имеет меньшую массу металлоконструкций, чем локомотив с не несущим кузовом. Так, масса современных локомотивов, приходящаяся на 1 м длины не несущего кузова с рамой, составляет 1,1...1,25, а несущего с рамой – 0,86...1 т/м.

На локомотивах применяют кузова закрытого (вагонного) и капотного типа. Кузова закрытого типа используют преимущественно

на отечественных магистральных локомотивах, электровозах и тепловозах, капотные кузова – на маневровых. Это разделение обусловлено тем, что кузова вагонного типа обладают меньшим аэродинамическим сопротивлением. Их боковые стенки размещают с учетом максимального использования ширины подвижного состава, что позволяет защитить локомотивную бригаду от воздействия внешней среды при выполнении работ по обслуживанию агрегатов во время движения локомотива.

Маневровые локомотивы имеют одну кабину машиниста. Капотный кузов при этом позволяет обеспечить лучший обзор из кабины во всех направлениях. Он технологичнее в изготовлении, чем кузов вагонного типа, легко снимается с рамы при необходимости демонтажа агрегатов и во время ремонта.

Кузова ненесущего типа. Не несущие кузова могут быть капотного или вагонного (закрытого) типов.

Кузов капотного типа маневровых тепловозов ТЭМ1 и ТЭМ2 (рис. 2.2.1). На тепловозе ТЭМ1 кузова двигателя 2 высоковольтной камеры 3 съемные, на ТЭМ2 съемным является только кузов двигателя. Съемные кузова присоединяют к главной раме болтами, а к другим кузовам – болтами (ТЭМ1) или с помощью клинового крепления (ТЭМ2). Для удобства обслуживания и доступа к агрегатам и узлам тепловоза в кузове имеются боковые двери, а также съемные листы и люки на крыше.

Кузов 5 аккумуляторного отсека представляет собой металлическую конструкцию из уголкового сортового проката, гнутых профилей и наружной обшивки. Внутри имеются два яруса замкнутых элементов в виде рамок для установки поддонов с аккумуляторами и приварные элементы для крепления аккумуляторных батарей. С каждой стороны кузова предусмотрены двухстворчатые двери с просечками и люк для обслуживания и выемки аккумуляторных батарей. Вытяжной колпак

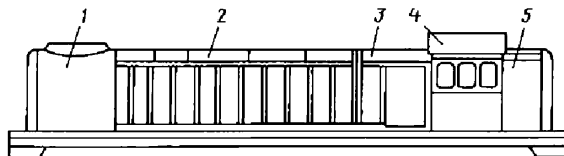


Рис. 2.2.1. Кузов маневрового тепловоза ТЭМ2:

1 – холодильная камера; 2 – двигатель; 3 – высоковольтная камера; 4 – кабина машиниста;
5 – аккумуляторный отсек

люка предназначен для удаления образующихся в аккумуляторном помещении газов. На торцевой части кузова имеется дверь, ниша для установки прожектора. Корпус песочницы также крепят на торцовую часть кузова.

Каркас кузовов двигателя и высоковольтной камеры выполнен из швеллеров, угольников, гнутых профилей и обшит листами. Кузов двигателя теплоизолирован матами из стекловолокна и обшит изнутри металлической обшивкой. В нем имеются кронштейны для крепления оборудования. Двери кузова, расположенные с обеих сторон тепловоза, представляют собой металлические листы с просечками в верхней и нижней частях. Средняя часть между просечками изолирована стекловолокном и закрыта металлическим коробом. В местах расположения просечек дверь имеет съемные щиты с изоляцией. По контуру дверной проем уплотнен профильной резиной. Люки на крыше кузовов обеспечивают доступ к цилиндрическим крышкам дизеля, турбокомпрессору, воздухоохладителю и водяному баку. Они выполнены из штампованных листов, имеют тепловую изоляцию из стекловолокна и профильное уплотнение по контуру.

Каркас кузова 1 холодильной камеры образован продольными нижними балками, задней стенкой, корпусом песочницы, опорой вентилятора и рамой под редуктор. Сваренные между собой, они образуют единую конструкцию, обшитую сверху и с боков металлическими листами. К этому кузову приварены рамки, угольники и кронштейны для установки и крепления оборудования. Входная дверь в холодильную камеру расположена в корпусе песочницы. В задней стенке, отделяющей холодильную камеру от дизельного помещения, имеются отверстия для труб и вала привода редуктора холодильника.

Кузова других маневровых тепловозов имеют аналогичную конструкцию и отличаются лишь соотношением высот кабины и капота.

Кузова закрытого типа магистральных тепловозов ТЭ2, ТЭ3, 2ТЭ10В, М62 и электровозов ВЛ60, ВЛ80 и др. с несущей рамой.

Каркас кузова тепловоза 2ТЭ10В выполнен в виде прямоугольной решетки из стальных профилей. К каркасу приварена наружная обшивка из стальных листов толщиной 2,5 и 1,5 мм. Внутреннюю стальную обшивку крепят к деревянным брускам, укрепленным посредством шпилек на каркасе. В проставке 2 имеются двери для входа в тепловоз, установлены две высоковольтные камеры (рис. 2.2.2). На крыше проставки расположен люк.

Кузов 3 двигателя состоит из двух частей: верхней съемной с боковыми стенками с крышей и нижней несъемной, приваренной к главной раме тепловоза. Горизонтальный разъем по боковой стенке расположен на высоте 1000 мм от главной рамы. При снятой верхней части кузова удобно монтировать дизель-генератор и другие узлы.

Съемная часть по концам окантована штампованными профилями, которые соединены с проставкой 2 и кузовом 4 холодильной камеры болтами. На крыше съемной части предусмотрены три люка для ремонта, монтажа и демонтажа узлов. На съемной части кузова над дизелем имеются окна, стекла которых крепят резиновой окантовкой. Имеются проемы для установки воздушных фильтров дизеля и главного генератора. Пол в дизельном помещении изготовлен из стальных рифленых листов.

Кузов 4 холодильной камеры основанием приварен к раме тепловоза и состоит из шахты холодильника и части, образующей продолжение дизельного помещения в зоне между дизелем и шахтой холодильника. Кузов холодильной камеры и проставка служат для крепления и соединения кузова в целом и являются также основными частями, придающими ему жесткость.

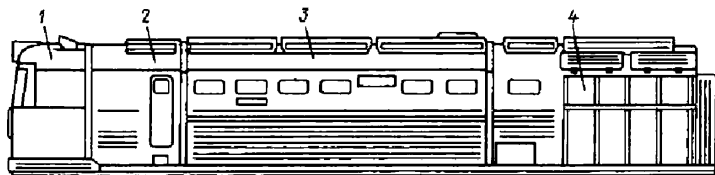


Рис. 2.2.2. Кузов тепловоза 2ТЭ10В:

1 – кабина машиниста; 2 – проставка; 3 – двигательное отделение; 4 – холодильная камера

В отличие от кузова тепловоза, кузов электровоза закрытого типа с несущей рамой имеет меньшее число составных частей: это кабины и боковые стены. Крыши электровозов в основном несъемные, но имеются съемные люки.

Несущие кузова. Повышение секционной мощности локомотивов, а также скорости их движения обуславливает увеличение массы агрегатов, при этом нагрузка на оси не должна возрастать. Поэтому следует уменьшать массу узлов и агрегатов. Более металлоемкими узлами являются главная рама и кузов локомотива, на долю которых приходится до 15...20 % общей массы. Применяя несущие кузова, удается существенно снизить суммарную массу главной рамы и кузова не менее 20 %. В зависимости от компоновки и массы размещаемых в кузове агрегатов хребтовые балки можно располагать на всей длине кузова или только по его концам.

На тепловозах ТЭП60, ТЭП70 и ТЭП75 применены кузова с несущими раскосными фермами. Обшивка стен кузова воспринимает некоторую долю нагрузки, ее толщина 1,5...2 мм.

На тепловозах ТЭ10, ТЭ109 основным несущим элементом является обшивка (оболочка) боковых стен толщиной 2...2,5 мм. Она подкреплена каркасом в виде прямоугольной решетки (безраскосной фермы). Безраскосные кузова обладают большей несущей способностью при одинаковой металлоемкости, чем

раскосные, при этом они несколько легче. Однако раскосные кузова проще и технологичнее в изготовлении.

Каркас может быть значительно облегчен при применении трехслойных оболочек типа "сэндвич": два тонких внешних слоя из высокопрочного материала связаны между собой слоем маложесткого и легкого заполнителя, который выполняет также роль шумо- и термоизоляции. Такие конструкции обеспечивают их высокую устойчивость, жесткость и надежность при малой массе. Кроме того, они обладают способностью снижать вибрации. Элементы крыши кузова и топливные баки по возможности также включают в общую несущую систему (тепловозы ТЭ109, ТЭП60, ТЭП70).

Несущий ферменно-раскосный кузов тепловоза ТЭП70 со съемной крышей блочного типа (рис. 2.2.3, а) является усовершенствованной конструкцией хорошо зарекомендовавшего себя кузова тепловоза ТЭП60. Конструктивно кузов можно разделить на пять основных частей: раму 1, бак для топлива 2, боковые стенки 3 с обшивочными листами, блоки крыши 5 и кабины 4 машиниста.

Рама кузова охватывающего типа образована двумя продольными балками коробчатого сечения, двумя лобовыми поперечными балками, образующими короба для установки сцепных приборов, и четырьмя поперечными шкворневыми балками. В силовую схему рамы включены топливный бак и каналы централи-

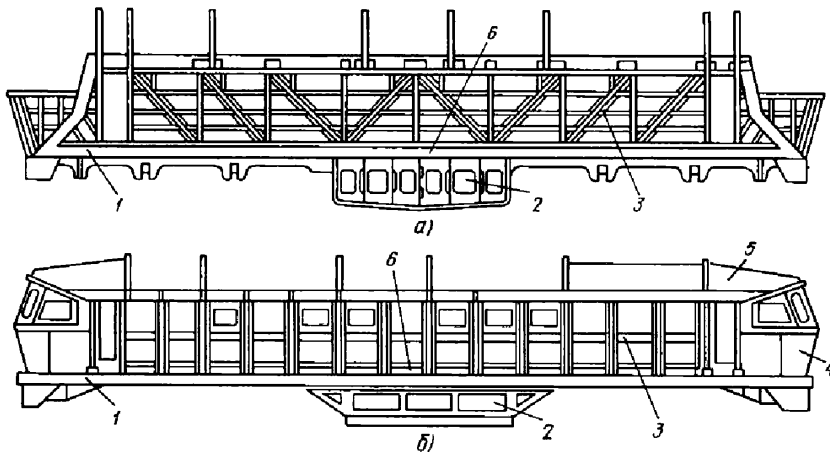


Рис. 2.2.3. Кузова тепловозов:

а – ТЭП70; б – ТЭ109

зованной системы воздухообеспечения. Концевые секции рамы воспринимают продольные силы, для чего в них устанавливают автосцепки СА-3 с поглощающими аппаратами пассажирского типа ЦНИИ-Н6. К ним болтами крепят путеочистители, нижняя часть которых регулируется по высоте.

Средняя секция б рамы представляет собой основание для установки дизель-генератора. В нее входят также сварной топливный бак с нишами для размещения аккумуляторных батарей и два канала воздухопровода системы охлаждения электрических машин. Промежуточные секции рамы устанавливают между концевыми и средней. В каждой промежуточной секции две поперечные шкворневые балки непосредственно воспринимают силу тяги от тележек, а также передают на них вес кузова.

Боковые стенки кузова имеют каркас раскосного типа из гнутых тонкостенных элементов, к которому заклепками крепят обшивку из дуралюминия Д16А толщиной 3 мм. Боковые стенки около концевых секций рамы соединяют нижний продольный силовой пояс рамы и верхний пояс боковых стенок с помощью раскосов. При таком решении происходит лучшее распределение сил по элементам кузова, и конструкция лобовой части кабины машиниста становится более жесткой и прочной.

Крышу кузова используют для размещения узлов вспомогательного оборудования. Конструктивно крыша с встроенными узлами состоит из пяти отдельных съемных секций, которые устанавливают над машинным помещением, и двух секций над кабинами машиниста.

В отличие от тепловоза ТЭП60, в котором рама и каркас боковых стенок выполнены из стали Ст3 или 20, на тепловозе ТЭП70 они изготовлены из низколегированной стали 09Г2, а слабонагруженные и некоторые силовые узлы – из алюминиевых сплавов.

Несущий безраскосный кузов тепловоза (рис. 2.2.3, б). Боковые стенки, рама, кабины, топливный бак и несъемные секции крыши образуют единую пространственную систему, все элементы которой участвуют в передаче нагрузок. Крыша над холодильной и высоковольтной камерами, а также дизель-генератором состоит из съемных элементов. Главная рама I кузова охватывающего типа образована двумя главными продольными балками замкнутого профиля сечением 320×210×5 мм, двумя шкворневыми балками, поперечными креплениями и топливным баком 2. Боковые стенки

выполнены из тонкостенного набора продольных и вертикальных элементов и стальной гофрированной обшивки толщиной 2 мм.

В кузове широко использованы легкие алюминиево-магниевые сплавы АМГ-5, АМГ-6 и пластмассы, из которых изготовлены поперечные диафрагмы, двери, съемные секции крыши и другие слабонагруженные узлы.

Расчеты прочности рам и кузовов. Методика расчета рам и кузовов включает несколько последовательно выполняемых этапов, на каждом из которых учитывают часть свойств несущей системы. При этом последовательно уточняют данные о напряжениях и деформациях отдельных элементов. Необходимость в таком комбинированном расчете обусловлена большой сложностью пространственной конструкции кузова локомотива. Эта сложность повышается вследствие наличия больших и малых вырезов разнообразной формы, расположенных в различных местах несущей системы. Наряду со стержневой основой (каркасом, фермой) в работе участвуют пластины внешней обшивки кузова. Возможность потери устойчивости стержней и пластин учитывают в расчетах путем введения редуционных коэффициентов при определении геометрических характеристик поперечных сечений.

В процессе проектирования выполняют две группы расчетов: 1) общей прочности с оценкой устойчивости отдельных элементов и узлов конструкции; 2) поверочный на разрушающую нагрузку кузова. Расчеты первой группы выполняют с использованием геометрических параметров сечений без учета редуционных коэффициентов. Полученные данные о напряженном состоянии сравнивают с допускаемыми и критическими и делают вывод о прочности и устойчивости отдельных панелей, узлов и несущей системы в целом. Расчеты второй группы выполняют с использованием геометрических характеристик сечений, полученных с учетом редуционных коэффициентов.

Нормы прочности. К несущим конструкциям кузовов относятся, прежде всего, рама кузова и ее составные элементы: боковина, буферные бруссы, трансформаторные и шкворневые балки, балки под блоки моторкомпрессоров, преобразователей и др. У панельных и ферменных кузовов к несущим элементам относятся стенки и крыша. Рамы кузовов электровозов рассчитываются на следующие нагрузки: статическую от веса; статичес-

кую, возникающую при развитии силы тяги; продольную силой 2000...2950 кН, приложенную к автосцепке электровоза, кососимметричную при установке буферов на кузове.

Продольные силы (в кН), приложенные по оси автосцепки, принимаются следующими для электровозов.

Пассажирские	1960
Грузовые восьмиосные	2450
Грузовые двенадцатиосные	2945

Продольные силы (в кН) при ударе в автосцепку на элементах кузова от сосредоточенных масс оборудования и тележек вычисляют по формуле

$$F_{уд} = 3 \cdot 9,8 G_i, \quad (2.2.1)$$

где G_i – максимальная продольная нагрузка в составе поезда.

Коэффициент запаса прочности элементов кузова определяется при наиболее неблагоприятном сочетании нагрузок (весовой,

сжимающей или ударной нагрузке в автосцепку и т.д.):

$$n_{уд} = \frac{\sigma_T}{\sigma_\sigma \sigma_{уд} + \sigma_{ст}} \geq 1,1, \quad (2.2.2)$$

где σ_T – предел текучести материала, МПа; σ_σ – теоретический коэффициент концентрации напряжений; $\sigma_{ст}$, $\sigma_{уд}$ – напряжения, возникающие в результате нагрузок соответственно вертикальной статической и ударной, МПа.

Расчетные режимы и допускаемые напряжения. На кузов и раму в течение их срока службы действуют вертикальные нагрузки от веса оборудования и металлоконструкций, а также горизонтальные поперечные и продольные нагрузки. Все вместе они представляют сложную систему переменных по величине сил различной продолжительности действия. Поэтому при проектировании учитывают лишь наиболее важные для обеспечения прочности расчетные нагрузки, которые указаны в технических требованиях на проектирование и изготовление кузовов (табл. 2.2.1).

2.2.1. Нагрузки, действующие на кузов, учитываемые при его проектировании

Нагрузки	Условия расчета
1. Весовые (брутто) с учетом масс топлива, воды и др.	Опираие кузова: а) на тележки; б) на домкраты; в) при аварийном подъеме локомотива за автосцепку
2. Силы тяги (наибольшие)	Режим двойной тяги: а) при трогании с места; б) при конструкционной скорости; в) при резонансной скорости (при наличии данных о явно выраженных резонансных колебаниях)
3. Продольные силы при растяжении и сжатии вдоль оси автосцепок	2,45 МН для грузовых восьмиосных локомотивов; 2,945 МН для грузовых двенадцатиосных; 1,96 МН для пассажирских
4. Вертикальные динамические, возникающие при движении локомотива с конструкционной или резонансной скоростью	Схема приложения соответствует схеме приложения весовых нагрузок
5. Продольные силы, направленные по оси автосцепок (2,45 для грузовых и 1,96 МН для пассажирских локомотивов), и инерционные силы	Ускорения, предусмотренные техническими требованиями на проектирование и изготовление кузовов, принимают равными 3g при расчете узлов (шкворневых узлов, шкворней, тяг, крепления агрегатов к раме и др.), непосредственно воспринимающих продольные инерционные нагрузки

Динамические вертикальные нагрузки определяют умножением статической нагрузки на коэффициент k_d динамики. Для его определения обычно используют приближенную эмпирическую формулу:

$$k_d = 0,1 + 0,2 (v_k / \Delta_{ст\sigma}), \quad (2.2.3)$$

где v_k – конструкционная скорость, км/ч; $\Delta_{ст\sigma}$ – общий статический прогиб рессорного подвешивания, мм.

Действительное значение k_d находят в процессе динамических испытаний локомотива.

Статическая нагрузка определяется по весовой ведомости электровоза. Нагрузки на раму от крупных единиц оборудования, масса которых превышает 1 т, считаются сосредоточенными. К ним относятся блоки трансформатора, преобразователей, мотор-вентиляторов и др. Нагрузка от масс кузова, пола, стенок, крыши и других узлов, а также от электрических проводов, пневматической проводки, окраски и песка вводится в расчетную схему как равномерно распределенная по всей длине рамы. Нагрузка от массы высоковольтной камеры, аппаратов и более мелкого оборудования в ней принимается равномерно распределенной по длине высоковольтной камеры. Нагрузки от массы кабины с теплоизоляцией, находящихся в ней аппаратов, приборов и оборудования, от массы вспомогательного оборудования считаются равномерно распределенными по длине кабины, а от массы вспомогательного оборудования, установленного в отсеках вспомогательных машин, – по длине отсеков. Нагрузка от массы автосцепки, поглощающего аппарата и путеочистителя принимается в виде сосредоточенной нагрузки, приложенной на конце рамы.

Расчету на статическую нагрузку подвергаются боковины рам кузовов. При действии силы тяги в рамах кузовов электровозов, у которых автосцепка расположена на кузове, возникают дополнительные нагрузки: продольная растягивающая сила, силы от изменения вертикальных нагрузок в опорах на тележки и изгибающие моменты при несовпадении по высоте нейтральной оси сечения боковины осей автосцепки и точек передачи силы тяги от тележек к кузову.

На электровозах ВЛ80 и ВЛ10 к силам, возникающим при развитии силы тяги, относятся еще и силы, действующие в противоразгрузочных устройствах.

Коэффициент сцепления колес и рельсов при расчете рамы кузова на тяговые нагрузки принимается равным 0,36.

В режиме двойной тяги сила тяги электровоза, расположенного впереди, вызывает в раме второго электровоза дополнительно равномерно распределенную по длине рамы растягивающую силу и момент от нее с плечом, равным расстоянию по вертикали между нейтральной осью рамы и осью автосцепок. При подходе электровоза к составу предполагается, что сила, приложенная к автосцепке, уравнивается силами инерции кузова и его оборудования, действующими в центрах тяжести и тележек.

При расчете на удар рам кузовов с автосцепкой на кузове кроме сил инерции кузова и оборудования учитываются силы инерции тележек, приложенные к шкворневым балкам или кронштейнам крепления наклонных тяг. Расчет производится как боковин, так и поперечных балок рамы (буферного бруса, балок, шкворневой, для установки трансформатора и крепления наклонных тяг).

Боковины рам кузовов электровозов с автосцепкой на кузове проверяют также на продольную сжимающую и растягивающую силу, которая принимается одинаковой по всей длине рамы и действующей по осям автосцепок.

Расчетные режимы нагружения обусловлены перечисленными выше нагрузками, действующими в эксплуатации одновременно. Статическую прочность рассчитывают при следующих режимах (см. табл. 2.2.1):

трогание с места (нагрузки 1а и 2а);
движение в тяговом режиме (нагрузки 1а, 2б и 4);

продольное растяжение и сжатие (нагрузки 1а и 3);

ремонтно-аварийный (нагрузки 1б, 1в).

Расчет сопротивления усталости выполняют для режима, при котором учитывают действие нагрузок 1а, 2б и 4, в режиме соударения – нагрузок 1а и 5.

Прочность и устойчивость элементов несущей системы кузова и главной рамы оценивают путем сравнения соответствующих показателей, полученных в расчете, с допускаемыми. Так, при расчете статической прочности принимаются следующие допускаемые напряжения в зависимости от режима нагружения:

трогание с места и движение в тяговом режиме $[\sigma] = 0,65\sigma_T$;

продольное растяжение (сжатие) и ремонтно-аварийный $[\sigma] = 0,9\sigma_T$.

Сопrotивление усталости оценивают по коэффициенту запаса n , который рекомендует-ся определять по формуле:

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{K\sigma_u + \psi\sigma_m} \geq 2, \quad (2.2.4)$$

где σ_{-1} – предел выносливости образца при симметричном цикле; K – коэффициент, характеризующий понижение предела выносливости детали; ψ – коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла; $\psi = 0,25 \dots 0,3$ для проката, листов, а также для сварных соединений; $\psi = 0 \dots 0,1$ для волокон, работающих на сжатие; σ_u и σ_m – соответственно амплитуда и среднее значение напряжений в цикле нагружения.

Среднее значение напряжений σ_m цикла вычисляют как сумму статических напряжений при действии нагрузок 1а и 2б. Амплитуду σ_u определяют приближенно при помощи коэффициента динамики: $\sigma_u \approx k_d \sigma_m$. Коэффициент k_d находят по формуле (2.2.3).

Коэффициент

$$K = \beta_k k_1 k_2 / (\gamma_1 m_1), \quad (2.2.5)$$

где β_k – эффективный коэффициент концентрации напряжений; k_1 – коэффициент, учитывающий неоднородность материала; $k_1 = 1,1$ для ковaного, прокатного и штампованного металла; $k_1 = 1,2 \dots 1,3$ для литого; k_2 – коэффициент, учитывающий внутренние напряжения; $k_2 = 1,0 \dots 1,2$; γ_1 – коэффициент, учитывающий влияние абсолютных размеров детали; для его определения ВНИКТИ рекомендует использовать (рис. 2.2.4); m_1 – коэффициент, учитывающий качество поверхности детали; $m_1 = 1$ для полированной поверхности;

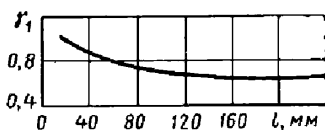


Рис. 2.2.4. Зависимость коэффициента γ_1 от абсолютных размеров поперечного сечения

$m_1 = 0,9$ для чистовой обработки на станке; $m_1 = 0,8 \dots 0,85$ для грубой обработки; $m_1 = 0,8$ для стального литья после пескоструйной обработки.

Эффективный коэффициент концентрации β_k зависит от большого числа факторов и может быть $\beta_k = 1,5 \dots 4$. Для определения β_k можно использовать следующую эмпирическую зависимость:

$$\beta_k = 1 + q(\alpha_T - 1),$$

где $0 \leq q \leq 1$ – коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений; $q = 0,5 \dots 0,8$ для сталей, применяемых в кузовах; α_T – теоретический коэффициент концентрации. Его значения определяют по результатам эксперимента либо по справочным данным.

Коэффициент запаса прочности для шкворневых узлов, буферных брусев, тяг, передающих тяговые усилия, вычисляют:

при движении в тяговом режиме (цикл нагружения при этом нулевой)

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_f (K + \psi)} \geq 1;$$

в режиме соударения

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ст} + \alpha_T \sigma_y} \geq 1,1,$$

где σ_f – напряжения от тяговых усилий; $\sigma_{ст}$ – напряжения от вертикальной статической нагрузки (нагрузка 1а); σ_y – напряжения при соударении (нагрузка 5).

Расчет рам кузовов и кузовов в целом может выполняться методом сил (в виде балки ступенчато-переменного сечения) или более детально МКЭ.

Кузова и их несущие элементы сварены из тонкого листа, полосы широкой или сортовой, а также из комбинации тонкого листа и фасонного проката. При выборе материалов для изготовления несущих конструкций кузовов должны учитываться их хорошая свариваемость, низкая чувствительность к концентрации напряжений, высокие механические свойства, сопротивляемость усталости, пластичность, хорошая хладостойкость и коррозионная стойкость, относительно невысокая стоимость.

В настоящее время основными марками стали для несущих узлов кузовов являются 16Д и СтЗсп группы В. Такие марки стали удовлетворяют требованиям, устанавливаемым для материалов кузовов, но имеют сравнительно невысокие механические свойства. Поэтому все чаще при создании облегченных кузовов (преимущественно электропоездов с ограниченной нагрузкой от колесных пар на рельсы) применяются низколегированные стали 09Г2Д, 09Г2СД, 15ХСНД, 10Г2БД, 10ХНДП с $\sigma_T = 300...400$ МПа и $\sigma_B = 450...550$ МПа, что на 25...40 % больше, чем у 16Д и СтЗсп группы В. Наличие в таких сталях меди (0,2...0,3 %) придает низколегированным сталям удовлетворительную стойкость к корро-

зии. Стали с присадкой хрома и никеля имеют в 4 – 5 раз большую коррозионную стойкость по сравнению с 16Д и СтЗсп группы В.

Основные механические свойства конструкционных и низколегированных сталей приведены в табл. 2.2.2.

Применение низколегированных сталей с $\sigma_T \geq 350...380$ МПа и $\sigma_B \geq 500...540$ МПа дает возможность изготовить электропоезды с относительно небольшой массой механической части.

Наиболее широко в элементах конструкций кузовов используются стали 10ХСНД и 15ХСНД, имеющие хорошие механические свойства и коррозионную стойкость.

2.2.2. Механические свойства конструкционных и низколегированных сталей, применяемых при производстве кузовов и их несущих элементов

Сталь	Толщина проката, мм	σ_T , МПа, не менее	σ_B , МПа, не менее	Относительное удлинение δ , %, не менее	Ударная вязкость, Дж/см ² , не менее, при температуре °С			σ_{-1} , МПа
Углеродистая обыкновенного качества ВСтЗсп (ГОСТ 6713, ГОСТ 380)	До 20	250	380...490	26	—	—	—	170
	21...40	240	380	25	—	—	—	170
16Д	До 20	235	380...520	26	34	—	—	195
	21...40	215	380...520	26	34	—	—	
Углеродистая низколегированная 09Г2Д (ГОСТ 19281)	До 20	310	450	21	—	30	—	210
	21...32	300	450	21	—	40	—	
09Г2СД	До 20	350	500	21	65	40	35	220
	10...20	330	480	21	60	35	30	220
	21...32	310	470	21	60	35	30	220
15ХСНД	До 10	350	500	21	—	40	30	220
	10...20	350	500	21	—	30	30	220
	21...32	350	500	21	—	30	30	220
10ХСНД	До 10	400	540	19	—	50	35	240
	10...15	400	540	19	—	40	30	240
	16...32	400	540	19	—	50	30	240
10ХНП	До 10	350	480	20	—	40	—	200
10Г2БД	До 10	380	520	21	—	40	—	250

2.2.2. ГЛАВНЫЕ РАМЫ ЛОКОМОТИВОВ

Главные несущие рамы воспринимают и передают вертикальные тяговые, тормозные и инерционные силы на тележки (оси) и на ударно-тяговые приборы.

Основными элементами главных несущих рам являются две продольные балки и поперечные крепления. Если эти балки расположены вблизи продольной оси симметрии рамы, они их называют "хребтовыми балками". Элементы рамы соединяют сваркой или клепкой. Расположение продольных балок и поперечных креплений обусловлено компоновкой оборудования локомотива на раме, способом передачи вертикальных и горизонтальных сил на тележки и ударно-тяговые приборы.

При проектировании рамы стремятся обеспечить ее максимальную прочность и жесткость, минимальную металлоемкость, технологичность, удобство компоновки оборудования, надежность. Практически нельзя добиться максимального удовлетворения одного из этих показателей, не ухудшив другие. Например, уменьшение металлоемкости конструкции связано с опасностью снижения ее несущей способности. Компромиссные решения следует искать на основе технико-экономического анализа. Наиболее приемлемым при этом будет считаться то конструктивное решение, которое может дать наибольший экономический эффект.

Несмотря на разнообразие конструкций главных несущих рам, можно выделить несколько общих закономерностей при их проектировании, которые могут послужить гарантией перечисленных выше показателей. Так, при выборе расстояния между двумя продольными балками следует принимать во внимание то, что они являются основными несущими элементами рамы. Поэтому места приложения наибольших сил к раме должны быть расположены по возможности ближе к этим балкам. Наибольшие силы могут возникать в местах крепления дизель-генератора и гидропередачи, у электровозов переменного тока – тягового трансформатора, опор рамы на тележки, ударно-тяговых приборов и других узлов, передающих тяговые и тормозные силы.

Расположение продольных балок главных несущих рам над тележками вызвано лимитированием их высоты (до 500 мм), а следовательно, ограничениями их несущей способности.

Увеличение высоты балок в этом случае приводит, во-первых, к повышению центра масс оборудования, расположенного на раме, что ухудшает динамические качества локомотива и условия вписывания в габарит, во-вторых, к увеличению эксцентриситета приложения продольных сил.

У современных локомотивов (исключение составляют маломощные бестележечные локомотивы) линия действия продольных сил тяг, передаваемых через ударно-тяговые приборы, проходит ниже плоскости главной рамы (определяется требованием ПТЭ и задается на высоте 1050 мм от головки рельса). Поэтому автосцепки устанавливают на главной раме в стяжных ящиках с некоторым эксцентриситетом относительно центра тяжести поперечного сечения рамы. Увеличение этого эксцентриситета отрицательно сказывается на прочности рамы, так как приводит к росту изгибающего момента в ее сечениях при действии продольных сил. Для преодоления этих трудностей на электровозе ВЛ8 ударно-тяговые приборы расположены на рамах тележек. Однако увеличение массы тележек из-за необходимости их сочленения вдоль продольной оси для передачи сил тяги по тележкам заставило конструкторов отказаться от такой схемы на всех последующих сериях грузовых электровозов (ВЛ60, ВЛ80, ВЛ10, ВЛ11, ВЛ85 и т.д.). Продольные балки главных рам разнесены в поперечном направлении на максимальное расстояние (рамы охватывающего типа). Это позволило увеличить их относительную высоту и опустить их ниже, уменьшив, тем самым, эксцентриситет приложения продольной нагрузки и увеличив жесткость рамы.

Продольные балки главных несущих рам современных локомотивов выполняют из проката. Например, хребтовые балки рам тепловозов ТЭЗ, ТЭМ2 и 2ТЭ10В (рис. 2.2.5, а) представляют собой двутавры, горизонтальные полки которых усилены приваренными к ним стальными листами. Продольные балки рамы электровоза ВЛ22 выполнены из двух швеллеров (рис. 2.2.5, б), связанных верхним и нижним поясом из листовой стали. Каждая продольная балка рам электровозов ВЛ60 и ВЛ80 представляет собой вертикальный лист с приваренными к нему двумя швеллерами (рис. 2.2.5, в).

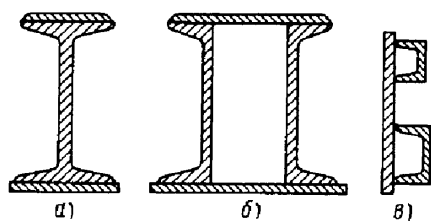


Рис. 2.2.5. Поперечные сечения хребтовых балок:
а – ТЭЗ; б – ВЛ22М, в – ВЛ60 и ВЛ80

Главная рама тепловоза 2ТЭ10В (рис. 2.2.6) сварена из стального проката. Хребтовые балки 4 выполнены из двутаврового проката № 45а, верхняя и нижняя полки которых усилены приваренными полосами (18×340 мм) и соединены между собой поперечными перегородками из листа толщиной 10...12 мм. Торцы хребтовых балок приварены к лобовым листам 7, а литые стяжные ящики 6 прикреплены к концам балок снизу.

Хребтовые балки связаны между собой также горизонтальными листами, приваренными к усиливающим полосам сверху и снизу. Толщина листов настила снизу 6...8 мм, сверху 8...14 мм.

Для увеличения ширины рамы и размещения на ней кузова с внешней стороны имеются поперечные кронштейны, штампованные из листа толщиной 6 мм и связанные обносным поясом 5 из швеллера № 16 с приваренным к нему четырьмя опорами 1 для подъема тепловоза.

Внутри рамы между хребтовыми балками на нижних листах настила укреплены кондуиты, предназначенные для электрических кабелей. Кроме того, между балками проходят каналы охлаждения ТЭД. В середине рамы

выполнен поддон для установки дизель-генератора. В нижней части рамы на специальных утолщениях приварены два шкворня, на которые надеты и приварены прерывистым швом сменные шкворневые кольца. Около каждого шкворня имеются четыре шаровые опоры 3, расположенные по окружности диаметром 2730 мм. С их помощью рама опирается на тележки. В местах расположения опор рама имеет жесткие коробчатые усиления.

Все литые детали тепловоза (стяжные ящики, шкворни, домкратные опоры) изготовлены из стали 25Л-П. Сменные шкворневые кольца изготовлены из стали 50 и термообработаны до твердости 225...305 НВ, двутавровые балки и усиливающие полосы выполнены из стали СтЗсп, все остальные детали – из стали СтЗкп.

Главные рамы маневровых локомотивов как с электро-, так и с гидropередачей, а также тепловозов ТЭ1, ТЭ2, ТЭЗ имеют подобную конструкцию.

Главная рама электровоза ВЛ80 охватывающего типа состоит из двух боковин 7 (рис. 2.2.7), двух буферных брусков 1, двух шкворневых балок 2 и двух балок 5 под трансформатор. К лобовому листу буферного бруса приварена розетка 9 автосцепки; внизу буферный брус имеет коробчатый проем для поглощающего аппарата автосцепки и кронштейн для нагружающего цилиндра. К нижнему листу буферного бруса прикрепляют путеочиститель. Буферный брус сварен из листовой стали (толщина заднего листа 20 мм, лобового 16 мм и горизонтальных 10 мм) и усилен накладками. Шкворневая балка 2 коробчатого сечения сварена из четырех листов толщиной 10...12 мм. К средней части ее приварена коническая обечайка 14 с литым фланцем 13, а сверху вварена

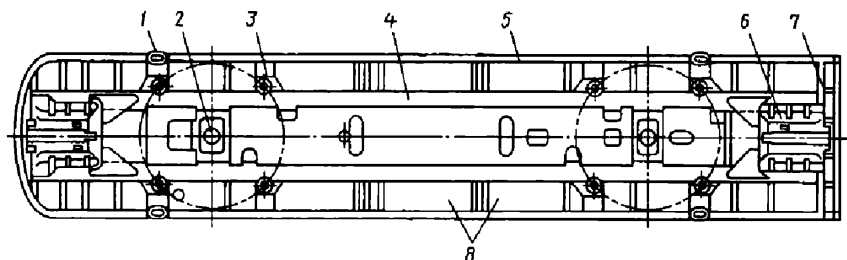


Рис. 2.2.6. Главная рама тепловоза 2ТЭ10В:

1 – опора для подъема тепловоза; 2 – шкворень; 3 – шаровая опора; 4 – хребтовая балка; 5 – обносной пояс; 6 – стяжной ящик; 7 – лобовой лист; 8 – отсеки для аккумуляторных батарей

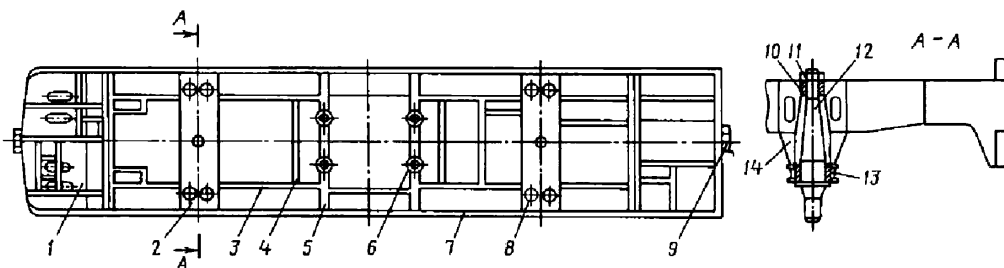


Рис. 2.2.7. Главная рама электровоза ВЛ80:

- 1 – буферный брус; 2 – шкворневая балка; 3 – продольный элемент; 4 – поперечный элемент; 5 – балка под трансформатор; 6 – стальной конус; 7 – боковина; 8 – стакан боковой опоры; 9 – розетка автосцепки; 10 – втулка; 11 – гайка; 12 – шкворень; 13 – фланец; 14 – обечайка

цилиндрическая втулка 10. Шкворень 12 запрессовывают во фланец 13 и затягивают во втулке 10 гайкой 11. На концах шкворневой балки сварены четыре стакана 8 под боковые опоры.

Боковины рамы кузова сварены из полос (900×8 мм) и двух швеллеров: нижнего швеллера N 30 с осью, расположенной приблизительно по оси автосцепки, и верхнего N 16. При этом боковина рамы кузова закрывает верхнюю часть тележки на 240 мм.

Все несущие элементы рамы кузова изготовлены из стали Ст3 или М16С.

Кроме основных элементов, жесткость рамы обеспечивают продольные 3, поперечные 4 элементы (уголки N 5 и гнутые профили в виде швеллера толщиной 4 мм и высотой 120 мм) и настил пола толщиной 2...3 мм. Шкворневые балки рамы коробчатого сечения сварены из четырех листов. К нижнему и верхнему листам приварены упорные кронштейны качающихся опор.

Рама электровоза ВЛ60 – охватывающего типа. Однако другая компоновка оборудования

в кузове, а также иной способ опирания на тележки привели к изменению конструкции и количества шкворневых балок и поперечных элементов.

Рама кузова электровоза ВЛ85 охватывающего типа. Она имеет традиционное конструктивное решение. Основными несущими элементами рамы кузова являются боковины 2 (рис. 2.2.8), состоящие из полосы размером 12×900 мм с приваренными швеллерами N 30 и N 16в соответственно снизу размером 300×89×11,5 мм и сверху размером 160×65×7,5 мм (ГОСТ 5267.1).

Рамы кузовов – конструкции с большим числом сварных соединений, поэтому для обеспечения заданных размеров они должны собираться в стендах в заневоленном состоянии. При проектировании рам кузовов необходимо учитывать условия прочности для сварных швов: швы должны быть минимальными, расположение их должно быть максимально симметрично относительно нейтральной оси сечения свариваемой конструкции.

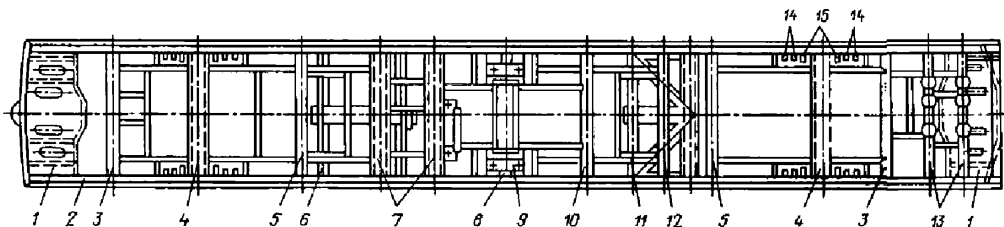


Рис. 2.2.8. Рама кузова электровоза ВЛ85:

- 1 – буферные брусья; 2 – боковина; 3 и 12 – балки, предназначенные соответственно под кабину машиниста и блок мотор-компрессора; 4, 7 и 8 – балки соответственно стяжные, подтрансформаторные и несущие; 5, 10 и 12 – промежуточные балки; 6 – подвеска; 9 – опора кузова; 11 – ферма; 14 и 15 – кронштейны соответственно для балансиров люлечных подвесок и гасителей колебаний

Привариваемые к боковинам рамы кузова поперечные балки в сечениях с высокими напряжениями проектируются с плавным переходом с помощью специальных переходных косынок и коробок. В местах рамы кузова, имеющих высокие напряжения, необходимо избегать установки приварных вспомогательных конструкций, особенно с поперечными сварными швами.

В рабочих чертежах указывают классы швов или оговаривают квалификацию сварщиков, которые могут быть допущены к выполнению сварочных работ.

Сварные соединения очень нагруженных элементов имеют плавные переходы швов к основному металлу без подрезов. Пороки швов удаляются дополнительной подваркой и зачисткой. Качество наложенных швов проверяется ультразвуковым дефектоскопом или рентгеном.

Основные элементы. Стенки кузова. Конструкция стенок кузовов на магистральных электровозах, выпускаемых в нашей стране, не является несущей и предназначена для защиты электротехнического оборудования от пыли, влаги и солнечной радиации. Стенки изготовляют из листовой гофрированной стали, укрепленной от коробления по периметру и по всей внутренней поверхности стойками и горизонтальными жесткостями. Стойки омегаобразного сечения при сварке с листом обшивки образуют коробки. Горизонтальные жесткости набираются из Z-образных профилей для обеспечения соединения с листом обшивки как электродуговой, так и контактной сваркой.

На стенках в проемах между жесткостями размещаются окна и лабиринтные жалюзи системы очистки охлаждающего воздуха. Стенки с рамой кузова и крышей свариваются.

Крыша кузова, как и стенки, предназначена для защиты оборудования от атмосферного воздействия. По всей длине она имеет проемы для обеспечения монтажа и демонтажа блоков оборудования при постройке и ремонтах электровозов. Проемы закрыты крышевыми люками с мягкими уплотнителями. В расчетах на прочность кузова, прочность элементов крыши не учитывается.

Каркасы и воздухопроводы. Размещение электротехнического оборудования представляет сложный комплекс взаимосвязанных конструкций, поскольку не все оборудование крепится только к полу. Наиболее тяжелое оборудование крепится к несущим балкам рамы кузова, а остальное – на специальных каркасах, сваренных на разных уровнях в раму ку-

зова и кузов. Кроме того, каркасы в нескольких поясах по длине кузова связывают в поперечных плоскостях пол, крышу и боковые стенки для повышения жесткости кузова.

На каркасах и полу кузова устанавливаются воздухопроводы для подвода воздуха к тяговым двигателям, тяговому трансформатору, реакторам и другому оборудованию, которые ввариваются в каркасы и являются их составляющими элементами.

У стен кузова перед входными воронками вентиляторов образуются камеры для выравнивания скорости воздуха по всей площади лабиринтных жалюзи. Все это вместе с воздухопроводами создает единую систему очистки и распределения воздуха между потребителями.

На боковых стенках расположены специальные бункера (песочницы) для запасов песка, который используется для повышения сцепления колес с рельсами при большой силе тяги.

Путеочистители. Для предохранения от повреждений элементов конструкции тележек и другого низкорасположенного оборудования, а также для удаления с путей посторонних предметов на рамы передней и задней торцовых частей локомотива устанавливают путеочистители. Путеочиститель имеет сложную форму. Его отливают из стали или выполняют сварным и крепят к стяжному ящику. У путеочистителя имеются кронштейны для крепления свободных концов шлангов тормозной магистрали и индуктивных катушек автоматической локомотивной сигнализации.

Ударно-тяговые приборы. Для сцепления локомотива с поездом, одиночными локомотивами или вагонами в стяжных ящиках рамы устанавливают ударно-тяговые приборы. Их основными элементами являются автосцепка и поглощающий аппарат. Поглощающий аппарат снижает продольные силы, передаваемые на раму, и представляет собой чаше всего стальной корпус, в котором размещают фрикционные клинья. Энергия удара в автосцепку поглощается силами трения, возникающими между фрикционными клиньями и корпусом аппарата. В поглощающих аппаратах применяют рабочие элементы и других типов (резиновые, гидравлические, пневматические).

В настоящее время локомотивы оборудуются поглощающими аппаратами энергоемкостью 55...65 кН·м. В связи с увеличением скоростей при маневровой и сортировочной работах, а также повышением требований к безопасности работы локомотивной бригады и сохранности оборудования при аварийных

соударениях разработаны более энергоемкие поглощающие аппараты: фрикционные Ш-2-В энергоемкостью 65...78 кН·м, Ш-4-Г энергоемкостью 104 кН·м при полном ходе 160 мм; гидрогазовые поглощающие аппараты ГА-100м энергоемкостью 100 кН·м.

Отечественные локомотивы магистральных железных дорог оборудуют типовой автоматической сцепкой СА-3.

Глава 2.3

ДИЗЕЛЬ-ПОЕЗДА И АВТОМОТРИСЫ

Дизель-поезда и автомотрисы используются для пассажирских перевозок в пригородном и местном сообщении на неэлектрифицированных участках железных дорог.

Дизель-поезд (дизельный поезд) автономного самоходного пассажирского подвижного состава – поезд, состоящий из моторных (имеющих собственную дизельную энергетическую установку) и прицепных пассажирских вагонов, у которого в обоих концевых вагонах расположены кабины машиниста с постами управления, что обеспечивает возможность челночной работы поезда на участке (без поворота или перецепки в пунктах оборота). Обычная схема дизель-поезда: концевые вагоны, являющиеся моторными, и несколько прицепных вагонов между ними. Мощность энергетической установки моторного вагона (350...800 кВт) и число прицепных вагонов (один, два, иногда до четырех) определяются пассажиропотоком и интенсивностью движения. В моторном вагоне кроме кабины машиниста размещаются дизель, передача и вспомогательное оборудование энергетической установки. Значительная часть общего пространства моторного вагона отводится для пассажиров [8].

Составность дизель-поезда характеризуется схемой

$$M + nП + M,$$

где М – моторные вагоны; П – прицепные вагоны; n – число прицепных вагонов.

Автомотрисы – рельсовые автобусы.

2.3.1. ДИЗЕЛЬ-ПОЕЗДА И АВТОМОТРИСЫ, ИСПОЛЪЗУЕМЫЕ НА ОТЕЧЕСТВЕННЫХ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГАХ

Дизель-поезда завода "Ганц-Маваг" (Венгрия) [9]. На российских железных дорогах с 1963 г. эксплуатируются дизель-поезда

Д1 с гидромеханической передачей. Это четырехвагонный поезд составностью $M + 2П + M$. Возможна эксплуатация двух сцепленных поездов, т.е. работа по системе многих единиц с управлением из головного вагона: $2(M + 2П + M)$.

На трехосной тележке моторных вагонов дизель-поезда установлен более мощный (по сравнению с поездом Д) V-образный двенадцатицилиндровый четырехтактный форкамерный дизель 12VFE17/24 с газотурбинным наддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха. Мощность дизеля 537 кВт при частоте вращения коленчатого вала 1250 мин^{-1} . При номинальной мощности расход топлива составляет $228 + 8\% \text{ г/(кВт·ч)}$. Масса дизеля 4600 кг.

В трехступенчатой гидромеханической передаче первая ступень – гидродинамическая (пусковой гидротрансформатор), вторая и третья – механические, осуществляющие через фрикционные муфты прямую связь между дизелем и колесами. Осовой редуктор выполнен с коническими зубчатыми колесами с передаточным числом 1,857. Управление работой дизелем и силовой передачей электропневматическое.

Передняя трехосная тележка – моторная, задняя двухосная – поддерживающая. В последних выпусках дизель-поездов ведущие оси – вторая и третья, а первая – поддерживающая. Все колесные пары (кроме одной оси трехосной тележки) имеют двустороннее торможение.

Рессорное подвешивание трехосной тележки – одноступенчатое с цилиндрическими пружинами, а поддерживающей – двухступенчатое люльечное.

В верхней части машинного отделения размещен мотор-вентилятор холодильника, над которым находятся жалюзи. Система водяного охлаждения дизеля одноконтурная.

В пассажирском салоне установлены двух- и трехместные диваны. Стены и потолки облицованы пластиком, а полы покрыты линолеумом. Число мест для сидения в моторном вагоне последних выпусков – 72, в прицепном – 128. Дизель-поезд оборудован двухпроводным электропневматическим тормозом и автоматической локомотивной сигнализацией непрерывного действия (АЛСН). Для переговоров с задним постом управления предусмотрен телефон, а для различных объявлений пассажирам – микрофон.

Техническая характеристика дизель-поезда Д1 приведена ниже.

Общая мощность силовых установок, кВт	1074(2×537)
Конструкционная скорость, км/ч	120
Минимальный радиус проходимых кривых, м	100
Диаметр движущих колес, мм	950
Нагрузка от движущей колесной пары на рельсы, кН	167
Масса дизель-поезда, т	205
Удельная мощность, кВт/т	5,22

Дизель-поезда Рижского вагоностроительного завода. С 1963 г. на российских железных дорогах эксплуатируются дизель-поезда ДР1 (рис. 2.3.1) с дизелями мощностью 735 кВт и гидравлической передачей, с 1973 г. – дизель-поезда ДР1А, а с 1966 г. – ДР2.

Дизель-поезда ДР1 (М + 2П + М) [3]. При увеличении интенсивности пассажирских перевозок число прицепных вагонов может быть увеличено до четырех (М + 4П + М) или поезда могут быть сдвоенны. Для этого случая предусмотрена возможность управления двумя сцепленными дизель-поездами из одной кабины машиниста.

Конструкция вагонов рассчитана как на низкие, так и на высокие платформы. Кузов моторного вагона состоит из салона для пассажиров, имеющего 68 мест для сидения, дизельного отделения и кабины машиниста.

В качестве силовой установки использован четырехтактный V-образный, двенадцати-

цилиндровый с газотурбинным наддувом дизель М756Б (12ЧН18/20) массой 1,8 т и мощностью 735 кВт при частоте вращения коленчатого вала 1500 мин⁻¹. Расход топлива дизелем при номинальной мощности 218 + 5 % г/(кВт·ч).

В полностью автоматизированной системе охлаждения двигателей используется осевой восьмилопастный вентилятор типа УК-2М с гидростатическим приводом, обеспечивающим бесступенчатое регулирование частоты вращения. Мощность, потребляемая вентилятором, 48 кВт. Масло дизеля и гидропередачи охлаждается в водомасляных теплообменниках.

Вращающийся момент от дизеля через резинокордную муфту передается на двухтрансформаторную (без гидромфты) двухступенчатую гидравлическую передачу типа ГДП-1000. Масса гидравлической передачи 3250 кг. От гидропередачи через раздаточный редуктор, карданные валы и двухступенчатые осевые редукторы с передаточным числом 2,58 движение передается на обе оси ведущей тележки.

Эффективность торможения дизель-поезда достигается дисковыми тормозами с пластмассовыми колодками. В качестве источника воздуха для систем тормозов и управления использован компрессор ВВ1,5/9 мощностью 15 кВт при частоте вращения вала 1100 мин⁻¹. Для питания переменным током цепей освеще-

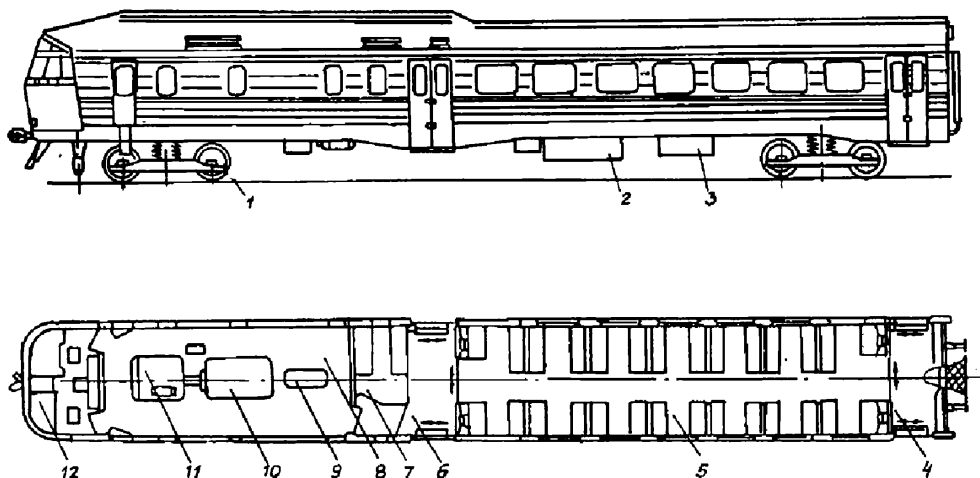


Рис. 2.3.1. Дизель-поезд ДР1:

1 – ведущая тележка; 2 – топливный бак; 3 – аккумуляторная батарея; 4, 6 – тамбуры; 5 – пассажирское отделение; 7 – служебное отделение; 8 – машинное отделение; 9 – вспомогательная дизель-электростанция; 10 – главный дизель; 11 – гидропередача; 12 – кабина машиниста

шения и электродвигателей вентиляционной системы салонов в машинном помещении установлен вспомогательный дизель-генератор мощностью 16 кВт при напряжении 380/220 В и частоте 50 Гц.

Расположенная в передней части вагона кабина управления оборудована радиостанцией, локомотивной сигнализацией с автостопом, устройствами для обогрева и вентиляторами. Прицепные вагоны используются только для размещения пассажиров (124 места для сидения). Несущий цельнометаллический кузов вагона опирается на две двухосные бесчелюстные тележки с двухступенчатым рессорным подвешиванием.

Пассажирские салоны головных и промежуточных вагонов оборудованы полумягкими двусторонними диванами и люминесцентными лампами, создающими равномерную освещенность помещения. Салоны от выходных дверей отделены тамбурами. В холодное время года в салоны от системы отопления подается теплый воздух, температура автоматически поддерживается на уровне 15...20 °С. В летнее время специальные вентиляционные установки нагнетают в салоны свежий воздух, обеспечивая 40–50-кратную сменяемость его в течение 1 ч.

Запас топлива и масла достаточен для пробега 15 тыс. км.

Техническая характеристика дизель-поезда ДР1 приведена ниже.

Общая мощность силовых установок, кВт	1470 (2×735)
Конструкционная скорость, км/ч	120
Общее количество мест для сидения в поезде	384
Минимальный радиус проходимых кривых, м	100
Диаметр движущих колес, мм	950
Нагрузка от движущей колесной пары на рельсы, кН	181
Масса дизель-поезда, т	176
Удельная мощность, кВт/т	8,4

Дизель-поезд ДР1А (М + 4П + М). Это более совершенный дизель-поезд ДР1, отличающийся повышенной надежностью отдельных узлов, улучшенным внешним видом и удобством для машиниста и пассажиров [10], единой системой энергоснабжения, которая более надежна и устойчива в эксплуатации, модернизированной кабиной машиниста, улучшенной вентиляцией, удобной компоновкой управления.

Благодаря усовершенствованию пневмотормозов тормозной путь дизельного поезда ДР1А короче на 150 м. Одновременно увеличена долговечность службы тормозных дисков.

Дизель запускается от стартер-генератора СТТ-7, который одновременно служит для зарядки аккумуляторной батареи и питания постоянным током напряжением 110 В цепей управления, освещения, вентиляции и отопления при работе в режиме генератора. На каждом моторном вагоне установлены кислотные стартерные аккумуляторные батареи 6СТЭН-140М напряжением 96 В и емкостью 140 А·ч.

Следует отметить, что в дизель-поездах ДР1 и ДР1А на ведущих колесных парах применяются, как правило, бандажные колеса, а на колесных парах поддерживающих тележек и тележках прицепных вагонов – цельнокатанные колеса. Если на дизель-поездах ДР1 туалеты размещены в прицепных вагонах, то на ДР1А – в моторных.

Техническая характеристика дизель-поезда ДР1А приведена ниже.

Общая мощность силовых установок, кВт	1470 (2×735)
Конструкционная скорость, км/ч	120
Общее количество мест для сидения в шестивагонном поезде	648
Минимальный радиус проходимых кривых, м	100
Диаметр движущих колес, мм	950
Нагрузка от движущей колесной пары на рельсы, кН	181
Число движущих осей в шестивагонном поезде	4
Масса шестивагонного дизель-поезда, т	270
Удельная масса дизель-поезда, кг/кВт ..	99,3
Удельная мощность, кВт/т	5,4

Дизель-поезд ДР2 (М + 2П + М). В конструкции применено значительное количество проверенных на дизель-поезде ДР1 узлов. Предусмотрена эксплуатация поезда с одним прицепным вагоном в составе двух моторных.

В отличие от дизель-поезда ДР1 на дизель-поезде ДР2 использован двенадцатицилиндровый четырехтактный, бескомпрессорный с газотурбинным наддувом дизель ТМЗ-2001 (12ЧН 15/18) мощностью 441 кВт при частоте вращения коленчатого вала 1600 мин⁻¹. Дизель имеет горизонтальное расположение цилиндров под углом 180°. Такая конструкция позволила разместить его под вагоном и увеличить число мест для сидения в салоне до 104.

Отличительная особенность дизеля – небольшие размеры по высоте. Силовая установка имеет хороший доступ для осмотра и обслуживания. Расход топлива на номинальной мощности 231 г/(кВт·ч).

Вращающий момент от дизеля передается на двухтрансформаторную гидропередачу ГДП-600. От гидропередачи через карданные валы и осевые редукторы с передаточным числом 2,58 вращение передается на обе оси ведущей тележки.

Вода дизеля охлаждается в четырех трубчато-пластинчатых водовоздушных радиаторах, масло дизеля – в четырех, а масло гидропередачи – в шести маслотовоздушных пластинчатых радиаторах с турболизацией потока масла. В холодильнике используются два шестилепестных вентилятора УК-2М, приводимых электродвигателями трехфазного тока.

Для питания электродвигателей вентиляторов системы охлаждения и салонов поезда, а также для люминесцентного освещения на каждом моторном вагоне установлен генератор трехфазного тока ДГС-82-4 с гидростатическим приводом (1000 мин^{-1} , 30 кВ·А, 280/380 В, 50 Гц). Для питания цепей управления и заряда аккумуляторной батареи имеется генератор постоянного тока КГ-12,5 ($650 \dots 1700 \text{ мин}^{-1}$, 5 кВт, 75 В).

В поезде применены эффективные дисковые тормоза с композиционными колодками и электропневматическим управлением. Предусмотрен также ручной дисковый тормоз с механическим управлением. Пневматические системы тормозов управления питаются воздухом от одноступенчатого двухцилиндрового с дифференциальным поршнем тормозного компрессора ВВ-07/8 подачей $0,7 \text{ м}^3/\text{мин}$ (при частоте вращения дизеля 1600 мин^{-1}). Компрессор приводится от гидропередачи через муфту переменного наполнения.

Кузов прицепного вагона опирается на две двухосные бесчелюстные тележки. Для прицепных вагонов дизель-поезда ДР2 применена система пневмоподвешивания кузова. Количество мест для сидения в прицепном вагоне – 124, в моторном – 104. Все салоны поезда оборудованы люминесцентным освещением, автоматическими устройствами подогрева воздуха и вентиляционными установками.

Отделка стен и потолков в сочетании с мягкими двусторонними диванами и другими

удобствами создают необходимый комфорт пассажирам. Широкие окна выполнены из толстого полированного стекла. Раздвижные двухстворчатые двери с пневматическим управлением способствуют быстрой посадке и высадке пассажиров. Упругие переходные площадки между вагонами обеспечивают безопасное перемещение пассажиров в поезде. Вагоны соединены между собой облегченными сцепками конструкции РВЗ. В головных частях моторных вагонов установлены автоцепки СА-3.

Техническая характеристика дизель-поезда ДР2 приведена ниже.

Общая мощность силовых установок, кВт	882 (2×441)
Конструкционная скорость, км/ч	120
Общее количество мест для сидения в четырехвагонном поезде	456
Минимальный радиус проходимых кривых, м	100
Диаметр движущих колес, мм	950
Нагрузка от движущей колесной пары на рельсы, кН	176
Число движущих осей в поезде	4
Сцепная масса дизель-поезда, т	72
Масса дизель-поезда, т	176
Удельная мощность, кВт/т	5

Дизель-поезд (автомотриса) АЧ-2 (М + 4П + М). С 1989 г. на железных дорогах России эксплуатируется дизель-поезд АЧ-2 – автотрисы составностью М + 2П (Чехия). Электрическая схема позволяет осуществлять составность М + 4П + М.

К достоинствам этого поезда следует отнести качественно сконструированные и изготовленные из коррозионно-стойкой стали кузова вагонов. В моторном вагоне использованы узлы силовой установки дизель-поезда ДР1А – 12-цилиндровый дизель М756 и гидродинамическая передача ГДП-1000. Общая мощность силовых установок $2 \times 735 \text{ кВт}$. Большинство других узлов, в том числе экипажной части, не унифицированы с отечественными.

Силовая установка автотрисы включает четырехтактный с наддувом V-образный 12-цилиндровый дизель М756БЭ (12ЧН2А 18/20) (угол развала цилиндров 60°), номинальной мощностью 735 кВт с диапазоном рабочих частот вращения вала $750 \dots 1500 \text{ мин}^{-1}$. Масса двигателя 2100 кг. Гидродинамическая гидропередача ГДП-1000Ч включает два гидротрансформатора ТП-1000М (пусковой и

маршевый). Масса гидropередачи 3350 кг. Силовая установка и вспомогательные агрегаты (вспомогательный генератор переменного тока, отопительный генератор переменного тока, компрессор, насос гидростатического привода вентилятора, маслопрокачивающий агрегат) установлены на амортизированной раме силовой установки.

На нижних поясах опорных профилей приварены восемь косых опор, через которые посредством резиновых амортизаторов рама силовой установки монтируется на раме вагона. Смещение рамы в продольном направлении ограничена резиновыми упорами.

Дизель соединяется с гидropередачей муфтой с резинокордной оболочкой ЭМ580×130 (с десятью слоями корда в несущем каркасе) торообразной формы, которая заимствована из валопровода силовой установки дизель-поезда ДР1А.

Со стороны узла дополнительного отбора мощности дизеля расположен клиноременный привод аксиально-поршневого насоса гидростатического привода вентилятора. Частота вращения вала ротора гидронасоса 1685 мин^{-1} при частоте вращения вала дизеля 1500 мин^{-1} .

Вспомогательный генератор переменного тока мощностью 40 кВт, являющийся источником постоянного напряжения 110 В, получает вращение от приводного вала гидropередачи ГДП-1000Ч. Приводной вал с одной стороны заканчивается шкивом с шестью ручьями привода вспомогательного генератора, а с другой – фланцем для соединения с упругой муфтой привода отопительного генератора мощностью 800 кВт (источник напряжения $3 \times 380 \text{ В}$), закрепленного на корпусе гидropередачи.

Тормозной компрессор типа ЗДСК-100 (двухступенчатый, трехцилиндровый) подачи $94 \text{ м}^3/\text{ч}$ при частоте вращения вала 1370 мин^{-1} установлен на кронштейне рамы силовой установки и приводится клиноременной передачей от шкива на валу дополнительного отбора мощности гидropередачи.

Ведущая и поддерживающая тележки дизель-поезда АЧ-2 однопильны.

Буксовая ступень подвешивания (первая ступень) состоит из четырех комплектов винтовых цилиндрических пружин, опирающихся нижним торцом на консоль буксы поводкового типа. Поводковая часть буксы соединена с рамой тележки посредством сайлентблоков и

соединительной цапфы, передающих продольные и поперечные силы. Для ведущей и поддерживающей тележки применен комплект, состоящий из двух пружин (наружной и внутренней). На поддерживающей тележке моторного вагона в буксовой ступени установлены только наружные пружины.

Вертикальная нагрузка на люлечную балку передается через шкворневой узел и боковые скользуны. Пружины второй ступени работают по принципу "флексикоил", т.е. воспринимают поперечные нагрузки, но за счет люлечной балки разгружены от деформаций при повороте тележки. Ограничения всех перемещений люльки относительно рамы тележки осуществляются упорами. Продольные силы передаются через упоры, установленные на люльке и поперечных балках рамы тележки.

Четыре гидrogасителя второй ступени подвешивания обеспечивают демпфирование колебаний наддрессорного строения в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Колеса тяговой тележки – бандажного типа, поддерживающей – цельнокатанные. На каждой тележке находятся четыре тормозных цилиндра, каждый из которых через рычажную передачу самостоятельно воздействует на тормозные колодки вагонного типа с двух сторон колеса.

Моторный вагон оборудован автоматическим пневматическим и электропневматическим тормозами, вспомогательным тормозом прямого действия и ручным тормозом. Электропневматический тормоз является основным, а пневматический – резервным, который срабатывает автоматически в случае повреждения электропневматического.

Схема силовой установки и трансмиссии АЧ-2 показаны на рис. 2.3.2.

Техническая характеристика дизель-поезда АЧ-2 соответствует дизель-поезду ДР1А.

Несмотря на относительно малую долю пригородных перевозок пассажиров, осуществляемых дизель-поездами, инвентарный парк дизель-поездов в начале 2000 г. составлял более 800 вагонов.

Следует отметить, что рассмотренные дизель-поезда по конструкционным параметрам и техническим характеристикам не соответствуют современным требованиям и их парк устарел. Новые дизель-поезда в нашей стране промышленностью серийно не выпускаются.

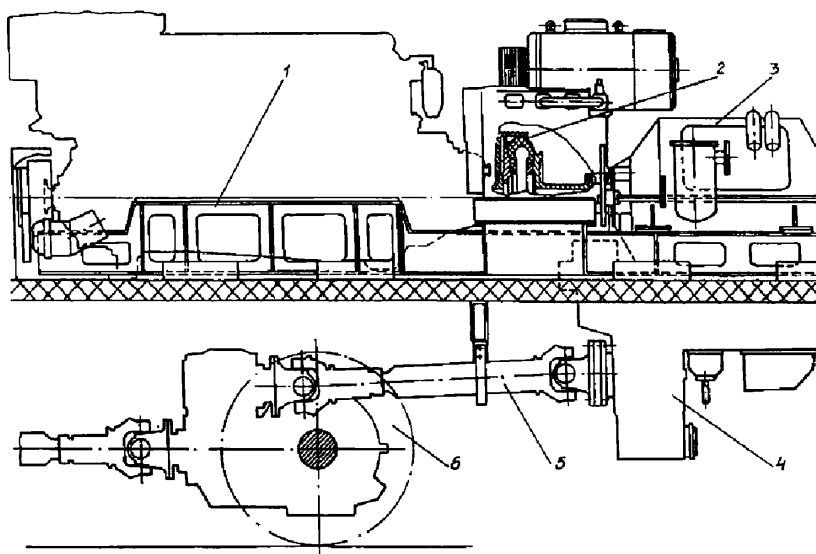


Рис. 2.3.2. Схема силовой установки и трансмиссии дизель-поезда АЧ-2:
 1 – дизель типа М756; 2 – соединительная муфта; 3 – гидropередача; 4 – реверс-редуктор;
 5 – раздаточный карданный вал; 6 – колесная пара

2.3.2. ОХЛАЖДАЮЩИЕ УСТРОЙСТВА ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

К системам охлаждения дизелей тепловозов относят совокупность устройств и агрегатов, обеспечивающих принудительный отвод и рассеяние в атмосфере избыточной теплоты, связанной с рабочим процессом дизельного двигателя.

Отвод теплоты непосредственно от дизеля (от рабочих цилиндров, крышек цилиндров, поршневой группы, турбокомпрессора, а также в процессе охлаждения наддувочного воздуха после его сжатия) и перенос ее от дизеля в охлаждающие (теплорассеивающие) устройства осуществляется промежуточными теплоносителями – жидкостями, циркулирующими в системах охлаждения дизеля.

Для этого используются водяная система, в которой теплоносителем служит вода (возможно применение и низкозамерзающих жидкостей – антифризов, обычно составленных на основе смеси этиленгликоля и воды), и масляная система, в которой циркулирующее смазочное моторное масло помимо своей основной функции (смазки трущихся узлов дизеля) осуществляет отвод и перенос теплоты от поршневой группы и подшипников коленчатого вала, т.е. служит теплоносителем.

В системы отвода теплоты от смазочного масла и наддувочного воздуха дизеля вводятся промежуточные теплообменники (водомасяные и водовоздушные), с помощью которых теплота от масла и воздуха может быть передана основному теплоносителю – воде системы охлаждения дизеля.

Основными элементами охлаждающих устройств различных тепловозных дизелей являются: теплообменники разных типов (водовоздушные, масловоздушные, водомасяные и воздухо-водяные), вентиляторы и их приводные устройства.

Согласно основному уравнению теплопередачи количество передаваемой (от теплоносителя к атмосферному воздуху) теплоты Q прямо пропорционально площади теплопередающей поверхности F и разности температур ΔT теплоносителя (охлаждающей жидкости) и атмосферного воздуха:

$$Q = kF\Delta T,$$

где k – коэффициент теплопередачи.

Так как температурный напор ΔT ограничен (температура воды в системах охлаждения, как правило, не должна превышать 90...95 °С, а охлаждающие устройства должны обеспечивать работоспособность дизеля тепло-

воза при температуре атмосферного воздуха до 40...45 °С), теплопередающие и теплорассеивающие устройства мощных тепловозов должны иметь значительные площади поверхностей охлаждения. Развитие площадей теплопередающих поверхностей достигается за счет дробления потоков на большое число отдельных струй, протекающих в трубках малого поперечного сечения и внешнего оребрения этих трубок.

Радиаторами служат многотрубные теплообменники с внешним оребрением трубок, выполняемые в виде секций или блоков. Радиаторная секция состоит из коллекторов, трубных решеток, к которым припаяны латунные трубки плоскоовального сечения, имеющие коллективное или индивидуальное оребрение. Каждая секция отдельно крепится к водяным коллекторам охлаждающего устройства. Радиаторы блочного типа представляют собой монолитную (неразборную) конструкцию, состоящую из коллекторов, трубок и оребрения.

По конструкции поверхности охлаждения различают радиаторы трубчато-пластинчатые, трубчато-ленточные и пластинчато-ребристые.

На отечественных тепловозах в основном используют типовые радиаторные секции трубчато-пластинчатого типа, имеющие коллективное оребрение медными пластинами толщиной 0,1 мм, шагом оребрения 2,3 мм или 2,83 мм. Площадь воздушной поверхности теплопередачи такой типовой секции составляет 21,0 м² при шаге оребрения 2,83 мм и 29,5 м² при шаге 2,3 мм.

Коэффициент теплопередачи радиаторов зависит от скорости омывающего их поверхность потока воздуха, и возрастает при ее увеличении. В охлаждающих устройствах тепловозов его расчетное значение составляет 50...60 Вт/(м²·К).

По способу подвода потока охлаждающего воздуха к радиаторам различают охлаждающие устройства всасывающего и нагнетательного типов.

В охлаждающих устройствах всасывающего типа вентиляторное колесо располагается в верхней части шахты охлаждающего устройства, а радиаторы – под вентилятором. За счет разрежения под вентилятором воздух через боковые жалюзи засасывается из атмосферы и протекает через радиаторы. Нагретый воздух через верхние жалюзи выбрасывается вентилятором в атмосферу.

В охлаждающих устройствах нагнетательного типа вентиляторная установка находится в нижней части шахты, а радиаторы – со стороны нагнетания вентиляторов. Охлаждающий воздух поступает к радиаторам из диффузора вентилятора с высокой скоростью, чем достигается повышение эффективности теплопередачи.

Схемы охлаждающих устройств. На тепловозах применяют две основные схемы систем охлаждения и охлаждающих устройств дизелей:

1) охлаждение воды дизеля в водовоздушных радиаторах 1, масла дизеля – в масловоздушных радиаторах 2 (рис. 2.3.3, а). Такая схема использована в системах охлаждения и охлаждающих устройствах серийных поездных тепловозов ТЭЗ, маневровых тепловозов (например, серии ТЭМ2). Такая схема проста, но оказывается малоэффективной при создании охлаждающих устройств для мощных форсированных дизелей современных тепловозов с большой долей избыточной теплоты, передаваемой охлаждающему маслу, так как коэффициент теплопередачи масловоздушных радиаторов значительно ниже, чем у водовоздушных;

2) охлаждение воды в водовоздушных радиаторах 1, а масла в промежуточном водомасляном теплообменнике 5 (рис. 2.3.3, б). Вода из контура охлаждения масла затем охлаждается воздухом так же, как и вода из контура непосредственного охлаждения дизеля. Такая схема применена на тепловозах типа 2ТЭ10, 2ТЭ116, ТЭП70 и т.д. Охлаждение масла промежуточным теплоносителем (водой) позволяет уменьшить общие размеры радиатора на тепловозе.

Обе схемы включают также масляный 3 и водяные насосы: 4 в первой схеме и 4 и 6 – во второй, обеспечивающие циркуляцию теплоносителей.

Воздух для наддува дизеля обычно охлаждается в воздухоохладителе водой. На тепловозах с гидравлической передачей теплоносителем для отвода теплоты от последней служит рабочая жидкость передачи (масло).

На современных тепловозах находят применение системы, аккумулирующие избыточную тепловую энергию и позволяющие в зимний период эксплуатации уменьшить вероятность выхода из строя радиаторных секций: внутрикамерная рециркуляция воздуха (осушается предварительный подогрев поступаю-

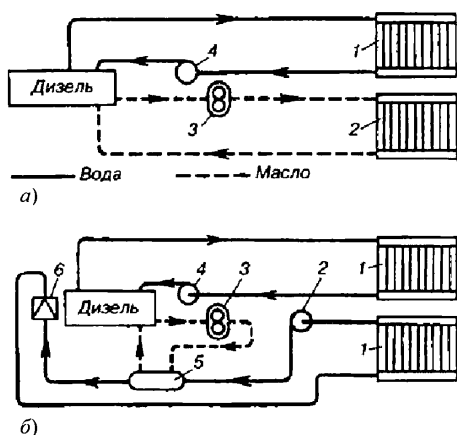


Рис. 2.3.3. Схемы систем охлаждающих устройств тепловозов:

а – с раздельным воздушным охлаждением воды и масла; б – с водяным охлаждением масла и двухконтурной водяной системой;

1 – водовоздушные радиаторы; 2 – масловоздушные радиаторы; 3 – масляный насос; 4 и 6 – водяные насосы соответственно первого и второго контура; 5 – водомасляный теплообменник

шего к радиаторам охлаждающего воздуха); осушение радиаторов охлаждающего устройства в нерабочем состоянии локомотива путем слива воды из системы в дополнительный бак. Отключение охлаждающего устройства из круга циркуляции воды дизеля позволяет снизить расход топлива при "горячем" отстое локомотива.

Размещение основных частей охлаждающих устройств. Составные элементы охлаждающих устройств (секции радиаторов, соединяющие их коллекторы, вентиляторные установки с приводом и воздухопроводы) образуют камеру охлаждающих устройств, называемую шахтой (рис. 2.3.4, а), размещаемую обычно в концевой части кузова секции грузового тепловоза, в головной части капотного кузова маневрового тепловоза или между задней кабиной машиниста и дизельным помещением на односекционных (главным образом, пассажирских) тепловозах.

В боковых стенках шахты размещены воздухоприемники – поворотные жалюзи 1 и водяные секции радиаторов 2 и 3, к которым

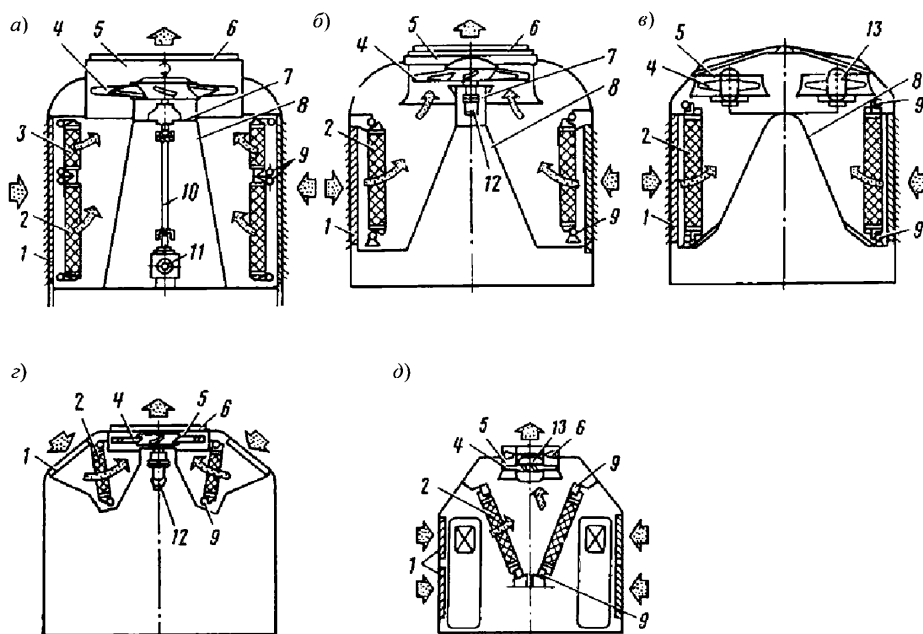


Рис. 2.3.4. Схемы размещения радиаторов и вентиляторов охлаждающих устройств на тепловозах серий:

а – 2ТЭ10В (М, У); б – ТЭП60; в – 2ТЭ116; г – ТГ16; д – ТЭ109; 1 – боковые жалюзи;

2 и 3 – секции радиаторов; 4 – вентилятор; 5 – диффузор вентилятора; 6 – верхние жалюзи;

7 – горизонтальный лист (потолок) шахты; 8 – арка; 9 – коллектор; 10 – карданный вал привода вентилятора;

11 – редуктор; 12 – гидромотор привода вентилятора; 13 – электродвигатель привода вентилятора

охлаждающие жидкости подводятся коллекторами 9. В центре камеры охлаждающих устройств размещен вентилятор 4. Внутренняя часть камеры ограничена наклонными стенками 8, которые, смыкаясь с горизонтальным листом 7, образуют арку (шахту), которая служит для прохода к торцовым дверям секции. Теплообмен в радиаторах интенсифицируется протеканием через их фронтальную поверхность потока внешнего воздуха благодаря разрежению в шахте, создаваемому вентилятором 4. Воздух засасывается вентилятором через боковые жалюзи 1, протекает через секции радиаторов 2 и 3, через диффузор 5 вентилятора и выбрасывается наружу. Открытием боковых жалюзи 1, а также верхних 6, регулируется подача воздуха, а следовательно, температуры воды и масла.

Привод вентилятора осуществляется по различным схемам и может быть механическим – через редуктор 11 и карданный вал 10 непосредственно от вала дизеля (рис. 2.3.4, а), индивидуальным гидростатическим 12 (рис. 2.3.4, б и в) или электрическим (рис. 2.3.4, в и д).

В качестве вентиляторов охлаждающих устройств на отечественных тепловозах используются обычно низконапорные восьмилопастные осевые вентиляторы ЦАГИ типа УК-2М. Число вентиляторов зависит от длины фронта радиаторов, схемы компоновки камеры охлаждающих устройств и диаметра лопастей. Применяются вентиляторы с диаметром лопастей 1100 мм (при четырех вентиляторах в охлаждающем устройстве – тепловоз серии 2ТЭ116), 1600 мм (два вентилятора – тепловоз серии ТЭП60), 1700 мм (два вентилятора на тепловозах серий 2ТЭ121 и 2ТЭ136 и три вентилятора на тепловозе серии ТЭП70) и 2000 мм (один вентилятор в шахте на тепловозе типа 2ТЭ10). На некоторых тепловозах шахты охлаждающих устройств отсутствуют, так как вентиляторы и радиаторы размещаются под крышей машинного помещения над дизелем (см. рис. 2.3.4, з).

Водомасляные теплообменники обычно размещаются либо непосредственно на дизеле (дизели типа Д49), либо вблизи от него в машинном помещении кузова тепловоза (2ТЭ10В, ТЭП60). Воздухоохладители размещаются непосредственно на дизеле.

2.3.3. ПЕРСПЕКТИВЫ УВЕЛИЧЕНИЯ ПАРКА ДИЗЕЛЬ-ПОЕЗДОВ И АВТОМОТРИС

В соответствии с принятой программой развития и повышения качества пригородных пассажирских перевозок на железнодорожном

транспорте концепция создания отечественных дизель-поездов нового поколения базируется на принципах их унификации по кузовам, тележкам, основным узлам пневмо- и электрооборудования, системам управления, оборудованию пассажирских салонов, а также по электрической передаче переменного тока с использованием отечественного комплектующего оборудования.

В рамках типажа перспективного подвижного состава разработаны и утверждены основные параметры автомотрис и дизель-поездов.

В соответствии с разработанным типажом предусмотрен выпуск следующих типов дизельного мотор-вагонного подвижного состава (табл. 2.3.1).

Автомотрисы типа ДА1 предназначены для перевозки пассажиров в основном на неэлектрифицированных участках на расстояния до 50 км. Рельсовый автобус представляет собой вагон с двумя кабинами управления. Количество вагонов в составе поезда – от одного до трех. Конструкция автомотрис должна обеспечивать эксплуатацию на участках с высокими и низкими платформами.

Дизель-поезда типа ДП-11 предназначены для перевозок пассажиров в основном на неэлектрифицированных участках на расстояния до 150 км с длиной перегонов 4...7 км. В зависимости от условий эксплуатации количество вагонов в составе поезда будет изменяться от четырех до шести, с разным соотношением моторных и прицепных. Удельная мощность силовой установки на единицу массы тары поезда должна составлять не менее 5,6 кВт/т, что обеспечивает среднее ускорение в диапазоне скоростей 0...20 км/ч не менее 0,5 м/с².

Дизель-поезда типа ДМ12 предназначены для ускоренных перевозок пассажиров между городами на расстояния до 500 км на участках с устойчивым пассажиропотоком с остановками только на крупных станциях. Отличительной особенностью этих дизель-поездов является увеличенная не менее чем до 7,8 кВт/т удельная мощность силовой установки, повышенная до 140 км/ч максимальная скорость движения в эксплуатации и повышенный уровень комфорта в пассажирских салонах.

Основная составность – десять вагонов. При этом предусматривается возможность формирования поездов с различным числом и

2.3.1. Типы и основные параметры перспективных дизель-поездов

Показатели	ДП11	ДМ12
Скорость, км/ч:		
конструкционная	160	160
максимальная в эксплуатации	120	140
Климатическое исполнение и диапазон рабочих температур	У, –50...+40 °С	
Удельная мощность силовой установки в продолжительном режиме, кВт/т, не менее	5,6	7,8
Коэффициент использования мощности силовой установки на обеспечение тяги и питание систем жизнеобеспечения, не менее	0,78	0,80
Среднее ускорение до 20 км/ч, не менее	0,5	0,8
Удельный расход топлива при номинальной мощности, г/(кВт·ч), не более	215	210
Запас хода по топливу, км, не менее	1400	1500
Нагрузка от колесной пары на рельсы при максимальной населенности, кН, не более:		
с силовой установкой или ТЭД	200	180
прицепной	160	140
Число мест для сидения в вагоне, не менее:		Определяется условиями комфорта проезда пассажиров
с кабиной управления	60	
без кабины управления	116	
Число мест для сидения в поезде основной составности, не менее	352	

Примечания. 1. Климатическое исполнение У, диапазон рабочих температур –50...+40 °С. 2. Номинальный диаметр колеса по кругу катания 950 мм.

различным соотношением моторных и прицепных вагонов, что необходимо для снижения эксплуатационных расходов при различных пассажиропотоках.

На дизель-поездах и автомотрисах должны применяться силовые установки, обеспечивающие экономичный расход топлива в широком диапазоне эксплуатационных режимов.

Унифицированная кабина управления будет модульной. В лобовой части кабины ниже проема окон – усиливающий пояс для защиты обслуживающего персонала при соударениях в аварийных режимах. Кабины управления всех типов мотор-вагонного подвижного состава должны оборудоваться пультом машиниста, системой управления поездом, необходимым комплектом приборов безопасности,

установками микроклимата и кондиционирования воздуха. В кабинах должна быть предусмотрена звуковая и световая сигнализация о возникновении пожара.

Система управления и обеспечения безопасности движения – унифицированная для всех видов локомотивов и мотор-вагонного подвижного состава. На дизель-поездах должна применяться унифицированная поездная шина управления и передачи информации. Эта система – многоуровневая. Она должна обеспечивать управление всеми системами поезда, контроль безопасности движения, автоведение, бортовую диагностику, регистрацию режимов движения, связь пассажир–машинист, сигнализацию контроля закрытия дверей, автоматическую пожарную сигнализацию.

Мотор-вагонный подвижной состав должен быть оборудован комплексным локомотивным устройством безопасности движения с цифровым радиоканалом, средствами технологической радиосвязи для переговоров и автоматического обмена дискретной информацией с напольным оборудованием.

Системы обеспечения микроклимата и комфорта проезда пассажиров, установки микроклимата в салонах вагонов, кабине машиниста и других помещениях по возможности максимально унифицируются для всех типов дизель-поездов.

В головных вагонах дизель-поездов предусмотрены места для проезда лиц с ограниченной подвижностью. Эти вагоны должны иметь устройства для быстрого подъема и надежного крепления инвалидных колясок, специальные санузлы большей площади.

В поездах типов ДМ12 предусматриваются вагоны различных классов, разного уровня комфорта (ширины, шага и числа кресел) и предоставляемыми услугами (наличием междугородной телефонной связи, доступом в интернет, аудио- и видеотрансляцией; баром, буфетом и др.). В зависимости от региона эксплуатации и класса вагонов предусматривается система кондиционирования воздуха.

В 1996 г. создан первый опытный образец дизель-поезда ДЭЛ-01 с электрической передачей переменного тока. Дизельный состав содержит по два моторных головных и промежуточных прицепных вагона. В качестве силовых установок на опытном поезде использованы двухтактные горизонтальные шестицилиндровые дизели со встречно движущимися поршнями мощностью 588 кВт (Украина).

В 2003 г. ОАО ХК "Лугансктепловоз" построил опытный образец дизель-поезда ДЭЛ-02. Новый поезд отличается современным дизайном [11]. Основная его составность – три вагона, из которых два головных моторных и один промежуточный прицепной. Силовые установки перенесены под пол. Силовой модуль включает горизонтальный шестицилиндровый дизель фирмы МТУ типа 12V183DE мощностью 505 л.с. и синхронный тяговый генератор фирмы Сименс. В состав модуля также входят воздушный фильтр, глушитель, радиатор и другие агрегаты, обеспечивающие работу дизеля.

Моторные тележки унифицированы с тележками прицепных вагонов и выполнены с тяговым приводом третьего класса, т.е. с опор-

но-рамным подвешиванием ТЭД и тяговых редукторов. В конструкции дизельного состава применена электропередача переменного тока. На каждом из моторных вагонов имеются синхронный тяговый генератор, выпрямительно-инверторный преобразователь частоты и два асинхронных электродвигателя АД-906. Каждый из ТЭД получает питание от индивидуального инвертора напряжения.

Источником питания вспомогательного оборудования дизель-поезда является преобразователь собственных нужд, который получает выпрямленное напряжение тягового генератора и выдает потребителям переменный ток напряжением 220 В, частотой 50 Гц. Для отопления вагонов под полом вдоль стенок вагона установлены электронагреватели, питающиеся напряжением 600 В через специальный стабилизатор. В тяговом преобразователе и преобразователе собственных нужд используются IGBT-транзисторы.

Кабина машиниста представляет собой стеклопластиковую капсулу, укрепленную на металлическом несущем каркасе.

Стекла кабины крепятся при помощи мастики-герметика и имеют электрообогрев. Интерьер кабины и пассажирских салонов выполнен в светлых тонах с использованием термоформованных панелей из пластмасс. В отличие от предыдущего варианта дизель-поезда в салонах применено люминесцентное освещение. Наряду со звуковым оповещением пассажиров предусмотрено визуальное. На табло "бегущая строка" выводится информация об остановках, текущем времени, температуре воздуха, а также реклама.

Кроме этих опытных дизель-поездов ОАО ХК "Лугансктепловоз" выпускает шестивагонные дизель-поезда типа ДПЛ с тяговым локомотивом мощностью 1470 кВт в голове поезда и с кабиной управления в хвостовой части.

В 2000 г. ФГУП ВНИКТИ создал дизель-поезда ДПМ-1 и ДТ116.

Дизель-поезда ДПМ-1 эксплуатируются на участке Москва – Узловая – Новомосковск. В качестве тяговых локомотивов на этих дизель-поездах используются тепловозы 2М62У, в качестве вагонов – прицепные вагоны электропоездов ЭР2. Одна секция тепловоза устанавливается в голове поезда и выполняет функции тяговой единицы, вторая – в хвосте поезда и осуществляет питание систем отопления, вентиляции и освещения вагонов.

Дизель-поезд ДТ116 эксплуатируют на участке Воронеж – Касторная. В качестве тяговых локомотивов на этих дизель-поездах используются тепловозы ТЭ116, в качестве вагонов – прицепные вагоны электропоездов ЭР9П. Одна секция тепловоза устанавливается в голове поезда и выполняет функции тяговой единицы, вторая – в хвосте поезда и осуществляет питание систем отопления, вентиляции и освещения вагонов.

2.3.4. ДИЗЕЛЬ-ПОЕЗДА ЗАРУБЕЖНЫХ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

Мировой опыт показывает, что в пассажирских перевозках дизельный моторвагонный подвижной состав во многих случаях способен представить эффективную альтернативу электрическому с точки зрения как эксплуатационных возможностей, так и уровня комфорта.

В последние годы (1998 – 2004 гг.) дизель-поезда переживают своего рода возрождение [12]. Новый дизельный подвижной состав конструируют и строят с использованием современных технологий, он обеспечивает высокий уровень технических и экономических показателей с момента ввода в эксплуатацию и удовлетворяет строгим требованиям в отношении воздействия на окружающую среду. Дизель-поезда разрабатывают в расчете на широкое многообразие условий эксплуатации в разных странах и регионах.

Современные зарубежные дизель-поезда изготавливают с электрической, гидравлической или механической передачей с конструкционной скоростью 80...200 км/ч. К наиболее распространенным из них относятся дизель-поезда с конструкционной скоростью 120...160 км/ч.

Отличительной особенностью современных дизель-поездов является то, что наиболее распространенные из них (в Германии, Великобритании и Франции) могут иметь дизельный, электрический или комбинированный (дизель-электрический) тяговый привод типа AGC. Дизель-поезда с комбинированным тяговым приводом обеспечивают пассажирам беспересадочные сообщения по электрифицированным и неэлектрифицированным линиям, а при движении на электрической тяге в районах плотной жилой застройки меньше загрязняют окружающую среду. Сочлененное исполнение таких поездов позволяет упростить рассредоточение пассажиров по вагонам и создает до-

полнительные удобства, а также повышает уровень безопасности.

Поезда AGC разных серий независимо от вида тягового привода, составности и технического оснащения имеют большое число унифицированных узлов и агрегатов, что снижает их стоимость, а также расходы на техническое обслуживание и ремонт, в том числе на приобретение запасных частей.

Дизель-поезда Li Rex (VT618) Германии также могут иметь дизельный электрический или комбинированный тяговый привод. Эти поезда выполняются с электрической передачей с использованием генераторов переменного тока и маховиковых аккумуляторов энергии. Поезда Regio Swinger (VT612) оснащены системой наклона кузова.

Только с 1992 по 2004 гг. в эксплуатацию было введено более 25 типов таких поездов: AGC, VT618, VT612, Turbostar, XTER (X72500), VT610, VT628, VT641, Talent (VT643), Talent DE (VT644), изготовленных преимущественно фирмами Бомбардье, Алстом, Сименс и находящихся в эксплуатации во многих странах мира (Франция, Германия, Великобритания, Швеция, Китай).

Среди других дизель-поездов этой скоростной категории необходимо отметить Saemaul/DHC 200 (конструкционная скорость 150 км/ч, Корея), Endeavour (145 км/ч, Австралия), BM/BS 92 (140 км/ч, Норвегия), MT 5600 (140 км/ч, Турция).

Большинство современных дизель-поездов оборудуются креслами самолетного типа, установками кондиционирования воздуха, сдвижными входными дверями и телевизионной системой внутреннего наблюдения. Они характеризуются просторными интерьерами пассажирских салонов и улучшенными аэродинамическими характеристиками. Для снижения уровня шума при движении ходовые части и подкузовное оборудование закрыты фартуками и панелями. Конструкция экипажных частей обеспечивает плавный ход и выполнение всех действующих требований по безопасности.

Кузова вагонов изготавливают, как правило, с применением крупногабаритных экструдированных элементов из алюминиевого сплава, а лобовые части – из стали, для удовлетворения действующим требованиям по сопротивляемости ударным нагрузкам.

Поезда Agenda проектировались в расчете на эксплуатацию в суровых погодных усло-

виях, в том числе в местностях с большим количеством осадков в виде снега. Особое внимание уделено обеспечению высокого уровня комфорта для пассажиров, в частности, созданию в пассажирских салонах благоприятного климата. К основным особенностям этих поездов относятся:

стальные кузова вагонов с панелями наружной обшивки из армированного стеклопластика и многослойными крышевыми панелями;

дизели и передачи, смонтированные на вспомогательных рамах, что облегчает их техническое обслуживание и ремонт;

система наклона кузовов вагонов с гидравлическим приводом;

система отопления с использованием водяных конвекторов;

отдельные системы кондиционирования воздуха для пассажирских салонов и кабин управления.

Следует отметить положительное влияние полного разделения модулей тягового привода и пассажирских салонов. За счет этого значительно снижаются уровни шума и вибра-

ции и становится возможным понижение пола на входных площадках и на 70 % площади салонов. Широкие съемные панели обеспечивают удобный доступ к узлам и агрегатам силовой установки. Внешний вид дизель-поездов соответствует современному дизайну.

Дизель-поезда серии VT628 [13] относятся к наиболее массовому типу дизель-поездов. Дизель-поезд серии VT628.2VS928.2 разработан и построен фирмами Дюваг АГ и Круп Мак по заказу железных дорог Германии. Он выполнен двухвагонным: состоит из моторного типа VT628.2 и прицепного типа VS928.2 вагонов с кабинами управления, соединенных между собой постоянно короткой жесткой сцепкой. Комфорт и выдерживание графика движения способствовали увеличению потока пассажиров в пригородном движении в районах эксплуатации этих дизель-поездов.

В настоящее время в эксплуатации находится более 600 двухсекционных дизель-поездов VT628.

Техническая характеристика дизель-поездов серии VT628 приведена в табл. 2.3.2.

2.3.2. Техническая характеристика дизель-поездов серии VT628

Показатели	Серия дизель-поезда	
	VT628.2/VS928.2	VT628.4/VS928.4
Мощность дизеля, кВт	410	485
Нагрузка от оси на рельсы, кН:		
моторной тележки	127,4	135,0
поддерживающей тележки	124,4	127,4
Максимальная скорость движения, км/ч	120	120
Минимальный радиус проходимых кривых, м	125	125
Количество мест для сидения в моторном и прицепном вагонах класса:		
первого	10	12
второго	64/48	64/48
откидных сидений	8/13	8/14
Габаритные размеры двухвагонной секции:		
длина по буферам	45	46,4
расстояние между центрами тележек	15,1	15,1
база тележки	1,9	1,9
Диаметр колеса нового/изношенного, мм	770/710	770/710

Силовая установка, состоящая из дизеля и гидропередачи, размещена под полом вагона и упруго подвешена к раме. В отличие от дизель-поезда 628.2, на котором применен дизель фирмы Даймлер-Бенц мощностью 375 кВт, в вагонах типа 628.4 используется четырехтактный 12-цилиндровый дизель типа 12V183TD12 фирмы МТУ мощностью 485 кВт с турбонаддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха.

Мощность от дизеля передается карданным валом на гидропередачу типа ТЗ11г фирмы Фойт, состоящую из гидротрансформатора и гидромуфты, затем от гидропередачи через карданные валы и осевые редукторы – на колесные пары задней тележки. Установка на вагоне гидропередачи ТЗ11г дает существенный вклад в экономию топлива благодаря лучшему КПД при работе на гидромуфте. Кроме того, гидропередача оборудована устройством защиты от боксования. Система защиты не требует немедленного снижения частоты вращения дизеля; регулирование осуществляется в гидропередаче специальной системой управления: гидротрансформатором создается лишь тогда полная сила тяги, когда масло в трансформаторе находится под избыточным давлением, снижение этого давления (что можно осуществить в доли секунды) моментально снижает и вращающий момент трансформатора.

Воздух для работы дизеля забирается через жалюзи в боковой стенке на уровне окон и проходит через воздухоочиститель с сухим фильтрующим элементом. Выхлопные газы отводятся через глушитель по трубам и выпускаются наружу над крышей вагона.

Топливный бак расположен ниже уровня пола и разделен перегородкой на два резервуара, в одном из которых размещается 1000 л дизельного топлива, а в другом – 250 л мазутного топлива для системы отопления.

Тележки моторного и прицепного вагонов дизель-поезда – двухосные с пневматическим рессорным подвешиванием. Рама тележки имеет Н-образную открытую сварную конструкцию. Все элементы конструкции, к которым предъявляются высокие требования относительно прочности или которые подвергаются большим нагрузкам, выполнены из стали St 52-3.

Кузов вагона опирается на раму тележки с помощью двух пневморессор. Поперечные перемещения кузова относительно тележки

ограничиваются резиновыми амортизаторами. Для гашения колебаний предусмотрены гидравлические демпферы: по одному, действующему параллельно каждой пневморессоре, и два демпфера колебаний относ. кузова. Передача тяговых и тормозных сил осуществляется через горизонтальный тяговый поводок с карданным шарниром.

Колесные пары имеют бандажные колеса.

Вагоны оборудованы автоматическим дисковым пневматическим тормозом системы Кногт, а моторная тележка – еще и магниторельсовым тормозом. Каждая колесная пара моторного вагона оборудована двумя тормозными дисками шириной 110 мм, прицепного – 90 мм. Диаметр дисков 550 мм. На каждой тележке установлены по два тормозных цилиндра (по одному на каждую ось).

Источником сжатого воздуха на дизель-поезде является воздушный компрессор типа VV 110/200 подачи 170 л/мин. Пневматический тормоз при действии со скорости 120 км/ч обеспечивает поезду тормозной путь 520 м. При взаимодействии с магниторельсовым тормозом тормозной путь составляет 480 м.

Используемая ранее импульсная система смазки бандажей колесных пар на дизель-поезде VT628.4/VS928.4 заменена системой с регулируемой подачей смазки в зависимости от радиуса кривой, чем достигается снижение износа системы колесо–рельс и уровня шума от движения поезда в кривых, а также улучшение экологических показателей.

Дизель-поезд VT628.4/ VS928.4 оборудован микропроцессорной системой управления MICAS, обеспечивающей управление поездом, регулирование частоты вращения дизеля в режиме работы гидротрансформатора и гидромуфты гидропередачи, защиту от боксования и скольжения, управление дверями поезда, а также выполнение диагностических функций.

Для электроснабжения вагонов дизель-поезда и зарядки свинцово-цинковой аккумуляторной батареи служит стартер-генератор постоянного тока мощностью 14 кВт с приводом от дизеля. Номинальное напряжение цепей управления и вспомогательного оборудования 110 В. Емкость аккумуляторной батареи 165 А·ч. При отстое дизель-поезда аккумуляторная батарея может подзарядиться через выпрямитель от внешней сети (230 В, 50 Гц).

Отопление вагонов – водяное. Отопительный котел, работающий на мазутном топ-

ливе, установлен на моторном вагоне, а ребристые радиаторы – в пассажирских салонах. Для сокращения времени предварительного обогрева вагонов и улучшения регулирования температуры в разных помещениях контуры водяного отопления кабины управления, пассажирского салона, помещения многоцелевого назначения, тамбуров и туалета выполнены отдельно с индивидуальным регулированием.

Дизель-поезда серии VT610 [14]. В 1992 г. на железных дорогах Германии введены в эксплуатацию двухвагонные дизель-поезда серии VT610 с электрической передачей переменного тока фирмы Сименс, оснащенные системой принудительного наклона кузовов. Модулем поезда является двухвагонная секция; путем варьирования количества модулей можно формировать поезда различной составности (до восьми вагонов). Управление поезда осуществляется по системе многих единиц в одно лицо. Каждая секция имеет 136 пассажирских мест, из которых 16 – первого класса.

Осевые нагрузки поезда VT610 на моторную ось поезда составляют 129, а на бегунковые оси моторной и поддерживающей тележки – соответственно 127 и 131 кН.

Каждый двухвагонный модуль оснащен двумя дизелями типа 12V183TD12 фирмы MTU мощностью 485 кВт при частоте вращения 2100 мин^{-1} и трехфазными синхронными генераторами типа IFC 6352-62-8 фирмы Сименс мощностью 460 кВт·А.

Синхронные генераторы подключены к неуправляемым выпрямителям. Напряжение с выпрямителей поступает на промежуточное звено постоянного напряжения. От этого звена получает питание импульсный инвертор на выключаемых тиристорах, который снабжает три асинхронных ТЭД типа BaZu 5369/4 sp фирмы АЕГ трехфазным напряжением, регулируемым по амплитуде и частоте. Тяговые электродвигатели приводят во вращение колесные пары через карданные валы и осевые редукторы.

Во время движения поезда промежуточное звено постоянного напряжения получает питание от дизель-генератора, а в отстое – от стационарной сети обогрева поезда с напряжением 1000 В и частотой $16 \frac{2}{3}$ и 50 Гц. Это напряжение подается на выпрямитель с подключенным к нему сглаживающим дросселем.

Для питания вспомогательных агрегатов (привода компрессора, насосов горячей воды в системе отопления, вентиляторов охлаждения

тяговых двигателей) имеются преобразователи: $3 \times 400 \text{ В}$, 50 Гц, 76 кВт·А и 230 В , 50 Гц, 9 кВт·А. Для пуска дизелей и освещения предназначены аккумуляторные батареи напряжением 24 В, емкостью 165 А·ч.

Система управления дизель-поезда выполнена на базе микропроцессорной системы SIBAS-16. В каждом вагоне установлены центральные приборы управления, которые соединены поездной шиной, по которой осуществляется обмен информацией. Очень важной составляющей системы управления дизель-поезда является интегрированная в блок регулирования привода система защиты от юза и боксования, которая работает с блоком противоюзной защиты тормозной системы Кнопт.

Блок защиты от юза и боксования оценивает частоту вращения ТЭД. Помимо этого сигналы защиты от юза и боксования и аналоговые величины, соответствующие интенсивности юза или боксования, которые получают при сравнении скоростей тяговых и бегунковых колесных пар, а также при оценке величин ускорений и замедлений, обрабатывает прибор противоюзной защиты. После выдачи сигнала этот прибор проверяет наличие возможности у блока ликвидировать юз. При отсутствии ее он сам воздействует соответствующим образом на систему пневматического торможения.

Моторные и поддерживающие тележки, разработанные фирмой Фиат для высокоскоростного поезда ETR450, конструкционно доработаны для дизель-поезда VT610.

Необходимо отметить эффективность систем наклона кузова на повышение скоростей движения в кривых. Пассивная система Talgo позволяет увеличить скорость движения в кривой 515 м от 109 до 120 км/ч, в то время как активная система Fiat – до 140 км/ч. Рекомендуемый угол наклона – не более 8° , нейтральная линия – на высоте сидящего пассажира.

Более совершенные дизель-поезда типа VT611 и VT612 оборудованы системой кондиционирования воздуха. Мощность силовых установок у них увеличена до 2×540 и 2×560 кВт, конструкционная скорость – до 160 км/ч. Поезда VT642, VT643, VT644 имеют асинхронный тяговый привод, их удельная мощность составляет 10 кВт/т.

Дизель-поезда IC3. В начале 1990 г. железные дороги Дании ввели в регулярную эксплуатацию первые четыре трехвагонных составленных дизель-поезда IC3 (М + П + М)

совместного производства фирм Дюва (Германия) и Скандия (Дания). Концевые моторные вагоны дизель-поезда имеют по два дизеля общей мощностью 588 кВт, установленных под кузовом. Каждый дизель через гидромеханическую передачу и осевой редуктор вращает ближайшую к нему колесную пару.

Максимальная скорость дизель-поезда 180 км/ч. Высокая мощность позволяет ему развивать ускорение $1...1,3 \text{ м/с}^2$, что обеспечивает возможность увеличения на 25 % участковой скорости по сравнению с обычными пассажирскими поездами. Длина трехвагонного дизель-поезда 58,8 м.

В конструкции поезда предусмотрены различные меры для снижения уровней шума и вибрации, включая резиновые вставки в колесах между ободом и диском. Повышенную экономичность поезда обеспечивает использование для отопления вагонов тепла дизелей и гидромеханических передач. Контроль работы оборудования поезда обеспечивает микропро-

цессорная система, которая информирует машиниста о неисправностях и способах их устранения, а также хранит в своей памяти данные о неисправности, чтобы ими мог воспользоваться ремонтный персонал.

На базе дизель-поезда IC3 создан дизель-поезд IC4. Каркас кузова вагона дизель-поезда – несущий из алюминиевых экструдированных профилей, как у дизель-поездов VT610 и IC3.

Следует отметить, что несмотря на большое внимание проектировщиков и изготовителей к виброизоляции силовой установки (дизель-гидропередачи) и применению эффективных шумопоглощающих материалов, уровень шума в моторных вагонах (по данным, DBAG) на 5...8 дБ превышает уровень шума в прицепных вагонах.

В качестве силовых установок (дизелей) для современных дизель-поездов используются высокооборотные дизели фирмы МТУ и Камминз (США). Их характеристики приведены в табл. 2.3.3 и табл. 2.3.4 [15].

2.3.3. Дизели фирмы МТУ для дизель-поездов и автомотрис

Тип	Частота вращения, мин ⁻¹	Мощность, кВт	Габаритные размеры, мм	Масса, кг
6R 183 TD13H	1900	275	1475×1320×655	980
6R 183 TD13H	1900	315	1475×1320×655	980
6H 1800 R80	1900	350	1480×1415×715	1000
12V 183 TD13	2100	564	1630×1290×870	1360
8V 183 TD13	2100	390	1330×1300×1040	1035
12V 183 TD13	2100	550	1630×1290×870	1360

2.3.4. Дизели фирмы Камминз для дизель-поездов, автомотрис и специального подвижного состава

Тип	Мощность, кВт	Частота вращения, мин ⁻¹	Диаметр и ход поршня, мм
M11E-R1	325	2100	125×147
N14-R6	345	2000	140×152
N14-R7	444	2100	140×152
N14E-R	400	2100	140×152
N14T-R3	450	2100	140×152
N14T-R3	518	2100	140×152
QSK19-R	757	2100	159×159
QSK19-R1	650	2100	159×159

Примечание. Число цилиндров – шесть.

Наибольшее распространение получили дизель-поезда, оборудованные гидравлическими передачами мощности фирмы Фойт и дизелями с частотой вращения коленчатого вала до 2100 мин^{-1} . Силовая установка располагается, как правило, под полом моторного вагона, привод колесных пар выполняется через карданные валы и осевые редукторы.

На дизель-поездах с силовой установкой мощностью до 294 кВт применяют гидравлические передачи, состоящие из одного пускового гидротрансформатора и гидродинамической муфты со встроенным механическим реверсом. Передачи оборудуют дополнительным гидравлическим тормозом (тормозной гидромуфтой).

Передача	T212rz
Расчетная мощность, кВт	250

Трехвагонный дизель-поезд BR646.

В отличие от всех рассмотренных он представляет собой другую концепцию. В нем силовые установки и тяговый привод полностью отделены от пассажирских салонов.

Силовой агрегат Power-Pack расположен в средней укороченной секции со сквозным проходом для пассажиров. Изготовитель дизель-поезда – фирма Бомбардье – ДВА/Адтрац.

Серия	150
Мощность, кВт	210
Тип дизеля	фирмы Камминз (под рамой кузова)
Гидропередача	T211r
Служебная масса, т	70
Составность	M + M
Максимальная скорость, км/ч	120
Число мест для сидения	138

Кузова рассчитываются на растягивающую силу по оси автосцепок 1500 кН. Срок службы 30 лет. Вагоны одной секции дизель-поезда сцеплены стяжными устройствами. По торцам секций установлены автосцепки, обеспечивающие возможность автоматического сцепления и расцепления секций (включая их пневматические и электрические системы) по сигналу машиниста без участия сцепщиков.

Каждый вагон дизель-поезда оборудован горизонтальным шестцилиндровым дизелем серии NT855-R5 фирмы Камминз мощностью 610 кВт при 2100 мин^{-1} и гидравлической передачей типа T211r фирмы Фойт. Через распределительный редуктор от дизеля приводятся в работу два вспомогательных генератора переменного тока, вырабатывающие энергию для вспомогательных нужд дизель-поезда.

К передачам такого типа относятся передачи T211r, T211rz и их модификации. На базе этой гидропередачи фирмой была разработана более мощная (до 500 кВт) модель T311r, построенная по той же схеме трансформатор-гидромукфта со встроенным реверсом и тормозной гидромуфтой.

В зарубежной практике строительства дизель-поездов были реализованы конструкции гидропередач, состоящих из двух гидротрансформаторов: передача типа T320rz для дизель-поезда VT628. Масса этой гидропередачи составляет 930 кг.

Мощность гидропередач, выпускаемых фирмой Фойт для дизель-поездов, приведена ниже.

T211rzz	T320rz	T311r	T312br
295	440	500	600

Общая длина трехвагонной секции по буферам – 38,66 м.

В Великобритании серийное производство современных дизель-поездов BR началось в 1985 г. после проведения оценки их различных компоновок и конструкций [16]. Первыми были введены в эксплуатацию дизель-поезда "Sprinter" серии 150/1 фирмы Брел. Техническая характеристика дизель-поездов BR приведена ниже.

151	155	156	158	165
213	213	213	257	257
фирмы Камминз (под рамой кузова)				
T211r	T211r	T211r	T211rz	T211rz
76,6	76,5	76	76	76
M + P + M	M + P	M + M	M + M	M + M
120	120	120	145	145
232	160	160	–	–

Тележки – двухосные с одной тяговой осью с двухступенчатым рессорным подвешиванием: в первой ступени – резинометаллические элементы, во второй – пневморессоры, снабженные клапанами, обеспечивающими соответствие давления воздуха загрузке вагона и постоянство уровня пола вагона относительно уровня головки рельса.

Пневматическая тормозная система фирмы Вестингауз оборудована композиционными тормозными колодками и компенсаторами износа колодок. В последних сериях 158, 165 кузов выполняется из алюминиевого сплава с каркасом из экструдированных профилей, передняя торцовая стенка – из стеклопластика. Применяется гидростатический привод вспомогательных агрегатов.

Фирма Брел поставила британским железным дорогам более 20 дизель-поездов только серии 150.

В 1985 г. фирма Метро-Каммелл построила два трехвагонных дизель-поезда серии 151 вместимостью 614 пассажиров с 232 местами для сидения. Каждый вагон имеет два тамбура и по две двустворчатые раздвижные двери с каждой стороны, открывающие проем шириной 1200 мм. Дизель типа NT855-R5 горизонтального исполнения фирмы Камминз мощностью 213 кВт при 2100 мин⁻¹ установлен под полом каждого вагона.

В конце 1987 г. Фирма Льяланд Бас начала поставки британским железным дорогам двухвагонных дизель-поездов серии 155, а фирма Метро-Каммелл – дизель-поездов серии 156 той же составности. Каждый вагон этих серий поездов оборудован дизелем NT855-R5, установленным под полом кузова, гидropередачей типа T211g и осевыми редукторами фирмы Гмейндер на одной из тележек. Колесная база тележек – 2600 мм.

Наиболее полно отвечает современным требованиям дизель-поезд серии 158 фирмы Брел.

Каждый вагон дизель-поезда оборудован шестицилиндровым четырехтактным дизелем типа NT855-R1 мощностью 257 кВт с турбонаддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха. Мощность дизеля передается на обе оси одной тележки через гидropередачу типа T211gz и осевые редукторы фирмы Гмейндер.

На каждой оси тележки установлены по два тормозных диска, обеспечивающих замедление 0,88 м/с². На вагонах используется трехступенчатый электропневматический тормоз ЕРВ/1 фирмы Дэвис и Меткфлфе. Тормозной путь при скорости движения 144 км/ч составляет 800 м.

Привод вентилятора системы охлаждения дизеля, вспомогательного генератора, установки кондиционирования воздуха – гидростатический, тормозного компрессора – непосредственно от дизеля.

Вагоны дизель-поезда оборудованы системой кондиционирования воздуха с микропроцессорным управлением. Установки кондиционирования воздуха, смонтированные на крыше вагонов, обеспечивают подачу смеси рециркулирующего и свежего воздуха в пассажирский салон. Система обогрева основана на использовании тепла, выделяемого рабо-

тающим дизелем, но при экстремально низких температурах используется дополнительный подогреватель, работающий на жидком топливе, который обеспечивает прогрев дизелей перед запуском. Мощность устройств охлаждения воздуха – 24 кВт, устройств обогрева – 12 кВт. Кроме того, под сиденьями дополнительно установлены четыре нагревателя по 10 кВт каждый. Согласно техническим условиям установка кондиционирования воздуха должна поддерживать в пассажирском салоне температуру 21 °С и относительную влажность 40 % (при наружной температуре 28 °С и влажности 45 %) в условиях стоянки поезда при прямом солнечном освещении.

Кузова вагонов изготовлены из алюминиевого сплава. Каркас кузова выполнен сварным из экструдированных профилей. Сильно нагруженные элементы конструкции, такие как панели пола, продольные балки и обвязки изготовлены из полых экструдированных профилей; менее нагруженные крышечные панели представляют собой однослойные плоские конструкции. Рама пола вагона состоит из трех полых толстостенных экструдированных элементов, уложенных между двумя массивными продольными балками.

Все элементы обшивки имеют пазы и выступы, которые обычно используют для монтажа оборудования. Например, панели пола с обеих сторон имеют пазы для установки Т-образных болтов, из которых нижние удерживают все оборудование (дизели, трубопровод и др.), а болты, устанавливаемые сверху, используются при монтаже сидений.

Кабина машиниста изготовлена из армированного стеклопластика. Все потенциальные источники шума и вибрации монтируют с применением виброизолирующих опор.

Внешнее и внутреннее оформление отвечают современным требованиям дизайна. Кресла размещаются по нескольким схемам: попарно друг против друга с закрепленным столиком между ними или попарно друг за другом со столиками, убирающимися в спинку кресла. Подлокотники сидений могут подниматься, облегчая доступ пассажиров к местам сидения. Для снижения уровня вибрации кресла крепятся через резиновые упругие элементы. Окна вагонов снабжены двойными стеклами, снижающими воздействие солнечного света на глаза пассажиров и вероятность конденсации влаги.

Каждый дизель-поезд серии 158 имеет поездную радиосеть для передачи информации и трансляции развлекательных программ. В вагоне имеется платный телефонный аппарат.

В 1991 г. введен в эксплуатацию новый дизель-поезд серии 165 Networker Turbo с конструкционной скоростью 145 км/ч, служебной массой 76 т. Все вагоны – моторные. Каждый вагон с кузовом из алюминиевых экструдированных профилей оборудован шестицилиндровым дизелем типа 2006-TWN фирмы Перкинз мощностью 258 кВт. Мощность передается на обе оси одной тележки через гидropередачу T211rz и осевые редукторы фирмы Гмейндер. Тележки фирмы Брел с двухступенчатым рессорным подвешиванием оборудованы дисковыми тормозами с электропневматическим управлением.

Дизель-поезда с конструкционной скоростью 200 км/ч [11]. В настоящее время выпускается шесть типов дизель-поездов с максимальной скоростью 200 км/ч (табл. 2.3.5). Скоростные дизель-поезда широко используются в междугородных и региональных сообщениях, особенно на железных дорогах Германии (DBAG), Великобритании (BR), Дании (DBS) и Испании (RENFE). Самыми распространенными на таких дизель-поездах являются дизельные двигатели типа QSK9R компании Камминз.

В ряде случаев конструкционная скорость 200 км/ч в постоянной эксплуатации

реализуется не полностью. Так, дизель-поезда серии IC3 на железных дорогах Дании и Швеции (SJ) эксплуатируются с максимальной скоростью 180 км/ч, поезда семейства Venturio компании Сименс, конструкция которых отличается особо высокой степенью модульности, рассчитаны на эксплуатацию с максимальной скоростью 160 км/ч при дизельном и 250 км/ч при электрическом тяговом приводе.

Более 20 скоростных дизель-поездов Meridian заказаны для железных дорог Великобритании, более 80 дизель-поездов серии IC4 – для железных дорог Дании; более 70 поездов типа Voyager – для Британии. Для линий с большим количеством кривых предназначены дизель-поезда ICE-TD, оснащенные системой активного наклона кузовов вагона.

Поезда типа Talgo XXI являются первыми в мире, имеющими раздвижные колесные пары, т.е. они способны обращаться по линиям разной колеи. В 2002 г. поезд Talgo XXI установил мировой рекорд скорости для дизельного подвижного состава с гидравлической передачей – 256,4 км/ч.

Основные технические особенности скоростных дизель-поездов следующие:

использование легких кузовов из алюминиевых сплавов с головными частями, рассчитанными на поглощение энергии соударения до 5 МДж;

малое время разгона до конструкционной скорости (6...7 мин до 200 км/ч);

2.3.5. Дизель-поезда с конструкционной скоростью 200 км/ч

Тип, серия	Год ввода в эксплуатацию	Компания-изготовитель	Составность	Число мест для сидения	Мощность, кВт	Тяговая передача
Meridian (222)	2004	Бомбардир	9 или 4М	498 или 176	559×9 или 559×4	Электрическая
IC4	2203	Ансальдо Бреда	М + 2П + М	208	559×4	Гидравлическая
Voyager/ Super Voyager	2002	Бомбардир	5М или 4М	224 или 174	559×5 или 559×4	Электрическая
Adelante	2002	Альстом	5М	284	559×5	Гидравлическая
ICE TD (VT605)	2001	Сименс/Бомбардир	4М	195	559×4	Электрическая
Talgo XXI	2000	Талго/Краусс Маффей	М + 9П + М	–	1500×2	Гидравлическая

возможность использования трех- и четырехвагонных дизель-поездов в сцепе от двух до пяти;

наличие системы защиты от боксования и юза с автоматической подачи песка;

наличие системы кондиционирования воздуха, вентиляции с установленными на крышах вагонов агрегатами и отопления с использованием тепла от силовой установки;

наличие многофункциональных зон для лиц с ограниченной подвижностью, для пассажиров с детскими колясками и велосипедами.

Дизель-поезда с локомотивной тягой.

В зарубежной практике известны два типа дизель-поезда с использованием локомотивной тяги: LRC (Канада, 1975 г.) и HST (Великобритания, 1977 г.) мощностью по дизелю соответственно 2130 и 1680 кВт, с максимальной нагрузкой на ось 205 кН, с конструкционной скоростью движения 200 км/ч. Составность поездов соответственно М + 10П + М и М + 7П + М.

Моторные вагоны – это по существу тепловозы, вписанные в состав постоянного формирования и имеющие в своем составе источники энергии для питания пассажирских вагонов.

Так, на моторных вагонах дизель-поезда HST типа 20-20 установлен 12-цилиндровый четырехтактный дизель типа Valenta 12RP200L фирмы Растон Паксман мощностью 1680 кВт при 1500 мин⁻¹ с турбонаддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха. Масса дизеля 7,5 т. Генераторная группа, имеющая фланцевое крепление к дизелю, состоит из главного и вспомогательного генераторов с возбудителями, расположенными в одном корпусе. Главный генератор фирмы Браш – трехфазный, 12-полюсный, мощностью 1050 кВт при 1500 мин⁻¹. Вспомогательный генератор – трехфазный, 12-полюсный с двумя обмотками на статоре. Одна обмотка предназначена для питания выпрямленным током вспомогательной цепи моторного вагона, другая – для питания электрооборудования поезда (кондиционирования воздуха, освещения, отопления). Тяговая выпрямительная установка смонтирована в шкафу, разделенном перегородкой на две части, в одной из которых расположены силовые диоды, а в другой – их охладители. В нижней части шкафа размещены два вентилятора, прогоняющих воздух через охладители.

На тяговом модуле тепловоза установлен двухконтурный холодильник фирмы Серк, в первом контуре которого происходит охлаждение воды дизеля, а во втором – наддувочного воздуха и масла. Холодильник имеет модульную конструкцию, секции из алюминиевого сплава и вентилятор с диаметром колеса 1120 мм. Привод вентилятора – от вала дизеля через редуктор и гидромuftу.

На тележках моторного вагона установлено по два ТЭД постоянного тока типа ТМН68-46 с принудительной вентиляцией. Мощность двигателя в продолжительном режиме 330 кВт. Подвеска ТЭД – опорно-рамная. Передача вращающего момента от вала двигателя и редуктора на ось колесной пары производится через промежуточный вал с дисками и резиновыми втулками.

Моторный вагон (тепловоз) оборудован пневматическим дисковым фирмы Гирлинг и стояночными тормозами. Тормозной путь при скорости 200 км/ч равен 1830 м, при замедлении – 0,9 м/с².

Пассажирские вагоны оборудованы установкой, поддерживающей температуру воздуха в пассажирском салоне 21 °С. Установка смонтирована в нижней раме кузова вагона. Там же расположены компоненты тормозной системы, пневморессоры, аккумуляторная батарея.

Десятивагонный поезд HST со схемой формирования 2М + 7П имеет 372 места для сидения, в том числе: 48 в вагонах первого класса, 72 – второго.

В дальнейшем за рубежом дизель-поезда с локомотивной тягой развития не получили.

Глава 2.4

ГАЗОТУРБОВОЗЫ И ТУРБОПОЕЗДА

Вопрос замены дизельного топлива альтернативными видами топлива, в том числе природным газом, в настоящее время является актуальным в связи с мировым повышением цен на жидкое топливо и истощением запасов нефтепродуктов, а также в связи с проблемой экологического загрязнения воздушной среды продуктами их сгорания. Природный газ обладает всеми качествами полноценного топлива для двигателей и во всем мире признан как более дешевое экологически чистое топливо.

С другой стороны, на участках стыковки электрической и тепловозной тяги приводимые

электровозами составы приходится расформировывать и вывозить тепловозами по частям, что экономически невыгодно.

Газотурбовоз – автономный локомотив, у которого основным двигателем, определяющим мощностные, тяговые и энергетические показатели, служит газотурбинный двигатель (ГТД) [17]. Создание новых газотурбовозов связано с успехами в развитии ГТД, особенно в части повышения их экономичности. Наиболее эффективно их применение на участках железнодорожного пути с высокоскоростным движением поездов с малыми осевыми нагрузками вагонов.

Турбопоезд – автономный мотор-вагонный подвижной состав, на котором основным первичным двигателем, определяющим тяговые и энергетические показатели, является ГТД. В отличие от газотурбовоза, на котором силовая установка расположена на одном или нескольких локомотивах, ГТД и силовая передача на турбопоезде составляют одно целое со всем подвижным составом.

Турбопоезда применяются на неэлектрифицированных железных дорогах со скоростным движением пассажирских поездов. Так, применение ГТД на локомотиве "Amtrak" (США) снизило его массу на 17 т, а динамическое воздействие локомотива на путь при движении со скоростью 240 км/ч меньше, чем у тепловоза при скорости 145 км/ч. Благодаря малым общей и неподрессоренной массам локомотива темпы изнашивания и расстроя пути при его эксплуатации не увеличиваются, что не требует существенной реконструкции верхнего строения пути [18].

2.4.1. ОСНОВНЫЕ СИСТЕМЫ ГАЗОТУРБОВОЗОВ

Газотурбовоз состоит из следующих основных систем: передачи мощности от ГТД к колесам, локомотива, кузова, экипажной части, а также целого ряда вспомогательных устройств, необходимых для работы ГТД и локомотива. Запуск ГТД и приведение систем газотурбовоза в работоспособное состояние осуществляются с помощью вспомогательного дизеля мощностью 250...500 кВт, который запускается при помощи аккумуляторной батареи.

Схемы ГТД различаются:

условиями сжигания топлива – внутренним или внешним, замкнутой или разомкнутой системой рабочего процесса;

числом валов – одно-, двух- и много-
вальный;

отбором мощности – от вала турбокомпрессора или свободной тяговой турбины;

наличием промежуточного охлаждения сжатого воздуха;

промежуточным подводом тепла или использованием тепла уходящих газов (рекуперацией).

На газотурбовозе могут применяться передачи мощности следующих типов: электрическая постоянного тока, переменного постоянного тока, переменного тока с асинхронными ТЭД, механическая и гидромеханическая.

Реализованная на большинстве первых газотурбовозов схема силовой установки – одновальный ГТД с электрической передачей постоянного тока тепловозного типа (рис. 2.4.1). Одновальный ГТД имеет неудовлетворительные тяговые характеристики, тождественные с дизельными. Применение электрической передачи постоянного тока, переменного постоянного тока или переменного тока с асинхронными ТЭД может полностью обеспечить требуемые тяговые характеристики локомотива.

Разделение ГТД на турбокомпрессорную группу и свободную тяговую турбину позволяет обеспечить необходимые тяговые характеристики локомотива, так как свободная газовая турбина развивает максимальный вращающий момент при нулевой скорости или тогда, когда локомотив трогается с места (рис. 2.4.2). Применение таких ГТД значительно расширяет возможности реализации силовых схем, в частности жестких передач, копирующих тяговые свойства первичного двигателя.

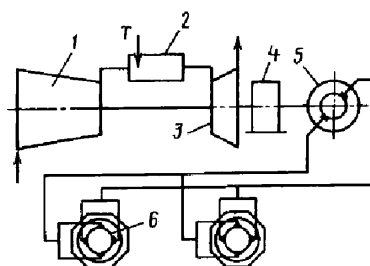


Рис. 2.4.1. Схема силовой установки газотурбовоза с простейшим одновальным ГТД и электрической передачей постоянного тока: 1 – компрессор; 2 – камера сгорания; 3 – газовая турбина; 4 – понижающий редуктор; 5 – генератор постоянного тока; 6 – ТЭД; Т – подача топлива

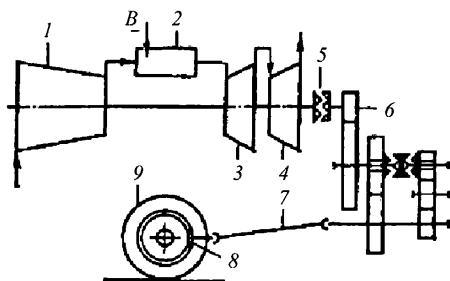


Рис. 2.4.2. Схема силовой установки газотурбовоза с простейшим двухвальным ГТД и механической передачей:

1 – компрессор; 2 – камера сгорания;
3 – компрессорная турбина; 4 – свободная тяговая турбина; 5 – муфта сцепления; 6 – главный редуктор и реверс-редуктор; 7 – карданный вал;
8 – осевой редуктор; 9 – ведущая колесная пара;
Т – подача топлива

2.4.2. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ГАЗОТУРБОВОЗОВ

Создание газотурбовозов совпало с началом развития и совершенствования ГТД, когда их экономичность не могла конкурировать с дизелями, устанавливаемыми на тепловозах, и поэтому газотурбинная тяга в те годы не получила дальнейшего развития.

Газотурбовозы с электрической передачей мощности от двигателя к движущим осям колес [19, 20]. Первый в мире газотурбовоз мощностью 1618 кВт построен фирмой Броун-Бовери (Швейцария) с газотурбинным двигателем, смонтированным на одной раме с редуктором и генератором постоянного тока. Рама служила резервуаром для топлива и масла.

Техническая характеристика газотурбовоза приведена в табл. 2.4.1.

Ходовая часть газотурбовоза выполнена по паровозной схеме – четыре тяговые оси

расположены в жесткой раме, а две колесные пары являются направляющими бегунками. Запуск двигателя осуществляется главным тяговым генератором, получающим питание от вспомогательной дизель-генераторной установки мощностью 81 кВт. После запуска ГТД возбуждение главного тягового генератора, привод электродвигателей вентиляторов охлаждения генератора и ТЭД, топливных и масляных насосов, тормозного компрессора, зарядка аккумуляторных батарей производится от вспомогательных генераторов. Управление ГТД и тягой выполнено аналогично применяемому на тепловозах, оборудованных системой регулирования фирмы Броун-Бовери.

Степень использования мощности в поездках не превышала 50 %, поэтому эксплуатационный КПД локомотива составлял 7,1...9,4 %. Столь низкие эксплуатационные показатели объясняются невысоким техническим уровнем газотурбинной установки того времени.

Газотурбовоз 18000 этой же фирмы в основном был аналогичен по конструкции газотурбовозу 1101, но имел несколько отличные параметры.

Позднее фирмой Метрополитен-Виккерс электрикал компании (Великобритания) был построен опытный односекционный газотурбовоз 18100 с электрической передачей постоянного тока мощностью 2206 кВт (рис. 2.4.3).

Широкое применение газотурбовозы получили в США. Фирмы Дженерал Электрик и Адко создали первый односекционный грузовой газотурбовоз 4500 (рис. 2.4.4). На газотурбовозе установлен одновальный ГТД 1, который через редуктор 5 приводит во вращение четыре тяговых генератора 4 постоянного тока и два вспомогательных генератора 9 переменного тока.

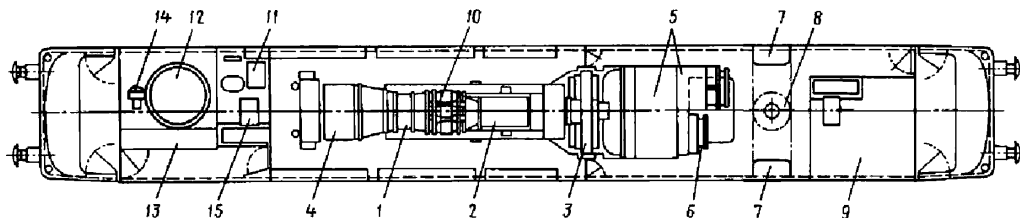


Рис. 2.4.3. Пассажирский газотурбовоз 18100:

1 – газовая турбина; 2 – компрессор; 3 – редуктор; 4 – выхлоп газов; 5 – генераторы;
6 – вспомогательный генератор; 7 – охладители масла; 8 – вентиляторы; 9 – аппаратура пневматического тормоза;
10 – камера сгорания; 11 – тормозной компрессор; 12 – котел отопления поезда; 13 – аккумуляторная батарея;
14 – форсунки; 15 – вентилятор охлаждения тяговых двигателей

2.4.1. Техническая характеристика первых газотурбовзов

Параметры	Г1-01	ГП1-01	1101	18000	ТД659000	18100	4500	8500
	Россия		Швейцария		Чехия	Великобритания	США	
Годы выпуска	1959	1964	1941	1949	1958 – 1960	1950	1948	
Осевая формула	3о 3о	3о 3о						
Род службы	Грузовой	Пассажирский		Грузо-пассажирский		Пассажирский	Грузовой	
Число секций	2	1	1	1	1	1	1	2
Общая масса, т	140	129	92,1	118	123	132	235	408
Запас тяжелого (легкого) топлива, кг	9500 (1500)	11 000 (850)	4200 (1500)	6580 (1000)	3420 (162)	6600 (4060)	24 500 (3400)	76 500 (8500)
Нагрузка от оси на рельсы, т	23,3	21,5	16,1	20,1	20,5	21,9	29,5	31,2
Конструкционная скорость, км/ч	100	160	113	145	85/125	145	105	105
Передача мощности на колеса	Электрическая постоянного тока			Механическая, две ступени скорости		Электрическая постоянного тока		
ГТД:	Одновалный	Одновалный с регенератором		Одновалный		Одновалный		
		2574	1618	1838	2265	2206	3309	6250
тяговая мощность, кВт								
частота вращения ротора, мин ⁻¹	8500	5200	5800	5550	7000	6900	4860	

Продолжение табл. 2.4.1

Параметры	Г 11-01		Г 1111-01	1101	18000	Г 11659000	18100	4500	8500
	Россия			Швейцария			Чехия	Великобритания	США
Удельный расход топлива, г/кВт·ч	327			376	380	—	328	380	—
Осевой компрессор:									
число ступеней	12			21	29	17	15	15	16
расход воздуха, кг/с	26			28,1	28	29,7	22,6	41	72
Камера сгорания:									
тип	Прямоточная, секционная			Прямоточная			Прямоточная, секционная		
число камер	6			1			6	6	10
Турбина:									
число ступеней	4			—			2/1	5	2
температура газов перед турбиной, °С	727			—			650	700	700

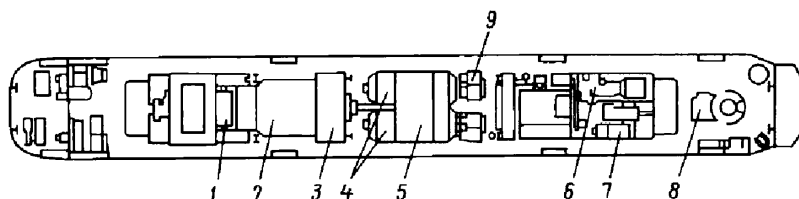


Рис. 2.4.4. Грузовой односекционный газотурбовоз 4500 (США):

- 1 – компрессор; 2 – газовая турбина; 3 – выхлоп газа; 4 – тяговые генераторы (четыре); 5 – редуктор;
6 – вспомогательный дизель-генератор; 7 – тормозной компрессор; 8 – котел отопления поезда;
9 – генераторы переменного тока

Для подогрева до 80 °С обработанного мазута и для отопления поезда использован паровой котел 8 производительностью 365 кг/ч пара при давлении 140 МПа.

Бак с двойным дном расположен по всей длине газотурбовоза и разделен на отсеки для основного тяжелого топлива, дизельного топлива и воды. Главная рама газотурбовоза опирается на четыре двухосные тележки. Газотурбовоз оборудован электродинамическим тормозом.

Восьмилетний опыт эксплуатации на железной дороге 25 таких турбовозов показал устойчивую и надежную их работу. Позднее был построен более мощный газотурбовоз 8500 с электрической передачей постоянного тока (рис. 2.4.5): двухсекционный с тендером объемом 86 тыс. л тяжелого топлива, общей массой 370 т (без тендера). При трогании с места газотурбовоз развивал силу тяги 920 кН при коэффициенте сцепления 0,25. Длительно развиваемая сила тяги составляла 69,5 кН при скорости 29 км/ч.

В одной секции расположены кабина машиниста 1 и вспомогательное оборудование: дизель-генератор 5 мощностью 735 кВт, система охлаждения дизеля и масла газовой турбины, два вентилятора охлаждения тяговых двигателей, реостатный тормоз, топливный бак, аппаратура управления, два тормозных компрессора. В другой – газотурбинная уста-

новка, группа механизмов управления возбуждением главных генераторов и пуском турбины, реостатный тормоз, топливный бак, вентиляторы охлаждения тяговых двигателей. Газотурбинный двигатель 9 через редуктор 6, снижающий частоту вращения до 1050 мин⁻¹, приводит четыре главных генератора 8 постоянного тока, которые питают 12 ТЭД, три из которых соединены параллельно и имеют одну ступень шунтировки поля.

Кузов каждой секции опирается на две трехосные тележки. Секции соединены между собой 20-ю силовыми кабелями, четырьмя кабелями управления, двумя рукавами для охлаждающей воды, топливopроводом дизельного топлива для пуска ГТД и тормозными рукавами. Основной запас тяжелого топлива заливался в тендер при температуре 93 °С, которая поддерживалась в течение 45 ч при температуре наружного воздуха –40 °С благодаря наличию изоляции толщиной 101,6 мм. Охлаждение воды из дизеля и теплообменника масла ГТД обеспечивалось холодильником тепловозного типа.

Для выполнения одной и той же перевозочной работы газотурбовозы расходовали топлива примерно в 2 раза больше, чем тепловозы. Однако затраты на топливо были одинаковыми, так как цены на тяжелое топливо, сжигаемое в газотурбовозах, значительно ниже, чем дизельное.

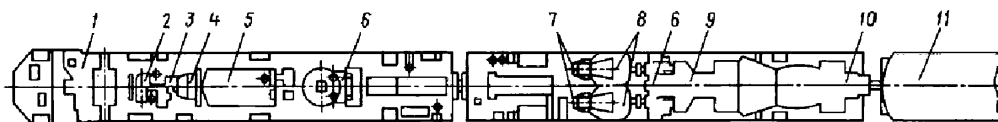


Рис. 2.4.5. Грузовой двухсекционный газотурбовоз 8500 (США):

- 1 – кабина машиниста; 2 – компрессор; 3 – вспомогательный генератор постоянного тока; 4 – генератор постоянного тока; 5 – вспомогательный дизель-генератор; 6 – редуктор; 7 – вентилятор генератора;
8 – тяговые генераторы; 9 – газовая турбина; 10 – выхлоп из турбины; 11 – тендер для топлива

Опыт эксплуатации газотурбовозов в США показал, что ГТД требуют на 30...50 % меньше затрат на ремонт и эксплуатацию и в 5 – 6 раз меньший расход смазочного материала по сравнению с дизелями.

Первый отечественный двухсекционный грузовой газотурбовоз Г1-01 мощностью 5147 кВт был построен Коломенским тепловозостроительным заводом.

Расположение агрегатов и оборудования газотурбовоза показано на рис. 2.4.6. В средней части кузова на сварной раме установлен ГТД 6. Осевой компрессор ГТД засасывает наружный воздух через боковые сетчатые фильтры всасывающей камеры. Всасывающая камера имеет звукоизоляцию всех стенок плитами поропласта, закрытого перфорированными листами. Отработавшие газы ГТД выбрасываются через выхлопной патрубок 7, в котором расположен подогреватель тяжелого топлива.

Газотурбинный двигатель вращает главный редуктор 8, имеющий два ведомых вала. Редуктор, снижающий частоту вращения ротора ГТД, одноступенчатый, с зубчатыми колесами шевронного типа и подшипниками скольжения. Передача к колесам – электрическая постоянного тока тепловозного типа. Тяговые генераторы газотурбовоза скомпонованы в агрегаты: двухмашинный 10, состоящий из двух тяговых генераторов постоянного тока, и трехмашинный 9, состоящий из тягового генератора, вспомогательного генератора и возбuditеля. Тяговые генераторы выполнены с самовентиляцией с забором воздуха из камеры с фильтрами.

Вспомогательный дизель 4 для пуска ГТД и передвижения при одиночном следовании приводит во вращение пусковой (маневровый) генератор и вспомогательный генератор 5

для электропривода тормозного компрессора, вентилятор тяговых двигателей задней тележки и остальное электрооборудование газотурбовоза при неработающем ГТД. После пуска ГТД вспомогательный дизель останавливается. Привод вспомогательных механизмов – электрический постоянного тока.

Управление работой ГТД осуществляется из кабины управления рукояткой контроллера ГТД, а вспомогательного дизель-генератора – рукояткой контроллера дизеля. У пульта на правой боковой стенке кабины расположен вентиль ручного управления ГТД.

Запуск ГТД производится на дизельном топливе, а при выходе на режим холостого хода осуществляется переход на работу на тяжелом топливе с содержанием серы до 3 %. Газотурбовоз показал хорошие эксплуатационные качества и надежную работу в летних и зимних условиях.

На базе серийного тепловоза ТЭП60 с сохранением габаритных размеров и тележек без каких-либо изменений были построены два пассажирских газотурбовоза ГП1-01. На них были установлены ГТД и электрическая передача, аналогичные используемым на грузовом газотурбовозе. Более короткая база тепловоза ТЭП60 потребовала замены системы электрического привода вспомогательных агрегатов на механический от постоянно работающего вспомогательного дизеля мощностью 294 кВт. Впоследствии выявились отрицательные стороны такого решения:

малый моторесурс дизеля по сравнению с ГТД;

остановка дизеля по любой причине, приводящая к остановке газотурбовоза;

раздельные смазочные системы и использование разных масел;

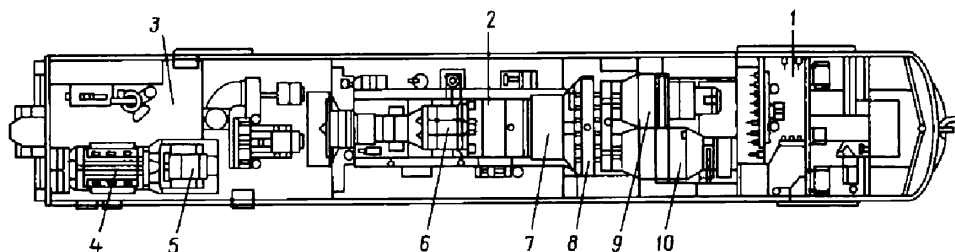


Рис. 2.4.6. Двухсекционный грузовой газотурбовоз Г1-01:

1 – высоковольтная камера; 2 – отсеки для газотурбинного двигателя, редуктора и тяговых генераторов постоянного тока; 3 – отсеки для вспомогательного оборудования; 4 – дизель; 5 – вспомогательный генератор; 6 – ГТД; 7 – выхлопной патрубок; 8 – главный редуктор; 9 – трехмашинный агрегат; 10 – двухмашинный агрегат

увеличение эксплуатационных расходов, так как периоды обслуживания дизеля меньше, чем остальных узлов газотурбовоза.

Эксплуатация газотурбовоза Г1-01 показала надежную работу ГТД и газотурбовоза. Наиболее часто сменяемым элементом ГТД является жаровая труба камеры сгорания. Средний срок ее службы составил 1800 ч, что близко к заданному – 2000 ч. Смена жаровой трубы осуществлялась в течение 1...2 ч. Благодаря простоте конструкции и малым массам деталей и узлов ГТД легко разбирался, осматривался и ремонтировался даже в депо, не имеющем специального для этого оборудования.

КПД газотурбовоза составил 15 %, расход топлива на измеритель перевозочной работы при полновесных поездках – 90 кг условного топлива, что в 2,3–2,4 раза больше, чем у тепловоза ТЭЗ, но с учетом того, что используемое тяжелое (дистиллятное) топливо в 2 раза дешевле дизельного, а расход масла на смазку в 7–10 раз меньше, чем у тепловоза, суммарные расходы на топливо и масло были одинаковыми.

Поскольку расход топлива газотурбовоза изменяется в зависимости от нагрузки в 3–4 раза, важнейшим требованием к локомотивным ГТД является необходимость стабилизации КПД в достаточно широком диапазоне частичных мощностей.

Газотурбовозы с механической передачей мощности от дизеля к движущим осям колес. Рядом фирм исследовалась возможность применения в газотурбовозах механической передачи мощности от двигателя к движущим осям. Первый газотурбовоз с механической передачей мощностью 265 кВт был построен фирмой Боинг (США) и предназначался для маневровой работы. На локомотиве установлены два ГТД со свободной тяговой турбиной мощностью 2×135 кВт. Оба ГТД через муфты сцепления соединены с общим ре-

дуктором, вал которого соединен с механической передачей "Торкметик-602", состоящей из комбинированного планетарного редуктора, колеса и шестерни которого находятся в постоянном зацеплении, а передаточное отношение изменяется с помощью гидравлических муфт.

Выбор силовой схемы маневрового газотурбовоза с двумя газотурбинными установками обусловлен необходимостью повышения экономичности работы при частичных нагрузках. При нагрузке 50 % и ниже один из ГТД отключается. Максимальная скорость локомотива составила 56 км/ч, а максимальная сила тяги 68 кН.

Заводами "Шкода" (Чехия) построены два газотурбовоза с регенераторным двухвальным ГТД со свободной тяговой турбиной, связанной через двухступенчатый редуктор и карданные валы с колесами локомотива.

Температура газов перед турбиной составляла 650 °С, степень повышения давления 4,8, степень регенерации 0,45. На расчетном режиме был достигнут КПД 22 %, что обеспечивалось благодаря высокой эффективности турбомашин. Предусмотренное в главном редукторе одно переключение скорости на практике реализовать не удалось. Для обеспечения трогания газотурбовоза на валу тяговой турбины был предусмотрен фрикционный тормоз. Результаты эксплуатационных испытаний газотурбовозов показали их низкую эффективность.

Интерес представляет проект пассажирского односекционного газотурбовоза мощностью 4412 кВт с механической передачей Коломенского тепловозостроительного завода (рис. 2.4.7). Благодаря широкому экономичному диапазону работы ГТД такой тип газотурбовоза может использоваться без изменения передаточного отношения от ГТД к колесам локомотива во всем диапазоне скоростей его движения.

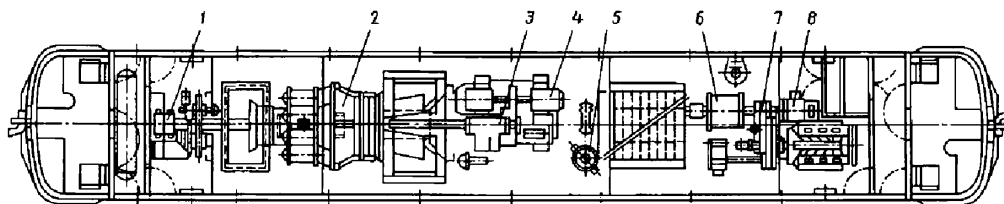


Рис. 2.4.7. Пассажирский газотурбовоз с механической передачей мощностью 4412 кВт:

1 – пусковой электродвигатель; 2 – газотурбинный двигатель; 3 – реверс-редуктор; 4 – маневровый электродвигатель; 5 – котел-подогреватель; 6 – маневровый генератор; 7 – редуктор; 8 – вспомогательный генератор

В качестве главного двигателя предусмотрен двухвальный ГТД со свободной тяговой турбиной. Для пуска ГТД одиночного следования газотурбовоза и привода агрегатов собственных нужд предусмотрен постоянно работающий вспомогательный дизель.

Механическая передача состоит из следующих основных частей: реверс-редуктора, валопроводов и силовой передачи тележек. Для остановки тяговой турбины во время реверсирования предусмотрено тормозное устройство, соединенное с промежуточным валом редуктора.

Газотурбовоз с гидромеханической передачей. Газотурбовоз V210 (Германия) был создан для увеличения мощности дизельных локомотивов во время движения по крутым элементам профиля горных участков, разгона и при вождении тяжелых грузовых поездов с большей скоростью на базе тепловоза серии V216.00 с гидромеханической передачей. Дополнительно к дизелю 1 фирмы MTU мощностью 1838 кВт на место снятого парового котла отопления поезда был установлен ГТД 3 LM 100-8 мощностью 846 кВт, вращающий момент от которого через редуктор и карданный вал передавался дополнительному гидротрансформатору, связанному с общей гидропередачей (рис. 2.4.8).

ГТД может быть подключен на тягу только при работающем дизеле. Время выхода ГТД с момента пуска до частоты вращения холостого хода 30 с, с частоты вращения холостого хода до принятия полной нагрузки 15 с. Система регулирования силовой установки устроена таким образом, что ГТД подключался к тяге только после 15-й позиции контроллера, когда дизель отдавал полную мощность.

Газотурбовоз с передачей переменного тока. На первом опытном газотурбовозе с ГТД установлены два тяговых генератора переменного тока компании Алстом мощностью 1750 кВт каждый, четыре тяговых (по одному

на каждую колесную пару) асинхронных двигателя мощностью 825 кВт с опорно-рамной подвеской в сочетании с полностью подпружиненными тяговыми редукторами. Тяговые двигатели получают питание от инверторных преобразователей на базе биполярных транзисторов с изолированным затвором (IGBT), скомпонованных в модули тягового привода ONIX компании Алстом с водяным охлаждением. Полная продолжительная мощность газотурбовоза на обode колесных пар составляет 3140 кВт, сила тяги при трогании 220 кН.

Мощность, необходимая для питания не-тяговых потребителей энергии (500 кВт), отбирается от одного из тяговых генераторов. Тормозная система комбинированная, в ней сочетаются электродинамический и механический (дисковый колодочный) тормоза.

Газотурбовоз, работающий на сжиженном газе. Создание автономного локомотива, способного принять состав массой более 6000 т от электровоза и без переформирования доставить его до места назначения, является первоочередной задачей. Таким локомотивом может стать газотурбовоз с ГТД, работающий на сжиженном газе.

Всероссийский научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава по заданию ОАО "РЖД" разработал техническую документацию на опытный образец такого газотурбовоза.

При создании газотурбовоза, работающего на сжиженном природном газе, сложными научно-техническими задачами являются:

разработка системы пожаровзрывобезопасности;

создание топливной системы, обеспечивающей устойчивую работу ГТД на сжиженном газе;

разработка алгоритмов систем регулирования, обеспечивающих взаимодействие работы ГТД, топливной системы и электрической передачи;

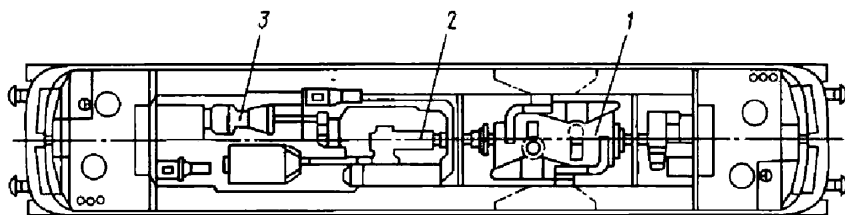


Рис. 2.4.8. Газотурбовоз с гидромеханической передачей:

1 – дизель; 2 – гидропередача; 3 – ГТД

разработка локомотивных бортовых систем заправки, хранения, подготовки и подачи сжиженного газа к ГТД;

создание гибкого трубопровода для передачи криогенного топлива с секции на секцию;

разработка и постройка высокооборотных (6000 мин^{-1}) тяговых генераторов, микропроцессорных систем управления и диагностики, преобразовательных устройств;

создание систем маслообеспечения подшипников ГТД и генераторов с охлаждением масла криогенным топливом;

разработка системы экологической защиты и безопасности;

создание экипажной части газотурбовоза (кузова, тележек).

Оборудование газотурбовоза располагается в двух секциях – тяговой и бустерной. Каждая секция имеет одну кабину управления.

В тяговой секции газотурбовоза устанавливаются:

силовой блок, состоящий из ГТД, вспомогательных систем ГТД, тягового агрегата, систем воздухопоснабжения ГТД, безопасности и топливоподачи. Тяговый агрегат состоит из тягового и вспомогательного генераторов;

кабина управления с унифицированным пультом, с дисплеями системы управления и диагностики, с пультами систем пожаровзрывобезопасности;

шкафы аппаратов и систем управления: выпрямительные и преобразовательные установки;

компрессорный агрегат тормозной системы;

централизованная система воздушного охлаждения тяговых электродвигателей и генераторов.

В бустерной секции газотурбовоза располагаются:

кабина управления с унифицированным пультом с дисплеями системы управления и диагностики, с пультами систем пожаровзрывобезопасности;

вспомогательная дизель-электрическая станция со своим оборудованием;

шкафы аппаратов и систем управления: выпрямительные и преобразовательные установки;

централизованная система воздушного охлаждения тяговых электродвигателей и другого оборудования;

криогенная емкость, система заправки, подготовки и передачи газового топлива, включая гибкие межсекционные соединения топливопроводов.

Техническая характеристика газотурбовоза приведена ниже.

Мощность газотурбинного двигателя, кВт	8300
Колесная формула	$2_o - 2_o - 2_o + 2_o - 2_o - 2_o$
Служебная масса, т	300
Конструкционная скорость, км/ч	100
Сила тяги, кН:	
при трогании с места	900
в часовом режиме	690
в длительном режиме	630
Скорость, км/ч:	
часового режима	34,9
длительного режима	38
Тип тяговой передачи	Электрическая, переменного тока с поперечным регулированием силы тяги
Система управления и диагностики	Микропроцессорная
Беззаправочный пробег, км, не менее	1000
Коэффициент готовности	0,97

2.4.3. ЛОКОМОТИВНЫЕ ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ

Применение ГТД на локомотивах на первых шагах практически совпало с внедрением их в авиацию. Если высокая удельная мощность этих двигателей обеспечила им преимущество перед поршневыми двигателями в авиации, то на локомотивах по тепловой экономичности они не могли конкурировать с высокоэкономичными тепловозными дизелями.

ГТД обладает одной существенной особенностью: когда температура наружного воздуха падает, уменьшается работа, необходимая для сжатия воздуха в компрессоре, и полезная мощность турбины возрастает. Так как на газотурбовозе отсутствует вода, он всегда готов к работе, даже в холодную погоду.

Одновальный ГТД с электрической передачей постоянного тока. Газотурбинный двигатель первых отечественных газотурбовозов представляет собой моноблочную жесткую конструкцию, установленную на трех гибких листах на специальном подрамнике. В ГТД применены подшипники скольжения, роторы дискового типа с хвостовым соединением.

ем дисков, стянутых центральными болтами. Двигатель выполнен с горизонтальным разъемом по проточной части, что облегчает наблюдение за состоянием лопаток и ремонт в процессе эксплуатации.

Компрессор служит для сжатия и подачи воздуха в камеру сгорания, из которой горячие газы поступают в турбину.

Для исключения подсоса выхлопных газов турбины забор воздуха в компрессор осуществлен с боковых сторон кузова через специальную воздухоприемную камеру, размеры которой определяют величину потерь и поле скоростей потока воздуха на входе в компрессор, что сказывается на устойчивости и эффективности его работы. Воздухоприемная камера жестко соединена с кузовом газотурбовоза, а с компрессором – через прорезиненное кольцо.

Ротор компрессора дискобарабанной конструкции опирается на два подшипника скольжения: опорный подшипник установлен в передней опоре, упорно-опорный – в задней. Ротор компрессора соединен с ротором турбины промежуточным валом, который передает вращающий момент и осевую силу давления от ротора турбины к ротору компрессора, неуравновешенную часть которого воспринимает упорный подшипник компрессора.

Блок камер сгорания состоит из шести прямоточных камер, расположенных горизонтально вокруг корпуса промежуточного вала ГТД.

Топливо подводится в камеры сгорания при помощи шести двухконтурных центробежных форсунок.

Осевая четырехступенчатая газовая турбина состоит из следующих основных узлов: ротора, промежуточного корпуса, промежуточного вала, среднего корпуса, задней опоры и выхлопного патрубка.

Для улучшения условий осмотра и ремонта некоторые узлы газовой турбины вы-

полнены разъемными по горизонтали: промежуточный корпус, средний корпус, задняя опора и выхлопной патрубок. Газосборники, корпуса лабиринтных уплотнений, а также первый сопловой аппарат неразъемные, поэтому перед укладкой ротора турбины в нижнюю половину статора их устанавливают на ротор в специальном приспособлении.

Дискобарабанный ротор турбины состоит из четырех дисков с рабочими лопатками, переднего и заднего полувазов, стянутых стяжным болтом.

На всех построенных газотурбовозах применялись одновалные ГТД с электрической передачей мощности от двигателя к колесам газотурбовоза, так как эти двигатели не обладали требуемой тяговой характеристикой так же, как и дизельные двигатели.

Газотурбинный двигатель со свободной тяговой турбиной (двухвальный). Он является типичным тяговым двигателем, развивает максимальный вращающий момент при трогании с места, когда необходима максимальная сила тяги локомотива. Такой двухвальный ГТД мощностью 4412 кВт создан для пассажирского газотурбовоза с бесступенчатой механической передачей (рис. 2.4.9). На рис. 2.4.10 приведены тяговые (относительные) характеристики локомотивов с ГТД и дизелем с непосредственной передачей мощности M на колеса в зависимости от частоты n вращения двигателя. Анализ этих характеристик показывает, что одновальный ГТД, как и дизель, не обеспечивает необходимой тяговой характеристики. Более того, минимальная частота вращения, при которой он может принять нагрузку, составляет 0,43...0,6 от расчетной. Поэтому одновальный ГТД и дизель требуют введения передачи с переменным передаточным отношением. ГТД со свободной тяговой турбиной имеет более благоприятные тяговые характеристики.

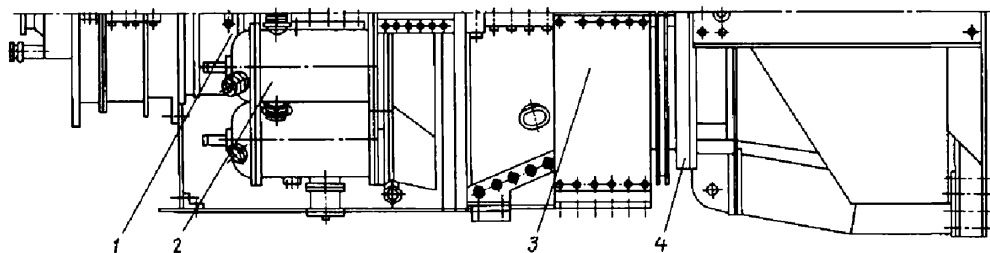


Рис. 2.4.9. Двухвальный газотурбинный двигатель:

1 – осевой компрессор; 2 – камера сгорания; 3 – турбина компрессора; 4 – тяговая турбина

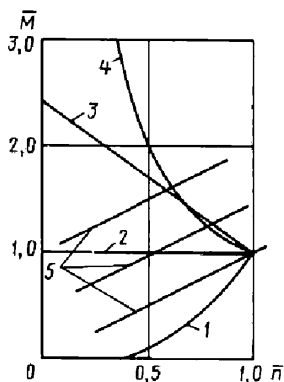


Рис. 2.4.10. Зависимость относительного крутящего момента M на выходном валу двигателя от относительной частоты вращения \bar{n} при работе ГТД по внешней характеристике:
 1 — одновальный ГТД; 2 — дизель; 3 — ГТД со свободной тяговой турбиной; 4 — идеальная тяговая характеристика; 5 — кривые сопротивления движению поезда для различных подъемов

Важным параметром, характеризующим тяговые качества локомотивного двигателя, является коэффициент приспособляемости $k_{пр}$, представляющий собой отношение максимального вращающего момента двигателя к моменту при максимальной частоте вращения выходного вала двигателя. Для ГТД со свободной тяговой турбиной $k_{пр} = 2,4...3,0$, для дизеля $k_{пр} = 1,25...1,35$.

Для обеспечения требуемой тяговой характеристики при проектировании локомотивных ГТД необходим специальный подход, позволяющий обеспечить тяговую характеристику, близкую к гиперболической, что было достигнуто при проектировании ГТД со свободной тяговой турбиной мощностью 4412 кВт.

Двухвальный ГТД представляет собой моноблочную конструкцию с выносными камерами сгорания, установленную на трех гибких листовых опорах. Конструкция ГТД позволяет снимать и устанавливать свободную тяговую турбину, не нарушая установки турбокомпрессора. Сопловой аппарат свободной тяговой турбины выполнен поворотным для настройки характеристик совместной работы турбокомпрессора и свободной тяговой турбины, а также для улучшения приемистости и рабочих характеристик двигателя. Для этих же целей направляющие аппараты первых пяти ступеней осевого компрессора выполнены поворотными.

Единый ротор турбокомпрессора установлен на двух подшипниках скольжения так, что диски турбины и компрессора являются консольными. Опорно-упорный подшипник расположен в передней опоре компрессора.

Проточная часть турбины компрессора состоит из следующих неразъемных узлов: сопловых аппаратов первой и второй ступеней, лабиринтных уплотнений и диафрагм. Наружный корпус, корпус подшипника и опорный подшипник — разъемные.

Корпус свободной тяговой турбины и второй сопловой аппарат разъемные. Первый сопловой аппарат, механизм привода поворотных сопловых лопаток, корпус задней опоры тяговой турбины, выпускной патрубков, корпус подшипников и лабиринтное уплотнение — неразъемные.

Камеры сгорания. Камера или камеры сгорания являются одним из основных узлов ГТД, работающего по открытому циклу. Рабочим телом ГТД открытого цикла является атмосферный воздух, используемый в качестве окислителя сжигаемого в камерах сгорания жидкого или газообразного топлива. Камера сгорания служит для повышения температуры воздуха от той, которую он имел на выходе из компрессора, до температуры, которую имеет газ на входе в первый сопловой аппарат турбины.

Процесс сжигания топлива в камерах сгорания происходит практически при постоянном давлении потока воздуха, движущегося со скоростью в десятки метров в секунду при больших тепловых напряжениях, обусловленных стремлением иметь сравнительно небольшие габаритные размеры двигателя, и при значительных избытках воздуха, изменяющихся с параметрами воздуха и расходом топлива (в зависимости от нагрузки двигателя) в весьма широких пределах. От надежной, экономичной и устойчивой работы камеры сгорания зависит экономичность и устойчивость работы двигателя в целом.

К камерам сгорания локомотивных ГТД предъявляются следующие требования:

осуществление высокофорсированного сжигания низкосортных сортов жидкого топлива и природного газа;

обеспечение работы с высоким коэффициентом полноты сгорания с минимальными потерями давления при всех режимах работы;

обеспечение надежного и быстрого зажигания в период пуска ГТД независимо от времени года и климатических условий;

обеспечение длительной работы всех элементов камеры сгорания;

обеспечение завершения процесса горения в пределах камеры сгорания с обеспечением равномерного температурного поля на входе в сопловой аппарат турбины.

Применяемые в ГТД камеры сгорания можно разделить на три типа:

1) индивидуальные (выносные), непосредственно не связанные с двигателем. К этому типу камеры сгорания относится камера сгорания газотурбовоза 1101 Броун-Бовери;

2) секционные (трубчатые). К этому типу камер сгорания относятся камеры сгорания газотурбовоза 18100 фирмы Метрополитен-Виккерс и камеры сгорания отечественных газотурбовозов Г1-01 и ГП-01;

3) кольцевые и трубчато-кольцевые.

Блок камер сгорания первого отечественного газотурбовоза Г1-01 состоит из шести прямоточных камер 2 (рис. 2.4.11), расположенных непосредственно между компрессором 5 и турбиной 1 горизонтально вокруг вала ГТД.

Топливо вводится в камеры сгорания при помощи шести (по числу секций) форсунок 4. Все шесть форсунок последовательно соединены гибкими дюритовыми шлангами, образующими кольцевые трубопроводы 6, к кото-

рым по трубе подводится топливо непосредственно от командно-топливного агрегата системы регулирования.

Форсунка ГТД газотурбовоза – центробежная двухконтурная с общим выходным соплом. При малых расходах топлива работает лишь один первый контур, к которому, при возрастании расхода топлива свыше определенного значения, присоединяется второй контур, и подача топлива происходит уже через два контура.

Первоначальное (в момент пуска ГТД) воспламенение распыленного топлива происходит при помощи искры от свечи. Свечи размещены в трех (через одну) секциях блока. Воспламенение топлива в остальных секциях блока осуществляется посредством перебрасывания пламени в них через специальные пламяперебрасывающие трубки, соединяющие между собой огневые пространства всех жаровых труб блока.

После пуска двигателя, во избежание оплавления электродов, свечу выводят из зоны высоких температур камеры при помощи специального механизма перемещения свечей.

Вспомогательное оборудование. К нему относятся топливная и масляная системы и вспомогательный дизель-генератор.

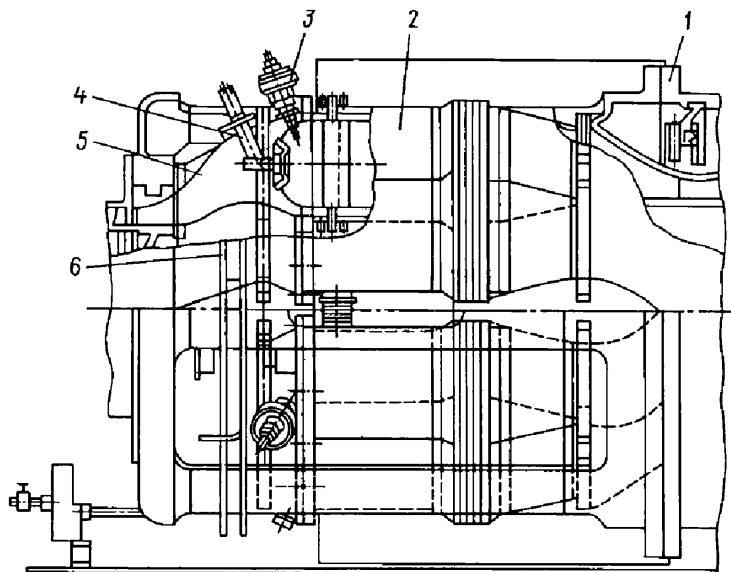


Рис. 2.4.11. Блок камер сгорания газотурбовоза Г1-01:

1 – турбина; 2 – прямоточная камера (секция); 3 – свеча; 4 – двухконтурная центробежная форсунка;
5 – компрессор; 6 – кольцевые трубопроводы

Топливная система предназначена для подготовки и подачи топлива требуемых параметров к форсункам камер сгорания. В отличие от тепловозов на первых газотурбовозах применялось два вида топлива: низкосортное (мазут или дистилляты замедленного коксования), предназначенное для сжигания в камерах сгорания ГТД, и легкое топливо (дизельное), используемое для запуска ГТД, работы вспомогательного дизеля, а на некоторых газотурбовозах – для работы котла подогревателя.

Пуск ГТД осуществлялся на легком топливе, при достижении частоты вращения холостого хода происходил переход на работу с использованием тяжелого топлива, а незадолго до остановки работы ГТД – с использованием легкого топлива для того, чтобы обеспечить промывку всей топливной системы от остатков тяжелого топлива и исключения закупорки топливной системы застывшим тяжелым топливом. Для создания условий нормального всасывания и перекачки тяжелое топливо перед заправкой в бак подогревалось до температуры 30...40 °С. Для поддержания температуры топлива в заданном диапазоне топливный бак оборудован подогревателем и снаружи покрыт теплоизоляцией.

Тяжелое топливо, подаваемое к форсункам при работе ГТД, на газотурбовозе ГТ-01 подогревается в трубчатом подогревателе водой от котла подогрева, на газотурбовозе ГП1-01 – в регенеративном теплообменнике, использующем теплоту отработавших газов. Подогреватель установлен в выпускном патрубке турбины и закреплен на его стенке. Температуру топлива, выходящего из подогревателя, регулируют заслонкой, изменяющей автоматически (от терморегулятора) количество отработавших газов, проходящих через змеевик подогревателя.

На газотурбовозах, использующих для работы сжиженный природный газ, применяется система регазификации, использующая теплоту выхлопных газов ГТД.

Масляная система газотурбовоза предназначена для подачи к подшипникам ГТД и главного редуктора масла в количествах, обеспечивающих смазку и необходимый отвод теплоты, вызываемого работой сил трения в подшипниках, а также их нагревом от корпусов компрессора и турбины, от роторов ГТД.

Вспомогательный дизель-генератор обеспечивал работу всех систем при неработающем ГТД, при его пуске, а также для совершения маневровых операций газотурбовоза

и подачи его под состав при неработающем ГТД. После пуска ГТД работа всех систем газотурбовоза обеспечивается вспомогательным генератором, приводимым от вала ГТД, и вспомогательный дизель-генератор останавливается. Мощность вспомогательного дизель-генератора определяется потребной мощностью систем газотурбовоза и обычно составляет 300...500 кВт.

2.4.4. ТУРБОПОЕЗДА

Общим признаком всех построенных турбопоездов является то, что в них в качестве первичных двигателей использованы серийные, в большинстве случаев авиационные ГТД [22].

В 1962 г. впервые во ФГУП "ВНИИЖТ" была высказана идея о целесообразности применения двухвалвных ГТД на скоростных поездах постоянного формирования (турбопоездах) с электрической передачей переменного тока без преобразователей с переключением числа пар полюсов. В 1964 г. на базе дизель-поезда железных дорог Германии был построен экспериментальный турбовоз, который имел силовую установку, состоящую из авиационного двухвального ГТД мощностью 257 кВт, синхронного генератора и асинхронного ТЭД. Исследования рабочего процесса силовой установки (переходных процессов при трогании с места, разгоне, и т.д.) турбовоза показали реальность использования такой схемы силовой установки, возможность получения удовлетворительных тяговых характеристик, а также необходимость модернизации силовой установки турбовоза. Необходим был более мощный ГТД со свободной турбиной, имеющей большее соотношение вращающих моментов и переход к высокочастотным тяговым электрическим машинам.

В дальнейшем в два моторных вагона шестивагонного турбопоезда были установлены более мощные ГТД (662 кВт) со свободной тяговой турбиной, дающей соотношение моментов, равное 2,8 (отношение момента при трогании к моменту при максимальной скорости). Были спроектированы и построены синхронные генераторы с максимальной частотой вращения 6000 мин⁻¹ и частотой переменного тока 200 Гц.

Принципиальная энергетическая схема такого турбовоза приведена на рис. 2.4.12. Переключение полюсов ТЭД осуществлялось четырьмя контакторами, имеющими два рабочих положения.

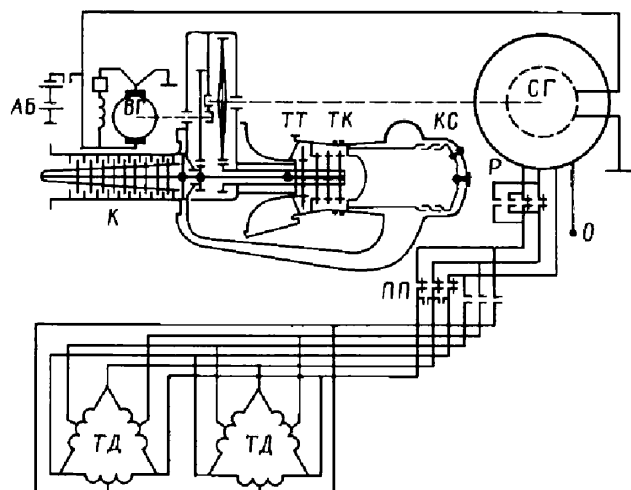


Рис. 2.4.12. Схема силовой установки турбопоезда:

К – компрессор; *ТК* – турбина компрессора; *ТТ* – тяговая турбина; *КС* – камера сгорания; *СГ* – синхронный генератор; *ТД* – тяговые асинхронные двигатели; *ВГ* – вспомогательный генератор (возбудитель и стартер); *АБ* – аккумуляторная батарея; *Р* – реверс; *ПП* – переключатель полюсов

Испытания опытного турбопоезда показали работоспособность схем и систем при работе одной и двух силовых установок, проводились исследования тяговых характеристик асинхронных ТЭД в момент трогания. Проведенные исследования по применению ГТД и "прозрачных" электрических передач переменного тока на железнодорожном транспорте показали перспективность этого направления работ.

В Западной Европе наиболее интенсивные работы по турбопоездам проводились во Франции. На базе двухвагонного дизель-поезда был создан и прошел испытания экспериментальный турбопоезд с силовой установкой, состоящей из

двухвального ГТД Turbmo III мощностью 331 кВт, установленного в кузове моторного вагона. В результате было выпущено десять четырехвагонных турбопоездов серии ETG. На турбопоездах серии ETG в головных моторных вагонах устанавливались ГТД Turbmo IIIF мощностью 820 кВт и гидромеханическая передача Фойт. Турбопоезда работали сочлененными из двух поездов по четыре вагона на газотурбинной тяге и на дизельной тяге, мощность дизеля 330 кВт. Трогание поезда осуществлялось только на ГТД.

В последующем были построены улучшенные турбопоезда типа RTG (рис. 2.4.13). Отличием турбопоездов RTG от ETG является

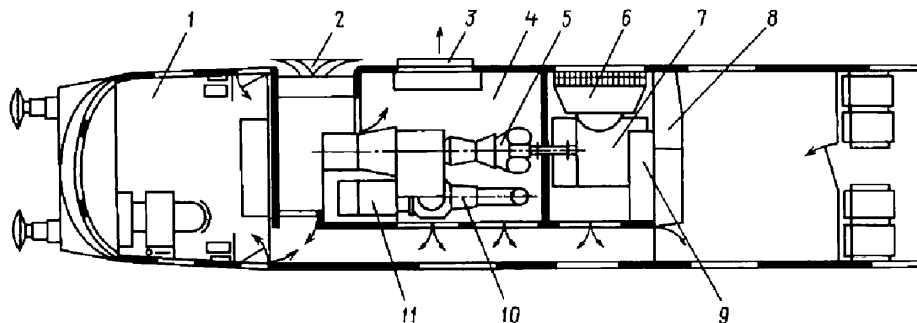


Рис. 2.4.13. Турбопоезд RTG железных дорог Франции:

1 – отделение машиниста; *2* – заборные жалюзи; *3* – выход воздуха с глушителем шума; *4* – помещение двигателей; *5* – ГТД; *6* – холодильник масла; *7* – гидрокоробка Фойт; *8* – шкаф пневмооборудования; *9* – топливный бак; *10* – вспомогательный ГТД; *11* – генератор

то, что у них отсутствуют дизели, а в качестве вспомогательного двигателя использован ГТД с генератором переменного тока. На турбопоездах RTG в головных моторных вагонах устанавливались ГТД Turmo III F и гидромеханическая передача компании Фойт.

Опыт эксплуатации этих турбопоездов на французских железных дорогах показал, что они эффективнее дизель-поездов при скоростях движения свыше 120 км/ч. Только повышение максимальной скорости движения при ведении турбопоездов на участке Париж – Шербург от 120 до 160 км/ч обеспечило увеличение пассажиропотока на 25 % и сделало рентабельным пассажирские перевозки на этом участке. Эксплуатация турбопоездов оказалась дешевле, чем дизель-поездов при одинаковой стоимости проездных билетов. Перерасход топлива ГТД по сравнению с дизелем окупается наличием в поезде двух-трех лишних сидячих мест.

На одном из поездов RTG газотурбинный двигатель Turmo III F был заменен на Turmo XII мощностью 1200 кВт: более мощный ГТД (на 46 %) экономичнее на 19 %. Эксплуатационные испытания показали, что при наличии в поезде двух ГТД при использовании одного из них в качестве бустерного достигается экономия топлива 22 %, если считать только движение по перегонам, и 16 %, если учитывать остановки на станциях и маневровые передвижения.

Реально достигнутое сокращение расхода топлива делает разницу между газотурбинной и дизельной тягой малозаметной, причем при газотурбинной тяге возможно увеличение технической скорости по сравнению с дизельной за счет меньших осевых нагрузок у турбопоездов.

Корпорацией Юнайтед Экрафт (США) были начаты работы по созданию турбопоездов TurboTrain. Во время испытаний первых двух трехвагонных турбопоездов была достигнута скорость 257 км/ч. Поезда эксплуатировались на участке между Нью-Йорком и Бостоном с 1969 г. Силовая установка турбопоезда состояла из трех авиационных двухвальных ГТД, работающих на общий редуктор (мощность 335 кВт, максимальная температура газов перед турбиной 850 °С). Для привода генератора вспомогательных нужд применен ГТД.

С 1973 г. шесть турбопоездов серии RTG эксплуатировались на линиях Чикаго – Сент-Луис и Чикаго – Детройт.

В 1976 г. на линии Нью-Йорк – Ренселер – Ниагара – Фолс были введены в эксплуатацию семь турбопоездов серии RTL "Turboliner" (США) с использованием элементов конструкции турбопоездов RTG.

Силовая установка семивагонных турбопоездов Канады отличается от турбопоездов США. На этом турбопоезде установлены четыре ГТД мощностью по 294 кВт и один ГТД для привода электрического генератора переменного тока для питания цепей вспомогательного оборудования. Газотурбинные двигатели работали на дизельном топливе.

Конструкция обоих турбопоездов одинаковая, силовые установки располагались под рамами моторных вагонов.

В рамках реализуемой программы повышения скоростей движения пассажирских поездов осуществлена модернизация семи пятивагонных турбопоездов RTL "Turboliner". Первый турбопоезд был в опытном порядке модернизирован с установкой на моторных вагонах ГТД ГМ-1600 "Turbomeca" усовершенствованной системы управления силовым агрегатом, новой системы подачи топлива, а также – компоновкой пассажирских салонов. Эксплуатация этого турбопоезда в течение семи лет на маршруте Нью-Йорк – Олбани дала хорошие результаты. При последующей модернизации были установлены новые турбины типа "Turbomeca" мощностью 1000 кВт, тяговые гидропередачи компании Фойт и микропроцессорные системы управления. Первый модернизированный по данному проекту турбопоезд введен в эксплуатацию на том же маршруте в 2003 г.

Очевидной становится целесообразность дальнейшего повышения мощности ГТД турбопоездов до 2940 кВт (две установки) и применение электрической передачи переменного тока, способной передавать мощность всем колесным парам моторных вагонов. Это позволит не только повысить на 15...20 % ускорение поезда, но и включить в его состав дополнительный вагон, увеличив тем самым число сидячих мест.

В настоящее время в связи с возросшей необходимостью повышения скоростей пассажирского движения за рубежом значительно повысился интерес к использованию ГТД на железнодорожном транспорте. При увеличении скорости движения поезда до 200...250 км/ч существенно изменяются требования к подвижному составу, особенно если имеется в

виду освоение этих скоростей на существующем верхнем строении пути. В числе решающих факторов оказываются масса и габариты энергетического оборудования.

На международной выставке Railtex-2000 в Бирмингеме компания Бомбардир представила макет газотурбопоезда "Jettrain" с конструкционной скоростью 250 км/ч, ГТД которого должен работать на дизельном топливе [21]. Основой концепции газотурбовоза стали конструктивные решения, принимаемые компанией Альстом при проектировании моторных вагонов скоростного электропоезда.

В качестве силовой установки применен ГТД компании Пратт и Витни мощностью 3750 кВт при частоте вращения $16\,000\text{ мин}^{-1}$, который приводит через редуктор два главных тяговых генератора переменного тока мощностью 1750 кВт. Возможна установка на нем одного генератора компании Эллид Сигнэл с высокой частотой вращения.

На газотурбовозе применены четыре асинхронных тяговых двигателя мощностью по 825 кВт с опорно-рамной подвеской тяговых редукторов, получающих питание от инверторов ONIX компании Альстом с водяным охлаждением. Мощность для вспомогательных потребителей (примерно 500 кВт) отбирается от одного из тяговых генераторов. Длительная касательная мощность составляет 3140 кВт, сила тяги при трогании 220 кН.

В сравнении с последними моделями тепловозов США новый газотурбовоз имеет более высокую скорость, на 20 % меньшую массу тары, в 2 раза большее ускорение, а также выделяет на 30 % меньше вредных выбросов.

Одним из путей повышения эффективности применения ГТД на железнодорожном транспорте является применение альтернативных топлив. Газотурбинные двигатели идеально подходят для использования таких видов топлива, как сжиженный, сжатый природный газ и метанол, так как не требуют никаких переделок. В то время как для сжигания природного газа в цилиндрах дизеля необходимо добавлять определенное количество дизельного топлива (до 15 %) для его воспламенения, что увеличивает выделение вредных веществ в окружающую среду и усложняет топливную систему дизеля.

Проведенные в США исследования по расходу топлива турбопоездами на скоростной линии протяженностью 370 км показали, что при работе ГТД на сжиженном природном газе

стоимость топлива за поездку составляет 0,61 стоимости при работе на дизельном топливе и пробеге, составляющем 0,9 при одинаковой вместимости топливного бака.

Глава 2.5

ОПЫТНЫЕ И ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ЛОКОМОТИВЫ

2.5.1. ГАЗОТЕПЛОВОЗЫ, РАБОТАЮЩИЕ НА ПРИРОДНОМ ГАЗЕ

Работы по созданию газотепловозов, начатые в 80-х годах, завершились построением трех опытных магистральных газодизельных тепловозов: двух 2ТЭ10Г и одного 2ТЭ116Г с газодизелями 10Д100 (двухтактным) и Д49 (четырёхтактным). Испытания этих газотепловозов показали, что требуется доводка газодизелей обоих типов. Был выявлен также ряд недостатков в конструкции криогенного тендера.

В 1998 г. возобновлена доводка газодизеля газотепловоза 2ТЭ116Г, на котором в качестве силовых агрегатов применены газодизельные генераторы ГДГ-1 (дизель 16ЧН26/26), работающие по газодизельному циклу с подачей запальной порции дизельного топлива. Основными проектными характеристиками газотепловоза являются: масса криогенной секции 88 т, запас в ней сжиженного газа 17 т, запальная порция дизельного топлива 15 % общего расхода, секционная мощность 2250 кВт.

Работы по созданию маневрового газотепловоза были связаны с переоборудованием серийного маневрового тепловоза серии ТЭМ2 для эксплуатации на сжиженном природном газе. Опытные маневровые газотепловозы серии ТЭМ18Г созданы в ЗАО УК "Брянский машиностроительный завод" с газодизель-генератором ГДГ50 (рис. 2.5.1): ТЭМ18Г-001 (в 1997 г.) и ТЭМ18Г-002 (в 1998 г.).

Дизели этих газотепловозов работают на сжатом (компримированном) природном газе с подачей в цилиндры запальной порции дизельного топлива (15 %). Принятая схема газификации обеспечивает: минимальные затраты на переоборудование серийного дизеля для работы на газе; конвертируемость дизеля при минимальном повышении удельного расхода топлива в случае обратного перехода на дизельное топливо; возможность использования для снабжения газом разветвленной сети (около 200 единиц) автомобильных газонаполнительных компрессорных станций; готовность

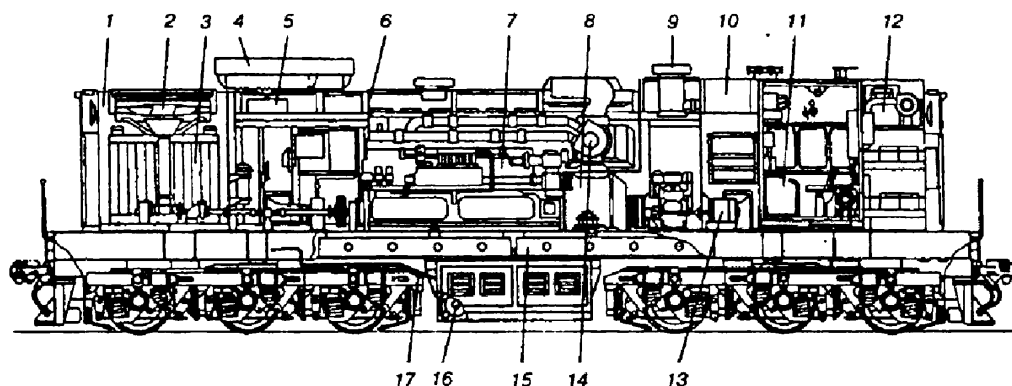


Рис. 2.5.1. Газотепловоз серии ТЭМ18Г:

- 1 – холодильная камера; 2 – вентилятор холодильной камеры; 3 – водяные секции; 4 – воздушный резервуар;
 5 – водяной расширительный бак; 6 – кожух над газодизелем; 7 – дизель; 8 – тяговый генератор;
 9 – электровентиль; 10 – высоковольтная камера; 11 – кабина машиниста; 12 – инвертор;
 13 – двухмашинный агрегат; 14 – турбокомпрессор; 15 – топливные баки;
 16 – блок газовых баллонов; 17 – трубопровод заправки газов

газа к непосредственной подаче в цилиндры дизеля, что обеспечивает быстрое протекание переходных процессов при изменении режима работы. Последнее особенно важно для маневровой работы, так как число переключений контроллера машиниста на маневровом тепловозе достигает 100 операций в 1 ч.

Испытания газодизель-генератора ГДГ50 подтвердили, что показатели его работы соответствуют техническим условиям. На большинстве режимов работы удельный расход топлива по количеству теплоты меньше аналогичного расхода при дизельном топливе. Токсичность выпускных газов по выбросу вредных веществ при газодизеле в 1,5 раза меньше, чем у серийного дизель-генератора. Запальная порция дизельного топлива на всех режимах работы составляет 13,9...16,5 % суммарного эквивалентного по количеству теплоты расхода дизельного топлива и газа.

Сжатый природный газ под давлением 20 МПа размещается в газовых баллонах, объединенные в один блок 16, который прикреплен к раме тепловоза между тележками (рис. 2.5.1). Газорегулирующее оборудование скомпоновано в основном в отдельном блоке, размещенном в отсеке холодильной камеры 1, изолированном от нее, и сообщается только с атмосферой и воздухопроводом для его вентиляции. Блок соединен трубопроводами с газовыми баллонами и с газодизелем.

Газотепловоз оборудован системой пожаровзрывобезопасности, в которую входят следующие устройства: контроля концентрации газа в закрытых помещениях тепловоза; контроля параметров газа в газовых системах; вентиляции и противопожарной защиты; аварийной защиты газовых баллонов. Для контроля концентрации природного газа в холодильной камере, дизельном отсеке и в высоковольтной камере имеются восемь датчиков-сигнализаторов концентрации природного газа, а в кабине машиниста установлены восемь показывающих приборов – сигнализаторов. В случае появления в месте установки датчика концентрации природного газа, начиная с 0,8 % объема воздуха, сигнализатор выдает соответствующий сигнал. При этом электрическая схема газотепловоза обеспечивает автоматическое включение сигнала вентиляции газотепловоза, а также отключение подачи газа в газодизель и перевод его на дизельное топливо. Сигнализатор работает в автоматическом режиме как при остановленном газодизеле, блокируя запуск газодизеля при взрывоопасной концентрации природного газа, так и при работе газодизеля на всех позициях контроллера машиниста.

Для предотвращения соприкосновения газа с возможными источниками его воспламенения высоковольтная камера 10, находящаяся под напряжением, и тяговый генератор 8 изолированы от подкапотного пространства.

Газотепловоз оборудован принудительной вентиляцией блока газового оборудования, высоковольтной камеры, кожуха над газодизелем, кабины машиниста, а также помещения, где расположены генератор и компрессор. Вентиляция осуществляется с помощью трех электровентиляторов 9 взрывозащищенного исполнения переменного трехфазного тока, получающих питание от инвертора. Для вентиляции отсека с блоком газового оборудования в главной раме газотепловоза проложен воздухопровод от системы вентиляции тяговых двигателей передней тележки. Инвертор 13, преобразующий постоянный ток напряжением 64...75 В в переменный ток напряжением 220 В, установлен в отсеке над аккумуляторной батареей, а комплект электрооборудования переменного тока – в нише между задними песочницами.

Горловины газовых баллонов оборудованы разрывными клапанами, обеспечивающими автоматическое запирание газопроводов в случае аварии или крушения, а также плавкими вставками для сброса давления газа в баллонах в случае возникновения пожара и опасности их взрыва. Вероятность возникновения взрыва газовых баллонов или пожара на газотепловозе составляет 38×10^{-8} , что значительно меньше вероятности 10^{-6} , регламентируемой ГОСТ 12.1.10.

Система подачи газа на газотепловозе предназначена для регулирования количества и качества подаваемого в цилиндры дизеля газа (рис. 2.5.2). При работе газодизеля на газе, начиная с четвертой по восьмую позиции включительно контроллера машиниста, сжатый природный газ поступает из баллонов 1 через отсечные (разрывные) клапаны, вентиль 2, газовый фильтр 3 и электромагнитный вентиль 4 к редуктору 5 давления первой ступени, где его давление снижается от 20 до 5 МПа. После редуцирования газ нагревается в двух водяных нагревателях 6 и поступает в редуктор 7 давления второй ступени, где его давление понижается от 5 до 1,6 МПа. Затем газ проходит третий водяной нагреватель 8, поступает в регулятор 9 давления третьей ступени, а затем в газовый коллектор газодизеля 10, в котором давление газа устанавливается в зависимости от уровня сигналов управляющего регулятора. Из газового коллектора газ поступает в дозаторы, управляемые регулятором частоты вращения вал дизеля, а через газовые клапаны, управляемые впускными клапанами дизеля, – во впускные полости цилиндрических крышек. Температура газа на входе в дизель регулируется с помощью электромагнитных клапанов, управляемых температурными реле.

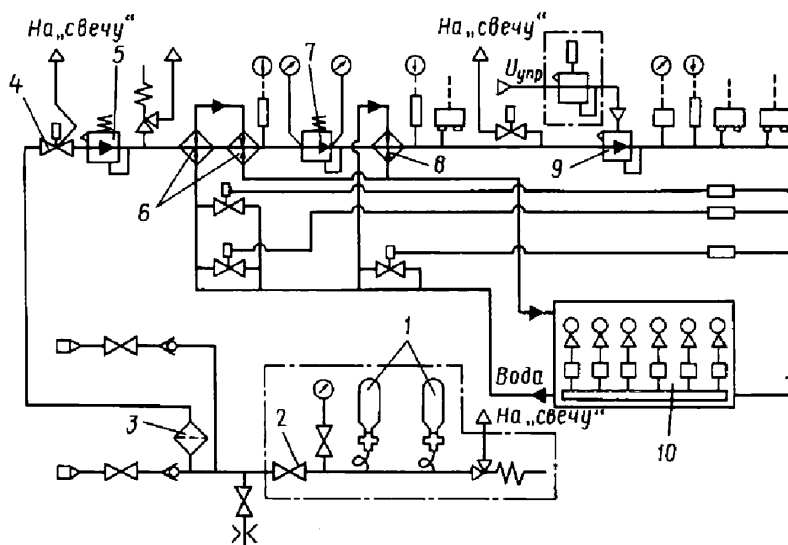


Рис. 2.5.2. Схема газовой системы газотепловоза ТЭМ16Г

2.5.2. ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫЙ ТЕПЛОВОЗ

Первый опытный газогенераторный тепловоз серии ТЭ1Г мощностью 735 кВт был построен в 1951 г. Дизель тепловоза работал на генераторном газе с подачей для воспламенения и повышений теплоты сгорания газозоо-душ-ной смеси 15...25% дизельного топлива (в зависимости от нагрузки), а на холостом ходу – на жидком топливе.

Схема силовой установки газогенераторного тепловоза показана на рис. 2.5.3. При работе двигателя на смешанном топливе воздух из турбокомпрессора 2 разветвляется на два потока, большая часть которого (около 75 %) поступает в двигатель 1, меньшая – в газогенератор 3. По пути воздух увлажняется паром, который вырабатывается в пароводяной рубашке газогенератора. Паровоздушная смесь, проходя через газогенератор, газифицирует топливо. Образующийся при этом шлак удаляется из зоны реакции механизированной колосниковой решеткой. Газ проходит через циклонный пылеочиститель 4, газоохладитель 5, масляный пылеотделитель 6 и поступает в двигатель 1 внутреннего сгорания (дизель).

Все оборудование для получения генераторного газа размещено в тендере, кузов которого имеет конструкцию кузова рефрижераторного вагона.

На газогенераторных тепловозах используется антрацит марки АМ (фракция 13...25 мм), что снимает проблему очистки газа от смолы в случае использования твердого топлива другого вида. Средний состав генераторного газа следующий: 7,26 % CO_2 ; 26 % CO ; 15,32 % H_2 ; 0,318 % CH_4 ; 0,43 % O_2 ; 50,67 % N_2 . Теплота сгорания газа 300 кДж/м³, КПД газогенераторной установки 72...75 %, КПД тепловоза порядка 20 %. На смешанном топливе двигатель развивает такую же мощность, как и при работе только на жидком топливе.

На базе тепловоза ТЭ2 был построен газогенераторный тепловоз серии ТЭ4 мощностью 1470 кВт.

Среднегодовой расход жидкого топлива тепловоза серии ТЭ1Г последней партии выпуска составлял 27...37 % расхода топлива серийными тепловозами. Для заправки газогенераторного тепловоза углем использовался бункер. Запас угля в бункере газогенератора на тепловозе серии ТЭ1Г составлял 5 т, а на тепловозе серии ТЭ4 – 9 т, что обеспечивает безэкипировочный пробег тепловоза 500...600 км.

2.5.3. ТЕПЛОПАРОВОЗ И ПАРОТУРБОВОЗ

Теплопаровоз. В нашей стране идея создания теплопаровоза принадлежит Л.М. Майзелю, который предложил для работы паровой машины в режиме паровоза и дизеля в тепло-возном режиме использовать одни и те же рабочие цилиндры двигателя. Предусматривалась также возможность одновременной работы паровой и дизельной части энергетической установки теп-лопаровоза, что отличало его от предыдущих разработок, в которых паровая машина использовалась лишь для трогания с места и разгона локомотива, а дизель работал в режиме поездного двигателя. Предполагалось, что такое сочетание двух тепловых двигателей позволит повысить мощность локомотива за счет мощности дизеля и увеличить его пробеги между наборами воды из-за меньшего расхода пара. Построенный в 1939 г. пассажирский теплопаровоз с осевой формулой 1-4-1 на испытаниях развивал мощность до 2200 кВт при скорости движения около 80 км/ч. Теплопаровоз имел два рабочих цилиндра по типу двухтактного тепловозного дизеля с расходящимися поршнями. При скорости движения до 15...25 км/ч во все три полости рабочего цилиндра (по обе стороны поршней и между ними) подавался пар. При увеличении скорости в

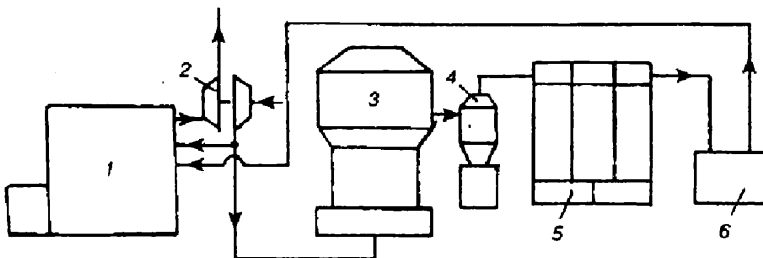


Рис. 2.5.3. Схема силовой установки газогенераторного тепловоза

среднюю полость цилиндра подавалось жидкое топливо и установка работала как двигатель внутреннего сгорания, в то время как внешние полости цилиндра продолжали работать как паровые машины.

Первый тепловоз с 8000 находился в опытной эксплуатации с 1941 г. Отсутствие в то время возможности и средств автоматизации не позволяло обеспечить удовлетворительное согласование режимов работы дизельной и паровой частей энергетической установки.

В 1940 – 1948 гг. был создан более мощный грузовой тепловоз 8001 с осевой формулой 1-5-1. Были продолжены попытки реализации главной идеи – повышения расчетного КПД локомотива до 14...16 % по сравнению с 6...8 % у паровоза за счет достижения совместной и согласованной работы паровой и дизельной частей энергетической установки, в частности, предполагалось использовать возможность работы средней части рабочего цилиндра по парогазовому циклу с дополнительным впуском пара из котла в дизельную полость цилиндра. Однако работа также не была доведена до успешного завершения.

В 1939 г. был создан опытный грузовой тепловоз с более сложной энергетической установкой: тепловой двигатель имел четыре рабочих цилиндра (по два с каждой стороны локомотива); конструкция объединяющего их кривошипно-шатунного механизма с двумя отбойными валами была очень громоздкой. Дизель был рассчитан на работу без жидкого топлива (на газе), поэтому в состав энергетической установки был включен газогенератор для газификации каменного угля, который использовался для топки парового котла. В 1940 г. тепловоз ТП-1 был испытан, но работы по его доводке не были завершены.

Дальнейшие работы по созданию тепловоза прекратились по мере расширения постройки тепловозов.

Паротурбовоз. В начале XX века в разных странах мира делались попытки повысить КПД паровоза за счет применения более эффективного теплового двигателя, например, паровой турбины.

Созданные в то время паротурбовозы не получили широкого распространения ввиду конструктивного несовершенства, но их разработка показала необходимость применения промежуточной передачи типа тепловозной в отличие от непосредственной передачи энергии от паровой машины к колесным парам паровоза.

Турбины, использующие кинетическую энергию пара или газа, эффективно работают при высоких частотах вращения ротора, поэтому необходимое передаточное отношение между валом турбины и колесными парами локомотива увеличивается, что расширяет диапазон регулирования и усложняет конструкцию самой передачи.

Развитие турбостроения позволило применить новый тип энергетической установки на железнодорожном транспорте.

В 1935 г. в Великобритании были построены два пассажирских паротурбовоза с осевой формулой 2-4-2 мощностью более 2000 кВт с электрической передачей и скоростью движения поезда 175...200 км/ч. Рабочее давление пара в котле составляло 2,2 МПа (на уровне паровоза), которое считалось низким.

В это же время, в том числе и в нашей стране, разрабатывались проекты паротурбовозов высокого давления (4...14 МПа), рассчитанных на более высокую энергетическую эффективность.

Некоторые паротурбовозы, например, в США и Великобритании строились с электрической передачей, что существенно увеличивало их стоимость. В США в 1939 – 1943 гг. проходил опытную эксплуатацию паротурбовоз с двумя турбогенераторами судового типа общей мощностью 4500 кВт.

В Швеции, Великобритании, Франции и США предпринимались попытки создания мощных паротурбовозов с более легкой и дешевой механической передачей. Испытания опытных паротурбовозов подтвердили их более высокую энергетическую эффективность по сравнению с паровозами. Однако ввиду сложности конструкции, больших размеров и высоких эксплуатационных расходов они уступали газотурбовозам и тепловозам. Последние опытные паротурбовозы с электрической передачей были построены в США в конце 40-х – в начале 50-х годов, но они оказались также неконкурентоспособными с тепловозами. В нашей стране паротурбовозы не строились.

2.5.4. ЛОКОМОТИВ С ЯДЕРНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКОЙ

В железнодорожной транспортной системе, частью которой является атомовоз, возможно использование реактора на быстрых нейтронах.

Применительно к локомотивостроению имеется ряд специфических факторов, без по-

ложительного разрешения которых невозможно прийти к однозначному выводу о создании локомотива с ядерной установкой. К числу этих факторов относятся: массогабаритные ограничения; низкая температура теплоносителя водо-водяных реакторов; безопасность обслуживания, ремонта и эксплуатации; переменный режим работы ядерной силовой установки.

Использование судовых ядерных силовых установок, широко применяемых на судах, невозможно ввиду большой массы и габаритов. Масса реактора с надежной защитой должна составлять не более 100...200 т. Габарит подвижного состава 1-Т ограничивает размер реактора, его диаметр должен быть не более 3200 мм. Низкая температура водо-водяных реакторов (пар с температурой 300...320 °С) не позволяет применять их на железнодорожном транспорте из-за низкого КПД. Поэтому необходим теплоноситель с температурой 600...800 °С (жидкий металл).

Радиационная защита требуется при ремонте и эксплуатации атомовоза. На локомотиве реактор и все его системы испытывают динамические нагрузки, связанные с колебаниями обрессоренных и необрессоренных частей локомотива, что требует дополнительных мер по герметизации трубопроводов, обеспечению их усталостной и термической прочности. Атомный реактор атомовоза должен выдерживать при авариях и крушениях механические нагрузки без разрушения активной зоны.

Переменный режим работы атомовоза усложняет регулирование силовой установки, так как во избежание перегрева активной зоны реактора отвод теплоты из реактора должен быть непрерывным.

Не определена также сфера применения атомовоза: для районов с развитой железнодорожной сетью с короткими плечами тяги применение его нецелесообразно; возможно, атомовоз должен создаваться как локомотив спе-

циального назначения для эксплуатации в первую очередь в отдаленных, труднодоступных районах, или как передвижная электростанция.

Разработана конструктивная схема атомовоза с реактором на быстрых нейтронах типа БОР-60. Проработаны варианты компоновки железнодорожной энергетической силовой установки, которая может быть использована в качестве локомотива (газотурбовоза) или передвижной электростанции. Атомовоз состоит из трех секций: средняя 2 – реакторная на двух четырехосных тележках, две крайние 1 – тяговые на базе экипажной части серийного тепловоза 2ТЭ116 (рис. 2.5.4).

Реактор на быстрых нейтронах типа БОР-60 эксплуатируется с 1968 г.

Проработано применение серийной газотурбинной установки Д-012Т-3, которая в исходном состоянии при температуре газа перед установкой 820 °С имеет мощность 5 МВт и КПД 24 %. В атомовозе при температуре газов перед газотурбинной установкой 600 °С ее мощность составляет 2,5...3 МВт (в зависимости от степени регенерации), КПД – около 20 %. Активная зона, в которой размещены пакеты с теплоэлементами, окружена экранами-отражателями из UO_2 , стали и необогащенного урана. Выбранный тип реактора позволяет в перспективе иметь теплоноситель, обеспечивающий более высокую температуру (до 800 °С).

Применительно к атомовозу тепловая мощность реактора принята равной 30 МВт, что позволяет получить на ободе колеса касательную мощность атомовоза 5...6 МВт. Масса реактора с биологической защитой, теплообменниками и системами управления примерно 140 т. Размеры газотурбинной установки позволяют вписать ее в габарит подвижного состава 1-Т. Биологическая защита реактора обеспечивает выполнение норм радиационной безопасности для обслуживающего персонала. Требования по безопасности для населения могут быть надежно обеспечены путем регла-

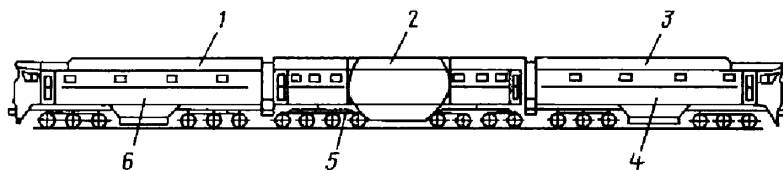


Рис. 2.5.4. Схема атомовоза:

1 – крайние тяговые секции; 2 – секция с атомным реактором; 3 – тепловозные четырехосные тележки; 4 – размещение силовых агрегатов

ментации частоты и скорости прохождения атомовоза по станционным путям, а также изменения в этот период его номинальной мощности.

Проработаны варианты компоновки силовых агрегатов атомовоза. Для сосредоточенной массы реакторной секции можно использовать четырехосные тележки тепловоза серии ТЭМ7, при этом осевые нагрузки могут достигать примерно 225 кН. Возможно также создание специальных четырехосных тележек или использование тележек восьмиосного вагона.

Каркас кузова состоит из двух сварных продольных балок коробчатого сечения, соединенных стяжными ящиками автосцепок, шкворневыми балками и рядом межрамных элементов крепления. Он воспринимает статические и динамические нагрузки, нагрузки от ядерного реактора с защитно-силовым корпусом.

В крайних секциях расположены силовые агрегаты: турбогенераторы, компрессоры, вспомогательный дизель-генератор для передвижения атомовоза без работы атомного реактора, тормозной компрессор, пусковой электродвигатель и др.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Четвергов В.А., Пузанков А.Д. Надежность локомотивов / Под ред. В.А. Четвергова. М.: Маршрут, 2003. 415 с.
2. Галкин В.Г., Парамзин В.П., Четвергов В.А. Надежность тягового подвижного состава. М.: Транспорт, 1981. 184 с.
3. Надежность тепловозов / В.Н. Вознюк и др. М.: Транспорт, 1991. 159 с.
4. Кубарев А.И. Надежность в машиностроении. М.: Издательство стандартов, 1989. 224 с.
5. Методические рекомендации по оценке эффективности инвестиционных проектов и их отбору для финансирования. М.: Информэлектро, 1994. 64 с.
6. Методические рекомендации по обоснованию эффективности инноваций на железнодорожном транспорте. М.: МПС, 1999. 132 с.
7. Конструкция, расчет и проектирование локомотивов / А.А. Камаев, Н.Г. Апанович, В.А. Камаев и др.; под ред. А.А. Камаева. М.: Машиностроение, 1981. 351 с.
8. Конструирование и расчет вагонов / В.В. Лукин и др. М.: УМК МПС России, 2000. 731 с.
9. Субоч Н.И. Дизель-поезда и автотомотрисы советских железных дорог // Электрическая и тепловозная тяга. 1991. № 6. С. 42 – 43.
10. Субоч Н.И. Дизель-поезда и автотомотрисы советских железных дог // Электрическая и тепловозная тяга. 1991. № 7. С. 43 – 45.
11. Быкодоров В.П., Иоффе А.Г. Новые разработки Луганского завода // Локомотив. 2004. № 3. С. 10 – 12.
12. Али Асгар Шафи Надери. Современные дизель-поезда // Железные дороги мира. 2003. № 12. С. 22 – 33.
13. Новый дизель-поезд серии 628.2/928.2//ZET+DET Clasers Annalen. 1986. № 3.
14. Ф. Хефнер. Дизель-поезд серии VT610 // Железные дороги мира. 1992. № 9. С. 28 – 32.
15. Справочник Jau'e's Wold Railways. 2003–2004. С. 565 – 571.
16. Шурин К. В. Дизель-поезда: вчера, сегодня, завтра // Локомотив. 2003. № 12. С. 31 – 35.
17. Белоконь Н.И. Газотурбинные локомотивы // Железнодорожный транспорт. 1955. № 4. С. 10 – 12.
18. Сен-Желен Е.А. Газотурбинные локомотивы // Железнодорожный транспорт. 1974. № 5. С. 8 – 11.
19. Николаев И.И. Газотурбовозы. М.: Трансжелдориздат, 1955. С. 8 – 9.
20. Газотурбопоезд Jetrain // Железные дороги мира. 2001. № 5. С. 14 – 15.
21. Отечественные газотурбовозы / Л.А. Воронков. М.: Машиностроение, 1971. 24 с.
22. Бартош Е.Т. Газотурбовозы и турбопоезда. М.: Транспорт. 1978. 270 с.

Раздел 3

ЭЛЕКТРОПОДВИЖНОЙ СОСТАВ

Электровоз является наиболее перспективным видом локомотива благодаря его самой высокой экономичности, относительно простой конструкционной компоновке, небольшим затратам на ремонт и техническое обслуживание, меньшей сложности в управлении при ведении поезда, возможности реализации рекуперативного торможения, а также экологичности [1]. Основными конструктивными частями электровоза являются механическая часть, состоящая из кузова и тележек, электрическое и пневматическое оборудование.

Электропоезда состоят в общем случае из моторных и прицепных вагонов. В метро используют только моторные вагоны. В электропоезде все электрооборудование располагается вне кузова, а все внутреннее пространство кузова предназначено для размещения пассажиров.

Глава 3.1

СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ТЯГИ

3.1.1. ОСНОВНЫЕ СОСТАВЛЯЮЩИЕ

Под системой электрической тяги понимают обычно способ питания электроэнергией электроподвижного состава [2]. В широком смысле это – вся электрическая цепь (рис. 3.1.1), начиная от электростанций, трансформаторных подстанций *ТП*, линий электропередачи *ЛЭП*, районной преобразовательной и распределительной подстанции *РПП*, которые входят в состав единой энергосистемы *ЭС* страны. От *РПП* осуществляется питание всех тяговых подстанций *ТП* железных дорог.

Обычно каждая подстанция имеет по два независимых ввода переменного трехфазного тока напряжением 110 или 220 кВ. Это напряжение на подстанции понижают и преобразуют в напряжение постоянного или однофазного переменного тока. Соответствующие выводы подстанции подключены к контактной сети *КС* и к рельсовым цепям *РЦ*, которые образованы ходовыми рельсами, соединенными в стыках электрическими соединителями для пропуска тягового тока.

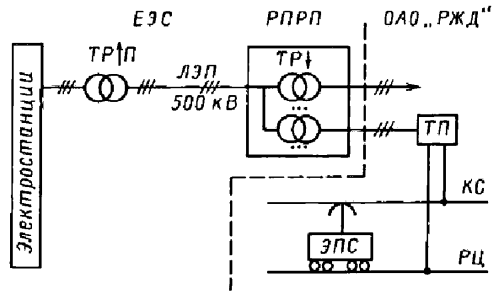


Рис. 3.1.1. Схема общей системы электрической тяги электроподвижного состава

В узком смысле этого слова под системой электрической тяги понимают род тока (постоянный или переменный) и напряжение в контактной сети. При этом номинальное напряжение на выходе подстанции обычно принимают на 10 % выше номинального напряжения на токоприемнике ЭПС.

Классификация систем электрической тяги с указанием номинального напряжения на токоприемнике ЭПС приведена на рис. 3.1.2. В двойную рамку заключены значения параметров систем, применяемых на отечественных железных дорогах.

Значительное количество систем электрической тяги объясняется техническим прогрессом их развития [3]. Сначала была освоена техническая база постоянного тока. Поэтому первые устройства электрической тяги (трамвай, троллейбус, метро, а затем электропоезда пригородного сообщения и электровозы) использовали систему постоянного тока. Впервые электрическая тяга при напряжении 110 В по системе постоянного тока была применена для движения трамвая (г. Берлин, Германия). Вскоре на городском электротранспорте рабочее напряжение было повышено до 600...800 В, что позволило снизить потери энергии и напряжения в тяговой сети, а также повысить мощность электроподвижного состава.

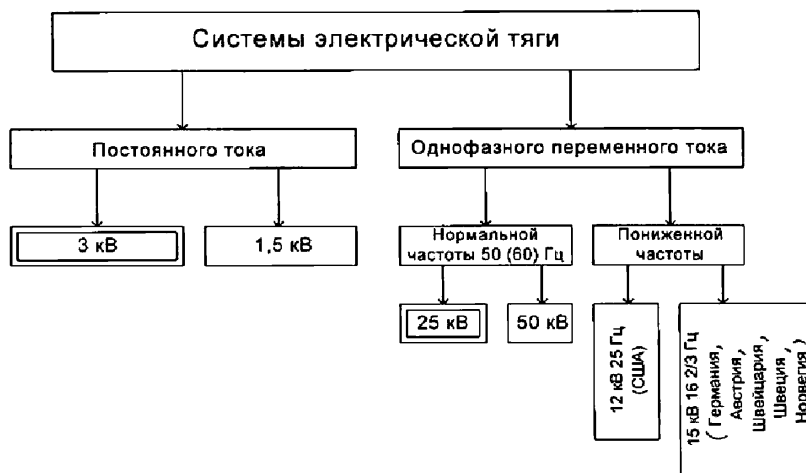


Рис. 3.1.2. Классификация систем электрической тяги

Для магистральных электровазов такие значения напряжения были явно недостаточными. Поэтому начали использовать напряжение 1,5 кВ, а затем, по мере роста мощности электровазов, в ряде стран его поднимали до 3 кВ. Но и такое напряжение для магистральных электровазов является недостаточным, хотя и широко распространено. Возможности повышения напряжения в контактной сети постоянного тока ограничены по условиям работы двигателей постоянного тока (по потенциальным условиям на коллекторе и изоляции обмоток).

Дальнейшее развитие электрической тяги происходило на базе системы переменного тока: для питания контактной сети можно было использовать любое высокое напряжение, понижая его на электровазе при помощи трансформатора. Однако уровень развития электротехники того времени (начало XX века) не позволил не только преобразовывать однофазное переменное напряжение в трехфазное для питания асинхронных тяговых двигателей, но и выпрямить его для питания двигателей постоянного тока.

Фирмой Сименс (Германия) была разработана система на базе переменного тока пониженной частоты 15 кВ, 16 $\frac{2}{3}$ Гц (рис. 3.1.3). При этом непосредственно ко вторичной обмотке трансформатора *ТР* на электровазе *Э* подключены однофазные коллекторные электродвигатели переменного тока *ТД*, которые по устройству принципиально не отличаются от электрических машин постоянного тока.

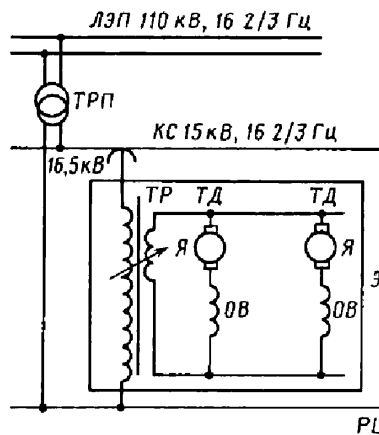


Рис. 3.1.3. Схема системы электрической тяги переменного тока пониженной частоты

Тяговая сеть (*КС* + *РЦ*) питается через однофазные трансформаторные подстанции *ТРП* 110/16,5 кВ от ЛЭП 110 кВ, 16 $\frac{2}{3}$ Гц. Существенный недостаток этой системы – это необходимость иметь собственные электростанции, с однофазными генераторами переменного тока пониженной частоты. Тем не менее такая система получила широкое применение сначала в Германии, а затем в других странах Центральной Европы.

В процессе разработки и организации серийного производства выпрямителей (сначала ртутных, а затем полупроводниковых) появилась возможность создания электровазов переменного тока нормальной частоты: 25 кВ,

50 Гц. На отечественных железных дорогах, как и в ряде других стран, системы постоянного и переменного тока развивались параллельно. Если протяженность железных дорог мира с электрической тягой принять за 100 %, то распределение их по различным системам будет следующим:

52 % постоянный ток 1,5 и 3 кВ;

28 % переменный ток 50 (60) Гц;

20 % переменный ток пониженной частоты.

Аналогичное распределение имеет место и для сети отечественных железных дорог, причем неэлектрифицированная часть составляет около 1/2 всей протяженности сети. Наличие двух систем электрической тяги создает определенные трудности в эксплуатационной работе. Необходимы станции стыкования с переключаемой контактной сетью (их в России более 20), а также двухсистемные электровазы (ВЛ82, ВЛ82м, ЭП10). Система переменного тока (25 кВ, 50 Гц) в ее сегодняшнем виде не является идеальной.

3.1.2. КЛАССИФИКАЦИЯ ЭЛЕКТРОВОЗОВ И ИХ ЭТАПЫ РАЗВИТИЯ

Классификация электровазов. Электровазы могут быть классифицированы по назначению, степени автономности, сферам применения, роду тока и др. (рис. 3.1.4). В соответ-

ствии с принятыми системами электрической тяги электровазы классифицируют:

по роду тока – постоянного, переменного, двойного питания. На зарубежных железных дорогах эксплуатируются также многосистемные электровазы, например, во Франции, где имеется несколько систем электрической тяги;

по типу передачи силы тяги к колесным парам – с индивидуальным и групповым приводом;

по роду работы – грузовые, пассажирские и маневровые;

по числу секций – одно-, двух- и трехсекционные;

по типу торможения – с электропневматическим и электрическим (рекуперативным, реостатным и рекуперативно-реостатным) торможением.

Базовый тип электроваза можно считать вполне устоявшимся (рис. 3.1.5). Любой электроваз имеет токоприемник, в его конструкцию входят: экипажная часть (механическая), которая в значительной мере аналогична тепловозной и может быть унифицирована по одним признакам, электрическое и пневматическое оборудование. К механической части относится также кузов, в котором размещаются кабины с пультом управления, высоковольтные камеры с электрооборудованием,



Рис. 3.1.4. Классификация электровазов

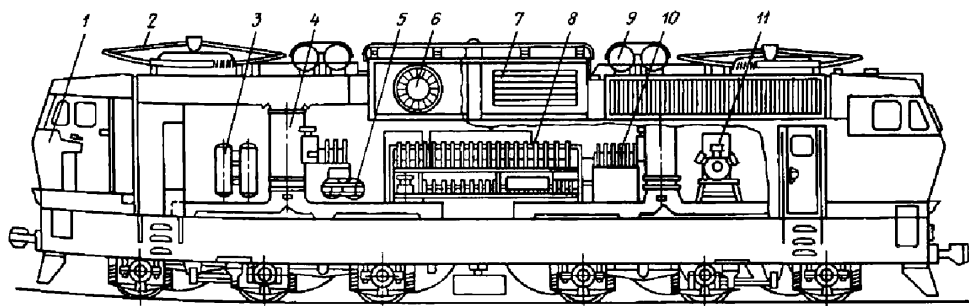


Рис. 3.1.5. Базовый тип электровоза:

- 1 – кабина управления; 2 – токоприемник; 3 – воздушные резервуары; 4 – воздухопроводы системы вентиляции тяговых двигателей; 5 – электропневматическое тормозное оборудование; 6 – мотор-вентилятор; 7 – жалюзи с фильтрами; 8 – групповой электрический переключатель (силовой контроллер); 9 – главные воздушные резервуары; 10 – реверсоры и тормозные переключатели; 11 – мотор-компрессор

вспомогательные электрические машины, предусмотрены проходы для локомотивной бригады и др. Кузов центральными опорами с упругими элементами опирается на рамы тележек, которые передают вертикальные нагрузки на колесные пары и через них – на рельсы, а также служат опорой для ТЭД и передают силу тяги на колесные пары и кузов, а через кузов и автосцепку – поезду. В свою очередь рама каждой тележки опирается на два, три, гораздо реже на четыре колесные пары через наружные буксовые подшипники и систему упругих элементов, обычно называемую буксовым подвешиванием.

Электрическое оборудование электровозов. К нему относятся: ТЭД, вспомогательные (не тяговые) электрические машины; статические преобразователи; устройства токосъема; аппараты защиты электрических цепей; аппараты и приборы управления, в которых используются электронные системы, микропроцессоры, системы регистрации параметров и др.

Тип электрооборудования, с одной стороны, определяется родом тока, получаемого из контактной сети, а с другой, типом ТЭД – постоянного тока или бесколлекторные (асинхронные или вентильные).

Электрическая часть электровозов постоянного тока прошла три этапа развития (рис. 3.1.6, а). На первом этапе применялись ТЭД постоянного тока 1 – 4 на номинальное напряжение 1,5 кВ. Каждая пара двигателей постоянно включена последовательно, образуя неразъемный электрический модуль, нормально работающий при напряжении контактной сети 3 кВ без каких-либо промежуточных устройств.

Простота электрической части и высокий КПД электровоза при работе на естественной характеристике является основным преимуществом электровозов постоянного тока. Однако для регулирования режимов работы двигателей (при пуске после остановки, для изменения скорости) необходимы различные дополнительные устройства.

На первом этапе применяли пусковой реостат (резистор) R , изменение группировок, т.е. последовательное соединение нескольких модулей, ослабление поля ТЭД (включение резисторов $R_{ш}$ параллельно обмоткам возбуждения ОВ). Эти способы, являющиеся классическими, были использованы на самых первых электровозах в конце XIX века и в основном остались без принципиальных изменений на электровозах эксплуатируемого парка. Недостаток этих способов связан в основном с наличием потерь энергии в резисторе, а также с небольшим числом ходовых позиций, которые могут быть получены применением группировок в сочетании с позициями ослабления поля.

На втором этапе развития резистор был заменен импульсным преобразователем ИП, обычно выполняемым на тиристорах. При этом цепь ТЭД шунтирована обратным диодом ОД. В такой схеме регулирование напряжения на двигателях (от нуля до напряжения в сети) осуществляется плавно и без потерь, поэтому обычно отсутствует необходимость в переключении группировок ТЭД.

Ослабление поля в такой схеме также может быть реализовано низковольтным импульсным преобразователем $ИП = ОП$, подключаемым параллельно обмоткам возбуждения ОВ. Импульсное регулирование позволяет

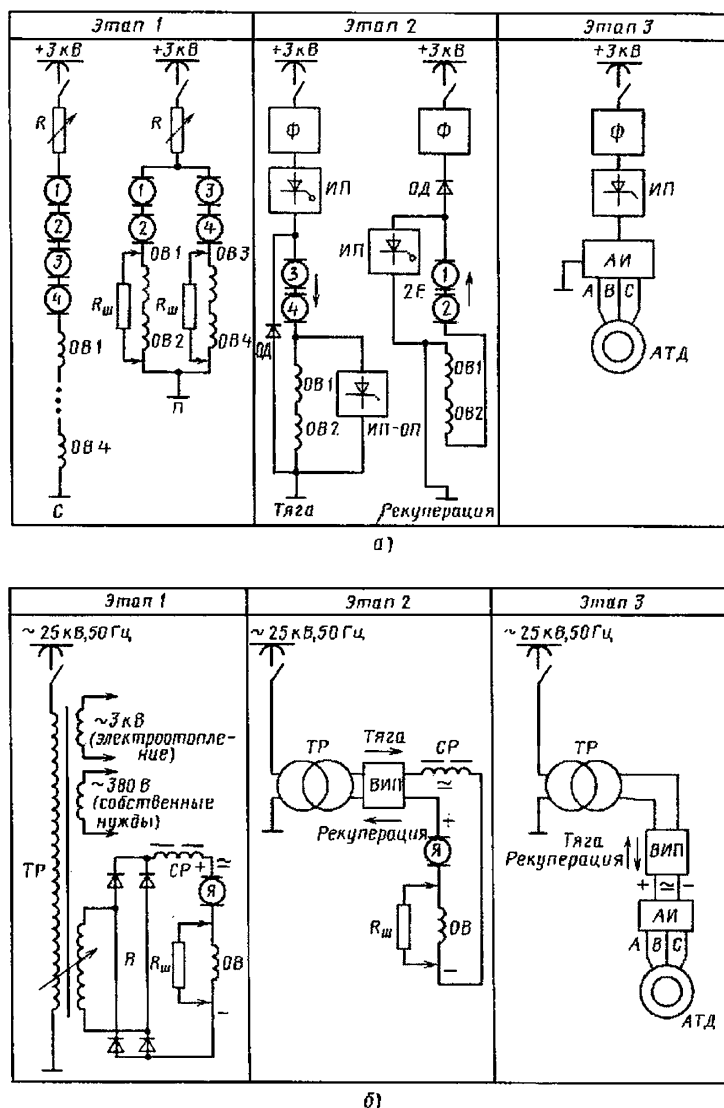


Рис. 3.1.6. Этапы развития электрической части электровозов:
а – постоянного тока; б – переменного тока

реализовывать эффективный режим рекуперативного торможения с отдачей энергии в сеть даже в случае, если ЭДС ТЭД, работающих в режиме генератора, $2E < U$ (напряжения тяговой сети).

Недостатком системы импульсного регулирования является наличие пульсаций тока в ТЭД и в тяговой сети. Пульсации тока в тяговой сети сглаживаются входным фильтром Φ . На первом и втором этапах использованы

классические ТЭД коллекторного исполнения, что является основным недостатком такой электрической части.

На третьем этапе для решения проблемы регулирования режимов движения электровозов применены бесколлекторные электродвигатели – асинхронные (АТД) и синхронные (вентильные), работающие на трехфазном переменном токе, частота f которого и напряжение U пропорциональны частоте вращения

вала электродвигателя, т.е. соответствуют изменению скорости движения электровоза v (закон М.П. Костенко) [4].

Преобразование постоянного напряжения контактной сети в регулируемое трехфазное обычно реализуется двухзвенным преобразователем, содержащим импульсный преобразователь *ИП* и автономный инвертор *АИ*.

При использовании бесколлекторных электродвигателей появилась реальная возможность повысить напряжение в контактной сети. По предложению В.Е. Розенфельда была опробована система на напряжение 6 кВ (сейчас в проектных разработках находит применение в основном система на 12 кВ). При бесколлекторных ТЭД довольно просто реализуется режим рекуперативного торможения: поток мощности изменяет свое направление, *АИ* работает в режиме независимого инвертора, ведомого сетью, а *ИП* – в режиме передачи энергии в контактную сеть.

Электрическая часть электровозов переменного тока имеет аналогичные этапы развития (рис. 3.1.6, б). Электрическая тяга переменного тока промышленной частоты (50 или 60 Гц) была освоена значительно позже, чем система постоянного тока. Массовая электрификация на переменном токе (25 кВ, 750 Гц) и применение электровозов переменного тока стали возможными только после освоения выпрямителей: сначала на базе ртутных вентилей (игнитроны), а затем на основе полупроводниковых кремниевых диодов. Это определило классическую схему электрической части первых электровозов переменного тока (этап 1) с трансформатором *ТР* (понижающим напряжение контактной сети до 1...1,6 кВ), диодным выпрямителем *В*, сглаживающим реактором *СР* и ТЭД постоянного (пульсирующего) тока. Однако эти двигатели работали в условиях значительных пульсаций выпрямленного тока (до 20 %); специальные конструктивные меры были направлены на приспособление этих двигателей к работе в условиях наличия гармоники 100 Гц в выпрямленном токе (двигатели пульсирующего тока).

Существенным недостатком электровозов первого этапа (ВЛ60К, ВЛ80К, ВЛ80Т, ВЛ80С, ЧС4, ЧС4Т, ЧС8) является невозможность реализации режима рекуперативного торможения. Регулирование напряжения на ТЭД при помощи переключения отпайки обмотки трансформатора *ТР* требовало значительного числа выводов вторичной (электровозы

ВЛ) или первичной (электровозы ЧС) обмотки. Переход с одной отпайки на другую без разрыва электрической цепи обуславливал необходимость применения специальных переходных реакторов.

Эти недостатки были устранены на втором этапе при использовании в выпрямительной установке тиристоров, т.е. применением управляемого выпрямителя, который позволил реализовать выпрямительный режим с плавным изменением угла отпирания тиристоров, а при рекуперации – режим зависимого инвертора с плавным регулированием тока рекуперации. Одновременно с этим постоянный ток на выходе ТЭД, работающего в генераторном режиме, преобразуется в однофазный переменный ток, что позволяет трансформировать его имеющимся на электровозе трансформатором *ТР* и передавать энергию рекуперации обратно в контактную сеть.

Преобразовательная установка получила название выпрямительно-инверторного преобразователя *ВИП*; она применяется на грузовых электровозах (ВЛ80Р, ВЛ85 и ВЛ65) и пассажирских (ЭП1). При условии, что регулирование осуществляется при изменении угла отпирания тиристоров *ВИП*, отпала необходимость выполнять трансформатор *ТР* с большим числом выводов, достаточно четырех секций вторичной обмотки для реализации четырехзонного регулирования выпрямленного напряжения.

На третьем этапе развития в системе переменного тока произошел переход на бесколлекторные ТЭД. Первые попытки использования АТД относятся к началу XIX века. В 1904 г. К. Кандо (г. Будапешт) реализовал на Севере Италии на горной линии с уклоном 28 % систему электрической тяги, при которой электровоз получал питание по двум контактными проводам (фазы *A*, *B*) и по ходовым рельсам (фаза *C*), что позволило передать на двигатель трехфазное переменное напряжение. Электрическая часть электровоза состояла из трансформатора и АТД, которые на опасном спуске автоматически переходили в режим генератора (рекуперативного торможения). Частота питания электродвигателей оставалась постоянной (50 Гц), а регулирование пусковых режимов двигателей осуществлялось при помощи водяных реостатов.

Впоследствии такая система довольно широко распространилась на железных дорогах Италии, где электрическая тяга применялась в тяжелых условиях горных участков с

подъемами на альпийские перевалы. Электро-
возы отличались простотой и высокой надеж-
ностью конструкции, но двухпроводная сеть
оказалась слишком сложной, особенно на воз-
душных стрелках в горловинах станций. Одна-
ко была подтверждена возможность использо-
вания асинхронных тяговых двигателей.

В 1928 г. К. Кандо реализовал систему
электрической тяги однофазного переменного
тока (15 кВ, 50 Гц) на железной дороге Венг-
рии. На электровозе был установлен электро-
машинный фазорасшипитель, который преоб-
разовывал однофазное напряжение в симмет-
ричное трехфазное для питания АТД, но при
постоянной частоте 50 Гц.

С появлением управляемых полупровод-
никовых вентилей появилась возможность
реализовать преобразовательную установку с
плавным регулированием как напряжения, так
и частоты, что существенно улучшило регули-
ровочные качества тягового привода электро-
воза. Такой принцип был впервые использован
на электровозе ВЛ80А, на базе которого впо-
следствии разработан двенадцатиосный элек-
тровоз ВЛ86 и шестиосный ЭП10.

Одновременно с работами над тяговым
приводом проводились исследования по при-
менению на электровозах вентильных син-
хронных электродвигателей, у которых частота

тока в сети, от которой они получают питание,
должна соответствовать частоте вращения
ротора двигателя.

Идея использования такого двигателя
для тяги была высказана Б.Н. Тихменевым в
1930-е годы, но практически первый электро-
воз с вентильными двигателями ВЛ80В был
создан только после освоения производства
тиристоров. Тяговый привод с вентильными
двигателями установлен на скоростном элек-
тровозе ЭП200, а также на ряде зарубежных
электровозов переменного тока (рис. 3.1.7).

Принципиальные различия между элек-
тровозами с асинхронными и вентильными
двигателями отсутствуют: простой по конст-
рукции бесколлекторный двигатель, примерно
одинаковые преобразовательные установки
для питания и регулирования этих двигателей.
Такие электровозы являются перспективными,
но пока их производство требует значительно
больших затрат, чем электровозов с двига-
телями пульсирующего тока.

В 1990-е годы разработан электровоз
ЭП10, который является двухсистемным и
может работать от контактной сети как посто-
янного, так и переменного тока. Предусмотре-
ны варианты питания только постоянным или
только переменным током – соответственно
электровозы ЭП2 и ЭП3.

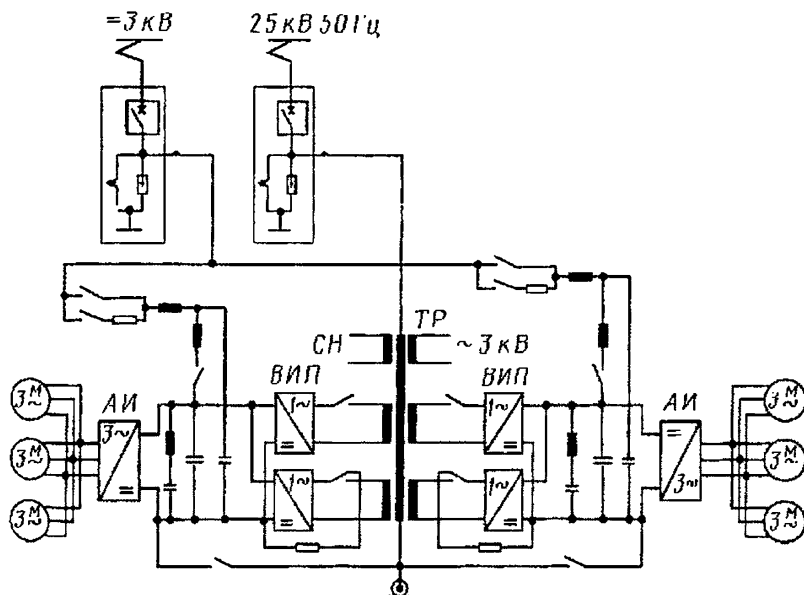


Рис. 3.1.7. Схема двухсистемного тягового привода с вентильными двигателями:

ВИП – выпрямительно-инверторный преобразователь; АИ – автономный инвертор; ТР – трансформатор

Особенностью последних серий электро-
возов ВЛ85, ВЛ65, ЭП1, ЭП10 (ОАО "Ново-
черкасский электровазостроительный завод")
является оригинальное использование механи-
ческой части с осевой формулой (2 – 2 – 2), т.е.
кузов опирается на три двухосные тележки
(рис. 3.1.8). Следует отметить, что здесь при-
менены наклонные тяги 4 для передачи сил
тяги и торможения от тележки на кузов элек-
тровоза. Такое решение позволяет повысить
коэффициент сцепления на 10...12 %, исклю-
чив перераспределение вертикальных нагрузок
по колесным парам.

Электровоз ВЛ65 относится к новому по-
колению отечественных электровозов пере-
менного тока, на нем широко применяется
отечественная электроника, микропроцессор-
ная техника, электронная аппаратура управле-
ния и защиты. Этот грузопассажирский (уни-
версальный) шестиосный электровоз предна-
значен для замены парка морально и физиче-
ски устаревших электровозов ВЛ60ПК.

Электровоз ВЛ65 оборудован системой
плавного тиристорного регулирования напря-
жения ТЭД, электрическим рекуперативным
торможением, автоматическим управлением
режимами тяги и электрического торможения.

Локомотив ВЛ65 может вести пассажир-
ский поезд из 20-ти вагонов на подъемах до
4 ‰ со скоростью до 120 км/ч, а пассажирский
поезд, состоящий из 22 вагонов, или грузовой
состав массой 2000 т – на подъеме 9 ‰ со ско-
ростью до 90 км/ч.

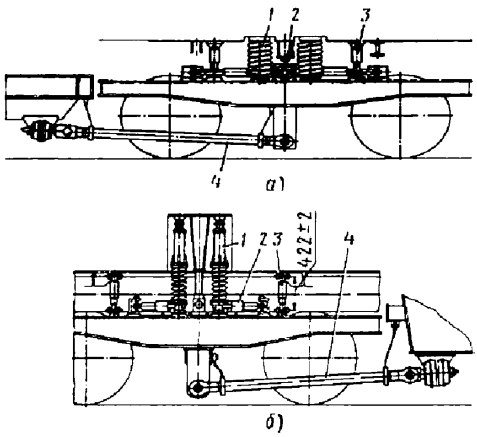


Рис. 3.1.8. Связи кузова с тележками:

- а – с крайними; б – со средней;
- 1 – опора кузова; 2 – вертикальный упор;
- 3 – гидродемпфер; 4 – тяга продольной связи тележки с кузовом

Электровоз ВЛ65 имеет следующую тех-
ническую характеристику:

Формула ходовой части	$2_0 - 2_0 - 2_0$
Масса с 2/3 запаса песка, т, не более	138
Нагрузка от колесной пары на рельсы, кН	215,6...225,4
Разность между нагрузками на рельсы от колес одной колесной пары, кН, не более	5
Высота от головки до оси авто- сцепки при новых бандажах, мм	1040...1080
Высота от головки рельса до рабочей поверхности полоза токоприемника, мм: в опущенном положении, не более	5100
в рабочем положении	5500...7000
Номинальная длина электровоза по осям автосцепок, мм	22 500
Номинальный диаметр колеса по кругу катания при новых банда- жах, мм	1250
Минимальный радиус проходи- мых кривых при скорости до 10 км/ч, м	125
Конструкционная скорость, км/ч	120
Мощность, кВт, не менее	4750
Сила тяги, кН, не менее	245
Скорость, км/ч, не менее	70,2
КПД, не менее	0,86
Электрическое торможение	Рекуперативное
Тормозная сила, кН, в продолжи- тельном режиме рекуперативного торможения при скоростях, км/ч: 72	270 (27,55)
120	100 (10,2)
Передаточное отношение тяговой зубчатой передачи	2,893

Мощность электровозов определяется
числом их осей, а каждая ось имеет обычно
предельную силу тяги, ограниченную усло-
виями сцепления колес с рельсами. Предель-
ная сила тяги оси равна осевой нагрузке (на-
пример, на отечественных электровозах обы-
чно до 25 т на ось), умноженной на коэффи-
циент сцепления, который для режима трогания
электровоза может быть принят равным 0,3.
Предельная сила тяги при трогании для вось-
миосного электровоза соответствует 600 кН, а
для двенадцатиосного – 900 кН. При повыше-
нии скорости v сила тяги F_k должна постепе-
нно снижаться, так как при этом уменьшается
коэффициент сцепления. Поэтому тяговая ха-
рактеристика электровоза соответствует при-
мерно гиперболе, т.е. постоянству мощности.
Особое значение имеет мощность в точке S

(см. рис. 1.2.9) выхода на естественную характеристику: в месте пересечения кривой AT ограничения по сцеплению с естественной тяговой характеристикой $ПП$ примерно постоянной мощности: $F_k v = \text{const}$. У грузового электровоза с поездом критической массы эта мощность на руководящем подъеме соответствует расчетному длительному режиму, у пассажирского электровоза расчетная точка номинального длительного режима обычно значительно смещена в сторону высоких скоростей (линия $ОПЗ$).

Для нормальной работы электровоза с поездом нужно несколько ходовых позиций как для тягового, так и тормозного режимов. На рис. 3.1.9 показаны тормозные характеристики $B(v)$ электровоза постоянного тока ВЛ11 (восьмиосного, имеющего три группировки тяговых двигателей и четыре ступени ослабления поля $ОП1 - ОП4$). Эти характеристики являются зависимостями тормозной силы B от скорости v для разных позиций регулирования ($1 - 15$) и группировок ТЭД ($C, СП, П$ и др.)

На рис. 3.1.10 даны тяговые F_k и тормозные B характеристики двенадцатиосного электровоза переменного тока ВЛ85. Этот электровоз относится ко второму поколению и имеет плавное регулирование сил тяги F_k и торможения B .

Для перспективных электровозов с АТД тяговые характеристики $F_k(v)$ и зависимости мощности от скорости $P(v)$ представлены на рис. 3.1.11. Электровоз для грузовых поездов (рис. 3.1.11, а) имеет участки постоянных сил тяги I , мощности 2 и напряжения 3 на двига-

теле с пропорциональным увеличением частоты ($f \equiv v$). При въезде на руководящий подъем электровоз работает в точке a .

Электровоз для пассажирского движения (рис. 3.1.11, б) нормально имеет участки 1 и 2 , причем точка a должна быть сдвинута в сторону высоких скоростей (не менее $120...140$ км/ч). Высокоскоростные электровозы должны иметь более интенсивные тяговые характеристики (штриховые линии). Естественно, что тяговые характеристики на участке 1 должны находиться в пределах ограничения по сцеплению.

Наличие двух систем электрической тяги существенно осложняет работу в зоне стыкования. Возможно применение станций с переключаемой контактной сетью или двухсистемных электровозов.

Электровозы двухсистемного питания используют для обслуживания движения на стыке железных дорог с различными электрическими системами, такие электровозы имеют обычно для каждой из систем отдельные токоприемники, что вызвано спецификой конструктивного исполнения контактных подвесок постоянного и переменного тока: первые более тяжелые и требуют токоприемника с нажатием до $20...25$ Н, вторые более легкие и для них достаточно нажатия токоприемника $12...15$ Н.

В грузовом движении широко применяются восьмиосные двухсистемные электровозы ВЛ82 и ВЛ82М. На этих электровозах установлены нерегулируемые трансформаторы, что существенно снижает их массу; для регулирования ТЭД постоянного тока последовательного возбуждения в обеих системах электропитания применяются реостаты. Наиболее

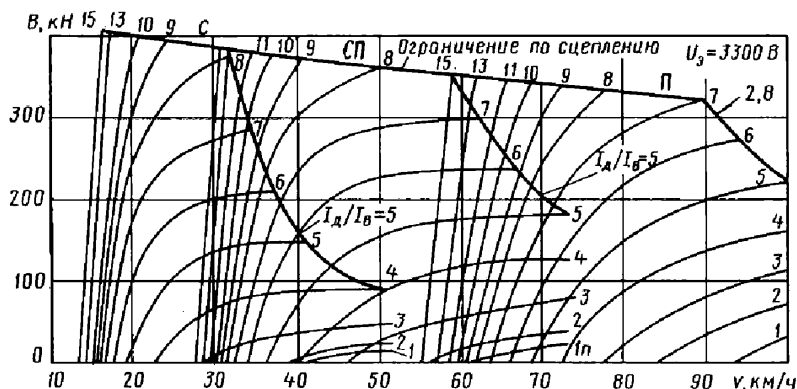


Рис. 3.1.9. Тормозные характеристики $B(v)$ рекуперативного торможения электровоза постоянного тока ВЛ11

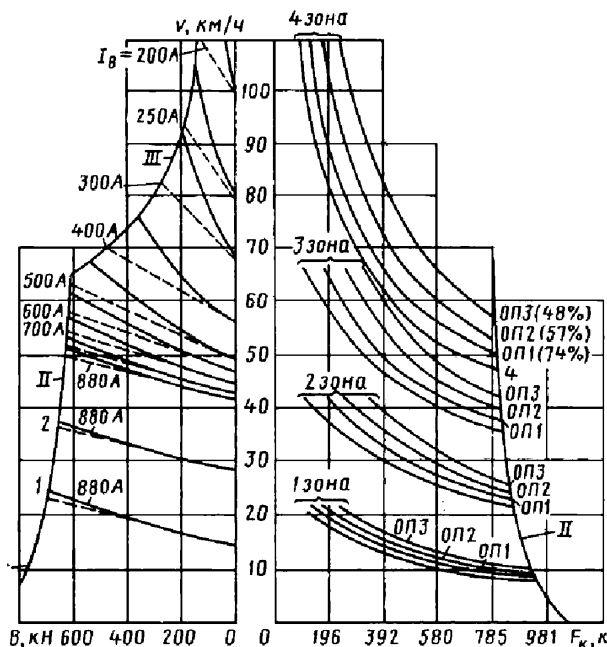


Рис. 3.1.10. Тяговые $F_k(v)$ и тормозные $V(v)$ характеристики электровоза ВЛ85:

I – ограничение по мощности; II – ограничение по сцеплению;
III – ограничение по коммутации для $I_a / I_B = 0,48$

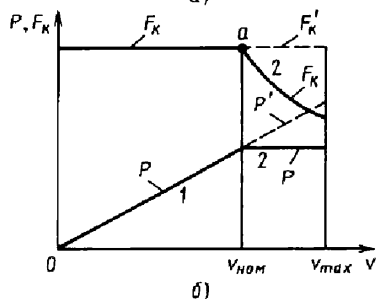
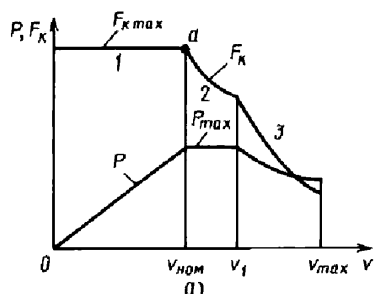


Рис. 3.1.11. Тяговые характеристики F_k и зависимости мощности P от скорости v перспективных ТЭД:

а – для грузовых поездов;
б – для пассажирских поездов

совершенными двухсистемными электровозами являются электровозы ЭП10 с асинхронными тяговыми двигателями.

Техническая характеристика электровозов, запланированных для серийного производства, приведена в табл. 3.1.1.

3.1.3. ПРИНЦИПЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ЭЛЕКТРОВОЗОВ

Под регулированием режимов работы электровоза, обеспечиваемом воздействием на ТЭД, понимают такие внешние возмущающие воздействия, которые позволяют поддерживать в определенных пределах показатели работы ТЭД или электровоза в целом. Как отмечалось выше, регулирование может быть ступенчатым, если регулируемые показатели выдерживаются с некоторыми дискретными приближениями, и плавным, при котором регулируемые показатели изменяются практически точно и непрерывно.

Показатели ТЭД определяются тремя электромеханическими характеристиками, отнесенными к валу двигателя и снимаемыми во

3.1.1. Техническая характеристика системы электрической тяги перспективных электровазов для магистрального железнодорожного транспорта

Тип электро- воза	Формула ходовой части	Тип тягового двигателя	Мощность в номи- нальном режиме, кВт	Силы тяги в номи- нальном режиме, кН	Масса, т	Нагрузка от оси на рельсы, т	Вид электри- ческого тормо- жения	Конструк- ционная скорость, км/ч
Грузовые переменного тока 25 кВ, 50 Гц								
ВЛ85	$2(2_0 - 2_0 - 2_0)$	К	10 000	720	276	23	Рек	110
2ЭС5К	$2(2_0 - 2_0)$	К	6520	459	192	24	Рек	110
ЭЗ	$2_0 - 2_0 - 2_0$	А	6000	380	144	24	Рек	120
Грузовые постоянного тока 3 кВ								
2ЭС4К	$2(2_0 - 2_0)$	К	6000	420	192	24	Рек	110
Э2	$2_0 - 2_0 - 2_0$	А	6000	380	144	24	Рек	120
Пассажирские переменного тока 25 кВ, 50 Гц								
ВЛ65	$2_0 - 2_0 - 2_0$	К	5000	235	135	22,5	Рек	120
ЭП1	$2_0 - 2_0 - 2_0$	К	4700	234	135	22,5	Рек	140
ЭП3	$2_0 - 2_0 - 2_0$	А	7200	321	135	22,5	Рео/Рек	160
Пассажирские постоянного тока 3 кВ								
ЭП2К	$3_0 - 3_0$	К	4000	178	132	22	Рео/Рек	160
ЭП2	$2_0 - 2_0 - 2_0$	А	7200	321	135	22,5	Рео/Рек	160
Пассажирские двойного питания								
ЭП10	$2_0 - 2_0 - 2_0$	А	7200	321	135	22,5	Рео/Рек	160

Примечание. Обозначения: К – коллекторный; А – асинхронный; Рек – рекуперативное; Рео – реостатное.

время заводских испытаний двигателя при номинальном значении напряжения, приложенного к двигателю. Такими характеристиками являются:

зависимость частоты вращения n якоря двигателя от силы тока I двигателя, $n = f(I)$;

зависимость электромагнитного вращающего момента M_3 от силы тока I , $M_3 = f(I)$;

зависимость КПД η двигателя от силы тока I , $\eta = f(I)$.

Для двигателей переменного тока к этим характеристикам добавляют зависимость коэффициента мощности K_m от силы тока I , $K_m = f(I)$.

Электротяговыми характеристиками электровазов называют зависимости скорости движения v электровазов, силы тяги F_k и КПД η_k на обода движущих колес электровазов от

силы тока I двигателя при номинальном напряжении на токоприемнике электровазов: $v = f(I)$, $F = f(I)$ и $\eta_k = f(I)$.

В процессе эксплуатации электровазов в зависимости от режимов его работы силу тяги электровазов и скорость движения v изменяют при помощи регулирующих воздействий. Поскольку $F = f(v)$ – тяговая характеристика электровазов, а $F_k = f(v)$ – тяговая характеристика электровазов, отнесенная к одному двигателю, очевидно, что

$$F = n_d F_k,$$

где n_d – число ТЭД на электровазове.

Если электровазов работает в тормозном режиме, то вместо тяговой используют тормозную характеристику $B = f(v)$.

Частота вращения якоря двигателя постоянного тока (в мин^{-1})

$$n = \frac{E60a}{\Phi Np} = \frac{E}{C_1 \Phi}, \quad (3.1.1)$$

где E – ЭДС двигателя, В; a – число параллельных ветвей обмотки якоря; Φ – магнитный поток под главными полюсами, Вб; N – число проводников обмотки якоря; p – число пар главных полюсов; C_1 – конструкционная по-

стоянная двигателя; $C_1 = \frac{pN}{a60}$.

ЭДС двигателя

$$E = U_k - I r_d, \quad (3.1.2)$$

где U_k – напряжение на зажимах двигателя, В; r_d – сопротивление обмоток двигателя, Ом.

Из уравнений (3.1.1) и (3.1.2) следует:

$$n = \frac{U_k - I r_d}{C_1 \Phi}. \quad (3.1.3)$$

Для расчета скоростной характеристики двигателя $n(I)$ необходимо знать значения магнитного потока двигателя под главными полюсами, соответствующие любым значениям силы тока двигателя.

Магнитная характеристика двигателя

$$\Phi = f(I_B),$$

где I_B – сила тока возбуждения двигателя.

На практике вместо магнитного потока используют пропорциональные ему величины $C_1 \Phi$ или E/n в зависимости от I_B .

Электромагнитный вращающий момент M_z двигателя, Н · м,

$$M_z = 9,55 C_1 \Phi I, \quad (3.1.4)$$

а зависимость вращающего момента M от силы тока I ТЭД и потока Φ под главными полюсами имеет вид:

$$M = 9,55 C_1 \Phi I - M_n, \quad (3.1.5)$$

где M_n – момент, возникающий вследствие потерь в двигателе, Н · м;

$$M_n = 9,55 \frac{\Delta P_{\text{мех}} + \Delta P_{\text{магн}} + \Delta P_{\text{м}} + \Delta P_{\text{ш}} + \Delta P_{\text{доб}}}{n},$$

где $\Delta P_{\text{мех}}$ – мощность механических потерь, Вт; $\Delta P_{\text{магн}}$ – мощность механических потерь на холостом ходу, Вт; $\Delta P_{\text{м}}$ – мощность потерь в меди обмоток, Вт; $\Delta P_{\text{доб}}$ – добавочные потери мощности при нагрузке, Вт.

По аналогии с электромагнитным вращающим моментом силу тяги на ободах колесной пары без учета магнитных и механических потерь в ТЭД и потерь в передаче называют **электромагнитной силой тяги** $F_{\text{к.э}}$:

$$F_{\text{к.э}} = 2 M_z \mu / D, \quad (3.1.6)$$

где D – диаметр колесной пары, м.

Учитывая соотношение (3.1.4), получим

$$F_{\text{к.э}} = 2 \cdot 9,55 C_1 \Phi I \mu / D,$$

где μ – передаточное отношение редуктора, равное отношению числа зубьев зубчатого колеса к числу зубьев шестерни редуктора.

Так как $C_1 \mu / 0,188 D = C$, то

$$F_{\text{к.э}} = 3,6 C \Phi I, \text{ (Н)}. \quad (3.1.7)$$

Силу тяги F_k на ободах колесной пары с учетом потерь в редукторе, а также механических и магнитных потерь, можно найти из выражения

$$F_k = F_{\text{к.э}} - \Delta F$$

или

$$F_k = 3,6 C \Phi I - \Delta F, \quad (3.1.8)$$

где ΔF – сила, вызванная механическими и магнитными потерями, а также потерями в редукторе.

Линейная скорость на ободах колесных пар, м/с,

$$v = \pi n / 60. \quad (3.1.9)$$

Поскольку скорость измеряют в км/ч, то введя в формулу (3.1.9) переводной коэффициент и используя соотношение (3.1.3), получим

$$v = 0,188 \frac{D}{\mu} \frac{U_k - I r_d}{C_1 \Phi},$$

или

$$v = \frac{U_k - I r_d}{C \Phi}. \quad (3.1.10)$$

Построив по соотношениям (3.1.8) и (3.1.10) зависимости $v = f(I)$ и $F_k = f(I)$ и найдя по этим зависимостям значения F_k и v при одинаковых силах тока двигателя, получим его тяговую характеристику.

Как видно из соотношения (3.1.10), скорость движения электровоза можно регулировать двумя способами:

- 1) изменением напряжения, прикладываемого к ТЭД;
- 2) изменением магнитного потока под главными полюсами.

Кроме того, при пуске можно вводить последовательно с ТЭД регулируемый резистор (пусковой реостат), изменяя значение сопротивления которого, можно изменять значение напряжения, прикладываемого к двигателю и, тем самым, регулировать скорость движения электровоза. Однако этот способ можно использовать только кратковременно, поскольку в пусковом реостате даже за относительно непродолжительное время пуска выделяется значительная энергия, что обуславливает существенное снижение КПД электровоза.

Регулирование изменением напряжения на ТЭД. На электровозах постоянного тока для изменения напряжения, прикладываемого к ТЭД, изменяют схему соединения двигателей. Поскольку ТЭД электровозов постоянного тока выполняют на номинальное напряжение 1,5 кВ, то, например, на восьми- или шестисосном электровозе можно реализовывать три схемы соединения (группировки) двигателей: последовательную, последовательно-параллельную и параллельную (при этой схеме соединения при любом количестве ТЭД всегда остаются соединенными последовательно два двигателя).

Если исходные скоростные характеристики соответствуют номинальному напряжению U_k двигателя, то при тех же значениях силы тока и магнитного потока при другом значении напряжения, прикладываемого к двигателю, например U_{k1} , новая скорость движения

$$v_1 = v \frac{U_{k1} - I r_d}{U_k - I r_d},$$

где v – скорость при силе тока I и напряжении U_k .

Поскольку падение напряжения в обмотках ТЭД невелико и обычно не превышает $0,04 U_k$, с достаточной для практических расчетов точностью можно считать, что

$$v_1 = v \frac{U_{k1}}{U_k}.$$

Регулирование скорости движения изменением напряжения, прикладываемого к ТЭД, не сопровождается дополнительными потерями энергии, как при реостатном пуске, но является ступенчатым, и число возможных ступеней регулирования скорости на шести- и восьмиосных электровозах равно трем.

На электровозах переменного тока группировки ТЭД не меняют. Поэтому напряжение, прикладываемое к двигателям, можно изменять либо дискретно (за счет изменения коэффициента трансформации тягового трансформатора при наличии диодного выпрямителя), либо комбинированным способом (зонно-фазовое регулирование), при котором сочетают дискретное изменение напряжения между зонами (выводами вторичной обмотки тягового трансформатора) с плавным изменением внутри зоны за счет изменения угла регулирования тиристорных управляемых выпрямителей. Дискретное регулирование скорости применяют на электровозах серий ВЛ80К, ВЛ80Т, а плавное – на электровозах серии ВЛ80Р, ВЛ85, ВЛ65.

Регулирование изменением магнитного потока под главными полюсами ТЭД. При регулировании скорости движения и одновременно силы тяги изменением магнитного потока под главными полюсами ТЭД независимо от рода тока в контактной сети можно выполнять с независимым возбуждением, когда сила тока возбуждения изменяется автоматической системой управления по заданной программе. Однако чаще используют двигатели последовательного возбуждения с регулированием магнитодвижущей силы (МДС). Степень изменения магнитного потока характеризуют коэффициентом регулирования возбуждения, равным отношению магнитодвижущих сил при ослабленном $F_{ов}$ и полном $F_{пв}$ потоке возбуждения:

$$\beta = F_{ов} / F_{пв}.$$

МДС регулируют посредством изменения либо силы тока в обмотке возбуждения, либо числа последовательно включенных витков (секций) катушек главных полюсов. В пер-

вом случае параллельно обмотке возбуждения подключают регулируемый резистор $R_{ш}$ с последовательно включенным индуктивным шунтом, который необходим для сохранения заданного распределения сил токов между обмоткой возбуждения и резистором в переходных режимах. Для этого случая

$$\beta = \frac{I_B W}{IW} = \frac{I_B}{I},$$

где W – число витков катушки главного полюса; I_B – сила тока обмотки возбуждения;

$$I_B = I - I_{ш} = \frac{I(R_{ш} + r_n)}{R_{ш} + r_B + r_n}; \quad r_n - \text{активное}$$

сопротивление соответственно обмотки возбуждения и индуктивного шунта; $I_{ш}$ – сила тока регулируемого резистора $R_{ш}$.

Во втором случае

$$\beta = \frac{IW_1}{I(W_1 + W_2)} = \frac{W_1}{W_1 + W_2}.$$

Первый способ не требует усложнения конструкции двигателей, но индуктивные шунты имеют значительную массу и габаритные размеры. Кроме того, при этом способе не обеспечивается стабильность β при широком диапазоне изменения окружающей температуры.

При втором способе значения β стабильны, но усложняется конструкция ТЭД за счет применения многосекционных катушек главных полюсов. В отечественном машиностроении отдают предпочтение первому способу. Однако необходимо иметь в виду, что оба способа обеспечивают лишь дискретное регулирование потока возбуждения, а диапазон регулирования потока ограничен сверху насыщением магнитной цепи двигателя, а снизу – коммутационной устойчивостью на коллекторах тяговых двигателей ($\beta \geq 0,28$).

Предполагая, что при одинаковых магнитных потоках $\Phi_{ов} = \Phi_{пв}$ скорости движения также будут приблизительно равны, т.е. $v_{ов} \approx v_{пв}$, получим, что $I_{ов} = I_{пв} / \beta$. Исходя из этого, по зависимости $v_{пв} = f(I)$ можно получить приближенную характеристику $v_{ов} = f(I)$. Поскольку при одних и тех же скоростях $\Phi_{ов} \approx \Phi_{пв}$, сила тяги при ослабленном возбуждении приблизительно будет равна

$$F_{ков} \approx F_{кпв} / \beta.$$

3.1.4. АККУМУЛЯТОРНЫЕ, КОНТАКТНО-АККУМУЛЯТОРНЫЕ ПРОМЫШЛЕННЫЕ ЭЛЕКТРОВОЗЫ И ТЯГОВЫЕ АГРЕГАТЫ

Общая характеристика [5]. Аккумуляторный подвижной состав с аккумулярованием электроэнергии в электрохимической аккумуляторной батарее от стационарной или контактной сети весьма перспективен для определенных сфер применения. Контактные аккумуляторные электровозы могут заменить маневровые тепловозы на станциях электрифицированных железных дорог. В этом случае контактной сетью оборудуют только приемоотправочные пути. Пути, предназначенные для выполнения погрузочно-разгрузочных работ, подъездные и некоторые другие не имеют контактной сети.

Именно для таких станции были построены шестиосные электровозы ВЛ26 и ВЛ26М постоянного тока 3 кВ (табл. 3.1.2). В них использованы тяговые аккумуляторные батареи ТНЖТ-400 (никель-железные отечественного производства, емкостью 400 А · ч) или МТ-8 (Франция). Электровозы ВЛ26 первоначально имели реостатное регулирование и переключение группировок, что сильно усложняло электрические схемы и создавало значительные потери энергии. Поэтому в процессе модернизации электровозов реостатное регулирование было заменено безреостатным импульсным. Для регулирования ТЭД при пуске и рекуперации стали использовать преобразователь ТИП-2700/3, а для заряда батарей от контактной сети – преобразователь ТИП-600/3. Число в условном обозначении преобразователя – это его мощность (2700 и 600 кВт), а после дроби – номинальное напряжение контактной сети (3 кВ).

Для увеличения силы тяги при работе с тяжелыми составами предусмотрена возможность подключения к электровозу обмоточного бустер-прицепа и др.

Механическая часть электровоза состоит из кузова и двух трехосных несочлененных тележек, одинаковых с тележками электровоза ВЛ23. На электровозе установлен один центральный токоприемник. Кузов электровоза ВЛ26М состоит из центральной кабины машиниста и двух отсеков, симметрично расположенных по обе стороны от нее (рис. 3.1.12). В кабине имеются два поста управления со всеми необходимыми контрольно-измерительными приборами.

3.1.2. Параметры контактно-аккумуляторных электровозов

Показатели	ВЛ26	ВЛ26М
Осевая формула	3 _о – 3 _о	
Габарит	1 Т	
Сцепная нагрузка электровоза, т	126	
Нагрузка от колесной пары на рельсы, т	21	
Сила тяги, кН:		
при трогании в контактном режиме, в автономном режиме	312	
часовая в контактном режиме (по току тяговых двигателей)	312	
в автономном режиме (по току тяговой батареи)	108	144
Скорость часовая, км/ч:		
в контактном режиме	21 / 17*	21
в автономном режиме	7	11 / 16,5*
Мощность, кВт:		
часовая в контактном режиме (по току ТЭД)	1370 / 1100**	1370
часовая в автономном режиме (по току ТЭД)	210	440
максимальная пусковая в автономном режиме	330	600
Диаметр колес, мм	1050	
Передаточное число тягового редуктора	79 : 16 = 4,937	
Тип ТЭД	ДТ-7А	

* В числителе – для контактного режима без заряда тяговой аккумуляторной батареи, в знаменателе – с включением батареи в цепь ТЭД.

** В числителе – при шести включенных ТЭД, в знаменателе – при четырех.

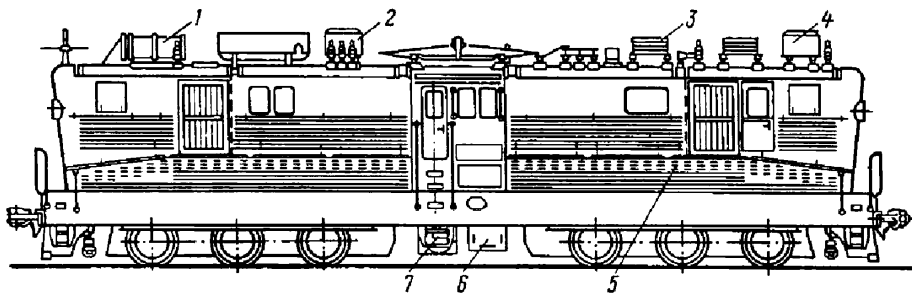


Рис. 3.1.12. Маневровый электровоз ВЛ26М-002:

1 – сглаживающий реактор РС-400; 2 – демферный резистор двигателя компрессора;
3 – реактор фильтра РФ-143; 4 – демферный резистор двигателя вентилятора; 5 – камеры тяговой батареи;
6 – сглаживающий реактор РС-1500Э; 7 – двигатель-генератор ДК-604В

В первом отсеке расположено отделение с аппаратами управления и высоковольтная камера (ВВК), сообщающаяся с кабиной машиниста через дверь-шкаф. Между ВВК и отделением с аппаратами управления установлено ограждение из двух подвижных щитов,

блокируемых при подаче напряжения на аппараты ВВК. В ВВК этого отсека расположены: двигатель-вентилятор, двигатель-компрессор, зарядный тиристорный импульсный преобразователь ТИП-600/3, блоки силовых аппаратов.

Во втором отсеке находится ВВК с быстродействующим выключателем ВВ1, главным тиристорным импульсным преобразователем ТИП-2700/3, двигатель-вентилятор и силовыми аппаратами.

Боковые стенки кузова выполнены из прокатных и гнутых профилей, обшитых гофрированными листами толщиной 2,5 мм с жалюзи забора воздуха; на них смонтированы две песочницы, монтажные люки, кронштейны крышек аккумуляторных камер и окна. Каждый из отсеков накрыт двумя съемными крышами. Крыши расположены над ВВК, имеют лаз для выхода к крышному оборудованию и переходные трапы с деревянным настилом. Вдоль боковых стенок кузова расположены аккумуляторные отсеки, наружные стенки которых имеют жалюзи.

Тяговая батарея состоит из 1096 аккумуляторов типа МТ-8 фирмы САФТ (Франция), размещенных в 16 секциях (по 67 или 73 аккумулятора). Все аккумуляторы соединены последовательно, они обеспечивают номинальное напряжение батареи 1250 В и имеют емкость 480 А · ч. Для безопасного обслуживания секции тяговой батареи разделяют двумя разъединителями В4 и В6 ножевого типа с пневматическим приводом. Два электропневматических контактора расчленяют батарею при срабатывании защиты. Шесть ТЭД соединены в две независимые группы по три двигателя последовательно, тяговый импульсный преобразователь ТИП-2700/3 рассчитан на мощность 2700 кВт при 3 кВ, 2 · 450 А.

На бустер-прицепе электровоза ВЛ26М расположены тяговая аккумуляторная батарея; импульсный преобразователь ТИП-600/3 для заряда батареи бустер-прицепа, двигатель-компрессор, два центробежных вентилятора для охлаждения тяговой батареи и двигателей, электромагнитные и электропневматические контакторы и защитные аппараты. Электрическое оборудование бустер-прицепа соединено с электровозом посредством пяти силовых межэлектровозных соединений. Тяговые двигатели бустер-прицепа соединены последовательно с двигателями электровоза посредством контакторов.

Тяговый электродвигатель ДТ-7А имеет следующую техническую характеристику (рис. 3.1.13):

Напряжение на коллекторе, В	750
Сила тока якоря $I_{я}$, А, в режиме:	
часовом	350
длительном	265

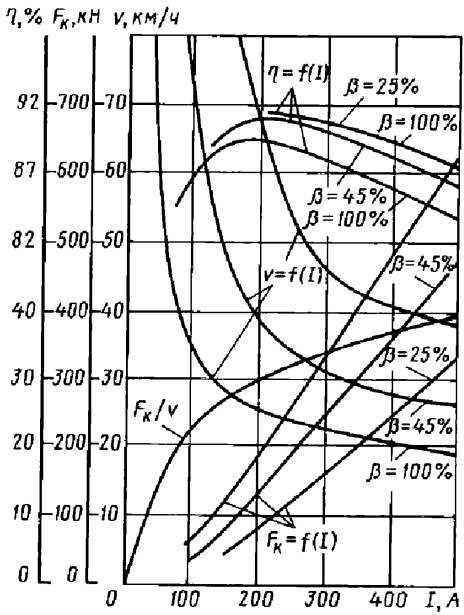


Рис. 3.1.13. Электромеханические характеристики тягового электродвигателя ДТ-7А
(η – КПД электровоза;
 β – коэффициент ослабления поля)

Мощность, кВт, в режиме:	
часовом	235
длительном	180
Частота вращения, мин ⁻¹ , в режиме:	
часовом	525
длительном	570
Сопротивление обмоток якоря при 20 °С, Ом, катушек:	0,048
главных полюсов	0,0525
дополнительных полюсов	0,0299
Масса двигателя без зубчатой передачи, т	3,1

Четырехполюсный двигатель имеет изоляцию полюсных катушек класса «Н» и якоря класса «F».

Тяговый преобразователь. Преобразователь ТИП-2700/3 состоит из входного двухзвенного сглаживающего индуктивно-емкостного прерывателя $L_{\phi 1} - C_{\phi 1}$, $L_{\phi 2} - C_{\phi 2}$ и двух отдельных импульсных прерывателей ИП1, ИП2 (рис. 3.1.14). Каждый прерыватель включает 48 тиристоров и 96 неуправляемых вентилей, индивидуальные импульсные трансформаторы, панели с RC-цепочками, индуктивными и активными делителями тока, дроссели насыщения и выходные каскады блока управления. Реакторы перезаряда $L_{к1}$, $L_{к2}$ и коммутирующие конденсаторы $C_{к1}$, $C_{к2}$ расположены отдельно.

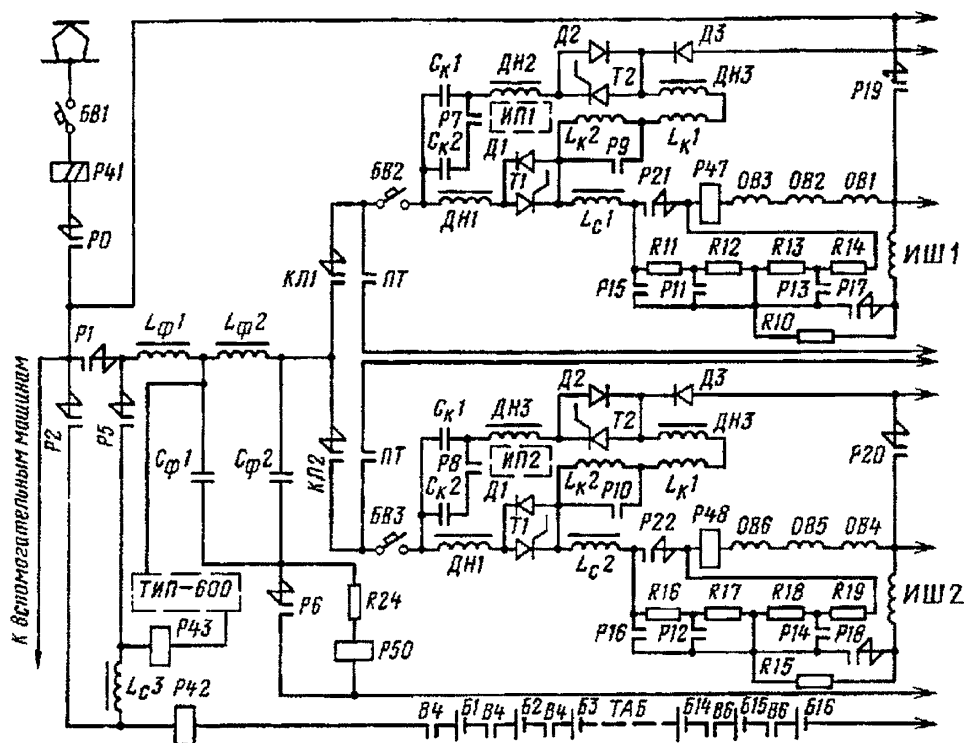


Рис. 3.1.14. Электрическая схема тягового преобразователя ТИП-2700/3

Цепь главных тиристоров состоит из трех ветвей с12-ю управляемыми вентилями ТЛ2-200-8 последовательно в каждой ветви; между ветвями тиристоров включены индуктивные и активные делители тока и выравнивающие резисторы. Цепи шунтирующих и разделительных диодов состоят из вентилях ВЛ-200-10, цепь вспомогательных тиристоров — из 12-ти последовательно включенных приборов ТЛ-150-8, зашунтированных 12-ю обратными вентилями ВЛ-200-10.

Коммутирующая емкость каждого прерывателя состоит из трех конденсаторов КМ-3,15 общей емкостью 12 мкФ. Реакторы перезаряда выполнены из двух отдельных катушек с общей индуктивностью 0,2 мГ. При переходе в автономный режим работы при более низком напряжении коммутирующая емкость $C_{к1}$, $C_{к2}$ увеличивается до 44 мкФ, а индуктивность реактора перезаряда уменьшается до 0,1 мГ. Сглаживающие реакторы $L_{с1}$, $L_{с2}$ имеют индуктивность 16 мГ.

Входной фильтр тягового тиристорного преобразователя состоит из двух реакторов

$L_{ф1}$, $L_{ф2}$ индуктивностью по 7 мГ. Емкость конденсаторов первого звена $C_{фс}$ составляет 280 мкФ, второго звена $C_{ф2}$ — 840 мкФ (все конденсаторы типа ИМ-5-140).

Цепи электровоза обеспечивают контактный режим (КР) с зарядом тяговой батареи через специальный зарядный преобразователь и автономный режим (АР), в котором ТЭД и вспомогательные машины получают питание от батареи. В обоих режимах обеспечивается безреостатный пуск заданной установкой тока до выхода на номинальное напряжение двигателей в режиме КР или полное напряжение батареи в режиме АР.

Цепи электровоза обеспечивают также работу на одной из семи промежуточных характеристик полного возбуждения при фиксированном напряжении (в режиме АР в зависимости от напряжения батареи можно получить три-четыре характеристики). Кроме того, возможна работа электровоза на характеристиках ослабленного возбуждения (в режиме АР четыре ступени ослабления возбуждения, а в режиме КР три) и рекуперативное торможение

В настоящее время задача заключается в том, чтобы на базе отработанных накопителей, выпускаемых отечественной промышленностью серийно, создать тяговую аккумуляторную батарею, удовлетворяющую экологической безопасности и взрывобезопасности при работе электровоза в закрытых помещениях (на складах, цехах, подземных хранилищах, включая технологические помещения для ракетно-ядерных комплексов и для хранения особо опасных материалов).

В дальней перспективе контактно-аккумуляторные или просто аккумуляторные электровозы могут полностью заменить существующий электроподвижной состав. Таким образом, отпадает необходимость в таких материалоёмких элементах как контактная сеть, включая опорные конструкции, токоприёмники, фидеры и устройства защиты от блуждающих токов.

Глава 3.2

МОТОР-ВАГОННЫЙ ЭЛЕКТРОПОДВИЖНОЙ СОСТАВ

Перевозки в радиусе до 120...130 км от вокзалов крупных городов считаются пригородными сообщениями. Они выполняются в вагонах электропоездов с нумерованными местами, при этом часть пассажиров может ехать стоя. Местные перевозки в отличие от пригородных выполняются в вагонах с нумерованными местами по специальному высокому тарифу на расстояние до 500...600 км. Для таких перевозок могут применяться вагоны с локомотивной тягой, но, как показал опыт эксплуатации электропоездов-экспрессов (типа ЭД4МК) на Московской железной дороге, наилучшим подвижным составом для местных сообщений являются мотор-вагонные электропоезда с улучшенным интерьером вагонов.

Аналогично осуществляются перевозки за рубежом, но граница пригородных и местных сообщений составляет 60...75 км. Местное сообщение стран Западной Европы характеризуется более высокой, чем в нашей стране, технической скоростью, что обеспечивает ему высокую конкурентоспособность по сравнению с автотранспортом.

Пригородные сообщения являются важной компонентой комплексной транспортной системы страны. При этом следует отметить, что в настоящее время пригородное сообщение является убыточным, поскольку даже в Московском железнодорожном узле его окупае-

мость не превышает 20...25 %. Одна из причин высокой затратности пригородных перевозок – большое энергопотребление: около $30 \text{ Вт} \cdot \text{ч} / (\text{т} \cdot \text{км})$, что при повышении тарифов по оплате электроэнергии не обеспечивает самоокупаемости пассажирских перевозок в пригородных электропоездах.

Существующая система пригородных перевозок сохранила свои исторически сложившиеся принципы функционирования практически неизменными в течение последних 40 лет. В таком виде она не удовлетворяет современным техническим, организационно-эксплуатационным, социальным и экономическим требованиям.

Существенное отставание в развитии имеет подвижной состав: по ходовой части, ТЭД, автоматике, интерьеру кузова, электропитанию для собственных нужд поезда.

Решение проблемы пригородных перевозок нужно начинать с подвижного состава, связывая их с задачами организационно-технического, эксплуатационного и экономического плана.

Анализ современного состояния пригородных сообщений является важным для обоснования основных направлений совершенствования электропоездов. Железнодорожная сеть в зоне крупных городов России электрифицирована по системе постоянного тока 3 кВ или (реже) переменного 25 кВ, поэтому имеется возможность практически весь объем пригородных и местных перевозок выполнять мотор-вагонными электропоездами (без автономной тяги).

3.2.1. ПРОБЛЕМЫ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ

Мотор-вагонный электроподвижной состав за последние десятилетия существенно расширил сферу своего применения. Если раньше такие поезда использовались только в пригородном сообщении и в метро, то в настоящее время они являются перспективными для высокоскоростного сообщения и для пассажирских местных перевозок. Однако наиболее массовым применением электропоездов остается система пригородных сообщений, которая быстро развивается и требует корректировки основных нормативов и требований как по самому подвижному составу, так и по методам его эксплуатации применительно к возросшим социальным потребностям. Это

относится как к техническим параметрам, например, скорости, надежности, ремонтпригодности, так и к условиям комфорта.

Анализ конструкций отечественных мотор-вагонных электропоездов показывает следующее:

конструкция мотор-вагонных поездов (кузова, ходовой части, тягового привода), разработанная в конце 1950 – начале 1960-х годов, не претерпела серьезных изменений;

имеется возможность существенно снизить массу вагонов применением облегченных конструкций на основе алюминиевых сплавов, а вагоны местного сообщения выполнять двухэтажными, широко применяемыми в странах Западной Европы и Японии;

тяговые передачи (зубчатые передачи от ТЭД на колесную пару), выполненные с применением резинокордных муфт, имеют низкую надежность и часто являются причиной аварийных ситуаций и повышенных ремонтных затрат;

тяговые электроприводы (обычно мощностью 200...250 кВт/ось) выполняются на базе коллекторных ТЭД постоянного или пульсирующего тока. Кроме значительных ремонтных затрат, такой электропривод характеризуется несовершенной системой регулирования: реостатным пуском с переключением группировок ТЭД на моторных вагонах постоянного тока и контакторным переключением отпаек силового трансформатора на вагонах переменного тока. Реостатное регулирование обуславливает пусковые потери 10...11 % у поездов ЭР2 и ЭМ2, а у поездов ЭР2Р, ЭР2Т, ЭД2Т, ЭД4 без переключения группировок – в 1,2 – 1,5 раза выше;

специфика режимов движения пригородных электропоездов связана с частыми остановками и торможениями. На новых электропоездах предусмотрено рекуперативное торможение, но оно реализуется по классической схеме независимого возбуждения ТЭД, и зона его действия ограничена тем, что суммарная ЭДС тяговых машин, работающих в генераторном режиме, должна быть выше напряжения контактной сети. По этой причине тормозные потери достигают не менее 15...17 % потребляемой энергии на тягу, а возврат энергии рекуперации в тяговую сеть не превышает 2...2,5 %, при этом значительная часть кинетической энергии поезда теряется в процессе торможения;

все большее значение приобретает система питания собственных нужд электропоездов, потому что она определяет уровень комфорта в пассажирских салонах. В настоящее время для этих целей применяют исключительно электромашинные преобразователи. По образцу зарубежных электропоездов целесообразен переход на статические преобразователи типа конденсаторно-индуктивный преобразователь с гальванической развязкой – автономный инвертор с выходом 3×380 (220) В, 50 Гц.

Кроме того, существующая система эксплуатации электропоездов в значительной степени изжила себя и в условиях рыночных отношений является глубоко убыточной. В новых технических решениях мотор-вагонного электроподвижного состава нужно учесть возможность перехода на более совершенные методы организации движения, чтобы в перспективе сделать пригородное и местное сообщения менее убыточными и даже доходными.

Для этого необходимо ориентироваться на следующее:

снижение массы тары на пассажироместо, в том числе за счет удлинения вагонов и перехода на двухэтажные вагоны в местном сообщении;

в зависимости от конкретных условий движения (среднего расстояния L между остановками) должна быть предусмотрена возможность варьирования удельной мощностью электропоезда: изменением соотношения между числом моторных (M) и прицепных (P) вагонов при сохранении мощности моторного вагона на уровне 200...250 кВт/ось.

Принятая в настоящее время практика эксплуатации всех электропоездов с постоянным соотношением $M : P = 1 : 1$ ведет к излишним капитальным, эксплуатационным и энергетическим расходам. Соотношение $M : P$ должно зависеть от расстояния L . В Московском железнодорожном узле на коротких турах (тур T – это расстояние от начальной до конечной станции следования поезда) $L = 3...4$ км при $T = 30...40$ км, на средних при $L = 8...12$ км при $T = 70...90$ км, на самых длинных турах, которые должны быть уже в сфере местных сообщений, $L = 18...20$ км при $T = 120...150$ км.

Во вновь введенной системе местных сообщений электропоезд-экспресс ЭД4МК при $T = 300...400$ км и $L = 60...80$ км имеет сред-

нюю техническую скорость 80...90 км/ч и маршрутную 77...85 км/ч, но при том же соотношении $M : P$ это дает чрезвычайно низкое использование установленной мощности ТЭД.

Диапазон возможных вариаций соотношения $M : P$ должен быть расширен для малых значений параметров T и L (такой транспортной системой является Берлинская городская железная дорога общей протяженностью около 350 км при $L \approx 800$ м). Попытки развить такую систему в нашей стране пока не реализованы: имеются проекты по ее созданию в г. Москве на базе малого кольца Московской железной дороги (МКМЖД) в сочетании с тремя городскими диаметрами и тангенсами и в г. Новокузнецке на базе системы подъездных путей Кузнецкого угольного бассейна.

Вполне возможна реализация системы пассажирских сообщений городской железной дороги на базе МКМЖД, обеспечивающей внутригородские перевозки, заполняющие нишу между метро и пригородным сообщением. Опыт стран Западной Европы свидетельствует о том, что в такой ситуации целесообразно вначале организация пассажирских перевозок по чисто кольцевому варианту с интервалом около 10 мин при составности поездов Пу-4М-Пу (где Пу – прицепной вагон с кабиной управления) с внутренним интерьером вагонов, как у поездов метро. На следующем этапе возможна постепенная интеграция кольца с существующей системой пригородных сообщений и, прежде всего, с теми радиальными линиями, которые сейчас упираются в

тупиковые вокзалы (Киевский, Павелецкий, Казанский, Ярославский). При этом целесообразно максимально использовать возможности МКМЖД с остановками поездов у станций метро, пересадочных узлов наземного транспорта и (или) у вокзалов.

Классификация мотор-вагонных электропоездов по сферам использования (видам сообщений) на железнодорожном транспорте следующая:

для внутригородских перевозок;

для пригородных перевозок на чисто пригородных линиях или линиях совместного использования (с грузовым и дальним пассажирским сообщением);

местного сообщения (экспресс);

скоростные – до 200 км/ч (типа ЭР200) и 200...360 км/ч (типов ВСМ1, ВСМ2, "Сокол").

При этом в зависимости от конкретных условий можно дифференцировать параметр $M : P$ (табл. 3.2.1):

использовать шестивагонные поезда Пу-4М-Пу с возможностью постановки в состав дополнительных вагонов или их исключения при спаде пассажиропотока с переходом на составности Пу-3М-Пу или Пу-2М-Пу в МКМЖД;

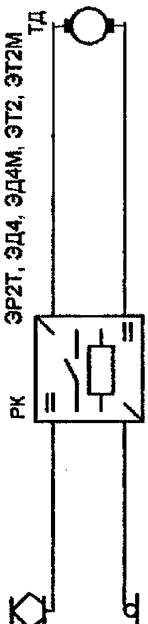
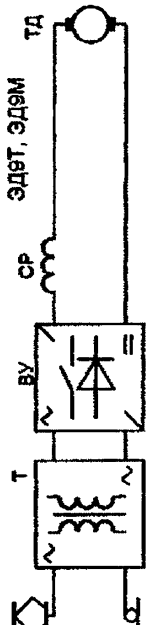
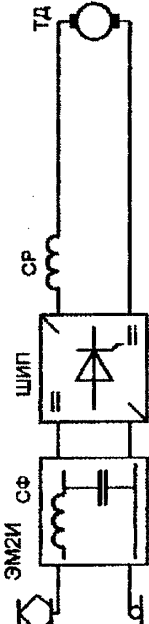
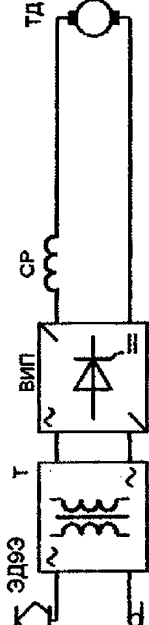
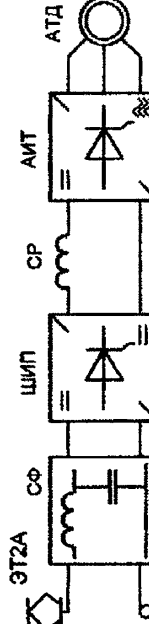
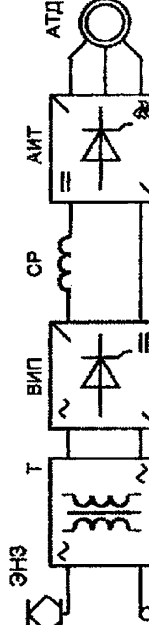
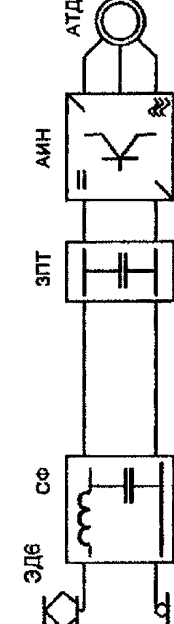
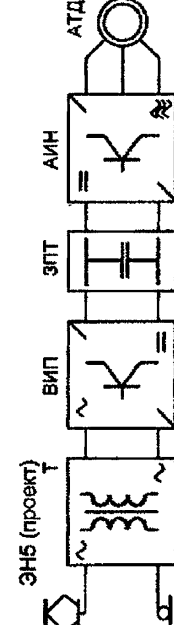
гибко изменять соотношение $M : P$ в зависимости от параметров T и L (в основном L) в пригородном сообщении.

Классификация отечественных электропоездов по типу тягового привода приведена в табл. 3.2.2, а техническая характеристика – в табл. 3.2.3 и табл. 3.2.4.

3.2.1. Рекомендуемые параметры электропоездов для городских, пригородных, местных и дальних скоростных сообщений

Параметр	Городские железные дороги (МКМЖД)	Пригородное			Местное		Дальнее скоростное
	L, км						
	0,8...1	3...4	5...10	12...20	40...60	60...90	400...1200
М : П	Пу-4М-Пу	2 : 1	1 : 1	1 : 2	1 : 3	1 : 3	ЭР200 "Сокол"
Скорость, км/ч:							
конструкцион- ная v_k	100	120	120	140	160	180	200...300
техническая v_T	40...50	55...60	60...65	65...75	80...90	100...120	190...250
Составность, число вагонов	6	4...12	6...12	8...10	8...10	6...10	12...16
Число поездов в сутки	60...80	30...50	20...40	15...25	2...4	1...2	6...12

3.2.2. Классификация отечественных электропоездов по типу тягового привода

Постоянного тока (3 кВ)	Переменного тока (2,5 кВ, 50 Гц)
 <p>РК ЭР2Т, ЭД4, ЭД4М, ЭТ2, ЭТ2М ТД</p>	 <p>ЭД9Т, ЭД9М ТД</p>
 <p>ЭМ2И СФ ШИП ТД</p>	 <p>ЭД9Э ВИП ТД</p>
 <p>ЭТ2А СФ ШИП АИТ АТД</p>	 <p>ЭН3 ВИП АИТ АТД</p>
 <p>ЭД6 СФ ЗПТ АИН АТД</p>	 <p>ЭН5 (проект) ВИП ЗПТ АИН АТД</p>

Примечание. Обозначения: СФ – входной сетевой фильтр; РК – реостатный контроллер; ВУ – диодная выпрямительная установка; СР – сглаживающий реактор; ТД – коллекторный ТЭД; Т – тяговый трансформатор; ШИП – тиристорный широтно-импульсный преобразователь; ВИП – тиристорный широтно-импульсный прерыватель; АИТ – тиристорный инвертор; АТД – автономный инвертор тока; АИН – автономный инвертор напряжения; АТД – трехфазный асинхронный ТЭД; ЗПТ – звено постоянного тока.

3.2.3. Техническая характеристика электропоездов постоянного тока

Параметры	ЭД2Т	ЭТ2	ЭД4	ЭД4М	ЭТ2М	ЭД6	ЭТ2А	ЭД4Э	ЭМ2И
Конструкционная скорость, км/ч	130	130	130	130	130	130	130	130	120
Максимальная скорость в эксплуатации, км/ч	120	120	120	120	120	120	120	120	110
Основная составность	2Г+5М+3П	2Г+5М+3П	2Г+5М+3П	2Г+5М+4П	2Г+5М+3П	2Г+5М+4П	2Г+5М+3П	2Г+5М+3П	2Г+5М+3П
Число мест для сидения в поезде	1088	948	1088	1088	968	1204	968	1088	972
Масса тары поезда, т	505,2	494,2	500,3	500,3	495,0	534,6	514,8	516,3	485,2
Длина вагонов, м	21,5	19,6	21,5	21,5	19,6	21,5	19,6	21,5	19,6
Тип ТЭД	Коллекторный				Асинхронный				Коллекторный
Мощность продолжительного режима, кВт	3900	3900	3900	3900	3900	5120	7000	3900	
Способ регулирования	Контакторно-реостатный				Главный, тиристорный (ШИП + АИТ)				Главный, тиристорный (ШИП)
Техническая скорость на расчетном перегоне, км/ч	70,6	69,0	69,5	69,5	69,0	69,6	69,4	69,1	65,0
Удельный расход электроэнергии в расчетном режиме, Вт · ч/(т · км)	35,7	32,6	34,2	34,2	35,0	30,5	30,5	31,8	42,9

П р и м е ч а н и е . Условные обозначения: Г, М, П соответственно головной, моторный и прицепной вагон; АИТ (АИТ) автономный инвертор напряжения (тока); ВИП – выпрямительно-инверсионный преобразователь; ШИП – широтно-импульсный преобразователь; ШИМ – широтно-импульсная модуляция.

3.2.4. Техническая характеристика электропоездов переменного тока

Параметры	ЭД9Т	ЭД9М	ЭД9МК	ЭД1	ЭН3
Конструкционная скорость, км/ч	130	130	130	130	130
Максимальная скорость в эксплуатации, км/ч	120	120	120	120	120
Основная составность	2Г + 5М + 3П	2Г + 5М – 3П	2Г – 5М + 4П	2Г + 5М + 3П	2Г – 5М – 4П
Число мест для сидения в поезде	1088	1050	621	1088	1088
Масса тары поезда, т	505,2	494,2		500,3	500,3
Длина вагонов, м	21,5	22,056	22,056	21,5	21,5
Тип ТЭД	Коллекторный				Асинхронный
Длительная мощность ТЭД поезда, кВт	3900	4400		3900	3900
Способ регулирования ТЭД	Ступенчатое когнаторное				ВИП + АИТ
Вид электрического торможения	Реостатное				Рекуперативное
Техническая скорость на расчетном перегоне, км/ч	70,6	69,0		69,5	69,5
Удельный расход электроэнергии в расчетном режиме, Вт · ч/(т · км)	35,7	32,6		34,2	34,2

Примечание. Условные обозначения см. табл. 3.2.3.

3.2.2. ЭЛЕКТРОПОЕЗДА ПРИГОРОДНОГО И МЕСТНОГО СООБЩЕНИЙ

Основными составляющими в решении комплексной проблемы пригородных сообщений являются следующие задачи:

1) эксплуатационная – техническая участковая и маршрутная скорости, график движения;

2) организационно-техническая – секционированность, изменение соотношения $M : \Pi$, изменение передаточного отношения тягового редуктора;

3) техническая, включающая обоснование параметров электропоездов;

4) экономическая – окупаемость и доходность перевозок;

5) социальная – цена и комфортность условий.

Обоснование параметров электропоездов для существующей системы пригородных сообщений – это наиболее важная задача. Из рассматриваемой проблемы целесообразно особо выделить первые четыре задачи, которые должны решаться совместно. Предварительно можно рассматривать первые две ключевые задачи со следующими исходными данными:

имеется конкретный (или обобщенный) участок с заданным расположением остановочных пунктов Y ;

по всем остановочным пунктам заданы потоки отправления и прибытия пассажиров $\Pi_{\text{отп}}(t)$ и $\Pi_{\text{приб}}(t)$, тыс. чел./ч;

предварительно могут быть приняты базовые значения технических параметров электропоезда, исходя из параметров электропоездов, находящихся в эксплуатации или готовящихся к выпуску.

Решение первых двух задач дает в качестве результатов:

график движения, включая график оборота по зонным станциям, и коэффициент зонности;

график секционированности, т.е. по каждой нитке графика H_i определено необходимое число вагонов или секций C_i в поезде, что фактически требует предварительного определения вместимости B_i , т.е. задача решается по схеме $\{\Pi_{\text{отп}}(t); \Pi_{\text{приб}}(t)\} \rightarrow H_i \rightarrow B_i \rightarrow C_i$.

Затем можно перейти к третьей задаче, т.е. обоснованию технических параметров электропоезда, которые должны быть уточнены с учетом базовых данных:

массы;

мощности N на одну моторную ось;

числа моторных вагонов (осей) m (C);

длины вагона L ;

коэффициента возврата энергии при рекуперативном торможении

$$K_v = K_v(v_{\text{нт}}),$$

где $v_{\text{нт}}$ – скорость начала торможения.

Условиями расчетного режима являются:

длина расчетного перегона и предельная длина расчетного перегона, а также вероятностное распределение $p(L)$;

эксплуатационные параметры $\Xi = \Xi(L, T)$ при вариации $m(C)$, оптимальная зависимость

$$\{T, M\} = f[p(L)].$$

С чисто технической точки зрения эта задача сводится к обоснованию трех базовых параметров:

массы вагона – моторного M , прицепного промежуточного Π , головного прицепного Пу , имеющего кабину управления;

длины вагона;

мощности на ось моторного вагона.

В такой постановке задачи многократно решались в теории и практике пригородных сообщений. С точки зрения увязки с первыми двумя задачами и особенно с четвертой задачей следует исходить из минимума суммарных эксплуатационных затрат во всех вариантах организации движения на всех возможных вероятностных распределениях $p(L)$. Это требование может быть удовлетворено при следующих базовых концепциях:

возможности оперативного секционирования поезда, т.е. изменение B_i или C_i непосредственно в депо или на станциях оборота;

возможности неоперативного изменения соотношения моторных и прицепных вагонов в поезде $M : \Pi$;

возможности неоперативного изменения передаточного отношения тягового редуктора μ при заказе нового электропоезда.

Кроме того, использование новых технических решений позволяет снизить массу вагона, что целесообразно реализовывать увеличением длины вагона при сохранении его массы. Тенденция повышения мощности на ось соответствует только условию минимума ремонтных затрат в депо, но не отвечает минимуму всей группы затрат (табл. 3.2.5). В типаже заложен ряд мощностей (350; 400; 450;

3.2.5. Полный комплекс затрат за период жизненного цикла электропоезда

Затраты на изготовление	Затраты в эксплуатации
Проектирование, изготовление макетного и опытного образцов. Испытания и доработка серийного образца. Организация серийного производства. Эксплуатационные испытания	Эксплуатационные расходы. Обслуживание пассажиров. Ремонт в депо. Отчисления на капитальный ремонт

500 кВт). Даже при мощности 350 кВт/ось для пригородных поездов существенно сократится число моторных вагонов, что обуславливает, во-первых, сокращение возможных вариантов секционирования, а во-вторых, снижение коэффициента возврата электроэнергии при рекуперативном торможении.

Как показали расчеты, реализация рекомендуемых технических параметров обеспечит хорошее соответствие условиям движения в пригородных зонах всех городов России и в перспективе позволит реализовать требование окупаемости пригородных сообщений. Рекомендуемые технические параметры электропоездов пригородного сообщения приведены ниже.

Длина вагона, м	21,5...26,5
Масса вагона, т (при длине 21,5 м), не более:	
моторный М	50
прицепной	
промежуточный П	35
головной Пу	40
Мощность (часовая) на ось моторного вагона, кВт	250...300
Тип тягового электропривода ТЭД	Коллекторный с импульсным регулированием, бесколлекторный на базе асинхронного ТЭД с питанием от автономного инвертора
Максимальная скорость в эксплуатации, км/ч	120...140
Мощность преобразователя собственных нужд, кВт/вагон	12...19

Современное состояние парка пригородных электропоездов. С 2005 г. 41 % существующего парка поездов подлежит исключению из инвентарного парка по сроку службы: из них около 32 % поездов постоянного и более 65 % переменного тока. Около 20 % вагонов парка эксплуатируются со сроком службы

35 лет и более. Вагоны электропоездов с длительным сроком эксплуатации в значительной степени изношены, у них повреждены коррозией несущие элементы кузовов. Следствием этого являются повышенные эксплуатационные расходы, снижение скоростей движения и низкий уровень комфорта проезда пассажиров.

Технико-экономическими расчетами установлено:

увеличение объема закупок новых электропоездов позволит в целом качественно улучшить структуру парка, эксплуатационные показатели работы поездов;

проведение капитально-восстановительного ремонта с продлением срока службы (КРП) приводит к увеличению общих расходов на обеспечение пригородных перевозок и является вынужденной мерой по поддержанию численности эксплуатируемого парка в переходный период развития мощностей заводов;

наиболее целесообразный объем работ при КРП, обеспечивающий требования безопасности движения и необходимый комфорт проезда пассажиров, при продлении ресурса на 15 лет.

Общая характеристика серийно выпускаемых новых электропоездов на отечественных предприятиях. К первому поколению относятся электропоезда со ступенчатым контакторным регулированием напряжения на коллекторных ТЭД, ко второму – с плавным тиристорным регулированием, к третьему и четвертому – с асинхронными ТЭД.

Все серийные электропоезда имеют тяговый электропривод первого поколения. Опытные образцы электропоездов, проходящих в настоящее время испытания, включают все поколения тягового электропривода. После завершения испытаний и получения первого опыта работы электропоездов на линии можно будет оценить преимущества того или иного поколения электропоездов. Немаловажную роль в этом случае имеет стоимость комплектов электрооборудования.

На электропоездах постоянного тока (ЭД2Т, ЭД4М, ЭД4МК, ЭТ2, ЭТ2М) используется принцип постоянного последовательного соединения ТЭД с номинальным напряжением 750 В на коллекторе. Применение на электропоездах постоянного тока двух группировок ТЭД с номинальным напряжением 1500 В на коллекторе обеспечит снижение расхода электроэнергии при пуске и увеличение возврата электроэнергии при рекуперативном торможении за счет снижения скорости окончания рекуперации до 25 км/ч вместо 50 км/ч.

Результаты испытаний опытной секции электропоездов ЭР2ТМ с комплектом электрооборудования АО "РЭЗ", включающего ТЭД на 1500 В, показали достаточную функциональную работоспособность основных систем. В расчетном режиме при технической скорости 70 км/ч при допущении, что загрузка и ускорение электропоезда соответствуют расчетным значениям, а также в тяговую сеть возвращается 100 % рекуперированной электроэнергии, электропоезд ЭР2ТМ потребляет на 17,5 % меньше электроэнергии, чем электропоезд ЭД4. В реальных условиях эксплуатации при технических скоростях ниже 70 км/ч этот показатель будет выше. В 2001 г. к разработке аналогичной схемы электропривода приступило АО "Электросила". В настоящее время опытный десятивагонный электропоезд ЭД4Э проходит эксплуатационные испытания на Московской железной дороге.

На электропоездах переменного тока ЭД9Т, ЭД9М применяются малогабаритные выпрямительные установки на лавинных диодах и реостатное торможение. В настоящее время разрабатывается комплект электрооборудования для электропоезда ЭД9Э с использованием выпрямительно-инверторного преобразователя, что позволит повысить тяговые свойства электропоезда и обеспечить возврат электроэнергии при рекуперативном торможении почти до полной остановки электропоезда.

Новые электропоезда ЭД6, ЭТ2А и ЭНЗ оборудуются асинхронным тяговым приводом.

В 2001 г. ОАО "ДМЗ" построил опытный шестивагонный электропоезд постоянного тока ЭД6 с асинхронным тяговым приводом. Кузов электропоезда изготовлен из коррозионно-стойкой стали, применена новая экипажная часть.

В 2003 г. ЗАО "Спецремонт" изготовил электропоезд ЭМ4 ("Спутник"), предназначенный для скоростного сообщения на специали-

зированном участке Москва – Мытищи. Вагоны электропоезда имеют три входных двери с каждой стороны, бестамбурную конструкцию и уменьшенное число мест для сидения. Тяговый электропривод аналогичен тяговому приводу электропоезда ЭР2.

На наиболее перспективном электропоезде ЭД6, соответствующем международному уровню, на первом этапе реализованы следующие основные технические решения:

- кузов вагонов выполнен из коррозионно-стойкой стали;

- новая конструкция моторной тележки третьего класса имеет унифицированный диаметр колес 950 мм;

- применен асинхронный тяговый привод; тяговые инверторы выполнены на модулях IGBT-транзисторов;

- используются статические преобразователи собственных нужд (ПСН);

- применены бортовая компьютерная автоматизированная система управления электропоездом и микропроцессорные блоки управления тяговыми инверторами, ПСН, зарядными устройствами и др.;

- используются системы электрокалориферного отопления и экологически чистых туалетов;

- в головных вагонах предусмотрены места для инвалидов с колясками;

- кабина машиниста имеет повышенную комфортность (кондиционирование воздуха, новые устройства безопасности, система информационного обеспечения, диагностики и др.).

Второй этап – серийный выпуск базовой модели электропоезда ЭД6. С учетом результатов испытаний тягового оборудования, системы управления и экипажной части опытного поезда осваивается выпуск установочной партии электропоездов ЭД6, а на его основе – семейства электропоездов пригородного и местного сообщения, на которых реализуются:

- входные двери с электромеханическим приводом;

- новое остекление салонов и кабины машиниста;

- специальное тягово-сцепное устройство; новые интерьеры салона и кабины машиниста;

- наружная оболочка кабины машиниста из пластика;

- новая конструкция межвагонного перехода;

- система видеоконтроля;

автоматическая система обеспечения микроклимата в салонах и кабине машиниста;
новые системы оповещения, связи, пожарной сигнализации, пожаротушения;
различные степени комфорта в вагонах разного класса.

Внедрение новых разработок на базовой модели осуществляется по мере завершения научно-исследовательских и конструкторских работ, освоения соответствующего оборудования и в соответствии с дополнительными требованиями заказчика.

Тяговые преобразователи на IGBT-транзисторах фирмы Хитачи обеспечивают высокую надежность и ремонтпригодность при меньшей массе и габаритных размерах. Важным фактором при этом является существенное снижение уровней электромагнитных помех, акустического шума, получение неискаженной формы выходного напряжения, что позволяет избежать нежелательных механических вибраций и резонансных частот в тяговом приводе.

Обладая низкими потерями на переключение, IGBT-транзисторы позволяют упростить функции управления, защиты и обеспечение диагностики на ранней стадии без подачи высокого напряжения.

В совокупности эти устройства, а также оптимальные алгоритмы управления, позволяют получить следующие преимущества электропоезда с асинхронными ТЭД:

- снижение потребления электроэнергии на 25...40 % в зависимости от условий эксплуатации;

- увеличение КПД тягового преобразователя, преобразователя собственных нужд и ТЭД;

- наиболее полное использование сцепных свойств электропоезда в режимах тяги и торможения;

- снижение расходов на плановые и внеплановые ремонты на 35...40 %;

- уменьшение числа дорогостоящих моторных вагонов в составе поезда на 30...50 % в зависимости от условий эксплуатации;

- оптимизацию режима движения поезда по маршруту из условия выполнения графика и других ограничений.

Конструкции вагонов пригородных и местных электропоездов. Все электропоезда достаточно однотипны по конструктивному исполнению вагонов (рис. 3.2.1). Полный комплект этого оборудования распределен между моторным и прицепным вагонами. При этом

на моторном вагоне обычно размещают электрооборудование для питания и регулирования ТЭД. Рама моторного вагона электропоезда ЭР9 показана на рис. 3.2.2.

3.2.3. ВЫСОКОСКОРОСТНЫЕ ЭЛЕКТРОПОЕЗДА

На высокоскоростных железнодорожных линиях используют электроподвижной состав, хотя на первом этапе были попытки создания поездов с газотурбинными двигателями. Но даже в части электроподвижного состава еще окончательно не решен вопрос выбора варианта компоновки силового электрооборудования. Возможны следующие варианты (табл. 3.2.6):

- концентрированный, когда головные вагоны выполняются как локомотивы с ТЭД мощностью по 1500 кВт/ось; эти вагоны не имеют пассажирских салонов, а все промежуточные вагоны являются немоторными и их внутреннее пространство (в кузове) максимально использовано для размещения пассажиров и сервисных систем (бары, рестораны, туалеты, купе обслуживающего персонала);

- распределенный, когда все или почти все оси вагонов поезда являются моторными (мощность ТЭД 300...380 кВт/ось) и внутреннее пространство кузовов всех вагонов поезда используется для размещения пассажиров и обслуживающих их служб;

- комбинированный, когда поезд выполняется из отдельных секций со строго фиксированным числом вагонов (например, четыре вагона, как в поезде "Сокол"), причем часть вагонов оборудована ТЭД, а другие вагоны выполнены немоторными, но на них расположено наиболее тяжелое силовое электрооборудование (трансформатор, преобразователи для питания асинхронных ТЭД и др.).

Хотя опыт стран Западной Европы, Японии и США показывает, что высокоскоростное движение может быть реализовано только на специальных линиях новой постройки и только при помощи электропоездов, но окончательное решение по компоновке электропоезда еще не определено. Так, поезда TGV (Франция) выполняются по концентрированному варианту. Его недостаток состоит в том, что головные вагоны (локомотивы) не имеют пассажирских салонов. Кроме того, при большой мощности ТЭД (1500 кВт/ось) головные вагоны воспринимают повышенные осевые нагрузки.

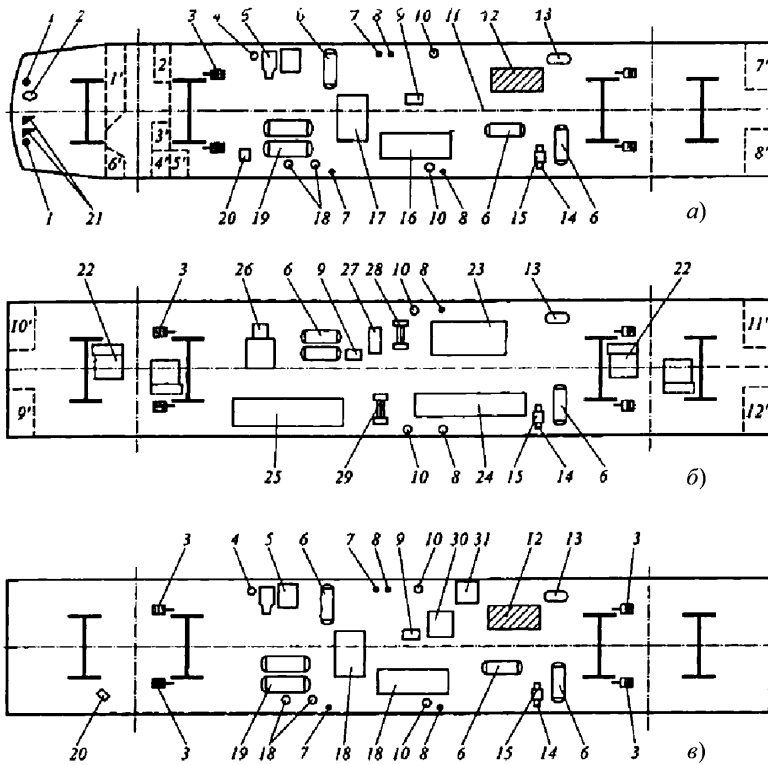


Рис. 3.2.1. Схемы расположения оборудования под вагонами электропоезда ЭР2Р:

а – головного; *б* – моторного; *в* – прицепного; 1 – два свистка; 2 – уравнильный резервуар; 3 – тормозные цилиндры; 4 – фильтр для очистки воздуха; 5 – компрессор; 6 – резервуар на 78 л; 7 – розетка для деповского электрического питания; 8 – патрубки водоснабжения; 9 – мусоросборник; 10 – вакуумные патрубки; 11 – ось вагона; 12 – аккумуляторная батарея; 13 – вспомогательный резервуар 12 л; 14 – электровоздухораспределитель; 15 – воздухораспределитель; 16 – ящик с контакторами высоковольтных вспомогательных цепей; 17 – преобразователь; 18 – два маслоотделителя; 19 – главные резервуары; 20 – обогреватель сливной трубы; 21 – два тифона; 22 – ТЭД; 23 – ящик с силовыми контакторами; 24 – ящик с контакторами отопления; 25 – ящик с реостатным контроллером, главным разъединителем и повторителем силовых контакторов; 26 – автоматический быстродействующий выключатель; 27 – силовой шунт; 28 – блок шунтирующих резисторов; 29 – блок резисторов регулирования потока возбуждения; 30 – блок демпферных резисторов; 31 – ящик для колодок

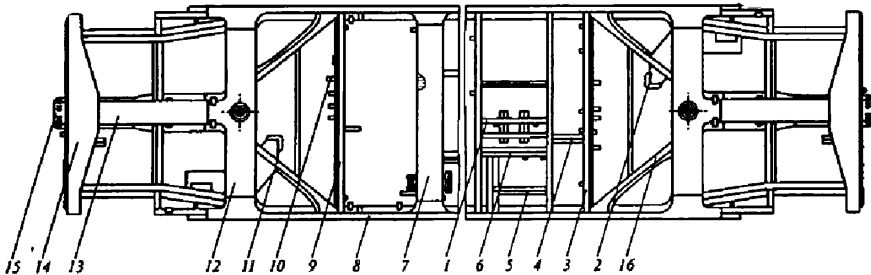


Рис. 3.2.2. Рама моторного вагона электропоезда типа ЭР9:

1, 6, 8 – балки; 2 – воздуховод; 3, 4, 5, 9 – швеллеры; 7 – поперечная балка для установки трансформатора; 10 – планка; 11, 16 – раскосы; 12 – шкворневая балка; 13 – хребтовая балка (короткая); 14 – буферный брус; 15 – розетка автосцепки

3.2.6. Варианты формирования поездов для высокоскоростного сообщения

Локомотивный	Мотор-вагонный		
ЧС200 + 12РТ200 Е120 + 8 облегченных вагонов (250 км/ч); ЭП200 + 12 облегченных вагонов	Концентрированный (TGV, ICE-1, ICE-2, АРТ, ETR-500, Star)	Распределенный (ЭР200, электропоез- да Японии, ICE3)	Комбинированный ("Сокол", TGV-2N)

Эти недостатки исключены при распределенном варианте, при котором можно выдерживать осевые нагрузки на уровне 12 т/ось.

Особенностями и тенденциями развития высокоскоростных электропоездов являются:

кузова вагонов выполняют из алюминиевых сплавов с использованием технологий, отработанных в самолетостроении;

при значительном снижении массы кузова целесообразно использование двухэтажных вагонов (электропоезд TGV-2N) или опирание кузовов на промежуточные тележки;

для международных сообщений электропоезда выполняют многосистемными, т.е. с возможностью работы от контактной сети постоянного и переменного тока. Для условий Западной Европы наиболее распространенными являются системы переменного тока 25 кВ, 50 Гц и 15 кВ, 16 2/3 Гц; но имеются также страны с использованием систем постоянного тока 1,5 и 3 кВ. Так, отечественный электропоезд "Сокол" рассчитан на работу от контактной

сети 25 кВ, 50 Гц, но предусмотрена возможность работы на постоянном токе 3 кВ с уменьшенной мощностью.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Раков В.А.** Локомотивы отечественных железных дорог. М.: Транспорт, 1999. 331 с.
2. **Теория** электрической тяги / В.Е. Розенфельд и др.; под ред. И.П. Исаева. М.: Транспорт, 1995. 268 с.
3. **Кузьмич В.Д.** Локомотивы. Основные этапы их развития. М.: МИИТ, 1985. 84 с.
4. **Электроподвижной** состав с асинхронными тяговыми двигателями / Под ред. Н.А. Ротанова. М.: Транспорт, 1991. 336 с.
5. **Электроподвижной** состав промышленного транспорта: справочник / Под ред. Л.В. Баллона. М.: Транспорт, 1987. 320 с.

Раздел 4

ХОДОВЫЕ ЧАСТИ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Глава 4.1

ТЕЛЕЖКИ ЛОКОМОТИВОВ

Экипажная часть должна обеспечивать: высокие тяговые и динамические качества локомотива;

минимальное воздействие на путь, требуемое для безопасности движения;

низкий уровень динамических нагрузок, действующих в ее узлах от взаимодействия локомотива и пути;

комфортные условия работы локомотивной бригады и сводить к минимуму уровень внешнего шума.

Высокие тяговые качества локомотивов достигаются при значительном механическом коэффициенте использования сцепного веса, характеризующего неравномерность распределения нагрузок от колесных пар на оси при реализации силы тяги.

Хорошие стабильные динамические и тяговые качества локомотивов обеспечиваются конструкцией и оптимальными характеристиками силовых связей между кузовом и тележками и между рамой тележки и колесными парами.

На основании опыта эксплуатации, тенденций развития мирового локомотивостроения в соответствии с типажом локомотивов разработаны технические требования к экипажным частям перспективного подвижного состава. Основные из них заключаются в следующем:

на пассажирских и скоростных локомотивах должно применяться двухступенчатое рессорное подвешивание с общим прогибом не менее 150...170 мм с реализацией большего его значения (около 2/3) во второй ступени и с оптимальным демпфированием каждой системы;

для грузовых локомотивов с конструкционной скоростью до 120 км/ч может быть применено одноступенчатое рессорное подвешивание с общим статическим прогибом не менее 130 мм;

для пассажирских и скоростных локомотивов должны применяться тележки с опорно-рамным подвешиванием ТЭД и редукторов,

для грузовых локомотивов – тележки с опорно-осевым подвешиванием ТЭД, но с обязательным внедрением моторно-осевых подшипников качения;

допускается в конструкции экипажных частей локомотивов применение тягового привода с опорно-рамным подвешиванием ТЭД и опорно-осевым подвешиванием редуктора;

для магистральных локомотивов, предназначенных для эксплуатации на железнодорожных участках с горным профилем (по требованию заказчика) необходимо предусмотреть применение системы радиальной установки колесных пар;

буксы должны передавать продольные и поперечные силы на раму тележки посредством безызносных упругих связей, втулки шарниров должны обеспечивать работу без замены не менее 600 тыс. км пробега;

система связи кузова с тележками должна обеспечивать высокий коэффициент использования сцепного веса $\eta_{\text{сч}} > 0,92$.

Тележки локомотивов подразделяются на следующие типы:

с одно- и двухступенчатым рессорным подвешиванием;

с жестким шкворнем, с упругой поперечной связью с кузовом, обеспечивающей поворот тележки и ее поперечное смещение относительно кузова;

с челюстными, шпинтонными и поводковыми буксами;

с передачей силы тяги шкворням, наклонными тягами или тяговыми брусьями;

с опорно-осевым или опорно-рамным подвешиванием ТЭД.

4.1.1. ТЕЛЕЖКИ ТЕПЛОВЗОВ

Тележки тепловозов с жестким шкворнем. К тепловозам с жестким шкворнем, обеспечивающим только поворот тележек относительно кузова, принадлежат магистральные тепловозы с челюстной трехосной тележкой и роликовыми опорно-возвращающими устройствами (ТЭЗ, ТЭ7, 2ТЭ10Л,

ТЭП10, М62), маневровые и промышленные с трехосными и двухосными тележками со скользящими опорами кузова на тележки (ТЭМ1, ТЭМ2, ТЭМ3, ТГМ4, ТГМ6, ТЭМ18Д), а также тепловозы железных дорог Сахалина (ТГ16) [1].

Основными особенностями тележек тепловозов, таких как ТЭ3, 2ТЭ10Л, ТЭМ2 (рис. 4.1.1) являются сбалансированное по две точки на тележку рессорное подвешивание и передача вертикальных нагрузок от кузова через четыре разнесенные по диаметру 2730 мм от шкворня боковые опоры 3. Шкворень рамы передает только горизонтальные силы (тяги, тормозные, инерционные). Боковые опоры 3 помимо передачи вертикальной нагрузки на тележку создают возвращающий и демпфирующий моменты между кузовом и тележкой.

Принцип передачи вертикальной нагрузки от кузова на тележку через разнесенные опоры, существенно снижающие нагруженность рамы тележки и обеспечивающие снижение ее массы, впервые в практике мирового локомотивостроения был осуществлен на тепловозе ТЭ3. Конструкция опоры с двумя роликовыми устройствами, расположенными между верхней и нижней наклонными плитами, и передача нагрузки на верхнюю опору через круглый скользящий с шаровой поверхностью позволили реализовать оптимальные значения возвращающего и демпфирующего моментов между кузовом и тележкой.

Испытаниями тепловозов ТЭ3, 2ТЭ10Л, М62 с конструкционной скоростью 100 км/ч определены оптимальные, с точки зрения воздействия на путь в кривых и плавности хода, характеристики опор: угол наклона плиты $\alpha = 2^\circ$; угол установки опор на раме тележки относительно касательной к окружности установки опор $\gamma = 5^\circ$. Этим значениям соответ-

ствует возвращающий момент $M_v = 15$ кН·м, демпфирующий $M_d = 15 \dots 20$ кН·м, суммарный момент сопротивления повороту тележки $M_c = 30 \dots 35$ кН·м. Однако для тепловоза ТЭ7 с конструкционной скоростью 140 км/ч для снижения колебаний влияния эти углы увеличены: $\alpha = 3^\circ 30'$ и $\gamma = 15^\circ$. Тем не менее существенное повышение возвращающего и демпфирующего моментов не обеспечило хорошие ходовые качества тепловозов, что обусловило необходимость поперечного разделения масс кузова и тележки для обеспечения плавности хода при скорости движения 100 км/ч и выше.

Тележка маневрового тепловоза типа ТЭМ2 отличается от рассмотренной только конструкцией опор кузова, которые выполнены плоскими, так что при повороте тележки относительно кузова возникает только фрикционный момент трения, в отличие от роликовых опор, создающих возвращающий момент и момент трения. При равных значениях возвращающего момента M_v и момента трения M_t момент сил трения способствует меньшему изнашивающему воздействию локомотива на путь и улучшает динамические качества в прямых.

Опора скольжения тепловоза ТЭМ2 представляет собой массивную опорную плиту с твердостью поверхности 55...60 HRC. На нижнюю поверхность скользящего на нанесен антифрикционный сплав на цинковой основе ЦДМ9-1,5. Фактический момент трения в опорах тепловоза ТЭМ2 около 50 кН·м, что соответствует эффективному коэффициенту трения примерно 0,1.

Опоры скольжения тепловозов ТГМ4, ТГМ6, ТГ16 аналогичны по конструкции опорам тепловоза ТЭМ2, но в них используются антифрикционные текстолитовые накладки с коэффициентом трения 0,10...0,17.

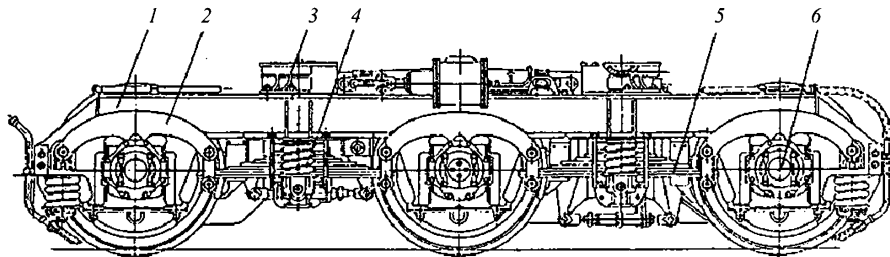


Рис. 4.1.1. Тележка с жестким шкворнем тепловозов ТЭ3 и 2ТЭ10Л:

1 – рама; 2 – балансир; 3 – опора кузова; 4 – пружина рессорного подвешивания; 5 – листовая рессора; 6 – букса

Следует учитывать недопустимость превышения предельного значения момента трения, так как в этом случае тележки остаются в перекошенном положении в колее после прохода кривой. Для тепловоза ТГМ6 этот момент $M_T = 44...48 \text{ кН}\cdot\text{м}$.

Кроме того, установка скользящих опор возможна только в случае применения упругих осевых упоров (или мягких буксовых поводков), чтобы обеспечить подвижность колесных пар тележки при проходе неровностей на кривых участках пути.

Упругие поперечные связи (упругие упоры) между колесными парами и рамами тележек амортизируют толчки, возникающие при периодическом набегании колес на рельсы при вилянии, а также при взаимодействии колесных пар с горизонтальными неровностями пути на прямых и кривых участках. Это совершенно необходимо для тепловозов с жестким шкворнем. Поперечная жесткость буксовой связи колесной пары с рамой тележки тепловоза ТЭМ18Д составляет около 500 кг/мм .

В тележках с жестким шкворнем с одноступенчатым рессорным подвешиванием тепловозов ТЭ10Л, ТГ16 удовлетворительные динамические качества по вертикальной динамике были достигнуты только при внедрении двухъярусного одноступенчатого подвешивания с оптимальным демпфированием с реализацией статического прогиба до 100 мм . Для этого в тепловозах ТГ16 и электровозах ВЛ8 были применены гидравлические гасители колебаний.

Унифицированные бесчелюстные тележки. При создании унифицированной бесчелюстной тележки был использован ставший уже традиционным в отечественном тепловозостроении принцип распределенного нагружения тележки через четыре опоры кузова, что обеспечивает снижение массы тележки и создает предпосылки для получения высокого значения коэффициента использования сцепного веса.

Тележки с комбинированной опорой кузова. Для улучшения динамических качеств бесчелюстной тележки, предназначенной для грузовых тепловозов с нагрузкой от оси на рельсы 225 кН и для тепловозов с конструкционной скоростью 120 и 140 км/ч и нагрузкой $195...205 \text{ кН}$, поставляемых на экспорт, возникла необходимость в создании комбинированной опоры кузова ограниченных габаритных размеров, которая должна обеспечивать

поворот и поперечное перемещение тележек относительно кузова. В результате были разработаны опоры с роликами, работающими при поперечном отnose кузова, и скользунами, работающими на поворот тележки (опоры типа КРО). Тепловозы ТЭ109 с такой конструкцией боковых опор до настоящего времени эксплуатируются на железных дорогах Германии.

Для отечественных локомотивов была спроектирована роликовая опора в сочетании с резинометаллическими элементами, которые улучшают работу несбалансированного рессорного подвешивания, снижают напряжение в раме тележки и уровни шума и вибрации в кузове. Такая комбинированная резинометаллическая опора (РМО) состоит из семи резинометаллических элементов *1* (рис. 4.1.2), установленных на роликовую опору *5*. Блок резинометаллических элементов размещен в конусообразной нише *2* главной рамы *3*. Резинометаллические элементы конусом *2* и брезентовым чехлом *4* защищены от воздействия солнечных лучей.

Жесткость сжатия блока резинометаллических элементов составляет $5,5 \text{ кН/мм}$, а жесткость сдвига $0,2 \text{ кН/мм}$. При нагрузке на опору 110 кН статический прогиб резинометаллических элементов достигает 20 мм . Поперечная жесткость металлических элементов эквивалентна подвеске кузова на маятнике длиной $L_{\text{экв}} = 550 \text{ мм}$.

В обеих конструкциях опор увеличение возвращающей силы при поперечном отnose кузова более 20 мм на сторону обеспечивается действием в шкворневом узле пружины жесткостью 4 кН/мм с ходом 20 мм . Резиноме-

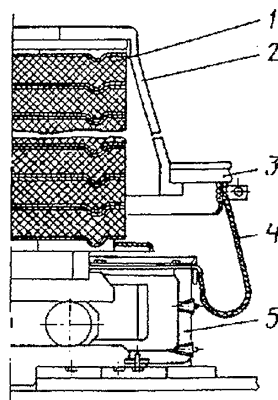


Рис. 4.1.2. Комбинированная резинометаллическая опора

таллические опоры кузова обеспечивают стабильные значения момента, препятствующего угловому повороту тележек, независимо от пробега локомотива. При определении этого момента на стенде на новом тепловозе и тепловозах после пробега 400 тыс. и 1 млн. км он составил 25...32 кН·м.

Унифицированная бесчелюстная тележка с комбинированной резинометаллической опорой 3 имеет индивидуальное рессорное подвешивание, состоящее из пружин 5 и фрикционных гасителей колебаний 4 (рис. 4.1.3). Статический прогиб рессорного подвешивания равен 121 мм, эквивалентный с учетом повышения жесткости от поводка – около 100 мм. Букса 2 двумя поводками с резинометаллическими втулками соединена с рамой 1 тележки. Жесткости пары поводков одной буксы следующие: вертикальная 176...196 Н/мм, поперечная горизонтальная 2,94...3,23 кН/мм, продольная 90 кН/мм.

Корпус фрикционного гасителя колебаний 4 укреплен на боковине рамы тележки. Расчетная сила трения гасителя при силе затяжки пружины 3,43 кН составляет 5,49 кН. Свободные разбеги средних осей бесчелюстной тележки 14 мм на сторону, т.е. такие же, как в челюстной тележке тепловоза 2ТЭ10Л. Динамические испытания тепловозов ТЭ109 с КРО и тепловозов 2ТЭ116 с КРО и РМО подтвердили преимущества применения упругой связи кузова с тележками $L_{\text{экв}} = 500...600$ мм по сравнению с тепловозами ТЭП10 и 2ТЭ10Л с жестким шкворнем.

В этой конструкции связь букс с рамой тележки заменена поводковой. Поводки оборудованы резинометаллическими амортизаторами, через которые они соединены с буксой 2 и рамой 1 тележки. Жесткость поперечной

связи колесной пары с рамой тележки составляет 4,41 кН/мм.

На тележках применено индивидуальное рессорное подвешивание, состоящее из винтовых пружин и фрикционных гасителей колебаний. Такая схема подвешивания упростила конструкцию тележки и снизила эксплуатационные расходы на ее обслуживание и ремонт, так как в ней исключены все шарнирные соединения (в рессорном подвешивании челюстной тележки таких соединений 48). Фрикционные гасители колебаний (демпферы) 4, устанавливаемые между буксами 2 и рамой 1 тележки, обеспечивают коэффициент демпфирования в рессорном подвешивании 0,15. При одностороннем расположении ТЭД коэффициент использования сцепного веса $\eta_{\text{сц}} \geq 0,92$.

Тележки с упругой поперечной связью с кузовом. Опыт локомотивостроения, теоретические предпосылки и результаты испытаний показали, что для обеспечения хороших динамических качеств локомотивов при скоростях движения 100 км/ч и выше необходима упругая поперечная связь кузова с тележками с жесткостью, соответствующей длине эквивалентного маятника $L_{\text{экв}} > 500$ мм.

С РМО кузова, но со сбалансированным рессорным подвешиванием со статическим прогибом 130 мм сконструирован, успешно прошел приемочные, а большая партия тепловозов и эксплуатационные испытания тепловоз 2ТЭ121 с нагрузкой от колесных пар на рельсы 245 кН, опорно-рамным подвешиванием ТЭД и диаметром колес 1250 мм.

Бесчелюстная трехосная тележка была применена на тепловозе ТЭП60 и электровозе ВЛ60. Это первые отечественные бесшкворневые тележки с упругим соединением кузова с

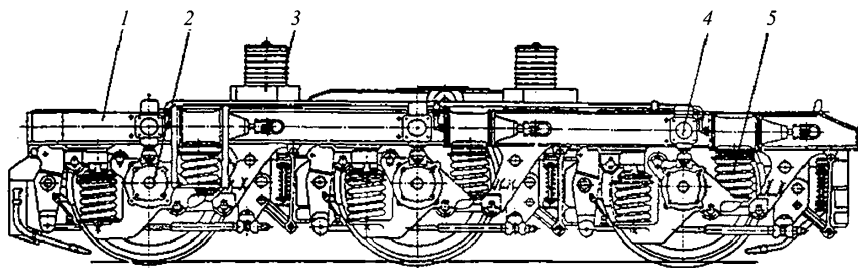


Рис. 4.1.3. Унифицированная бесчелюстная тележка с комбинированной резинометаллической опорой

рамой тележки, а также с качающимися опорами в сочетании с возвращающими устройствами (рис. 4.1.4). Центральная качающаяся опора состоит из конической пяты 1 кузова, такой же пяты 5 тележки, стойки 3 с двумя подпятниками под пяты, двух конических резиновых прокладок 2 между пятами и их подпятниками. За счет эластичности прокладок стойка 3 может принимать наклонное положение, обеспечивая тележкам продольные и боковые смещения относительно кузова без смазочного материала и износа пят и подпятников. Стойка расчалена боковыми эластичными тягами 4 с резиновыми элементами, выполняющими функции возвращающих устройств и амортизаторов. Боковые опоры имеют костыль 6 и цилиндрическую пружину 7. Возвращающие устройства – одностороннего действия: при отклонении тележки относительно кузова вправо работает левое возвращающее устройство, и наоборот.

Тележка электровоза ВЛ60 аналогична по конструкции тележке тепловоза ТЭП60 (рис. 4.1.5). Кузов опирается на каждую тележку через две центральные опоры 5 и две боковые. Центральные опоры расположены на двух средних междурамных креплениях, положение опор определено из условия развески по колесам. Все опоры кузова выполнены качающимися. Через стойку 2 одной из центральных опор и упоры 3 с кузова на тележку передаются продольные нагрузки от тяги и торможения. Поверхности упоров имеют накладки из марганцовистой стали. Верхние резиновые конусы 1 центральных опор передают большую часть вертикальной нагрузки кузова, остальную нагрузку воспринимают боковые опоры. Через нижние резиновые конусы 4 помимо вертикальной нагрузки передается полная боковая нагрузка, а через один из них – и продольная. Боковую нагрузку воспринимают также верхние резиновые конусы 1.

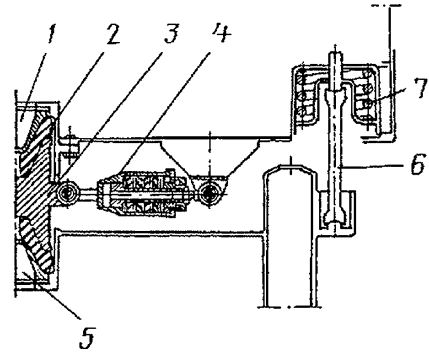


Рис. 4.1.4. Эластичное пятниковое устройство бесчелюстной трехосной тележки тепловоза ТЭП60 и электровоза ВЛ60

Устойчивость кузова на тележках обеспечивают в продольном направлении упоры 3 стоек центральных опор, а в поперечном – боковые опоры и пружинные возвращающие устройства, расчаливающие опорные стойки. Крен кузова относительно рамы тележки ограничен боковыми резиновыми упорами.

Буксы тележек бесчелюстные, жесткость связи буксы с рамой тележки в поперечном направлении 785 кН/м. Рессорное подвешивание тепловоза ТЭП60 выполнено с использованием витых пружин, а ВЛ60 – с использованием пружин и рессор. Подвешивание ТЭД у тепловоза ТЭП60 – опорно-рамное, у электровоза ВЛ60 – опорно-осевое.

Тележки этого типа в дальнейшем не получили распространения ввиду сложности конструкции и несущественных преимуществ перед унифицированной бесчелюстной тележкой грузовых тепловозов.

Бесчелюстная трехосная тележка тепловозов ТЭП70 и ТЭП75 первоначально была разработана для самого мощного (4412 кВт) пассажирского тепловоза ТЭП75 с конструкционной скоростью 160 км/ч, а затем применена для тепловоза ТЭП70.

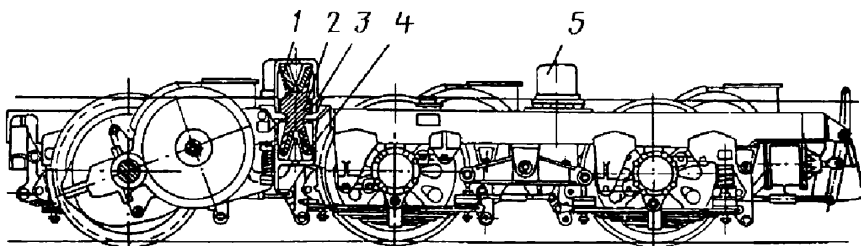


Рис. 4.1.5. Бесчелюстная тележка электровоза ВЛ60

Конструкция тележки, разработанная ОАО ХК "Коломенский тепловозостроительный завод" более 40 лет назад, полностью отвечает требованиям к характеристикам экипажной части современных скоростных локомотивов.

Тележка имеет двухступенчатое рессорное подвешивание со статическим прогибом 180 мм, упругую связь с кузовом с $L_{\text{эжв}} = 650$ мм. Угловой поворот тележек обеспечивается поперечной деформацией пружин 2 второй ступени рессорного подвешивания (рис. 4.1.6). Возвращающий момент зависит от угла поворота тележки φ_T и определяется по зависимости, полученной по результатам натурных стендовых испытаний тепловоза:

$$M_B = 560 \cdot 10^3 \varphi_T,$$

где φ_T – в рад.

При угле поворота тележки в крутых кривых радиусом 350 м $M_B \leq 30$ кН·м. Тяговый привод – опорно-рамный с шарнирно-поводковыми муфтами; колеса имеют диаметр 1250 мм. Восемь пружин 2 второй ступени рессорного подвешивания размещены в нише кузова и опираются непосредственно на боковины рам 3 тележек. Верхняя опорная плоскость пружин находится в одной плоскости с центром тяжести кузова, что обеспечивает его поперечную устойчивость.

Четыре гидравлических гасителя колебаний 1 установлены у крайних колесных пар тележки, что позволяет эффективно демпфировать колебания галопирования тележек. Коэффициент относительного демпфирования вертикальных колебаний подпрыгивания и галопирования кузова $D_K = 0,36$, тележек

$D_T = 0,28$ при коэффициенте сопротивления каждого гасителя 700 Н·с/см.

Первая ступень рессорного подвешивания состоит из пружин 5, установленных на крыльях поводковых букс 4. Вертикальная жесткость пары поводков одной буксы 176 Н/мм, поперечная горизонтальная 2,94 кН/мм, суммарная жесткость поводков и пружин 4,32 кН/мм. Демпфирование вертикальных колебаний в первой ступени не предусмотрено.

Передача сил тяги и торможения от колесной пары к раме тележки осуществляется через бесчелюстные буксы с поводками с резинометаллическими элементами. Сила тяги от рамы тележки передается раме кузова через низко опущенный (до уровня осей колесных пар) шкворень. Шесть тормозных цилиндров передают силу торможения индивидуально на каждое колесо. Автоматически регулируемый выход штока тормозных цилиндров компенсирует износ тормозных колодок.

При исследовании динамического воздействия на путь тепловоз ТЭП70 показал хорошие результаты как по плавности хода при высоких скоростях движения (вплоть до 180 км/ч), так и по воздействию на путь в кривых.

По такой же схеме и конструктивному исполнению первой и второй ступеней рессорного подвешивания построены все современные скоростные электровозы стран Западной Европы, в том числе с асинхронным тяговым приводом. Отличие их заключается в использовании бесшкворневых тележек с передачей силы тяги наклонными тягами.

В бесчелюстной тележке маневрового тепловоза ЧМЭЗ (Чехия) буксы соединены с

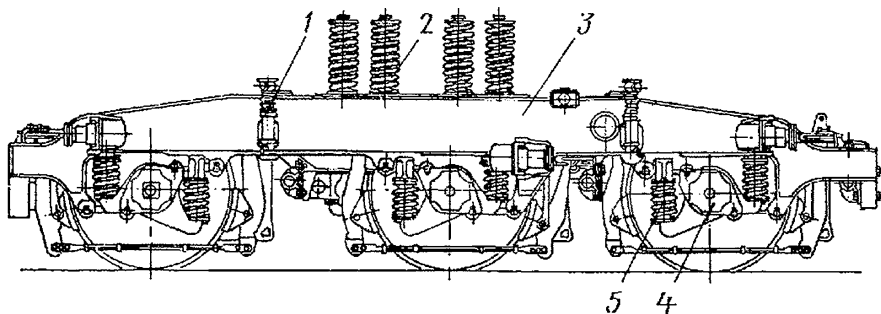


Рис. 4.1.6. Бесчелюстная тележка тепловоза ТЭП70

рамой тележки буксовым рычагом (рис. 4.1.7). Кузов тепловоза ЧМЭЗ имеет маятниковое подвешивание: к каждой тележке он подвешен на четырех наклонных маятниковых подвесках. Болты (маятники) подвесок образуют ребра пирамиды, вершина которой находится на вертикальной оси шкворня. Конструкция обеспечивает возврат тележки в среднее положение при ее повороте относительно главной рамы.

Характеристики связи кузова с тележками этого тепловоза имеют большой возвращающий момент (при повороте тележки на 3° достигает $120...150 \text{ кН}\cdot\text{м}$), что отрицательно влияет на прохождение крутых кривых, способствует возникновению больших боковых сил, действующих на экипаж (на оси и колесные центры).

Буксовый рычаг соединен с рамой тележки сайлент-блоком. Буксовое подвешивание состоит из внутренней и наружной пружин 5 со статическим прогибом, приведенным к буксе, около 73 мм. Демпфирование осуществляется гидравлическим гасителем колебаний 3.

В целом, по результатам эксплуатации и проведенных многочисленных испытаний, конструкция тележки ЧМЭЗ, несмотря на свою сложность, не имеет каких-либо преимуществ по сравнению с тележкой маневровых тепловозов ТЭМ1и ТЭМ2.

Четырехосные тележки тепловозов.

Стратегия развития тепловозостроения в 1970 – 1980 гг. предусматривала создание грузовых тепловозов повышенной секционной мощности 4410 кВт с силой тяги длительного режима 480 кН. В двухсекционном исполнении они должны были обеспечить вождение составов массой 8...10 тыс. т, а в односекционном – заменить двухсекционные тепловозы 2ТЭ10 и 2ТЭ116. Возникла необходимость в создании восьмиосных секций с использованием четырехосных тележек – тепловозов ТЭП80 [8].

Четырехосная тележка тепловоза ТЭМ7 выполнена с промежуточной рамой (рис. 4.1.8). Вертикальная нагрузка от кузова тепловоза на промежуточную раму 4 тележки передается последовательно через комплект пружин центральной ступени рессорного подвешивания 3 и четыре роликовые опоры. Каждая опора представляет собой плоский роликовый подшипник, вертикальная нагрузка от главной рамы передается на него через резинометаллический амортизатор. По результатам градуировки на стенде, при изменении угла поворота тележки от 0 до 3° момент сопротивления повороту в опорах изменяется от 7,85 до $13,73 \text{ кН}\cdot\text{м}$.

Промежуточная рама 4 соединена с рамой 1 двухосной тележки двумя вертикальными маятниками 2 длиной 691 мм с ножевыми шарнирами, при помощи которых осуществляется угловое и поперечное смещение двухосной тележки. Наибольшее поперечное смещение на маятниках составляет 40 мм на сторону, при этом на второй половине смещения включаются упорные пружины, установленные на кронштейнах рамы двухосной тележки. При увеличении длины маятников уменьшается момент сопротивления повороту двухосной тележки относительно промежуточной рамы (минимальный составляет около $12,74 \text{ кН}\cdot\text{м}$ при повороте тележки на 1°). Поворот рамы двухосной тележки в вертикальной плоскости при движении по неровностям пути или при проходе сортировочной горки обеспечивается шарнирами маятников, а поворот промежуточной рамы в той же плоскости относительно главной рамы – рессорами второй ступени рессорного подвешивания и шаровым шарниром шкворня.

Вторая ступень рессорного подвешивания состоит из восьми комплектов винтовых пружин и восьми гидравлических гасителей. Каждый пружинный комплект включает на-

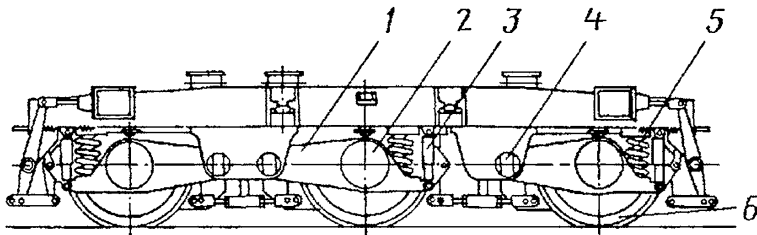


Рис. 4.1.7. Бесчелюстная тележка тепловоза ЧМЭЗ:

1 – качающийся балансир; 2 – буксовый узел; 3 – гидравлический гаситель колебаний; 4 – балансирующий валик; 5 – пружина; 6 – колесная пара

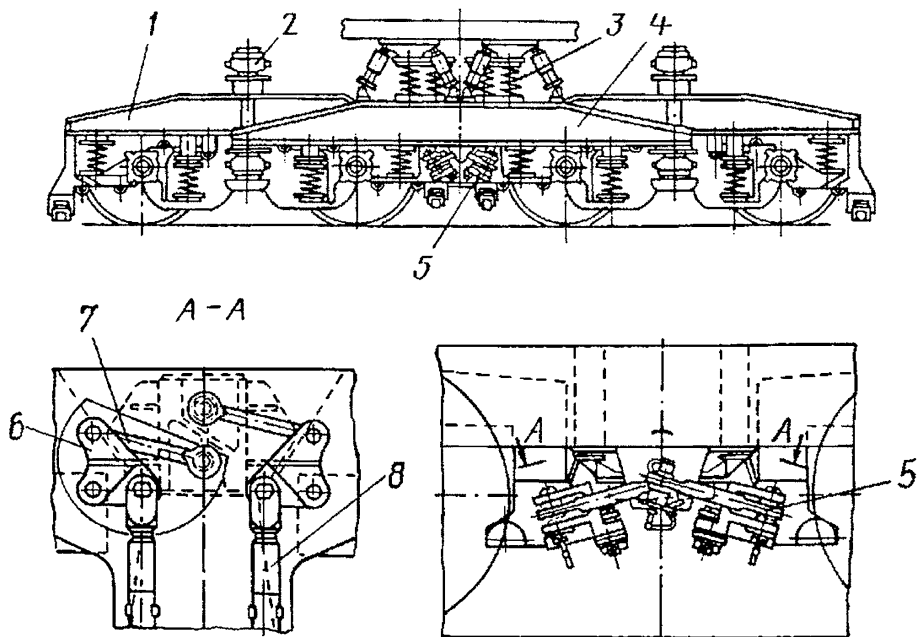


Рис. 4.1.8. Четырехосная тележка тепловоза ТЭМ7:

1 – рама двухосной тележки; 2 – маятник; 3 – центральная ступень рессорного подвешивания; 4 – промежуточная рама; 5 – механизм передачи продольных сил от двухосной тележки промежуточной раме

ружную, среднюю и внутреннюю пружины, их статический прогиб 122 мм. Буксовое подвешивание – индивидуальное с прогибом 46 мм.

На тепловозах применены пластинчатые фрикционные демпферы горизонтальных колебаний, установленные между главной рамой и рамами крайних двухосных тележек по одному с каждой стороны с ходом 300 мм. Суммарная сила трения двух демпферов на тележке 10 кН.

В четырехосной тележке тепловоза ТЭМ7 для передачи силы тяги от рамы двухосной тележки к промежуточной раме применен шарнирно-рычажный механизм 5, от промежуточной рамы к кузову усилия передаются низко опущенным шкворнем.

В отличие от традиционных конструкций шарнирно-рычажного механизма с наклонными тягами, в которых тяги закреплены в средней части тележки, на тепловозе ТЭМ7 они закреплены за концевую ее часть. Геометрические оси тяг при их продолжении пересекаются с уровнем головок рельсов посередине базы двухосной тележки. В стержнях тягового механизма, связывающего раму двухосной тележки с промежуточной рамой, установлен

пружинный амортизатор, обеспечивающий снижение динамических нагрузок при колебании подергиванием тележки.

На первой и четвертой двухосных тележках установлены догрузатели (пневматические баллоны). Механический коэффициент использования сцепного веса тепловоза без догрузателей $\eta_{сц} = 0,9$, а с включенным догрузателем $\eta_{сц} = 0,95$.

Тепловоз ТЭМ7 по ходовым качествам находится на уровне лучших современных локомотивов. Конструкция его экипажа сочетает элементы, позволяющие плавно двигаться во всем диапазоне скоростей вплоть до конструкционной (100 км/ч), хорошо вписываться в кривые малых радиусов, проходить большие вертикальные неровности с минимальным изменением нагрузок от колесных пар на рельсы. Однако конструкция четырехосной тележки тепловоза ТЭМ7 имеет одну существенную особенность – наличие тяжелонагруженной промежуточной рамы.

У четырехосной тележки тепловоза ТЭ136 (мощностью 4412, кВт, с нагрузкой от

колесной пары на рельсы 245 кН, длительной силой тяги 470 кН) отсутствуют промежуточная рама; передача вертикальной нагрузки от рамы кузова осуществляется непосредственно на двухосные тележки. Сила тяги и боковые силы между рамой кузова и тележками передаются низко расположенной балкой-балансиром 6 и шкворнем 2 кузова (рис. 4.1.9).

Двухосная тележка 5 бесчелюстная. Эквивалентный (с учетом жесткости поводков) статический прогиб буксовой ступени 54 мм, прогиб второй ступени подвешивания 103 мм. Пружины передают нагрузку на роликовые двухъярусные опоры кузова 4, благодаря которым осуществляются все необходимые перемещения тележек относительно главной рамы. С учетом необходимости демпфирования колебаний галопирования двухосных тележек с гидравлическими демпферами 1 второй ступени подвешивания они широко разнесены вдоль боковин. Балка-балансир 6, связывающая шкворень главной рамы с двухосными тележками, включает противоотносное устройство у шкворня с ходом на сторону 40 мм, из которого половина – свободный ход, а на второй половине включается упорная пружина.

Для демпфирования колебаний влияния на тепловозе установлены фрикционные демпферы 3 (по типу тепловоза ТЭМ7), расположенные по такой же схеме.

Коэффициент использования сцепного веса тепловоза с включенным догружателем $\eta_{\text{сц}} = 0,926$, без догружателя $\eta_{\text{сц}} = 0,875$.

Тепловоз ТЭ136 с тележками этой конструкции показал хорошие ходовые качества в прямых, кривых радиусом 300, 600 и 1000 м, при движении в стрелочных переводах и динамические качества при скоростях вплоть до 160 км/ч.

Четырехосная тележка тепловоза ТЭП80. При создании пассажирского тепловоза ТЭП80 конструкционной скоростью 160 км/ч остро встал вопрос об ограничении нагрузки от колесной пары на рельсы до 220 кН и массы тележки не более 36 т. Принципиальным отличием тележки тепловоза ТЭП80 является то, что она выполнена без промежуточной рамы и без балки-балансира, соединяющей две двухосные тележки [2]. Тележка имеет продольные балансирные связи, объединяющие попарно буксы первой-второй и третьей-четвертой колесных пар. Балансиры воспринимают нагрузку от рамы тележки через буксовую ступень рессорного подвешивания.

Наличие продольной балансирной связи, попарно объединяющей колесные пары тележки, образует параллелограммную схему их перемещений вокруг шпинтонов рамы тележки. Благодаря этой связи направляющие силы от наружного рельса при движении тепловоза в кривой практически равномерно распределяются между первой и второй по направлению движения колесными парами, поскольку момент сопротивления повороту балансиров относительно рамы тележки незначителен ввиду сближенного с осью шпинтонов расположения буксовых пружин. Вторая пара колесных пар, объединенных балансиром, также согласованно проходит стадии при движении в кривой от внутреннего рельса, в свободной установке и на наружный рельс с ростом скорости движения, т.е. по схеме вписывания в кривых четырехосная тележка эквивалентна двухосной тележке с базой, равной продольному расстоянию между шпинтонами (4,35 м).

Особенности кинематики движения колесных пар обусловили необходимость применения в буксовых узлах сферических двухряд-

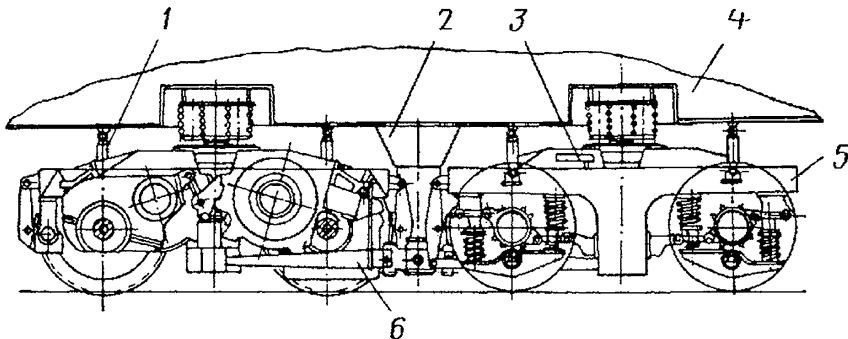


Рис. 4.1.9. Четырехосная тележка тепловоза ТЭ136

ных роликовых подшипников особо широкой серии размером 160×340×136 мм. Значительная колесная база тележки (6,2 м) обеспечивает устойчивость движения всего экипажа в широком скоростном диапазоне, но, вместе с тем, обуславливает увеличенные углы набегания первой по ходу колесной пары на рельсы в крутых кривых, что связано с возможностью повышенного бокового износа гребней направляющих колес.

Необходимо отметить, что тепловоз ТЭП80 реализовал на скоростном участке железнодорожного пути скорость до 270 км/ч. Тележка подобного конструктивного исполнения применена на электровозе ЭП200.

Отличие четырехосной тележки электровоза ЭП200 состоит в том, что продольные балансиры 6 нагружены только горизонтальными силами, вертикальная нагрузка от рамы тележки передается через мягкие пружины первой ступени 7 на балки 8, подвешенные снизу к корпусам букс (рис. 4.1.10). Для удобства монтажа продольные балансиры сделаны разъемными.

Рассмотренные технические решения по четырехосным тележкам различных типов открывают большие потенциальные возможности при создании новых мощных односекционных автономных локомотивов. Некоторые из них, имея высокий коэффициент использования сцепного веса тепловоза, эффективны на маневрово-вывозных и грузовых работах, другие, с хорошими динамическими показателями в реальных условиях рельсового пути большинства регионов России, могут использоваться в грузопассажирской службе, а также для условий высокоскоростного движения на участках с пологими кривыми, в том числе для условий высокоскоростного движения на участках с пологими кривыми, в том числе для электровозов.

Тележки с радиальной установкой колесных пар. Все новые мощные тепловозы США с передачей переменного тока, рассчитанные на реализацию высоких значений коэффициентов тяги (0,35...0,4 при трогании и около 0,3 при скорости движения 15...18 км/ч) имеют тележки с радиальной установкой колесных пар [3]. Применение тележек с радиальной установкой колесных пар требует наряду с противобоксовочной защитой и регулирование силы тяги на пределе по сцеплению.

Элементы буксовой ступени рессорного подвешивания (пружины, демпферы) и рычажная передача тормоза спроектированы так, чтобы они не препятствовали свободной установке колесных пар. ТЭД с моторно-осевыми подшипниками качения подвешивается к раме длинной подвеской со сферическими резино-металлическими шарнирами.

Конструкция устройства с радиальной установкой колесных пар тепловозов фирмы GM (США) по схемному решению отличается от устройств электровозов стран Западной Европы и является более сложной (рис. 4.1.11). Принципиальным отличием является то, что длинные буксовые поводки 1 соединены с поперечным брусом 2. Поперечный брус имеет шарнир 3 с возможностью поворота относительно рамы тележки и передает одновременно через этот шарнир силу тяги на раму тележки.

Ось этого шарнира выполнена в виде трубы, которая поднимается над рамой тележки, концы труб первой и третьей осей связываются рычажной системой, расположенной сверху ТЭД средней оси тележки. Диагональная тяга 4, которая расположена над ТЭД средней оси тележки, соединяет рычаги труб 5, соориентированных в оппозитном направлении, т.е. по существу трехосная тележка формируется из двух крайних прицепных осей и

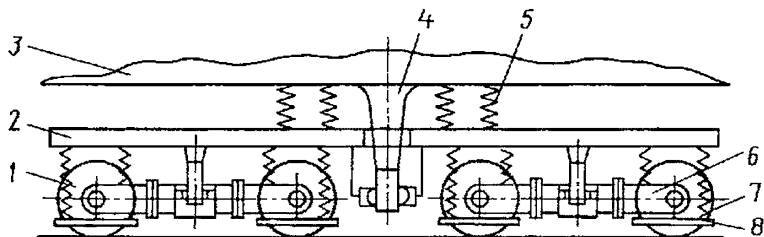


Рис. 4.1.10. Схема четырехосной тележки электровоза ЭП200:

1 – колесная пара; 2 – рама тележки; 3 – кузов; 4 – шкворень; 5 – пружина типа "Флексикоил"; 6 – продольный балансир; 7 – пружина первой ступени; 8 – балка

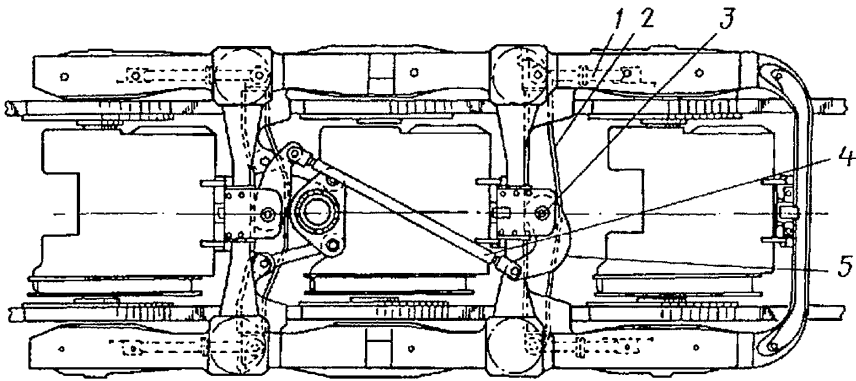


Рис. 4.1.11. Тележка с радиальной установкой колесных пар тепловоза фирмы GM

средней оси, которая не имеет возможности угловых перемещений относительно рамы тележки.

Пружины первой ступени рессорного подвешивания, которые устанавливаются между корпусами букс и днищами карманов рамы тележки, создают возвращающие силы для установки колесной пары в центральное положение после выхода из кривой.

Система шарнирно-рычажной связи (буксовые поводки, направляющие тяговые балансиры, рычаги труб и соединительной тяги) выбрана так, чтобы всегда обеспечивались равные и противоположно направленные перемещения первой и третьей осей тележки, а следовательно, эффективная взаимосвязь крайних осей тележек.

Техническими требованиями к перспективному отечественным локомотивам предусмотрена разработка и применение тележек

(особенно трехосных) с радиальной установкой колесных пар. В трехосной тележке для грузовых тепловозов нового поколения синхронизация поворота колесных пар выполнена, в отличие от тепловозов США, в виде шарнирно-рычажного механизма, который размещен по бокам тележки (рис. 4.1.12) [4]. Часть шарнирно-рычажного механизма, расположенного с одной из боковых сторон рамы тележки, имеет два продольных наклонных стержня, шарнирно соединенных с вертикально установленным двуплечим рычагом, центральный шарнир которого закреплен на кронштейне боковины рамы тележки. Противоположные концы продольных наклонных стержней соединены с балансирами 5, 11 передней и задней колесных пар тележки. Каждый балансир скреплен в средней его части шарниром с поперечной балкой рамы 2 тележки. Каждая из букс 8 крайних колесных пар соединена по

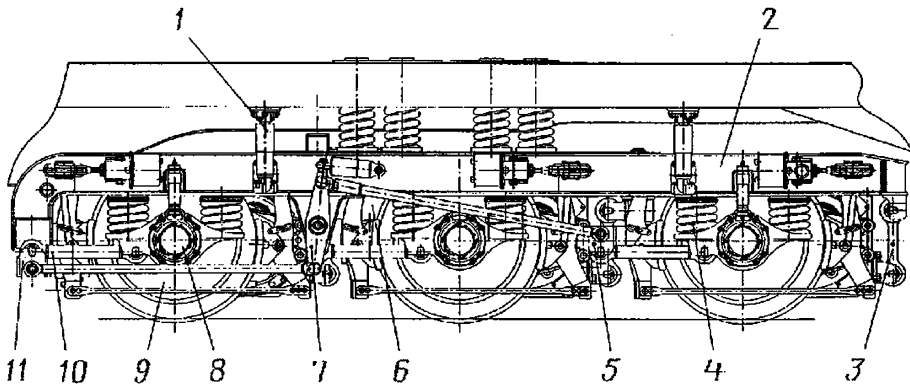


Рис. 4.1.12. Трехосная тележка грузового тепловоза 2ТЭ25:

1 – гидравлический демпфер; 2 – рама; 3 – подвеска ТЭД; 4 – пружина; 5, 11 – поперечные балансиры; 6 – шкворневой узел; 7 – механизм синхронизации положения колесных пар; 8 – букса; 9 – колесно-моторный блок; 10 – буксовый поводок

водком 10 с балансиром передней или задней колесной пары. Через эти балансиры осуществляется передача сил тяги и торможения от букс к раме тележки. Буксы средней колесной пары соединены поводками с кронштейнами рамы тележки.

К верхнему плечу каждого вертикального двуплечего рычага шарнирно-рычажного механизма подсоединен гидравлический демпфер 1, ось которого ориентирована перпендикулярно оси вертикального двуплечего рычага. Эти демпферы обеспечивают гашение колебаний вилания крайних колесных пар тележки.

4.1.2. ТЕЛЕЖКИ ЭЛЕКТРОВЗОВ

На первых отечественных магистральных электровозах ВЛ19, ВЛ22, ВЛ22М применяли сочлененные трехосные тележки с плоским пятником с передачей силы тяги через автосцепки, установленные на раме тележки с жестким одноступенчатым рессорным подвешиванием. На тележках применялись массивные брусковые рамы паровозного типа. Электровозы с такими тележками имели неудовлетворительную плавность хода, оказывали повышенное воздействие на путь и допускали скорость движения не выше 80 км/ч.

В последствии на электровозах ВЛ8 брусковые рамы были заменены сначала на цельнолитые, а затем на рамы со сварными боковинами и литым шкворневым брусом. Сила тяги передавалась также через автосцепки, установленные на рамах тележек, а вертикальная нагрузка от кузова на тележку – через плоский пятник и через две дополнительные боковые опоры скольжения с резинометаллическими и регулировочными прокладками. Все четыре тележки электровоза сочлененные.

Экипажная часть электровоза ВЛ8 с малым статическим прогибом одноступенчатого рессорного подвешивания с челюстным буксовым узлом без боковой амортизации, с жестким шкворневым узлом не обеспечивала достаточной плавности хода и воздействия на путь при скоростях движения выше 90 км/ч.

Результаты испытаний модернизированных электровозов ВЛ8 опорно-возвращающим устройством с упругим распределением масс кузова и тележек, с применением упругих осевых упоров, рессорного подвешивания с увеличенным от 70 до 120 мм статическим прогибом и оптимальным демпфированием показали возможность увеличения скорости движения до 120 км/ч.

Тележки электровозов ВЛ10, ВЛ80 [1].

Электровозы ВЛ10 и ВЛ80 имеют индивидуальное (несбалансированное) рессорное подвешивание 2 (рис. 4.1.13, а), состоящее из листовых рессор и пружин (прогиб буксовой ступени подвешивания 85,5 мм, из них по листовой рессоре 68,5 мм), опорно-осевое подвешивание 4 ТЭД. Впервые на электровозах применены двухповодковые буксы 3 лемнискатного типа с резинометаллическими элементами в головках поводков, обеспечивающие амортизацию боковых сил в буксовой ступени подвешивания. Жесткость связи колесной пары с рамой 1 тележки в поперечном направлении составляет 50...70 Н/мм.

Подвешивание кузова – люлечного типа с эквивалентной длиной маятников около 300 мм, рекомендованное и доведенное ВНИТИ [6].

Сравнительные испытания электровозов с вновь разработанной люлечной системой подвески и кузова с опорами на скользуны и возможностью поперечного отбоя (шкворень с большим преднатягом пружины) показали преимущество маятниковой подвески. Все выпущенные в начальный период электровозы со скользящими опорами были модернизированы.

Люлечное (маятниковое) подвешивание состоит из люлечных подвесок, горизонтальных и вертикальных упоров, ограничивающих относительные перемещения кузова (рис. 4.1.13, б). Это сложный узел, включающий стержень 5, верхний 3 и нижний 4 узлы шарниров маятника, их опоры, удерживаемые гайками, и регулировочные прокладки. Верхняя головка 1 маятника имеет поверхности трения между стержнем маятника и стаканом, на котором смонтирована пружина 2 второй ступени подвешивания, имеющая прогиб 77 мм. Узел требует периодических регулировок и смазки. Впоследствии ножевые шарниры были заменены на шаровые с втулками из неметаллического материала.

Горизонтальные силы от кузова на тележку передаются маятниковыми подвесками при поперечном отклонении кузова до ± 15 мм, а затем подвесками параллельно с пружинами горизонтального упора при поперечном перемещении кузова до ± 30 мм; после этого упор работает как жесткий ограничитель. Передача продольных сил от тележки к кузову – шкворневого типа, через работающую в масляной ванне шаровую связь 2, корпус которой по пазам сегментных пар 3 может перемещаться

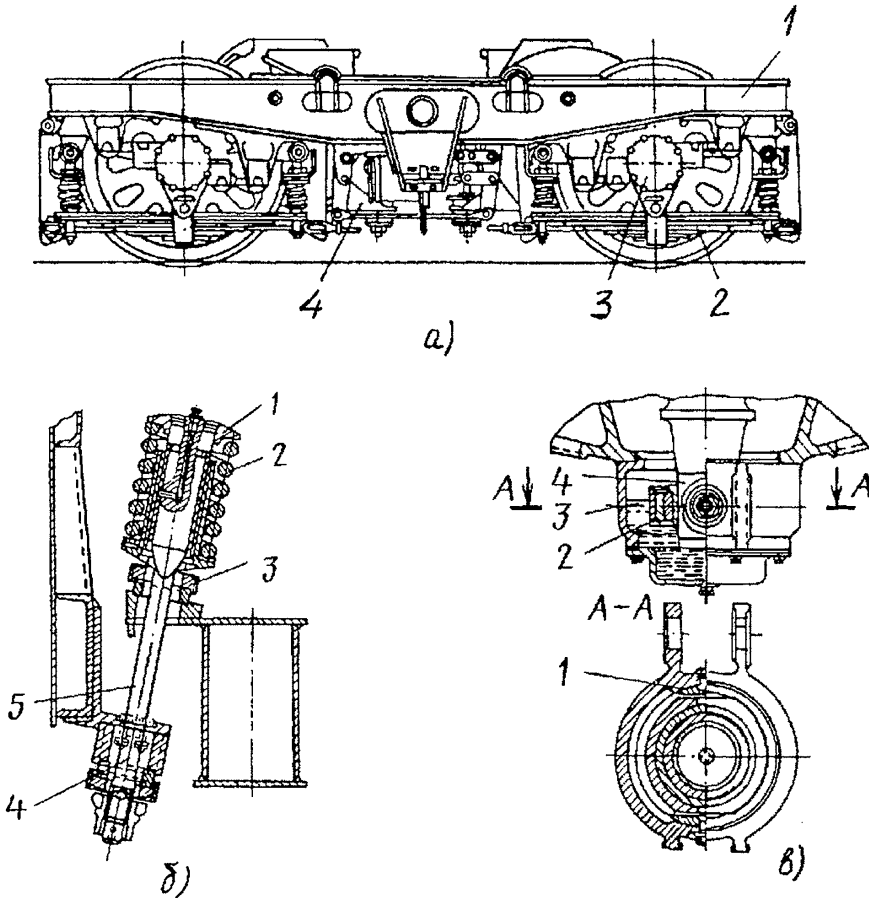


Рис. 4.1.13. Тележка электровозов ВЛ10, ВЛ80 (а), люльчатое подвешивание кузова (б) и шкворневой узел (в)

относительно рамы тележки до упора 1 (рис. 4.1.13, в). Шаровая связь крепится на хвостовике шкворня 4 кузова.

Для частичного выравнивания нагрузок на электровозе при двухступенчатом рессорном подвешивании применяют четыре противоразгрузочных устройства, которые устанавливают между кузовом и наружными концами тележек. Каждое такое устройство состоит из установленного на кузове пневматического цилиндра, который через рычаги передает силу на опорный ролик, а от него – на накладки, приваренные к концевым брусам рамы тележки. В работу включаются передние (по ходу тележки) догрузатели каждой секции.

Во второй ступени подвешивания устанавливаются гидравлические гасители колебаний, наклонно под углом 45° по две на каждую

сторону тележки. Сопротивление каждого гасителя $900 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{см}$. Рама тележки имеет сварные боковины и литой шкворневой брус.

Тележки электровоза ВЛ15. В конце 70-х годов в связи с увеличением грузопотока возникла необходимость увеличения массы поездов на грузонапряженных участках. Был организован выпуск электровозов ВЛ11 и ВЛ80С, способных работать в составе трех и четырех секций, и создан двухсекционный шестиосный электровоз ВЛ15 с осевой формулой $2_0-2_0-2_0$ с высокоунифицированными тележками восьмиосных электровозов. Передаточное число редуктора и колесная пара электровоза ВЛ15 остались такими же, как у электровозов ВЛ10, ВЛ11. Применение ТЭД ТЛЩ-3 позволило увеличить мощность и силу тяги на 11 % по сравнению с электровозом ВЛ11 с

тремя секциями. Нагрузка от колесных пар на рельсы увеличена до 245 кН.

Техническая характеристика тележки электровоза ВЛ15 приведена ниже [7].

Диаметр колес по кругу катания, мм	1250
Передаточное число редуктора	$88/23 = 3,826$
Подвешивание ТЭД	Опорно-осевое
База тележки, мм	2900

Тележки электровоза ВЛ15 в основном подобны тележкам электровозов ВЛ10, ВЛ80, но отличаются исполнением: крайние тележки соединены с кузовом люлечными подвесками, а средняя – опорой кузова в виде упругих качающихся стержней. Основное отличие заключается в отсутствии узла шкворневой связи и применении наклонных тяг для передачи тяговых и тормозных сил от тележек к раме кузова, что позволило отказаться от шкворня, не применять догружающие устройства, значительно улучшить использование сцепного веса. Подобная система была впервые применена для электровозов ВЛ85 и ВЛ86.

Люлечное подвешивание крайних тележек по конструкции аналогично примененному на электровозах ВЛ10, ВЛ10У, ВЛ11, ВЛ80С: при поперечном перемещении кузова до 15 мм от среднего положения горизонтальные силы воспринимаются люлечными подвесками, а при перемещении кузова от 15 до

30 мм – люлечными подвесками и параллельно пружинами упора шкворневого узла, после этого упор работает как жесткий ограничитель.

Механизм передачи силы тяги сложный и многозвенный (рис. 4.1.14). Он состоит из поддерживающей тяги 3, смонтированной на кронштейне концевого бруса рамы тележки и соединенной с кронштейном тяги 4, которая другим концом закреплена на кронштейне 5 средней балки рамы тележки. Два шаровых подшипника в тяге 3 обеспечивают компенсацию технологических погрешностей при монтаже тягового устройства тележек. Соединение тяг 3 и 4 между собой и подсоединение к кронштейнам рамы тележки выполняют шарнирно при помощи валиков и втулок.

Передача сил тяги и торможения от тележки к кузову осуществляется наклонной тягой 2. Подвижность тяги в горизонтальной плоскости при отnose кузова и повороте тележек обеспечивают шаровые подшипники головок тяг и резинометаллические амортизаторы 1 (выбираются оптимальные значения их жесткости и степени предварительной затяжки).

Угол наклона тяги в плоскости головок рельсов выбирается таким образом, чтобы исключить перераспределение нагрузок колесных пар на рельсы в пределах каждой тележки (ось тяги должна пересекать линию головок рельсов в середине колесной базы тележки).

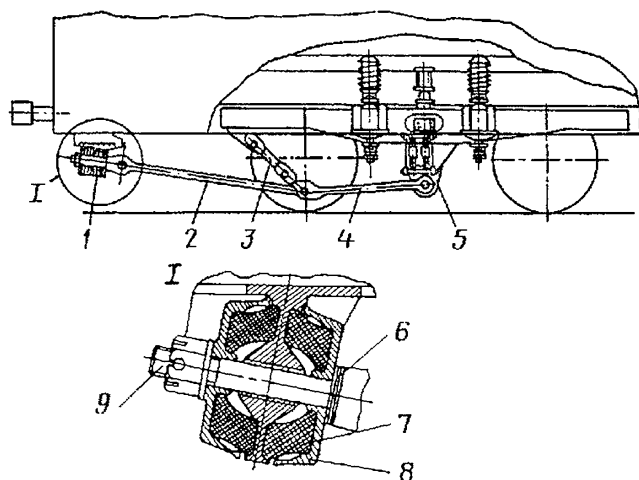


Рис. 4.1.14. Механизм передачи силы тяги тележек электровоза ВЛ15:

- 1 – резинометаллические амортизаторы; 2 – наклонная тяга; 3 – поддерживающая тяга;
4 – тяга тележки; 5 – кронштейн средней балки рамы тележки; 6 – регулировочные прокладки;
7 – резиновые элементы амортизатора; 8 – фланцы; 9 – вилка

Это эквивалентно расположению точки передачи силы тяги на уровне головки рельса и не вызывает перераспределения вертикальной силы между отдельными колесными парами.

Первоначально на средних тележках электровозов этого типа устанавливались по две наклонные тяги, работающие только на растяжение, а свобода перемещения тележек при вписывании обеспечивалась за счет зазоров в шарнире. Поскольку такое решение не улучшает условия работы тягового механизма, в настоящее время применяется односторонняя связь.

Опора средней тележки представляет собой сжатый упругий стержень, шарнирно опирающийся на раму тележки (рис. 4.1.15). Сферические шарниры обеспечивают подвижность кузова относительно тележки в горизонтальном направлении. На стержнях монтируются пружины второй ступени рессорного подвешивания. Дополнительная сложность в эксплуатации, создаваемая такой конструкцией опоры кузова, – необходимость ухода за узлами трения (шарнирами, направляющими стержнями).

Тележки пассажирского электровоза ЭП1 (рис. 4.1.16) [8]. По конструкции они подобны тележкам электровоза ВЛ15, имеют те же основные размеры и тот же диаметр колеса, но отличаются от них следующим:

применением опорно-рамного подвешивания ТЭД. Редуктор имеет опорно-осевое подвешивание с передаточным числом 85/23;

нагрузкой от колесной пары на рельсы 226 Н;

измененным буксовым подвешиванием, которое выполнено из винтовых пружин со

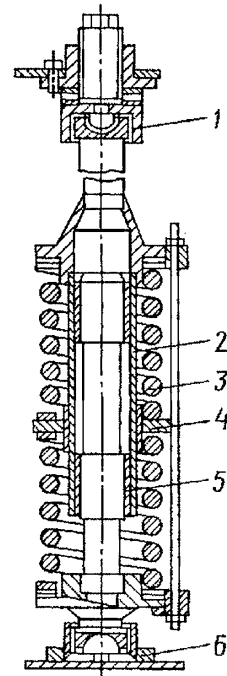


Рис. 4.1.15. Опора средней тележки электровоза ВЛ15:

1 – верхняя головка (связь с кузовом); 2 – верхний стержень; 3 – пружина; 4 – промежуточный фланец; 5 – нижний стержень; 6 – опора на тележку

статическим прогибом около 80 мм с установкой гидравлических гасителей колебаний.

Тележка электровоза двойного питания ЭП10 [9]. Унифицированная экипажная часть разработана для шестисносного пассажирского электровоза с бесколлекторными ТЭД с

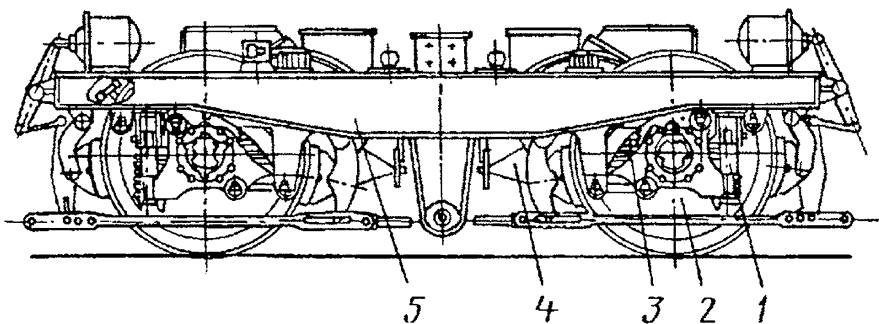


Рис. 4.1.16. Тележка электровоза ЭП1:

1 – гидродемпфер; 2 – колесная пара с буксами и редуктором; 3 – рессорная система буксовой ступени; 4 – корпус тягового редуктора; 5 – рама

конструкционной скоростью 160...180 км/ч, а в перспективе до 200 км/ч. Тяговый привод имеет опорно-рамное подвешивание ТЭД и опорно-осевой редуктор с передаточным числом 85/26.

Двухосная бесчелюстная тележка выполнена с буксовым подвешиванием, состоящим из пружин и гидравлического гасителя колебаний, с прогибом пружин буксовой ступени рессорного подвешивания около 80 мм (рис. 4.1.17). Корпус буксы связан с рамой тележки с помощью буксовых поводков (с уменьшенной по сравнению с аналогами жесткостью), допускающих поперечное перемещение рамы относительно колесной пары от 4...5 до 9 мм. Рама тележки – сварной конструкции.

Опираение кузова на крайние тележки на этом электровозе выполнено с пружинами 2, работающими на сжатие и сдвиг, так называемая подвеска типа "флексикойл". Кузов опирается на тележку через четыре пружинных блока, установленных на верхнем листе боковины рамы тележки. Каждая пружина 3 опирается через фланец на резинометаллические шайбы 2 (рис. 4.1.18), которые при деформации обеспечивают равномерное распределение нагрузки

по длине опорного витка. Резиновые прокладки способствуют снижению жесткости поворота тележек относительно кузова и относю тележек.

Колебания галоупирования и подпрыгивания тележки демпфируются четырьмя гидродемпферами 4 – 6 (см. рис. 4.1.17), рационально размещенными по сторонам рамы тележки. Этому способствовало создание гидродемпферов соответствующих параметров.

Характеристика поперечной связи кузова с тележками формируется пружинами "флексикойл" и пружинным противоотносным устройством 7. Жесткость системы поперечной связи кузова с тележкой не превышает жесткость маятниковой подвески с приведенной длиной 500 мм. Установка горизонтальных гидродемпферов на уровне нижнего несущего пояса кузова неохватывающего типа и подбор их характеристик обеспечили хорошую горизонтальную динамику нового экипажа. Этому способствует также установка горизонтальных гидродемпферов, которые препятствуют развитию виляния тележек при высоких скоростях движения.

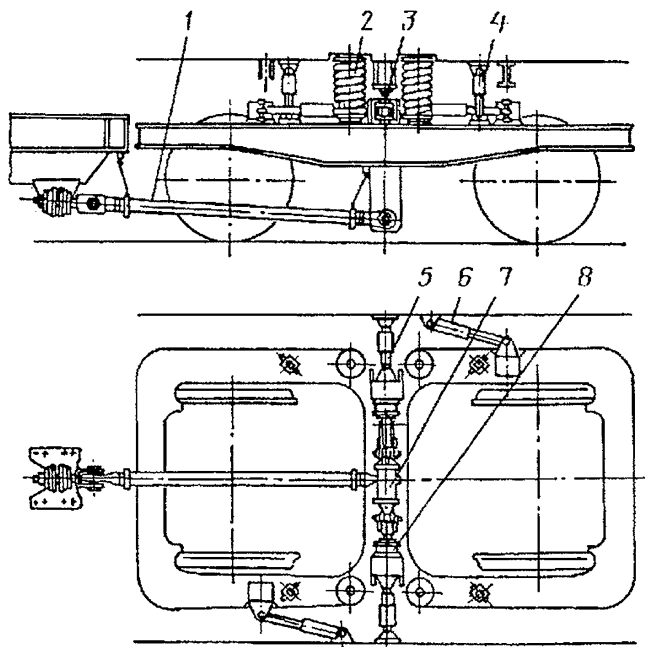


Рис. 4.1.17. Тележка электровоза ЭП10:

1 – тяга продольной связи тележки с кузовом; 2 – пружина опоры кузова; 3 – вертикальный упор; 4 – 6 – гидродемпферы; 7 – противоотносное устройство; 8 – горизонтальный упор

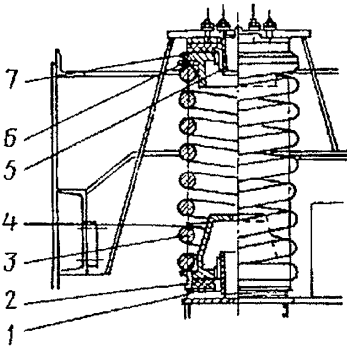


Рис. 4.1.18. Опора кузова на тележку электровоза ЭП10:

- 1 – регулировочная разрезная шайба; 2 – резинометаллическая шайба; 3 – пружина; 4 – нижняя опора; 5 – цапфа; 6 – набор регулировочных шайб; 7 – верхняя опора

Опираие кузова на среднюю тележку на электровозе ЭП10 аналогично опиранию кузова на среднюю тележку электровозов ВЛ15 и ЭП1.

В продольном направлении тележки с кузовом соединены цельной низко расположенной тягой 1. Исключение промежуточных звеньев системы продольной связи и установка цельной связи стали возможными после применения бесколлекторных ТЭД, имеющих при большей мощности значительно меньший диаметр. Установка цельной тяги обеспечила ряд преимуществ по сравнению с ранее разработанной конструкцией. Так, значительно уменьшены силы подергивания за счет исключения вредных кинематических связей при извилистом движении тележек. Значительно снижены силы в тягах при галопировании кузова, при колебаниях галопирования тележек. Это бла-

гоприятно сказалось на динамических характеристиках экипажа. Кроме того, уменьшено число комплектующих деталей, обслуживаемых шарниров. Упругие упоры на буферном бруске и шарнирные узлы в тягах приняты типовыми (как на электровозах ВЛ65, ВЛ15 и ЭП1).

Система связи кузова с тележками тягами для передачи тяговых и тормозных сил упрощена: тяга закрепляется за концевую балку рамы тележки, что, как показывают результаты расчетов и опыт зарубежного локомотивостроения, обеспечивает высокий коэффициент использования сцепного веса без ухудшения воздействия на путь в кривых.

Тележка для нового проектируемого электровоза оборудована одноповодковыми буксами 7 с длинными односторонними поводками 9 со сферическими резинометаллическими шарнирами (рис. 4.1.19). Такая конструкция обеспечивает установку колесных пар в кривых, близкую к радиальной.

Рассмотренные конструкции тележек электровозов с осевой формулой $2_0 - 2_0 - 2_0$ не исключают возможности использования трехосных тележек.

Тележки пассажирских электровозов типа ЧС. Тележки электровоза ЧС2 [1]. Трехосные тележки (диаметр колеса по кругу катания 1250 мм, толщина бандажей 90 мм) имеют колесную базу 4600 мм (2400 + 2200 мм), опорно-рамное подвешивание ТЭД и опорно-осевое тягового редуктора. Буксы колесных пар содержат по одному сферическому подшипнику, допускающему небольшой поворот оси по отношению к корпусу буксы. Колесные пары не имеют осевых разбегов.

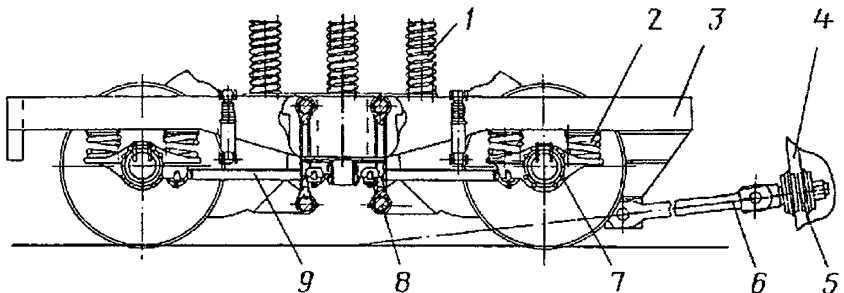


Рис. 4.1.19. Тележка проектируемого электровоза с передачей силы тяги наклонной тягой к середине кузова:

- 1, 2 – пружины центральной и буксовой ступеней рессорного подвешивания; 3 – рама; 4 – кронштейн на главной раме кузова; 5 – амортизатор; 6 – наклонная тяга; 7 – букса; 8 – подвеска ТЭД; 9 – буксовый поводок

У средних осей тележек выполнен подрез гребня для вписывания в кривые малых радиусов. Однако более рациональным с этой точки зрения является применение средней оси с полным гребнем и наличием свободного поперечного разбега оси относительно рамы для разгрузки первой набегающей оси, как у всех отечественных локомотивов.

Как и тележки первых отечественных грузовых электровозов, тележки электровоза ЧС2 сочлененные. Шаровое соединение в совокупности с подвижными в поперечном направлении нажимными цапфами возвращающих пружин позволяет тележкам поворачиваться относительно друг друга как в горизонтальной, так и в вертикальной плоскости, иметь небольшие смещения вдоль продольной оси тележки и перемещения в горизонтальной поперечной плоскости до ± 30 мм (наибольшее относительное перемещение, которое допускают люлечные подвески и упор шкворня). Сочленение тележек улучшает вписываемость электровоза в кривые. Однако устройство тяжелое, а большое количество его узлов требует смазывания и уплотнения.

Рессорное подвешивание электровоза – двухступенчатое. Первичное сбалансированное рессорное подвешивание состоит из листовых рессор, установленных в цапфах шек нижнего прилива корпуса букс и последовательно установленных на рессорных стойках винтовых пружин 1 (рис. 4.1.20). Статический прогиб первой ступени рессорного подвешивания 62 мм, второй 73 мм. Жесткость листовой рессоры первой ступени составляет 1,88 кН/мм, а второй – 1,53 кН/мм.

На одной из тележек первая колесная пара не связана балансирами, таким образом, она имеет четыре точки подвешивания, на другой сбалансированы все оси, т.е. имеются две точ-

ки подвешивания. Зазор между корпусом букс и рамами тележек 35 мм. Буксовые направляющие – шпинтонного типа.

В приливах корпуса буксы запрессованы резинометаллические блоки, во внутренней втулке блока размещается стакан с бронзовым покрытием, по которому перемещается (скользит) шлифованная часть цапфы цилиндрической направляющей шпинтона. Резиновый блок жесткий. По существу, резиновые блоки только компенсируют допуски при сборке узлов. Узел требует обильного смазывания и уплотнения.

Кузов электровоза опирается на каждую тележку через две шаровые боковые опоры скольжения, установленные на хомутах листовых рессор. Хомуты соединены между собой фасонной поперечной балкой, состоящей из трубчатой части и двух кронштейнов, к которым крепятся хомуты листовых рессор. Концы листовых рессор шарнирно связаны с люлечными подвесками, соединяющими концы листовой рессоры с рамой тележки.

Люлечные подвески – наклонные, эквивалентная длина (проекция на вертикальное направление) 235 мм. Скользунцы допускают поворот тележки относительно кузова и поперечное ее перемещение относительно кузова до ± 30 мм. Передача сил тяги и торможения от тележки к кузову осуществляется шкворнем, допускающим указанные поперечные перемещения.

Нежесткая в поперечном направлении связь кузова с тележкой осуществлена с целью снижения воздействия на путь при входе локомотива в кривые с разделением масс тележки и кузова, а также для реализации возвращающих сил между кузовом и тележками при влинии локомотива. С точки зрения воздействия на путь, в переходных кривых не подтверждены преимущества связи такого типа.

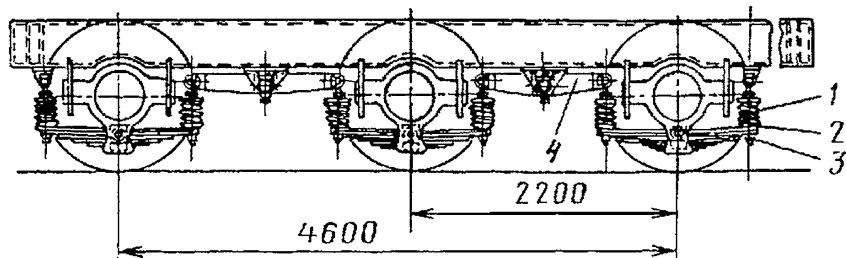


Рис. 4.1.20. Первичное рессорное подвешивание электровоза ЧС2:

1 – пружина; 2 – ножевая накладка; 3 – рессорная стойка; 4 – балансиры

Стабилизация кузова при движении в прямых с высокими скоростями достигается при значительно более мягкой связи, т.е. с подвесками длиной более 500 мм.

Тележки электровозов ЧС4 и ЧС4Т [1] существенно изменены по сравнению с тележками электровозов ЧС2 несмотря на относительно малый срок между поставками первых образцов этих электровозов (1958 – 1965 гг.). Эти изменения были направлены на улучшение динамических показателей, повышение срока службы узлов, отказ от применения изнашивающихся узлов, требующих их уплотнения и смазывания.

Техническая характеристика трехосных тележек электровоза следующая.

Расстояние между осями, мм	2300
Общая колесная база, мм	4600
Диаметр колес по кругу катания, мм	1250
Подвешивание ТЭД	Опорно-рамное
Подвешивание редуктора	Опорно-осевое
Передаточное число осевого редуктора ...	2,64

Передача движения от ТЭД и редуктора осуществляется механизмом типа "Шкода". Связь колесной пары 4 с рамой 2 тележки осуществляется поводковой группой с жесткостью в поперечном направлении 4,41... 7,84 кН/мм, в продольном 68,6 кН/мм, в вертикальном 539 Н/мм (рис. 4.1.21).

Для обеспечения прочности резиновых элементов сайлент-блоков поводков, сохранения их характеристик при длительной эксплуатации и обеспечения оптимальной жесткости в поперечном и продольном направлениях выбрано такое конструктивное решение, при котором элементы, обеспечивающие эти параметры, конструктивно разделены, т.е. они состоят из двух частей – фланцевой и цилиндрической.

Цилиндрический элемент обеспечивает требуемую жесткость в продольном направлении (он запрессован с предварительной деформацией сжатия), фланцевый сайлент-блок – жесткость буксового узла в поперечном горизонтальном направлении, а работая на скручивание, он повышает жесткость поводковой группы при вертикальных перемещениях буксы относительно рамы тележки.

В целом жесткость поперечного перемещения оси, определенная экспериментально, составляет 14,7...16,7 кН/мм, одного буксового узла 7,35...8,33 кН/мм. Они определяются жесткостью поводковой связи и включенной с ней параллельно жесткостью пружин первой ступени рессорного подвешивания.

Буксовое рессорное подвешивание состоит из балансира, витых пружин жесткостью 451 Н/мм и гидродемпфера.

Вторая ступень рессорного подвешивания состоит из пакета пружин боковых опор, опирающихся на боковые скользуны 7 (рис. 4.1.22). Жесткость комплекта пружин боковой опоры составляет 1,96 кН/мм. Скользящие опоры обеспечивают горизонтальные поперечные и угловые перемещения тележки относительно кузова. Расчетный момент трения составляет 15 % момента трения колес по рельсам при коэффициенте трения $f = 0,2$. Возвращающая сила обеспечивается упругой поперечной связью шкворня с рамой тележки.

Жесткость первой (буксовой) ступени подвешивания (на тележку) 8,64 кН/мм, статический прогиб около 60 мм. Жесткость второй ступени подвешивания (на тележку) 7,84 кН/мм, а статический прогиб около 40 мм.

При скорости движения до 120...125 км/ч электровоз со скользящими опорами кузова и шкворневым устройством, допускающим от-

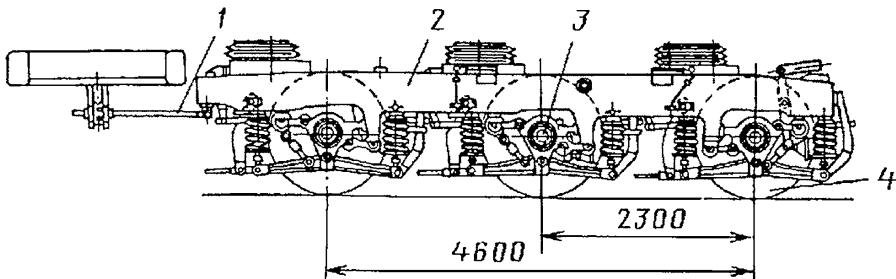


Рис. 4.1.21. Тележки электровозов ЧС4 и ЧС4Т:

1 – упругое горизонтальное сочленение тележки; 2 – рама; 3 – поводковая букса; 4 – колесная пара

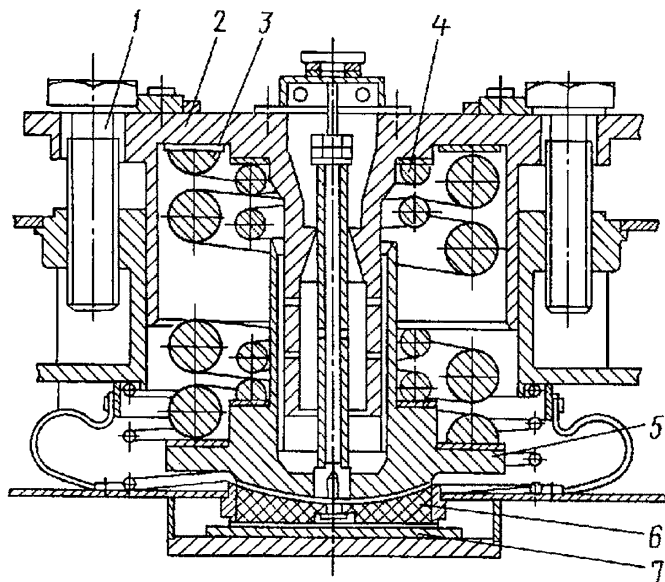


Рис. 4.1.22. Вторая ступень рессорного подвешивания электровоза ЧС4Т:

1 – натяжной болт; 2 – направляющая опора кузова; 3 – наружная пружина; 4 – внутренняя пружина;
5 – нижняя опора; 6 – вкладыш; 7 – скользян тележки

нос кузова, движется без возникновения устойчивых горизонтальных колебаний. Однако уже при этих скоростях возникают срыв трения в опорах, поперечные смещения тележки относительно кузова.

В конструкции тележек электровозов ЧС4 и ЧС4Т задачу разгрузки первой набегающей оси выполняет упругое межтележечное соединение. Конструктивно сочленение переработано по сравнению с тем, которое применено на электровозах ЧС2: оно более легкое, упругое, с зазором, позволяющим взаимное свободное перемещение тележек и их независимое движение в прямых участках пути.

Как показали исследования, при оптимальных характеристиках сочленения для трехосных тележек типа 2ТЭ10, ЧС4 упругое сочленение с жесткостью пружины 9,8 кН/мм, с преднатягом 20,5 кН и свободным ходом 10 мм на сторону обеспечивает существенную эффективность в кривых малого радиуса (менее 300 м): почти в 1,5 раза уменьшаются рамные силы на направляющих осях, в 2 раза – углы набегания. На современных магистральных и маневровых локомотивах сочленение тележек не получило распространения, однако оно может быть применено для специальных (карьерных) локомотивов, эксплуатирующихся

на участках с большим количеством кривых малого радиуса.

Тележки скоростных пассажирских электровозов ЧС200, ЧС6, ЧС7, ЧС8 [10 – 12].

Электровоз ЧС200 мощностью 8400 кВт с осевой формулой $2_0 - 2_0 + 2_0 - 2_0$ состоит из двух сочлененных между собой секций. Взаимное их перемещение обеспечивается с помощью шарнирных соединений в сочленении. Каждая секция состоит из кузова, двух несочлененных двухосных тележек. Нагрузка от колесной пары на рельсы 190 кН, диаметр колес по кругу катания 1250 мм.

Колесная пара состоит из полой оси (диаметр отверстия 80 мм), двух цельнокатанных колес и зубчатого колеса. После формирования колесную пару подвергают статической и динамической балансировке, оставляя дебаланс не более 1,23 Н·м. Расстояние между внутренними гранями бандажей составляет 1440_±1 мм.

На электровозе применено опорно-рамное подвешивание ТЭД и опорно-осевое тяговых редукторов с передаточным механизмом типа "школа". Передаточное число осевого редуктора 74/43.

Буксовый узел состоит из буксы с установленными в ней двумя цилиндрическими

подшипниками. Связь буксы с рамой тележки в горизонтальной плоскости осуществлена шпинтонами с резиновыми элементами, которые обеспечивают упругие перемещения буксы в продольном и поперечном направлениях. Это позволяет колесной паре фиксироваться в раме тележки с большой точностью и способствует снижению поперечных сил при вписывании в кривые.

Чтобы разгрузить роликовые подшипники от аксиальных сил, в буксе с предварительным натягом установлен резиновый торцовый упор, предназначенный для понижения действующих сил между колесом и рельсом и равномерного распределения сил по роликам подшипника. Колесные пары имеют свободный разбег 1 мм. После выбора этого зазора включается резиновый торцовый упор. Преодолев предварительный натяг, ось может перемещаться в поперечном направлении на 10 мм.

Рессорное подвешивание выполнено двухступенчатым с общим статическим прогибом 210 мм. Оно обеспечивает требуемую плавность хода электровоза в диапазоне скоростей 140...200 км/ч. В первичном рессорном подвешивании применены винтовые цилиндрические пружины, установленные между боковиной рамы тележки и корпусом буксы с жесткостью одной пружины 598 Н/мм. Статический прогиб пружин в первичном рессорном подвешивании составляет 68 мм. Допускаемые перемещения буксы относительно рамы тележки 35_{-5}^{+10} мм.

Параллельно этим пружинам установлены гидравлические амортизаторы типа ТВ (по два на каждой тележке). Один конец амортизатора крепится к корпусу редуктора, а второй – к нижней части концевой балки рамы тележки. Букса перемещается в вертикальном направлении на 35_{-5}^{+10} мм.

Вторичное рессорное подвешивание кузова на рамах тележек осуществлено в четырех точках с помощью цилиндрических пружин со статическим прогибом 142 мм, которые установлены на вертикальных подвесках, образующих люльечное подвешивание кузова. Вес кузова передается на тележку через четыре подвески длиной 730 мм, обеспечивающие низкую собственную частоту поперечных колебаний. Подвески посредством составного цилиндрического шарнира с призмой с одной стороны крепятся к боковине рамы тележки, а с другой через люльечную балку и комплект

пружин – на поддоне. С помощью поддона осуществляется поперечная связь люльечных подвесок.

Статическая жесткость второй ступени подвешивания для одной тележки составляет 1,22 кН/мм. Свободное поперечное перемещение кузова относительно тележек возможно в пределах ± 60 мм. Вся система вторичного рессорного подвешивания позволяет тележке перемещаться относительно кузова без элементов трения.

Тяговые и тормозные силы в продольном направлении от тележки к кузову передаются через шкворень, жестко закрепленный в средней поперечной балке рамы тележки. Нижний конец шкворня установлен в сферическом гнезде подшипника с масляной ванной на люльечной надрессорной балке. На каждой тележке имеется по четыре гидравлических амортизатора для гашения вертикальных колебаний, два для гашения поперечных колебаний, и по два амортизатора типа "кони".

Тележки электровоза ЧС6 (мощностью 8000 кВт с конструкционной скоростью 160 км/ч), ЧС7 (мощностью 6160 кВт, скоростью 160 км/ч) и ЧС8 переменного тока (мощностью 7200 кВт и скоростью 160 км/ч) аналогичны тележкам электровоза ЧС200 и отличаются только передаточным числом осевого редуктора. Необходимо отметить, что электровозы ЧС7 и ЧС8 оборудуются пневматическим устройством догружения колесных пар, канатом для подъема концевой поперечной балки и используется догружение наиболее разгруженной оси (первой и пятой по ходу движения).

Таким образом, в конструкции тележек этих скоростных электровозов реализован ряд прогрессивных решений для скоростных локомотивов: длинные вертикальные подвески; большой статический прогиб с реализацией большей его части во второй ступени подвешивания; улучшена поперечная амортизация буксовой ступени. Однако его основные конструктивные решения (шпинтонные направляющие, осевые упругие упоры, люльечные бруссы) не нашли применения в дальнейшем.

Следует иметь в виду, что рекомендации по использованию мягкой поперечной связи тележек с кузовом с ходом до ± 60 мм не являются универсальными и могут оказаться неприемлемыми в случае использования на грузовых многосекционных локомотивах, оборудованных электродинамическим тормозом.

Это подтвердили испытания четырехсекционного тепловоза 4ТЭ10С. При штатных упруго-диссипативных характеристиках экипажной части (зазоре в шкворневых узлах ± 40 мм) допустимые значения суммарной продольной силы, реализованной тепловозом в режиме электродинамического тормоза, ограничены 500...600 кН по условиям устойчивости рельсошпальной решетки и раскантовки рельсовой колеи.

Это накладывает ограничение на применение электродинамического тормоза в многосекционных локомотивах. По результатам испытаний для снижения уровня поперечных сил рекомендуется на четырехсекционных локомотивах применять специальные стабилизирующие межсекционные устройства, ограничивающие углы отклонения автосцепок относительно продольной оси и уменьшать зазор в шкворневом узле, который на тепловозах США ограничен ± 20 мм. Аналогичные результаты получены в опытах с электровозами ВЛ85 и ВЛ80 в режимах рекуперативного торможения, подталкивания и тяги в кривых радиусом 300 м и на стрелочных переводах.

Тележки с радиальной установкой колесных пар. В последнее время на железных дорогах Европы и Америки получают распространение локомотивы с тележками с радиальной установкой колесных пар (РУКП). В соответствии с типажом перспективного подвижного состава для магистральных грузовых тепловозов и электровозов России должно быть предусмотрено применение таких двухосных тележек на электровозах.

Локомотивы с РУКП обеспечивают снижение износа гребней колес и рельсов, сопротивление движению экипажа в кривых благодаря уменьшению скольжения колес. В кривых на расчетных подъемах возрастает коэффициент сцепления колес с рельсами.

Следует отметить, что большинство электровозов, эксплуатируемых на железных дорогах Германии, Франции и других стран Западной Европы, не имеет специального механизма радиальной установки (или самоустановки) колесных пар в кривых, вместе с тем для электровозов, эксплуатируемых на железных дорогах Швейцарии и Австрии, применение радиальной установки колесных пар является обязательным. Это можно объяснить тем, что путь с кривыми радиусом 650 м и менее составляет более $\frac{1}{2}$ общей протяженности пути. Поэтому все электровозы оборудованы

устройством радиальной установки колесных пар, причем не только для уменьшения бокового износа гребней, но и для обеспечения допустимого воздействия на путь, реализации силы тяги в кривых и снижения уровня шума от подвижного состава.

Несмотря на многообразие тележек этих электровозов, их конструкции имеют аналогичные особенности, обеспечивающие самоустановку колесных пар в радиальное положение при их взаимодействии с рельсами. Так, корпус буксы 1 наиболее представительного электровоза этого семейства ЛОК-2000 (рис. 4.1.23) [13], аналогичный по типу с буксой тепловоза ЧМЭЗ, шарнирно связан длинным тяговым поводком 2 с двуплечими рычагами 3, жестко закрепленными на соединительном валу 4, установленном на раме тележки. К двуплечему рычагу, установленному на противоположном конце соединительного вала, оппозитно присоединена тяга буксы другой стороны колесной пары. Аналогично к двуплечим рычагам соединительного вала подсоединены тяговые поводки от букс второй колесной пары.

Поскольку такая схема синхронизации одновременно повышает склонность локомотива к вилянию, для демпфирования колебаний виляния тележки в механизм синхронизации между рамой тележки и кронштейнами соединительного вала вводятся четыре гидравлических демпфера 5.

Необходимо отметить, что рычажная система синхронизации может располагаться как в вертикальной плоскости, так и в горизонтальной. Это не приводит к каким-либо изменениям в характеристиках механизма радиальной установки.

На ряде европейских электровозов (14Е) синхронизация положения колесных пар решается посредством применения диагональной связи [14].

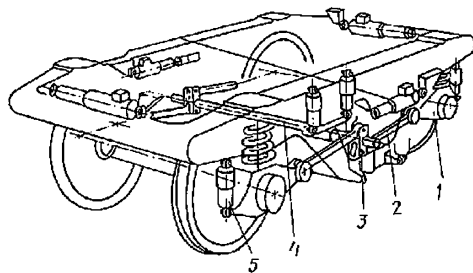


Рис. 4.1.23. Тележка электровоза ЛОК-2000

4.1.3. ТЕЛЕЖКИ ВАГОНОВ

Тележки служат для направления движения вагона по рельсовому пути, распределения и передачи всех нагрузок от кузова на путь, восприятия тяговых и тормозных сил, обеспечения движения вагона с минимальным сопротивлением и необходимой плавностью хода [15]. Тележки позволяют строить вагоны с большей базой и грузоподъемностью, чем нетележные вагоны.

По назначению тележки вагонов делятся на грузовые и пассажирские, по числу осей – двух-, трех-, четырехосные и многоосные. Наиболее распространены двух- и четырехосные тележки для грузовых вагонов и двухосные для пассажирских.

В зависимости от устройства рессорного подвешивания тележки бывают с одно- и двухступенчатым рессорным подвешиванием: тележки для грузовых вагонов имеют одноступенчатое центральное или буксовое подвешивание, а для пассажирских – двухступенчатое (центральное и буксовое).

По способу передачи нагрузки от кузова тележки выполняют с опиранием на них кузова через подпятник тележки (грузовые вагоны), через боковые скользуны (пассажирские вагоны), через подпятник и частично через упругофрикционные боковые скользуны тележки (опытные грузовые тележки), через упругие элементы тележки (скоростные пассажирские вагоны с локомотивной тягой и вагоны дизель-поездов).

По способу передачи нагрузки от наддрессорной балки тележки на ее раму тележки бывают:

с непосредственной передачей от шкворневой балки на боковые балки рамы (рис. 4.1.24, а);

с передачей от наддрессорной балки 3 на две боковые балки рамы через комплекты центрального рессорного подвешивания безлюлечной конструкции (рис. 4.1.24, б);

с передачей от наддрессорной балки 3 через две системы последовательно расположенных упругих элементов 4 с люлечным устройством центрального рессорного подвешивания (рис. 4.1.24, в);

с передачей через упругие элементы безлюлечного центрального рессорного подвешивания на рычажные конструкции буксовых узлов 1 (рис. 4.1.24, г).

Схему опирания наддрессорной балки на раму тележки выбирают в зависимости от назначения тележки, ее конструкции и устройства рессорного подвешивания.

Связь рамы тележки с буксовым узлом может быть непосредственной у грузовых вагонов (рис. 4.1.25, а), упругоэластичной балансирующей у вагонов электропоездов (рис. 4.1.25, б), шпинтонно-пружинной безбалансирующей у пассажирских вагонов всех типов (рис. 4.1.25, в), поводково-бесчелюстной у скоростных пассажирских вагонов (рис. 4.1.25, г) и рычажно-бесчелюстной у вагонов дизель-поездов (рис. 4.1.25, д). Конструкция связи буксового узла с рамой тележки оказывает существенное

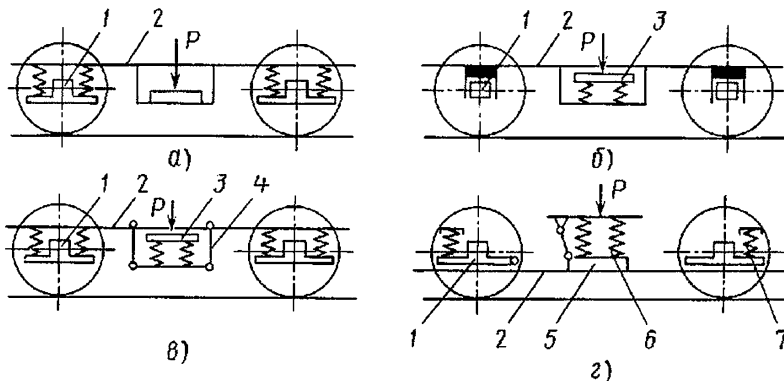


Рис. 4.1.24. Способы передачи нагрузки от наддрессорной балки тележки на ее раму:
1 – буксовый узел; 2 – рама; 3 – наддрессорная балка; 4 – люлька; 5 – шкворневая балка;
6 – пружина центрального подвешивания; 7 – пружина буксового подвешивания

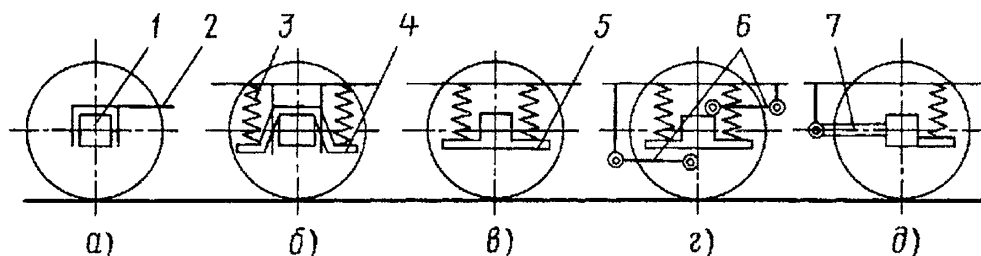


Рис. 4.1.25. Способы связи рамы тележки с буксовым узлом:

1 – буксовый узел; 2 – рама; 3 – пружина; 4 – балансир; 5 – бруска-баланси́р; 6 – поводок; 7 – рычаг корпуса буксы

положительное влияние на величину поперечных горизонтальных сил и влияние колесной пары в рельсовой колее, а также на устойчивость колеса от схода с рельса и плавность хода вагонов в горизонтальной плоскости.

Тележки изготавливают с литыми, штамповочными и штампованными рамами, наддрессорными и соединительными балками или сварными рамами.

Для обеспечения бесперегрузочных и беспересадочных перевозок соответственно грузов и пассажиров в международном сообщении конструкция тележек должна обеспечивать перестановку вагонов с колеи 1520 мм на колею 1435 мм и обратно на специальных перестановочных пограничных пунктах путем замены тележек (у пассажирских вагонов) или колесных пар (у грузовых вагонов) [16].

При этом следует отметить конструкцию тележки с аксиально перемещающимися колесами фирмы Талго (Испания), эксплуатирующуюся в Испании и Франции. Более чем 30-летний опыт эксплуатации таких тележек на железных дорогах с различной шириной колеи показали высокую их эффективность.

Проводятся исследования по их использованию в Японии, России, Швеции и Финляндии с учетом эксплуатации в условиях сурового климата. Применение таких тележек может радикально решить существующую проблему, связанную с наличием железных дорог с различной шириной колеи.

Тележки грузовых вагонов. В настоящее время в России и других странах СНГ типовыми тележками являются: двухосные мод. 18-100, четырехосная мод. 18-101, трехосные мод. 18-102 (УВЗ-9м) и 18-522 (для думпкаров), а также двухосная типа КВЗ-И2 для рефрижераторных вагонов. Трехосные тележки модели 18-102 в настоящее время уже не строятся, однако в эксплуатации находится еще около 30 тыс. трехосных тележек различных типов. Кроме того, разработана и построена ФГУП НПО "Уралвагонзавод" опытная двухосная тележка мод. 18-115 с улучшенными динамическими качествами для скоростей движения до 140 км/ч, моделей 18-120 и моделей 18-131 и 18-194-1 для осевых нагрузок 245 кН. Техническая характеристика этих тележек приведена в табл. 4.1.1.

4.1.1. Техническая характеристика типовых грузовых тележек

Параметры	Двухосные					Трехосные	Четырехосные
	18-100	18-131	18-120	18-115	КВЗ-И2	$\frac{18-102}{18-522}$	18-101
Масса тележки, кг	4800	5100	5250	4700	7360	$\frac{8600}{9600}$	12 000
База, м	1,85	1,85	1,85	1,85	2,4	$\frac{3,5}{3,4}$	3,2
Гибкость рессорного подвешивания, м/МН	0,125	1,116	–	0,173	0,144	$\frac{0,148}{0,135}$	0,075

Продолжение табл. 4.1.1

Параметры	Двухосные					Трехосные	Четырехосные
	18-100	18-131	18-120	18-115	КВЗ-И2	$\frac{18-102}{18-522}$	18-101
Статический прогиб рессорного комплекта, м	0,049	0,052	0,6	0,068	0,07	$\frac{0,052}{0,047}$	0,05
Максимальная статическая осевая нагрузка, кН	228	245	245	228	228	$\frac{228}{245}$	228
Масса рессорного комплекта, кг	194	191,5	192	193	—	$\frac{125}{125}$	194
Коэффициент относительного трения рессорного подвешивания	0,08...01	0,08	0,08	0,08...0,01	0,04...0,05	$\frac{0,1...0,12}{0,1...0,12}$	0,08...0,1
Расстояние от головок рельсов до опорной поверхности подпятника, мм	801	810	810	812	805	$\frac{815}{824}$	839

Пр и м е ч а н и е. Расстояние между центрами скользунов 1,524 м; расстояние между центрами рессорных комплектов 2,036 м; конструкционная скорость движения 120 км/ч.

Тележка типа КВЗ-И2 аналогична по конструкции тележке типа ЦМВ пассажирских вагонов, но имеет в 4,5 раза большую жесткость рессорного подвешивания.

Тележки КВЗ-И2 групп I и II подкатываются под кузова грузовых рефрижераторных вагонов, а групп III и IV – под кузова более тяжелых вагонов с машинным отделением;

они имеют большие жесткость рессорного подвешивания и высоту, чем тележки групп I и II.

Трехосные тележки для шестиосных вагонов применяются в основном на железнодорожных путях промышленного транспорта. Лучшей среди них является тележка мод. УВЗ-9м конструкции ФГУПО "Уралвагонзавод" (рис. 4.1.27).

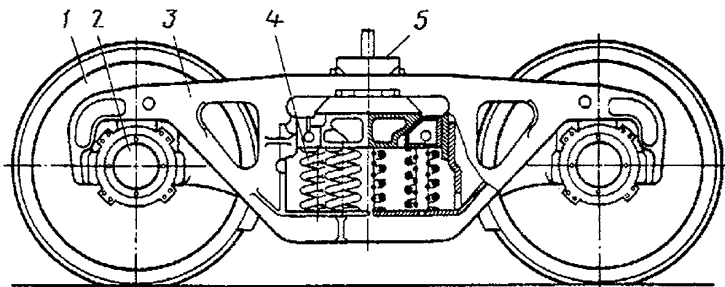


Рис. 4.1.26. Двухосная грузовая тележка мод. 18-100

струкция которых должна отвечать следующим новым принципам конструирования:

- применением диагональных связей боковых рам с наддрессорной балкой с целью стабилизации геометрии тележки в плане и уменьшения загиба (относительного продольного перемещения в плане) боковых рам;

- наличием надбуксовых упругих элементов с целью уменьшения необрессоренной массы тележки, фильтрации высокочастотных возмущений, обеспечения подвижности колесной пары в продольном и поперечном направлениях, что облегчает самоустановку колесных пар в кривых по радиусу;

- применением рессорных комплектов с разнесенными поперек тележки фрикционными гасителями колебаний с целью создания моментов сил трения, препятствующих искажению геометрии тележки в плане;

- использованием плавающей наддрессорной балки, которая является аналогом люлечной подвески при увеличенной горизонтальной гибкости рессорных комплектов;

- осуществлением эксцентриковых связей колесных пар с боковыми рамами с системой стабилизаторов, способствующих радиальной установке колесных пар в кривых;

- применением в центральном рессорном подвешивании рессорных комплектов с улучшенными фрикционными гасителями колебаний и с увеличенным до 90 мм статическим прогибом.

В эксплуатации должны находиться тележки трех классов: 1) универсальные с осевой нагрузкой 245 кН и конструкционной скоростью движения 120 км/ч; 2) специализированные для эксплуатации на определенных направлениях в замкнутых маршрутах с осевой нагрузкой 295 кН и конструкционной скоростью движения 100 км/ч; 3) скоростные с осевой нагрузкой 220...225 кН и конструкционной скоростью движения 140 км/ч.

Кроме того, для вагонов, которые будут постоянно эксплуатироваться на железных дорогах с шириной колеи 1520 и 1435 мм в замкнутых международных маршрутах, планируется разработать тележки с раздвижными колесами и буксовым рессорным подвешиванием, отвечающие требованиям эксплуатации на железных дорогах России и Западной Европы.

В соответствии с комплексным планом по модернизации и созданию грузовых тележек нового поколения Великолукским локомотиворемонтным заводом совместно с ФГУП

ВНИИЖТ и ОАО "НИИвагоностроения" разработаны, построены и испытаны новые тележки двух типов: 59-316 со штамповарной рамой, типовыми колесными парами и буксовым рессорным подвешиванием (осевая нагрузка 245 кН) для грузовых вагонов железных дорог России колеи 1520 мм всех типов; НТ-310 с жесткой Н-образной штамповарной рамой, с раздвижными колесами колесных пар, буксовым рессорным подвешиванием с билинейной характеристикой, с фрикционными скользунками и фрикционными гасителями колебаний новой конструкции (в отличие от гасителя тележки модели 18-100).

На ОАО "Ижорские заводы" создана новая опытная двухосная тележка с надбуксовым подвешиванием, штамповарными боковыми рамами и наддрессорной балкой, упруго-фрикционными скользунками оригинальной конструкции. Тележка имеет двустороннее нажатие тормозных колодок на колесные пары или дисковый тормоз, тормозной цилиндр, авторегулятор тормозной рычажной передачи, нагрузку 25 т и конструкционную скорость движения 120 км/ч.

Тверским ЦКБТМ спроектирована новая тележка с центральным рессорным подвешиванием повышенной гибкости, со штамповарными боковыми балками и шкворневой балкой, упругофрикционными скользунками и упругими тягами, соединенными с наддрессорной балкой и боковой рамой тележки. Тележка рассчитана на осевую нагрузку 200 кН и конструкционную скорость движения 140 км/ч.

РАО ВСМ (высокоскоростные магистрали) спроектирована тележка оригинальной конструкции с пружинно-рессорным подвешиванием в центральной ступени и резинометаллическими рессорами типа "мега" в буксовой ступени со штамповарными боковыми рамами, с гидрогасителями отдельного гашения в вертикальной и горизонтальной плоскостях, с сайлент-блоками в буксовых узлах, дисковым тормозом. Тележка с радиальной установкой колесных пар в кривых рассчитана на осевую нагрузку 200 кН и конструкционную скорость движения 140 км/ч.

На железных дорогах США, Канады, Китая, Японии применяются двухосные тележки, подобные тележке мод. 18-100, а Западной Европы – единая типовая тележка типа Y25 с буксовым рессорным подвешиванием, с фрикционным гасителем колебаний переменного трения. Во Франции используются тележки

типов Y21 и Y25 с жесткой H-образной рамой и Y27 и Y31 раздельными боковыми рамами и с подпружиненными скользунами, что позволило увеличить максимальную скорость движения до 140 км/ч, а также тележки типа ANF25 с центральным рессорным подвешиванием на осевую нагрузку 250 кН, а для большегрузных вагонов – трехосные с буксовым рессорным подвешиванием.

Во Франции ведутся исследования по организации движения грузовых вагонов со скоростями до 160 км/ч, для этой цели разработана тележка типа Y35, рассчитанная на осевую нагрузку 160 кН и максимальную скорость движения 160 км/ч. Тележка с базой 2,2 м имеет маятниковое подвешивание для улучшения ее ходовых качеств в горизонтальной плоскости, билинейное буксовое рессорное подвешивание, упругие скользуны, встроенные тормозные блоки, размещенные на раме тележки. Гибкость рессорного подвешивания тележки составляет 3 мм/т при осевой нагрузке до 126 кН и 1 мм/т при осевой нагрузке свыше 126 кН. Тележка имеет фрикционный гаситель колебаний специальной конструкции для гашения вертикальных и поперечных горизонтальных колебаний.

ФГУП ПО "Уралвагонзавод" приступил к изготовлению новой двухосной тележки с осевой нагрузкой 245 кН. Тележка имеет: билинейное центральное рессорное подвешивание повышенной гибкости; фрикционный клин гасителя колебаний со скошенной под углом 20 % наклонной опорной поверхностью со стороны наддрессорной балки, износостойкие прокладки между трущимися поверхностями гасителя колебаний с целью уменьшения износа и стабилизации характеристик гасителя колебаний. Опирающие боковой рамы тележки производятся через износостойкую прокладку на корпус буксы с кассетным подшипником или через упругую резиновую прокладку и специальный адаптер (промежуточный стальной элемент) на корпус буксы с двухрядным роликовым коническим кассетным подшипником с целью снижения необрессоренной массы тележки и исключения износа в месте опирания боковой рамы на адаптер.

Буксовый проем боковой балки тележки имеет цилиндрическую форму, что снижает повреждаемость боковой рамы тележки в эксплуатации и обеспечивает высокую степень точности базы тележки с обеих ее сторон для предотвращения перекоса колесной пары при сборке тележки в эксплуатации. В подпятни-

ковом узле тележки установлена износостойкая прокладка и приварное кольцо, благодаря чему исключается износ подпятника и упрощается его ремонт.

Тележка имеет также упругие или упруго-роликовые боковые скользуны, уменьшающие боковую качку кузова и влияние тележки, а следовательно, улучшающие динамические качества грузовых вагонов, особенно на прямых участках пути. Тележка снабжена торсионным устройством для параллельного отвода триангеля с тормозными колодками от колеса и безрезбовым креплением тормозных башмаков при отпуске тормоза, а также предохранительным устройством от ее "рассыпания" при авариях и штампованную наддрессорную балку вместо традиционной литой. В настоящее время ФГУП ПО "Уралвагонзавод" строит на базе тележки модели 18-100 новую тележку модели 18-578 массой 4738 кг с упругокатковыми скользунами и упругими элементами (полимер) в буксовых узлах. Гибкость центрального рессорного подвешивания в вертикальной плоскости равна 1,57 мм/т; расчетный коэффициент относительного трения равен 0,084 под массой brutto вагона и 0,1 под массой тары. Тележка рассчитана на максимальную осевую нагрузку 23,5 т и имеет конструкционную скорость движения 120 км/ч.

Тележки пассажирских вагонов. Пассажирские вагоны имеют двухосные тележки с двухступенчатым рессорным подвешиванием. Типовой тележкой в настоящее время является тележка типа ТВЗ-ЦНИИ, разработанная ОАО "Тверской вагоностроительный завод" совместно с ФГУП ВНИИЖТ. Однако в эксплуатации находятся еще старые образцы тележек типов ЦМВ и KB3-5, которые уже не выпускаются. Для пассажирских вагонов, обращающихся со скоростью 200 км/ч, используется тележка типа ТСК-1, разработанная еще для вагонов пассажирского скоростного поезда "Русская тройка" (РТ-200) с локомотивной тягой. Для специальных пассажирских вагонов массой до 108 т предназначена трехосная тележка с двухступенчатым подвешиванием. Техническая характеристика тележек пассажирских вагонов приведена в табл. 4.1.2.

Тележки ТВЗ-ЦНИИ строятся двух типов: ТВЗ-ЦНИИ-I для вагонов массой до 60 т и ТВЗ-ЦНИИ-II для вагонов массой 60...72 т. Тележка ТВЗ-ЦНИИ-II отличается от тележки ТВЗ-ЦНИИ-I только большей жесткостью рессорного подвешивания, более мощной рамой и наличием двух гидравлических гасите-

4.1.2. Техническая характеристика тележек пассажирских вагонов

Параметры	ЦМВ	ТВЗ-5	ТВЗ-ЦНИИ-1	ТВЗ-ЦНИИ-М	3-осная	ТСК-1
Масса тележки, т	8,0	7,0	7,4	7,2	11,43	7,5
База, м	2,7	2,4	2,4	2,4	4,0	2,5
Статический прогиб рессорного подвешивания, мм	145	150	190	225	168	280
Гибкость рессорного подвешивания тележки, м/МН	0,661	0,65	0,877	0,97	0,775	—
Высота от головки рельсов до опорной поверхности подпятника или боковых скользунов тележки, мм	850	850	990	990	865	—
Конструкционная скорость движения, км/ч	120	140	160	160	160	200

лей колебаний с каждой стороны тележки вместо одного у тележки ТВЗ-ЦНИИ-1.

Тележка имеет Н-образную жесткую раму (рис. 4.1.29), боковые балки 1 которой коробчатого сечения изготовлены из швеллеров № 19, и к ним приварены планки 7 для крепления шпинтонов, кронштейны 6 для гидравлических гасителей колебаний 5 и скользуны для ограничения перемещения надрессорной балки со скользунами. Для подвешивания тормозной рычажной передачи на раме имеются четыре тормозные балочки.

Центральное люльечное рессорное подвешивание состоит из двух трехрядных пружин 4, гидравлического гасителя колебаний, литого поддона 8, серег 3 и тяг-подвесок 9. Сварная надрессорная балка выполнена из стали Ст3 с подпятником и коробками для

специальных скользунов из серого чугуна СЧ23 или полимерной композиции КСГ; она опирается на пружины через специальные гнезда.

Кузов вагона опирается на тележку через боковые скользуны, в которых при относительном перемещении возникает момент сил трения порядка 20...28 Н·м, с целью уменьшения виляния тележки. Для упругого ограничения горизонтального перемещения надрессорной балки и возвращения ее в центральное положение имеются два упругих направляющих повода 2, диагонально расположенных вдоль боковых балок 1 с каждой стороны тележки.

Буксовое рессорное подвешивание состоит из двух однорядных пружин 10, через которые проходят шпинтоны, и двух клиновых

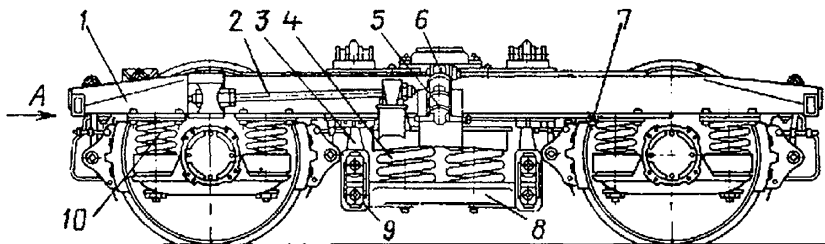


Рис. 4.1.29. Люльечная тележка типа ТВЗ-ЦНИИ пассажирского вагона

фрикционных гасителей колебаний. Шпинтоны необходимы для ограничения горизонтального перемещения букс и предотвращения разъединения колесных пар с рамой тележки при сходе вагона с рельсов. Для предотвращения отрыва тележки от кузова при сильных вертикальных толчках подпятник тележки соединен с пятником рамы кузова замковым шкворнем, состоящим из двух полушкворней и расположенной между ними замковой планки.

Модернизированная тележка типа ТВЗ-ЦНИИ-М отличается от тележки типа ТВЗ-ЦНИИ увеличенным статическим прогибом рессорного подвешивания, более надежной однозвенной конструкцией люлечных подвесок вместо двухзвенной.

Тележка типа КВЗ-5 отличается от тележки типа ТВЗ-ЦНИИ большей жесткостью рессорного подвешивания и опиранием кузова на тележку только через подпятник, а в боковых скользунах имеются зазоры, поэтому надрессорная балка не имеет больших перекосов в плане и поэтому в связи ее с рамой тележки отсутствуют упругие направляющие поводки, как у тележки типа ТВЗ-ЦНИИ.

Тележка типа ЦМВ по своей конструкции аналогична тележке типа КВ-И2 с эллиптическими листовыми рессорами Н.К. Галахова в центральном рессорном подвешивании и с чисто пружинным буксовым подвешиванием (отсутствуют фрикционные гасители колебаний). В связи с плохими динамическими качествами и ограничением скорости движения вагонов 120 км/ч она снята с производства.

Тележка типа ТСК-1 предназначена для пассажирских вагонов со скоростями движения до 200 км/ч (рис. 4.1.30). Она состоит из следующих элементов: открытой сварной рамы 1 с поперечными балками; надрессорной балки 4 с шкворнем и опорными узлами; центрального люлечного рессорного подвешивания 5 с пневморессорами и буксового пружинного подве-

шивания 8. Тележка имеет вертикальные гидравлические гасители колебаний 3 и 6 и поперечные горизонтальные. Корпус буксы 7 связан с рамой 1 поводками 9, а надрессорная балка 4 соединена с рамой 1 двумя диагонально расположенными поводками 2. Тележка снабжена дисковым и магнитно-рельсовым 10 тормозами, работающими соответственно при служебном и экстренном торможении, а также ручным тормозом, действующим на одну колесную пару. Магнитно-рельсовый тормоз 10 имеет башмаки и пневматические подъемные цилиндры с давлением сжатого воздуха 0,45...0,5 МПа. Магнитная сила прижатия башмака к рельсу достигает 100 кН. При экстренном торможении электрический ток подается к катушке башмака, а сжатый воздух – в пневматические подъемные цилиндры.

Новые тележки моделей 68-4075 и 68-4076 предназначены для пассажирских вагонов магистральных железных дорог колеи 1520 мм и массой 62 т для скоростей движения до 200 км/ч, а тележки моделей 68-4071 и 68-4072 – для пассажирских вагонов магистральных железных дорог колеи 1520 мм для скоростей движения до 160 км/ч. Техническая характеристика тележек приведена в табл. 4.1.3.

Зарубежные тележки пассажирских вагонов конструктивно в основном аналогичны отечественным, имеют также двухступенчатое рессорное подвешивание. Следует отметить некоторые оригинальные конструкции тележек, заслуживающие внимания. Так, во Франции применяется тележка У32 с центральным и буксовым пружинным подвешиванием, гидравлическими гасителями вертикальных колебаний, боковой качки и поперечных колебаний, колодочным и дисковым тормозами, противозюзным устройством. По желанию заказчика тележка может быть оборудована электромагнитным рельсовым тормозом, счетчиком пройденного пути, тахометром, смазчиком

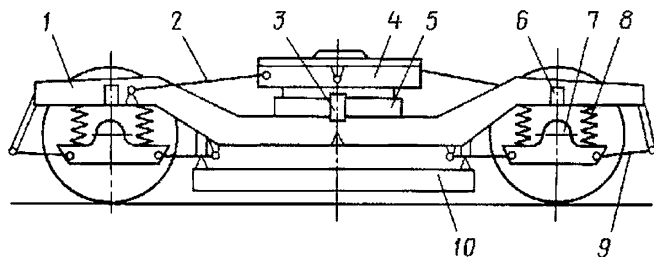


Рис. 4.1.30. Тележка типа ТСК-1 высокоскоростного пассажирского вагона

4.1.3. Техническая характеристика тележек для пассажирских вагонов магистральных железных дорог колеи 1520 мм

Параметры	Модель	
	68-4075, 68-4071	68-4076, 68-4072
Масса, т	6,85	7,3
База, м	2,5	
Суммарный статический прогиб, мм	270	288
Нагрузка от кузова брутто, кН	162	204
Срок службы несущих элементов, лет	28	

гребней колес. При хорошей плавности хода она обеспечивает максимальную скорость движения 200 км/ч, а испытательный вагон с такими тележками развил максимальную скорость 300 км/ч.

В Германии у спальных вагонов категории А (Б) применяются тележки "герлиц VIII" с пневморессорой в центральной и цилиндрическими пружинами в буксовой ступени; со специальной направляющей буксовой тягой GUP; ГП200 для скоростей движения до 200 км/ч; с продольными горизонтальными буксовыми пружинами и треугольным колесчатым рычагом-буксой, шарнирно связанным с рамой тележки; типа "герлиц" с пневматическим подвешиванием в центральной ступени для двухэтажных вагонов.

В США и ряде других стран в эксплуатации находятся вагоны с маятниковым подвешиванием, у которых в центральной ступени рессорного подвешивания тележки применяются очень высокие пружины, плоскость опоры кузова на которые расположена выше центра его массы с целью повышения устойчивости кузова от поперечного опрокидывания при высокой гибкости пружины, а также получения спокойного хода [17]. Существуют также тележки с пневморессорами с роликовыми буксовыми узлами, расположенными внутри между колесами, а также с дисковым тормозом, тормозные накладки которого укреплены снаружи дисков колес. В тележках широко применяются резинометаллические рессоры и упругие элементы, обеспечивающие гашение высокочастотных шумовых колебаний и повышенный комфорт пассажиров.

Глава 4.2

УЗЛЫ ЭКИПАЖНОЙ ЧАСТИ ЛОКОМОТИВОВ

4.2.1. КОЛЕСНЫЕ ПАРЫ

Колесная пара состоит из следующих элементов:

оси (сплошной или полый) с шейками под подшипники букс, расположенными снаружи колес или между ними; с предподступичными и подступичными частями; с гладкой средней частью или с посадочными частями для зубчатых колес, подшипников тягового двигателя редуктора, тормозных дисков или любых других деталей, монтируемых на оси между колесами, которые не могут быть демонтированы без расформирования колесной пары;

колеса (ходового) – цельного (катаного, штампованного, кованого, литого); составного: колесный центр (катаный, штампованный, кованый, литой, дисковый, коробчатый или спицевый, или с упругими элементами), в том числе с удлиненной ступицей, предназначенной для посадки на нее деталей, бандаж и закрепляющее его бандажное кольцо;

зубчатого колеса (одного или двух) – цельного; составного: зубчатый венец, ступица и другие соединительные детали;

других деталей или узлов, в том числе осевых подшипников тягового двигателя, редуктора, тормозных дисков, полого вала тягового привода, которые расположены между колесами и не могут быть демонтированы без расформирования колесной пары.

Конструктивное исполнение колесных пар определяется типом и назначением локомотива. На грузовых (ТЭ3; 2ТЭ10Л, В, М, У; 2ТЭ116, М62, 2М62) и маневровых (ТЭМ1, ТЭМ2, ТЭМ18) тепловозах применена унифицированная колесная пара с односторонней передачей вращающего момента и опорно-осевым подвешиванием ТЭД с моторно-осевыми подшипниками скольжения (рис. 4.2.1, а). На грузовых электровозах (ВЛ8, ВЛ10, ВЛ60, ВЛ80, ВЛ15 и др.) используется унифицированная колесная пара с двусторонней зубчатой передачей с опорно-осевым подвешиванием (рис. 4.2.1, б). На тепловозах шестерня тягового редуктора устанавливается на оси, а на электровозах в большинстве случаев – на удлиненной ступице колеса.

На пассажирских тепловозах ТЭП60, ТЭП70 и ТЭ150 применено опорно-рамное

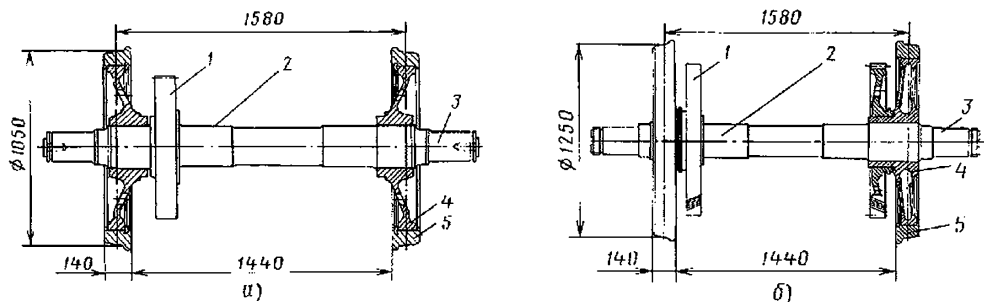


Рис. 4.2.1. Унифицированная колесная пара тепловозов ТЭЗ, 2ТЭ10Л, 2ТЭ10В, 2ТЭ10М, 2ТЭ10У, 2ТЭ11Б, М62, 2М62, ТЭМ1, ТЭМ2, ТЭМ18 (а) и грузовых электровозов ВЛ8, ВЛ10, ВЛ11, ВЛ60, ВЛ80, ВЛ15 (б):

1 – зубчатое колесо редуктора; 2 – шейка под моторно-осевой подшипник; 3 – ось; 4 – колесный центр; 5 – бандаж

подвешивание ТЭД. Тяговый момент от передаточного механизма передается непосредственно на колесо, причем колеса одной колесной пары при опорно-рамном подвешивании могут иметь различную форму (тепловоз ТЭП70). При опорно-рамном подвешивании ТЭД и опорно-осевом редуктора (пассажирские электровозы ЧС2, ЧС4, ЧС6, ЧС7, ЧС8, ЧС200, грузовой тепловоз 2ТЭ121) шестерня тягового редуктора также располагается на оси, при этом на электровозах ЧС2 венец крепится к приливу колесного центра (рис. 4.2.2).

Основные требования, предъявляемые к колесным парам. Тип, основные размеры, требования к изготовлению и технические условия на колесные пары определяются государственными (межгосударственными) стандартами и нормами безопасности.

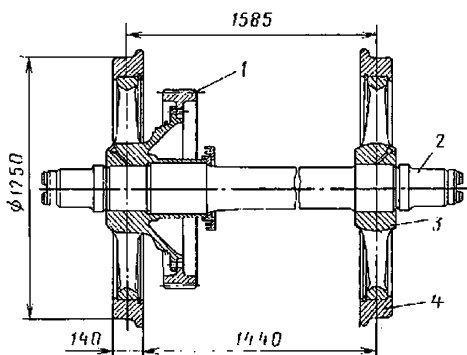


Рис. 4.2.2. Колесная пара электровозов ЧС2, ЧС2Т:

1 – зубчатое колесо редуктора; 2 – ось; 3 – спицевый центр; 4 – бандаж

В нормативных документах указаны определяющие размеры колесных пар: расстояние между кругами катания 1580 мм, между внутренними гранями ободьев (бандажей) 1440^{+1}_{-3} мм для локомотивов с конструкционной скоростью не более 120 км/ч и 1440^{+1}_{-1} мм – при скорости выше 120 км/ч (до 200 км/ч), ширина обода (бандажа) 140^{+3}_{-2} .

Нормируются требования к статической и динамической балансировке колесных пар и к технологии их сборки: насадке бандажа на колесный центр составных колес; соединению колеса с осью.

Ввиду особого влияния колесной пары на безопасность движения устанавливается контроль за ее состоянием при эксплуатации, она снабжается техническим паспортом, в котором указываются сведения об ее изготовлении, изготовлении оси, цельных колес или центров и бандажей, их первоначальные размеры, материалы, а также проводившиеся виды ремонта и осмотров.

Техническая характеристика колесных пар локомотивов приведена в табл. 4.2.1 [18].

Создание новых конструкций колесных пар или их отдельных деталей (колес, оси) в обязательном порядке должно сопровождаться расчетами на прочность, исследованиями по выбору материалов и технологии изготовления, стендовыми испытаниями опытных образцов с целью определения напряжений от действующих на колесную пару сил, внутренних напряжений, предела выносливости.

При проведении ходовых испытаний определяются запасы сопротивления усталости.

4.2.1. Техническая характеристика колесных пар локомотивов

Локо- мотив	Род службы	кН (средняя номинальная нагрузка,	v _{ср} км/ч	Тип подвешивания ТЭД	Колеса							Диаметр оси, мм				внутренней полости	
					диаметр колеса, мм	Колесный центр			Смещение обода (офсет), мм	Толщина диска (спицы), мм		бука шейки	попутной части	моторно-осевой шейки	средней свободной части		
						мм	тип	форма		у обода	у ступицы						
ТЭ3, 2ТЭ10Л, 2ТЭ10М, 2ТЭ10У, 2ТЭ10В, ТЭМ2, М62, 2ТЭ116	Г	190...225	100	О-О	1050	900	Диско- вый	Кониче- ская	28	26	45	160	235		210/215	205	
ВЛ10, ВЛ60, ВЛ80, ВЛ15	Г	225...240	100... 110	О-О	1250	1070		Двух- диско- вый	19	14×2		180		205	200		
ВЛ23	Г	225	100	О О	1200				0						-		
ЧС2, ЧС2Т, ЧС4, ЧС6	П	211	160	О-Р	1250			Спице- вый	0	45×85	50×105						

Продолжение табл. 4.2.1

Локо- мотив	Под службы	Осевая номинальная нагрузка, кН	V _{ср} , км/ч	Тип подвешивания ТЭД	Колеса						Диаметр оси, мм						
					диаметр колеса, мм	диаметр, мм	тип	форма	Смещение обода (оффсет), мм	Толщина диска (спичи), мм		бухс шейки	подступинной части	моторно-осевой шейки	средней свободной части	внутренней полости	
ЧМЭЗ	М	201	95	О-О	1050	900	Диско- вый	S-образ- ная	-18,5	24	34	170	205	210	196	Сплошная	
ТЭП60	П	211	160	О-Р	1220			Плоская	0	25	40	160	235	-	-	210	70
ТЭП70	П	221		О-Р				Плос- кая дуго- образная	0 50	25 40	66 55			-	205	80	
2ТЭ121	Г	245	100	О-Р	1250	1070	Слице- вый	-	0	45×85	50×105			180	228	-	-
ЧС200*	П	191	200	О-Р			Дуго- образная	18	24	39	160	235	-			-	200
ЭП200	П	221		О-Р	Диско- вый	Слабо- копи- ческая	-12	25	48	205			235	-	-	200	80
2ТЭ116, 2ТЭ10В	Г	225	100	О-О	1050	900	Копи- ческая		55		35	180		235	210	205	200
2ЭС4К* (проект)	Г	245	120	О-О	1250	1070	Плос- кая	7	24	40	205		200				

* Колеса пельные, в остальных случаях составные.
Примечания: Г – грузовой; П – пассажирский; М – маневровый; О-О – опорно-осевой; О-П – опорно-рамный; 2 – У локомотивов ЭП200, 2ТЭ116, 2ТЭ10В, ЧС200 колеса, центр получают прокаткой, в остальных случаях – литьем.

* Колеса цельные, в остальных случаях составные.
Примечания: Г – грузовой, П – пассажирский, М – маневровый; О-О – опорно-осевой; О-П – опорно-рамный, 2. У локомотивов ЭП200, 2ТЭ116, 2ТЭ10В, ЧС200 колеса, центр получают прокаткой, в остальных случаях – литьем.

Объем и виды испытаний, которым подвергается колесная пара, стандартизованы. Определяются режимы движения локомотивов, при которых необходимо проводить ходовые полигонные испытания и выбирать нагрузки при проведении расчетов. К ним относятся:

движение по прямым участкам пути со скоростью до максимальной, на 10...20 % превышающей конструкционную. Для скоростных локомотивов с конструкционной скоростью выше 160 км/ч – с превышением не более чем на 10 %;

движение в кривых радиусом 600 м и менее со скоростью, соответствующей непогашенному ускорению 0,7 g ;

движение по стрелочным переводам на боковой путь с максимальной разрешенной для этого перевода скоростью;

движение с реализацией предельных коэффициентов сцепления с боксованием.

При расчете на прочность выбирается самое неблагоприятное сочетание вертикальных и боковых нагрузок, в том числе от действия динамических нагрузок от колебаний наддрессорного строения и неподдрессоренных масс, нагрузки от действия неуравновешенной центробежной силы в кривых и силы ветра на боковую поверхность локомотива. Коэффициенты динамики, значения рамных и боковых сил выбирают исходя из максимально допустимых [19].

При расчете колес со спицевыми или двухдисковыми центрами (особенно моторно-осевых подшипников) необходимо провести расчет при реализации колесной парой силы тяги длительного режима. Вибрационные нагрузки на моторно-осевые подшипники следует определять исходя из ускорений ТЭД над осью колесной пары (120...150) g .

Колеса локомотивов. Все многообразие конструкций колес локомотивов различного назначения делится на два класса: составные и цельные колеса. Колесо может быть дисковым, двухдисковым (коробчатым) или спицевым [20]. На локомотивах с конструкционной ско-

ростью до 160 км/ч наиболее широко применяются составные колеса, состоящие из трех основных деталей: бандажа, колесного центра и бандажного кольца, предотвращающего сдвиг бандажа на колесном центре в осевом направлении.

Бандажи. Бандажи изготавливают из спокойной стали, выплавляемой в мартеновских и электрических печах или конверторным способом, и подвергают внепечной обработке. Для бандажей колес пассажирских, грузовых и маневровых локомотивов применяют сталь Ст2 (содержание углерода 0,57...0,65 %), а для грузовых и маневровых локомотивов – Ст3 (содержание углерода 0,60...0,68). Бандажи после прокатки подвергают закалке с отпуском для повышения прочности и износостойкости материала. Механические свойства термообработанных бандажей приведены в табл. 4.2.2.

Размеры бандажей с допусками указаны в ГОСТ 11018. Толщина нового бандажа 75 мм для колес диаметром 1050 мм и 90 мм для колес диаметром 1250 мм. Ширина всех бандажей 140 мм. Габаритные размеры бандажей и соответствующие им черновые размеры стандартизованы (ГОСТ 3225).

Несмотря на то что после закалки бандажи подвергаются отпуску, на наружных поверхностях нового бандажа формируются остаточные напряжения сжатия, что благоприятно сказывается на износостойкости поверхностей катания и не способствует развитию возникающих микротрещин в глубь бандажа; в центральной части бандажа формируются напряжения растяжения. Как показали экспериментальные исследования, напряжения при эксплуатации могут достигать значений, сравнимых с пределом текучести материала, поэтому следует очень тщательно относиться к режиму термической обработки и его контролю.

Следует отметить, что если в процессе закалки в бандаже возникли трещины из-за неравномерности охлаждения с высокими градиентами температур, то они не могут быть устранены в процессе последующего отпуска и

4.2.2. Механические свойства термообработанных бандажей

Сталь	Временное сопротивление разрыву σ_b , МПа	Относительное, %		Твердость НВ	Ударная вязкость при 20 °С, Дж/см ²
		удлинение	сужение		
Ст2	930...1110	10	14	269	0,25
Ст3	1000...1270	8	12	275	0,20

представляют собой концентраторы напряжений, способные вызвать внезапное разрушение бандажа. Правильный режим закалки должен исключить возможность возникновения такого дефекта.

В настоящее время широко применяется поверхностное упрочнение бандажей, которое должно сопровождаться контролем за снижением возникающих при этом остаточных напряжений.

Предельно допускаемая толщина бандажей приведена в табл. 4.2.3.

Колесные центры. Дисковые колесные центры подразделяются на конические, слабokonические, плоские, дугообразно изогнутые, S-образные, двухдисковые [20].

Технология литья позволяет реализовать любые сложные формы, в том числе волнообразно изогнутые в окружном направлении.

Колесные центры отливают из стали 20Л или 25Л с временным сопротивлением соответственно 440 и 470 МПа и пределом текучести 245 и 265 МПа [21] (ГОСТ 4491). После отливки заготовки подвергают термообработке для снятия остаточных напряжений. Требования к точности геометрических размеров, чистоте поверхности установлены ГОСТ 11018. Металл колесных центров должен обладать прозвучиваемостью при акустических испытаниях.

Колесные центры для локомотивов с конструкционной скоростью свыше 100 км/ч должны подвергаться статической балансировке с остаточным дисбалансом не более 123 Н·см.

На дисковых частях колесных центров тепловозов ТЭП70 имеются по четыре больших и малых отверстий. В плоском колесном центре (рис. 4.2.3, а) на внутренней стороне колеса вокруг всех отверстий сделан общий прилив в формы "ромашки". Это позволило исключить концентраторы напряжений вблизи ступицы, которые имелись при индивидуальных (вокруг каждого отверстия) бобышках в более ранних конструкциях, и одновременно увеличить толщину диска. В изогнутом колесном центре (рис. 4.2.3, б) все переходы выполнены плавными спряжениями, диск механически обрабатывается, что повышает его сопротивление усталости.

Напряжения в колесах. Особенности формы определяют напряженно-деформированное состояние колеса. В колесах с плоскими или слабokonическими дисками вертикальная нагрузка вызывает сжатие диска на обеих его сторонах (наружной и внутренней). Контактные давления и радиальные деформации ступицы при посадке ее на ось распределяются практически равномерно по длине ступицы, такая же эпюра напряжений, вызванных насадкой бандажа на колесный центр. Наиболее высокие суммарные напряжения от этих факторов развиваются вблизи обода колеса.

В колесах, имеющих смещение обода относительно ступицы – офсет (в наружную сторону положительные, во внутреннюю отрицательные), распределение напряжений неравномерное, и на участках отклонения сечения от плоскости круга катания напряжения воз-

4.2.3. Предельная толщина бандажей, мм

Локомотив	Освидетельствование		
	полное	обычное	осмотр под локомотивом с учетом предельного проката
Электровозы ЧС	90	70	–
Электровозы, кроме ВЛ22, ВЛ23, ВЛ8, ВЛ60	85	–	45
Электровозы ВЛ22, ВЛ23, ВЛ8, ВЛ60	85	–	40
Тепловозы с нагрузкой на ось 225...245 кН	60	55	40
Тепловозы с нагрузкой на ось меньше 225 кН и маневровые	50	43	36

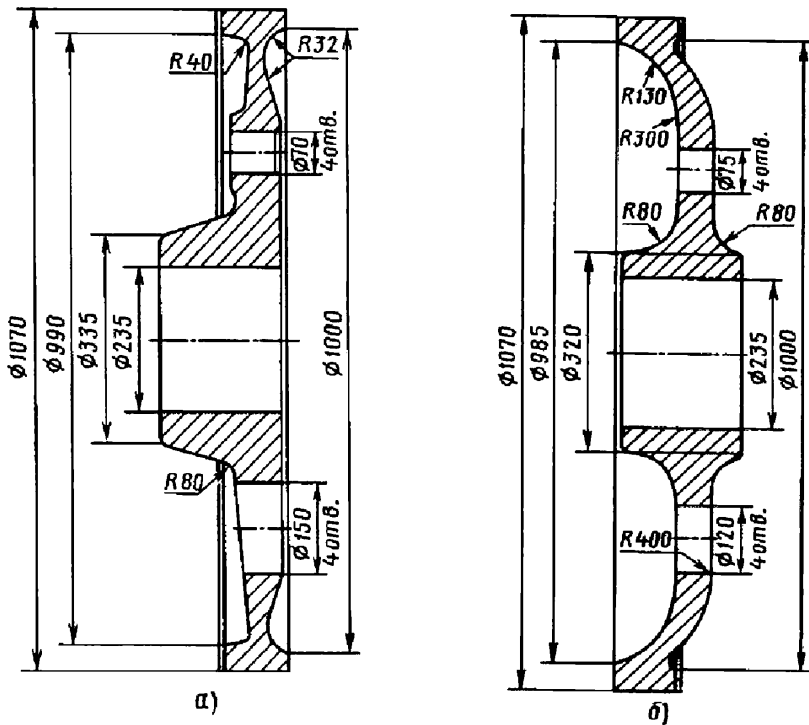


Рис. 4.2.3. Колесные центры тепловоза ТЭП70

растают. Это относится к колесам с коническими, дугообразными и S-образными дисками. Деформации таких колес отличаются неравномерностью по длине контакта в местах соединения колеса с осью и колеса с бандажом. Наиболее четко эта особенность колес с офсетом проявляется при относительно больших смещениях. Например, катаный опытный колесный центр для серийных тепловозов с диаметром 900 мм имеет смещение 55 мм и толщину диска у ступицы 35 мм. Вблизи ступицы на наружной стороне диска при действии радиальных нагрузок возникают напряжения сжатия, на внутренней – напряжения растяжения, а ближе к ободу напряжения меняют знак.

У серийных литых колес тепловозов ТЭЗ, 2ТЭ10, 2ТЭ116, ТЭМ1, ТЭМ2, у которых офсет почти в 2 раза меньше, а толщина диска больше (45 мм), рассматриваемая закономерность проявляется в том, что хотя на обеих сторонах диска развиваются напряжения сжатия, на внутренней стороне они в 1,5 – 2 раза ниже, чем на наружной.

В дугообразном диске колеса тепловоза ТЭП70, все сечения которого расположены

наружу от плоскости круга катания, вертикальные нагрузки вызывают напряжения сжатия на внутренней стороне, а на противоположной стороне – растяжение на всем протяжении от обода до ступицы. При аналогичных эпюрах значения напряжений от внешней вертикальной силы значительно ниже монтажных.

У цельнокатаного колеса электровоза ЧС200 дисковая часть также дугообразная, но в отличие от колеса тепловоза ТЭП70 имеет положительный офсет 18 мм. Применение при прокате более прочного материала позволяет уменьшить толщину диска у обода от 40 до 24 мм, у ступицы от 55 до 39 мм. Вертикальная нагрузка создает на обеих сторонах диска незначительные напряжения сжатия. Остаточные напряжения в цельнокатаном колесе, обусловленные закалкой, имеют наибольшие значения около обода. Цельнокатаное колесо электровоза ЧС200 механически обрабатывается по всей длине диска с обеих сторон, что улучшает качество поверхностей и повышает сопротивление усталости [22].

Боковая горизонтальная сила создает напряжения, эпюра которых мало зависит от

формы дисковой части (вблизи ступицы на наружной стороне растяжение, на противоположной сжатие), и снижаются у обода.

При суперпозиции результатов действия вертикальных и боковых сил большое значение имеет офсет, поскольку напряжения суммируются алгебраически. В дугообразно изогнутом колесе тепловозов ТЭП70, ЧМЭЗ с отрицательными офсетами напряжения в приступичной зоне от действия боковых и вертикальных сил имеют одинаковый знак, и они суммируются, в отличие от напряжений колеса ЧС200.

Напряжения от вертикальных и горизонтальных внешних нагрузок имеют переменный характер, в связи с чем являются определяющими при оценке сопротивления и усталости, поэтому конструкторы стремятся снизить значение офсета. При этом прослеживается тенденция располагать срединные плоскости дисковой части колеса в местах сопряжения с ободом и ступицей в единой плоскости – плоскости круга катания. Примером может служить цельнокатаное колесо зарубежных локомотивов, имеющее S-образную форму с нулевым офсетом.

Касательные силы тяги не вызывают больших напряжений в дисковых колесах и не учитываются при оценке их прочности, кроме случаев оценки значений местных напряжений в местах запрессовки пальцев.

Спицевые колесные центры с наружным диаметром 1070 мм применены на электровозах ЧС2, ЧС2^т, ЧС4, ЧС6 и на грузовом тепловозе 2ТЭ121. Они имеют по 12 спиц овального поперечного сечения.

Касательные силы играют важную роль при оценке прочности спицевых центров, поскольку вызывают изгиб спиц в плоскости вращения. В спицевых центрах насадка бандажа создает в спицах только сжимающие напряжения, которые возрастают от ступицы к ободу в соответствии с уменьшением площади

поперечного сечения спиц. Наиболее напряженным участком является галтельная зона перехода спицы в обод, в которой напряжения сжатия от насадки бандажа могут достигать предела текучести. Эта зона неблагоприятна и с металлургической точки зрения, поскольку является термонапряженным узлом, в котором, как правило, при остывании отливки образуются закрытые усадочные раковины, снижающие прочность. В этой зоне часто обнаруживаются металлургические дефекты в виде поверхностных раковин, остроугольного наплыва металла или других концентраторов напряжений, вызывающих зарождение усталостной трещины. Изготовление отливок спицевых центров требует высокой культуры производства.

Наиболее характерные особенности изготовления отливок спицевых центров электровозов ЧС следующие: выплавка стали с двух-, трехкратным контролем температуры в печи и ковше, квантометрический контроль химического состава по всем определяющим элементам и его корректировка; рациональная конструкция литниковой системы; расположение прибылей и их утепление; объемная и массовая дозировка и качество формовочных смесей; облицовка стержней и др. Все это в комплексе обеспечивает высокие прочностные и пластические свойства металла.

Изготовление спицевых центров нормируется ГОСТ 4491. На ряде производств применяется выходной 100 %-ный магнитный контроль спиц, в том числе термонапряженных галтельных зон на отсутствие трещин.

В связи с тем, что на спицевых колесных центрах обнаруживались трещины в приободной зоне, было рекомендовано ввести в этой зоне ребра переменной толщины (рис. 4.2.4), что не только снизило уровень напряжений от насадки бандажа, но и улучшило условия охлаждения этой напряженной зоны и повысило качество отливки [23].

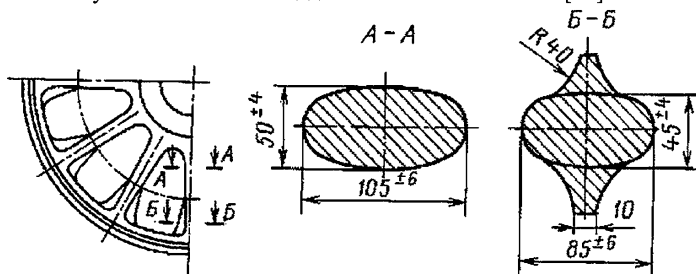


Рис. 4.2.4. Спицевый колесный центр с ребрами жесткости тепловоза 2ТЭ121

Двухдисковый колесный центр. На серийных электровозах ВЛ10, ВЛ60, ВЛ80, ВЛ15 и других применяется унифицированная колесная пара с колесными центрами коробчатого сечения. В полоте диска имеется 12 овальных отверстий.

Цельные колеса. Для высокоскоростного движения целесообразно применение цельнокатаных колес, которые имеют такие преимущества, как возможность использования более высококачественного металла, автоматизации производства при изготовлении и снижение трудоемкости и себестоимости, а также исключение вероятности ослабления бандажа на колесном центре, повышение качества колес, точности геометрических размеров, чистоты поверхности, более легкой балансировки.

При оптимизации конструкции с помощью компьютерных программ достигается более высокая конструкционная прочность со снижением массы на 10...15 %. Так, составное колесо тепловоза ТЭП70 диаметром 1220 мм с литым изогнутым центром имеет массу 710 кг, а цельное электровоза ЧС200 диаметром 1250 мм также с изогнутым диском – массу 650 кг. Примерно такой же выигрыш в массе (35...50 кг) получается и при использовании в составных колесах диаметром 1050 мм катаных центров.

Цельнокатаные колеса широко применяются на современных локомотивах стран Западной Европы и США. Ими оборудованы тепловозы SD70M, SD80, SD90, DE2500, G2000BV.

Для катаных центров могут быть применены качественные углеродистые стали, обеспечивающие требуемые прочностные показатели с учетом исполнения для условий эксплуатации УХЛ. Повышенные прочностные показатели позволят улучшить состояние зоны контакта колесного центра с бандажом, а проведение механической обработки и упрочняющего дробенаклепа колеса – дополнительно повысить ресурс колесной пары.

Для электровозов и тепловозов нового поколения с повышенными осевыми нагрузками и скоростями движения в условиях непрерывного увеличения силы тяги и применения электрического тормоза целесообразно внедрение цельнокатаных колес [22].

Особенности проектирования колес. Все вновь создаваемые конструкции колес должны обязательно подвергаться компьютерному расчету и испытаниям [20].

Нормированными являются следующие исследования:

остаточных напряжений в цельнокатаных колесах, вызванных закалкой обода, в бандаже в зависимости от режима, закалки или упрочнения; напряженно-деформированного состояния колес от действия монтажных натягов в соединениях колеса с осью, бандажа с колесным центром (если колесо составное), внешних нагрузок (вертикальной, боковой, касательной) эксплуатационных термических нагрузок при торможении;

осевых и радиальных деформаций обода (бандажа) колеса вследствие уменьшения его толщины из-за износа и ремонтных обточек и при нагреве от торможения;

прочности соединения колеса с осью и бандажа с колесным центром;

сопротивления усталости и определения предела выносливости;

эксплуатационной нагруженности.

Расчетные модели колеса строятся с использованием программы MSC. Patran на основе МКЭ. Программа позволяет достаточно точно описывать конфигурацию дисков, спиц или коробок, в том числе имеющиеся: несимметричности отверстия, бобышки, запрессованные пальцы и др.). Напряженно-деформированное состояние рассчитывается от всех видов нагрузок (внешних механических, термических, монтажных). Анализ напряженно-деформированного состояния выполняется с использованием программы MSC. Nastran.

При исследовании эксплуатационной нагруженности определяют уровень нагрузок и напряжений в колесе и оси колесной пары при движении локомотива на прямых и кривых участках пути различного состояния и конструкции и на стрелочных переводах. Испытания проводят на путях протяженностью не менее 5 тыс. км. По суммарным распределениям экстремальных амплитуд напряжений в каждой выборке и распределениям текущих амплитуд на характерных участках профиля получают распределение амплитуд всех уровней, т.е. воспроизводят процесс нагружения колеса в течение всего срока его службы и определяют коэффициенты запаса сопротивления усталости, обеспечивающие вероятность безотказной работы, близкую к 1.

Критериями оценки прочности колес являются:

1) статическая прочность колеса, которая оценивается по рекомендуемым значениям

допускаемых напряжений $[\sigma]$ или допускаемых коэффициентов запаса $[n]$:

$$\sigma_{i\max} < [\sigma] \text{ или } (\sigma_T / \sigma_{i\max}) > [n],$$

при этом $[\sigma]$ и $[n]$ связаны с σ_T соотношением

$$\sigma_{i\max} = 0,707 \sqrt{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} = \sigma_{\text{экв}}.$$

Для цельнокатаных колес $[n] = 1,21 \dots 1,3$, для литых центров $[n] = 1,3 \dots 1,4$;

2) сопротивление усталости колеса, которая оценивается по соотношению

$$n > [n],$$

где $[n]$ – допускаемое значение коэффициента запаса сопротивления усталости; n – коэффициент запаса сопротивления усталости;

$$n = \frac{\sigma_{\text{ад}} k_2}{\sigma_{\text{ai}} k_1};$$

где $\sigma_{\text{ад}}$ – предел выносливости натурального колеса, полученный при стендовых испытаниях при асимметричном цикле нагружения с учетом действия монтажных и остаточных напряжений; σ_{ai} – амплитуда напряжений в расчетных режимах нагружения; k_1 и k_2 – коэффициенты, с помощью которых учитывается изменение сопротивления усталости от суммарного среднего напряжения цикла.

Пределы выносливости колес как цельных, так и составных определяются на стендах

$$[\sigma] = \sigma_T / [n],$$

где σ_T – предел текучести материала колеса;

$\sigma_{i\max}$ – максимальная интенсивность напряжений от монтажных факторов и внешних нагрузок в наиболее напряженных зонах колеса;

с нагружением круговым изгибом с базовым числом порядка 20 млн циклов [24]. Предел выносливости является комплексной характеристикой колеса, отражающей достоинства и недостатки конструкции (формы, размеров, выбранного материала, его текстуры, формируемой при изготовлении и упрочнении, качества поверхности и др.). В табл. 4.2.4 приведены пределы выносливости некоторых колес.

В процессе колодочного торможения на колесо действуют термические нагрузки, которые сопровождаются появлением температурных напряжений в элементах колеса. В бандажных колесах они приводят к уменьшению натягов соединения и возможности проворота бандажа относительно обода колесного центра. Причиной ослабления соединения является не только неравномерный нагрев колеса, но и наличие в контакте бандаж–обод термического сопротивления. Целесообразно применение технологий, снижающих контактное термическое сопротивление посредством внесения в зону контакта высокотеплопроводного покрытия, улучшающего отвод теплоты из бандажа в обод и повышающего прочность этого соединения.

4.2.4. Пределы выносливости колес локомотивов

Локомотив	Форма центра	Диаметр, мм	Смещение (офсет), мм	Технология изготовления колеса центра	Материал	Предел выносливости	
						Амплитуда	Среднее значение цикла
Составные колеса							
ТЭЗ, 2ТЭ10Л, 2ТЭ10В, 2ТЭ10У, 2ТЭ10М, 2ТЭ116, М62, ТЭМ2	Коничес- кая	1050	28	Литье	20ЛПН, 25ЛПН	68	200
			–30			95	100

Продолжение табл. 4.2.4

Локомотив	Форма центра	Диаметр, мм	Смещение (офсет), мм	Технология изготовления колеса центра	Материал	Предел выносливости	
						Амплитуда	Среднее значение цикла
2ТЭ10В, 2ТЭ116	Коническая (опытный)	1050	55	Прокат	—	115	270
V300	Плоская		—29	Литье	20ЛПШ, 25ЛПШ	125	0
ЭП200, ЭП100		1250	11	Прокат	40Х	140	0
ТЭП70		1220	—40	Литье	25ЛПШ	70	130
		1250	0			95	—40
			Дугообразная			—50	110
ЧМЭЗ	S-образная	1050	—18			105	125
2ТЭ121	Спицевая	1250	0			125	—170
Цельнокатанные колеса							
ЧС200	Дугообразная	1250	18	Прокат	25ЛПШ	125	—
ВЛ80, ПЭ2М	Коническая	1250	48			85	220

При формировании колесной пары важно обеспечить достаточную прочность прессового соединения колеса с осью. Критерием надежности соединения при механическом формировании служит диаграмма запрессовки определенной формы, длины и конечной силы запрессовки [20].

Разработана методика построения шаблон-диаграммы на прозрачной основе путем статистической обработки годных диаграмм запрессовки конкретного производственного участка. Качество диаграммы, записанной при формировании колесной пары, оценивается простым наложением на нее шаблона. При этом учитываются особенности этого производства, влияющие на форму диаграммы запрессовки и ее параметры [25].

Оси колесных пар. На рис. 4.2.5 показаны конструкции и основные размеры осей унифицированных колесных пар грузовых и маневровых тепловозов, грузовых электровозов, пассажирских тепловозов и электровозов. Для снижения концентрации напряжений переходы от одного сечения к другому выполнены плавными радиусами галтелей не менее

40 мм, а переход от буксовой шейки к предподступичной части – системой сопрягающихся радиусов 60 – 30 – 8 мм.

Оси изготавливают из специальной осевой стали (ГОСТ 30272 и ГОСТ30237). Цилиндрические поверхности оси и галтели подвергают упрочняющему накатыванию роликами. Ось подлежит обязательному ультразвуковому контролю и магнитной дефектоскопии.

При выборе размеров оси определяющее значение имеет подступичная часть, в которой действует наибольший изгибающий момент, обусловленный вертикальными и боковыми нагрузками на колесную пару, а сопротивление усталости снижается из-за фреттинг-коррозии. Диаметр подступичной части определяет другие посадочные размеры: под зубчатую шестерню, моторно-осевые и буксовые подшипники. При выборе длины и диаметра подступичной части учитывается также прочность соединения колеса с осью. При проектировании размеры оси необходимо выбирать с учетом возможного их уменьшения в результате износа и ремонтных обточек (ОСТ 32.93 –97).

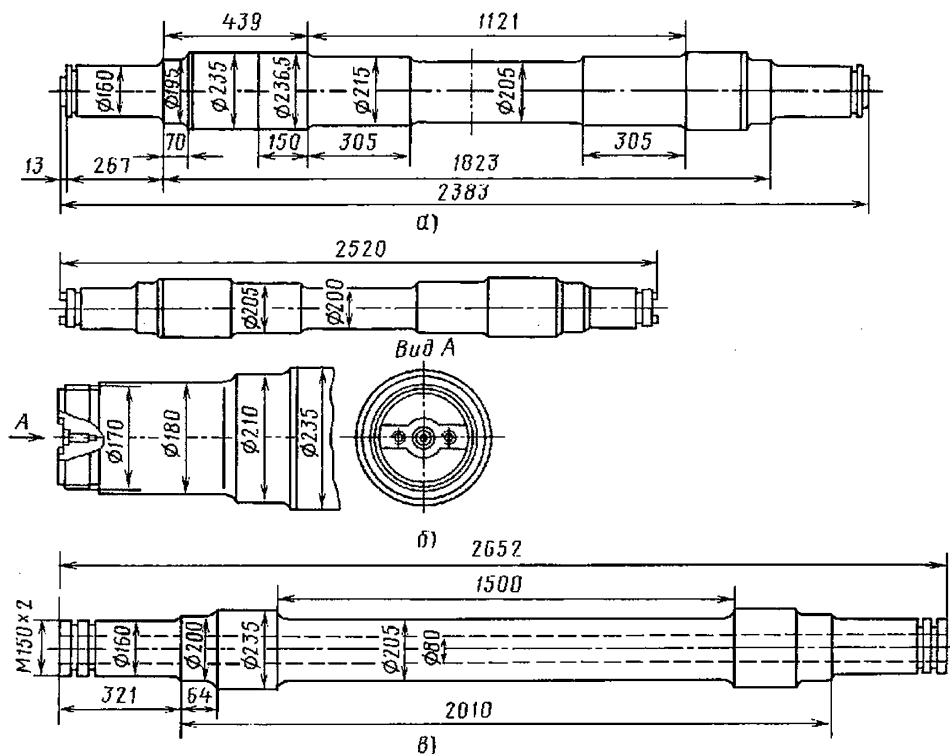


Рис. 4.2.5. Оси колесных пар локомотивов:

а – тепловоз ТЭ3, 2ТЭ10Л, 2ТЭ10В, 2ТЭ10М, 2ТЭ10У, 2ТЭ116, ТЭМ1, ТЭМ2, ТЭМ18; *б* – электровозов ВЛ8, ВЛ60, ВЛ80, ВЛ15; *в* – пассажирского тепловоза ТЭП70

Пределы выносливости осей определяются стендовыми испытаниями натуральных образцов, подвергаемых воздействию знакопеременного изгиба. Испытания ведутся до базового числа циклов: 50 млн циклов для открытых зон оси, 100 млн циклов для зон, имеющих посадки с гарантированным натягом. Стандартизированы пределы выносливости основных сечений: буксовой шейки и предподступичной части (145 МПа), подступичной части (140 МПа), заподступичной и средней части без посадок (160 МПа).

Коэффициент запаса сопротивления усталости определяется по формуле

$$n_N = \frac{\pi(d_N - \Delta_N)^3 \left[1 - \left(\frac{d_0}{d_N} \right)^4 \right] (\sigma_{-1})_N}{32M_N},$$

где n_N , $(\sigma_{-1})_N$, M_N – коэффициент запаса, предел выносливости и изгибающий момент в сечении N оси; d_N, d_0 – диаметры сечения

N и продольного сверления оси, для сплошных осей $d_0 = 0$; Δ_N – нормированное максимальное ремонтное уменьшение диаметра в сечении N .

Допускаемые минимальные значения коэффициента запаса сопротивления усталости также стандартизированы (ОСТ 32.93 и НБ ЖТ ЦТ 063). Для буксовой шейки он наиболее высокий (2). Учитывается, что нагрузка на буксовую шейку действует непрерывно в течение всего времени движения, а изменение диаметров в месте перехода в предподступичную часть происходит резко в соотношении 1,15...1,25, с изменением направления и значений главных напряжений. Кроме того, необходимо иметь достаточную жесткость консольной части оси в связи с установкой подшипников. В подступичной части достаточно иметь запас 1,3; в средней 1,2.

При расчете ось схематизируется в виде стержня ступенчатого переменного сечения с участками, подлежащими расчету (рис. 4.2.6):

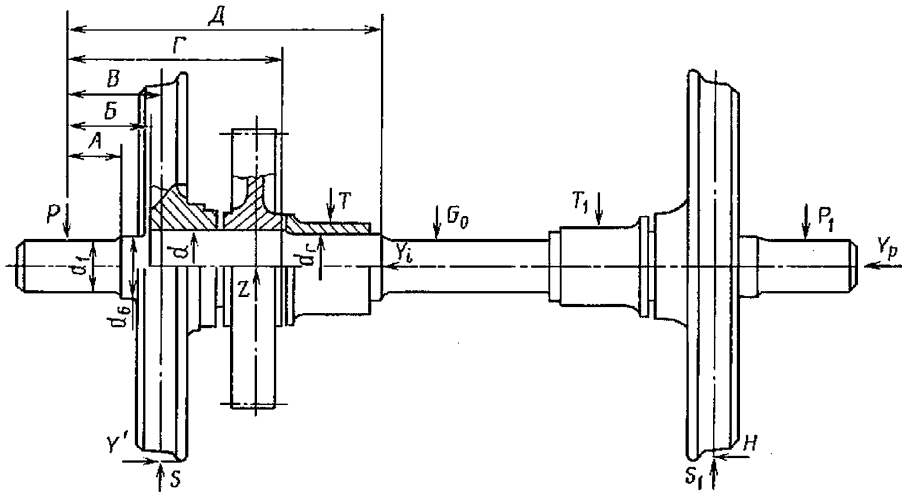


Рис. 4.2.6. Схема действия нагрузок на ось колесной пары и расположение расчетных сечений оси при применении ТЭД с опорно-осевой подвеской

- A – буксовой шейки;
 B – предподступичной части;
 B – подступичной части;
 Γ – шеек моторно-осевых подшипников;
 D – средней свободной части оси.

Силы, действующие на колесную пару с опорно-осевым подвешиванием ТЭД, следующие:

P – от наддрессорного строения, принимается с учетом максимально нормируемого значения коэффициента динамики;

H – поперечная составляющая силы трения между колесом и рельсом;

Y_p – рамная;

Y' – боковая горизонтальная нагрузка от рельса на набегающее колесо;

Z – нагрузка на ось от ведомой шестерни;

T и T_1 – действующие на моторно-осевые подшипники;

G_0 – инерционная от массы оси колесной пары;

S , S_1 – вертикальные нагрузки на колесную пару при взаимодействии с рельсами.

Величины Z , T и T_1 определяются силами инерции неподдрессоренной массы ТЭД и зубчатой передачи, силой тяги, реализуемой колесной парой. Расчет проводится с учетом типа передачи (односторонней или двусторонней), конструкции ТЭД и его крепления к раме тележки.

4.2.2. БУКОВЫЕ УЗЛЫ

Буксовый узел локомотива кроме своего основного назначения передавать вес наддрессорного строения на вращающуюся колесную пару, должен обеспечивать:

реализацию требуемой характеристики упругой связи рамы тележки с колесной парой в поперечном, продольном и вертикальном направлениях;

достаточную прочность при передаче вертикальных сил от веса наддрессорного строения и вертикальной динамики экипажа, рамных сил, продольных тяговых и тормозных сил;

необходимую жесткость корпуса для обеспечения приемлемого распределения сил на тела качения буксовых подшипников;

надежную защиту буксовых подшипников от влаги и грязи;

размещение токосъемных устройств (у электровозов).

Буксовые узлы локомотивов подразделяют на следующие группы:

1) с плоскими (челюстными) направляющими (тепловозы ТЭ2, ТЭ3, 2ТЭ10Л, ТЭМ2, ТЭМ1, ТГМ6, ТГМ4; электровозы ВЛ22, ВЛ23, ВЛ8);

2) с цилиндрическими направляющими (пассажирские электровозы ЧС2, ЧС6, ЧС7, ЧС8, ЧС200);

3) рычажного типа (маневровый тепловоз ЧМЭЗ);

4) с двухпроводковой связью с рамой тележки (тепловозы 2ТЭ10М, 2ТЭ10У, 2ТЭ116, 2ТЭ121, ТЭП70; электровозы ВЛ60, ВЛ10, ВЛ80, ВЛ85, ВЛ15, ЭП1, ЧС4);

5) с однопроводковой связью с рамой тележки (электровозы серии 101, 145, BR146, H560, 152, EG3100, 189, Германия; 460, 465, Швейцария; 1822, 1014, 1012, Австрия. Тепловозы ТЭМ21, ТЭ25 (проект).

Буксовые узлы с плоскими направляющими. На буксовых шейках диаметром 160 мм осей колесных пар магистральных грузовых, маневровых и промышленных тепловозов установлены два одинаковых цилиндрических роликоподшипника ($160 \times 320 \times 110$ мм или $160 \times 290 \times 80$ мм), воспринимающих только радиальную нагрузку. Поперечные (осевые) нагрузки в буксах тепловозов передаются упорным подшипником скольжения или качения.

На буксовых шейках диаметром 180 мм осей колесных пар магистральных грузовых электровозов установлены два цилиндрических роликоподшипника, воспринимающих одновременно радиальную и осевую нагрузки (бортами колец и торцами роликов).

В челюстном буксовом узле электровоза ВЛ8 комплект пружин 1 опирается на верхнюю часть корпуса 2 буксы через опору 3 (рис. 4.2.7) [26]. Продольные и поперечные силы передаются через термообработанные сменные на-

личники 6, к которым из резервуара 4 по фитилю 5 подается жидкий смазочный материал. Поскольку последовательно с пружинами включены листовые рессоры, гаситель колебаний в буксовом узле отсутствует.

На тепловозах 2ТЭ10Л, ТЭМ2 установлены роликовые буксы с консистентной смазкой роликоподшипников и жидкой смазкой осевых упоров [27].

Роликовая челюстная букса состоит из корпуса 8 (рис. 4.2.8), внутри которого находятся два подшипника 7 с короткими цилиндрическими роликами. Для фиксации подшипников на шейке оси на определенном расстоянии друг от друга предназначены упорное кольцо 3, дистанционные кольца 5 и 6, пружинное стопорное кольцо. К заднему торцу корпуса буксы прикреплена задняя крышка 4, которая вместе с кольцом 3 образует узел лабиринтного уплотнения. К наружной торцовой плоскости корпуса буксы прикреплена передняя крышка 10, на которой, в свою очередь, укреплен осевой упор 12. Крайние оси тележек имеют упругие осевые упоры с пружинами. С внутренней стороны на торцовую поверхность осевого упора наплавлено покрытие из бронзы ОЦС 4-4-17. В прямоугольное отверстие в нижней части осевого упора вставляется фитиль 9, опущенный свободным концом в масляную ванну буксы.

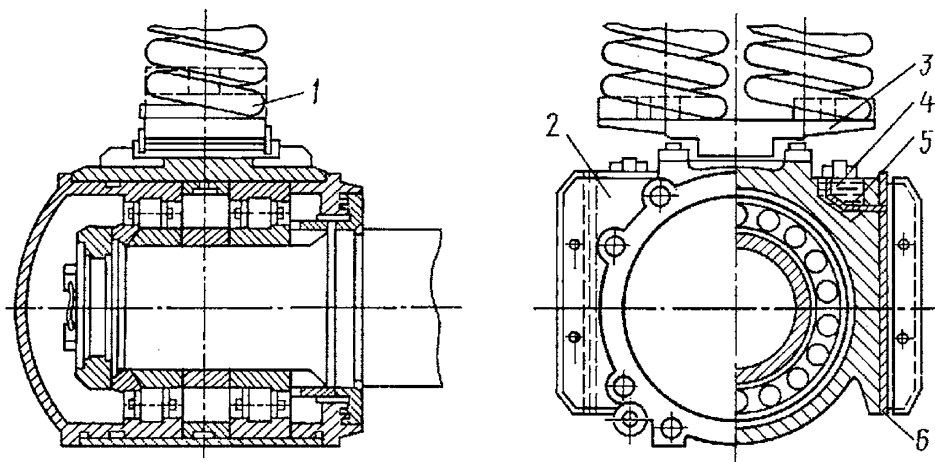


Рис. 4.2.7. Челюстной буксовый узел электровоза ВЛ8:

1 – комплект пружин; 2 – верхняя часть корпуса буксы; 3 – опора; 4 – резервуар; 5 – фитиль; 6 – сменный наливник

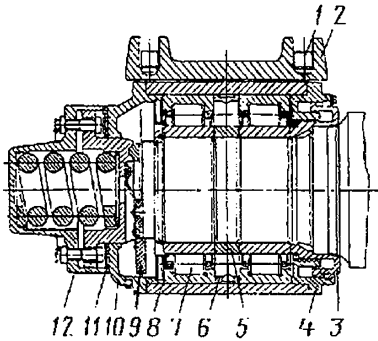


Рис. 4.2.8. Роликовая челюстная букса тепловозов 2ТЭ10Л, ТЭМ2:

- 1 – опора балансира; 2 – арка; 3 – упорное кольцо; 4 – задняя крышка; 5 – дистанционное внутреннее кольцо; 6 – дистанционное наружное кольцо; 7 – роликоподшипник; 8 – корпус буксы; 9 – фитиль; 10 – передняя крышка; 11 – регулировочная прокладка; 12 – осевой упругий упор

К внутренней челюсти и лобовой части буксы электрозаклепками и прерывистыми швами по контуру приварены наличники из стали 60Г.

Челюстной буксовый узел имеет ряд недостатков: наличие поверхностного трения в буксовых направляющих, необходимость их постоянного смазывания, быстрый износ трущихся поверхностей и рост продольных и поперечных зазоров, что оказывает вредное влияние на плавность хода, увеличение жесткости вертикальной упругой связи вследствие трения в буксовых направляющих при реализации сил тяги и торможения.

Буксовые узлы с цилиндрическими направляющими. Буксовый узел локомотива может быть выполнен с цилиндрическими направляющими. Кинематическая пара представляет собой две вертикальные цилиндрические направляющие (шпинтоны), закрепленные в раме тележки, и две скользящие по ним втулки (стаканы), установленные в корпусе буксы.

В буксовом узле электровоза ЧС2 имеются два шпинтона 1 (рис. 4.2.9), запрессованные в боковые балки рамы тележки. Рабочая цилиндрическая поверхность шпинтона свободно, с минимальными зазорами входит в бронзовый стакан 5, являющийся одновременно скользящей втулкой и резервуаром жидкого смазочного материала трущейся пары. Стакан связан с приливом буксы с помощью цилиндрического резинометаллического блока 2. Для

герметизации трущейся пары стакан соединен пыленепроницаемой резиновой гармошкой 9 с буртом шпинтона.

Вертикальная нагрузка на буксу передается через нижнюю рессору 7, щеки 6, валик 8. Последовательно с рессорой включены витые пружины 3, опирающиеся на нее призматическими опорами 4. На шейках оси диаметром $d = 180$ мм установлены двухрядные сферические подшипники размером $180 \times 400 \times 132$ мм.

При проходе односторонней вертикальной неровности пути ось колесной пары поворачивается относительно рамы тележки и буксовых направляющих в поперечной относительно пути плоскости. Применение сферических буксовых подшипников позволяет это реализовать.

Буксовый узел с цилиндрическими направляющими при пружинном подвешивании применен на электровозах ЧС7, ЧС8, ЧС200 (рис. 4.2.10). В нем крылья буксы не только несут резинометаллические втулки 5 и воспринимают горизонтальные силы, но на них опираются пружины буксовой ступени рессорного подвешивания [28].

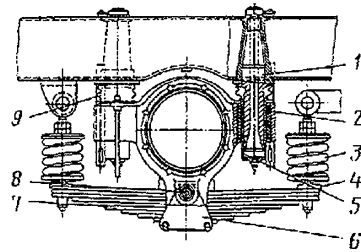


Рис. 4.2.9. Буксовый узел с цилиндрическими направляющими электровоза ЧС2

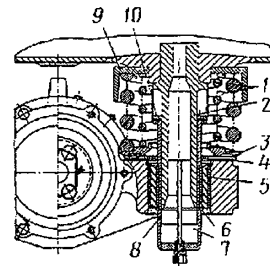


Рис. 4.2.10. Буксовый узел с цилиндрическими направляющими электровозов ЧС7, ЧС8, ЧС200:

- 1 – внешняя и внутренняя пружины; 2 – шпинтон; 3 – поддон; 4 – резиновая шайба; 5 – резинометаллическая втулка; 6 – опорное кольцо; 7 – полость для масла; 8 – стакан; 9 – верхняя опорная чашка; 10 – сальник

Комплект из двух цилиндрических пружин *1* опирается на поддон *3*, который, в свою очередь, через резиновую шайбу *4* установлен на площадке крыла буксы. Рама тележки опирается на пружины чашкой *9*, служащей одновременно несущей деталью для крепления верхнего конца гасителя колебаний. На шейках оси колесной пары диаметром 180 мм установлены два цилиндрических роликоподшипника размером 180 × 320 × 86 мм.

Конструкция трушей пары шпинтон *2* – стакан *8* мало отличается от принятой на электровозе ЧС2, за исключением сальника *10*, заменившего пылезащитную гармошку.

Такие буксовые узлы позволяют преодолеть некоторые недостатки, присущие челюстным буксовым узлам (малое трение, скользящая посадка шпинтона и стакана), и обеспечить устойчивость движения тележки.

Недостатки конструкции – необходимость точных расточек в раме и корпусах букс, применение дефицитной бронзы и периодическое добавление смазочного материала.

Буксовый узел рычажного типа. В основу кинематической схемы узла положено свойство горизонтально расположенного рычага, шарнирно закрепленного одним концом, обеспечивать жесткую продольную связь и вертикальную подвижность колесной пары за счет поворота в шарнире. Резинометаллический шар исключает поверхностное трение. Простота кинематической схемы обуславливает уменьшение числа деталей и массы узла..

На тепловозах ЧМЭЗ применены буксы с двухрядными роликовыми сферическими подшипниками, смонтированными в корпусе, который одновременно выполняет роль балансира

рессорного подвешивания (рис. 4.2.11). Применение опорно-упорного подшипника со сферическими роликами не требует осевого упора и обеспечивает самоустановку корпуса буксы при небольших перекосах оси колесной пары. Балансир *12* отлит из стали в виде двуплечего рычага двутаврового сечения. На конце длинного плеча выполнено отверстие под резинометаллическую втулку для соединения с рамой тележки. Короткое плечо балансира является опорой для двух цилиндрических пружин *10*, *11* с разным направлением витков. Короткое плечо балансира заканчивается вилкой *8* для соединения с ушком гидравлического гасителя колебаний *7* [29].

Высокие требования предъявляются к сайлент-блоку, воспринимающему основную часть продольных и поперечных сил и испытывающему коаксиальное скручивание и перекосы.

Буксовые узлы с двухповодковой связью. Тенденция к применению на локомотивах букс поводкового типа обусловлена быстрым износом трущихся поверхностей, а следовательно, большими затратами на ремонт и ухудшением динамических показателей локомотивов при увеличении зазоров в челюстных буксовых узлах. Этому также способствовало создание разнообразных конструкций резино-металлических шарниров (сайлент-блоков), позволивших исключить поверхностное "сухое" трение.

Наибольшее распространение получил буксовый узел, примененный фирмой Альстом (Франция), с поводками, расположенными на разных уровнях и установленными по схеме антипараллелограмма.

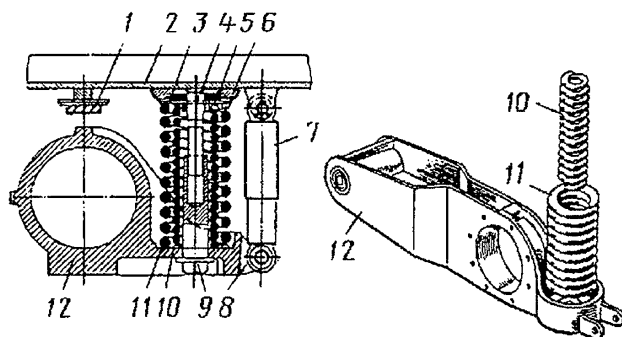


Рис. 4.2.11. Буксовый узел и рессорное подвешивание маневрового тепловоза ЧМЭЗ:

- 1* – резинометаллический упор; *2* – продольная балка рамы тележки; *3* – тарелка; *4* – болт;
5 – резинометаллическая прокладка; *6* – шайба; *7* – гидравлический гаситель колебаний; *8* – вилка; *9* – гайка;
10, *11* – внутренняя и наружная пружины; *12* – балансир

На рис. 4.2.12 показана поводковая букса электровозов ВЛ60, ВЛ80, ВЛ110 [28]. Поводки 2, соединяющие корпус буксы 3 с рамой тележки, имеют два резинометаллических шарнира, в которые входят цилиндрические сайлент-блоки, передающие продольные силы, и торцовые резинометаллические шайбы-амортизаторы, воспринимающие преимущественно поперечные силы. Оси шарниров по концам обрабатывают под клин 1, что обеспечивает их беззасторную посадку в соответствующие пазы кронштейнов рамы. Выбирая размеры резиновых деталей, степень опрессовки и материал резины, получают различные значения жесткости связи буксы с рамой тележки по трем координатам.

Поводковая букса грузовых тепловозов 2ТЭ10М, 2ТЭ116 (рис. 4.2.13) имеет поводки, расположенные на двух уровнях и по конструкции близкие к электровозным. Следует отметить, что в случаях с поводковыми буксами вертикальная жесткость поводковых связей действует параллельно жесткости буксовой

ступени рессорного подвешивания и, тем самым, уменьшает его гибкость, снижая суммарный прогиб рессорного подвешивания локомотива.

В передней крышке 7 корпуса буксы монтируется осевой упор качения одностороннего действия с упорным шарикоподшипником 8320, одно кольцо которого установлено на торцовой проточке оси, а другое – на упоре 9 с натягом [30]. Подшипник постоянно через упор поджат пружиной 8 к торцу оси колесной пары. Между упором и крышкой 7 установлен амортизатор 6, представляющий собой две металлических пластины с привулканизированным к ним резиновым элементом. Потолок корпуса 3 буксы выполнен в виде свода переменного сечения увеличенной толщины в верхней части, что позволяет получить более равномерное распределение нагрузки между роликами. Примерно такую же конструкцию имеют буксы тепловоза ТЭП70.

Буксовые узлы с одноповодковой связью. Для обеспечения большей подвижности одноколесной пары в раме тележки, особенно при прохождении кривых участков пути, в тележках современных локомотивов применяют одноповодковые буксы с резинометаллическими шарнирами сферического типа.

Тенденция применения одноповодковой связи буксы с рамой тележки, позволяющей улучшить прохождение экипажами кривых участков пути и уменьшить износ гребней колес локомотивов, отмечается в конструкциях современных локомотивов Германии, Швейцарии, Австрии, Италии, а также грузовых тепловозов США и Канады. Длинные поводки буксы в сочетании с оптимальными характеристиками резинометаллических амортизаторов в шарнирах обеспечивают устойчивость движения в прямых и подвижность колесных пар в раме тележки и установку их в положение, близкое к радиальному при прохождении кривых участков пути.

Буксовые подшипники. В буксовых узлах локомотивов используются подшипники с короткими цилиндрическими роликами. Отдельные конструкции имеют бурты и приставные кольца для восприятия рамных сил (грузовые электровозы), в другие конструкции (в тепловозах) вводится третий упорный шарикоподшипник, разгруженный от воздействия вертикальных сил.

Для локомотивов с невысокой конструкционной скоростью в буксовых узлах исполь-

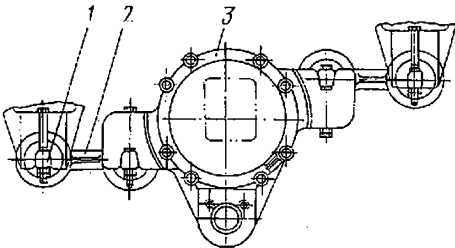


Рис. 4.2.12. Поводковая букса электровозов ВЛ80, ВЛ10, ВЛ60

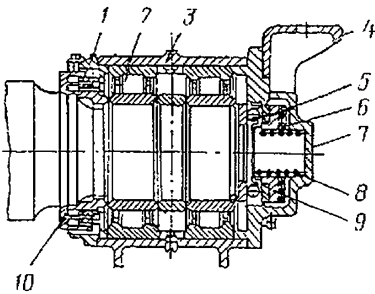


Рис. 4.2.13. Поводковая букса тепловозов 2ТЭ10М, 2ТЭ116:

- 1 – задняя крышка; 2 – роликоподшипник;
3 – корпус; 4 – кронштейн; 5 – упорный подшипник;
6 – амортизатор; 7 – передняя крышка; 8 – пружина;
9 – упор; 10 – лабиринтное кольцо

зуются сферические роликоподшипники (в тепловозе ЧМЭЗ), которые обеспечивают самоустановку корпуса буксы на оси колесной пары.

В последнее время в отечественном локомотиво- и вагоностроении часто устанавливают, особенно в экипажах с двухосными тележками, буксовые узлы с двухрядными коническими роликоподшипниками кассетного типа, имеющие разовую закладку смазки и эффективное контактное уплотнение. Нарботка таких подшипников без пополнения смазки соответствует пробегу локомотива 800...1000 тыс. км. Кассетные подшипники фирм Тимкен и СКФ устанавливаются в буксовых узлах современных локомотивов стран Западной Европы и США.

В соответствии с нормами расчета и оценки прочности несущих элементов, динамических качеств и воздействия на путь экипажной части локомотивов ресурс буксовых подшипников должен обеспечивать пробег локомотива не менее 3 млн км.

Расчет долговечности буксовых подшипников ведется для нормальных условий работы, когда выход из строя происходит вследствие усталостных разрушений в металле колец и тел качения (см. ниже).

При экспериментальных исследованиях буксовых подшипниковых узлов локомотивов на специальном стенде определяют следующие показатели:

распределение нагрузки по телам качения (зону нагружения в градусах, число нагруженных роликов, максимальные значения силы, действующей на ролик);

максимальную установившуюся температуру подшипников при различных частотах

вращения оси, в том числе при частоте, соответствующей конструкционной скорости локомотива;

герметичность корпуса буксы при подаче на буксу в закрытом объеме (примерно 1 м³) водовоздушной смеси с помощью распылителя (оценивается по содержанию воды в смазке после испытания);

работоспособность буксового узла при эквивалентном пробеге локомотива 100...150 тыс. км.

Корпус буксы. Корпус буксы колесной пары локомотива, как правило, выполняется из стальной отливки. Конструкция корпуса должна быть, с одной стороны, предельно легкой, чтобы не сильно увеличивать неподрессоренную массу колесной пары, а с другой – обладать высокой жесткостью, чтобы приблизить распределение нагрузки от веса поддрессоренных частей на тела качения буксовых подшипников к распределению нагрузки, получаемому при абсолютно жестком корпусе буксы. С этой целью стремятся наиболее эффективно использовать массу, создавая повышенную жесткость в зоне нагружения с восприятием радиальной нагрузки большим числом тел качения.

Эпюра нагружения должна быть близкой к косинусоидной и плавной, без резких подъемов, что позволит исключить проскальзывание тел качения и перегрузку отдельных тел качения.

4.2.3. РЕССОРНОЕ ПОДВЕШИВАНИЕ

Листовые рессоры. Характеристики листовых рессор локомотивов приведены в табл. 4.2.5.

4.2.5. Характеристика листовых рессор подвешивания локомотивов

Параметры	Электровозы				
	ВЛ80	ВЛ60 ^к , ВЛ60 ^и	ВЛ80 ^к , ВЛ10	ЧС2 (буксовая)	ЧС2 (люлевная)
Число листов	14	10	10	11	10
Размеры листа, мм:					
толщина	13	16	16	16	20
ширина	100	120	120	120	120
длина под статической нагрузкой	1100	1400	1400	1200	1400
Жесткость, кН/мм	1,47	1,25	1,25	2,43	—

Листовые рессоры изготавливают из проката рессорной полосовой желобчатой стали А16 × 120 (ГОСТ 7419) марок 55С2 и 60С2. Допуск на толщину заготовки пластины $16^{+0,3}$ мм; минимальная толщина после термообработки 15,5 мм. После термической обработки (заковки в масле при температуре 870 °С и отпуске при 460 °С) достигаются необходимые предел текучести $\sigma_T = 1200$ МПа и твердость 363...432 НВ (ГОСТ 1425). После термообработки рессорные листы подвергаются наклепу дробью. Хомут изготавливают из углеродистой стали 10 или Ст 3. Его надевают на пакет листов и опрессовывают в горячем состоянии. Изготовление, правила приемки и методы испытания рессор – по ГОСТ 1425.

В зависимости от фактической стрелы прогиба под расчетной нагрузкой рессоры делятся на две группы. На тележку подбираются рессоры одной группы. Разница в длинах коренных листов комплекта не должна превышать 2 мм, а расстояний от середины рессоры до оси отверстий в коренных листах – 3 мм. На одну тележку устанавливают рессоры, у которых стрелы прогибов отличаются не более чем на 3 мм.

Регулировку рессорного подвешивания производят на собранном электровозе на ровном участке пути. После окончательной регулировки допускается отклонение листовой рессоры от горизонтального положения до 20 мм. Разница в прогибах листовых рессор на одной тележке локомотива не должна превышать 1 мм, а пружин – 2 мм.

Жесткость листовых рессор при статическом нагружении [31]

$$C = \frac{8Ebh^3}{3(L-a/3)^3}(n+1,5m),$$

где E – модуль упругости при растяжении; b – ширина листа в середине рессоры; h – высота листа; L – длина рессоры (расстояние между центрами отверстия коренного листа); a – ширина хомута; n – число наборных листов; m – число коренных листов.

Наибольшие напряжения при изгибе рессоры под статической нагрузкой

$$\sigma_{ст} = \frac{3PL}{2(m+n)bh^2}.$$

Прочность рессоры оценивают коэффициентом запаса по статической нагрузке

$$n_{ст} = \frac{[\sigma]}{\sigma_{ст}} \geq 1,6,$$

где $[\sigma]$ – допускаемые напряжения (предел текучести рессорных сталей при растяжении после заковки в масле); $[\sigma] = 1200$ МПа; $\sigma_{ст}$ – наибольшие напряжения от действия суммарной (статической и динамической) нагрузки.

Динамическая жесткость листовой рессоры может более чем на 20 % превышать жесткость при статическом нагружении. Рекомендуются, чтобы запас прочности от действия суммарной нагрузки σ'_{Σ} был не ниже 1,15...1,2, т.е.

$$n_{\sigma\Sigma} = \frac{[\sigma]}{\sigma'_{\Sigma}} \geq 1,15...1,2.$$

После изготовления или ремонта рессоры испытывают на изгиб нагрузкой, соответствующей расчетному напряжению 1000 МПа (ГОСТ 1425). Остаточные деформации не допускаются.

На современном подвижном составе листовые рессоры не применяют ввиду емкости их изготовления, большой массы, непосредственной передачи вибрации на надрессорное строение с амплитудой в пределах стрелы трения.

Пружины. Характеристики пружин рессорного подвешивания приведены в табл. 4.2.6.

Пружины изготавливают из стали 55С2, 60С2, 60С2А, 60С2ХА, 60С2ХФА или 65С2ВА в соответствии с ГОСТ 1452. У готовой пружины ее осевая линия должна быть перпендикулярна торцам; отклонение более 2 % ее высоты не допускается. Разность между максимальным и минимальным значением шага не должна превышать 2,4 мм, а отклонение от параллельности опорных поверхностей на длине 250 мм – не более 2 мм.

На тележку подбирают пружины, у которых разность высот под нагрузкой не более 2 мм. Пружины до окраски подлежат проверке дефектоскопом. На тележку устанавливаются пружины одной группы.

Существуют правила подбора и комплектации пружин рессорного подвешивания локомотивов с индивидуальным рессорным подвешиванием (табл. 4.2.7).

4.2.6. Характеристика пружин рессорного подвешивания локомотивов

Параметры	Электропозы					Теплопозы						
	ВЛ8	ВЛ60*, ВЛ60*	ЧС2, ЧС2*	ЧС4, ЧС4* буковые	ЧС4 люлочные	ТЭ3, ТЭ7, ТЭ10, 2ТЭ10Л, ТЭМ2	ТЭ160		2ТЭ116, 2ТЭ10В, 2ТЭ10М, 2ТЭ10У		ЧМЭ3	
							Концевая	Средняя	Наружная	Внутренняя	Наружная	Внутренняя
Размеры, мм:												
средний диаметр	120/65	160	160	235	200/115	200 ⁺² ₋₁	205	185	230	155	182	110
высота в свободном состоянии	204/201	236	200	—	400/340	235	394 ¹⁹ ₋₃	305 ¹⁷ ₋₂	359	331	525	525
диаметр прутка	33/19	40	40	42	50/20	140 ^{-0,2} _{0,6}	38	38	36	23	38	22
Число витков: рабочих	4/7,5	3,5	3	5,5	5/8	3,0	5,5	4,5	4,0	6,5	8,5	14,0
полнос	5,5/9	5,0	4,5	7	—	4,5	7,0	6,0	5,5	8,0	10,0	15,5
Жесткость, кН/мм	1,77/0,61	1,75	2,06	—	1,52/0,41	1,05	0,48	0,82	0,34	0,11	0,41	0,13

*Примечание. Величины в числителе относятся к наружной, в знаменателе — к внутренней пружине.

4.2.7. Правила подбора и комплектации пружин двухрядного комплекта (двухпружинный комплект) рессорного подвешивания тепловозов 2ТЭ10У, 2ТЭ10УТ, 2ТЭ116 по высоте под статической нагрузкой

Параметры	Пружина	
	наружная	внутренняя
Размеры, мм:		
диаметр прутка d	36	23
наружный диаметр пружины D_n	277	188
высота пружины в свободном состоянии H_0	397 (406...394)*	369 (378...366)*
Статическая нагрузка $P_{ст}$, кН	32,86	12,75
Высота пружины под статической нагрузкой, мм, группы:		
1	262...268	234...240
2	268...274	240...246
3	274...280	246...252

*Предельные значения приведены в свободном состоянии с учетом допусков по ГОСТ 1452 (+9, -3).

На пассажирском тепловозе ТЭП70 рессорное подвешивание состоит из двух ступеней: I – буксовые пружины и II – кузовные пружины (подвешивание типа "Флексойл". Буксовые пружины имеют высоту под статической нагрузкой $H_1 = 250_{-2}^{+4}$ мм (табл. 4.2.8). При установке на тепловоз все пружины доводят до высоты под статической нагрузкой, равной 256 мм, путем установки под них стальных прокладок (толщиной 2...8 мм). Кузовные пружины при сборке подбирают на одну тележку с разницей по высоте под статической нагрузкой не более 2 мм без применения стальных прокладок. При среднем и капитальном ремонтах тепловозов для обеспечения заданной высоты пружин под статической нагрузкой допускается устанавливать стальные прокладки.

Жесткость пружины при действии силы P вдоль оси пружины [4]

$$C_p = \frac{P}{F} = \frac{Gd^4}{8PD^3n},$$

где F – прогиб пружины под нагрузкой P ; $G = 8 \cdot 10^4$ МПа – модуль упругости при сдвиге; d – диаметр прутка; D – средний диаметр пружины; n – число рабочих витков пружины.

Суммарное касательное напряжение

$$\tau_{\Sigma} = \tau_p + \tau_Q,$$

где τ_p – касательные напряжения кручения

под нагрузкой P ; $\tau_p = \frac{8kPD}{\pi d^3}$; k – коэффици-

ент концентрации напряжений;

$k = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0,615}{c}$; $c = D/d$ – индекс пружины; τ_Q – касательные напряжения круче-

ния от поперечной силы Q ;

$\tau_Q = \eta_Q \frac{50Q}{xd^3} \operatorname{tg} \frac{xH_r}{2}$; $\eta_Q = 1 + \frac{0,613}{c} + \frac{0,35}{c^2}$;

$x = \sqrt{\frac{P}{B(1-P/S)}}$; $B = \frac{EI2 \sin \alpha}{2 + \mu \cos^2 \alpha}$;

$\operatorname{tg} \alpha = \frac{H_r}{\pi D n}$; $H_r = H_1 - d$ – расчетная высота

пружины под статической нагрузкой P_1 ;

$S = 8EI \operatorname{tg} \alpha / D^2$; α – угол подъема винтовой линии пружины под нагрузкой P .

Многорядные пружины. Уменьшить габаритные размеры однорядной пружины можно, заменив ее многорядной с меньшими диаметрами навивки прутков и пружин. В этом случае во внутренней полости наружной пружины концентрически располагается вторая пружина. Чтобы предотвратить соприкосновение витков пружин и попадание витков одной пружины между витками другой, их навивают в разные стороны. Кроме того, между пружинами устанавливается зазор 3...5 мм. Двойные пружины используются в рессорном подвешивании тепловозов ЧМЭЗ, 2ТЭ116, 2ТЭ10М, 2ТЭ10В.

Стремление освободиться от сухого трения с его негативным проявлением расширило применение винтовых пружин с использованием их для упругого перемещения подрессорной массы не только вдоль оси пружины,

4.2.8. Основные параметры, правила подбора и комплектации пружин пассажирских тепловозов ТЭП70 и электровозов ЭП1

Параметры	Тепловоз ТЭП70		Электровоз ЭП1		
	Буксовые пружины	Кузовные пружины	Буксовые пружины	Люлочное подвешивание тележек	
				крайних	средних
Размеры, мм:					
диаметр прутка d	38	42	40	42	42
наружный диаметр пружины D_{II}	223	240	228	232	232
высота пружины в свободном состоянии H_0	318^{+7}_{-2}	648	$352^{+4,5}_{-1,5}$	378	586
Полное число витков n_1	5,5	10,5	—	—	—
Статическая нагрузка $P_{ст}$, кН	49,05	52,48	41,5	68,7	63,7
Высота пружины под статической нагрузкой, мм	250^{+4*}_{-2} ; 256^{**}	528^{+6*}_{-5}	297	301	472

* Высота пружины под статической нагрузкой по чертежу. ** Монтажная высота при сборке тележек с учетом стальных прокладок.

но и в поперечном направлении (комбинированная схема нагружения). Вначале это реализовывалось в специальных системах кузовного подвешивания "флексойл", а в последнее время и в первой ступени рессорного подвешивания в связи с применением систем радиальной установки колесных пар в кривых с "мягкими" продольными связями с рамой тележки.

Одним из важнейших показателей пружин в системах подвешивания "флексойл" является поперечная жесткость, которая определяет динамические качества рессорного подвешивания. На основании сопоставления результатов экспериментальных исследований пружин различных типоразмеров с результатами расчетов определение поперечной жесткости рекомендуется производить по формуле Спаринга [32]. Эта зависимость используется в отраслевой методике РД 32.51 для расчета на прочность пружин рессорного подвешивания при действии продольных и поперечных нагрузок:

$$C_Q = \frac{2,62C_p}{A \left[1 + 0,77(H_r/D)^2 \right]},$$

где A — поправочный коэффициент, зависящий от соотношений $(H_0 - d)/D$ и $F/(H_0 - d)$.

Одновременное воздействие продольных и поперечных нагрузок резко изменяет распре-

деление касательных напряжений по виткам. Наибольшие напряжения возникают в крайних рабочих витках в диаметрально противоположных зонах, в которых суммируются моменты от продольных и поперечных сил. Эти суммарные максимальные напряжения локализуются на незначительной длине внутренней поверхности крайних рабочих витков. Как и при действии только продольных сил, напряжения на внутренней поверхности витков превышают напряжения на наружной поверхности в 1,4 – 1,6 раза.

Расчет пружины на прочность проводят по неограниченной долговечности. Прочность пружин рекомендуется оценивать по запасам сопротивления усталости и по текучести [33]:

$$n_a = \frac{\tau_1 + \tau_{\Sigma az}}{\tau_1 + \tau_{\Sigma a}} > 1,0; \quad n_T = \frac{\Delta \tau_{T \min}}{\tau_1 + \tau_{\Sigma \max}} \geq 1,0,$$

где τ_1 — среднее напряжение цикла (напряжения кручения на внутренних волокнах рабочих витков под действием статической нагрузки P_1), МПа; $\tau_{\Sigma az}$ — предельная амплитуда цикла при комбинированной нагрузке, МПа; $\tau_{\Sigma a} = (219,4 - 0,118 \tau_1) \beta \gamma \xi_d$, $\beta = 1,15$ — коэффициент эффективности упрочнения дробью;

$\gamma = 1,2 \dots 1,4$ – коэффициент повышения сопротивления усталости пружин, зависящий от качества механической обработки поверхности прутка и толщины обезуглероженного слоя; ξ_d – коэффициент влияния размера прутка на сопротивление усталости; $\tau_{\Sigma d}$ – расчетное динамическое напряжение; $\Delta = 1,2$ – коэффициент увеличения допускаемых напряжений при действии комбинированных нагрузок; τ_{tmin} – предел текучести материала пружин, МПа; $\tau_{\Sigma \text{max}}$ – максимально возможная амплитуда напряжений при предельных перемещениях узлов экипажа, МПа.

В РД 32.51 приведены рекомендации по выбору указанных величин и другие необходимые расчетные зависимости.

Экспериментальные исследования показали, что поперечная жесткость пружин зависит не только от их основных параметров d , D_0 , H_0 и n , но и от ориентации концевых витков относительно направления поперечной силы и ее значения, конструкции и точности изготовления опорных витков, от способа опирания торцов и других факторов. Так, при различной ориентации концов опорных витков относительно поперечной силы поперечная жесткость пружины может отличаться на 10...15 % [34]. Неточность изготовления опорных витков (различие по высоте опорных витков и зазоров между ними и крайними рабочими витками) приводит к большому разбросу (до 30 %) значений поперечной жесткости у пружин одного типоразмера. С применением резинового амортизатора в качестве опоры значения поперечной жесткости и соответственно суммарных напряжений снижаются на 15...25 % [35].

Приведенные в табл. 4.2.9 данные позволяют сделать вывод о том, что для повышения предела выносливости необходима интенсификация технологических процессов изготовления пружин на всех стадиях: от прокатки прутков до использования защитных покрытий пружин. Пружины, работающие в условиях комбинированного нагружения, требуют применения рессорно-пружинных сталей с высоким пределом текучести при кручении.

Резинометаллические элементы рессорного подвешивания. В рессорном подвешивании локомотивов применяют резиновые элементы, работающие на сдвиг, сжатие, а также на сжатие и сдвиг одновременно. Рези-

новые элементы способны гасить колебания, поглощать колебания высокой частоты. Способность резины допускать значительные деформации сдвига позволяет создавать элементы без поверхностного трения, а следовательно, без изнашивания и применения смазки.

Как амортизаторы резинометаллические несущие элементы применяются в виде сплошных или кольцевых шайб (маятниковая подвеска ТЭД в виде полых конусов, маятниковые опоры тепловозов ТЭП60), в буксовых поводках. Как элементы подвешивания РМЭ используются в кузовной ступени унифицированных бесчелюстных тележек тепловозов типа 2ТЭ10 и 2ТЭ116. Резинометаллическая опора кузова грузовых тепловозов 2ТЭ10В, 2ТЭ10У, 2ТЭ10М и 2ТЭ116 состоит из семи цилиндрических РМЭ диаметром 280 и толщиной 35 мм [33]. Опорные поверхности РМЭ армированы металлическими пластинами диаметром 290 и толщиной 2 мм. Для фиксации РМЭ друг относительно друга пластины имеют в диаметре 215 мм кольцевые гофры глубиной 10 мм. РМЭ воспринимают одновременно вертикальные и поперечные нагрузки, т.е. работают в условиях комбинированного нагружения.

Изготавливают РМЭ из резиновых смесей марок 7-ИРП-1347 и 7-6620. Основные физико-механические свойства применяемых резин приведены в табл. 4.2.10.

Для РМЭ опор кузова, как и для всех резиновых изделий, находящихся под действием постоянной нагрузки, свойственно явление ползучести, т.е. рост деформации во времени. Объем резины уменьшается также под действием отрицательных температур. Поэтому для обеспечения гарантированных зазоров между кузовом и тележками и в шкворневом узле оценивается уменьшение высоты РМЭ при снижении температуры окружающей среды и в зависимости от времени работы под нагрузкой. При вертикальной нагрузке на опору 110 кН ее высота при снижении температуры от +20 до -60 °С уменьшается на 8,3 мм, т.е. на 0,1 мм/°С.

Периодические измерения высоты резинометаллических опор на эксплуатируемых тепловозах 2ТЭ116 показали, что наиболее заметное увеличение деформации РМЭ (18...20 % от значения первоначального статического прогиба) происходит в начальный период эксплуатации (до 80...100 тыс. км пробега), затем деформация стабилизируется. При

4.2.9. Механические свойства рессорно-пружинных сталей и результаты испытаний пружин на усталость

Параметры	Варианты пружин						
	1	2	3	4	5	6	7
Диаметр прутка d , мм	35	37	30	40	35	36	36
Средний диаметр пружины D_0 , мм	210	208	170	245	210	248	230
Высота в свободном состоянии H_0 , мм	514	473	249	489	514	359	359
Марка стали	60C2XA	60C2A	55C2	60C2A	60C2A	60C2ХФА	65C2BA
Твердость HRC	45... 47	42... 45	43... 46	43... 45	42... 45	42... 45	41... 44
Предел текучести материала пружин при кручении, МПа*	950	~810	750	~810	~810	920 (950 при 47HRC)	940 (970 при 48HRC)
Глубина обезуглероженного слоя, мм	0,05	0,08... 0,5	0,08... 0,5	0,15... 0,2	0,15... 0,2	0,15... 0,3	0,15... 0,3
Состояние поверхности	Шлифовка, обкатка	Шлифовка		Прокат			
Среднее напряжение цикла τ_{p1} , МПа	373	373	360	344	411	510	500
Предельная амплитуда цикла τ_{ax} , МПа	235	180	170	155	150	135	120

*Значения пределов текучести при кручении приведены к диаметру прутка.

П р и м е ч а н и е. Упрочнение – наклеп дробью.

пробеге 300 тыс. км деформация может достигать 20...30 % статического прогиба, а затем остается практически неизменной. Это необходимо учитывать при выборе вертикальных зазоров в опорно-возвращающих устройствах.

Опыт эксплуатации тепловозов 2ТЭ116 и 2ТЭ10В показывает, что резинометаллические опоры не требуют обслуживания в эксплуатации и обеспечивают надежную работу до заводского ремонта.

Резиновые опоры кузова современных мощных тепловозов США конструктивно выполнены в виде массивных резиновых блоков. В первой ступени рессорного подвешивания специального подвижного состава с осевой

нагрузкой 155...175 кН (машины Дуоматик, Унимат, ВПР-04) установлена рессора типа МЕГИ (рис. 4.2.14). Буксовый рессорный комплект состоит из двух одинаковых рессор, представляющих собой три фасонные резиновые прокладки, армированные стальными пластинами. Пластины крепятся к резине через слой латуни при вулканизации резиновой смеси в пресс-форме. Латунь наносится на пластины гальваническим способом. В качестве наполнителя применяются резиновые смеси марок 7-ИРП-1347, 7-ИРП-1348 с твердостью соответственно 60 и 70 по Шору.

Рессоры типа МЕГИ имеют следующие размеры: длину 246 мм, толщину резинового

4.2.10. Физико-механические свойства резины и резинометаллический опоры, состоящей из семи РМЭ

Показатель	7-ИРП-1347	7-6620
Временное сопротивление при растяжении, МПа, не менее	17	16
Относительное удлинение при разрыве, %, не менее	550	500
Относительное остаточное удлинение после разрыва, %, не менее	25	30
Твердость по ТМ-2, усл. ед.	47...57	50...60
Коэффициент старения за 144 ч при 70 °С по относительному удлинению	0,7	0,7
Температура хрупкости при замораживании, °С, не выше	-65	-60
Температурный интервал работоспособности, °С	-60...+80	
Статический прогиб опоры при номинальной нагрузке 110 кН, мм	20	15...17
Жесткость сдвига опоры при нормальной температуре с частотой 1 Гц при амплитуде, Н/мм:		
20 мм		212
40 мм		169
Напряжения сжатия в опоре от статической нагрузки, МПа	1,78	
Напряжения сжатия, МПа, не более	0,09	
Относительная деформация сжатия	0,4	
Напряжения сдвига при поперечных перемещениях кузова, МПа, не более	0,15	
То же, в кривых радиусом меньше 300 мм, МПа	0,23	

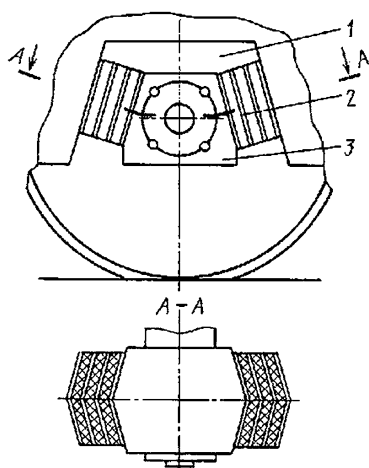


Рис. 4.2.14. Установка рессоры МЕГИ в буксовом проеме специального подвижного состава:
1 – рама тележки; 2 – рессора МЕГИ; 3 – буква

4.2.11. Техническая характеристика рессор типа МЕГИ

Показатели	Путевая машина	
	ВПр-0,4	Дуоматик
Осевая нагрузка, кН	160,72	149,45
Резиновая смесь рессоры	7-ИРП-137	7-ИРП-1348
Твердость по Шору	60	70
Угол установки в буксовом проеме, °	16	12
Статический прогиб рессор, мм	24	25
Вертикальная жесткость буксового комплекта, кН/мм	3,01	2,67
Относительная деформация:		
сжатия	0,099	0,08
сдвига	0,093	0,099

слоя 21,6 мм, ширину рессоры 145 мм. Угол установки рессор в буксовом узле может изменяться в зависимости от осевой нагрузки и марки применяемой резиновой смеси от 12 до 16°. Увеличение угла установки рессор в буксовом узле приводит к росту несущей способности рессор, т.е. к увеличению их вертикальной жесткости. Это дает возможность применения в тяжело нагруженном узле более мягких рессор (табл. 4.2.11).

Для осевых нагрузок до 245 кН возможно применение резинометаллических рессор типа МЕГИ с увеличением примерно в 1,3 раза габаритными размерами, чем на специальном подвижном составе, для увеличения их несущей способности.

Гидравлические гасители колебаний (гидродемпферы). Создание экипажных частей локомотивов с заданными на перспективу техническими характеристиками невозможно без применения надежных и отвечающих требованиям по динамическим качествам гидравлических гасителей колебаний. В зависимости от места установки их подразделяют на буксовые и кузовные. Кузовные гидродемпферы в зависимости от их назначения для гашения определенных форм колебаний могут быть вертикальными, отбоя (горизонтальными), наклонными и демпферами-стабилизаторами виляния тележек (демпферы "кони"), устанавливаемые вдоль кузова локомотива между тележкой и кузовом.

Гидродемпфер любого типа в зависимости от установки в буксовой или кузовной ступени подвешивания, а также места установки между кузовом и тележкой должен быть рассчитан на соответствующую относительную скорость перемещения его узлов крепления и иметь необходимый ход поршня. В соответствии с этим гидравлические гасители колебаний должны реализовывать достаточно большие скорости при относительных перемещениях буксы и рамы тележки до 0,6...0,8 м/с.

В кузовной ступени рессорного подвешивания в вертикальном направлении гаситель рассчитывается на скорость относительных перемещений между кузовом и рамой тележки до 0,2...0,3 м/с, а в горизонтальном (относ кузова) не более 0,15 м/с. Гидравлические гасители – стабилизаторы виляния тележек, имеющие ступенчатую характеристику

сопротивления на сжатие–растяжение типа фрикционных демпферов, но обеспечиваемую гидравлическими способами, нашли ограниченное применение.

Эффективность гидравлического гасителя колебаний определяется развиваемой им силой сопротивления при заданной скорости относительных перемещений Δ или связанным с ней коэффициентом пропорциональности – с параметром гасителя: $N = c\Delta$. Параметр гасителя колебаний c и угол наклона β его установки к горизонту определяют из зависимости

$$c = c_v / \sin^2 \beta.$$

Поскольку параметры гасителя колебаний зависят от температуры окружающей среды, его проектируют и испытывают при температуре от +40 (допускается уменьшение контрольных сил сопротивления до 25 %) и до –60 °С (допускается увеличение не более чем на 50 %). Гасители испытывают на надежность. Уменьшение сил сопротивления от контрольного при нормальной температуре не должно превышать 25 % после 1 млн циклов нагружения, а утечка рабочей жидкости по объему – не более 5 %.

Специализированным предприятием ОАО "Транспневматика" производится широкая гамма гидравлических гасителей всех типов (табл. 4.2.12).

Некоторые локомотивостроительные заводы (ОАО ХК "Коломенский завод") самостоятельно производят гасители с хорошими характеристиками для своих локомотивов.

В буксовой ступени рессорного подвешивания локомотивов используются гасители Барановического автоагрегатного завода. Они имеют силы сопротивления на ходе сжатия и растяжения $5,5 \pm 1,1$ кН при скорости 0,075 м/с; $1,1 \pm 2,2$ кН при скорости 0,15 м/с; $17 \pm 3,5$ кН при скорости 0,3 м/с.

При высокочастотном воздействии (особенно интенсивном в буксовой ступени подвешивания) гаситель подвергается воздействию значительных нагрузок, что определяет требования, предъявляемые к амортизаторам в узлах крепления, которые должны уменьшать высокочастотные воздействия на гаситель (табл. 4.2.13).

4.2.12. Техническая характеристика гидравлических гасителей колебаний

Обозначение	$L_{мин}...L_{max}$	D	Хол поршня, мм	Режим работы	Скорость поршня, м/с	Сила сопротивления, кН		Назначение
						сжатие	растяжение	
677.000	430...680	120	250	К	0,02±0,01	15±3,0	15±3,0	ГВ (ЭП1 – ЭП3, ЭП10)
677.000-01	370...560	120	190	Л	0,06±0,01	11±2,0	11±2,0	ГЦП (ЭП1 – ЭП3, ЭП10, ВЛ-65)
					0,25±0,05	19±3,0	19±3,0	
677.000-02	580...980	120	400	К	0,02±0,01	15±3,0	15±3,0	ГВ (ЭП1 – ЭП3, ЭП10)
					0,06±0,01	7,8±1,0	7,8±1,0	
677.000-03	370...560	120	190	К	0,25±0,05	19±3,0	19±3,0	ГЦП (ЭП1 – ЭП3, ЭП10, ВЛ-65)
					0,06±0,01	3,9±0,7	5,7±1,0	
678.000	328...478	120	150	К	0,25±0,05	12±2,0	12±2,0	ГВ (ЭП1 – ЭП3, ЭП10)
					0,06±0,01	3,9±0,7	5,7±1,0	
678.000-2	303...443	120	140	К	0,25±0,05	12±2,0	12±2,0	ГВ (ВЛ-65)
					0,06±0,01	3,9±0,7	5,7±1,0	
679.000	370...560	120	190	К	0,25±0,05	12±2,0	12±2,0	ГЦП (ВЛ-80, 85)
					0,06±0,01	6,3±1,0	6,3±1,0	
681.000	370...560	120	190	К	0,125±0,05	12,5±2,0	12,5±2,0	ГЦП (ЧС-4, ВНИТИ)
					0,06±0,01	7,8±1,0	7,8±1,0	
681.000-01	305...430	110	125	К	0,125±0,05	19,6±2,5	19,6±2,5	ГВ (ЧС-4)
					0,06±0,01	3,8±0,7	3,8±0,7	
681.000-02	340...500	110	160	К	0,25±0,05	10±1,5	10±1,5	ГВ (ЧМЗЗ)
					0,06±0,01	3±0,5	3±0,5	
697.000	320...460	110	140	К	0,125±0,05	4,8±0,8	4,8±0,8	ГЦП (ЧС7, ЧС8)
					0,06±0,01	7±1,0	7±1,0	
697.000-01	355...530	110	175	К	0,125±0,05	13±2,0	13±2,0	ГВ (ЧС7, ЧС8)
					0,06±0,01	3,5±0,5	3,5±0,5	
697.000-02	320...460	110	140	К	0,125±0,05	8±1,2	8±1,2	ГВ (ЧС7, ЧС8)
					0,06±0,01	4±0,6	4±0,6	
				К	0,125±0,05	6±0,9	6±0,9	
					0,06±0,01	4±0,6	4±0,6	

Примечание. Обозначения: ГЦП – гидродемпфер центральной ступени подвешивания; ГВ – гидродемпфер буксовой ступени подвешивания; ГВ – гидродемпфер виляния; К – клапанный; Д – дроссельный.

4.2.4. ТЯГОВЫЙ ПРИВОД ЛОКОМОТИВОВ С ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ МОЩНОСТИ

Тяговый привод является сложным и ответственным узлом экипажной части локомотива. Схема и конструкция тягового привода в значительной степени влияют на массогабаритные показатели тележки и ее эксплуатационные качества. Кроме того, тяговый привод определяет массу неподрессоренных частей и динамическое воздействие локомотива на путь на прямых и кривых участках железнодорожного пути.

По степени защищенности ТЭД от динамических воздействий со стороны железнодорожного пути тяговые приводы локомотивов могут быть с опорно-осевым подвешиванием ТЭД (с односторонней или двусторонней зубчатой передачей) и опорно-рамным (на раме тележки). Последний тип тяговых приводов подразделяют на тяговые приводы с опорно-осевым и опорно-рамным подвешиванием тягового редуктора.

Тяговый привод с опорно-осевым подвешиванием ТЭД. Колесно-моторный блок грузового электровоза включает в себя ТЭД 4, колесную пару 2, зубчатые передачи 3, кожуха 5 зубчатых передач, узел 7 подвески ТЭД к раме тележки и буксовые узлы 1, 6 (рис. 4.2.15).

На тепловозах тяговую передачу выполняют обычно односторонней, состоящей из пары прямозубых цилиндрических колес, закрытых кожухом. Двусторонние косозубые колеса (угол наклона зубьев по делительному цилиндру $24^\circ 37'$) передачи, применяемые на грузовых электровозах, образуют тяговый привод с замкнутой кинематической связью. Такой привод имеет ряд преимуществ:

обеспечивает большую суммарную ширину зубчатых венцов, чем при односторонней передаче;

позволяет уменьшить нагрузки на моторно-осевые подшипники и обеспечить равномерный их износ;

препятствует развитию автоколебаний колесной пары при боксовании.

Одним из важных преимуществ опорно-осевого привода является возможность реализации высоких значений передаточного числа зубчатой передачи ($i_p = 4...6$) и получения

высоких значений силы тяги, что очень важно для грузовых и маневровых локомотивов.

Такой тяговый привод имеет наибольшую массу неподрессоренных частей, так как к массе колесной пары добавляется примерно $\frac{1}{2}$ массы ТЭД. Кроме того, при проходе колесной парой вертикальных неровностей пути (максимальные амплитуды виброускорений колесной пары достигают $100...150 \text{ м/с}^2$ и более) на все элементы тягового привода и путь действуют высокие динамические нагрузки, которые в значительной степени определяют их надежность.

Вертикальные ускорения корпуса ТЭД зависят от скорости движения тепловоза и состояния верхнего строения железнодорожного пути, что следует учитывать при проведении приемочных испытаний ТЭД. Максимальные значения динамических вращающих моментов на валу якоря ТЭД при скоростях движения $60...100 \text{ км/ч}$ и амплитудах ускорений $60...200 \text{ м/с}^2$ достигают $3,5...6 \text{ кН}\cdot\text{м}$.

Моторно-осевые подшипники. Слабая виброзащищенность ТЭД, а также неизбежные потери смазочного материала через уплотнения кожуха зубчатой передачи и моторно-

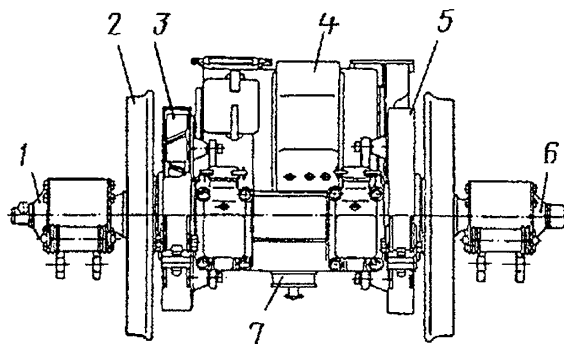


Рис. 4.2.15. Колесно-моторный блок и узел подвешивания ТЭД к раме тележки грузового электровоза

осевые подшипники скольжения являются главными недостатками тягового привода с опорно-осевым подвешиванием, поэтому при создании новых мощных тепловозов постоянно внедрялись наиболее надежные элементы привода, являющиеся результатом эффективных конструктивных решений и технологий изготовления. Это в первую очередь касается ТЭД тепловозов: отработана конструкция нажимных шайб якоря и уточнены силы нагружения; уточнены конфигурации деталей коллектора и силы сжатия; выбраны наиболее эффективные методы повышения жесткости концевых листов якорного железа; повышена жесткость установки подшипниковых щитов в корпусе ТЭД; повышен класс изоляции якорной и полюсных обмоток, а также вибростойкость выводов катушек полюсов. Все прогрессивные конструкторские и технологические решения были реализованы в конструкциях ТЭД типов ЭД118Б и ЭД133.

Моторно-осевые подшипники скольжения тягового привода локомотивов являются наиболее повреждаемыми узлами, их непрерывно возрастающий износ приводит к изменению централи зубчатой передачи, перекосу зубьев, сокращению срока службы зубчатых колес и уплотнений кожуха редуктора. Особенно это касается колесно-моторных блоков локомотивов с односторонней зубчатой парой, когда при реализации ТЭД высоких тяговых моментов значительно перегружается подшипник, ближайший к большему зубчатому колесу, а ввиду разности ТЭД устанавливается с перекосом в зазорах и заметно уменьшается рабочая площадь контакта подшипника с шей-

кой оси. При двусторонней зубчатой паре нагружение подшипников качения близко к симметричному, а уровни давлений на рабочих площадках почти в 2 раза меньше, чем при односторонней при одной и той же мощности ТЭД.

История создания и эксплуатации грузовых тепловозов связана с совершенствованием подшипников скольжения и их смазочной системы: от фитильной смазки шеек оси с использованием шерстяной пряжи, прижимных пластин и осевого подвода масла грузовых тепловозов осуществлен переход на польстерную систему, обеспечивающую более стабильную и надежную подачу смазочного материала к рабочим поверхностям шеек оси и бронзовым вкладышам, а затем на циркуляционную систему с использованием шестеренного масляного насоса, установленного в общей шапке подшипников и приводимого во вращение от оси колесной пары с помощью разъемного зубчатого колеса (рис. 4.2.16). Эта система не исключала использование польстеров, так как в наиболее тяжелых режимах работы (при трогании с места и малых скоростях движения) подача масла насосом недостаточная. Совершенствовалась и конструкция вкладышей подшипников с целью снижения давлений (увеличение длины, введение гиперболической расточки внутренней поверхности) и улучшения приработки и смазывания подшипников (заливка баббитом и использование фасок – холодильников в области окна и разъема).

Опыт длительной эксплуатации грузовых тепловозов 2ТЭ10, 2ТЭ116 и 2ТЭ116КМ мощностью 2650 кВт показал, что при мощности

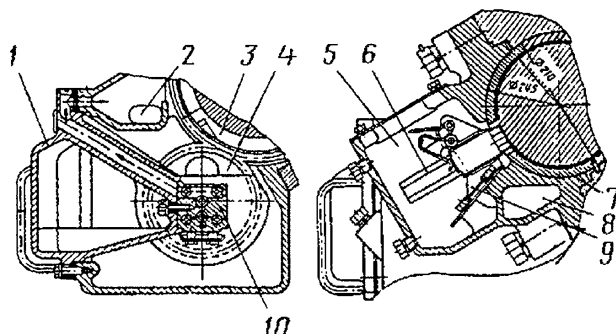


Рис. 4.2.16. Система смазывания моторно-осевых подшипников электродвигателя ЭД-118Б:

1 – крышка; 2 – канал подачи масла в польстерные камеры; 3 – шестерня; 4 – зубчатое колесо; 5 – польстерная камера; 6 – польстерное смазывающее устройство; 7 – вкладыш с окном для подачи смазки; 8 – канал отвода масла; 9 – корпус польстера; 10 – насос

ТЭД более 300 кВт в опорах ТЭД должны устанавливаться бронзовые вкладыши (БрОЦС4-4-17) с гиперболической расточкой и баббитовой (Б83) заливкой рабочих поверхностей. Упрощение конструкции вкладышей (бронзовые без заливки баббитом, с цилиндрической и конической расточкой) ведет к снижению надежности подшипников.

В подшипниковых узлах скольжения находят применение вкладыши с антифрикционным биметаллом сталь-бронзографит. Поддержание их в рабочем состоянии связано с высокими эксплуатационными затратами и плохими экологическими показателями локомотивов, поэтому уже с 80-х годов в Западной Европе прекращен выпуск грузовых локомотивов с такими подшипниками.

Типаж перспективных отечественных локомотивов предусматривает выпуск грузовых локомотивов с опорно-осевым подвешиванием ТЭД с моторно-осевыми подшипниками качения. Кроме снижения эксплуатационных расходов, связанных с экономией цветных металлов, осевого масла, со снижением во много раз числа дозaproвок (подшипники скольжения осматриваются на каждом ТО-2, и выполняется дозаливка масла), подшипники качения имеют еще ряд преимуществ:

- повышенную надежность между осмотрами;

- постоянную готовность к движению и повышенную надежность в условиях низких температур;

- не менее чем в 5 раз меньшее сопротивление движению при трогании с места и в 2 раза – в движении;

- значительно лучшие условия работы зубчатой передачи при практическом отсутствии износа, обеспечивающем постоянство межцентрового расстояния.

Наиболее распространенными являются конструкции подшипников качения с литой полутрубой 1, охватывающей ось 2 колесной пары и установленной на конических роликоподшипниках 3 оси колесной пары (рис. 4.2.17). Формирование таких колесных пар выполняется в вертикальном положении.

Известны также конструкции подшипников качения с комбинацией роликоподшипников с цилиндрическими роликами и шарикоподшипников в интегрированном приводе, где одноопорный вал, якоря (ротора) выполнен как одно целое с шестерней редуктора, например у грузовых электровозов серии 152 и EG3100

(Германия), или соединен с валом шестерни редуктора пластинчатой мембранной муфтой, имеющей высокую радиальную жесткость и компенсирующей только угловые и аксиальные смещения осей валов.

Зубчатые колеса. В условиях действия высоких динамических и ударных нагрузок, перекосов осей и изменения централи передачи приемлемый ресурс зубчатых колес может быть достигнут только при высокой твердости рабочих поверхностей зубьев, что обеспечивается использованием заготовок из легированных сталей и поверхностей колес упрочнением рабочих профилей зубьев [36].

Прямозубые (у тепловозов) и косозубые (у электровозов) шестерни тяговых редукторов изготавливают из стали 20ХН4А, 20Х2Н4А, 20ХН3А, 12Х2Н4А. Рабочие поверхности зубьев и впадин шестерни цементируют на глубину 1,6...1,9 мм (после шлифовки) и закалывают до твердости $(58 \pm 3)\text{HRC}$ при твердости сердцевины зуба и обода 35HRC. Требуемая точность изготовления зубчатых колес достигается шлифовкой только рабочих поверхностей зубьев с последующей магнитной дефектоскопией.

Зубчатое колесо (или зубчатый венец) тепловозных передач изготавливают из стали 45ХН или 30ХН3А, 20ХН3А, 20Х2Н4А, твердость которой после термоулучшения должна быть не менее 255НВ. Зубья подвергают контурной закалке с использованием ТВЧ и технологической оснастки для уменьшения коробления венцов. Толщина закаленного слоя на рабочей поверхности зубьев 4 ± 1 мм, во впадине не менее 1,5 мм. Твердость закаленной поверхности $(51,5 \pm 3)\text{HRC}$, т.е. ниже, чем у зубьев шестерни.

Ступицу зубчатого колеса монтируют на оси колесной пары с диаметральной натягом 0,16...0,22 мм.

Уровень динамических (среднечастотных) нагрузок в приводе и темп износа зубчатых колес могут быть уменьшены путем применения упругих самоустанавливающихся зубчатых колес (УСЗК). УСЗК конструкции ФГУП ВНИКТИ с использованием цилиндрических резинометаллических элементов позволяют реализовать нелинейную характеристику связи венца и ступицы большого зубчатого колеса, что ограничивает деформации резинометаллических блоков в режиме трогания с места. Известны аналогичные конструкции с призматическими упругими элементами.

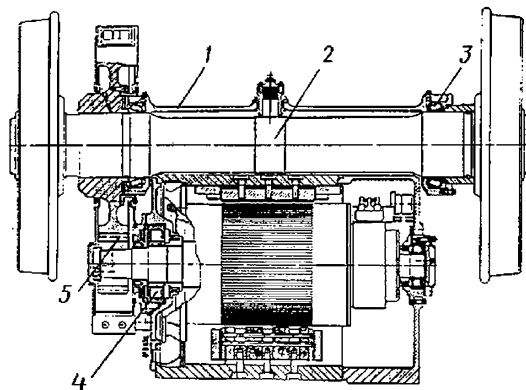


Рис. 4.2.17. Моторно-осевой подшипник качения с полутрубой на оси колесной пары:
 1 – полутруба; 2 – ось колесной пары; 3 – конический роликоподшипник; 4 – якорный подшипник;
 5 – тяговый редуктор

УСЗК позволяют уменьшить в 2–3 раза среднечастотные динамические моменты на валу якоря и динамические силы, действующие в зубчатом зацеплении. В результате снижается износ зубьев и их профиль практически не искажается до пробега тепловоза 450...500 тыс. км.

Эффект от самоустановки венца большого зубчатого колеса следует считать определяющим в повышении ресурса зубчатой передачи. Применять УСЗК в тяговых приводах маневровых тепловозов экономически нецелесообразно.

На мощных грузовых тепловозах США и Канады в тяговых передачах используются только жесткие зубчатые колеса, но при этом налажено восстановление профиля зубьев и регламентировано значение предельного износа (0,38 мм).

Узел подвешивания ТЭД. Конструкция узла подвешивания ТЭД к раме тележки в значительной степени определяет как вибронагруженность ТЭД, так и горизонтальную динамику колесно-моторного блока локомотива. Подвержены износу применяемая на тепловозах траверсная подвеска ТЭД, состоящая из двух балок и предварительно сжатого пакета пружин, и носики ТЭД, требующие периодических наплавок. При их износе создается сопротивление поперечному перемещению колесной пары относительно рамы тележки, что приводит к перегрузке подшипников скольжения.

На электровозах ВЛ10, ВЛ80, ВЛ15 хорошо оправдало себя маятниковое подвешивание ТЭД. Существуют также конструкции

подвесок с использованием предварительно поджатых резиновых шайб, а также резиновых блоков-сэндвичей, разделенных металлическими пластинами. В условиях повышенной подвижности колесной пары в поперечном и продольном направлениях в современных тележках с радиальной установкой колесных пар используются длинные (600...1000 мм) подвески со сферическими резинометаллическими шарнирами, которые обеспечивают низкий уровень деформаций резины шарниров и отсутствие износов при всех перемещениях колесной пары относительно рамы тележки (грузовые тепловозы США с радиальной установкой колесных пар).

Некоторое улучшение динамических показателей привода обеспечило примененное на локомотивах стран Западной Европы в 50 – 60-е годы опорно-центровое подвешивание ТЭД. Его особенностью является опирание ТЭД через подшипники скольжения на трубу, которая охватывает ось колесной пары и с помощью резинометаллических элементов связана с колесными центрами, что позволило в 1,25 – 4 раза уменьшить средние квадратические значения вертикальных ускорений ТЭД в полосе частот 0...100 Гц и динамический вращающий момент на хвостовике вала якоря ТЭД. Однако такое подвешивание распространения не получило.

Тяговый привод с опорно-рамным подвешиванием ТЭД и редуктора. Такой привод имеет наименьшую массу неподрессоренных частей, поэтому используется в конструкциях высокоскоростных локомотивов. Он

характеризуется рядом ограничений. Подресоривание тягового редуктора создает дополнительные габаритные ограничения, так как вследствие увеличения клиренса приходится уменьшать предельный диаметр большого зубчатого колеса, приемлемый для приводов, рассмотренных выше. Необходимость зазора между полым валом и осью колесной пары предполагает увеличение централи. Все это приводит к уменьшению максимального реализуемого в одной ступени передаточного отношения тягового редуктора и затрудняет его применение на грузовых локомотивах.

Элементы передаточного механизма такого тягового привода передают значительно большие вращающие моменты, так как находятся в тихоходной части привода.

Различают тяговый привод с параллельной передачей тягового момента с полого вала на ходовые колеса и применением муфт поперечной компенсации (у тепловоза ТЭП60 и электровоза Ф^П) и с последовательно – с полого вала на одно колесо и далее через ось колесной пары к другому колесу с использованием муфты продольной компенсации (у тепловоза ТЭП70 и электровоза ЭП200).

Среди муфт поперечной компенсации на основе пружинных и шарнирно-рычажных механизмов наибольшее распространение получила шарнирно-поводковая муфта фирмы Альстом (Франция) и ее модификации (у тепловоза ТЭП60). Как показали исследования, при расцентровке полого вала и оси колесной пары поводки поворачиваются в плоскости муфты, вследствие чего возникают деформации коаксиального скручивания резиновых

втулок шарниров механизма, при угловых и осевых смещениях осей происходят сдвиг и поперечно-угловые деформации втулок, что снижает их долговечность. В процессе вращения колесной пары при наличии расцентровок осей появляется кинематическая погрешность привода, центр плавающей шайбы описывает окружность радиусом, равным величине расцентровки, с частотой, равной удвоенной частоте вращения муфты, что приводит к появлению переменной составляющей передаточного отношения, а следовательно, к возникновению динамических нагрузок в элементах привода.

Муфты продольной компенсации тяговых приводов с опорно-рамным подвешиванием представляют собой различные модификации карданного механизма, прообразом которых является карданная муфта передачи Жакмен. Модификация такого передаточного механизма с параллельной работой четырех поводков с резинометаллическими элементами в каждой муфте применена в тяговом приводе пассажирского тепловоза ТЭП70 (рис. 4.2.18) [37]. При применении муфт продольной компенсации в тяговом приводе тепловоза ТЭП70 улучшаются условия работы резинометаллических амортизаторов, так как отсутствуют переменные деформации коаксиального кручения, остаются деформации растяжения–сжатия при передаче тяговых моментов и деформации выворачивания и сдвига при компенсации вертикальных относительных перемещений частей тягового привода и при поперечных перемещениях колесной пары относительно рамы тележки.

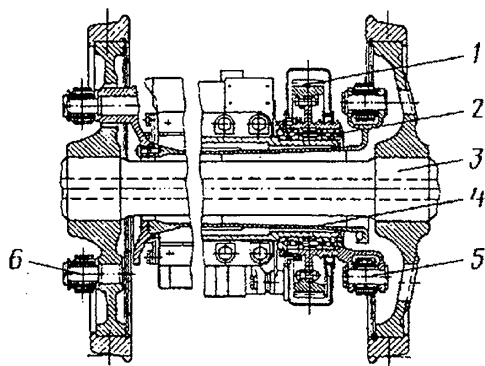


Рис. 4.2.18. Тяговый привод тепловоза ТЭП70:

1 – большое зубчатое колесо редуктора; 2 – подшипники опоры; 3 – ось колесной пары; 4 – полый вал;
5 – ведущая четырехповодковая муфта; 6 – ведомая четырехповодковая муфта

Эффективным с точки зрения минимизации осевых габаритов и технологичности выполнения следует считать использование дисковых резинокордных муфт в приводе ВТЗ-ВНИТИ (у тепловозов ТЭ125, ТЭ127, ТЭ150 и электровоза ВЛ84), показанном на рис. 4.2.19 [38]. Значительно меньшая динамика тягового привода такого типа с муфтами продольной компенсации предопределила использование его в скоростных локомотивах и электропоездах: в электровозах серии Е120, 101, 252 (Германия); электропоездах ICE (Германия); TGV (Франция), ETR-500 (Италия).

В конструкциях таких тяговых приводов стремятся обеспечить высокие значения радиальной жесткости муфт для поперечной устойчивости механизма и низкие торсионные и угловые жесткости. Торсионная жесткость компенсирующего механизма должна позволить отстройку собственной частоты крутильных колебаний тягового привода от частоты продольной качки тележки. Изгибная (карданная) жесткость муфт должна быть невысокой, чтобы не вызвать заметных дополнительных нагрузок на подшипниковые узлы зубчатого колеса. Это условие, как правило, обеспечивается при использовании в шарнирах шарнирно-поводковых муфт резинометаллических амортизаторов (сайлент-блоков) цилиндрической и сферической форм, а также дисковых резинокордных муфт.

Тяговый привод с опорно-рамным подвешиванием ТЭД и опорно-осевым тяговым редуктором. Такой тяговый привод довольно распространен на пассажирских локомотивах, так как даже с коллекторными ТЭД позволяет реализовать скорости движения 160...200 км/ч при допустимом воздействии на железнодорожный путь как в вертикальной, так и в горизонтальной плоскостях. Развитие конструкции такого привода для пассажирских локомотивов следующее: привод фирмы Брун-Бовери с пластинчатыми дисками, фирмы Сешерон (Швейцария) с пластинчатыми пружинами (у электровозов Е10004, Е10005, ЧС1, ЧС2), приводы фирмы Шкода (Чехия) с жесткими шарнирами Гука (у электровозов ЧС2, ЧС4, ЧС6, ЧС7, ЧС8), привод фирмы АСИА (Швеция) с упругой втулочной и зубчатой муфтами (у электровозов Ра 846-847, АЕМ-7). Тяговый привод такой конструкции применен в грузовых тепловозах 2ТЭ121 мощностью 2940 кВт с трехосными тележками и нагрузкой от колесной пары на рельсы до 245 кН (рис. 4.2.20). Эта разработка послужила базой для последующего применения в тяговых приводах пассажирских электровозов ЭП1, ЭП10.

По сравнению с опорно-осевым рассматриваемый привод имеет лучшие показатели и по неподдрессоренной массе, и по воздействию на путь. Неподдрессоренная масса такого привода складывается из колесной пары с буксами

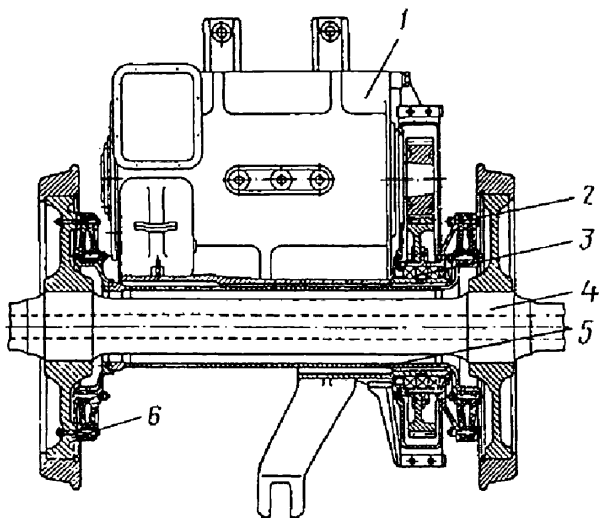


Рис. 4.2.19. Тяговый привод тепловоза ТЭ125 с муфтами с резинокордными элементами:

1 – ТЭД; 2 – ведущая муфта; 3 – подшипники опоры; 4 – ось колесной пары; 5 – полый вал; 6 – ведомая муфта

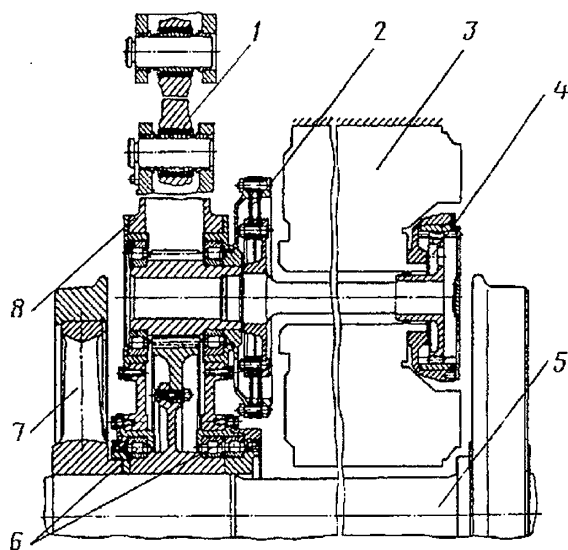


Рис. 4.2.20. Тяговый привод тепловоза 2ТЭ121:

1 – подвеска редуктора к раме тележки; 2 – упругая муфта; 3 – ТЭД с полым валом якоря; 4 – зубчатая муфта; 5 – ось колесной пары; 6 – подшипники опорного узла редуктора; 7 – спицевый центр колеса; 8 – корпус редуктора

и $\frac{1}{2}$ массы поводков и большей части корпуса редуктора с малой шестерней (примерно $\frac{2}{3}$ массы). В горизонтальной плоскости также появляется возможность разделить массы ТЭД и колесной пары с редуктором.

Относительные перемещения ТЭД, жестко закрепленного на раме тележки, и опорно-осевого тягового редуктора компенсируются механизмом, установленным между валом якоря ТЭД и ведущим валом редуктора, или механизмом, использующим полый ведущий вал редуктора. В качестве компенсирующего механизма, устанавливаемого между ТЭД и редуктором, применяются муфты шарнирно-поводковые; сдвоенные зубчатые с резино-кордными оболочками, кулачковые и т.д. Такие механизмы используются, как правило, в приводах небольшой мощности, а установка их в быстроходной части привода создает проблемы, обусловленные действием центробежных сил, уровнем высокочастотных деформаций упругих элементов. Тем не менее стремление использовать эластичное соединение в приводе оправдано, поскольку позволяет избежать в нем высоких динамических нагрузок от кинематического возбуждения со стороны пути.

Наибольшее распространение в локомотивостроении получили компенсирующие

механизмы, устанавливаемые внутри полого вала якоря ТЭД. В качестве компенсирующего механизма используются муфты: включающие пакеты пластин, шарнирные с жесткими шарнирами Гука, зубчатые в комбинации с дисковыми резинокордными или втулочно-пальцевыми муфтами. В последнем случае зубчатые муфты выбирают с максимально возможным диаметром по условию компоновки ТЭД, что позволяет уменьшить аксиальные силы при компенсации поперечных перемещений колесной пары относительно рамы тележки.

Для уменьшения воздействий тягового привода на железнодорожный путь в горизонтальной плоскости важно разделить массы колесной пары и ТЭД. В приводах типа "Шкода" компенсация поперечных перемещений колесной пары с редуктором относительно рамы тележки с ТЭД осуществляется шлицевым соединением между внутренним шарниром и якорной втулкой; в приводах типа ВТЗ-ВНИТИ – разбегом в зубчатой муфте, а при небольших перемещениях при работе в режиме тяги – за счет аксиальной податливости упругой муфты. Тяговый редуктор привода, как правило, сдвинут к одному из колес, что обуславливает разное воздействие на путь колес одной колесной пары (до 20 % при $v = 120 \dots 140$ км/ч). Однако смещенное поло-

жение редуктора относительно середины оси улучшает демпфирование высокочастотных фрикционных автоколебаний при боксовании колесной пары.

Реактивная подвеска редуктора привода выполняется, как правило, с применением плоских и сферических резинометаллических элементов длинными стержнями, позволяющими компенсировать перемещения колесной пары в раме тележки с приемлемым уровнем деформаций упругих элементов подвески. В двухосных тележках стремятся выполнить крепление подвески к раме тележки ближе к оси поворота ее рамы при колебаниях продольной качки.

Рассматриваемый привод позволяет реализовать передаточные числа редуктора не меньшие, чем опорно-осевой, и использовать его для грузовых и пассажирских локомотивов.

Несущий корпус редуктора обеспечивает постоянно центральную зубчатую пару, хорошее прилегание зубьев зубчатой пары, а также стабильное и обильное смазывание зубьев передачи. В зависимости от условий эксплуатации возможно применение как раздельной, так и общей смазочной системы подшипников и зубчатой передачи редуктора с использованием жидких масел, при которой упрощаются конструкции уплотнительных устройств редуктора.

Глава 4.3

УЗЛЫ ХОДОВЫХ ЧАСТЕЙ ВАГОНОВ

4.3.1. КОЛЕСНЫЕ ПАРЫ

Колесная пара является одним из ответственных узлов ходовой части вагона и предназначена для направления движения вагона по рельсовому пути и восприятию всех нагрузок от кузова вагона на рельсы и обратно при вращении колес. Техническое состояние колесной пары оказывают влияние на плавность хода, динамические силы при взаимодействии вагона и железнодорожного пути и сопротивление движению. Колесная пара должна отвечать следующим требованиям [15]: обладать достаточной прочностью при минимальной возможной ее массе, некоторой упругостью с целью снижения уровня шума и смягчения толчков на неровностях пути; обеспечивать возможно наименьшее сопротивление качению по рельсам и большее сопротивление износу изнашиваемых в эксплуатации элементов.

Типовая колесная пара состоит из оси 1 и двух колес 2 (рис. 4.3.1), соединенных жестко с осью посредством прессовой посадки с определенным натягом, создаваемым специальным прессом с записью диаграммы силы запрессовки. При тепловой посадке колеса нагретую до определенной температуры ступицу колеса свободно надевают на ось, после остывания ступицы создается прочное соединение колеса с осью. При тепловой посадке, по сравнению с прессовой посадкой, повышаются силы распрессовки колес, исключаются механические повреждения сопрягаемых поверхностей, что увеличивает сопротивление усталости колесной пары. Однако такая посадка имеет существенные недостатки: отсутствует контроль прочности посадки; расходуется большое количество электроэнергии на нагрев ступицы колеса; необходима дополнительная площадь колесного цеха для охлаждения колесных пар после посадки колес; требуется большая сила распрессовки колес и возможно возникновение задиров посадочных поверхностей. Вследствие этого в настоящее время тепловая посадка колес не применяется в отечественном машиностроении.

На ряде зарубежных вагонов (в основном высокоскоростных пассажирских поездов) применяют колесные пары со свободновращающимися на невращающейся оси колесами с целью улучшения динамических качеств вагонов и их воздействия на путь.

Тип колесной пары определяется типом оси и диаметром колес. Основным типом колесных пар в нашей стране являются колесные пары с цельнокатаными стальными колесами диаметром $D = 950$ мм по кругу катания и с роликовыми подшипниками (табл. 4.3.1).

Для безопасности движения вагона по рельсовому пути колесная пара должны иметь размеры, указанные в табл. 4.3.2.

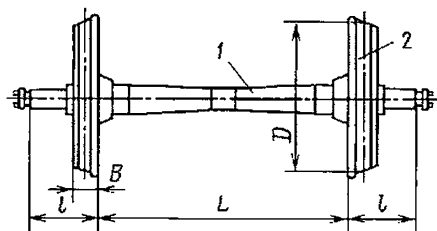


Рис. 4.3.1. Типовая колесная пара вагона

Для беспрепятственного бесперегрузочного поезда грузовых вагонов, по железным дорогам с различной шириной колеи сконструированы колесные пары с раздвижными вдоль оси колесами. Такие колесные пары более сложные, имеют большую массу и более высокую стоимость изготовления, чем типовые колесные пары. Передвижение колес на

оси из одного положения в другое происходит автоматически при движении вагона по специальному путевому переводному устройству, расположенному между участками пути различной ширины.

Оси колесных пар вагонов [42]. Основной частью каждой колесной пары является ось (рис. 4.3.2), имеющая шейку l , предпод-

4.3.1. Типы отечественных колесных пар

Тип колесной пары	Тип оси	Диаметр колеса, мм	Примечание
РУ1-950	РУ1	950	Грузовые и пассажирские постройки после 1963 г.
РУ1Ш-950	РУ1Ш	950	Грузовые и пассажирские постройки после 1979 г.
РУ-950	РУ	950	Грузовые и пассажирские постройки после 1964 г.
РУ-1050	РУ	1050	Пассажирские вагоны постройки до 1959 г.

Примечание: РУ – роликовая унифицированная (для грузовых и пассажирских вагонов); РУ1 – для роликовых подшипников с наружным диаметром наружного кольца 250 мм; Ш – торцовое крепление внутреннего кольца подшипника на шейке оси шайбой.

4.3.2. Основные размеры колесной пары, мм

Наименование	Наименьший	Номинальный	Наибольший
Расстояние между внутренними гранями L для скоростей движения:			
до 120 км/ч	1438	1440	1441
выше 120 км/ч	1439	1441	1442
Отклонения расстояния L в четырех точках в двух взаимно перпендикулярных плоскостях ΔL	0	0	1,5
Диаметр по кругу катания колеса*, D	950	950	964
Отклонение диаметров колес одной колесной пары ΔD :	0	0	1
без обточки	0	0	1
с обточкой	0	0	1,5
Овальность по кругу катания колеса	0	0	0,5
Ширина обода колеса B	130	130	130
Расстояние между кругами катания колес $2S$	1578	1580	1582
Разница расстояний от торца оси до внутренней грани обода колеса Δl	–	3	–
Расстояние между серединами шеек оси $2L_c$	–	2036	–

* Все типы кроме РУ-1050.

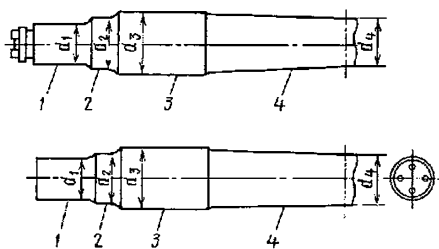


Рис. 4.3.2. Типовая ось колесной пары

ступичную часть 2, подступичную 3 и среднюю часть 4, плавно сопряженные между собой через галтели различного радиуса. Оси различаются между собой размерами в зависимости от осевой нагрузки вагона, формой круглого поперечного сечения (сплошные или полые); способом торцового крепления роликовых подшипников на шейке (корончатой гайкой или шайбой).

Для грузовых вагонов с осевой нагрузкой 245 кН применяют усиленную ось, у которой диаметр шейки $d_1 = 140$ мм, подступичной части $d_3 = 204$ мм и средней части $d_4 = 172$ мм вместо соответственно 130, 194 и 165 мм у типовой оси РУ1 и РУ1Ш вагонов.

Ось изготавливают в исполнении УХЛ из стали марки ОсВ. Гарантийный срок эксплуатации чистовой оси 8,5 лет, а полный срок службы 15 лет. Для повышения предела выносливости осевой стали в эксплуатации вся поверхность оси после ее отбочки накатывается роликами на специальных токарно-накатных станках, а затем шейки и подступичные части шлифуются, промываются раствором триэтанолamina и обдуваются воздухом в специальных раздельных камерах.

Полая ось весит на 100...110 кг меньше, чем ось сплошного поперечного сечения (рис. 4.3.3). Как показала опытная эксплуатация, посадка колес на оси ослабевает ввиду возникновения в основном остаточных деформаций полый оси, а сила распрессовки колес меньше силы запрессовки.

Колеса колесных пар вагонов [42]. По способу изготовления колеса делятся на цельнокатанные и цельнолитые, причем первые имеют лучшие прочностные и износостойкие характеристики и обладают более высокой эксплуатационной надежностью в соответствии с ГОСТ 10791. Цельнокатанные колеса изготавливают из стали с ударной вязкостью при температуре 20 °С 0,3 МДж/м² или 0,2 МДж/м².

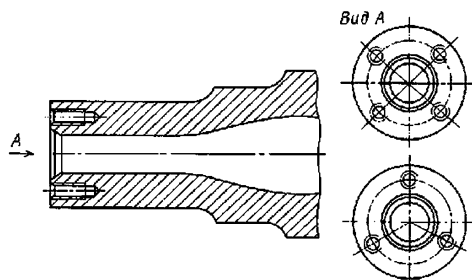


Рис. 4.3.3. Полая ось колесной пары

Цельнокатанное колесо состоит из обода 1 с поверхностью катания 4 и гребнем 5, диска 2, обладающего некоторой упругостью с целью снижения динамических сил, ступицы 3, которой колесо насаживается на подступичную часть оси (рис. 4.3.4). Обод колеса подвергается прерывистой закалке с последующим отпуском для повышения износостойкости профиля колеса. Гребень колеса с углом наклона 60° наружной грани служит для направления движения, предотвращая сход колесной пары с рельсов. От угла наклона гребня зависит устойчивость от вкатывания колеса на рельс: чем он больше, тем устойчивость выше.

Кроме стандартных профилей колес разработаны еще два типа профилей, один из которых предназначен для колесных пар вагонов железных дорог России с выходом на железные дороги Западной Европы, а другой – для железных дорог Западной Европы. Поверхность катания этих профилей круголинейная,

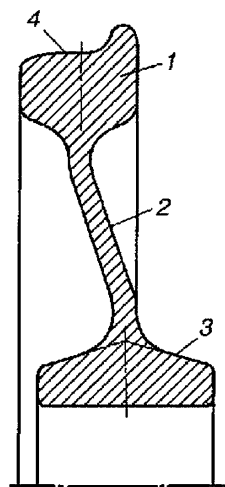


Рис. 4.3.4. Цельнокатанное колесо колесной пары

а угол наклона наружной грани гребня колеса увеличен до 70° , в результате чего на 25 % улучшается устойчивость колесной пары от схода с рельсов, снижаются контактные напряжения, на 25 % уменьшается износ гребня колеса и на 50 % увеличивается срок службы колеса, повышается плавность хода пассажирских вагонов при высоких скоростях движения.

С целью уменьшения ускорений необрессоренных масс вагона, снижения уровня боковых сил, коэффициента динамической добавки, гашения высокочастотных звуковых колебаний спроектированы опытные упругие колеса различной конструкции. В качестве упругих элементов, расположенных между ободом и колесным центром, используются резиновые прокладки и элементы, пневматические резиновые шины.

На рис. 4.3.5 показано упругое колесо болтовой конструкции, подкатываемое под кузов вагона метрополитена. Бандаж 8 особой формы насажен на центральный диск 7 и укреплен дополнительным кольцом 9. Между центральным диском 7 и колесным центром 11 расположены восемь работающих на сдвиг резиновых вкладышей 6, прижатых к колесному центру 11 и центральному диску 7 нажимной шайбой 3, шпильками 2 с гайками 1, пластинчатыми шайбами 12 и вкладышами. Нажимная шайба 3 фиксируется штифтами 4 и болтами 5. Для отвода электрического тока от

колеса к рельсу имеются два гибких шунта 10. При изготовлении и ремонте предусмотрена мера по защите резиновых вкладышей 6 от повреждений при сварочных и наплавочных работах и обточке поверхности катания бандажа.

На железных дорогах России и США в 70-х годах использовались упругие колеса с центром из алюминиевого сплава АМГ6. Однако вследствие ненадежной бандажной конструкции и сложности обеспечения надежного соединения алюминиевого центра со стальной осью при изменении температуры нагрева их при торможении они не нашли практического применения у вагонов.

Расчет колесной пары [15]. В колесной паре наиболее нагруженным элементом является ось, в которой возникают знакопеременные деформации поперечного изгиба, причем число циклов нагружения за срок службы оси весьма большое ($1 \cdot 10^9$ циклов для пассажирских вагонов, $1,2 \cdot 10^9$ циклов для грузовых и изотермических вагонов).

Расчет оси производится вероятностным методом с учетом сопротивления усталости, вероятного рассеяния прочностных характеристик оси и действующих на нее динамических вертикальных и горизонтальных сил. В качестве критерия оценки прочности для каждого расчетного сечения оси принимается условие

$$n \geq [n],$$

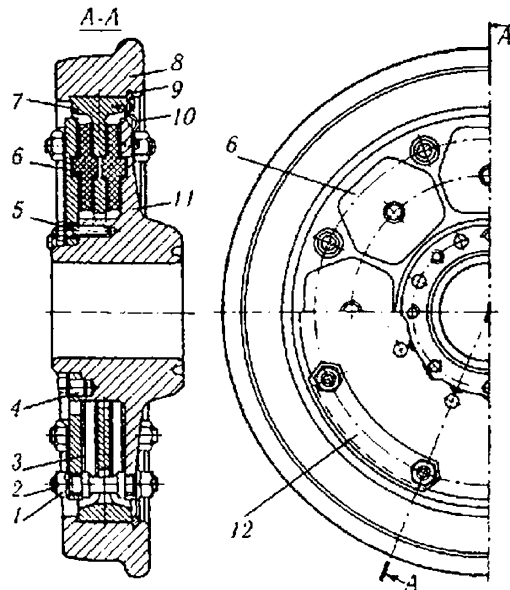


Рис. 4.3.5. Упругое колесо болтовой конструкции

где n – расчетный коэффициент запаса усталостной прочности; $[n]$ – допускаемый коэффициент запаса сопротивления усталости оси; $[n] = 2$ для осей грузовых вагонов; $[n] = 2,1$ для осей почтовых, багажных, почтово-багажных вагонов; $[n] = 2,3$ для осей пассажирских вагонов.

Расчет этого коэффициента ведется в четырех расчетных сечениях оси (рис. 4.3.6):

$$n_i = \frac{2\alpha_{\min}}{e^{s(m-1)}} \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_c [\Phi(t_{\max}) - \Phi(t_{\min})]}},$$

где $\Phi(t_{\max})$, $\Phi(t_{\min})$ – нормированные интегральные функции нормального распределения (функция Лапласа), определяемые по справочникам;

$\alpha_{\max} = \frac{\sigma_i}{\sigma_{cmi}}$; $\alpha_{\min} = \frac{\sigma_{-1Di}}{2\sigma_{cmi}}$ – соответственно максимальный и минимальный

коэффициенты перегрузки расчетных сечений оси; σ_{-1Di} – пределы выносливости: 150 МПа накатанной и 80 МПа ненакатанной для сечений 1–1 и 2–2; 130 МПа накатанной оси и 80 МПа ненакатанной оси для сечения 3–3; 180 МПа для накатанной оси и 135 МПа ненакатанной

оси для сечения 4–4; σ_i и σ_{cmi} – напряжения в расчетных сечениях оси соответственно от динамических и статической нагрузок на ось; m – показатель степени в уравнении кривой усталости; $m = 18$ для накатанных осей; $m = 8$ для ненакатанных осей; N_0 – базовое число циклов; $N_0 = 10^8$; N_c – суммарное число циклов нагружения за срок службы оси.

Значения параметров s , t_{\max} и t_{\min} определяются по формулам:

$$s = t_0 - \sqrt{t_0^2 - 2 \ln \alpha_{\max}};$$

$$t_{\max} = \left[\ln \alpha_{\max} + \frac{s^2}{2} \right] / s - sm;$$

$$t_{\min} = \left[\ln \alpha_{\min} + \frac{s^2}{2} \right] / s - sm;$$

$t_0 = 4,5$ для осей пассажирских вагонов; $t_0 = 4$ для осей грузовых вагонов.

Коэффициент запаса усталостной прочности можно определять также по номограммам при известных значениях коэффициентов перегрузки оси α_{\max} и α_{\min} (рис. 4.3.7).

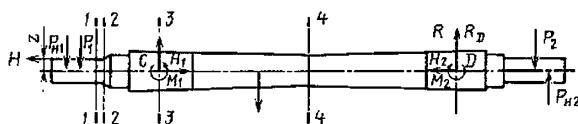


Рис. 4.3.6. Расчетная схема оси колесной пары ($P_{1,2}$ – суммарная вертикальная нагрузка; $P_{n1, n2}$ – сила инерции от колебания необрессоренных масс; R – вертикальные реакции в опорах оси на колеса; H – рамная сила; $H_{1,2}$ – горизонтальные силы в опорах оси на колеса; $M_{1,2}$ – моменты;

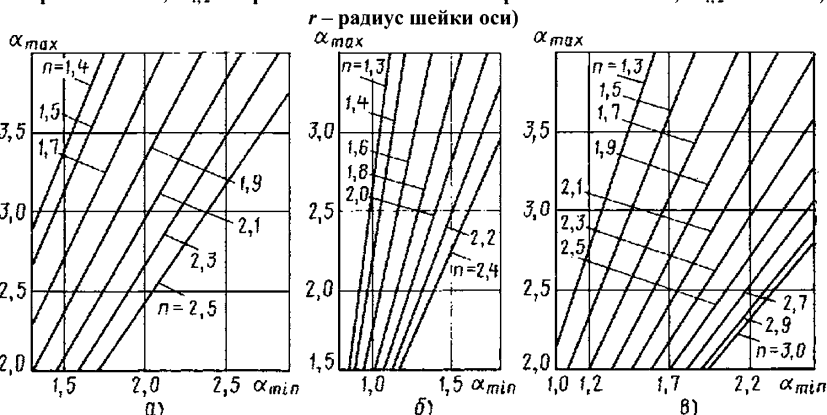


Рис. 4.3.7. Номограммы для определения коэффициента запаса усталостной прочности оси n в зависимости от коэффициентов перегрузки α_{\max} и α_{\min} :

a – накатанная ось грузового вагона; b – ненакатанная ось грузового вагона;

$в$ – накатанная ось пассажирского вагона

4.3.2. БУКСОВЫЕ УЗЛЫ

Буксовые узлы служат для передачи веса от кузова вагона на шейки всех колесных пар, для соединения колесных пар с рамой тележки, для ограничения продольных и поперечных перемещений колесных пар относительно рамы тележки, а также для защиты шеек оси от повреждений и загрязнений [15]. Буксовый узел является необрессоренным узлом, жестко воспринимает динамические нагрузки от рельсового пути, испытывает значительные удары при прохождении колеи по рельсовым стыкам, от действия центробежной силы в кривых и сил инерции при торможении.

Конструкции букс различаются для грузовых и пассажирских вагонов, предназначенных для обычных, скоростных и высокоскоростных поездов.

В настоящее время на сети РЖД применяются буксы только с роликовыми подшипниками качения, которые различаются по способу посадки внутреннего кольца на шейку оси – с горячей и втулочной посадками; по типу торцового крепления внутреннего кольца подшипника на шейке оси – с креплением корончатой гайкой или приставной шайбой; по числу роликовых подшипников на одной шейке оси – с одним или двумя подшипниками, а для скоростных и высокоскоростных вагонов с дополнительным упорным шарикоподшипником.

Буксы изготавливают со стальным или алюминиевым (опытные) корпусом и бескорпусные. Опытные буксы имеют упругие элементы (резину) между корпусом буксы и рамой тележки, смягчающие удары и поглощающие шум.

Типы букс грузовых и пассажирских вагонов приведены в табл. 4.3.3.

На железных дорогах России типовая роликовая букса вагонов имеет горячую посадку внутреннего кольца цилиндрического роликового подшипника, при которой внутреннее его кольцо нагревается и свободно надевается на шейку оси и после его остывания прочно ее охватывает. При втулочной посадке, которая применяется редко, коническая втулка запрессовывается специальным прессом между шейкой оси и внутренним кольцом подшипника с конической внутренней поверхностью.

В буксах современных вагонов используются радиальные ролико-подшипники с короткими цилиндрическими роликами двух типов: однорядные с безбортовым внутренним кольцом и плоским приставным внутренним кольцом. В буксах вагонов прежней постройки применялись сферические двухрядные бортовые подшипники на втулочной посадке. Конические роликоподшипники в отечественных буксах как типовые не устанавливаются ввиду их заклинивания при повреждении одного из двух подшипников или одного двухрядного подшипника.

4.3.3. Типы букс грузовых и пассажирских вагонов с роликовыми подшипниками

Тип букс	Подшипник, габаритные размеры, мм	Условное обозначение	Тип вагона
1. С двумя цилиндрическими подшипниками на горячей посадке	130×250×80	30-42726 ЛМ (задний) 30-232726ЛМ (передний)	Грузовой с осевой нагрузкой до 235 кН и пассажирский
	140×260×80	30-42728 ЛМ (задний) 30-232728ЛМ (передний)	Грузовой с осевой нагрузкой до 245 кН
2. С передним цилиндрическим и задним сферическим подшипниками на втулочной посадке	135×280×93	73727 (задний) 72727Л2 (передний)	Цельнометаллический пассажирский (прежних лет постройки)
3. С двумя сферическими подшипниками на втулочной посадке	133×280×93	7327 (задний) и (передний)	Цельнометаллический и грузовой (прежних лет постройки)

В последние годы в отечественных вагонах эксплуатируют буксовые узлы (опытная партия) с кассетными подшипниками с коническими роликами, изготовленными по образцу подшипников, применяемых в США, Японии, Канаде, Швеции. Такой буксовый узел состоит из двухрядного конического роликоподшипника, заправленного смазкой и отрегулированного на заводе-изготовителе по зазорам, встроенного уплотнения, крепительного кольца и полубуксы (адаптера) для передачи нагрузки от рамы тележки на подшипник. Гарантийный срок работы такого подшипника 6–8 лет, вышедший из строя подшипник ремонтируется только на заводе-изготовителе, а вместо него устанавливается новый кассетный подшипник (запрессовка подшипника на шейку оси), поступившего с завода-изготовителя.

Современная типовая букса с двумя цилиндрическими роликоподшипниками имеет торцовое крепление внутреннего кольца от продольного сдвига на шейке оси корончатой гайкой или приставной шайбой. Буксовый узел в обоих случаях состоит из следующих элементов (рис. 4.3.8): литого стального (низколегированная сталь 20ФЛ или 20ГЛ) или алюминиевого (сплав АМГ6 или 1915) корпуса 1 с передним 2 и задним 3 цилиндрическими роликоподшипниками; лабиринтного уплотнения 4 и 5, крепительной 7 и смотровой 9 крышек, крепящихся болтами 6. Крепление внутреннего кольца подшипника осуществляется корончатой гайкой 8, стопорной планкой 10 и болтами для ее крепления к торцу шейки оси. При креплении приставной шайбой имеются тарельчатая шайба и приставное кольцо, упирающееся в торец внутреннего кольца переднего подшипника.

ОАО ПО "Уралвагонзавод" спроектировал буксу с резиновой прокладкой или прокладкой из специальной пластмассы между верхней частью корпуса буксы и боковой рамой грузовой тележки для смягчения радиальных и поперечных сил и с резиновой шайбой на шейке оси перед передним подшипником для смягчения осевых сил. Нижняя часть буксы корпуса не имеет, а лабиринтная часть и крепительная крышка соединены между собою тремя или четырьмя продольными болтами, а для уплотнения корпуса буксы имеются уплотнительные резиновые прокладки между крепительной крышкой и наружным кольцом переднего подшипника, а также между лабиринтным уплотнением и наружным кольцом заднего подшипника.

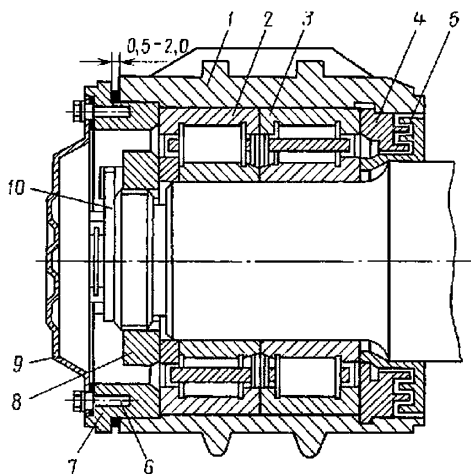


Рис. 4.3.8. Типовая букса с двумя цилиндрическими роликовыми подшипниками для грузового вагона

Буксовый узел может иметь также цельный цилиндрический корпус 1 с буртами для закрепления резиновой прокладки 4 (рис. 4.3.9), съемное седло (адаптер) 3, которое центрируется и фиксируется в буксовом проеме 2 выступами. Букса имеет цилиндрические роликовые подшипники 5. Такая букса позволяет улучшить динамические качества вагона и его взаимодействие с путем.

Опытная букса, разработанная в МИИТе, имела дополнительный упорный шарикоподшипник для лучшего восприятия цилиндрическими роликами подшипника осевых сил. Шарикоподшипник располагался между передним и задним типовыми цилиндрическими роликовыми подшипниками с общим внутренним кольцом на шейке оси или отдельными внутренними кольцами для каждого подшипника.

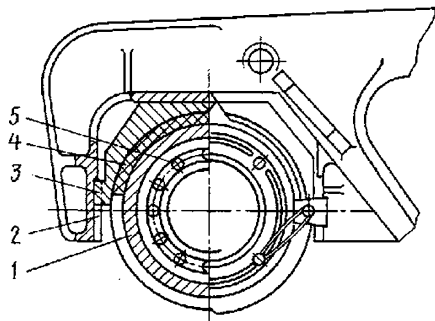


Рис. 4.3.9. Буксовый узел с резиновой прокладкой между буксой и боковой рамой тележки вагона

Наружное кольцо шарикоподшипника состояло из двух половин с разъемом по окружности и имело меньший диаметр, чем наружные кольца цилиндрических подшипников, между которыми установлены тарельчатые рессоры или резинометаллические дистанционные кольца. Эксплуатационные испытания буксы показали ее высокую надежность и хорошую работоспособность.

Корпус буксы пассажирского вагона имеет кронштейн 1 с отверстиями 2 для пропуска шпинтонов надбуксового рессорного подвешивания (рис. 4.3.10). На кронштейн опираются пружины надбуксового подвешивания. Торцовая часть корпуса буксы, в потолке которой имеется глухое отверстие для термодатчика контроля температуры нагрева буксы, позволяет устанавливать редукторно-карданный привод подвагонного генератора. Задняя часть буксы выполнена как одно целое с лабиринтной частью.

В бескорпусной буксе с цилиндрическими роликами роль корпуса выполняет наружное кольцо подшипника (рис. 4.3.11).

Буксы вагонов скоростных и высокоскоростных пассажирских поездов отличаются от типовых наличием упорного шарикоподшипника, воспринимающего повышенные осевые нагрузки при скоростях движения до 200...250 км/ч. Букса пассажирского вагона высокоскоростного поезда "Русская тройка" и скоростного поезда "Аврора" кроме двух типовых цилиндрических подшипников имеет шарикоподшипник с двумя тарельчатыми рессорами и разъемным внутренним кольцом, насаженным на шейку оси перед передним цилиндрическим подшипником для восприятия только осевых сил.

Роликовые буксы зарубежных вагонов высокоскоростных поездов также имеют упорные шарикоподшипники для восприятия только осевых нагрузок. Так, у вагонов экспресса "Токайдо" (Япония), курсирующего со скоростями до 250...300 км/ч, букса имеет

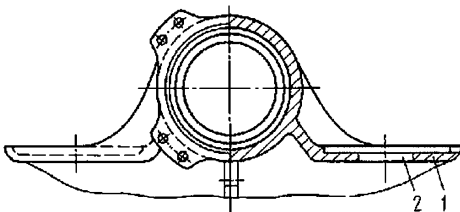


Рис. 4.3.10. Корпус буксы пассажирского вагона

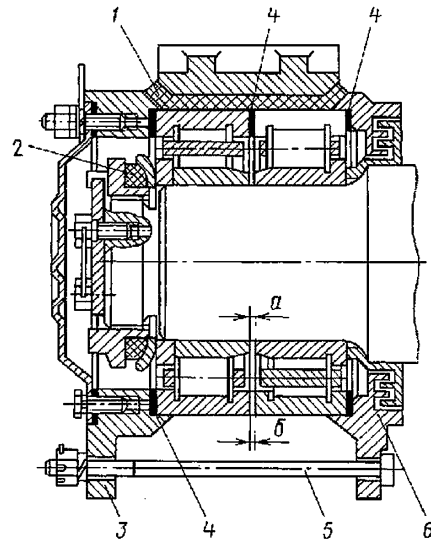


Рис. 4.3.11. Бескорпусная букса вагона с роликовыми подшипниками:

1 и 2 – резиновые прокладки; 3 – крепительная крышка; 4 – уплотнительные прокладки; 5 – соединительные болты; 6 – лабиринтная часть

двухрядные цилиндрические подшипники с общим внутренним кольцом и шарикоподшипник с тарельчатыми рессорами, насаженный тепловым способом на шейку оси колесной пары перед передним цилиндрическим подшипником.

Вагон скоростного поезда во Франции имеет корпусной буксовый узел с двумя шарикоподшипниками, расположенными между двумя типовыми цилиндрическими роликоподшипниками, для восприятия только осевых сил. Внутреннее кольцо цилиндрического подшипника, насаженное на шейку оси колесной пары тепловым способом, закреплено от осевого смещения фасонной приставной шайбой и винтами.

В США колесные пары грузовых вагонов имеют бескорпусные буксы кассетного типа с коническими или цилиндрическими роликовыми подшипниками с общим наружным кольцом 7, являющимся одновременно и корпусом буксы (рис. 4.3.12). Передняя крышка 5 прикреплена к шейке 3 оси тремя болтами 4, а переднее и заднее фасонные уплотнительные кольца 6 входят внутрь наружного кольца подшипника. На наружное кольцо надето седло 2 или адаптер, на которое опирается рама 1 тележки.

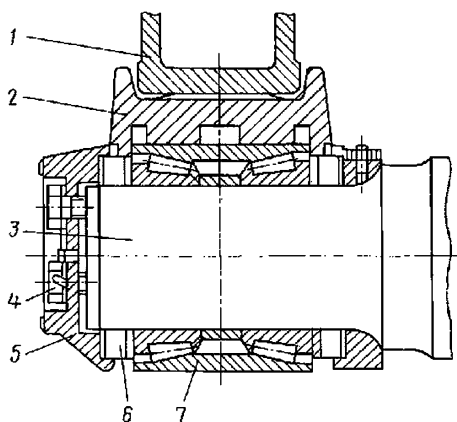


Рис. 4.3.12. Бескорпусный буксовый узел с кассетным роликовым подшипником вагонов

Фирма SKF выпускает бескорпусные роликовые буксы типа RBU с двухрядным цилиндрическим подшипником с общим наружным кольцом, с комбинированными лабиринтно-манжетными уплотнениями с воротником и с опорным седлом, на которое опирается рама тележки. Торцовая крышка прикреплена к шейке оси колесной пары тремя болтами. Торцовая крышка, воротник и опорное седло отлиты из чугуна с шаровидным графитом. Симметричный стальной сепаратор служит резервом для смазки и обеспечивает эффективное смазывание роликов и беговых дорожек колес подшипников.

Надежность роликоподшипников во многом зависит от качества их смазывания. С 1973 г. в нашей стране применяется консистентная смазка марки ЛЗ-ЦНИИ, обладающая противоизносными, противокоррозионными и противозадирными свойствами в процессе интенсивного нагружения подшипников в эксплуатации в режиме вязкого трения. Однако при попадании в корпус буксы воды (до 5 %) качество смазки ухудшается и происходит схватывание торцов роликов с бортами колец подшипника, износ центрирующей поверхности сепаратора и коррозия деталей подшипника. В результате многочисленных испытаний во ФГУП ВНИИЖТ предложена модифицированная универсальная смазка на литевой основе марки "Литол" со специальными химическими активными присадками.

Для повышения надежности роликовых букс вагонов в 1995 г. организован опытный выпуск роликоподшипников с сепаратором из полиамида, масса которого в 10 раз меньше

латунного сепаратора, и он имеет более тонкие перемычки, вследствие чего в подшипнике можно размещать 15, а не 14 роликов, что способствует повышению долговечности подшипника примерно на 20 %, а несущей радиальной и осевой грузоподъемности на 9...10 %. Кроме того, полиамидные сепараторы обеспечивают меньшую шероховатость скольжения торцов роликов, что приводит к значительному росту несущей их способности при максимальных нагрузках, и повышают ресурс работы консистентной смазки благодаря уменьшения скорости окисления ее в эксплуатации. При аварийном состоянии подшипника с полиамидным сепаратором его живучесть повышается примерно в 50 раз за счет того, что полиамид, расплавляясь при повышенной температуре (более 300 °С), выполняет дополнительную функцию смазки.

Подбор роликовых подшипников для буксового узла [43, 44]. Он проводится в следующем порядке:

- определяются действующие на подшипник силы;

- выбирается тип и количество подшипников, устанавливаемых на шейке оси колесной пары;

- рассчитываются эквивалентные нагрузки на подшипник;

- устанавливается долговечность подшипника;

- вычисляется требуемая динамическая грузоподъемность подшипника;

- по каталогу подшипников находят размеры подшипника по выбранному типу, обеспечивающие необходимую динамическую нагруженность;

- проверяется материал подшипника на контактную прочность тел качения и колец подшипника при действии на них максимальных сил;

- устанавливается надежность подшипника на основе вероятностных расчетов, рассматривая случайный характер процессов его работы.

Для определения прочности и долговечности роликового подшипника принимается расчетная схема (рис. 4.3.13), при которой центр наиболее нагруженного ролика расположен на направлении действия вертикальной нагрузки P_n , а нагрузка на остальные ролики уменьшается пропорционально косинусу угла между направлением силы и прямой, соединяющей центр ролика с центром подшипника.

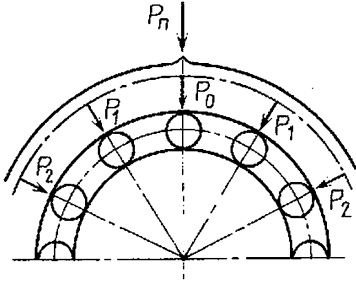


Рис. 4.3.13. Расчетная схема нагружения роликоподшипника

Вертикальная статическая сила, действующая на буксу груженого вагона,

$$P_{б.г} = \frac{1}{2} \left(\frac{P_{ст} + T}{m_0} - P_{к.п} \right),$$

а действующая на буксу порожнего вагона

$$P_{б.п} = \frac{1}{2} \left(\frac{T}{m_0} - P_{к.п} \right),$$

где $P_{ст}$ – статическая нагрузка нетто вагона; T – вес тары вагона; $P_{к.п}$ – вес колесной пары; m_0 – количество колесных пар вагона.

Горизонтальная сила, действующая по направлению продольной оси колесной пары, на одну буксу груженого вагона

$$H_{б.г} = \frac{P_{ст} + T}{2m_0} \eta,$$

а порожнего вагона

$$H_{б.п} = \frac{T}{2m_0} \eta,$$

где η – коэффициент, учитывающий действие горизонтальных нагрузок (центробежную силу, силу ветра); $\eta = 0,125$ для пассажирских вагонов; $\eta = 0,1$ для грузовых вагонов.

При выборе типа и числа роликоподшипников на шейке оси колесной пары учитывают следующие основные требования к подшипникам, предъявляемые к ним в процессе эксплуатации:

- точность;
- надежность; защищенность от засорения, вытекания, вымывания смазочного материала;
- быстроходность;

жесткость;

- вибро- и ударостойкость; приспособленность конструкции к монтажу, перекосам, смазыванию, регулировке зазоров, охлаждению;
- ремонтпригодность;
- безопасность; экономичность;
- энергоснабжение;
- экологичность.

Предварительный выбор типа и серии подшипника можно выполнить с использованием специальных данных. При выборе типа и серии роликоподшипника особое внимание должно быть уделено высокой надежности с учетом заданной долговечности, вибростойкости и ударостойкости.

При расчете все радиальные и осевые силы, действующие на подшипник, приводятся к эквивалентной (условной) силе, определяемой по формуле:

$$P_r = (XV F_r + YF_a) K_T K_B, \quad (4.3.1)$$

где X и Y – коэффициенты соответственно радиальной и осевой сил; V – коэффициент вращения; $V = 1$ при вращении внутреннего кольца подшипника; $V = 1,2$ при вращении наружного кольца подшипника; K_T – температурный коэффициент; K_B – динамический коэффициент безопасности.

Формула (4.3.1) применяется при расчете динамической эквивалентной радиальной нагрузки шариковых радиальных и радиально-упорных, роликовых подшипников, а для радиальных роликоподшипников применяется формула

$$P_r = F_r K_T K_B. \quad (4.3.2)$$

Динамическая эквивалентная осевая сила для шариковых и роликовых упорно-радиальных подшипников

$$P_a = (X F_r + Y F_a) K_T K_B,$$

а для роликовых упорных и шариковых подшипников

$$P_a = F_a K_T K_B. \quad (4.3.3)$$

Для определения эквивалентной динамической силы переменные радиальные и осевые силы, действующие на роликовый подшипник, необходимо привести к средним постоянным величинам. При достаточной точности расчетов средняя постоянная сила, имеющая такое же влияние на долговечность подшипника, что

и переменная сила, определяется по формуле

$$F_r = 3,33 \sqrt{p_1 F_1^{3,33} + p_2 F_2^{3,33} + \dots + p_l F_l^{3,33}}, \quad (4.3.4)$$

где p_1, p_2, \dots, p_l – повторяемость нагрузок соответственно F_1, F_2, F_l .

Применительно к роликоподшипникам применяются два слагаемых формулы (3.4.4): $p_1 = 0,7$ для груженых грузовых вагонов; $p_2 = 0,3$ для порожних грузовых вагонов; $p_1 = p_2 = 0,5$ для специализированных грузовых вагонов; $p_1 = 1, p_2 = 0$ для пассажирских вагонов.

При определении эквивалентной динамической осевой нагрузки рассматривается движение вагона на прямых и кривых участках железнодорожного пути, доля прямых участков пути составляет 0,75, а кривых – 0,25. Принимается также, что каждая сторона буксы вследствие равного числа правых и левых кривых находится под действием осевой нагрузки $\frac{1}{2}$ времени движения как по прямым, так и кривым участкам пути. В этих случаях

$p_1 = 0,375, p_2 = 0,125$ и $F_1 = \frac{2}{3} H_{\text{ц}}$ при движении в кривых (где $H_{\text{ц}}$ – центробежная сила, приложенная к подшипнику).

Цилиндрические роликоподшипники рассчитываются только на радиальные нагрузки, а шариковые радиальные, радиально-упорные и упорные – только на осевые нагрузки.

Долговечность подшипника в млн оборотов колеса при 90%-ной их надежности рассчитывается на основе эквивалентной нагрузки P и динамической грузоподъемности C по формулам:

$$\text{для роликоподшипников } L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}};$$

$$\text{для шарикоподшипников } L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^3,$$

где C – базовая динамическая грузоподъемность (принимается по каталогам); P – эквивалентная динамическая нагрузка.

Долговечность подшипника в километрах пробега можно определить по формуле

$$L_{10s} = L_{10} \pi D_k,$$

где D_k – диаметр по кругу катания среднеизношенного колеса колесной пары вагона, принимается 0,9 м.

Расчетная долговечность роликоподшипника должна быть не менее 3 млн км для пассажирских вагонов и не менее 1,5 млн км для грузовых вагонов, при которых число оборотов подшипника равно 1062 млн для пассажирских вагонов и 524,5 тыс. для грузовых.

Долговечность роликоподшипника в часах его работы

$$L_{10h} = \frac{10^6 L_{10}}{60n},$$

где n – частота вращения подшипника, мин^{-1} .

В общем случае расчет роликоподшипника может быть сведен к решению одной из двух поставленных задач: проверке долговечности данного типа, серии и размеров подшипника; выбору подшипника по заданной долговечности. В первом случае при проектировании новой конструкции роликоподшипника определяется необходимая динамическая грузоподъемность. Для радиальных роликоподшипников базовая динамическая радиальная грузоподъемность

$$C_r = b_m f_c (i L_{we} \cos \alpha)^{7/9} Z^{3/4} D_{we}^{29/27},$$

где b_m – коэффициент, характеризующий свойства стали с учетом способа ее изготовления; $b_m = 1$ для цилиндрических и конических роликовых подшипников с механически обработанными кольцами; f_c – коэффициент, зависящий от геометрии деталей подшипника, точности его изготовления и материала (берется из справочника по подшипникам качения); L_{we} и D_{we} – соответственно длина и диаметр ролика, мм; i – число рядов тел качения; α – номинальный угол контакта подшипника; Z – число тел качения в однородном и в одном ряду многорядного подшипника при равном их количестве в каждом ряду.

Для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников для расчета C_r применяются следующие формулы:

$$C_r = b_m f_c (i \cos \alpha)^{0,7} Z^{2/3} D_{we}^{7,8} \text{ при}$$

$$D_{we} \leq 25,4 \text{ мм};$$

$$C_r = 3,647 b_m f_c (i \cos \alpha)^{0,7} Z^{2/3} D_{we}^{1,4} \text{ при}$$

$$D_{we} > 25,4 \text{ мм},$$

где коэффициенты b_m, b, f_c определяются из таблиц справочника по подшипникам.

Для принятой выше расчетной схемы с учетом радиального зазора, деформаций колец и роликов при установке подшипника в жесткий корпус буксы на наиболее нагруженный ролик в типовом цилиндрическом подшипнике при числе роликов 10...20 действует сила, определяемая по формуле

$$P_0 = 4,6 P_n / z.$$

Контактные напряжения материала наиболее нагруженного ролика и колец цилиндрического подшипника

$$\sigma_{\max} = 271 \left(\frac{P_0}{l} \frac{(D \pm d)}{Dd} \right)^{1/2},$$

а между взаимодействующими телами упорного шарикоподшипника

$$\sigma_{\max} = 1367 H_0^{1/3} \left(\frac{2r - D}{rD} \right)^{2/3},$$

где P_0 и H_0 – наибольшие соответственно радиальные и осевые силы, действующие на ролик; l – расчетная длина контакта ролика с кольцом за вычетом фасок и канавок для выхода шлифовального круга.

Схема взаимодействия тел качения показана на рис. 4.3.14.

Полученные по этим формулам контактные напряжения не должны превышать допускаемые, равные 3500 МПа для стали марки ШХ-15СГ.

При приближенном расчете подшипника по габаритным размерам стандартного под-

шипника максимальные напряжения определяются по формулам:

для радиального с короткими цилиндрическими роликами

$$\sigma_{\max} = 2500 \sqrt{\frac{F_r}{(D + d)B}};$$

для упорного шарикоподшипника

$$\sigma_{\max} = 6420 \sqrt[3]{\frac{Fa}{D^2 - d^2}},$$

где D – номинальный диаметр наружной поверхности наружного кольца радиального и свободного кольца упорного подшипника; d – диаметр отверстия внутреннего кольца радиального и внутреннего тугого кольца упорного подшипника; B – ширина подшипника; F_r и F_a – соответственно радиальная и осевая силы, действующие на подшипник.

В связи с тем, что радиальная сила и динамическая радиальная грузоподъемность роликоподшипника являются случайными величинами, необходимо определить вероятность безотказной его работы в эксплуатации, которая отождествляется с вероятностью выполнения следующего условия:

$$PL^{1/p} \leq C,$$

где P – динамическая эквивалентная сила; L – заданный ресурс; C – динамическая грузоподъемность; p – показатель степени; $p = 3$ для шарикоподшипников; $p = 10/3$ для роликоподшипников.

При предположении нормального закона распределения случайных величин вероятность безотказной работы подшипника может быть определена по квантилю

$$u_p = - \frac{\bar{n} - 1}{\sqrt{\bar{n}^2 v_c^2 + v_p^2}},$$

где \bar{n} – коэффициент запаса по средним нагрузкам; v_c и v_p – коэффициенты вариации соответственно динамической грузоподъемности и радиальной нагрузки.

Коэффициент запаса по средним нагрузкам для роликоподшипников

$$\bar{n} = \frac{\bar{C}}{PL^{0,3}},$$

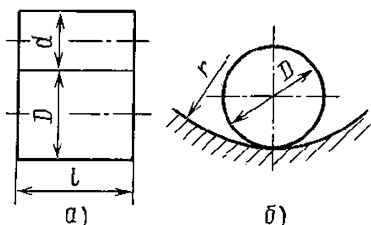


Рис. 4.3.14. Схема взаимодействия тел качения в подшипнике:

a – цилиндр с выпуклой и охватывающей цилиндрическими поверхностями; b – шар с охватывающей сферой

где \bar{C} – среднее значение динамической грузоподъемности; $\bar{C} = 1,46 C_{90}$ для роликовых подшипников; $\bar{C} = 1,52 C_{90}$ для шарикоподшипников; C_{90} – 90 %-ная динамическая грузоподъемность, значение которой находится в каталогах и справочниках по подшипникам; L – заданный ресурс.

Коэффициент вариации v_p радиальной нагрузки принимается равным коэффициенту вариации внешней нагрузки, действующей на подшипник; $v_p = 0,12 \dots 0,25$. Коэффициент вариации динамической грузоподъемности $v_c = 0,25$ для роликоподшипников и $v_c = 0,27$ для шарикоподшипников.

Среднее значение \bar{P} соответствует радиальной или осевой нагрузкам на подшипник, определяемым по формулам (4.3.1 – 4.3.3). По найденному значению квантиля определяется вероятность безотказной работы подшипника:

Квантиль u_p	0,5	1,5	3
Вероятность безотказной работы	0,6915	0,9332	0,9986

4.3.3. РЕССОРНОЕ ПОДВЕШИВАНИЕ

Для обеспечения плавности хода, повышения безопасности движения вагона, создания комфортных условий для пассажиров, сохранения качества перевозимых грузов в рессорном подвешивании применяются упругие элементы, гасители колебаний и возвращающие устройства (пассажирские вагоны) [15].

Упругие элементы (витые стальные пружины, резинометаллические, пневматические, торсионные, тарельчатые, кольцевые, эллиптические листовые рессоры) смягчают толчки и удары, действующие на движущийся вагон от пути. В статическом положении вагона упругие элементы прогибаются под нагрузкой на величину статического прогиба.

Пружины. В рессорном подвешивании вагонов наибольшее распространение получили витые цилиндрические пружины, которые просты по конструкции, имеют невысокую стоимость изготовления и ремонта. Они позволяют получать необходимые упругие характеристики (гибкость и жесткость) при малой массе и габаритных размерах, смягчают вертикальные и горизонтальные толчки и уда-

ры, а в совокупности с гасителями колебаний обеспечивают спокойный ход вагона и безопасность движения.

Витые цилиндрические пружины изготавливают завиткой из стали 55С2, 55С2А, 60С2 или 60С2А (по ГОСТ 14959). Характеристиками витой пружины являются (рис. 4.3.15, а): диаметр прутка d , средний диаметр D , высота в свободном состоянии $H_{св}$ и в сжатом состоянии $H_{сж}$, индекс пружины (отношение среднего диаметра к диаметру прутка).

Конические пружины применяются для получения нелинейной силовой характеристики (зависимости прогиба от действующей на пружину внешней нагрузки), которая обеспечивает неперiodичность колебаний и уменьшает опасность возникновения резонанса (рис. 4.3.15, б). Эти пружины сложнее в изготовлении и ремонте и поэтому не нашли широкого применения в вагоностроении.

Рессоры. Пневматические рессоры, являющиеся наиболее прогрессивными упругими элементами рессорного подвешивания, устанавливают в тележках пассажирских вагонов скоростных поездов (ЭР-200, "Русская тройка", "Сокол"). Они позволяют поддерживать горизонтальное положение пола вагона на определенном уровне над головками рельсов независимо от нагрузки автоматическим регулированием давления воздуха внутри рессор. Кроме того, они обладают хорошими вибрационными и шумогасящими свойствами, имеют малую массу. Однако они сложнее по конструкции и обслуживанию в эксплуатации, так как требуется источник питания воздухом, системы трубопроводов и арматуры.

Пневматические рессоры могут быть баллонного, диафрагменного и смешанного

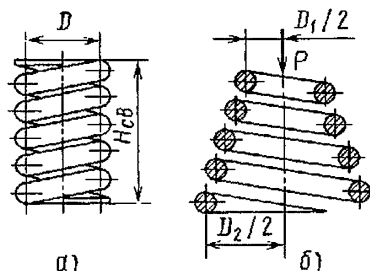


Рис. 4.3.15. Пружины рессорного подвешивания вагонов:

а – витая цилиндрическая; б – коническая

типов (рис. 4.3.16). Предпочтение отдается второму типу рессор, так как она позволяет получать регулируемые характеристики вертикальной и горизонтальной жесткости. На пневморессору опирается надрессорная балка 1 (рис. 4.3.16, б), соединяющаяся с диафрагменным баллоном 2, прикрепленным к металлическому корпусу 3. Внутри рессоры имеется резиновый ограничитель на случай резкого падения давления воздуха в системе или большой просадки надрессорной балки под действием динамических сил.

Система пневматического рессорного подвешивания состоит из пневморессоры 3 с дополнительным резервуаром 1 с дросселем 2 (рис. 4.3.17), регулятора 4 положения кузова, трубопровода 5, главного резервуара 6 и компрессора 7, который используется одновременно для получения сжатого воздуха для автотормозов и автоматического открывания и закрывания входных дверей пассажирских вагонов.

Резиновые и резинометаллические упругие элементы обладают хорошими амортизи-

рующими свойствами, способностью гасить вибрационные и звуковые колебания, имеют большую удельную энергоемкость (почти в 5 раз), чем сталь, и меньшую (почти в 6 раз) объемную массу. Однако недостаточно широкое применение их в вагонах объясняется свойствами резины, существенно влияющими на упругие характеристики при различных климатических условиях и длительности эксплуатации. В настоящее время в отечественном вагоностроении резиновые элементы применяются в виде упругих прокладок в буксовом рессорном подвешивании и боковых скользунах, а также в шкворневых узлах тележек скоростных вагонов и вагонов электро- и дизельпоездов.

Резинометаллические рессоры получают набором резиновых элементов (марки резины 7-184; 7-ИРП-1346) с привулканизированными к ним металлическими пластинами и заключают в специальный корпус. Резиновые элементы могут работать на сжатие, сдвиг и на сжатие со сдвигом.

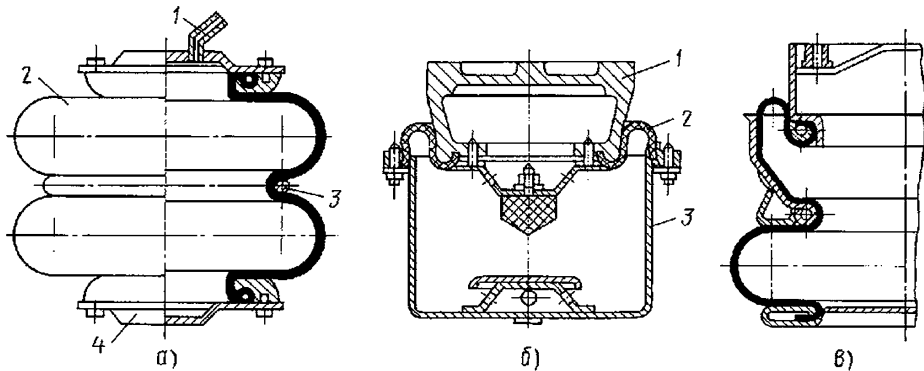


Рис. 4.3.16. Пневморессоры пассажирских вагонов типов:

а – баллонного; 1 – патрубок для подвода воздуха; 2 – резинокордная оболочка; 3 – опоясывающее кольцо; 4 – нижняя опора; б – диафрагменного; 1 – надрессорная балка; 2 – диафрагма; 3 – корпус; в – смешанного типа

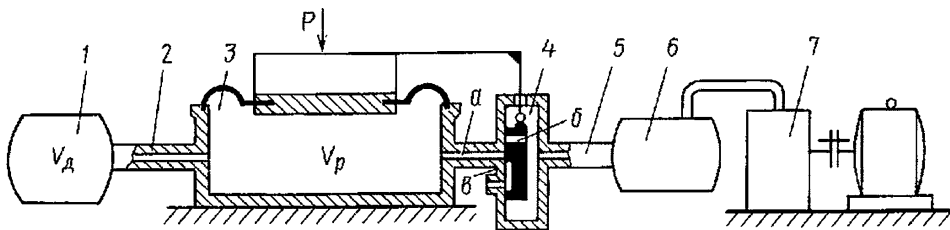


Рис. 4.3.17. Схема системы пневматического подвешивания вагонов (V_p и V_d – объемы соответственно пневморессоры и дополнительного резервуара; а – канал; б – отверстие; в – выточка регулятора высоты)

Торсионная рессора представляет собою прямой стальной стержень 4 (торсионный стержень, работающий на кручение), один конец которого жестко закреплен в кронштейне 5 (рис. 4.3.18, а), например, рамы тележки (необрессоренная масса), а другой – с рычагом 1, который шарнирно соединен, например, с наддресорной балкой тележки (обрессоренной массой). Второй опорой стержня служит подшипник 2 в кронштейне 3. Торсион 4, изготовленный из специальной хромникельмолибденовой термически обработанной стали, по концам жестко крепится с помощью шлицевых соединений. Нагрузка P вызывает скручивание торсиона 4 при его повороте, вследствие чего возникают упругие деформации кручения, гасящие амплитуды колебаний вагона.

В настоящее время торсионные рессоры применяются у полувагонов для облегчения поднимания крышек люков после разгрузки кузова: один конец торсиона соединен с крышкой люка, а другой – с рычагом, шарнирно соединенным с хребтовой балкой рамы полувагона. За рубежом такие рессоры применяются в некоторых тележках вагонов.

Тарельчатая рессора состоит из ряда упругих стальных тарелей с углом подъема γ и высотой h (рис. 4.3.18, б), соединенных в секции по две, четыре, шесть и более штук в каждой в зависимости от получения заданного статического прогиба. Под воздействием силы P тарели распрямляются, уменьшается угол γ , при этом вследствие возникающего прогиба и трения по концам тарелей смягчается ударная нагрузка. В настоящее время в вагоностроении они применяются очень редко.

Кольцевая рессора состоит из наружных 1 и внутренних 2 стальных колец (рис. 4.3.18, в),

опирающихся друг на друга конусными поверхностями. Под действием силы P возникает прогиб рессоры вследствие упругих деформаций растяжения наружных и сжатия внутренних колец и силы трения на трущихся поверхностях. Эта рессора может амортизировать до 60...70 % воспринимаемых нагрузок. Она имеет большую грузоподъемность и может применяться в рессорном подвешивании тяжеловесных грузовых вагонов и поглощающих аппаратах автосцепки.

В тележках КВЗ-И2 рефрижераторных вагонов применяется пока еще эллиптическая листовая рессора конструкции Н.К. Галахова. По простоте устройства и гибкости она превосходит эллиптические рессоры Клиффа (США) и Н.О. Брауна (Россия). Рессора Н.К. Галахова, имеющая примерно форму эллипса, состоит из двух пятирядных половин, соединенных вместе специальными ножевыми наконечниками по концам рессоры, ограничивающими также поперечный сдвиг половин рессоры.

Гасители колебаний. В рессорном подвешивании вагона параллельно с упругими элементами используются гасители колебаний, которые уменьшают амплитуды колебаний и ускорения кузова вагона при резонансах за счет создаваемых ими сил сопротивления [45]. Они бывают фрикционными (в основном у грузовых вагонов) и гидравлическими (у пассажирских вагонов).

В тележках моделей 18-100, 18-578 и 18-101 грузовых вагонов применяются фрикционные клиновые гасители, в которых работа сил трения преобразуется в тепловую энергию, рассеиваемую в окружающей среде необратимо.

Гаситель колебаний с переменной силой трения состоит из двух фрикционных клиньев

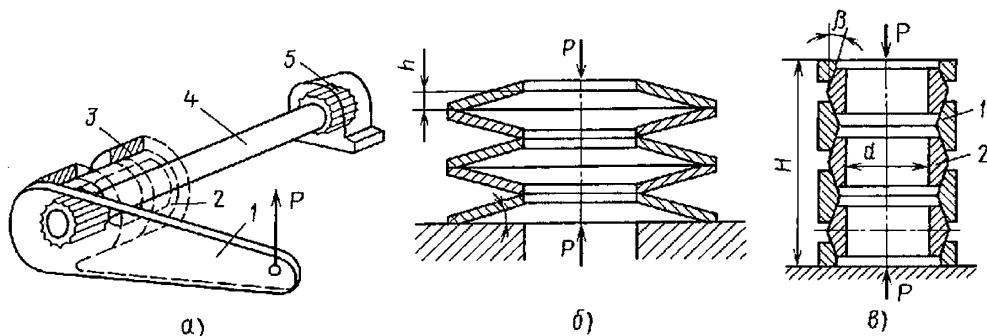


Рис. 4.3.18. Типы рессор вагонов:

а – торсионная; б – тарельчатая; в – кольцевая

2 (рис. 4.3.19, а), размещенных между наклонными под углом 45° к горизонту опорными поверхностями конца наддрессорной балки 1 и фрикционными планками 3, укрепленными четырьмя заклепками, каждая на колонках 4 боковой рамы тележки. Клинья опираются на двухрядные пружины 5, а конец наддрессорной балки 1 – на пять двухрядных цилиндрических пружин. Возникающие при колебаниях кузова вагона силы трения между клиньями и планками прямо пропорциональны прогибу пружин и возрастают с его увеличением.

Такой гаситель колебаний имеет несимметричную силовую характеристику: сила трения при разгрузке рессорного комплекта больше, чем при его нагрузке.

У фрикционного гасителя колебания с постоянной силой трения сила трения не зависит от прогиба рессорного комплекта (рис. 4.3.19, б). Он состоит из башмаков 2 со стаканами 3 и пружинами 4, установленных в пазах наддрессорной балки 5. Стакан прижат к фрикционной планке предварительно сжатой пружиной 4. Создаваемая гасителем колебаний сила трения постоянна и зависит от жесткости и предварительного сжатия пружины 4, а также от коэффициентов трения трущихся поверхностей.

Фрикционный цилиндрический гаситель колебаний трехосной тележки мод. 18-102 (УВЗ-9М) с силой трения, пропорциональной прогибу рессорного подвешивания, состоит из корпуса (стакана) 6 (рис. 4.3.19, в), нажимного корпуса 2, двух раздвигающихся клиньев 3,

пружины 5, опорного кольца 4 и прокладки 1, через которую нагрузка от наддрессорной балки тележки передается на гаситель колебаний. Силы трения, являющиеся источником гашения колебаний вагона, возникают на сферических трущихся поверхностях стакана 6 и клиньев 3 при их относительных перемещениях при деформации пружины 5.

Фрикционные дисковые гасители устанавливаются в надбуксовом подвешивании моторных тележек электропоездов.

Телескопические фрикционные гасители могут устанавливаться вертикально и наклонно для одновременного гашения амплитуд вертикальных и горизонтальных колебаний вагона. Они просты по конструкции и позволяют быстро заменять неисправимый гаситель колебаний.

В тележках пассажирских вагонов применяются гидравлические телескопические поршневые гасители колебаний, в которых сила сопротивления создается за счет дросселирования масла (веретенного, трансформаторного, приборного) при перетекании его из одной полости в другую через узкие калиброванные (дроссельные) отверстия, при этом возникает вязкое трение, пропорциональное первой степени скорости перемещения или квадрату скорости перемещения. Применяются гидравлические гасители колебания типов ТВЗ ОАО "Тверской вагоностроительный завод", ВВВ (Германия) и Raba (Венгрия). Гидравлический гаситель колебаний обычно состоит из рабочего цилиндра 4 (рис. 4.3.20), поршня 6 со

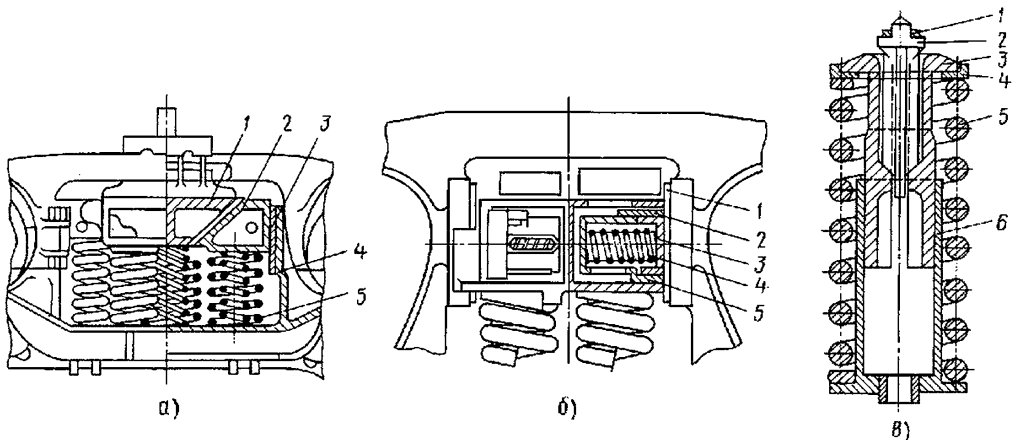


Рис. 4.3.19. Фрикционные гасители колебаний:

а – клиновой с переменной силой трения; б – с постоянной силой трения; в – цилиндрический трехосной тележки мод. 18-102

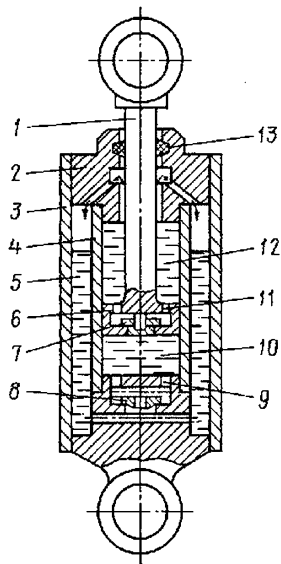


Рис. 4.3.20. Гидравлический гаситель колебаний

штоком 1, верхнего 7 и нижнего 8 клапанов, резервуара 5 для масла и направляющей втулки 2 с сальником 13. В подвижном поршне 6 имеются перепускные отверстия 11, через которые соединяются масляные полости 10 и 12, а в нижнем неподвижном клапане – перепускные отверстия 9.

Для смягчения боковых толчков, возникающих при набегании гребней колес на головку рельса, и для возвращения отклоненного кузова в среднее положение в пассажирских вагонах применяются возвращающие устройства двух типов: 1) возвращающая сила которых создается за счет использования веса кузова, действующего на тележку; 2) возвращающая сила которых создается за счет использования поперечной упругости элементов рессорного подвешивания вагона.

К первому типу относятся устройства, в которых имеются катки между наклонными плоскостями, люлечное рессорное подвешивание с вертикальными и наклонными люлечными подвесками, которые шарнирно соединены с надрессорной балкой тележки и с балочкой, на которую опираются пружины рессорного подвешивания.

Для улучшения поперечной устойчивости пассажирского вагона при высокой вертикальной гибкости рессорного подвешивания применяются стабилизаторы, обеспечивающие упругое сопротивление только крену кузова

вагона и позволяющие значительно увеличить суммарный статический прогиб рессорного подвешивания вагона. Они бывают в основном рычажной и торсионной конструкции.

Характеристики упругих элементов.

Упругие элементы рессорного подвешивания характеризуются жесткостью и гибкостью. Жесткость C численно равна силе, вызывающей единичный прогиб f упругого элемента:

$$C = P/f.$$

Гибкость λ является обратной величиной жесткости, численно равной прогибу упругого элемента f от единичной силы P :

$$\lambda = f/P = 1/C.$$

Жесткость и гибкость упругого элемента зависят от его конструктивных особенностей и могут быть определены по силовым характеристикам (рис. 4.3.21). Силовая характеристика цилиндрической пружины линейная, нагружение n и разгрузке p ее происходит по одной линии OA вследствие отсутствия внутреннего трения (рис. 4.3.21, а). Поэтому жесткость ее постоянна и не зависит от прогиба.

Силовая характеристика конической пружины OA – криволинейная вследствие того, что по мере увеличения прогиба f пружины витки ее разного диаметра включаются поочередно (рис. 4.3.21, б). В начальный момент жесткость конической пружины минимальная, а в конце – максимальная.

Силовая характеристика листовой рессоры или цилиндрической пружины с гасителем колебаний с внутренним трением представляется замкнутой фигурой OA_1A_2O (рис. 4.3.21, в), нагружение n и загрузка p происходят по разным линиям. Отрезок A_1A_2 соответствует внутреннему трению. Площадь замкнутой фигуры OA_1A_2O представляет собою работу сил трения листовой рессоры или гасителя колебаний.

Силовая характеристика резиновой рессоры представляет собою замкнутую криволинейную фигуру OA_1A_2O (рис. 4.3.21, г). Жесткость резиновой рессоры определяется по формулам:

$$\text{при сжатии } C = \frac{FE}{h};$$

$$\text{при сдвиге } C = \frac{FG}{h},$$

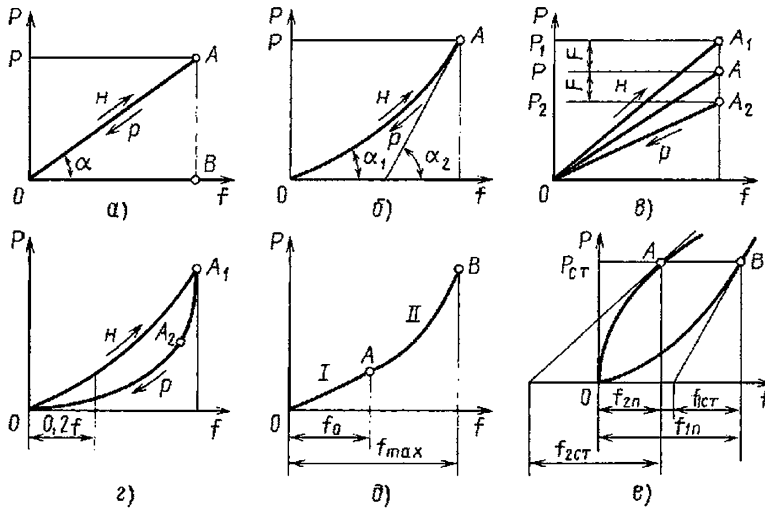


Рис. 4.3.21. Силовые характеристики упругих элементов (OA – мягкая характеристика; OB – жесткая характеристика); n – нагружение; p – разгружение упругого элемента; f_n – полный прогиб; f_{ct} – статический прогиб, рессора переменной жесткости

где F , h – соответственно площадь поперечного сечения и высота резинового элемента; E , G – модуль упругости резинового элемента соответственно при сжатии и сдвиге.

При параллельно расположенных двух элементах резиновых рессор и совместной их работе на сжатие и сдвиг жесткость

$$C = 2F(E \cos^2 \alpha + G \sin^2 \alpha) / h,$$

где α – угол наклона резиновых пакетов.

Силовая характеристика пневматической рессоры имеет линейную зависимость при статическом нагружении в зоне I и нелинейную при динамическом нагружении в зоне II (рис. 4.3.21, д). Жесткость рессоры без учета динамической нагруженности

$$C = K \frac{(p_0 + 1)nF_{\text{эф}}^2}{V},$$

где p_0 – номинальное давление воздуха в пневмоэлементе; n – показатель политропы; $n = 1, 2, \dots, 1, 3$; $F_{\text{эф}}$ – эффективная (несущая) площадь пневмоэлемента; V – суммарный объем пневмоэлемента и дополнительного резервуара; K – коэффициент, учитывающий жесткость материала оболочки и каркаса пневмоэлемента; $K = 1, 05 \dots 1, 1$.

В упругих элементах с переменной жесткостью различаются статический прогиб f_{ct} и полный прогиб под той же силой. Приведенная жесткость определяется по формуле

$$C_{\text{пр}} = \frac{dP}{df}.$$

Жесткость рессорного комплекта: из параллельно расположенных упругих элементов

$$C_k = \sum_{i=1}^n C_i,$$

при последовательном их соединении

$$\frac{1}{C_k} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{C_i}.$$

Статический вертикальный прогиб f_{ct} рессорного комплекта

$$f_{ct} = P_k / C_k.$$

Трение в рессорном комплекте оценивается коэффициентом относительного трения

$$\Phi_{\text{тр}} = F / P_k,$$

где F – сила внутреннего трения в рессорном комплекте.

Рациональное значение коэффициента относительного трения при сухом трении $\varphi_{тр} = 0,08...0,1$ для гашения вертикальных колебаний. При вязком трении (гидравлические гасители колебаний) коэффициент сопротивления

$$\beta = (0,2...0,3) \beta_{кр},$$

где $\beta_{кр} = 2 C_v \sqrt{\frac{f_p}{g}}$ – критический коэффициент

демпфирования; C_v – вертикальная жесткость рессорного комплекта; f_p – статический прогиб рессорного комплекта.

Для гашения горизонтальных колебаний вагона рекомендуется принимать

$$\beta_{г} = (0,3...0,4) \beta_{г.кр},$$

где $\beta_{г.кр} = 2 C \sqrt{\frac{f_p^2}{g l_{пр}}}$; $l_{пр}$ – приведенная длина люлечной подвески.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Справочник** по электроподвижному составу, тепловозам и дизель-поездам. Т. 1 / Под ред. А.И. Ткаченко. М.: Транспорт, 1976.
2. **Локомотив** для высокоскоростного пассажирского движения / Ю.В. Хлебников и др. // Железнодорожный транспорт. 1993, № 2.
3. **Новая** трехосная тележка для локомотивов (США) // Progressive Railroadinse. 1989. Т. 32. № 10. С. 51.
4. **Экипажная** часть грузовых локомотивов нового поколения / В.С. Коссов, Ю.В. Мешерин, В.В. Березин, Н.Ф. Красюков // Тяжелое машиностроение. № 8. 2006.
5. **Голубятников С.М., Пузанов В.А.** Усовершенствование ходовой части электроваза серии ВЛ8 // Электрическая и тепловозная тяга. 1974. № 5.
6. **Кокорев А.И.** Динамика электроваза ВЛ80-003 с конструктивными изменениями экипажной части // Вестник ВНИИЖТ. 1965. № 5.
7. **Савичев Н.Е.** Машинисту об электровазе ВЛ15 // МПС. Октябрьская железная дорога. Учебно-производственный центр. 2003. № 3.
8. **Кодинцев И.Ф., Бабков Е.В.** Магистральный электроваз ЭП1 // Локомотив. 1999. № 9.
9. **Кодинцев И.Ф., Бабков Е.В.** Электроваз двойного питания ЭП10. Экипажная часть // Локомотив. 1999. № 12.
10. **Палик Ф., Ильин И.П.** Высокоскоростной пассажирский электроваз ЧС200 // Электрическая и тепловозная тяга. 1978. № 4.
11. **Карасев И.И.** Локомотивной бригаде об электровазе ЧС7. М.: ИКЦ "Академкнига", 2003.
12. **Евграфов В.В.** Пассажирский электроваз ЧС8 // Электрическая и тепловозная тяга. 1985. № 10.
13. **Kimmrow R., Vitins W.X.** Die Typen familie Lok-2000. ZEV+DET Glasers Annalen. 1992. Т. 116, № 8/9.
14. **Литовченко В.В., Баранцев О.Б.** Современные многосистемные электровазы // Локомотив. 2000. № 10.
15. **Конструирование** и расчет вагонов / Под ред. В.В. Лукина. М.: УМК МПС России, 2000. С. 319 – 383.
16. **Вагоны** / Под ред. В.В. Лукина. М.: Транспорт. 1988. 280 с.
17. **Вагонные** тележки // Американская железнодорожная энциклопедия. М.: Трансжелдориздат, 1961. С. 369 – 408.
18. **Повышение** надежности экипажной части тепловозов / Под ред. Л.К. Добрынина. М.: Транспорт, 1984. С. 216 – 244.
19. **Нормы** для расчета и оценки прочности несущих элементов, динамических качеств и воздействия на путь экипажной части локомотивов железных дорог МПС РФ колес 1520 мм. 1998.
20. **Грек В.И., Никольская Э.Н.** Обеспечение прочности колесных пар подвижного состава // Труды ВНИТИ. Вып. 79. 1999. С. 88 – 110.
21. **Никольская Э.Н., Котельников Г.П., Баранов В.Л.** Исследование статистической зависимости механических свойств колесной стали от химического состава / Труды ВНИТИ. Вып. 73. 1991. С. 87 – 94.
22. **Организация** производства, изготовление опытной партии и испытания цельнкатаных колес для высокоскоростных электровазов / В.С. Коссов, Э.Н. Никольская, Ю.Л. Петренко, И.М. Петракова // Труды ВНИТИ. Вып. 78. 1999. С. 3 – 13.
23. **Никольская Э.Н., Грек В.И.** Конструкторско-технологические мероприятия, повышающие надежность и срок службы серийных колесных пар тягового подвижного состава

ва // Конструкторско-технологическое обеспечение надежности колес рельсовых экипажей. СПб., 1997. С. 16 – 23.

24. **Никольская Э.Н.** Математическое планирование и анализ результатов усталостных испытаний железнодорожных колес / Труды ВНИТИ. Вып. 65. 1987. С. 94 – 102.

25. **Грек В.И., Котельникова Г.П., Арсенькина Т.И.** О контроле качества диаграмм запрессовки в соединениях типа "колесо–ось" // Труды ВНИТИ. Вып. 75. 1995. С. 167 – 170.

26. **Механическая** часть тягового подвижного состава / Под ред. И.В. Бирюкова. М.: Транспорт, 1992.

27. **Тепловозы ТЭМ1 и ТЭМ2** / Под ред. В.А. Долгова. М.: Транспорт, 1972.

28. **Справочник** по электроподвижному составу, тепловозам и дизель-поездам. Т. 1 / Под ред. А.И. Тищенко. М.: Транспорт, 1976.

29. **Нотик З.Х.** Тепловозы ЧМЭЗ, ЧМЭЗТ, ЧМЭЗЭ. М.: Транспорт, 1996.

30. **Тепловозы 2ТЭ10М, 3ТЭ10М.** Устройство и работа / С.П. Филонов и др. М.: Транспорт, 1986.

31. **Конструкция** и динамика тепловозов / Под ред. В.Н. Иванова. М.: Транспорт, 1974. С. 142 – 143.

32. **Sparing W.K.** How much Force to deflect a Spring sideways // Product Engineering. Jan. 1959. P. 71 – 73.

33. **Повышение** надежности экипажной части тепловозов / Под ред. Л.К. Добрынина. М.: Транспорт, 1984. С. 146 – 156.

34. **Рогожкина А.Е., Романов В.И.** Прочность железнодорожных пружин // Конструирование и технология изготовления пружин. Ижевск: 1986. С. 156 – 170.

35. **Иванов В.В., Романов В.И.** О целесообразности применения резиновых амортизаторов в рессорном подвешивании второй ступени тепловозов // Труды ВНИТИ. Коломна: 1984. Вып. 60. С. 146 – 156.

36. **Калихович В.Н.** Тяговые приводы локомотивов. М.: Транспорт, 1983.

37. **Механическая** часть тягового привода подвижного состава / И.В. Бирюков, А.Н. Савоськин, Г.П. Бурчак и др. М.: Транспорт, 1982.

38. **Исследование** тяговых приводов с опорно-рамным подвешиванием тяговых двигателей тепловозов / Л.К. Добрынин, В.С. Коссов, В.А. Лысак, Ю.Н. Соколов // Труды ВНИТИ. Вып. № 79. Коломна, 1999.

39. **Динамическая** нагруженность узлов тягового привода с опорно-осевым подвешиванием тягового электродвигателя / В.С. Коссов и др. // Труды ВНИТИ. Вып. № 79. Коломна. 1999.

40. **Результаты** испытаний тепловоза 2ТЭ121 / Под ред. Л.К. Добрынина // Труды ВНИТИ. Вып. № 62. Коломна. 1985.

41. **Бирюков И.В., Беляев А.И., Рыбников Е.К.** Тяговые передачи электроподвижного состава железных дорог. М.: Транспорт, 1986.

42. **Лукин В.В., Анисимов П.С., Федосеев Ю.П.** Вагоны. Общий курс. М.: Маршрут. 2004. С. 78 – 87.

43. **Подшипниковые** узлы современных машин и приборов / Под ред. В.Б. Носова. М.: Машиностроение. 1997. 640 с.

44. **Перель Л.Я.** Подшипники качения: Справочник. М.: Машиностроение, 1983. 543 с.

45. **Соколов М.М., Варава В.И., Левит Г.М.** Гасители колебаний подвижного состава: Справочник. М.: Транспорт, 1985. 192 с.

Раздел 5

ТОРМОЗА ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Тормозом железнодорожного подвижного состава (локомотивов, электро- и дизель-поездов, вагонов) называется комплекс устройств, создающих регулируемое искусственное сопротивление движению с целью регулирования (уменьшения скорости движения) или остановки в местах, предусмотренных графиком или расписанием движения поездов, перед запрещающими сигналами, при угрозе жизни людей и сохранности перевозимых грузов, а также при случаях, угрожающих безопасности движению поездов.

Чем больше эффективность действия тормоза, тем выше безопасность движения поезда и больше пропускная и провозная способности железных дорог. Так, при движении грузового поезда массой 3500 т по горизонтальному участку пути со скоростью 72 км/ч после выключения тяги локомотива он пройдет до остановки не менее 13,6 км за 22,5 с при действии на поезд естественного сопротивления движению. Современные тормоза позволяют остановить поезд на расстоянии 600 м за 35 с.

Тормозные устройства должны работать нормально и безаварийно в условиях сложных процессов, происходящих в движущемся поезде: сухом трении тормозных колодок с преобразованием кинетической энергии движущегося поезда в тепловую; газодинамических процессах в тормозной магистрали; качении тормозящегося колеса по рельсам без юза; действии значительных по величине продольных сил в поезде и др.

Тормоза, работающие в специфических гидрометеорологических условиях эксплуатации (плохих погодных условиях, круглосуточной работе, высоких скоростях движения поездов и осевых нагрузках вагонов) должны обладать высокой надежностью, безотказностью действия, хорошей управляемостью и эффективностью действия с целью обеспечения безопасности движения, особенно при высоких скоростях.

Все мероприятия по совершенствованию тормозного оборудования подвижного состава должны быть направлены на повышение его надежности, на оптимизацию условий обслуживания и ремонта при возможно минимальных затратах высококвалифицированного труда, на обеспечение безопасности движения поездов.

Первые тормоза железнодорожного подвижного состава были ручными и приводились в действие с тормозных площадок каждого вагона поезда по соответствующим сигналам машиниста локомотива. В 1847 г. были разработаны автоматические непрерывные тормоза. Автоматичность тормоза – это его срабатывание на торможение при обрыве тормозной магистрали со сжатым воздухом, а непрерывность – это его связь в единую систему и управляемость с одного пульта (кабины машиниста). Патент на первый воздушный тормоз в России был выдан инженеру О. Мартину в 1859 г., однако он не был реализован на практике. В 1869 г. был изобретен воздушный неавтоматический тормоз, а в 1872 г. Д. Вестингауз (США) изобретен автоматический пневматический тормоз, который в России стал широко применяться с 1882 г.

Отечественный изобретатель Ф.П. Казанцев в 1925 г. изобрел воздухораспределитель АП-1 жесткого типа, а в 1927 г. воздухораспределитель мягкого типа К-1. С 1932 г. вместо этих воздухораспределителей начали применять воздухораспределитель М 320 И.К. Матросова, который создал также воздухораспределители МТЗ-135, 270-002, 270-005-1, 292-001.

Практически весь подвижной состав железных дорог нашей страны был оборудован воздухораспределителями и концевыми кранами его системы и конструкции.

С 1977 г. ОАО МТЗ "Трансмаш" выпускает более совершенные и надежные воздухораспределители 483М и 483А для грузовых вагонов. На базе этих воздухораспределителей

созданы новые их модификации: 483П для грузовых вагонов с максимальными скоростями движения до 120 км/ч; 483Л для грузовых локомотивов, используемых для вождения пассажирских поездов; 483ПЭл для пассажирских вагонов с электропневматическими тормозами; 483КЕ и 483КЕЭл для грузовых и пассажирских вагонов международного сообщения.

С 1949 г. на электропоездах, а с 1958 г. на пассажирских поездах с локомотивной тягой применяют электропневматические тормоза с воздушным распределителем 305-000.

С 1947 г. все отечественные вагоны оснащаются авторегуляторами тормозной рычажной передачи, в начале авторегуляторами системы Алыбина, а затем кулисными 276, бескулисными 536, 574Б, РТП-675 для тормозной рычажной передачи с чугунными и композиционными тормозными колодками, применяемыми с 1966 г.

В целях дальнейшего развития и совершенствования тормозного оборудования создана ассоциация производителей и потребителей тормозного оборудования (АСТО), в которую входят: ОАО МТЗ "Трансмаш" (г. Москва), ОАО "Транспневматика" (г. Первомайск Нижегородской обл.), ОАО "Ритм" (г. Тверь), ОАО "Трансмаш" (г. Белев Тульской обл.), ЗАО "Нейроком" (г. Москва), ОАО "Фритекс" (г. Ярославль), АО "Уральский завод резиновых технических изделий" (г. Екатеринбург), ГУП ПО "Уралвагонзавод" (г. Нижний Тагил), ОАО "Крюковский вагонзавод" (г. Кременчуг, Украина); ведущие институты ФГУП ВНИИЖТ, ОАО "НИИВагостроения", МИИТ, НИИВ (Украина).

Глава 5.1

КЛАССИФИКАЦИЯ ТОРМОЗОВ И ТОРМОЗНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

На железнодорожном подвижном составе применяются два способа гашения кинетической энергии движущегося поезда: фрикционный и динамический, или электрический. В соответствии с этим тормоза бывают фрикционные и динамические [46].

Во фрикционных тормозах источником тормозной силы является сухое трение, возникающее при скольжении тормозной колодки по поверхности катания колеса или тормозной накладки по поверхности тормозного диска (барабана), или тормозного башмака по поверхности качения рельсов. Вследствие этого кинетическая энергия превращается в тепло-

вую, которая рассеивается в окружающей среде. Фрикционный тормоз является основным средством обеспечения безопасности движения поезда и принимается в расчет при установлении допустимой скорости движения.

В динамических тормозах источником тормозной силы является вращающий момент, направленный против направления вращения колесных пар подвижного состава и создающийся при переводе тяговых двигателей локомотива в режим генератора. Они бывают рекуперативными, реостатными, рекуперативно-реостатными и гидродинамическими. Такие тормоза не являются тормозами безопасности и не учитываются при расчете сил тормозного нажатия в поезде, они применяются эффективно лишь при регулировании скорости на крутых и затяжных спусках пути, что дает возможность уменьшить износ материалов фрикционного тормоза и обеспечить наиболее точное поддержание заданной скорости движения.

В рекуперативном тормозе вырабатываемая генератором электроэнергия возвращается в контактную сеть, а в реостатном поглощается специальными сопротивлениями (реостатами). В гидродинамическом тормозе тормозная сила создается дросселированием жидкости (масла) в гидротрансформаторе тепловоза с гидроредукцией.

Фрикционные тормоза делятся:

по способу управления – на стояночные (ручные), пневматические, электропневматические (ЭПТ), электромагнитные;

по конструкции – на колодочные с непосредственным воздействием тормозной колодки на колесо, дисковые с нажатием фрикционных накладок на специальные диски на оси или на диске колеса колесной пары, магниторельсовые (МРТ) с воздействием башмака с электромагнитом на поверхность качения рельсов, действие которых не зависит от сцепления колес с рельсами.

Стояночные тормоза имеются у всех локомотивов и пассажирских вагонов, у 10 % грузовых вагонов. Пневматическими тормозами оснащен весь грузовой подвижной состав с использованием сжатого воздуха давлением до 0,9 МПа на локомотивах и до 0,5...0,62 МПа на вагонах. Электропневматическими тормозами оборудованы пассажирский подвижной состав, динамическими – электровагоны отдельных серий, тепловозы и электропоезда, магниторельсовыми – высокоскоростные поезда ЭР200, РТ200, "Сокол", "Невский экспресс", "Тверской экспресс".

5.1.1. ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ ТОРМОЗА

Они имеют однопроводную тормозную магистраль (воздухопровод), проложенную под кузовом локомотива и вагона, для дистанционного управления воздухораспределителями (основными приборами тормоза) с целью зарядки запасных резервуаров, наполнения тормозных цилиндров сжатым воздухом при торможении и сообщения их с атмосферой при отпуске.

Тормозная магистраль вагона состоит из металлической трубы 4 внутренним диаметром 32 мм, концевых кранов 7, межвагонных соединительных прорезиненных рукавов 8 с соединительными головками 9, подвесок 10, разобщительного крана 12 для включения и отключения воздухораспределителя 11, пылеловки или тройника 3 для подсоединения отводной трубы 13 к воздухораспределителю, стоп-крана 2, муфты 5 с контргайкой 6 и тройника 1 (рис. 5.1.1). На грузовых вагонах стоп-краны не ставятся.

Классификация и принцип действия пневматических тормозов. Пневматические тормоза разделяют на неавтоматические и автоматические. Неавтоматические тормоза срабатывают на торможение при повышении давления в тормозной магистрали, а при выпуске воздуха из нее в атмосферу происходит отпуск тормоза.

Автоматическими называются тормоза, которые при разрыве поезда или тормозной магистрали, а также при открытии стоп-крана автоматически срабатывают на торможение вследствие снижения давления воздуха в тормозной магистрали; при повышении давления воздуха в тормозной магистрали происходит отпуск. Работа автоматического тормоза разделяется на следующие процессы:

1) зарядка, при которой тормозная магистраль и запасные резервуары заполняются сжатым воздухом до нормального (зарядного) давления (0,5...0,52 МПа на пассажирском подвижном составе и 0,53...0,55 МПа на грузовом подвижном составе);

2) торможение, при котором снижается давление воздуха в тормозной магистрали для приведения в действие воздухораспределителей, через которые воздух из запасных резервуаров поступает в тормозные цилиндры подвижного состава поезда, приводящие в действие тормозную рычажную передачу с прижатием тормозных колодок к колесам;

3) перекрыша, при которой после торможения давление в тормозной магистрали не понижается в течение некоторого времени;

4) отпуск, при котором давление воздуха в тормозной магистрали повышается до зарядного, а воздухораспределители выпускают воздух из тормозных цилиндров в атмосферу с одновременной подзарядкой запасных резервуаров из тормозной магистрали поезда.

Торможение может быть служебным (темп снижения давления в тормозной магистрали 0,02...0,04 МПа/с) и экстренным (темп снижения давления в тормозной магистрали 0,08 МПа/с). Служебное торможение бывает полным служебным (ПСТ) при снижении давления в тормозной магистрали на 0,15...0,17 МПа от зарядного и ступенчатым (СТ) при снижении давления в тормозной магистрали ступенями по 0,02 МПа после первой ступени чувствительности тормоза к торможению (0,03...0,04 МПа у пассажирского подвижного состава и 0,06...0,07 МПа у грузового подвижного состава при нормальных условиях эксплуатации). Первое применяется для остановки поезда, а второе – для регулирования скорости движения поезда на перегонах. Экстренное

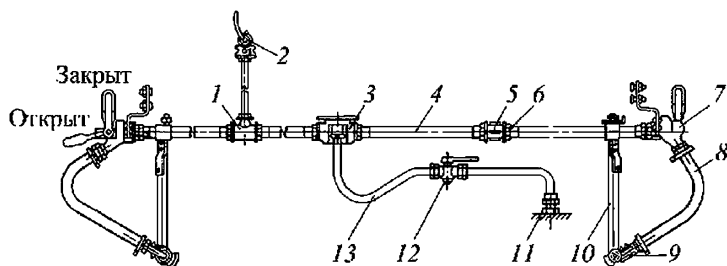


Рис. 5.1.1. Тормозная магистраль вагона

торможение (ЭТ) используется только в экстренных случаях, когда требуется быстро остановить поезд при возникновении нештатной ситуации.

Автоматические пневматические тормоза по характеристике действия подразделяют на мягкие, полужесткие и жесткие [47, 48]. Мягкий тормоз срабатывает на торможение с любого зарядного давления, а на полный бесступенчатый отпуск – при небольшом повышении давления в тормозной магистрали (0,015...0,03 МПа). При медленном снижении давления в тормозной магистрали (темпом мягкости 0,02 МПа/мин) находящийся в положении отпуска тормоз не затормаживает. Такой тормоз применяется на пассажирском подвижном составе.

Полужесткий тормоз по характеристикам срабатывания на торможение обладает такими же свойствами, что и мягкий, но при отпуске каждой ступени повышения давления в тормозной магистрали соответствует ступень отпуска, а полный отпуск тормоза происходит после почти полного восстановления зарядного давления (на 0,015...0,02 МПа меньше). Такой тормоз применяется на грузовом подвижном составе.

Жесткий тормоз характеризуется тем, что каждому давлению в тормозной магистрали независимо от темпа его изменения соответствует определенное давление в тормозном цилиндре. Такой тормоз затормаживает при первоначальной зарядке, а после зарядки повышенным давлением он не срабатывает на торможение до тех пор, пока давление в тормозной магистрали не будет снижено за пределы нормального зарядного давления. Жесткий тормоз применяется на подвижном составе, эксплуатирующемся на участках железнодорожного пути с уклонами до 45 ‰, а также на карьерных путях с уклонами более 50 ‰.

По назначению тормоза делят на пассажирские с ускоренными процессами торможения, грузовые с замедленными процессами работы тормоза, особенно в длинносоставных грузовых поездах, и универсальные с ручным переключением с пассажирского режима на грузовой, и наоборот. Разновидностью пассажирского тормоза является скоростной тормоз с приводом к МРТ, осуществляющий регулирование силы нажатия тормозных колодок или тормозных накладок в зависимости от скорости движения вагонов с чугунными колодками.

По способности автоматически восполнять утечки сжатого воздуха из тормозных

цилиндров тормоза делятся на восполняющие утечки (неистощимые) и невосполняющие утечки (истощимые).

Схема пневматических тормозов. На подвижном составе применяют тормоза трех групп: 1) прямодействующий неавтоматический; 2) непрямодействующий автоматический; 3) прямодействующий автоматический. Под прямодействием понимается возможность сообщения тормозной магистрали с тормозными цилиндрами при торможении, а под непрямодействием – отсоединение тормозных цилиндров при торможении от тормозной магистрали.

Прямодействующий неавтоматический тормоз применяется на локомотивах как вспомогательный (рис. 5.1.2). Воздух нагнетается компрессором 1 в главные резервуары 3, предохранительный клапан 2 которых контролирует предельно допустимое давление сжатого воздуха в них. К крану 4 вспомогательного тормоза подсоединена тормозная магистраль 5 с концевым краном 7 и гибким соединительным рукавом 8. Тормозной цилиндр 6 подключен непосредственно к тормозной магистрали.

При торможении воздух из главных резервуаров 3 через кран 4 поступает в тормозную магистраль 5 и в тормозной цилиндр 6, от которого создаваемое в нем усилие через тормозную рычажную передачу передается на тормозные колодки. При отпуске воздух из тормозной магистрали и тормозного цилиндра через кран 4 выпускается в атмосферу.

Недостатком такого тормоза является невозможность торможения при разрыве тормозной магистрали, а также его ограниченная пропускная способность для быстрого наполнения большого количества тормозных цилиндров.

Автоматический прямодействующий и непрямодействующий тормоза имеют главные резервуары 1, кран машиниста 2, запасные резервуары 4 (рис. 5.1.3), заряжаемые из тормозной магистрали 3 через воздухораспределитель 5, который при торможении наполняет сжатым воздухом тормозной цилиндр 6 из за-

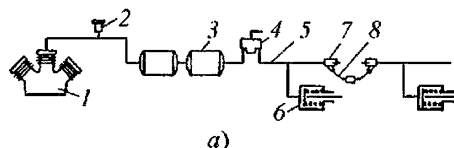


Рис. 5.1.2. Схема неавтоматического прямодействующего тормоза

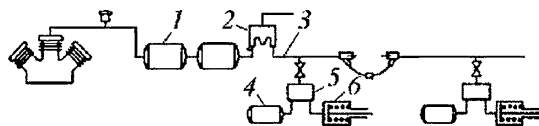


Рис. 5.1.3. Схема автоматического тормоза

пасного резервуара до давления, соответствующего снижению давления в тормозной магистрали. Так, при ПСТ при снижении давления в тормозной магистрали на 0,15...0,17 МПа от зарядного максимальное давление в тормозном цилиндре составляет 0,4...0,42 МПа при грузежном режиме у грузовых вагонов и 0,38 МПа у пассажирских вагонов.

При торможении прямодействующим тормозом тормозная магистраль 3 все время сообщена с запасным резервуаром 4 через обратный клапан воздухораспределителя. Отпуск тормоза достигается повышением давления в тормозной магистрали и сообщением тормозного цилиндра с атмосферой через воздухо-распределитель. Одновременно с отпуском происходит зарядка запасного резервуара до зарядного давления.

В непрямодействующем тормозе воздухораспределитель отсоединяет тормозную магистраль от запасного резервуара при торможении. При разрыве тормозной магистрали автоматические прямодействующие и непрямодействующие тормоза срабатывают на торможение в обеих частях разорвавшегося поезда и сообщают тормозные цилиндры с запасными резервуарами.

Важной особенностью воздухораспределителей современных пневматических тормозов является дополнительная служебная разрядка тормозной магистрали на 0,03...0,04 МПа в начальный момент торможения, обеспечивающая надежное срабатывание тормозов поезда и высокую скорость распространения тормозной волны, под которой понимается последовательность срабатывания тормозов на торможение по длине поезда. Скорость тормозной волны определяется как частное от деления длины тормозной магистрали поезда на время от момента приведения в действие крана машиниста на торможение до момента появления давления в тормозном цилиндре хвостового вагона. Современные воздухораспределители обеспечивают скорость тормозной волны у грузового подвижного состава 270 и 290 м/с соответст-

венно при ПСТ и ЭТ, а у пассажирского подвижного состава 120 и 190 м/с соответственно при ПСТ и ЭТ.

Прямодействующим тормозом оборудован грузовой подвижной состав, а непрямодействующим – пассажирский.

5.1.2. ЭЛЕКТРОПНЕВМАТИЧЕСКИЕ ТОРМОЗА

ЭПТ отличается от пневматического тормоза тем, что управление им производится при помощи электрического тока, а для создания тормозного нажатия используется сжатый воздух. ЭПТ позволяет повысить эффективность тормозных процессов поезда, заметно уменьшить длину тормозного пути (на 15...20 % в грузовых поездах и на 5...10 % в пассажирских) благодаря одновременному действию тормозов в поезде и сокращению времени наполнения тормозных цилиндров сжатым воздухом, а также улучшить плавность торможения, определяемую продольной сжимающей и растягивающей силами в поезде (чем они меньше, тем лучше плавность торможения).

При ЭПТ отсутствуют ограничения длины поезда по тормозам, что характерно для пневматического тормоза. Кроме того, значительно улучшается управляемость тормозами благодаря четкому ступенчатому торможению и отпуску, что позволяет с высокой точностью поддерживать заданную скорость движения поезда (до ± 2 км/ч) и повысить точность остановки поезда (до ± 5 м). ЭПТ позволяет производить торможение как с разрядкой тормозной магистрали, так и без нее, а следовательно, существенно уменьшить расход сжатого воздуха и улучшить условия работы компрессора.

ЭПТ бывает двух типов: прямодействующий неавтоматический и автоматический. На железных дорогах СНГ и стран Балтии на пассажирском подвижном составе применяется первый тип с одной пневматической тормозной магистралью, приборами электропитания, управления тормозом и контроля целост-

ности электрических цепей управления, расположенными на локомотиве или в головных вагонах моторвагонного подвижного состава. На локомотиве и на каждом вагоне поезда установлены электровоздухораспределители, соединенные рабочим проводом с приборами электропитания и управления.

Электровоздухораспределитель состоит из комплекта тормозного и отпускного электроventилей и пневматической части (реле давления). Тормозной ventиль управляет наполнением тормозного цилиндра сжатым воздухом из запасного резервуара, а отпускной – выпуском его из тормозного цилиндра в атмосферу.

ЭПТ прямодействующего типа по конструкции является практически неистощимым благодаря возможности завышения давления в тормозной магистрали и позволяет производить торможение с разрядкой тормозной магистрали и без нее.

ЭПТ автоматического типа, применяемые в странах Западной Европы на железных дорогах с шириной колеи 1435 мм, состоит из тормозной и питательной магистралей, приборов питания и управления, электрических цепей, комплектов тормозного и отпускного электроventилей. Тормозной ventиль предназначен для понижения давления в тормозной магистрали, а отпускной – для повышения давления в ней из питательной магистрали. Снижение или повышение давления воздуха в тормозной магистрали через электроventили вызывает срабатывание пневматических воздухораспределителей соответственно на торможение или отпуск одновременно по всей длине поезда. ЭПТ автоматического типа обладает полной неистощимостью благодаря питательной магистрали, позволяет использовать любые воздухораспределители и включать в

поезд значительное количество вагонов без ЭПТ, но с пролетной электрической линией.

Для обеспечения нормальной совместной работы ЭПТ обоих типов в одном поезде, в частности при переходе вагонов поезда с колеи шириной 1520 мм на колею шириной 1435 мм и наоборот, разработаны и испытаны специальные переключающие устройства, а также универсальный ЭПТ. В этом случае ЭПТ может работать по схеме как прямодействующего неавтоматического, так и автоматического типа.

По количеству линейных электропроводов цепи управления используются три схемы прямодействующего неавтоматического ЭПТ (рис. 5.1.4):

пятипроводная с обратным незаземленным проводом на электро- и дизель-поездах типа ДРП:

двухпроводная с использованием рельса в качестве обратного провода на пассажирских вагонах с локомотивной тягой;

однопроводная на грузовых вагонах.

Контроль целостности электрических цепей ЭПТ в поезде следующий: периодический постоянным током при торможении с помощью замыкаемого в хвосте поезда контрольного провода (на электро- и дизель-поездах); непрерывный переменным током при отпуске и зарядке и постоянным током при торможении по одному из замыкаемых в хвосте поезда проводов (на пассажирских вагонах и дизель-поездах Д-1). В грузовых поездах предпочтительным является однопроводный ЭПТ с одним линейным проводом и обратным проводом, которым является рельс. Такой тормоз успешно прошел эксплуатационные испытания в длинносоставных грузовых поездах.

В прямодействующем неавтоматическом двухпроводном ЭПТ, работающем при торможении с разрядкой и без нее (рис. 5.1.5), запол-

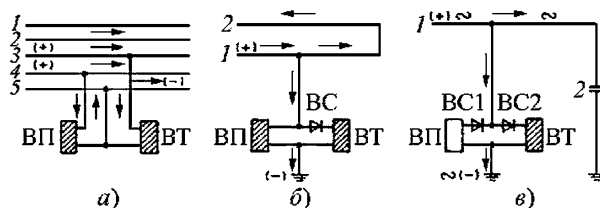


Рис. 5.1.4. Схемы электрического управления электропневматическим тормозом:

а – пятипроводная; б – двухпроводная; в – однопроводная; ВП – электромагнитный ventиль перекрытый; ВТ – то же, тормозной; ВС – запорный электромагнитный ventиль

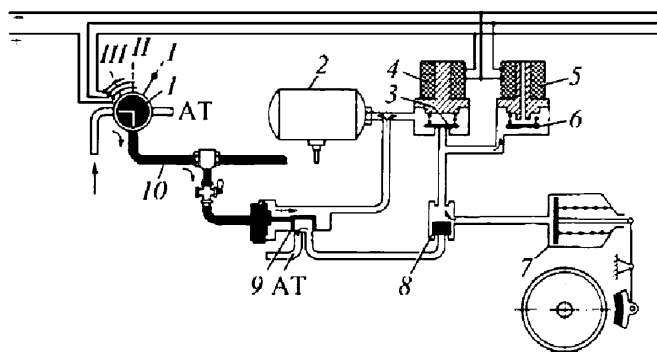


Рис. 5.1.5. Схема двухпроводного электропневматического тормоза:
I – III – положения ручки крана машиниста

нение тормозных цилиндров сжатым воздухом и выпуск его из них при отпуске осуществляется независимо от изменения давления в тормозной магистрали.

Автоматичность ЭПТ при разрыве поезда или при открытии стоп-крана обеспечивается дополнительной постановкой на вагон наряду с электровоздухораспределителем № 305-000 пневматического воздухораспределителя № 292-001, который является резервным и работает на торможение только при выходе из строя ЭПТ.

Зарядка запасного резервуара 2 происходит через пневматический воздухораспределитель 9 из тормозной магистрали 10. При торможении контроллер крана 1 машиниста № 395 замыкает соответствующие электроконтакты и постоянный ток напряжением 50 В воздействует на тормозной 4 и отпускной 5 электропневматический клапаны. При этом якорь 6 закрывает клапаном атмосферное отверстие A_1 , а якорь 3 открывает тормозной клапан, сообщая запасный резервуар 2 через переключающий клапан 8 с тормозным цилиндром 7.

Давление в тормозной магистрали 10 краном машиниста может не понижаться (торможение без разрядки) или понижаться (торможение с разрядкой). Первый случай применяется для регулирования скорости движения на перегонах, когда не требуется остановка поезда, а второй – для остановки поезда на станции или перед запрещающим сигналом светофора. При отпуске тормоза в контроллере крана 1 машиниста размыкаются соответствующие электроконтакты, катушки электро-

вентилей 4 и 5 обесточиваются, их якоря с клапанами отпадают так, что воздух из тормозного цилиндра 7 через выпускной клапан реле давления электровоздухораспределителя выходит в атмосферу.

При перекрытии после торможения тормозной электропневматический клапан 4 обесточивается, а отпускной электропневматический клапан 5 находится под напряжением постоянного тока, при этом якорь с тормозным клапаном отсоединяет запасный резервуар 2 от тормозного цилиндра и давление в нем не повышается.

При отказе электрического управления ЭПТ первоначально происходит самопроизвольный отпуск при заторможенных вагонах, а затем автоматически срабатывает пневматический воздухораспределитель 9 и воздух из запасного резервуара продолжает поступать в тормозной цилиндр уже не через электровоздухораспределитель, а через пневматический воздухораспределитель № 292-001, для чего в тормозной системе имеется поршневой переключающий клапан. Такой процесс происходит лишь при торможении с разрядкой тормозной магистрали; при торможении без ее разрядки при выходе из строя ЭПТ во время торможения происходит полный отпуск тормоза.

Для соединения электрических проводов (рабочего и контрольного) управления ЭПТ каждой единицы подвижного состава поезда в единую цепь управления всего поезда применяются межвагонные унифицированные рукава 369А (рис. 5.1.6). В корпусе чугунной головки 1 имеются подвижный палец 15, резиновая

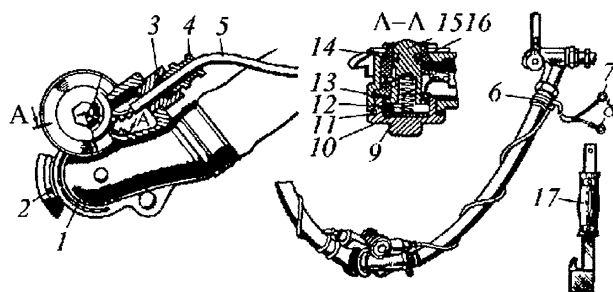


Рис. 5.1.6. Межвагонное соединение тормозной магистрали и электропроводов управления электропневматическим тормозом унифицированным рукавом 369А

манжета 14, пружина 12, изоляционная втулка 16, крышка 9 с резиновым кольцом 11 и изоляционной прокладкой 10. Шланговый кабель 5 с рабочим 7 и контрольным 8 проводами закреплен в головке 1 резиновым кольцом 3, штуцером 4 и хомутиком 6.

Рабочий провод с выводом диаметром 8 мм подпаян к контактному кольцу 15, а контрольный провод с выводом диаметром 6 мм – к контактному кольцу 13. В сцепленном положении головок 1 рабочие провода смежных вагонов замыкаются через кольца 15, а контрольные провода – через корпус головок 1 и их гребни с латунными заклепками 2 диаметром 3 мм. В расцепленном положении головок рабочий и контрольный провода замкнуты между собой. У хвостового вагона поезда рукав подвешен на изолированную подвеску 17 для изоляции электрической цепи от кузова вагона.

5.1.3. КЛАССИФИКАЦИЯ ТОРМОЗНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Тормозное оборудование подвижного состава разделяется на пневматическое, приборы которого работают под давлением сжатого воздуха, и механическое. Пневматическое тормозное оборудование по своему назначению делится на группы: приборы питания тормоза сжатым воздухом; приборы управления тормозами; приборы, осуществляющие торможение; тормозная магистраль (воздухопровод) и арматура тормоза.

К приборам питания относятся компрессор, главный резервуар, регулятор давления, предохранительный клапан, маслоотделитель, воздухоохладитель.

К приборам управления относятся: краны машиниста № 394 (пневматический тормоз), № 395 (ЭПТ) и № 254 (вспомогательный тормоз локомотива); контроллеры крана машиниста; приборы и устройства автоматического контроля работы тормозов (автостопы, система автоматического управления тормозами); сигнализаторы обрыва тормозной магистрали; сигнализаторы отпуска, электроблокировочные клапаны; выключатели управления тормозами; вспомогательная аппаратура для включения и отключения приборов управления, регистрации и наблюдения за работой тормозов (скоростемер); манометры; кран двойной тяги и комбинированный кран для соединения и разъединения соответственно питательной и тормозной магистралей с краном машиниста; устройство блокировки тормозов 367М для обеспечения правильного отключения и включения тормозной системы двухкабинных локомотивов при смене кабины управления.

Приборами торможения являются воздухораспределители различных типов и реле давления, которое ставится на локомотивах и вагонах с несколькими тормозными цилиндрами и повторяет давление в тормозных цилиндрах из питательной магистрали, устанавливаемое воздухораспределителем в камере реле с фиктивным объемом тормозного цилиндра. Реле давления повторяет процессы давления сжатого воздуха в тормозных цилиндрах, определяемые воздухораспределителем, и одновременно преобразует это давление в большую или меньшую сторону.

К арматуре относятся краны и клапаны различных типов и различного назначения: концевой кран № 4304 для перекрытия перед-

него и заднего концов тормозной магистрали локомотива и вагона; стоп-кран (кран экстренного торможения) № 138 или 138-01; разобщительные краны №№ 372 и 379 для включения и отключения тормозного прибора; выпускной клапан №№ 31 и 146 для отпуска вручную тормоза единичного вагона поезда; предохранительные клапаны (216 и Э-116 и типа М) для компрессоров; обратные клапаны (155А, 526 и 30Ф) компрессоров; переключательный клапан (ЗПК) для отключения на грузовых локомотивах воздухораспределителей от тормозных цилиндров при действии крана вспомогательного тормоза; клапан максимального давления (ЗМД) для ограничения давления воздуха, поступающего из главных резервуаров; клапан КП-53 для подачи сжатого воздуха из питательной магистрали в тормозные цилиндры электровоза в случае срыва рекуперации, срабатывания автостопа и экстренного торможения.

При оборудовании подвижного состава ЭПТ к приборам питания добавляются аккумуляторные батареи или статические преобразователи типа ПТ-ЭПТ-П на тиристорах (без батарей) для обеспечения электрическим током цепей ЭПТ, электрические цепи управления и контроля, а к приборам управления – контроллер, блок управления типа БУ-ЭПТ-П № 579-00-20, который при торможении подает в цепь управления и контроля постоянный ток с полярностью "+" в линейных проводах и "-" на рельсах, при перекрытии меняет полярность этого тока, при отпуске подает в линейные провода и рельсы переменный ток для контроля цепей управления.

Отдельные серии локомотивов (ЧС2, ЧС4, ЧС2^Т, ЧС4^Т) и вагоны высокоскоростных поездов ЭР200, РТ200, "Сокол" дополнительно оборудуются приборами скоростного регулирования нажатия чугунных тормозных колодок и противоюзными устройствами.

Принципиальное отличие схем тормозного оборудования локомотивов и вагонов состоит в том, что на локомотивах применяются все приборы тормозного оборудования, а на вагонах – только приборы, осуществляющие торможение, и тормозная рычажная передача. Электропоезда и дизель-поезда имеют такую же принципиальную схему тормозного оборудования, что и локомотивы, но приборы управления находятся только в вагонах с кабинами управления, а приборы питания – на отдельных вагонах поезда.

Кран машиниста, установленный в кабине машиниста между питательной и тормозной

магистралями, служит для управления пневматическими тормозами № 394 или ЭПТ № 395. С его помощью производятся: зарядка тормозной магистрали и запасных резервуаров поезда сжатым воздухом из главных резервуаров до зарядного давления; служебное и экстренное торможение; перекрыша после торможения с питанием и без питания тормозной магистрали; медленный (темпом мягкости) переход с повышенного давления сжатого воздуха в уравнительном резервуаре и тормозной магистрали на зарядное (нормальное) давление. Кран машиниста № 395 отличается от крана машиниста № 394 лишь наличием специального контроллера с микропереключателями, подключаемого через штепсельный разъем с четырехжильным электрокабелем к цепям управления ЭПТ.

Кран машиниста золотниково-поршневого типа № 394 состоит из золотниковой части 1 с поворачивающимся золотником 2 (рис. 5.1.7), средней части 3 (зеркало золотника), уравнительной части 4 с уравнительным поршнем 5, питательным 6 и выпускным 7 клапанами, редуктора 8, стабилизатора 9 и уравнительного резервуара объемом 20 л, устанавливаемого отдельно от крана машиниста. Поворотом рукоятки можно устанавливать золотник в семь положений: 1 – зарядка и отпуск; П – поездное; Ш – перекрыша без питания тормозной магистрали; 1У – перекрыша с питанием тормозной магистрали; У – служебное торможение; УА – служебное торможение длинно составных грузовых поездов с медленной разрядкой

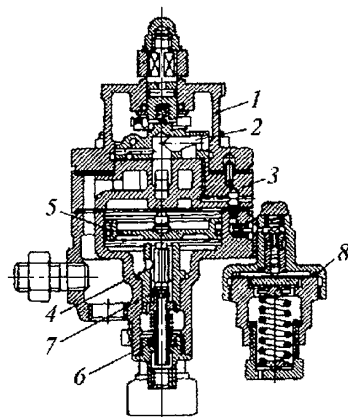


Рис. 5.1.7. Кран машиниста золотниково-поршневого типа № 394

тормозной магистрали в атмосферу; У1 – экстренное торможение. Редуктор служит для установления вручную определенного зарядного давления в уравнительном резервуаре и поддержания его автоматически во время эксплуатации, стабилизатор – для ликвидации сверхзарядного давления в уравнительном резервуаре.

Для управления прямым тормозом локомотива отдельно и совместно с автотормозами поезда применяется кран вспомогательного тормоза № 254 (рис. 5.1.8). Кран имеет реле давления 5, поршни 3 и 4 которого при торможении локомотива нагружаются пружиной 2 при повороте рукоятки против часовой стрелки. Рукоятка 1 имеет шесть положений: 1 – отпускное (для отпуска тормоза локомотива при заторможенных вагонах поезда автоматическим тормозом); П – поездное, обеспечивающее действие автоматического тормоза на локомотиве при торможении поезда автоматическими тормозами; Ш-У1 – тормозные (ступенчатое торможение) при повороте рукоятки крана против часовой стрелки и отпускные при повороте рукоятки крана по часовой стрелке.

При поступлении сжатого воздуха от воздухораспределителя локомотива через открываемые поршнем 6 отпуская отверстия в полость между поршнями 3 и 4 происходит наполнение тормозных цилиндров через впускной клапан из питательной магистрали. Управление поршнем 6 производится рукояткой крана, через буферный атмосферный клапан сжатый воздух поступает между поршнями 3 и 4 в атмосферу и происходит отпуск тормозов локомотива независимо от действия тормозов поезда.

В ближайшее время планируется кран машиниста № 394 заменить краном № 130 с дистанционным управлением (ОАО МТЗ "Трансмаш"). Принципиальная схема этого крана машиниста аналогична общепринятой: семь позиций при управлении тормозами поезда. Управляющая (контроллер) и исполнительная части крана машиниста размещены отдельно, контроллер встроен в пульт машиниста, на котором установлены дублирующие системы управления тормозами (кнопка клапана аварийного экстренного торможения и резервный кран управления тормозами). Исполнительная часть сформирована отдельным блоком.

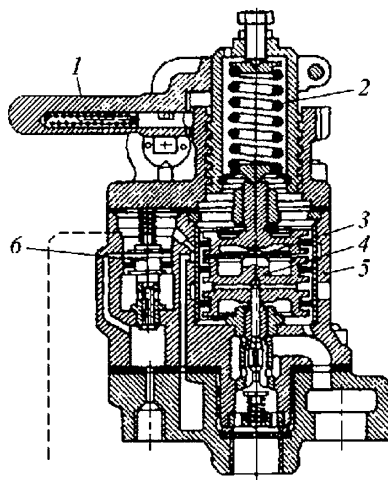


Рис. 5.1.8. Кран вспомогательного тормоза № 254

Автономный электронный блок управления, диагностики и информации, электропневматические клапаны, пневматическое реле, редуктор, стабилизатор, устройство блокировки тормозов размещены на специальной панели, установленной в машинном отделении локомотива, а не в кабине машиниста.

Управление краном машиниста совместно с автоматическими системами безопасности ведения поезда САУТ (система автоматического управления тормозами) и САВП (система автоматического ведения поезда). Кран машиниста № 130 позволяет увеличить полезную площадь кабины машиниста, изменить ее дизайн в соответствии с требованиями эргономики и оптимизировать размещение трубопроводов и электрических цепей тормозной системы локомотива. В настоящее время для эксплуатационных испытаний крана машиниста оборудованы три грузовых электровоза серии ВЛ10 и электровоз "Ермак".

Глава 5.2

КОМПРЕССОРНАЯ УСТАНОВКА ЛОКОМОТИВОВ

Компрессорная установка необходима для обеспечения тормозной сети поезда и пневматической сети вспомогательных аппаратов (электропневматических контактов, песочницы, стеклоочистителей) сжатым воздухом. В нее входят компрессор, главные резервуары (запасные емкости сжатого воздуха), регулятор давления, предохранительный и

обратный клапаны, воздушные всасывающие фильтры, маслосепараторы, система осушения сжатого воздуха.

Компрессоры. На локомотивах, электро- и дизель-поездах стран СНГ и Балтии наибольшее распространение получили поршневые компрессоры с одним, двумя и тремя цилиндрами с воздушным охлаждением. На заводе ОАО "Транспневматика" ведутся работы по созданию отечественного винтового компрессора. Во избежание перегрева компрессора режим работы его повторно-кратковременный. Продолжительность включения под нагрузкой не должна превышать 50 %, а продолжительность цикла работы под нагрузкой – 10 мин. Непрерывная работа двухступенчатого компрессора допускается до 45 мин, а одноступенчатого – до 15 мин, но не чаще одного раза в течение 2 ч. При таких режимах работы компрессора температура сжатого воздуха в нагнетательной трубе на расстоянии 0,8...1 м от патрубка цилиндра не должна быть выше 200 °С, а температура масла в картере 85 °С. При установившемся тепловом режиме работы компрессора температура масла в картере должна на 30...40 °С превышать температуру окружающего воздуха.

В компрессорах с малой подачей (до 1 м³/мин) смазка трущихся частей компрессора барботажная, т.е. саморазбрызгивающаяся, а в компрессорах с большей подачей используется масляный насос, создающий давление масла 0,15...0,35 МПа. Для смазывания компрессора применяются специальные сезонные компрессорные масла с температурой вспышки до 270 °С (марок К19 и КС19) и до 180 °С (зимние масла марки К1Д) с температурой застывания соответственно до – 15 и – 50 °С, вязкостью соответственно 18...22 и 8...10 мм²/с. Удельный расход масла компрессорами не должен превышать 0,2 г на 1 м³ поданного компрессором сжатого воздуха, приведенного к условиям всасывания. При более низких температурах можно применять масло марки АСЗП-10 или смесь масел К12 и трансформаторного масла.

Классификация компрессоров. Компрессоры разделяются:

по числу цилиндров – на одно-, двух- и трехцилиндровые;

по расположению цилиндров – на горизонтальные, вертикальные, W-образные с тремя цилиндрами, V-образными с двумя цилиндрами;

по числу ступеней сжатия – на одноступенчатые и двухступенчатые;

по приводу – от электродвигателя (на электропоездах и электропоездах) и от вала главного двигателя внутреннего сгорания (на тепловозах и дизель-поездах).

Наиболее предпочтительны двухступенчатые компрессоры вследствие меньших значений температуры нагрева сжатого воздуха и расхода энергии на работу компрессора, а также лучшего смазывания трущихся частей компрессора. Сжатый воздух из цилиндра первой ступени поступает в цилиндр второй ступени сжатия через промежуточный холодильник, в котором сжатый воздух частично охлаждается. В цилиндре первой ступени воздух сжимается до давления 0,2...0,4 МПа, а в цилиндре второй ступени – до давления 0,75...0,9 МПа.

Показатели работы компрессоров. Одним из основных показателей работы компрессора является его подача (производительность), под которой подразумевается объем воздуха, нагнетаемого под давлением за единицу времени. Теоретическая подача воздуха, м³/мин,

$$Q_T = F h n i,$$

где F – площадь поршня, м²; h – ход поршня, м; n – число ходов поршня в мин; i – число цилиндров.

Действительная подача определяется с учетом коэффициента подачи компрессора λ :

$$Q_d = Q_T \lambda.$$

Коэффициентом подачи компрессора является отношение поданного в главные резервуары сжатого воздуха к объему, описанному поршнем цилиндра. Он учитывает все потери: сопротивление всасывающих клапанов, неплотности поршневых колец, условия охлаждения и др. В условиях эксплуатации подача компрессора определяется по времени нагнетания в главные резервуары объема воздуха, пересчитанного на условия всасывания:

$$Q_s = 60 V_{гр} \left(\frac{t_{пов} + t_{сн}}{t_{пов} t_{сн}} \right),$$

где $V_{гр}$ – объем главных резервуаров локомотива, влагонасоса, трубопроводов, в которые нагнетается сжатый воздух при включенном компрессоре с отключенной тормозной магистралью поезда, м³; $t_{пов}$ – время повышения давления воздуха в главных резервуарах от 0,7 до 0,8 МПа, с; $t_{сн}$ – время сни-

жения давления воздуха в главных резервуарах от 0,8 до 0,7 МПа при отключенном компрессоре, с.

В практических расчетах при установившемся режиме работы компрессора с заданной периодичностью включения требуемая подача компрессора может быть определена по формуле

$$Q_{\text{пр}} = (Q_{\text{т}} + Q_{\text{ут}} + Q_{\text{сл}}) \left(1 + \frac{t_2}{t_1} \right),$$

где $Q_{\text{т}}$ и $Q_{\text{ут}}$ – количество сжатого воздуха, расходуемого в единицу времени соответственно на торможение и восполнение утечек, $\text{м}^3/\text{мин}$; $Q_{\text{сл}}$ – средний расход воздуха на служебные нужды, $\text{м}^3/\text{мин}$; t_1 и t_2 – время соответственно включенного и выключенного состояния компрессора, мин.

Важным показателем, характеризующим работу компрессора, является также объемный КПД, т.е. отношение объема засасываемого воздуха в цилиндр к теоретическому объему цилиндра, он всегда больше коэффициента подачи.

Компрессоры в перспективе должны иметь подачу воздуха 1; 2; 3; 3,5; 7 и 10,5 $\text{м}^3/\text{мин}$, номинальное избыточное давление воздуха 1 МПа, частоту вращения вала 1450 мин^{-1} , кроме компрессоров с подачей 1 $\text{м}^3/\text{мин}$, у которых она должна быть 1000 мин^{-1} ; номинальное избыточное давление воздуха 0,8 МПа. Техническая характеристика компрессоров приведена в табл. 5.2.1.

Конструктивные особенности компрессоров. Компрессоры, применяемые в электровозах, тепловозах, электро- и дизельпоездах, отличаются конструктивным исполнением отдельных узлов и деталей, а также параметрами. На рис. 5.2.1 показаны принципиальные схемы компрессоров локомотивов основных типов.

Применяемые на локомотивах железных дорог России компрессоры не в полной мере соответствуют современным и перспективным требованиям по надежности, габаритным размерам, массе и энергетическим показателям. Основными направлениями совершенствования компрессоров являются:

увеличение частоты вращения коленчатого вала с целью повышения подачи сжатого воздуха;

уменьшение массы и габаритных размеров с доведением удельной массы компрессора

без электродвигателя до 55...70 кг на 1 $\text{м}^3/\text{мин}$ подачи сжатого воздуха;

снижения потребляемой мощности на сжатие 1 $\text{м}^3/\text{мин}$ воздуха до 7...8,5 кВт;

уменьшение температуры сжатого воздуха внутри компрессора ниже 180 °С по условиям сохранения смазочных свойств масла.

Перспективным является создание компрессоров с подачей сжатого воздуха 7...10,5 $\text{м}^3/\text{мин}$ с частотой вращения коленчатого вала 1450 мин^{-1} и номинальным избыточным давлением 1 МПа.

Высокие требования предъявляются к надежности компрессоров: на 1000 ч работы компрессора допускается не более трех отказов. Важное значение при этом имеют улучшение конструкции клапанного узла, применение новых материалов с более высокими прочностными качествами, а также повышение качества изготовления компрессоров. В настоящее время компрессоры в России изготавливаются ОАО "Транспневматика", компрессоры КТ6, КТ7 и КТ6-Эл – Полтавским турбомеханическим заводом (Украина).

Компрессор КТ6-Эл с приводом от электродвигателя, вал которого соединен с коленчатым валом компрессора через редуктор (или без него) и муфту, установлен на электровозах серий ВЛ8, ВЛ10, ВЛ80. Он имеет три цилиндра в корпусе 1 (рис. 5.2.2). Два одинаковых цилиндра 2 ступени низкого сжатия расположены наклонно, а цилиндр 6 ступени высокого сжатия – вертикально. Цилиндры закрыты крышками 4 и 9 с двумя всасывающими клапанами и одним нагнетательным клапаном на каждой крышке. На поршни 5 и 11 надеты два чугунных уплотнительных кольца и два маслосъемных кольца. Шатуны 12 одним концом соединены с поршнями пальцами 10, а другим – с общей для трех шатунов головкой 13, насаженной на шатунную шейку коленчатого вала 14. На коренные шейки вала напрессованы шарикоподшипники. Холодильник 8 для охлаждения сжатого воздуха в первой ступени низкого сжатия сделан из ребристых трубок. Для охлаждения компрессора имеется четырехлопастной вентилятор с приводом от коленчатого вала.

Для смазывания компрессора имеется масляный насос с редуктором для регулирования подачи масла к коленчатому валу и шатунам в зависимости от частоты вращения. При частоте вращения коленчатого вала 850 мин^{-1} давление масла, определяемое по манометру, должно быть не ниже 0,25 МПа.

5.2.1. Техническая характеристика компрессоров, применяемых на локомотивах и дизель-поездах

Тип	Подача, м ³ /мин	Частота вращения, мин ⁻¹	Давле- ние, МПа	Потребляе- мая мощ- ность, кВт	Число цилин- дров	Диаметр цилиндра, мм	Ход порш- ня, мм	Масса, кг	Габаритные размеры, мм	Область применения
КТ6-Эл	2,75	440	0,9	24,2	3	$\frac{198}{155}$	$\frac{144}{153}$	646	1320 × 760 × 1105	Электровозы
Э-500	1,75	200	0,9	15	2		225	670*	717 × 1300 × 629	
ЭК-7Б	0,62	560	0,8	5	2	112	92	483*	1064 × 702 × 510	Электро- поезда
ЭК-7В	0,58	540	0,8	4,7	2	112	92	428*	940 × 702 × 510	
ПК-35	3,5	1450	0,9	29	2	$\frac{190}{110}$	110	320	660 × 880 × 920	Локомотивы магистраль- ного и про- мышленного транспорта
ВП3-4/9	3,5	1100	0,9	28	2	$\frac{185}{152}$	80	380	526 × 1071 × 1070	Маневровые тепловозы
ВВ-1,5/9	1,5	1100	0,9	13,3	2	$\frac{185}{152}$	80	265	506 × 462 × 1070	Маневровые локомотивы
ВВ-1,75/9	1,75	1100	0,9	14,5	2	$\frac{185}{152}$	80	265	506 × 445 × 1070	
МК-135	1,5	720	0,9	12,5	3	$\frac{135}{105}$	100	160	750 × 380 × 585	Дизель- поезда серии Д и Д1 (заво- да "Маваг", Венгрия)

Продолжение табл. 5.2.1

Тип	Подача, м ³ /мин	Частота вращения, мин ⁻¹	Давление, МПа	Потребляемая мощность, кВт	Число цилиндров	Диаметр цилиндра, мм	Ход поршня, мм	Масса, кг	Габаритные размеры, мм	Область применения
ВВ-0,8/8	0,8	720	0,8	11,2	2	$\frac{112}{92}$	92	105	575 × 310 × 633	Тепловозы промышленного транспорта широкой и узкой колеи
ВУ 3,5/9	3,5	1450	0,9	29	2	$\frac{190}{110}$	110	320	857 × 670 × 9110	Электровозы ООО ПК "НЭВЗ" и серии ЧС (Чехия)
ВУ 3,5/10	3,5	1450	0,98	29,05	2	$\frac{198}{110}$	110	310	904 × 666 × 972	
К-1	2	700	0,8	17,6	4	$\frac{155}{125}$	100	220	600 × 860 × 667	Электровозы и маневровые тепловозы (Чехия)
К-2	2,63	720	0,9	19	3	$\frac{155}{125}$	120	360	1043 × 867 × 911	
КТ-7	5,3	850	0,9	44	3	$\frac{198}{155}$		646	1260 × 760 × 1105	(Украина)
244-FR	2,2	1220	0,9	11,7	4	$\frac{124}{65}$	100	232	—	Электровозы Ф и Ф" (Франция)

* Масса с электродвигателем.

Примечание. В числителе даны значения для первой ступени сжатия, а знаменателе – для второй.

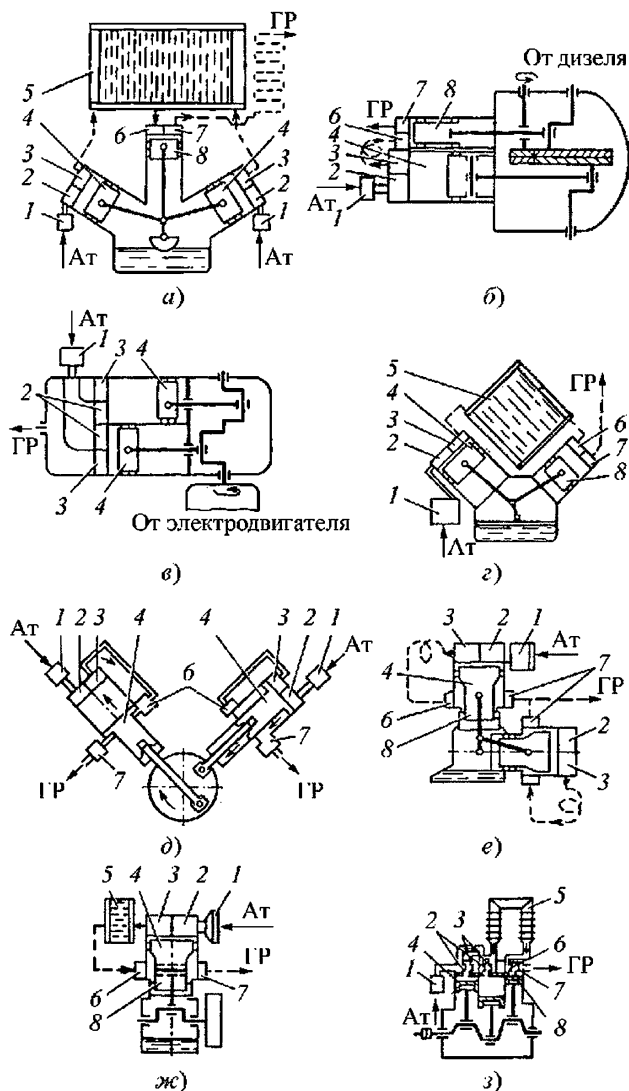


Рис. 5.2.1. Схемы компрессоров основных типов, применяемых на тяговом подвижном составе:
 а – трехцилиндрового двухступенчатого с W-образным расположением цилиндров; б – двухцилиндрового горизонтального; в – двухцилиндрового одноступенчатого горизонтального; г – двухцилиндрового двухступенчатого с V-образным расположением цилиндров; д – двухцилиндрового двухступенчатого с дифференцированными поршнями; е – двухцилиндрового с расположением цилиндров под углом 90°;
 ж – одноцилиндрового двухступенчатого вертикального; з – трехцилиндрового вертикального;
 1 – всасывающий фильтр; 2 и 3 – соответствующие всасывающий и нагнетательный клапан цилиндра ступени низкого сжатия; 4 – цилиндр и поршень ступени низкого сжатия; 5 – холодильник; 6 и 7 – соответственно всасывающий и нагнетательный клапан цилиндра ступени высокого сжатия; 8 – цилиндр и поршень цилиндра ступени высокого сжатия; ГР – главный резервуар; Ат – атмосферный воздух

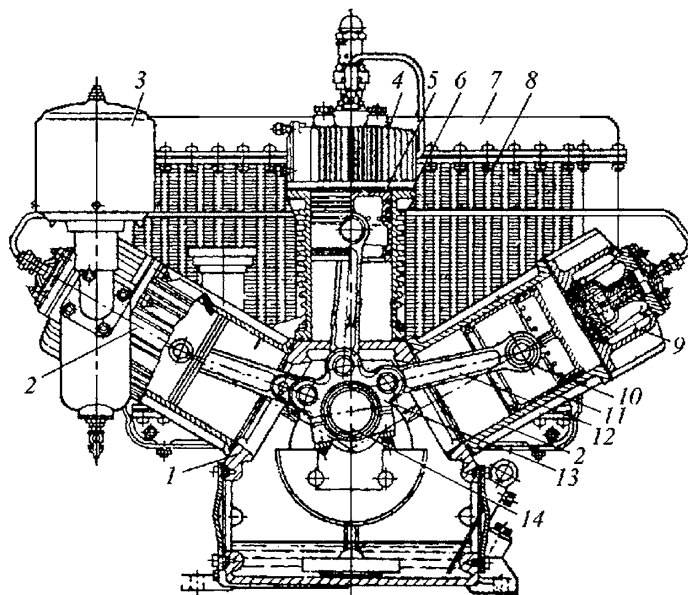


Рис. 5.2.2. Компрессор типа КТ-6Л

При ходе поршня 11 вниз атмосферный воздух всасывается через фильтр 3 и всасывающие клапаны в цилиндр ступени низкого сжатия, поршень другого цилиндра этой ступени в это время движется вверх. Поэтому происходит всасывание воздуха в одном цилиндре низкого сжатия и сжатие воздуха в другом цилиндре низкого сжатия. При обратном ходе поршня воздух сжимается (первая ступень сжатия) и через клапан нагнетается по трубе в верхний коллектор 7 холодильника, откуда перетекает в нижний коллектор холодильника и затем поднимается в общую камеру для обоих коллекторов холодильника, из которой воздух всасывается через клапан в цилиндр ступени высокого сжатия при ходе его поршня вниз. При обратном ходе поршня этого цилиндра воздух сжимается (вторая ступень сжатия) и через нагнетательный и обратный клапаны по охлаждающему петлеобразному воздухопроводу нагнетается в главные резервуары до установившегося давления, определяемого автоматически регулятором давления.

Компрессор типа ВПЗ/9 двухступенчатого сжатия с двумя дифференциальными цилиндрами, расположенными горизонтально и вертикально под углом 90°, ставится на тепловозах серий ТГМЗ, ТГМ2 и дизель-поездах серий ДР1 и ДР1П, одноступенчатый двухцилиндровой с горизонтальным расположением

цилиндров компрессор типа Эк-7Б – на электропоездах постоянного тока серий ЭР2 и ЭР22, а типа Эк-7В – на электропоездах переменного тока серии ЭР9П. Эти компрессоры различаются только типом электродвигателя его привода. На картере 4 закреплен ребристый снаружи блок цилиндров 1 (рис. 5.2.3), внутри которого и картера размещаются коленчатый вал 3, шатунно-поршневая группа 5 и зубчатый редуктор. Для доступа внутрь картера имеются люки, закрываемые крышками с сапуном. Двухкривошипный коленчатый вал 3 опирается на два радиальных однорядных шарикоподшипника. Шатуны закреплены на шейках коленчатого вала нижними разъемными головками, в которые вставлены залитые баббитом шатунные подшипники; в верхние головки шатунов запрессованы бронзовые втулки для поршневых пальцев. На обоих шатунах расположено по одному маслоразбрызгивателю.

Тронковые поршни 2 с двумя компрессионными и одним маслосъемным кольцами отлиты из чугуна. Для понижения частоты вращения коленчатого вала имеется зубчатый редуктор, колеса которого закреплены соответственно на валу электродвигателя и на концах коленчатого вала и находятся в зацеплении с блоком из двух шестерен, вращающихся на оси, которую можно устанавливать в одно из

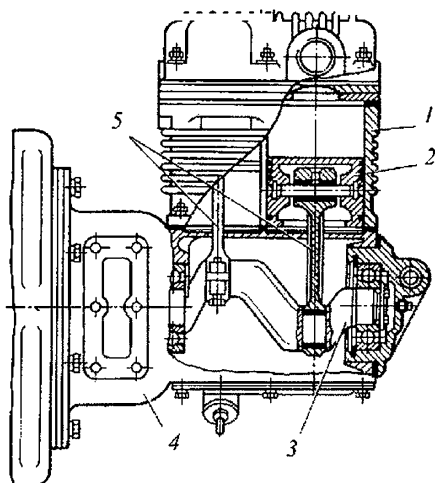


Рис. 5.2.3. Компрессор типов ЭК-7Б и ЭК-7В

пяти положений. Для фиксирования оси в различных положениях на одной из ее опорных шеек имеются пять отверстий для стопорного винта. Для смазывания шестерни частично погружены в масляную ванну. Ленточные самопружинящиеся всасывающие и нагнетательные клапаны расположены в плитах.

Главные резервуары компрессорных установок. Получаемый компрессорами сжатый воздух нагнетается в главные резервуары локомотивов, являющиеся аккумуляторами сжатого воздуха. На локомотивах, электро- и дизель-поездах различных серий их размещают под кузовом или на крыше с защитой от солнечных лучей для обеспечения хорошего охлаждения, интенсификации конденсации водяных паров. Для уменьшения попадания последних в главные резервуары на выходе из компрессора устанавливают холодильник с автоматическим сбросом конденсата.

Главные резервуары обеспечивают зарядку и отпуск тормозной системы поезда, охлаждение сжатого воздуха до температуры не менее чем на 30...40 °С в первом резервуаре и на 3...5 °С в последнем выше температуры окружающего воздуха, что позволяет конденсировать до 65 % содержащихся в сжатом воздухе водяных паров, собирать и удалять конденсат, включать компрессор не чаще 30 раз в 1 ч.

Характеристика главных резервуаров локомотивов и мотор-вагонных поездов приведена в табл. 5.2.2.

5.2.2. Характеристика главных резервуаров компрессорных установок

Серия локомотива и мотор-вагонного поезда	Количество резервуаров	Размеры резервуаров, мм				Объем резервуара, л
		Длина	Наружный диаметр	Толщина листа		
				цилиндрической части	днища	
Электровагоны						
ВЛ22М, ВЛ23	4	1910	430	5	6	250
ВЛ41	3	1560	512	6	8	290
ВЛ60В/И	4	1420	550	5	6	300
ВЛ8	4	1250	650	5	8	360
ВЛ10 (до № 19)	4	2200	550	5	6	460
ВЛ10 (с № 20)	6	1884	430	5	6	250
ВЛ10У, ВЛ11, ВЛ80В/И, ВЛ82, ВЛ85	6	1420	552	5	6	300
ВЛ15	10	1884	430	5	6	250
ЧС1, ЧС3	2	2430	500	6	8	465
ЧС2	4	2140	400	5	7	250
ЧС4	4	1500	500	6	8	270
ЧС2Т, ЧС4Т, ЧС6, ЧС7, ЧС8, ЧС200	4	1490	500	6	8	250

Продолжение табл. 5.2.2

Серия локомотива и мотор-вагонного поезда	Количество резервуаров	Размеры резервуаров, мм				Объем резервуара, л
		Длина	Наружный диаметр	Толщина листа		
				цилиндрической части	днища	
Тепловозы						
ТЭ1	2	2450	570	6	8	570
ТЭ2	4	1544	570	6	8	370
ТЭ3, ТЭ7	4	1480	500	5	6	250
ТЭП60 (до 268)	2	1700	500	5	6	300
ТЭП60 (с 269)	4	1410	500	5	6	250
ТЭ10, ТЭП10	3	2530	428	5	6	340
2ТЭ10	6	2530	428	5	6	340
ТГ102	10	2000	360	5	6	200
М62	5	1610	430	5	6	220
2ТЭ116, 2ТЭ10В, 2ТЭ10Л	8	1410	500	5	6	250
ТЭ70, ТЭП75	2	1870	610	5	6	500
ТЭМ7	4	1870	512	5	6	250
2ТЭ121, 3ТЭ10В	6	1870	512	5	6	250
ТГМ3	2	1716	610	6	8	450
ТЭМ1, ТЭМ2	4	1410	500	5	6	250
ЧМЭ2, ТЭ10М	2	1710	496	5	7	325
ЧМЭ3, 2ТЭ125	4	1870	640	6	6	500
Вагоны электропоездов						
ЭР1, ЭР2, ЭРГ, ЭР9П, ЭР9М (головной и прицепной)	2	1360	418	5	6	170
ЭР22В (головной и моторный)	2	1360	418	5	6	170
ЭР22В, ЭР22М (прицепной)	2	1360	418	5	6	170
ЭР2Р (головной и прицепной)	2	1362	416	5	6	170
ЭР200 (головной и моторный)	2	1362	416	5	6	170
Выгоны дизель-поездов						
Д1 (моторный)	2	1450	500	6	6	250
ДР1, ДР1П, ДР1А (моторный)	2	1360	418	5	6	170

Применение. На вагонах электро- и дизель-поездов с 1975 г. устанавливаются главные резервуары с размерами, указанными для электропоезда ЭР2Р.

Количество главных резервуаров на тяговом подвижном составе выбирается в зависимости от его назначения. Требуемый объем главных резервуаров

$$V_{\text{гр}} = \frac{V(p_{\text{м}} - p_{\text{м}}^1 + At) - Q_{\text{к}} p_{\text{ат}} t}{p_1 - p_2 - At},$$

где V – объем тормозной магистрали поезда, м^3 ; $p_{\text{м}}$, $p_{\text{м}}^1$ – давление в тормозной магистрали соответственно перед торможением и после, МПа; A – утечка воздуха из тормозной магистрали, МПа/мин; $Q_{\text{к}}$ – подача компрессора, $\text{м}^3/\text{мин}$; $p_{\text{ат}}$ – атмосферное давление; $p_{\text{ат}} = 0,1$ МПа; t – время отпуска тормозов поезда, мин; p_1 – давление воздуха в главных резервуарах до начала отпуска, МПа; p_2 – минимальное давление воздуха в главных резервуарах в процессе отпуска тормоза, МПа.

В начале отпуска и зарядки тормозов поезда рукоятка крана машиниста находится в первом положении и происходит прямое сообщение главных резервуаров с тормозной магистралью поезда, расход сжатого воздуха достигает $6...7 \text{ м}^3/\text{мин}$, что значительно превышает подачу компрессора. В этом случае питание тормозной магистрали поезда сжатым воздухом происходит от работающего компрессора и из главных резервуаров. После зарядки тормозной магистрали поезда расход сжатого воздуха значительно уменьшается и определяется лишь расходом на компенсирование его утечек из тормозной магистрали поезда.

Главный резервуар изготавливают из стальных листов сваркой. Он состоит из цилиндрической части (обечайки) с бобышкой для подсоединения водоспускного крана и двух сферических днищ с бобышками для подсоединения трубопроводов.

Толщина стенки обечайки

$$S_{\text{об}} = \frac{p D_{\text{в}}}{1,7 \sigma_{\text{доп}} - p} + \Delta S_{\text{об}},$$

стенки днища

$$S_{\text{д}} = \frac{p D_{\text{в}}^2}{2(4 \sigma_{\text{доп}} - p) h_{\text{в}}} + \Delta S_{\text{д}},$$

где p – давление при гидравлическом испытании; $D_{\text{в}}$ – внутренний диаметр резервуара, мм; $\sigma_{\text{доп}}$ – допускаемое напряжение, МПа; $\Delta S_{\text{об}}$ и

$\Delta S_{\text{д}}$ – припуск на толщину стенки соответственно обечайки и днища с учетом коррозии (1 мм), износа в эксплуатации и допускаемых утонений листа при штамповке днища (10 % толщины), минусового допуска на толщину листа; $h_{\text{в}}$ – высота выпуклой части днища по внутренней поверхности, мм.

Допускаемое напряжение принимается с учетом запаса прочности не менее 2,6 временно-го сопротивления материала разрыву $\sigma_{\text{в}}$ и не менее 1,5 пределу его текучести $\sigma_{\text{Т}}$. Для стали марки Ст3 $\sigma_{\text{в}} = 380$ МПа, а $\sigma_{\text{Т}} = 250$ МПа, при этом допускаемое напряжение $\sigma_{\text{доп}} = 146$ МПа.

Регуляторы давления и клапаны компрессорных установок. Установленное давление в главных резервуарах автоматически поддерживается регулятором давления, который включает и выключает компрессор на электроподвижном составе или переводит его на рабочий режим или на режим холостого хода на тепловозах и дизель-поездах при изменении давления сжатого воздуха в заданных пределах.

Компрессор включается при снижении давления в главных резервуарах на 0,15 МПа от максимального установленного значения, а отключается при достижении наибольшего рабочего давления (0,654...0,8 МПа на электро- и дизель-поездах и 0,75...0,9 МПа на электровозах и тепловозах).

На электровозах и электропоездах применяют регулятор давления АК-11Б для замыкания и размыкания контактов питания электродвигателя компрессора, на тепловозах – ЗРД или устройство, состоящее из регулирующего клапана 525Б и клапана холостого хода 527Б, которые переключают компрессор с рабочего хода на холостой ход и обратно, на электровозах с компрессорами К-1 и К-2 – регулятор давления ТСП-11. Компрессоры ПК-35, ВПЗ-4/9 и ВВ-1,5/9 имеют регулируемый клапан 525Б, клапан холостого хода 527 и обратный клапан 526, обеспечивающие автоматическое действие компрессора сообщением его нагнетательной трубы с главными резервуарами в режиме рабочего хода и с атмосферой в режиме холостого хода.

На дизель-поездах с компрессорами ВВ-1,5/9 в регулировочное устройство вместо клапана 525 установлен регулятор давления АК-11Б с электромагнитным вентилем ВВ-34.

Превышение давления сжатого воздуха в межступенчатом холодильнике и в главных

резервуарах выше максимального рабочего давления предотвращается предохранительным клапаном, отрегулированным на срабатывание при давлении сжатого воздуха на 0,1 МПа больше максимального рабочего давления. На отечественных локомотивах стоят предохранительные клапаны 216, отрегулированные на срабатывание при давлении воздуха в компрессоре на первой ступени сжатия выше 0,35...0,45 МПа, и клапаны Э-216, которые отрегулированы на срабатывание при давлении воздуха в главных резервуарах выше максимально допустимого рабочего давления.

Воздушные фильтры. Компрессорная установка работает в условиях большой запыленности воздуха. Поэтому для его очистки применяют фильтры различной конструкции. Наибольшее распространение получили фильтры-глушители с фильтрующими элементами типа «реготмас», обеспечивающие необходимую фильтрацию воздуха (пропуск частиц пыли диаметром не более 30 мкм) с начальным сопротивлением не выше 70 мм вод. ст. и достаточно большим сроком службы (более года) до предельно допустимого по загрязненности сопротивления 250...300 мм вод. ст. В качестве фильтрующего материала применяется конский волос, латунная проволока диаметром 0,05 мм или кольца из капронового волокна, размещенные между двумя сетчатыми цилиндрами, закрытыми кожухом с всасывающим отверстием.

Для восстановления фильтрующей способности элементы фильтра продуваются сухим воздухом. Для удаления из сжатого воздуха масла, проникающего в трубопровод из картера компрессора, применяется маслоотделитель Э-120. Он представляет собою цилиндр с двумя камерами объемом 6 л, между которыми имеется сетчатая перемычка. В верхней камере находится крупная стальная стружка или латунные кольца, а в нижней объемом 2 л собираются масло и влага, которые периодически удаляются через выпускной клапан.

Для спуска конденсата из главных резервуаров используют клапаны продувки КП-100 и КП-110, состоящие из электромагнитного вентиля включающего типа, нагревателя с жаропрочной спиралью, трубы для спуска конденсата и корпуса с расположенными в нем поршнем, втулкой, отключающей пружиной и клапаном с резиновым уплотнением.

Установки осушения сжатого воздуха. Для более эффективной осушки сжатого воз-

духа возможно использование одно- и двухадсорбентных установок осушения, размещаемых на трубопроводе между компрессором и главными резервуарами. В качестве адсорбента влаги используется силикагель.

При работе компрессора с продолжительностью включения не более 40 % и расходе воздуха на регенерацию (восстановление) адсорбента 15 % подачи компрессора температура точки росы выходящего из адсорбента сжатого воздуха должна быть на 3...5 °С ниже температуры окружающего воздуха. Это позволяет получить достаточно сухой воздух и исключить образование конденсата в главных резервуарах и пневматической системе тормоза. Однако такие установки широкого распространения на тяговом подвижном составе пока не получили ввиду низкой прочности силикагеля, его разрушения и попадания его под клапан продувки. Поэтому в качестве адсорбента широко применяют дубовые опилки.

Глава 5.3

ПНЕВМАТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ ТОРМОЗОВ

Пневматическая часть тормоза выполняет все основные рабочие функции по питанию тормозной системы сжатым воздухом, управлению ее действием и непосредственному осуществлению процесса торможения совместно с механической частью тормоза. Выбор схемы пневматической части тормоза и применяемых в ней типовых тормозных приборов зависит от вида подвижного состава. Пневматические схемы тормозного оборудования подвижного состава различных типов имеют много общего.

Принципиальное отличие пневматических схем тормоза тягового подвижного состава и вагонов состоит в том, что на тяговом подвижном составе, кроме электропоездов, имеются все пневматические тормозные приборы, а на вагонах – только пневматические приборы торможения. Некоторое различие в пневматических схемах локомотивов имеется по способу наполнения сжатым воздухом тормозных цилиндров в зависимости от секционности грузовых локомотивов: 1) при действии магистрального автоматического тормоза наполнение всех тормозных цилиндров двух секций локомотива производится через кран вспомогательного тормоза № 254; 2) от крана вспомогательного тормоза производится наполнение тормозных цилиндров только одной

тележки каждой секции локомотива, а тормозные цилиндры других тележек наполняются сжатым воздухом через специальное реле давления № 304-002.

Общим недостатком существующих пневматических схем тормоза локомотивов является их неуниверсальность; кроме того, они не в полной мере обеспечивают сохранение требуемых параметров наполнения тормозных цилиндров сжатым воздухом и выпуска воздуха из них. В настоящее время унифицированные пневматические схемы тормоза начали применяться лишь у некоторых секционных грузовых локомотивов, например, на тепловозах серии 2ТЭ121 и на электровозах серии ВЛ11.

Пневматическая часть тормоза локомотивов. Локомотивы различных серий отличаются размещением и типом пневматического тормозного оборудования. На рис. 5.3.1 показана унифицированная пневматическая схема тормозного оборудования электровозов серии ВЛ11 и тепловозов серий 2ТЭ121 и 3ТЭ10В. На этих локомотивах установлены аварийный тормоз, автоматически срабатывающий в случае саморасцепления секций (обрыва или расцепления головок соединительных рукавов), и система экстренного торможения с отключением режима тяги и подачи песка под колеса локомотива для повышения сцепления колес с рельсами.

Для сокращения времени торможения и отпуска используются реле давления 16 и 33

№ 304-002, а для обеспечения действия тормоза при саморасцепе секций локомотива имеются дополнительные резервуары 23 и 37 объемом по 120 л с зарядкой их из питательной магистрали 13 через обратные клапаны 17 и 35 Э-175. При давлении в питательной магистрали 13 0,75...0,9 МПа, а в тормозной магистрали 14 0,52...0,53 МПа тормоза отпущены и в запасном резервуаре 29 объемом 55 л давление равно 0,52...0,53 МПа.

Одна секция тепловоза имеет двенадцать тормозных цилиндров 24 и 38 диаметром 254 мм. На одной секции тепловоза имеются четыре тормозных цилиндра диаметром 356 мм. Для ограничения давления воздуха в управляющих камерах реле давления 16 и 38 и резервуарах 23 и 37 до 0,6...0,65 МПа служат редукторы 18 и 36 № 348. На локомотивах стоят воздухораспределители 30 № 483А грузового типа.

В схеме предусмотрено раздельное действие вспомогательного тормоза с краном 6 № 254 и автоматического магистрального тормоза с краном машиниста 5 № 394. Для подачи сжатого воздуха в тормозную систему при торможении кранами 5 и 6, при саморасцепе секций и при срабатывании электропневматического клапана 26 типа КП-53 с редуктором 25 имеются переключательные клапаны 27. Совместное действие пневматического автоматического и электрического (динамического) тормозов исключается электроблокировочным клапаном 28 типа КЭ-44 или Э-116.

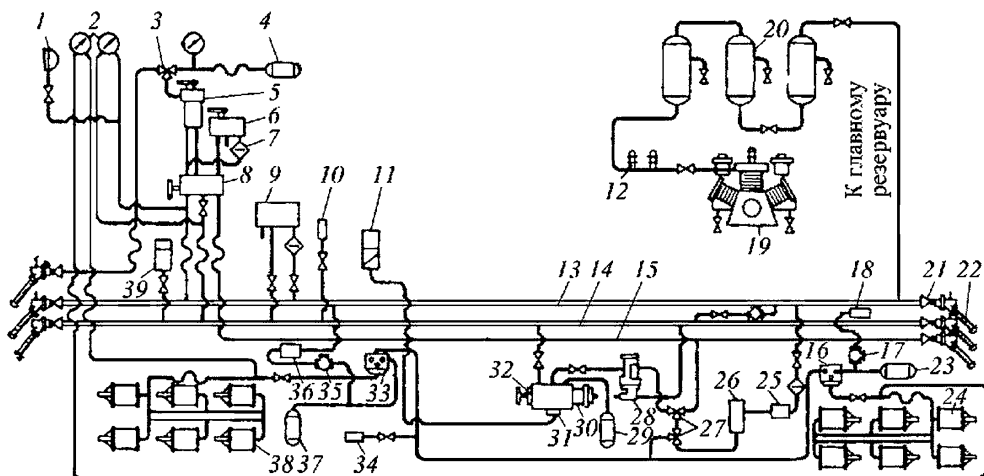


Рис. 5.3.1. Унифицированная схема пневматического тормозного оборудования одной секции многосекционного электровоза ВЛ11 и тепловозов 2ТЭ121 и 3ТЭ10В

Наличие пневматического выключателя управления 34 типа ПВУ-7 обеспечивает совместное действие электрического и вспомогательного тормозов до давления в тормозных цилиндрах $0,13...0,15$ МПа. Пневматический выключатель управления 10 типа ПВУ-2 отрегулирован на включение при давлении в тормозной магистрали $0,45...0,48$ МПа с целью исключения возможности включения режима тяги локомотива до достижения такого давления. При снижении давления в тормозной магистрали до $0,27...0,29$ МПа (экстренное торможение в режиме рекуперации) выключатель 10 отключает электрический тормоз локомотива.

В режиме торможения поезда магистральным пневматическим тормозом имеется возможность отпуска вспомогательного тормоза локомотива электропневматическим вентилем 11 типа ВВ-1414, сообщаемым рабочую камеру 30 воздухораспределителя с атмосферой через дроссельное отверстие 31 диаметром $0,7...0,8$ мм.

Количество межсекционных соединений питательной 13, тормозной 14 магистралей и магистрали 15 вспомогательного тормоза рукавами 22 типа РП с концевыми кранами 21 № 190 сокращено до трех за счет исключения из пневматической системы тормоза импульсной магистрали. В пневматическую систему тормоза входят также компрессор 19 типа КТ6-Эл с регулятором давления 1 и предохранительными клапанами 12, главные резервуары 20 объемом по 250 л, клапан 9 автостопа ЭПК-150Е, блокировочное устройство 8 № 367м, фильтр 7 Э-114, пневмоэлектрический датчик 32 № 418 контроля обрыва тормозной магистрали поезда, устройство пневматической синхронизации с отключением уравнильного резервуара 4 объемом 20 л крана машиниста № 394, скоростемер 39 типа СЛ-2М, одно- и двухстрелочные манометры 2 для определения давления в питательной и тормозной магистралях, в уравнильном резервуаре и в тормозных цилиндрах, разобщительный кран 3.

Пневматическая часть тормоза электро- и дизель-поездов. На электро- и дизель-поездах применяется принципиально такое же пневматическое тормозное оборудование, что и на локомотивах, но оно рассредоточено по вагонам поезда. У электропоездов ЭР2 и ЭР9П компрессоры расположены в немоторных вагонах, у электропоезда ЭР22 – в моторных вагонах, у электропоезда ЭР200 – в головных и

моторных вагонах без токоприемников. Для управления тормозами электропоезда ЭР200 служит контроллер крана машиниста № 395, рукоятка которого имеет четыре положения. На пульте управления машиниста имеется кнопка экстренной остановки для приведения в действие всех тормозных средств электропоезда с разрядкой тормозной магистрали, опусканием токоприемника, подачей песка под колеса и разблокированием входных дверей вагонов.

Универсальная пневматическая часть грузовых вагонов. Она включает (рис. 5.3.2): тормозную магистраль 6 диаметром 32 мм с концевыми кранами 4 клапанного или шаровидного типов и с соединительными межвагонными гибкими рукавами 3 типа Р1; двухкамерный резервуар 7 № 295-001, соединенный с тормозной магистралью 6 отводной трубой 10 диаметром 19 мм через разобщительный кран 9 и пылеловку-тройник 8 (кран 9 с 1974 г. устанавливается в тройнике 8); запасный резервуар 11; тормозной цилиндр 1; воздухораспределитель 483М или 483А с магистралью 12 и главной 13 частями (модулями); авторежим 2 № 265 А-1; стоп-кран 5 со снятой ручкой.

Воздухораспределитель 483А имеет две части (рис. 5.3.3): магистральную (первичный орган двух давлений) и главную (вторичный орган трех давлений). В двухкамерном резервуаре 7 расположены рабочая и золотниковая камеры объемом соответственно 6 и 4,5 л и нагруженный двумя пружинами уравнильный поршень.

Воздухораспределитель имеет три режима торможения в зависимости от массы вагона (порожний, средний и груженный с давлением в тормозном цилиндре соответственно $0,16...0,18$; $0,29...0,31$; $0,4...0,43$ МПа), а также два режима отпуска: равнинный (бесступенчатый) и горный (ступенчатый).

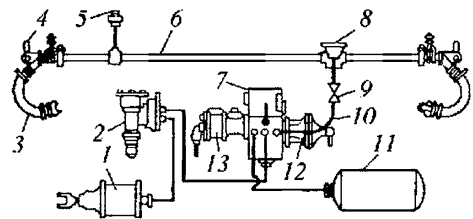


Рис. 5.3.2. Схема пневматического тормозного оборудования грузового вагона

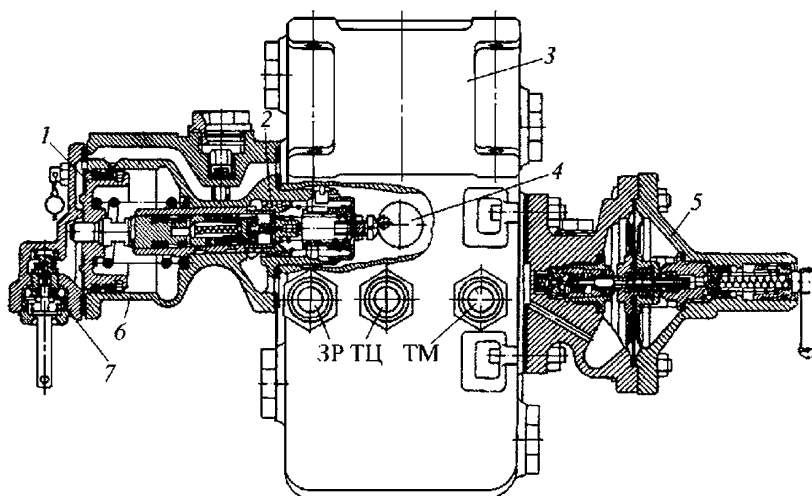


Рис. 5.3.3. Воздухораспределитель 483А:

1 – главный поршень; *2* – уравнильный поршень; *3* – двухкамерный резервуар; *4* – переключатель режимов торможения; *5* – магистральная часть; *6* – главная часть; *7* – выпускной (отпускной) клапан;
ТЦ – тормозной цилиндр; *ЗР* – запасный резервуар; *ТМ* – тормозная магистраль

Разновидностями воздухораспределителя 483А, разработанными ОАО МТЗ "Трансмаш", являются: 483Л для грузовых локомотивов, которые водят грузовые и пассажирские поезда; 483П для грузовых вагонов нового поколения с максимальной скоростью движения 120 км/ч; 483ПЭл с ускорителем экстренного торможения для пассажирского подвижного состава; 483-КЕ, состоящий из магистральной части воздухораспределителя 483М и распределительной части КЕ фирмы Кноор Бремзе (Германия) для грузовых и пассажирских вагонов без ЭПТ, обращающихся в международном сообщении. Новая модификация воздухораспределителя 483А имеет измененную конструкцию клапана мягкости.

Авторежим служит для автоматического непрерывного изменения давления воздуха в тормозном цилиндре в зависимости от степени загрузки вагона: чем она выше, тем больше давление в тормозном цилиндре. Авторежим позволяет заменить ручной труд по переключению грузовых режимов воздухораспределителя, повысить тормозную эффективность вследствие непрерывного регулирования вместо ступенчатого, устранить случаи юза колесных пар. При наличии на вагоне авторежима рукоятка переключения режимов воздухораспределителя снимается после того, как режимный переключатель поставлен на груженный

режим при чугунных тормозных колодках и средний режим при композиционных тормозных колодках. У рефрижераторных и восьмиосных грузовых вагонов авторежим отсутствует.

Авторежим имеет пневматическое реле 2 и демпферную часть 1, изменяющую соотношение плеч рычага реле в зависимости от загрузки вагона (рис. 5.3.4). Демпферная часть крепится на хребтовой балке вагона и нижним упором опирается на поперечную балочку авторежима, прикрепленную болтами к необрессоренным боковым балкам рамы тележки мод. 18-100. К пневматическому реле подключены трубопроводы от воздухоопределителя и тормозного цилиндра. С увеличением массы груза вагона соотношение плеч рычага изменяется так, что увеличивается давление в тормозном цилиндре 1 и, наоборот, при уменьшении массы груза.

Запасный резервуар имеет объем 78 л у четырехосных вагонов с тормозным цилиндром 356 мм и 135 л у шестиосных и восьмиосных вагонов с тормозным цилиндром 400 мм. Зарядка запасного резервуара, золотниковой и рабочей камер воздухораспределителя производится из тормозной магистрали 6 (см. рис. 5.3.2) при открытом разобщительном кране 9. При этом тормозной цилиндр через воздухораспределитель и авторежим 2 сообщен с атмосферой. При торможении давление в тормозной магистрали понижается через кран ма-

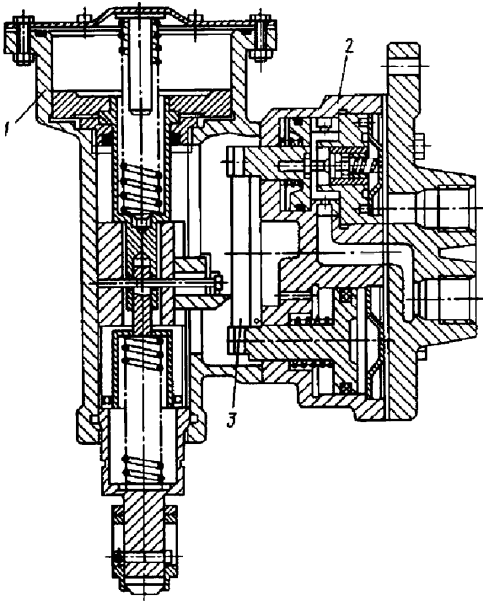


Рис. 5.3.4. Авторежим 265А:

1 – демпферная часть; 2 – пневматическое реле;
3 – регулирующий рычаг

шиниста и частично через воздухораспределитель различными темпами в зависимости от вида торможения. При этом тормозной цилиндр 1 отключается от атмосферы и сообщается с запасным резервуаром 11.

Пневматическая часть тормоза пассажирского вагона. К ней относятся (рис. 5.3.5): пневматический непрямодействующий воздухораспределитель 11 № 292-001 золотниково-поршневой конструкции; электровоздухораспределитель 12 № 305-000; тормозной цилиндр 13 диаметром 356 мм; тормозная магистраль 3 диаметром 32 мм с концевыми кранами 1, межвагонными соединительными рукавами 2

тройником и пылеловкой 9; стоп-краны 5 (не меньше трех на один вагон); запасный резервуар 15 объемом 78 л; выпускной клапан 14 для отпуска вручную тормоза отдельного вагона поезда при отсутствии крана машиниста.

Рабочий 7 и контрольный 8 провода ЭПТ уложены в стальную трубу 10 и подведены к концевым двухтрубным 6 и к средней трехтрубной 4 выводным коробкам. От средней выводной коробки рабочий провод в металлической трубе подключен к электровоздухораспределителю, а от концевых выводных коробок рабочий и контрольный провода – к контактам, расположенным в соединительной унифицированной головке межвагонного рукава 2.

Воздухораспределитель № 292-001 состоит из следующих элементов (рис. 5.3.6): магистральной части 1 (орган двух давлений) с магистральным поршнем, главным и отсекающим золотниками и переключающей пробкой, имеющей три положения для изменения времени наполнения тормозного цилиндра сжатым воздухом при экстренном торможении и выпуска воздуха из него при отпуске в зависимости от длины поезда; ускорителя экстренного торможения 2 с поршнем и срывным клапаном для выпуска воздуха из тормозной магистрали в атмосферу при экстренном торможении; крышки 3 с буферным устройством 4 и камерой 5 дополнительной разрядки тормозной магистрали при служебном торможении. Он имеет три режима действия: короткосоставный (до 18 – 20 вагонов в поезде), длинносоставный (больше 20 вагонов в поезде), ускоритель выключен (при движении отдельных пассажирских вагонов в грузовых поездах).

В настоящее время проходит испытания новый воздухораспределитель № 242 поршневого типа, обеспечивающий скорость тормозной волны при ЭТ 250...260 м/с.

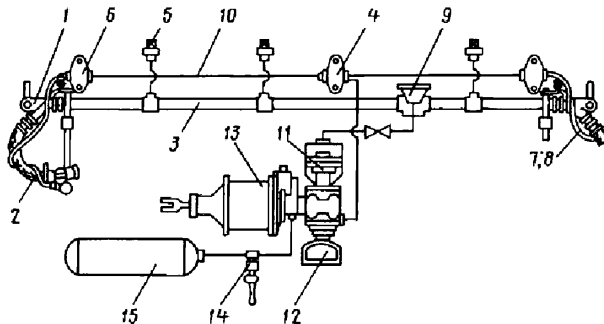


Рис. 5.3.5. Схема пневматического тормозного оборудования отечественного пассажирского вагона

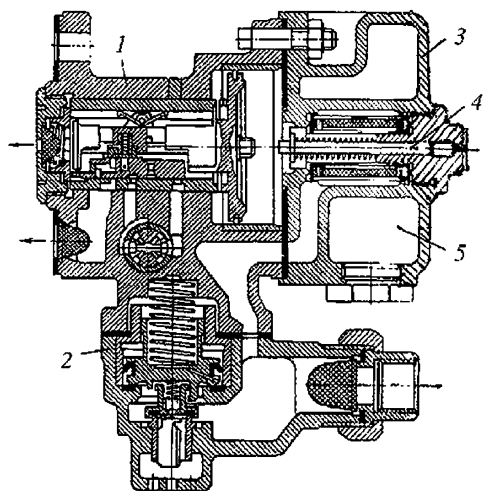


Рис. 5.3.6. Пневматический
воздухораспределитель № 292-001

Электровоздухораспределитель № 305-000 имеет электрическую часть *A* с электромагнитными ventильми отпуща (перекрыши) 4 и тормозным 5 с отпущным 6 и тормозным 7 клапанами, пневматическое реле *B* с выпускным 8 и питательным 9 клапанами, переключающий клапан *B* поршневого типа и рабочую камеру *Г* объемом 1,5 л (рис. 5.3.7). Питательный клапан 9 служит для наполнения сжатым воздухом из запасного резервуара 1 тормозного цилиндра 3 через пневматический резервный воздухораспределитель 2. Клапан 8 выпускает воздух из тормозного цилиндра в атмосферу через цокольную часть реле при отпуща тормоза.

Переключающий клапан предназначен для наполнения тормозного цилиндра сжатым воздухом через электровоздухораспределитель при исправности ЭПТ или через резервный пневматический при выходе из строя электрического, который не является автоматическим.

Рабочая камера служит для выдержки времени 2,5...3,5 с наполнения тормозного цилиндра сжатым воздухом при торможении во избежание заклинивания колесных пар, которое может быть при мгновенном наполнении тормозного цилиндра сжатым воздухом и при холодных тормозных колодках и колес колесных пар в начале торможения, когда наблюдается высокий коэффициент трения тормозной колодки, а следовательно, сила трения.

Пассажирские вагоны РИЦ международного сообщения оборудованы трехрежимным тормозом типа KE-G PR (*G* – грузовой режим, *P* – пассажирский режим, *R* – высокоскоростной пассажирский режим) фирмы Кнорр-Бремзе с воздухораспределителем 10 типа KE_s и резервуаром 16 объемом 9 (рис. 5.3.8). На вагонах серии 15 установлены тормозные цилиндры 6 диаметром 406 мм и два запасных резервуара 17 и 18 объемом соответственно 150 и 100 л, а на вагонах серий 14, 77, 84 и 85 – тормозные цилиндры диаметром 457 мм и запасные резервуары 17 и 18 объемом соответственно 200 и 150 л.

На каждой оси колесной пары установлен противоюзный осевой датчик 3, а на кузове вагона – предохранительные клапаны 4 и сбрасывающие клапаны 8 для автоматического растормаживания тележек при возникновении опасности юза. Вагон имеет устройство для

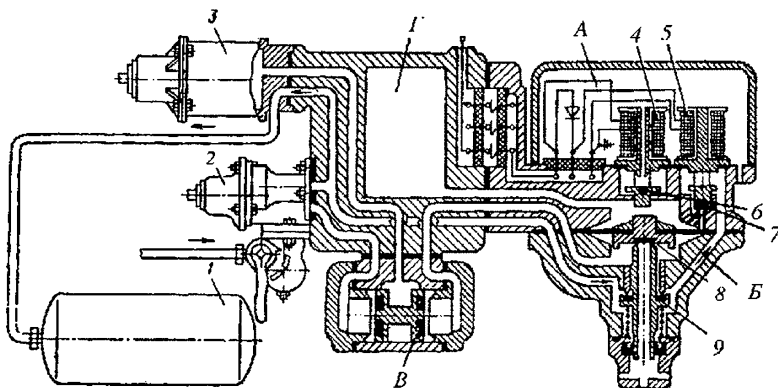


Рис. 5.3.7. Схема электровоздухораспределителя № 305-000

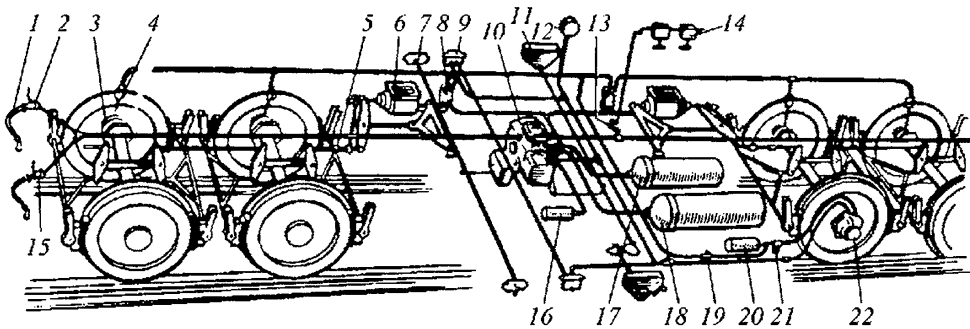


Рис. 5.3.8. Схема пневматического тормозного оборудования пассажирского вагона международного сообщения с тормозом Кнорр-Бремзе

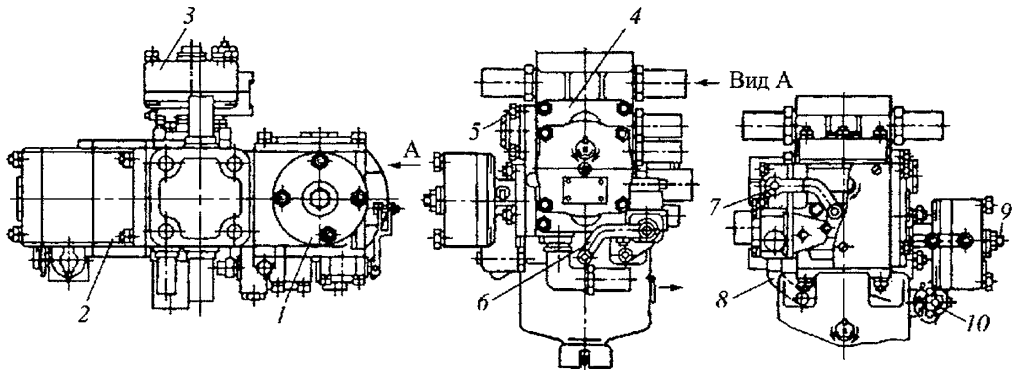


Рис. 5.3.9. Воздухораспределитель типа КЕ.

регулирования давления в тормозных цилиндрах 6 в зависимости от скорости движения, состоящее из осевого датчика (скоростного регулятора) 22, резервуара 16 объемом 9 л, воздушного фильтра 21, дросселей 19 диаметром 2 мм. Для проверки действия осевого датчика 22 в коробке 9 имеется манометр и кнопка, а в служебном отделении вагона – манометр 12. На тормозных магистралях диаметром 25,4 и 32 мм предусмотрены соединительные междвагонные рукава, концевые краны 2 и 15 с разным положением ручки (левым, правым). Стоп-кран 13 расположен под полом вагона, а его гибкий привод – в кузове вагона (в коробке 14). Для включения и отключения тормоза используют рукоятку 7, а для переключения режимов торможения (грузового, пассажирского, скоростного пассажирского) – рукоятку 11.

Прямодействующий воздухораспределитель КЕ₂ со ступенчатым отпуском клапанно-диафрагменного типа с грузовым пассажирским и скоростным пассажирским режимами включает (рис. 5.3.9) главную часть 1 с разбши-

тельным краном 8 и переключателем режимов 7; двухступенчатое реле давления 2 типа Dü21 с переключателем режимов 6; ускорителя экстренного торможения 3 с переключателем режимов 10; клапана 5 зарядки дополнительного запасного резервуара объемом 150 л (основной резервуар имеет объем 100 л).

Все узлы закреплены на общем кронштейне 4, к которому подведены трубы от тормозной магистрали, основного и дополнительного запасных резервуаров, тормозного цилиндра, осевого регулятора и резервуара ускорителя. Для включения ускорителя 3 служит разбшительный кран 9.

Воздухораспределитель обладает высокой чувствительностью к торможению и восполнению утечек воздуха из тормозных цилиндров. Недостатком его для условий эксплуатации на железных дорогах России является отсутствие электрического управления и бесступенчатого отпуска, что затрудняет использование ЭПТ в поездах международного сообщения. Он надежно действу-

ет при температуре наружного воздуха до $-35...+40$ °С, при более низких температурах его работоспособность ухудшается.

На ОАО МТЗ "Трансмаш" разработан комбинированный воздухораспределитель 483-КЕЭл, состоящий из магистральной части воздухораспределителя 483А, установленной на камерном кронштейне с золотниковой камерой объемом 5,5 л, воздухораспределитель типа КЕ_э, переключателя режимов "РЖД – дороги МСЖД" (Международный союз железных дорог). Электропневматическое управление может выполняться по двум вариантам:

1) при наличии реле давления в качестве блока ЭПТ используется электровоздухораспределитель № 305-000. Наполнение тормозных цилиндров производится при пневматическом управлении от реле воздухораспределителя КЕ_э через переключательный клапан электровоздухораспределителя, а при электрическом управлении – от электровоздухораспределителя;

2) реле давления типа КЕ_э может устанавливаться не на воздухораспределителе, а на блоке ЭПТ с воздействием на ее управляющую камеру через переключательный клапан от воздухораспределителя или от электромагнитных вентилей.

В качестве ускорителя экстренного торможения используется ускоритель типа ЕВ-3 фирмы Кнорр-Бремзе.

Для пассажирских вагонов РЖД разработан воздухораспределитель 483ПЭл, значительно расширяющий возможности существующего пассажирского тормоза и не ограничивающий постановку пассажирских вагонов в грузовые поезда, следующие через горные участки с зарядным давлением тормозной магистрали 0,6 МПа. При пропуске пассажирских вагонов по пути с шириной колеи 1435 мм он позволяет производить ступенчатый отпуск.

Воздухораспределитель состоит из магистральной части типа 483Л, ускорителя экстренного торможения, главной части и блока электропневматического управления. Ускоритель экстренного торможения оригинальной конструкции не имеет аналогов в мировой тормозной технике. Он имеет высокую надежность и нечувствительность к срыву на экстренное торможение при дополнительной разрядке тормозной магистрали при служебном торможении.

Особенность такой системы электропневматического торможения в том, что при

снижении давления воздуха в запасных резервуарах вагонов поезда при торможении срабатывает воздухораспределитель 483. При отказе ЭПТ при торможении полный отпуск тормозов не происходит, так как ЭПТ замещается воздухораспределителем 483. При такой конструкции существенно повышается надежность всей системы ЭПТ в сравнении с традиционно используемой в пассажирских поездах, когда отказ ЭПТ вызывает значительное удлинение тормозного пути вследствие временного первоначального отпуска тормоза и сравнительно длительного времени замещения ЭПТ пневматическими тормозами с пониженным давлением в тормозных цилиндрах без срабатывания ускорителя экстренного торможения.

Воздухораспределитель 483ПЭл конструктивно может выполняться в двух вариантах: 1) с монтажом на двухкамерном резервуаре № 295 магистральной части, ускорителя экстренного торможения, главной части и блока с электромагнитными вентилями, реле давления и переключательным клапаном; 2) с монтажом всех съемных узлов на плите с привернутыми к ней резервуарами рабочей и золотниковой камер.

Глава 5.4

МЕХАНИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ ТОРМОЗОВ

Механическая часть тормоза объединяет тормозную рычажную передачу (ТРП), тормозные башмаки с тормозными колодками, автоматический регулятор тормозной рычажной передачи.

К механической части тормоза предъявляются следующие требования:

должна равномерно распределять силы по всем тормозным колодкам (накладкам);

силы не должны зависеть от углов наклона рычагов и величины выхода штока поршня тормозного цилиндра;

при отпущенном тормозе тормозные колодки должны равномерно отходить от поверхности катания колес;

шарнирные соединения передачи должны иметь износостойкие сменные втулки;

предохранительные устройства должны предотвращать падение на железнодорожный путь и выход за пределы очертаний габарита подвижного состава деталей ТРП при разъединении, поломке.

Тормозная рычажная передача представляет собою систему рычагов, тяг, триангелей

или траверс соответственно у грузовых и пассажирских вагонов и тормозных балок у локомотивов, передающих на тормозные колодки или накладки силу от штока поршня тормозного цилиндра или от привода ручного тормоза.

Конструкция и степень сложности ТРП в значительной степени зависит от числа тормозных колодок, действующих на колесо. Количество колодок на колесо определяется максимально допустимым нажатием на тормозную колодку: 1,3 МПа для чугунных колодок и 0,60 МПа для композиционных колодок. Применяется одно- и двустороннее нажатие колодок на колесо. При одностороннем нажатии колодок упрощается и облегчается конструкция и повышается КПД рычажной передачи, однако требуется более частая смена изношенных колодок в эксплуатации.

При двустороннем нажатии колодок на колесо колесная пара не подвергается выворачивающему действию в буксах – в направлении силы нажатия колодок; давление на колодку меньше, чем при одностороннем нажатии, а коэффициент трения колодки выше. Однако ТРП значительно тяжелее и сложнее по конструкции, температура нагрева тормозных колодок выше на 10...15 %, снижается КПД за счет большего количества шарнирных соединений.

Подвешивание тормозных башмаков с тормозными колодками к раме тележки выполняется так, чтобы в отпущенном состоянии тормоза они отходили от колес под действием собственного веса и веса ТРП параллельно поверхности катания колес. Нормальный отход колодок от колес зависит от углов наклона подвесок и рычагов ТРП (рис. 5.4.1), угла наклона α тормозной колодки (10° у вагонов и 30° у локомотивов), угла β подвешивания (примерно 90° при среднем износе тормозных колодок).

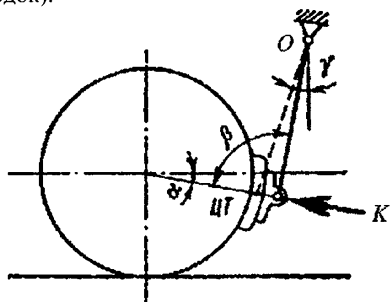


Рис. 5.4.1. Углы наклона тормозной колодки и подвески триангеля

Условие отвода тормозной колодки от колеса при отпуске тормоза определяется углом γ между вертикалью и линией, соединяющей точку подвешивания с центром тяжести системы подвешивания. Длина подвески должна быть не менее 0,8 радиуса колеса. Угол γ оказывает влияние на дополнительное увеличение или уменьшение силы нажатия K колодки на колесо в зависимости от направления вращения колеса за счет горизонтальной составляющей силы трения между колесом и тормозной колодкой, например, при вращении колеса по часовой стрелке сила нажатия K будет увеличиваться, а при вращении его против часовой стрелки уменьшаться.

Основной характеристикой ТРП является передаточное число, равное отношению теоретической (без потерь в шарнирных соединениях) суммы сил нажатия тормозных колодок, приводимых в действие от одного тормозного цилиндра, к силе, развиваемой на штоке поршня тормозного цилиндра. С учетом действительной силы нажатия, т.е. КПД передачи, передаточное число

$$n = \sum K_{\tau} \eta_{\pi} / P,$$

где $\sum K_{\tau}$ – теоретическое суммарное нажатие тормозных колодок локомотива или вагона; η_{π} – КПД тормозной рычажной передачи; P – сила на штоке поршня тормозного цилиндра;

$$P = p_{\text{тц}} F \eta_{\text{тц}} - P_{\text{пр}} - P_{\text{р}},$$

где $p_{\text{тц}}$ – давление воздуха в тормозном цилиндре; $p_{\text{тц}} = 0,42$ МПа для грузового подвижного состава и $p_{\text{тц}} = 0,38$ МПа для пассажирского подвижного состава; F – площадь поршня тормозного цилиндра; $\eta_{\text{тц}}$ – КПД тормозного цилиндра, $\eta_{\text{тц}} = 0,98$; $P_{\text{пр}}$ – сила оттормаживающей пружины тормозного цилиндра, для стандартных тормозных цилиндров различных диаметров $P_{\text{пр}} = 2,15...2,4$ кН; $P_{\text{р}}$ – реактивная сила возвратной пружины авторегулятора ТРП; $P_{\text{р}} = 0,9...1,15$ кН с чугунными колодками; $P_{\text{р}} = 0,8...0,95$ кН с композиционными колодками для грузовых ваго-

нов; $P_p = 1,3...1,85$ кН с чугунными колодками; для пассажирских вагонов у отечественных локомотивов авторегуляторы отсутствуют.

КПД передачи имеют следующие значения.

Локомотивы:

с двусторонним нажатием тормозных колодок на колесо при действии тормозного цилиндра на колесную пару:	
одну	0,9
две	0,85
три	0,8
с односторонним нажатием тормозных колодок на колесо при действии тормозного цилиндра на колесную пару:	
две	0,95
три	0,9

Вагоны:

грузовые четырехосные с нажатием тормозных колодок на колесо:	
односторонним	0,95
двусторонним	0,9
грузовые шестиосные	0,85...0,9
грузовые восьмиосные	0,8
пассажирские с двусторонним нажатием тормозных колодок	0,9

Передаточное число можно определить также при известных размерах плеч вертикальных и горизонтальных рычагов передачи из соотношения ведущих и ведомых плеч рычагов. При рычагах первого рода (рис. 5.4.2, а) и второго рода (рис. 5.4.2, б) передаточное число соответственно

$$n = \frac{A}{B} \frac{B}{\Gamma}; \quad n = \frac{A}{B} \frac{B^1 + \Gamma^1}{\Gamma^1},$$

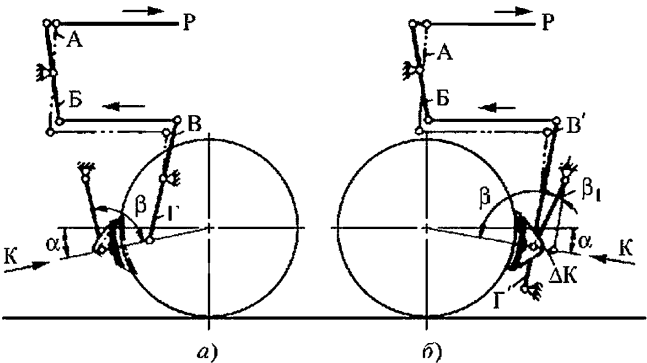


Рис. 5.4.2. Ведущие и ведомые плечи рычагов тормозной рычажной передачи

где A и B – соответственно ведущее и ведомое плечи горизонтального рычага; B, Γ, B^1, Γ^1 – соответственно ведущее и ведомое плечи вертикального рычага.

В механической части тормоза стандартные чугунные колодки могут применяться на грузовых вагонах (кроме восьмиосных и шестиосных) и на пассажирских вагонах при скоростях движения до 120 км/ч. На электропоездах используются чугунные тормозные колодки с повышенным содержанием фосфора (1,3...1,4 %), имеющие повышенную (на 30 %) износостойкость и коэффициент трения на 20 % больше, чем стандартные чугунные колодки.

Композиционные тормозные колодки из асбокаучукового материала состава 8-1-66 и 328-303 с металлическим или сетчато-проволочным виброустойчивым каркасом, на который напрессовывается материал, устанавливают на грузовых вагонах всех типов и на пассажирских при скоростях движения больше 120 км/ч.

На локомотивах используют чугунные гребневые и безгребневые тормозные колодки, на электровозах серии ЧС и на тепловозах новой постройки – двухсекционные (две короткие колодки в одном тормозном башмаке). Площадь трения тормозных колодок следующая: 305 см² – чугунная; 442 см² – чугунная гребневая с твердыми вставками; 205 см² – секционная; 290 см² – композиционная.

Лучшими тормозными колодками являются композиционные, они имеют высокую износостойкость и обеспечивают повышенную эффективность торможения благодаря более стабильному в зависимости от скорости движения коэффициенту трения и большому его значению (0,33...0,35), чугунные колодки (0,2...0,23). Это позволяет упростить тормозное оборудование скоростного подвижного состава вследствие

отсутствия системы скоростного регулирования силы нажатия тормозной колодки на колесо, которая значительно усложняет и утяжеляет ТРП; уменьшить ее передаточное число, благодаря чему также сокращается расход сжатого воздуха на процессы торможения за счет уменьшения выхода штока поршня тормозного цилиндра и его диаметра. Это улучшает неистощимость и управляемость тормоза.

Срок службы композиционных колодок в 3–4 раза выше, чем чугунных, а их масса равна 2,9...3,2 кг, что в 4,1–4,44 раза меньше массы чугунной колодки.

Однако в определенных условиях эксплуатации проявляется негативное влияние композиционной тормозной колодки на повреждаемость поверхности катания колеса: при недостаточном коэффициенте сцепления колеса с рельсом часто образуются сдвиги металла (навары), выщерблины; повышенное тепловое воздействие на колеса может вызвать появление термических трещин; удлинение тормозного пути при обильных снегопадах и обледенении тормозных колодок. Все это требует дальнейшего совершенствования композиционных тормозных колодок.

Фирма ОАО "Фритекс" (г. Ярославль) изготавливает улучшенные композиционные тормозные колодки типа ТИР-300 для вагонов наземного железнодорожного транспорта и метрополитена, которые обеспечивают эффективное торможение и пониженное отрицательное воздействие на колеса колесных пар. Колодку массой 3,2 кг с коэффициентом трения 0,34...0,53 получают методом горячего формования специальной полимерной композиции (асбеста, каучука, барита, сажи; вулканизирующего состава) на сетчато-проволочный каркас. Такие колодки работоспособны при температуре окружающего воздуха $-60...+60\text{ }^{\circ}\text{C}$,

а также при кратковременном нахождении в "теплых" (помещении для разогревания замерзших грузов в вагонах перед их разгрузкой) при разогреве груза до $+80\text{ }^{\circ}\text{C}$.

В настоящее время фирма "Фритекс" производит для пассажирских вагонов безасбестовые композиционные тормозные колодки ТИР-308 массой 2,4 кг, размерами $400 \times 80 \times 50\text{ мм}$ и с коэффициентом трения 0,34...0,54, которые имеют увеличенный ресурс эксплуатации (не менее 120 тыс. км пробега вагона), меньшую массу (на 0,8 кг по сравнению с колодкой ТИР-300) и являются экологически чистыми ввиду отсутствия асбеста. Вагоны с такими колодками могут эксплуатироваться в международном сообщении.

Механическая часть тормоза локомотива. На локомотивах, моторных вагонах электропоездов и на дизель-поездах применяется многоцилиндровая система ТРП, при которой уменьшаются потери на трение и значительно упрощается конструкция и облегчается привод.

ТРП локомотивов имеют большое разнообразие схем в зависимости от числа тормозных цилиндров, их расположения и нажатия тормозных колодок на колеса. Тормозные цилиндры закрепляют на раме тележки и гибкими шлангами соединяют с тормозной магистралью, закрепленной на раме локомотива или моторного вагона электропоезда или дизель-поезда.

Современные электровозы имеют ТРП с двусторонним нажатием тормозных колодок на колесо. Например, у электровозов ВЛ80 и ВЛ10 передача расположена на каждой стороне тележки с общими тормозными балками 1 (рис. 5.4.3). Тормозные цилиндры 2 диаметром 254 мм укреплены на боковых балках рамы тележки. Главные балансиры в нижних точках

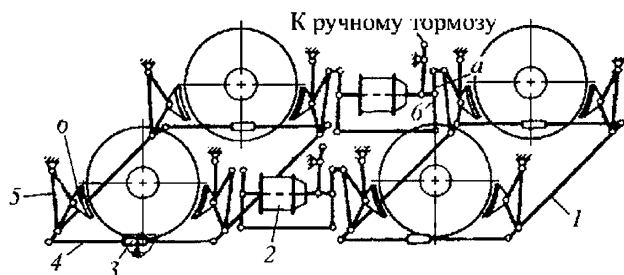


Рис. 5.4.3. Схема тормозной рычажной передачи тележки электровозов ВЛ8 и ВЛ10

соединены тягой 4 с муфтой 3 для ручного регулирования длины тяги по мере износа тормозных колодок с целью установления требуемого выхода штока поршня тормозного цилиндра (75...125 мм).

Верхние концы балансиров через серьги соединены с подвесками-рычагами 5, верхние концы которых шарнирно укреплены на кронштейнах боковых рам тележки. Нижние концы подвесок-рычагов тягами 4 соединены с тормозными башмаками 6, в которых укреплены тормозные колодки.

Размеры плеч горизонтальных рычагов следующие: $a = 210$ мм, $b = 370$ мм при чугунных колодках и $a = 360$ и $b = 220$ мм при композиционных колодках. Передаточное число ТРП $n = 5,76$, сила нажатия тормозных колодок 334,06 кН, коэффициент силы нажатия колодки 72,6 %.

У электровозов ЧС2 и ЧС4 с трехосными тележками ТРП одной тележки состоит из трех независимых систем с отдельными тормозными цилиндрами диаметром 305 мм у электровоза ЧС2 и 254 мм у электровоза ЧС4 для каждой колесной пары с двусторонним нажатием тормозных колодок. Передаточное число $n = 6,29$ до тормозных колодок первой и третьей колесной пары тележки $n = 6,42$ – второй колесной пары. Имеются автоматические речные регуляторы ТРП на горизонтальных тягах, соединяющих вертикальные рычаги. Выход штока поршня тормозного цилиндра регулируется укорочением продольной тяги реечного регулятора.

ТРП тепловоза ТЭП60 приводится в действие четырьмя тормозными цилиндрами 1 диаметром 254 мм: по два на каждой стороне тележки (рис. 5.4.4). Каждый тормозной цилиндр действует на три тормозные колодки.

Передаточное число ТРП $n = 5,33$, ручной тормоз действует на две колесные пары.

У тепловоза 2ТЭ116 с трехосными тележками ТРП приводится в действие шестью тормозными цилиндрами диаметром 205 мм, каждый тормозной цилиндр действует на две гребневые секционные тормозные колодки одного колеса с передаточным числом $n = 7,8$. Ручной тормоз действует на вторую и третью колесные пары одной тележки от штурвала, установленного в кабине машиниста. Башмаки с тормозными колодками имеют фрикционное устройство, устанавливающее тормозную колодку в отпущенном состоянии тормоза параллельно поверхности катания колеса с зазором 5...8 мм.

На моторных вагонах электропоездов ЭР2 и ЭР9П с ручным тормозом на каждой двухосной тележке на каждой стороне установлены по два тормозных цилиндра диаметром 254 мм (рис. 5.4.5). На две тормозные колодки одного колеса действует один тормозной цилиндр. Передаточное число ТРП $n = 8,9$.

У дизель-поезда Д1 на моторной трехосной тележке имеется ТРП с приводом от двух тормозных цилиндров диаметром 254 мм, расположенных по обеим сторонам тележки, для двух крайних колесных пар (средняя колесная пара нетормозная). На поддерживающей тележке моторного и прицепного вагона расположен один тормозной цилиндр диаметром 305 мм. Ручной тормоз установлен на моторных тележках и на одной из тележек каждого прицепного вагона. Передаточное число $n = 1,76$ у моторной тележки и $n = 4,45$ у поддерживающей тележки. Для регулирования ТРП предназначены автоматические регуляторы типа САВ-300 двустороннего действия (стягивание и роспуск ТРП).

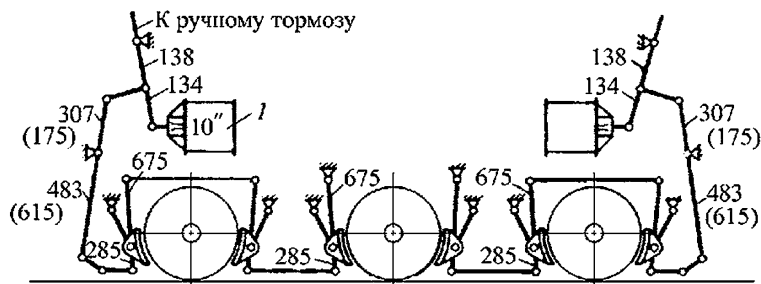


Рис. 5.4.4. Схема тормозной рычажной передачи тепловоза ТЭП60 (указаны размеры в мм, в скобках – при композиционных колодках)

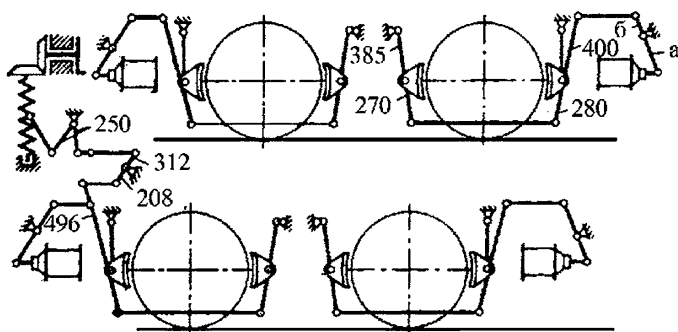


Рис. 5.4.5. Схема тормозной рычажной передачи тележки моторного вагона электропоездов ЭР2 и ЭР9П

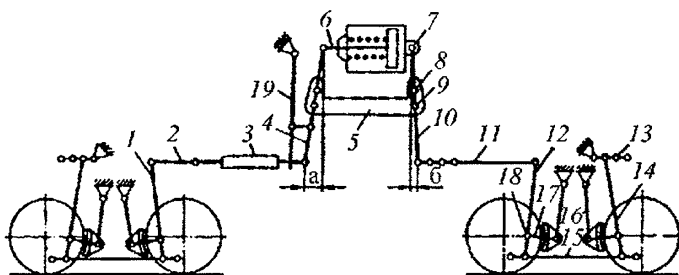


Рис. 5.4.6. Схема тормозной рычажной передачи четырехосного грузового вагона

Механическая часть тормоза вагонов.

ТРП грузовых вагонов приспособлена к использованию чугунных и композиционных тормозных колодок, в настоящее время на вагонах стоят последние. При необходимости перехода с одного типа колодок на другой следует изменить лишь передаточное число ТРП путем перестановки соединительных валиков затяжки горизонтальных рычагов (в более близкорасположенные к тормозному цилиндру отверстия при композиционных колодках и наоборот при чугунных колодках).

Типовая ТРП грузовых вагонов выполнена с односторонним нажатием композиционных тормозных колодок (кроме шестиосных полувагонов, у которых средняя колесная пара трехосной тележки имеет двустороннее нажатие) и с одним тормозным цилиндром, прикрепленным четырьмя болтами к раме вагона. В настоящее время в опытном порядке некоторые восьмиосные цистерны без хребтовой балки оборудуют двумя тормозными цилинд-

рами на котле цистерны, от каждого из которых силы передаются на одну четырехосную тележку. Это упрощает конструкцию и облегчает ТРП, уменьшает потери в ней и повышает эффективность работы тормозной системы.

В ТРП четырехосного грузового вагона горизонтальные рычаги 4 и 10 шарнирно соединены соответственно со штоком 6 тормозного цилиндра и кронштейном 7 мертвой точки на задней крышке тормозного цилиндра (рис. 5.4.6), а также с тягой 2 с авторегулятором 3 типа ТРП-675 с рычажным приводом 19 и с тягой 11, а между собою они соединены затяжкой 5, отверстия 8 которой предназначены для установки соединительных валиков при композиционных тормозных колодках, а отверстия 9 – при чугунных колодках.

Тяги 2 и 11 соединены с вертикальными рычагами 1 и 12, а рычаги 14 – с серьгами 13 мертвых точек на шкворневой (наддрессорной балке) тележки. Вертикальные рычаги соединяет распорка 15, а их промежуточные отверстия 18

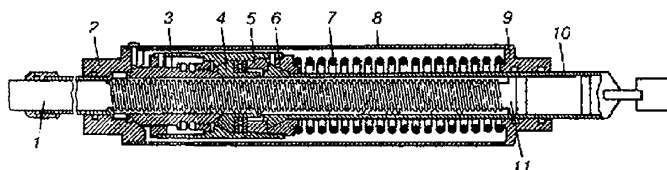


Рис. 5.4.7. Бескулисный автоматический регулятор РТП-675 одностороннего действия тормозной рычажной передачи вагонов:

- 1 – регулирующий винт; 2 – головка; 3 – вспомогательная гайка; 4 – регулирующая гайка;
5 – тяговый стакан; 6 – конусная часть тягового стержня; 7 – возвращающая пружина; 8 – корпус;
9 – крышка; 10 – тяговый стержень; 11 – предохранительная гайка

шарнирно связаны с распорками 17 триангелей с тормозными башмаками и тормозными колодками, которые подвесками 16 присоединены к кронштейнам боковых балок тележки.

Предохранение от падения на железнодорожный путь триангелей с безрезьбовыми концевыми цапфами обеспечивается специальными наконечниками триангелей, которые расположены над нижними полками боковых рам тележки.

Передаточное число ТРП, например, четырехосного полувагона $n = 8,95$ при плечах 195 и 305 мм горизонтальных рычагов и плечах 400 и 160 мм вертикальных рычагов.

ТРП восьмиосного вагона в основном аналогична рассмотренной. Отличие состоит лишь в наличии параллельной передачи силы на обе четырехосные тележки с каждой стороны через тягу и балансиры, а также укороченного на 100 мм верхнего (ведущего) плеча вертикальных рычагов.

В ТРП шестиосного вагона с трехосными тележками передача силы от тормозного цилиндра на триангели в каждой тележке происходит не параллельно, а последовательно. Крайние колесные пары имеют одностороннее нажатие тормозных колодок, а средняя – двустороннее.

Бескулисный автоматический регулятор ТРП типа РТП-675 (рис. 5.4.7) или РТП-675м одностороннего действия (работает только на сокращение длины тяги по мере износа тормозных колодок) предназначен для поддержания в эксплуатации величины выхода штока поршня тормозного цилиндра в установленных пределах: 75...125 мм при чугунных тормозных колодках и 40...100 мм при композиционных колодках.

Роспуск ТРП для постановки новых неизношенных тормозных колодок производится вручную путем вращения корпуса авторегулятора против часовой стрелки. Авторегулятор имеет простую и надежную конструкцию, отвечает условиям эксплуатации на особо крутых затяжных спусках, где установлены

уменьшенные нормы выхода штока поршня тормозного цилиндра по сравнению с общесетевыми нормами, так как регулятор позволяет уменьшать выход штока простым вращением корпуса без перестройки рычажного привода авторегулятора.

Энергия для работы авторегулятора берется от тормозного цилиндра через рычажный привод (рис. 5.4.8). При торможении горизонтальные рычаги 2 и 4 поворачиваются относительно шарниров на натяжке 3 и их концы, соединенные с тягой 1 и авторегулятором 7, движутся навстречу друг другу. Вслед за горизонтальным рычагом 4 поворачивается рычаг 7 привода, ведомый серьгой 5. При достижении нормального выхода штока привод авторегулятора касается его корпуса и дальнейшее их встречное движение вызывает сжатие пружины авторегулятора, стягивающей ТРП на необходимую величину при отпуске тормоза (при торможении происходит подготовительный процесс к стягиванию). Зазор A определяет величину выхода штока поршня тормозного цилиндра. Рычажный привод уменьшает силу по штоку на величину

$$P_{\text{пр}} = \left(\frac{b}{a} - \frac{c}{d} \frac{d+e}{d} \right),$$

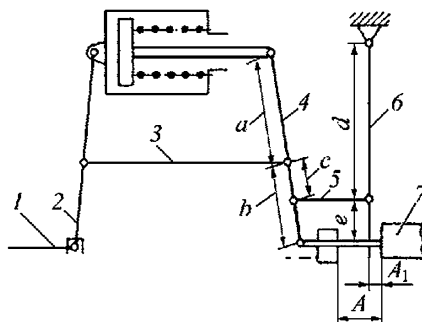


Рис. 5.4.8. Схема механического привода авторегулятора РТП-675:

--- – стержневой привод

а в случае подвески рычага привода на уровне штока поршня тормозного цилиндра – на величину

$$P_{\text{пр}} \left(\frac{b-c}{a+c} \right),$$

где $P_{\text{пр}}$ – реактивная сила пружины авторегулятора; $P_{\text{пр}} = 9...1,15$ кН при чугунных тормозных колодках; $P_{\text{пр}} = 0,8...0,95$ кН при композиционных колодках. У вагонов бункерного типа (крытые вагоны – копперы) имеется жесткий привод, который уменьшает усилие на штоке поршня тормозного цилиндра на величину $P_{\text{пр}} \left(\frac{\delta}{a+\delta} \right)$.

Плечи рычагов различные у вагонов различных типов.

После каждого торможения и отпуска авторегулятор может стянуть ТРП на 20 мм. При малых ступенях торможения с малым выходом штока поршня тормозного цилиндра и при движении по крутым затяжным спускам на торможении авторегулятор работает как жесткая тяга вследствие того, что в первом случае отсутствует касание привода корпуса авторегулятора, а во втором – из-за отсутствия отпуска тормоза, так как авторегулятор стягивает ТРП при отпуске. Поэтому в этих случаях рекомендуется периодически производить кратковременный отпуск тормозов для возможности стягивания ТРП.

ТРП цельнометаллического отечественного пассажирского вагона с двусторонним нажатием тормозных колодок представляет собою систему горизонтальных и вертикальных

рычагов и тяг для передачи сил от одного тормозного цилиндра на чугунные или композиционные тормозные колодки двух тележек (рис. 5.4.9). Тяги 1, одна из которых имеет авторегулятор ТРП 3 типа РТП-675, соединена с балансирами 4, которые через промежуточные тяги 5 равномерно распределяют силу от штока поршня тормозного цилиндра на вертикальные рычаги 6 и 9 обеих тележек (показана одна тележка), которые через серьги 7 соединены с траверсами 8, а между собою – затяжкой 10. На цилиндрических цапфах концов траверсы свободно прикреплены тормозные башмаки с тормозными колодками. Затяжки 10 с вертикальными рычагами подвешены шарнирно к раме тележки на подвесках 11, а траверсы – на подвесках 12.

Привод ручного тормоза состоит из винта 20 с самотормозящейся резьбой, гайки 19, конической зубчатой пары 21 и штурвала 22, находящегося в тамбуре вагона. Сила от поступательно перемещающейся гайки передается через кривой рычаг 18, тяги 17, 15, 13 и рычаги 16 и 14 на горизонтальный рычаг 2.

Для предохранения от падения на путь деталей ТРП имеются скобы. При торможении сила от штока поршня тормозного цилиндра через горизонтальные рычаги 2, тягу 1, баланsir 4 передается вертикальным рычагам 9, которые, поворачиваясь относительно своих затяжек 10, прижимают через траверсы тормозные колодки к колесам. При отпуске тормоза ТРП под воздействием собственного веса и силы оттормаживающей пружины тормозного цилиндра, которая при торможении сжимается, возвращается в первоначальное отпущенное состояние с зазором 5...8 мм между колодкой и колесом.

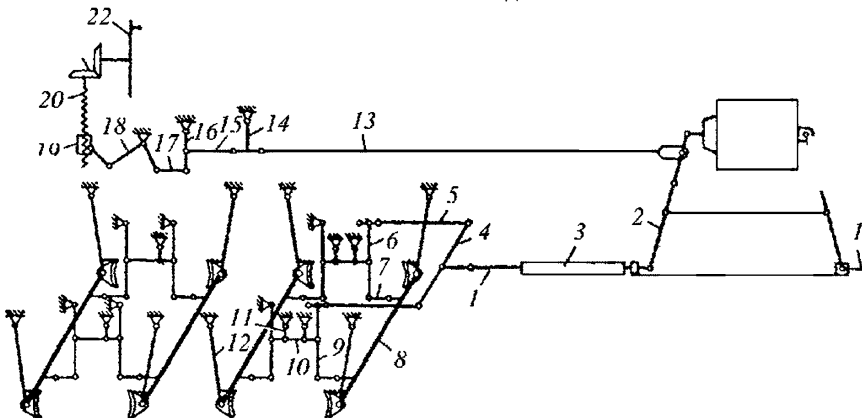


Рис. 5.4.9. Схема тормозной рычажной передачи пассажирского вагона

Передаточное число рассмотренной ТРП $n = 8,3$ при чугунных колодках и $n = 3,6$ при композиционных колодках при ведущем и ведомом плечах вертикальных рычагов 230 мм и ведущем и ведомом плечах горизонтального рычага соответственно 330 и 320 мм при чугунных колодках и соответственно 200 и 405 мм при композиционных тормозных колодках. Для компенсации износа тормозных колодок и поддержания выхода штока поршня тормозного цилиндра в пределах установленной нормы (130...160 мм) в ТРП имеется авторегулятор типа РТРП-675 со стержневым приводом, который уменьшает силу на штоке поршня тормозного цилиндра на 1,3...1,85 кН при чугунных тормозных колодках и на 2,85...4,30 кН при композиционных колодках при массе тары пассажирского вагона 47...63 т (большие значения сил соответствуют меньшей массе тары). Стержневой привод уменьшает усилие на штоке поршня тормозного цилиндра на величину, которую можно определить по формуле: $P_{пр}(a/\delta)$.

Глава 5.5

ТОРМОЗА ВЫСОКОСКОРОСТНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Тормоза высокоскоростного железнодорожного подвижного состава характеризуются высокой эффективностью действия с максимальным использованием при торможении силы сцепления колеса с рельсами, которая с ростом скорости движения несколько снижается. При этом существенно уменьшается коэффициент трения чугунных колодок. Поэтому во фрикционных тормозах высокоскоростных поездов целесообразно для достижения стабильной силы трения тормозной колодки изменять силу нажатия чугунных тормозных колодок в зависимости от скорости движения с помощью специальных регуляторов, либо применять только композиционные тормозные колодки или накладки (в дисковом тормозе), коэффициент трения которых практически не меняется с ростом скорости движения.

Скоростными регуляторами силы нажатия тормозных колодок оборудованы пассажирские вагоны международного сообщения с тормозом KE-GPR фирмы Кнорр-Бремзе (Германия) и вагоны с тормозом DAKO-R (Чехия).

В высокоскоростных поездах все более широко применяются комбинированные сис-

темы торможения: дисковые тормоза с дисками на оси колесной пары или на диске колеса и с композиционными накладками и фрикционные тормоза с композиционными тормозными колодками. Дисковые тормоза позволяют избежать образования термических трещин на поверхности катания колеса. Однако при этом поверхность катания колеса не очищается от грязи, масляных пленок, что ухудшает его сцепление с рельсами, а следовательно, приводит к юзу колесных пар с образованием ползуна при высоких удельных тормозных силах.

Для предотвращения юза колесных пар на высокоскоростном подвижном составе устанавливают противоюзные устройства (инерционно-механические и электронные), которые при появлении определенного проскальзывания колеса по рельсу или замедлении вращения колесной пары на период повышенного проскальзывания колеса снижают момент тормозных сил, действующий на соответствующую колесную пару. При действии противоюзного устройства длина тормозного пути увеличивается ввиду частичного выпуска воздуха из тормозного цилиндра в атмосферу. Юз колесной пары может создать серьезную угрозу безопасности движения, например, при осевой нагрузке 160 кН при движении заклиненной колесной пары со скоростью 200 км/ч глубина ползуна достигает 3...3,5 мм при пробеге 1 км.

Для высокоскоростного движения наиболее рациональным является применение дискового тормоза, дополненного колодочным с одной чугунной высокофосфористой тормозной колодкой на колесо, имеющей нажатие 10...13 кН, для очистки поверхности катания колеса и, следовательно, для повышения коэффициента сцепления колеса с рельсом. Возможно также сочетание двух высокофосфористых чугунных колодок на одно колесо с одним тормозным диском на оси колесной пары.

Применение при экстренном торможении магниторельсовых тормозов, действие которых не зависит от условий сцепления колеса с рельсом, в сочетании с обычными тормозными системами значительно повышает мощность тормозных средств и позволяет реализовать скорости движения до 200...300 км/ч. Расчетная сила прижатия тормозного башмака магниторельсового тормоза к рельсу составляет 100 кН. Магниторельсовый тормоз обеспечивает сокращение длины тормозного пути при экстренном торможении на 30...40 % по сравнению с полным служебным торможением.

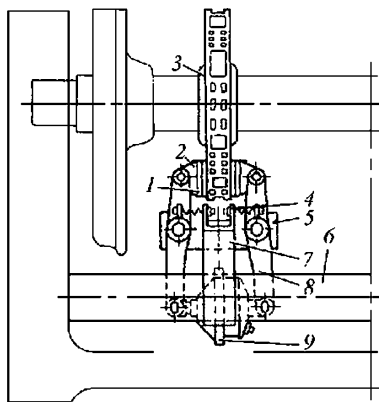


Рис. 5.5.1. Расположение дискового тормоза на тележке пассажирского вагона

Еще более мощным тормозным средством являются линейные (рельсовые) тормоза на вихревых токах (токи Фуке), действие которых не зависит от условия сцепления колес с рельсами. Такими тормозами оборудованы, например, высокоскоростные пассажирские поезда типа JCE (Германия).

На отечественных пассажирских высокоскоростных поездах с локомотивной тягой РТ200 ("Русская тройка"), "Тверской экспресс", "Невский экспресс" и на электропоездах ЭР200 для скоростей движения до 200 км/ч применяются электропневматические, дисковые и магниторельсовые тормоза, электронные противоюзные устройства и мощный реостатный тормоз, при которых длина тормозного пути при экстренном торможении на уклоне 10 ‰ составляет 1700 м. Электропневматическим, дисковым, магниторельсовым, электрическим тормозами, а также противоюзным устройством более совершенной конструкции предполагалось оборудовать экспериментальный высокоскоростной электропоезд "Сокол-250", предназначенный для эксплуатации между Москвой и Санкт-Петербургом со скоростями движения до 250 км/ч.

Для фрикционного тормоза высокоскоростных вагонов фирма ОАО "Фритекс" готовит к серийному выпуску композиционные тормозные колодки с твердыми вставками, металлокерамические колодки и накладки для дискового тормоза. Они имеют примерно в 3 раза большую износостойкость и значительно более высокую теплопроводность, чем существующие композиционные тормозные колодки.

Дисковые тормоза, применяемые на высокоскоростном подвижном составе, могут быть осевыми, когда тормозные диски насажены прочно на ось колесной пары, и колесными,

когда тормозные диски закреплены на дисках колес или их ступицах. На пассажирских вагонах устанавливают дисковый тормоз (рис. 5.5.1), у которого на ось каждой колесной пары тележки напрессованы две ступицы 3, к которым прикреплены чугунные тормозные диски диаметром 620 мм, имеющие внутри ребра и вентиляционные каналы для лучшего отвода теплоты, выделяемой при торможении. Диск состоит из двух полудисков, соединенных между собою болтами. К ступице диск прикреплен болтами с разрезными втулками и тарельчатыми пружинами. Тормозные цилиндры 9 – облегченного типа, со спаренными рычагами 8 на балке 5, соединенной кронштейном 7 с поперечиной 6. Башмаки 2 с тормозными накладками 1 из композиционного материала с площадью трения 430 см² и толщиной 25 мм прижимаются к тормозному диску с двух сторон. Между накладками 1 и тормозным диском в отпущенном состоянии тормоза устанавливается зазор 1,5...3 мм с помощью пружин 4.

ТРП имеет сравнительно небольшую массу, простую конструкцию, высокий КПД и малую вибрацию по сравнению с колодочным тормозом (рис. 5.5.2). Сила от одного тормозного цилиндра 1 диаметром 203,2 мм передается на два тормозных диска 2. Передаточное число ТРП одной колесной пары $3n = 6,6$, сила нажатия тормозных накладок на одну колесную пару 71,47 кН, коэффициент силы нажатия 0,314 при осевой нагрузке 115 кН. Развиваемый диском тормозной момент

$$M_T = K\varphi_k r,$$

где K – сила нажатия тормозных накладок на диск; φ_k – коэффициент трения тормозных накладок по диску; r – средний радиус тормозного диска.

Вагоны высокоскоростного электропоезда Р200 имеют колесный дисковый тормоз, диски которого прикреплены с каждой стороны колеса, а на каждое колесо действует тормозной цилиндр диаметром 203,2 мм с встроенным авторегулятором выхода штока поршня тормозного цилиндра. Нажатие на ось дискового тормоза составляет 100 кН в пересчете на чугунные колодки.

На вагонах поезда РТ200 имеются два диска на оси колесной пары с двусторонним прижатием тормозных накладок, нажатие на ось составляет 85 кН. У дизель-поезда ДР1П на каждом вагоне установлено по восемь тормозных цилиндров диаметром 254 мм, давление воздуха в которых 0,28 МПа на порожнем

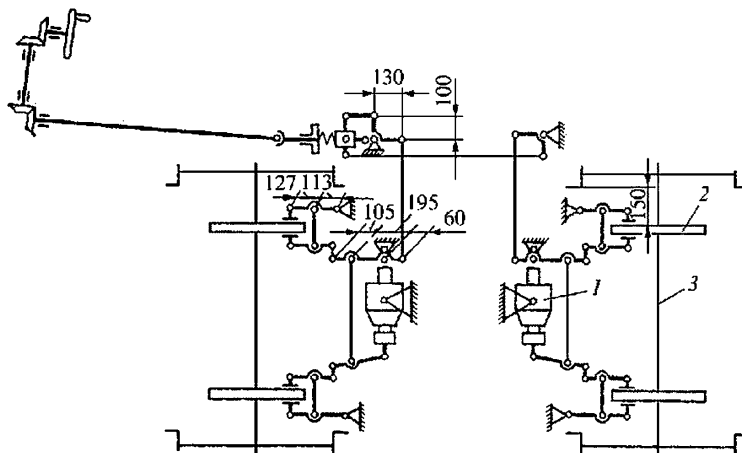


Рис. 5.5.2. Схема тормозной рычажной передачи дискового тормоза

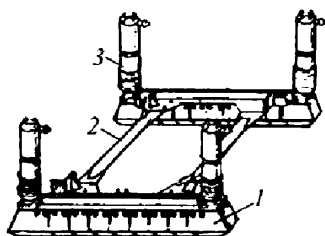


Рис. 5.5.3. Магниторельсовый тормоз

режиме и 0,4 на груженом. Радиус приложения силы нажатия на тормозную накладку 260 мм. Ручной тормоз установлен только на прицепных вагонах.

Магниторельсовый тормоз состоит из тормозных башмаков 1 и цилиндров 3 для подъема и опускания башмаков на рельсы (рис. 5.5.3). Цилиндры 3 подвешены на кронштейнах 2 с помощью валиков. Тормозной башмак имеет кронштейн для упора прижимного буфера. Между собою башмаки скреплены поперечными связями с помощью угольников, которые передают тормозную силу от башмаков на кронштейны через амортизаторы из листовой резины.

При одновременном срабатывании ускорителя экстренного торможения и подаче напряжения в цепь питания замыкаются контакты ускорителя и одновременно возбуждается реле и шунтируются контакты скоростного реле, возбуждаемого от тахогенератора. Реле возбуждает катушку контактора, и происходит замыкание электрической цепи. При этом электромагнитный вентиль сообщает цилиндры с источником сжатого воздуха, башмаки

опускаются на рельсы и прижимаются к ним под воздействием электромагнитного поля. Растормаживание происходит при обесточивании цепи питания и размыкании контактов скоростного реле. При открытии стоп-крана тормоз действует без возбуждения реле и отключается при скорости движения ниже 40 км/ч.

На вагонах высокоскоростного пассажирского поезда РТ200 установлено противоюзное устройство, состоящее из электронного блока, в служебном отделении вагона, четырех тахогенераторов на каждой оси колесных пар вагона, четырех сбрасывающих клапанов. В связи с большим расходом воздуха при частом срабатывании противоюзного устройства путем частичного выпуска сжатого воздуха из тормозных цилиндров в атмосферу при начале проскальзывания колес по рельсам на вагоне предусмотрены два запасных резервуара объемом по 175 л, заряжаемых через воздухораспределитель и непосредственно из тормозной магистрали через обратный клапан с дросселем.

К электронному блоку подведены электропровода от тахогенераторов, сбрасывающих клапанов и аккумуляторной батареи. В электронном блоке имеется контрольная схема, настроенная на замедление вращения колесной пары 4 м/с². Одновременное заклинивание всех колесных пар вагона с этим или большим замедлением вызывает их растормаживание.

Вырабатываемое при движении вагона каждым тахогенератором напряжение передается в электронный блок, вызывающий срабатывание сбрасывающего клапана и расторма-

живание заклинивающейся колесной пары вагона при уменьшении ее линейной частоты вращения на 3...7 км/ч по сравнению с частотой вращения без юза. Растормаживание прекращается, когда частота вращения этой колесной пары станет практически равна частоте вращения других колесных пар вагона.

Глава 5.6

РАСЧЕТ ТОРМОЗОВ

При расчете тормозов подвижного состава определяют тормозную силу, тормозное нажатие тормозной колодки на колесо во фрикционном тормозе, тормозной путь, а также производят выбор диаметра тормозного цилиндра и объема запасного резервуара [4].

Тормозной силой называется регулируемая сила, имеющая направление, противоположное направлению движения подвижного состава и создаваемая его тормозными средствами. Тормозная сила B_T действует в точке контакта с рельсом (рис. 5.6.1):

$$B_T = K\varphi_K - I,$$

где K – сила нажатия тормозной колодки на колесо; φ_K – коэффициент трения тормозной колодки; I – сила инерции вращательно движущихся масс вагона, которая при торможении с постоянной скоростью движения равна нулю.

Тормозная сила не должна превышать силу сцепления колеса с рельсом во избежание юза колесной пары:

$$B_T \leq q\psi_K,$$

где q – вертикальная статическая нагрузка на колесную пару; ψ_K – коэффициент сцепления колеса с рельсом, определяемый по эмпирической формуле; $\psi_K = [0,17 - 0,000115(q - 50)]f(v)$; $f(v)$ – функция скорости, определяемая графически (рис. 5.6.2).

Коэффициент трения определяется по эмпирическим формулам для различных колодок: чугунных

$$\varphi_K = 0,6 \frac{16K + 100}{80K + 100} \frac{v + 100}{5v + 100};$$

чугунных с повышенным содержанием фосфора до 1,1...1,4 %

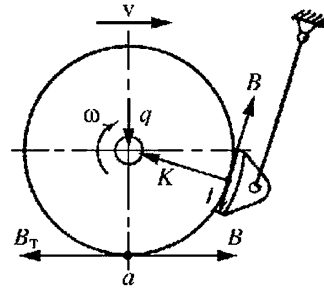


Рис. 5.6.1. Схема сил, действующих на колесо при торможении

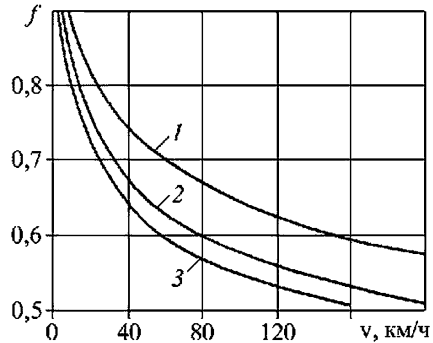


Рис. 5.6.2. Функция скорости для определения коэффициента ψ_K :

1 – пассажирский подвижной состав и вагоны на тележках пассажирского типа;
2 – локомотивы; 3 – грузовые вагоны

$$\varphi_K = 0,5 \frac{16K + 100}{52K + 100} \frac{v + 100}{5v + 100};$$

композиционных

$$\varphi_K = 0,44 \frac{K + 20}{4K + 20} \frac{v + 150}{2v + 150}.$$

Вагоны в подвижном составе могут иметь различную тормозную силу, нажатие тормозных колодок, различные коэффициенты трения, поэтому расчет тормозной силы по этим формулам представляет трудоемкую задачу.

Для избежания сложных расчетов в условиях эксплуатации вводится расчетный коэффициент трения φ_K и расчетное нажатие K_p , определяемые из условия равенства тормозной силы B_T , определенной по действительным и расчетным значениям силы нажатия колодки на колесо, и коэффициента трения. При $K = 2,7$ кН для чугунных колодок и $K = 1,6$ кН для компо-

позиционных колодок, что близко к силе нажатия колодок при среднем режиме торможения в эксплуатации, получаются следующие формулы для определения расчетного коэффициента трения для различных колодок:

стандартных чугунных

$$\varphi_{кр} = 0,27 \frac{v + 100}{5v + 100} ;$$

чугунных с повышенным содержанием фосфора

$$\varphi_{кр} = 0,3 \frac{v + 100}{5v + 100} ;$$

композиционных

$$\varphi_{кр} = 0,36 \frac{v + 150}{2v + 150} .$$

Расчетная сила нажатия тормозной колодки, выраженная через действительную силу нажатия K , определяется по формулам: стандартной чугунной

$$K_p = 2,22K \frac{16K + 100}{80K + 100} ;$$

чугунной с повышенным содержанием фосфора

$$K_p = 1,85K \frac{16K + 100}{52K + 100} ;$$

композиционной

$$K_p = 1,22K \frac{K + 20}{4K + 20} .$$

При наличии в поезде чугунных и композиционных тормозных колодок с различными системами нажатия их на колеса необходимо выразить расчетное нажатие в одной системе нажатий путем умножения на коэффициенты эффективности в зависимости от скорости движения поезда, которые определяются исходя из равенства длин тормозного пути.

На железных дорогах России и стран ближнего зарубежья за основную принята система расчетных нажатий чугунных тормозных колодок, для которых установлены нормативы и построены номограммы зависимости тормозного пути S_T от удельного расчетного нажатия для различных скоростей движения v и уклонов пути. Силу нажатия композиционных тормозных колодок обычно приводят к силе нажатия чугунных колодок. С учетом некоторого запаса для пассажирских вагонов с ком-

позиционными колодками принимается в пересчете на чугунные колодки нажатие при скорости движения до 120 км/ч такое же, как при чугунных колодках; при скорости движения 140 км/ч – на 25 % больше, а при скорости движения 160 км/ч – на 30 % больше, чем при чугунных тормозных колодках.

При таких методах расчетов совпадают только длины тормозного пути S_T , а расчетные v_p и фактические v значения скоростей движения в разных точках пути торможения, как правило, различаются.

Действительные значения силы нажатия тормозной колодки на колесо K_d определяется в зависимости от площади F поршня тормозного цилиндра, давления воздуха в нем $P_{тц}$, передаточного числа n , КПД тормозного цилиндра $\eta_{тц}$ и ТРП η_p :

$$\sum K_d = (Fp_{тц}\eta_{тц} - P_{пр} - P_p) n\eta_p ,$$

где $P_{пр}$, P_p – приведенная к штоку поршня тормозного цилиндра сила отпусковых пружин соответственно тормозного цилиндра и авторегулятора.

Обеспеченность тормозами поезда характеризуется расчетным тормозным коэффициентом

$$\vartheta_p = \frac{\sum K_p}{P_{л} + Q} ,$$

где $\sum K_p$ – суммарная расчетная сила нажатия тормозных колодок поезда; $P_{л}$, Q – расчетный вес соответственно локомотива и вагонов поезда.

При выборе допускаемого нажатия с запасом следует принимать $\vartheta_p = 0,85$.

Допускаемые значения коэффициента ϑ_p приведены ниже (в числителе для чугунных колодок при скорости торможения 20 км/ч, в знаменателе для композиционных при скорости 100...120 км/ч).

Локомотивы	0,66/0,31
Вагоны:	
пассажирские	0,73/0,35
грузовые:	
груженные	0,61/0,28
порожние	0,69/0,32

Лимитирующими коэффициент ϑ_p являются условия сцепления при чугунных колодках на низкой скорости движения, при которой наблюдается высокое значение коэффициента трения тормозной колодки, а при композиционных колодках – на высокой скорости, при которой коэффициент трения колодки несколько меньше, чем при низкой скорости движения.

Наряду с коэффициентом ϑ_p для расчета обеспеченности поезда тормозными средствами в эксплуатации используется сила нажатия тормозных колодок, приходящаяся на каждые 100 т массы поезда (табл. 5.6.1).

5.6.1. Наименьшая сила нажатия тормозной колодки, приходящаяся на 100 т массы подвижного состава

Подвижной состав	Сила нажатия тормозной колодки, кН	Скорость движения, км/ч
Рефрижераторный:		
груженный	330	90
порожний	550	90...100
	600	100...120
Грузовой:		
груженный	330	90
порожний	580	Не более 100
Пассажирский	600	120
	780	120...140*
	800	140...160*

* Обязательное применение композиционных колодок.

Иногда в условиях эксплуатации не могут быть обеспечены нормативы минимальной тормозной силы нажатия. В этом случае можно вести поезд, но установленная в эксплуатации максимальная скорость движения поезда уменьшается для грузовых поездов на 2 км/ч на каждую недостающую силу 10 кН тормозного нажатия на 100 т массы поезда независимо от крутизны спусков пути, а для пассажирских и рефрижераторных поездов – на 1 км/ч при спусках до 6 ‰ и на 2 км/ч при спусках

больше 6 ‰. При этом полученное значение скорости движения округляется до значения, кратного 5 км/ч в меньшую сторону.

Расчетная сила нажатия тормозных колодок на одну колесную пару приведена ниже, кН.

Электропоезда:	
отечественные	100...140
серии ЧС	120...160
Тепловозы	80...120
Электропоезда	90...100
Дизель-поезда	80...120
Вагоны:	
пассажирские:	
отечественные	80...100
габарита РИЦ с тормозами фирмы	
Кнорр-Бремзе	100...150
грузовые:	
груженные	70
порожние	35
рефрижераторные:	
груженные	90
на среднем режиме ...	60

Тормозной путь – расстояние, пройденное поездом с момента постановки ручки крана машиниста в тормозное положение до момента остановки поезда. Необходимый тормозной путь определяется из рассмотрения уравнения движения поезда, масса которого сосредоточена в одной точке, к которой приложены тормозная сила, силы основного сопротивления движению поезда и силы инерции от уклона пути. Уравнение движения поезда формулируется следующим образом: ускорение движения поезда равно сумме удельных сил, действующих на поезд, умноженной на ускорение от действия удельной силы, равной единице.

По методике расчета тормозного пути, принятой для железных дорог России и стран Балтии, тормозной путь

$$S_T = S_n + S_d,$$

где S_n – путь подготовки тормозов или предтормозной путь; S_d – действительный тормозной путь.

Такое разделение тормозного пути чисто условное и принято для упрощения расчетов в области неуставившегося режима действия тормозной силы. Считается, что за время прохождения поездом предтормозного пути тормоза поезда в действие не приходят, а в конце

его происходит мгновенное повышение тормозной силы до максимального значения.

Путь подготовки тормозов

$$S_{\text{п}} = \frac{1000v_{\text{н}}t_{\text{п}}}{60 \times 60} = 0,278v_{\text{н}}t_{\text{п}},$$

где $v_{\text{н}}$ – скорость движения поезда в начальный момент торможения, км/ч; $t_{\text{п}}$ – время подготовки тормозов к торможению, с.

На основании многочисленных расчетов, подтвержденных экспериментальными данными, время

$$t_{\text{п}} = a - \frac{bi_{\text{с}}}{1000\varphi_{\text{кр}}\vartheta_{\text{р}}},$$

где $a = 7, 10$ и 12 для грузовых поездов длиной соответственно до 750 (200 осей), 1050 м (300 осей) и более 300 осей; $a = 4$ и 2 для пассажирских поездов соответственно с пневматическими тормозами и с ЭПТ; $b = 10, 15$ и 18 для грузовых поездов длиной соответственно до 200, 300 и более 300 осей; $b = 5$ и 3 для пассажирских поездов соответственно с пневматическими и электропневматическими тормозами; $i_{\text{с}}$ – спрямленный уклон (спуск) пути в ‰ (со знаком минус); $\varphi_{\text{кр}}$ – расчетный коэффициент трения тормозной колодки; $\vartheta_{\text{р}}$ – расчетный тормозной коэффициент; при чугунных тормозных колодках равен $\vartheta_{\text{р}} = 0,33$ для грузовых поездов и $\vartheta_{\text{р}} = 0,6$ для пассажирских поездов, а при композиционных тормозных колодках соответственно $\vartheta_{\text{р}} = 0,22$ и $\vartheta_{\text{р}} = 0,29$.

При срабатывании на торможение автостопа (устройства, контролирующего реакцию машиниста на показания путевых светофоров и при необходимости воздействующего на тормозную систему поезда для его остановки) подготовительное время увеличивается на 14 с.

Действительный тормозной путь

$$S_{\text{д}} = \sum_1^k \frac{4,17(v_{\text{н}}^2 - v_{\text{н}+1}^2)}{(b_{\text{т}} + \omega_0)},$$

k – число интервалов скоростей движения поезда, для которых определяется действительный тормозной путь; $v_{\text{н}}$, $v_{\text{н}+1}$ – соответственно начальная и конечная скорости движения поезда в принятом интервале скоростей (не менее 10 км/ч); ω_0 , $b_{\text{т}}$ – соответственно основное сопротивление движению поезда при

средней скорости в каждом интервале скоростей и удельная тормозная сила;

$$b_{\text{т}} = 1000\varphi_{\text{кр}}\vartheta_{\text{р}}, \text{ кН/т}; \quad \omega_0 = \frac{\omega_{\text{ол}}P + \omega_{\text{ов}}}{P + Q},$$

$\omega_{\text{ов}}$, $\omega_{\text{ол}}$ – удельное основное сопротивление соответственно вагона и локомотива; P и Q – вес соответственно локомотива и вагонов поезда;

для локомотивов

$$\omega_{\text{ол}} = (2,4 + 0,0114 + 0,00035v^2)10^{-3};$$

для четырехосных грузовых и рефрижераторных вагонов

$$\omega_{\text{ов}} = 0,7 + \frac{3 + 0,09v + 0,002v^2}{q};$$

для шестиосных грузовых вагонов

$$\omega_{\text{ов}} = \frac{8 + 0,08v + 0,002v^2}{q};$$

для восьмиосных грузовых вагонов

$$\omega_{\text{ов}} = 0,7 + \frac{6 + 0,026v + 0,0017v^2}{q};$$

для пассажирских вагонов

$$\omega_{\text{ов}} = (1,2 + 0,012v + 0,0002v^2)10^{-3},$$

q – вертикальная статическая нагрузка от колесной пары на рельсы, кН; v – скорость движения.

Для облегчения и ускорения определения тормозного пути рекомендуется использовать построенные по вышеприведенным формулам номограммы, составленные в зависимости от расчетного нажатия на каждые 100 т массы поезда (отдельно грузового и пассажирского) для спусков различной крутизны и различных скоростей движения при экстренном и полном служебном торможениях.

На рис. 5.6.3 показаны номограммы тормозного пути $S_{\text{т}}$ на спуске 10 ‰ при экстренном (ЭТ) и полном служебном (ПСТ) торможениях чугунными тормозными колодками. С помощью таких номограмм решаются задачи нахождения одного из четырех условий процесса торможения при заданных трех остальных (тормозной путь, максимальная начальная скорость торможения, расчетный тормозной коэффициент). Для использования номограммы ЭТ с целью анализа PST достаточно на ось абсцисс (расчетного тормозного коэффициента $\vartheta_{\text{р}}$) нанести его значения с измененным масштабом, который устанавливается

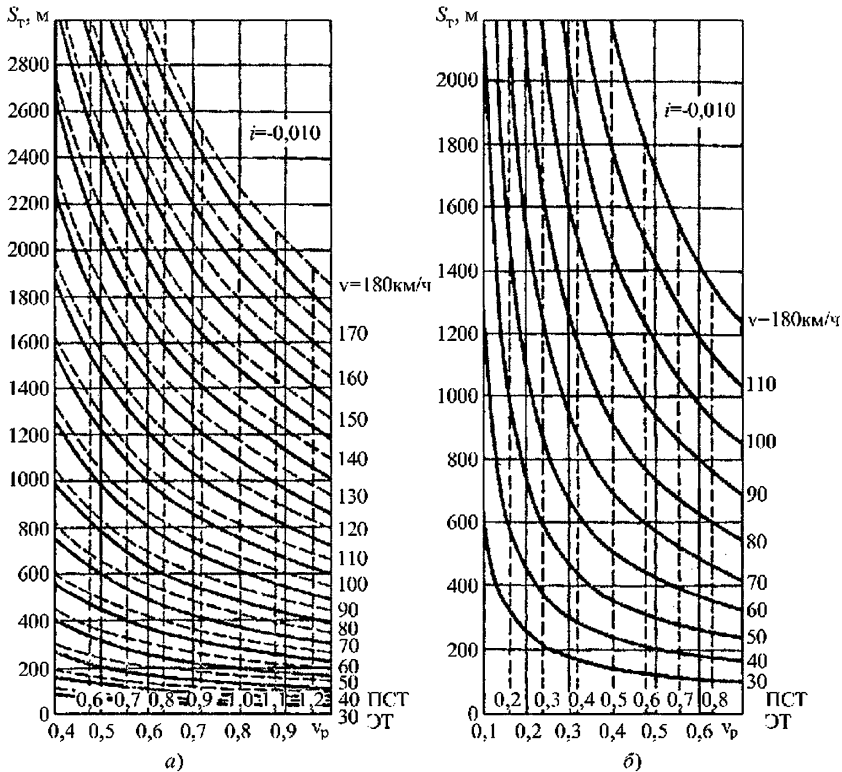


Рис. 5.6.3. Номограммы тормозного пути S_T на спуске 10 ‰ при экстренном торможении и полном служебном торможении чугуными тормозными колодками:
 а – пассажирского поезда (штриховые линии – пневматический тормоз, сплошные – электропневматический тормоз), б – грузового поезда

с учетом того, что при ПСТ удельная тормозная сила уменьшается на 20 % по сравнению с удельной силой при ЭТ.

Номограммы тормозного пути грузового поезда построены с числом колесных пар (осей) до 200. При большем количестве колесных пар значения расчетного тормозного коэффициента надо уменьшить, например, для поезда с 300 осями – на 10 % по сравнению со значениями коэффициента для грузового поезда с 200 осями.

При необходимости нахождения длины тормозного пути на уклоне пути, для которого номограмма тормозного пути отсутствует, можно воспользоваться формулой пересчета:

$$\Delta S = \frac{\Delta i g t^2}{2000},$$

где Δi – разница между уклоном пути, для которого имеется номограмма, и конкретным

уклоном, ‰; t – время от начала торможения до остановки, с.

Например, при уклоне 8,1 ‰ и начальной скорости 72 км/ч тормозной путь $S = 790$ м, а время торможения $t = 71$ с. Требуется найти тормозной путь при уклоне пути 10 ‰. Находим

$$\Delta S = \frac{(10 - 8,1) 71^2}{2000} = 47 \text{ м}.$$

Следовательно, на уклоне пути 10 ‰
 $S_T = 790 + 47 = 837$ м.

Если известен тормозной путь на площадке пути, а требуется определить его на уклоне, то можно воспользоваться формулами для поездов:

Пассажирского

$$S_{\text{тук}} = \frac{S_T v^2}{v^2 - 0,0005 S_T v i + 0,16 S_T i};$$

грузового

$$S_{\text{тук}} = \frac{S_{\text{т}} v^2}{v^2 - 0,0012 S_{\text{т}} v i + 0,107 S_{\text{т}} i},$$

где i – уклон пути, ‰; v – начальная скорость торможения, км/ч; $S_{\text{т}}$ – тормозной путь на площадке, м.

Типовым расчетом тормозов предусмотрена также проверка мощности торможения, приходящейся на одну тормозную колодку, кВт,

$$N = \frac{10 q v_0^3}{3,92 S_{\text{т}} m} \leq [N],$$

где q – вертикальная статическая нагрузка на колесную пару, кН; v_0 – максимальная допускаемая скорость движения в эксплуатации, м/с; $S_{\text{т}}$ – тормозной путь на площадке пути, м; m – количество тормозных колодок, действующих на колесную пару; $[N]$ – предельно допустимая в эксплуатации средняя мощность торможения, приходящаяся на одну тормозную колодку при экстренном торможении; $[N] = 70$ кВт для композиционных тормозных колодок; $[N] = 35$ кВт для стандартных чугунных тормозных колодок.

Тепловой процесс должен быть определяющим для характеристик тормоза и его конструкции. При недопустимом в эксплуатации тепловом режиме колес колесной пары подвижного состава необходимо переходить к использованию дисковых тормозов, так как сильный неравномерный нагрев колес может вызвать деструкцию фрикционного материала композиционной тормозной колодки, высокие напряжения в колесах и их деформацию.

Для укрупненной оценки теплового режима колодочного тормоза можно применять формулу:

$$\lambda_R \frac{10 q v_0^2}{F} \sqrt{\frac{v_0}{S_{\text{т}}}} \leq (22 \dots 25) 10^3,$$

где λ_R – коэффициент распределения тепловых потоков между колесом и тормозной колодкой; $\lambda_R = 0,95$ при композиционных тормозных колодках; $\lambda_R = 0,6 \dots 0,8$ при чугунных колодках в зависимости от их количества на колесе; q – вертикальная статическая нагрузка на одну колесную пару; v_0 – максимальная начальная скорость торможения, м/с; $S_{\text{т}}$ – тормозной путь на площадке пути, м; F – площадь поверхности трения колеса, контактирующая с тормозными колодками, м².

Объем запасного резервуара определяется в соответствии с законом Бойля – Мариотта по формуле

$$V_{3p} = \frac{V_{\text{ц0}} m (p_{\text{тц}} - p_a) + p_{\text{тц}} V_{\text{тц}} m}{p_3 - p_{\text{т}}},$$

где $V_{\text{ц0}}$ – объем тормозного цилиндра при отпуске и зарядке тормоза, или объем его вредного пространства; m – количество тормозных цилиндров, подключенных к запасному резервуару; $p_{\text{тц}}$ – абсолютное давление воздуха в тормозном цилиндре; p_a – атмосферное давление; $V_{\text{тц}}$ – объем тормозного цилиндра при торможении $V_{\text{тц}} = \frac{\pi d_{\text{тц}}^2}{4} L_{\text{шт}}$,

здесь $d_{\text{тц}}$ – диаметр тормозного цилиндра; $L_{\text{шт}}$ – выход штока поршня тормозного цилиндра; p_3 – абсолютное зарядное давление воздуха; $p_{\text{т}}$ – абсолютное давление воздуха в запасном резервуаре после торможения.

В расчетах значения принимаются следующие: $p_{\text{тц}} = 0,52$ МПа для грузового подвижного состава и $p_{\text{тц}} = 0,48$ МПа для пассажирского подвижного состава; $p_a = 0,1$ МПа, $p_3 = 0,6$ МПа для пассажирского подвижного состава и $p_3 = 0,63$ МПа для грузового подвижного состава; $V_{\text{ц0}} = 2200$ см³ для тормозного цилиндра диаметром 356 мм и $V_{\text{ц0}} = 2500$ см³ для тормозного цилиндра диаметром 400 мм; $p_{\text{т}} = 0,48$ МПа для пассажирского подвижного состава и $p_{\text{т}} = 0,52$ МПа для грузового подвижного состава.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тормозное** оборудование железнодорожного подвижного состава: Справочник. М.: Транспорт, 1989. 494 с.
2. **Иноземцев В.Г., Казаринов В.М., Ясенцев В.Ф.** Автоматические тормоза. М.: Транспорт, 1981. 464 с.
3. **Крылов В.И., Крылов В.В.** Автоматические тормоза подвижного состава. М.: Транспорт, 1983. 354 с.
4. **Расчет** и проектирование пневматической и механической частей тормозов вагонов / Под ред. П.С. Анисимова. М.: Маршрут, 2005. 248 с.

Раздел 6

ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И ЦЕПИ

Глава 6.1

ТЯГОВЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ МАШИНЫ МАГИСТРАЛЬНЫХ И МАНЕВРОВЫХ ТЕПЛОВЗОВ

Тяговые электрические машины (ТЭМ) относятся к классу машин предельного использования, т.е. при расчете их параметров закладываются предельные значения электрических, магнитных и механических нагрузок с учетом допустимых линейных размеров [1].

ТЭМ тепловозов классифицируют:

по роду тока – постоянного с последовательным и смешанным возбуждением; переменного трехфазного (синхронные и асинхронные);

по функциям – генераторы и электродвигатели.

По исполнению все ТЭМ являются закрытыми с принудительной системой вентиляции.

ТЭМ рассчитывают на работу с уровнем вибраций, многократных и одиночных ударов с ускорениями: 150 м/с^2 в вертикальном и горизонтальном направлении или 212 м/с^2 с результирующим.

Изоляция обмоток ТЭМ относительно корпуса и между обмотками должна выдерживать в течение 60 с испытательное практическое синусоидальное напряжение с частотой 50 Гц, действующее значение которого $U_{\text{и}} = 2U + 500 \text{ В}$, но не менее 1500 В (где U – номинальное напряжение). В настоящее время обмотки ТЭМ имеют класс нагревостойкости изоляции F или H (табл. 6.1.1).

Сопротивление изоляции сухих обмоток нагретой машины в зависимости от номинального напряжения U относительно заземленных частей должно быть не менее 2,5 МОм при $400 \text{ В} < U \leq 1000 \text{ В}$ и 3 МОм при $1000 \text{ В} < U \leq 1500 \text{ В}$.

В тепловозных электрических передачах до 70-х годов XX века применялись тяговые генераторы постоянного тока с независимым возбуждением и ТЭД постоянного тока преимущественно с последовательным возбуждением.

Номинальная мощность тягового генератора постоянного тока определяется на его зажимах. В соответствии с ГОСТ 2582 устанавливаются два номинальных продолжительных режима: при наименьшем напряжении и при наибольшем напряжении, которые характеризуются напряжением U_{min} (U_{max}) и силой тока I_{max} (I_{min}) при номинальных (расчетных) значениях частоты вращения якоря $n_{\text{ном}}$ и охлаждении $G_{\text{ном}}$. На новых тепловозах не применяются тяговые генераторы.

6.1.1. ТЯГОВЫЕ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ ПОСТОЯННОГО ТОКА

В качестве ТЭД применяют двигатели последовательного возбуждения, у которых электромагнитный момент $M_{\text{эм}}$ и частота вращения якоря n в значительной степени зависят от нагрузки (силы тока обмотки якоря $I_{\text{а}}$), причем увеличению $I_{\text{а}}$ соответствует снижение n и повышение $M_{\text{эм}}$. Мягкая характеристика ТЭД наилучшим образом отвечает условиям тяги.

Для ТЭД в качестве номинального устанавливается продолжительный режим работы, который определяется при номинальной (расчетной) мощности $P_{\text{ном}}$ и номинальном (расчетном) охлаждении $G_{\text{ном}}$ и характеризуется продолжительными значениями силы тока $I_{\text{ао}}$ и частоты вращения якоря $n_{\text{о}}$. Продолжительный режим работы ТЭД соответствует расчетному режиму работы тепловоза.

Метод расчета [2–4]. Максимальные значения линейной скорости на поверхности якоря $v_{\text{amax}} = 65 \text{ м/с}$ (определяются механической прочностью бандажа); на поверхности коллектора $v_{\text{к}} = 55 \text{ м/с}$ (определяются прочностью коллектора).

Электромагнитные нагрузки для ТЭД принимаются в следующих диапазонах:

6.1.1. Предельное допускаемое превышение температуры узлов тяговых электрических машин (ГОСТ 2582)

Класс нагрева стойкости изоляции	Режим работы	Узел машины	Метод измерения температуры	Предельное допускаемое превышение температуры, °C
F	Продолжи- тельный	Обмотка якоря машин постоянного тока Вращающаяся обмотка возбужде- ния машин переменного тока	Метод сопротив- ления	140
		Обмотка возбуждения машин по- стоянного тока Обмотка статора машин перемен- ного тока		155
		Коллектор машин постоянного тока Контактные кольца машин пере- менного тока	Метод термометра	95
H		Обмотка якоря машин постоянного тока Вращающаяся обмотка возбужде- ния машин переменного тока	Метод сопротив- ления	160
		Обмотка возбуждения машин по- стоянного тока Обмотка статора машин перемен- ного тока		180
		Коллектор машин постоянного тока Контактные кольца машин пере- менного тока	Метод термометра	105

максимальное напряжение $U_{\max} = 800 \dots 950$ В. Опыт проектирования показывает, что при таком значении напряжения обеспечиваются наименьшие массогабаритные показатели ТЭД;

максимальная линейная нагрузка обмотки якоря $A_{\max} = 650$ А/см при изоляции класса нагревостойкости *F* и $A_{\max} = 720$ А/см при изоляции класса нагревостойкости *H*. При больших значениях A_{\max} невозможно обеспечить требуемый температурный режим обмоток;

максимальная плотность силы тока в проводниках с изоляцией класса нагревостойкости *F* и $H_j = 6 \dots 8$ А/мм²;

максимальная индукция $B_{\max} = 2,5$ Тл. При больших значениях индукции ТЭД становится нерегулируемым.

Максимальный диаметр якоря D_α определяется допустимым габаритом в радиальном сечении:

$$H_{\text{ст}} + 2a - 2e \leq D_{\text{кол}},$$

где $H_{\text{ст}} \approx 1,6 D_\alpha$ – максимальный размер статорной ТЭД; $a = 0,13 \dots 0,15$ м – расстояние от корпуса двигателя до головки рельса; $e = 0,15$ м – возвышение оси двигателя над осью колеса; $D_{\text{кол}}$ – диаметр колеса тепловоза.

При опорно-осевой подвеске $D_{\alpha \max} = 0,493$ м при $D_{\text{кол}} = 1,05$ м и $D_{\alpha \max} = 0,66$ м при $D_{\text{кол}} = 1,25$ м.

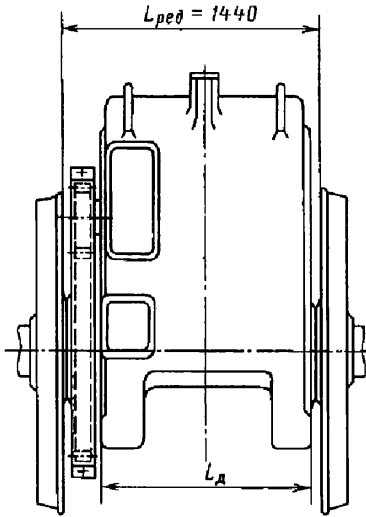


Рис. 6.1.1. Тяговый электродвигатель постоянного тока

Как правило, расчетное значение диаметра приводится к ближайшему из нормального ряда, обеспечивающего минимальные отходы электротехнической стали при раскройке листа: 0,423; 0,458; 0,493; 0,560; 0,590; 0,660; 0,740 м.

Длина активной части ТЭД определяется шириной колеи. При ширине колеи 1520 мм расстояние между ребрами (гребнями) колес $L_{реб} = 1440$ мм (рис. 6.1.1). С учетом того, что тепловозы имеют односторонний тяговый привод, возможная длина ТЭД $L_d \leq 1185$ мм. Вместе с тем, длина активной части ТЭД определяется из значения постоянной Арнольда с учетом принятых значений допустимых нагрузок:

$$C_A = \frac{D_a^2 I_a n_{ном}}{P_{ном}} = \frac{0,1}{\alpha_n k_{01} k_B B_{\delta\infty} A},$$

где $n_{ном}$ – номинальная частота вращения якоря, c^{-1} ; $P_{ном}$ – номинальная мощность ТЭД, Вт; α_n – коэффициент полюсного перекрытия; $B_{\delta\infty}$ – расчетное значение индукции в воздушном зазоре, соответствующее U_{∞} ; поскольку ширина зубца и паза якоря приблизительно равны, $B_{\delta\infty} \approx 1,0$ Тл; A – линейная нагрузка, А/м; k_B – коэффициент формы поля – отношение действующего значения индукции B к ее среднему B_{cp} за 1/2 периода значения; для синусоидальной функции изменения индукции в машинах переменного тока

$$k_B = \frac{B}{B_{cp}} = \frac{B_m / \sqrt{2}}{2 B_m / \pi} = 1,11; \quad B_m \text{ – амплитудное}$$

значение индукции машины; $k_{01} \approx 1,05 \dots 1,16$ – коэффициент распределения от первой гармонической ЭДС обмотки статора; определяется отношением геометрической суммы ЭДС в активных сторонах катушек статора от одного полюса с учетом их сдвига по фазе и ЭДС сосредоточенной обмотки с тем же числом витков.

Расчет конструктивных параметров выполняется по электрической мощности P_1 , ориентировочное значение которой определяется по требуемой механической мощности на валу P_2 :

$$P_1 = P_2 / \eta',$$

где $\eta' \approx 0,9$ – ориентировочно принимаемое значение КПД ТЭД.

ТЭД тепловозов работают при $I_{\infty} \approx 700 \dots 850$ А, поэтому якорь имеет преимущественно двухслойную петлевою обмотку, для которой

$$2a = 2p,$$

где a – число параллельных ветвей обмотки якоря; p – число пар полюсов.

При силе тока параллельной ветви $i_a \leq 200$ А и ориентировочном значении I_{∞} можно определить $2a = I_{\infty} / i_a$, а следовательно, p . Как правило, для ТЭД с $P_{2ном} < 450$ кВт и опорно-осевой подвеске $2p = 4$; при $P_{2ном} \geq 450$ кВт и опорно-рамной подвеске $2p = 6$.

Параметры обмотки якоря определяются из допустимого значения межламельного напряжения $e_{max} = 14$ В, которое принимается с учетом того, что ТЭД может работать в режиме электрического торможения.

Число коллекторных пластин $K = U_{max} 2p / e_{max}$ – целое число. Число пазов якоря $Z = K / u$ – целое число, где u – число эффективных проводников в пазу; принимается $u = 3$ или 4.

Для соблюдения симметрии простой петлевой обмотки необходимо, чтобы отношения K/Z ; K/a ; Z/a были целыми числами; у тепловозных ТЭД, как правило, $\frac{Z}{2p}$ не равно

целому числу, поэтому при одинаковых секциях обмотки она выполняется ступенчатой (с укорочением или удлинением шага).

Поскольку тепловозные ТЭД имеют петлевую обмотку, ее параметры в коллекторных делениях определяются следующим образом: шаг по коллектору

$$y_k = 1;$$

первый шаг

$$y_1 = y_{z1} u_k \pm k;$$

второй шаг

$$y_2 = y_1 - 1;$$

в пазовых делениях второй шаг

$$y_{z2} = y_{z1} - \frac{1}{u_k},$$

где y_{z1} – первый шаг обмотки в пазовых делениях; u_k – число коллекторных пластин на паз, k – укорочение (удлинение) шага.

Оптимальное значение k определяют при расчете коммутации ТЭД.

У тепловозных ТЭД зубцовый шаг обмотки якоря

$$t_z = \pi D_a / Z \approx 0,025 \dots 0,03 \text{ м},$$

а коллекторное деление

$$\beta_k = \pi D_k / K \geq 0,005 \text{ м},$$

где D_k – диаметр коллектора.

С учетом того, что линейная скорость на поверхности коллектора по условию его прочности $v_{k \max} = 55 \text{ м/с}$, диаметр $D_k = (0,75 \dots 0,8) D_a$.

Для того чтобы обеспечить наиболее полное заполнение паза и наилучшие условия теплопроводности от обмотки к сердечнику якоря у ТЭД применяют исключительно шаблонные обмотки с числом витков в секции $w_s = 1$. Поэтому число проводников обмотки якоря $N_a = 2K$.

Соответственно линейная нагрузка обмотки якоря

$$A_a = \frac{i_a N_a}{\pi D_a} \leq A_{\max},$$

а тепловой фактор ТЭД $A_j = (28 \dots 46) \cdot 10^{10} \text{ А}^2/\text{м}^3$.

Площадь сечения витка якоря из меди $q_a = i_a / j$, она определяет параметры паза (рис. 6.1.2).

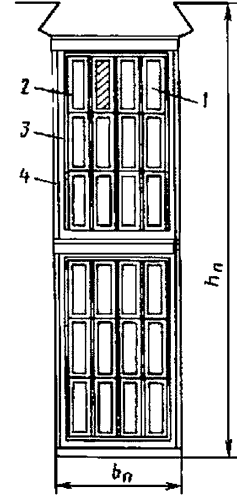


Рис. 6.1.2. Схема укладки обмотки в пазу якоря ТЭД постоянного тока:

1 – элементарный проводник; 2 – витковая изоляция; 3 – корпусная изоляция; 4 – покровная изоляция

По условию механической прочности ширина зубца якоря $b_z \geq 8 \text{ мм}$. Поэтому максимально допустимая ширина паза $b_{n \max} = t_z - b_z$. Ввиду больших значений I_a и магнитного потока Φ , создающих тяговый момент, глубина паза ТЭД значительна и составляет $h_n = (0,08 \dots 0,12) \tau \leq 50 \text{ мм}$ (где $\tau = \pi D_a / (2p)$ – полюсное деление), а ширина определяется соотношением $h_n / b_n \approx 4 \dots 6$, как правило, $h_n / b_n \approx 5$. Точно размер паза находится после выбора элементарного проводника, из которого формируется секция обмотки.

Для снижения эффекта вытеснения тока в проводниках якоря и уменьшения сопротивления обмотки якоря r_a размер проводника в вертикальном направлении $h_{np} \leq 6 \text{ мм}$ (ГОСТ 434). Соотношение сторон элементарного проводника примерно $3 \dots 4$, при этом для снижения добавочных потерь площади сечения элементарного проводника $q_{np} \leq 20 \text{ мм}^2$.

В результате, окончательные размеры следующие:

$$b_n = u b_{np} + b_{из} + \Delta;$$

$$h_n = 2 n a_{np} + h_{кл} + 2 h_{из} + \Delta_{np} + \Delta,$$

где u и n – число элементарных проводников в секции обмотки соответственно в горизонтальном и вертикальном направлениях; $h_{кл} = 5 \text{ мм}$ – высота клина; $b_{из}$, $h_{из}$ – соответ-

венно ширина и высота изоляции секции обмотки по ширине и высоте катушки; $\Delta_{пр}$ – суммарная высота прокладок паза; $\Delta = 0,5$ мм – зазор на укладку обмотки.

В качестве изоляции ТЭД используется стеклянная и стеклослюдинитовая лента и полотно, полиамидная пленка или изоляция Kapton толщиной 0,09...0,11 мм.

Витковую изоляцию выполняют одним слоем вполуперекрышу. Корпусная изоляция является основной; ее толщина зависит от максимального напряжения ТЭД, приведенного ниже.

Напряжение по отношению к корпусу, В	750	1000
Толщина корпусной изоляции на две стороны, мм	1,1	1,54

Покровная изоляция является защитной для корпусной изоляции и выполняется из стеклоленты (или стеклополотна) одним слоем вполуперекрышу.

Прокладки между секциями, клином и дном паза выполняются из миканита или электротехнического картона толщиной 0,5 мм.

Расчет магнитной цепи. Его выполняют исходя из того, что продолжительному режиму работы ТЭД соответствует его ненасыщенное состояние, а в соответствии с ГОСТ 2582 по условиям изготовления ТЭД допускается отклонение частоты вращения якоря от номинального значения на $\pm 3\%$. Поэтому расчетное значение магнитного потока

$$\Phi_{\infty} = 1,03 \frac{0,96 U_{\infty}}{c_e n_{\infty}},$$

где $c_e = \frac{2p}{2a} N$ – машинная постоянная ТЭД;

n_{∞} – частота вращения якоря на продолжительном режиме, c^{-1} .

В связи с тем, что диаметр D_a ограничен допустимым габаритом, значение Φ_{∞} определяет минимальную активную длину якоря

$$l_a \geq \frac{\Phi_{\infty}}{b_{Z1/3} \frac{Z}{2p} \alpha_{\delta} k_{ст} B_{Z\infty}},$$

где $b_{Z1/3}$ – ширина зубца якоря на высоте 1/3 от дна паза (это сечение соответствует сред-

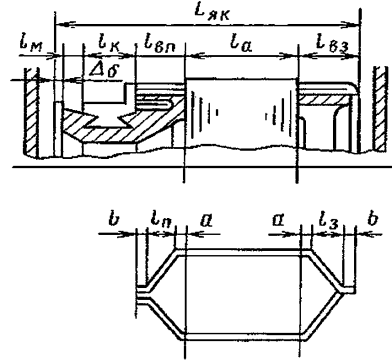


Рис. 6.1.3. К определению длины якоря ТЭД

нему значению индукции по высоте зубца); $k_{ст} \approx 0,92...0,94$ – коэффициент шихтовки стали сердечника якоря; $B_{Z\infty} \approx 2,0$ Тл.

В то же время (рис. 6.1.3),

$$l_a \leq L_{як} - (l_{вп} + l_{вз} + l_k + l_m),$$

где $L_{як}$ – допустимая по габариту длина якоря; с учетом того, что колесные пары тепловозов имеют односторонний привод $L_{як} \leq 0,42$ м; $l_{вп}$ – вылет передней лобовой части обмотки якоря; $l_{вз}$ – вылет задней лобовой части обмотки; l_k – полная длина коллектора; l_m – часть длины нажимной шайбы, выступающей за длину коллектора (приведена ниже).

Напряжение ТЭД относительно корпуса

$U_{корп}$, В	500...800	800...1200
Вылет изоляционной манжеты коллектора		
l_m , мм	25	32

Суммарный размер вылетов косых частей обмотки

$$l_{вп} + l_{вз} = (0,4...0,5) \frac{\pi D_a}{2p}.$$

Геометрия якоря определяется его активной высотой

$$h_a \geq \frac{\Phi_{\infty}}{2B'_a l_a k_{ст}},$$

где B'_a – ориентировочное значение индукции в ярме якоря (принимается в зависимости от частоты перемагничивания ярма якоря); с целью снижения потерь в стали

$B'_a = 1,4...1,6$ Тл при $2p = 4$; $B'_a = 1,2...1,4$ Тл при $2p = 6$.

Для охлаждения обмотки и ярма якоря в нем выполняются аксиальные воздушные каналы диаметром $d_k = 20...30$ мм. Число рядов каналов $n_k = 1...2$. Если $n_k = 2$, то каналы размещают в шахматном порядке с расстоянием между их центрами $(2...3) d_k$; по условию механической прочности $\Delta_k \geq d_k$ (рис. 6.1.4).

Конструктивная высота сердечника якоря

$$h'_a = h_a + 0,5 n_k d_k,$$

где активная высота

$$h_a = 0,5(D_a - 2h_z - D_i - 1,33 n_k d_k).$$

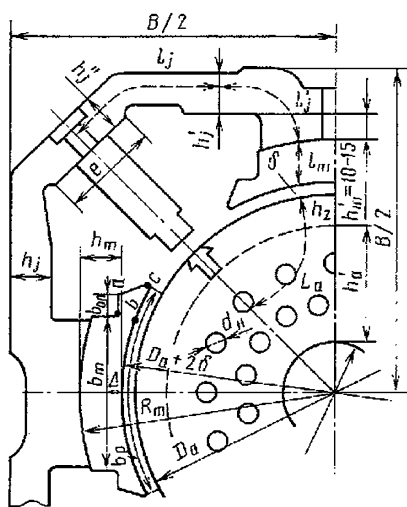
Внутренний диаметр шихтованной части сердечника якоря

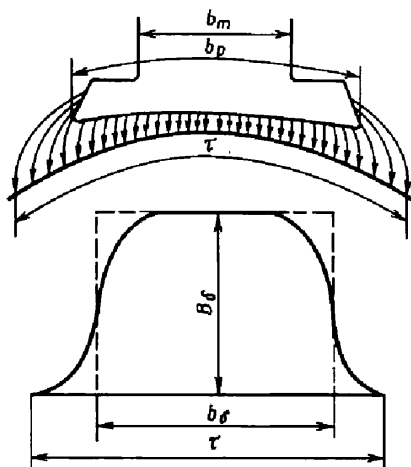
$$D_i = D_a - 2(h_z + h'_a).$$

Он является одновременно внешним диаметром втулки якоря, на которую устанавливают шихтованное тело сердечника, $d_{вт} = D_i$. Диаметр втулки зависит от диаметра вала ТЭД:

$$d_{вт} = d_v + 2\Delta_{вт},$$

где $\Delta_{вт} = 15...20$ мм – односторонняя толщина втулки.





6.1.5. Сердечник главного полюса ТЭД постоянного тока

Предварительные значения σ , принимаемые в зависимости от параметров магнитной системы, приведены ниже.

Параметр $2p$	4	6
Полюс без компенсационной обмотки	1,1	1,15
Полюс с компенсационной обмоткой	—	1,25

Переход сердечника главного полюса в полюсный наконечник намечают таким образом, чтобы плоскость заплечников, на которые опирается катушка, отстояла от плоскости полюсного наконечника на расстояние $\Delta \geq 4 \dots 6$ мм (см. рис. 6.1.4). При этом значение индукции у основания рога (в сечении ab)

$$B_{ab} = \frac{bc}{ab} B_{\delta} \leq 2,2 \text{ Тл (магнитным рассеянием}$$

с рога из-за небольшой его высоты пренебрегают). Ширина опорной полочки определяется возможностью закрепления на ней катушки: $b_{оп} = (0,15 \dots 0,20) b_m$.

При наличии компенсационной обмотки и равномерном воздушном зазоре $\delta_{гл}$ связь между расчетной полюсной дугой b_{δ} и геометрической b_p может быть определена выражением: $b_{\delta} = b_p + 2\delta$ (рис. 6.1.6). Особенностью укладки обмотки в полюсные наконечники является то, что первый зубец имеет минимальную по механической прочности ширину 4...5 мм; это затрудняет проникновение потока в зону коммутации.

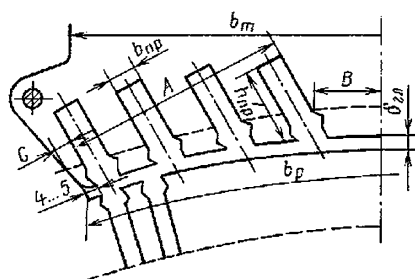


Рис. 6.1.6. Геометрия полюсного наконечника ТЭД с компенсационной обмоткой

Размеры паза в полюсном наконечнике (его высота $h_{пко}$ и ширина $b_{пко}$) определяются сечением проводника обмотки. Проводники в пазу, если их несколько, располагают рядом по ширине паза. Изоляция пазовой части компенсационной обмотки такая же, как пазовой части обмотки якоря.

Ширина зубцов полюсного наконечника должна приниматься такой, чтобы индукция в расчетном сечении (на высоте $\frac{1}{3} h_{пко}$ от головки зубца полюсного наконечника) $B_{Zко} \leq 2 \text{ Тл}$.

Резльтирующая ширина расчетного сечения полюсных наконечников

$$\sum b_{Zко} = 2 \left[\left(A - \frac{1}{2} n_{пко} b_{пко} \right) + \frac{1}{2} B + C \right] k_{ст},$$

где A — ширина катушки с учетом зубцов полюсного наконечника; B и C — ширина соответственно среднего и крайнего зубца полюсного наконечника; $n_{пко}$ — число пазов полюсного наконечника.

Обычно длина полюсного наконечника $l_n = l_m = l_a$; однако если индукция в его зубцах оказывается чрезмерно большой, то длину полюса увеличивают: $l_n = l_m = l_a + (10 \dots 15) \text{ мм}$.

Ориентировочную высоту сердечника полюса (при неизвестных параметрах катушки главного полюса) принимают в зависимости от значения $2p$ (см. рис. 6.1.5): $h_m = (0,2 \dots 0,25) \tau$ при $2p = 4$; $h_m = (0,3 \dots 0,35) \tau$ при $2p = 6$.

Окончательное значение h_m устанавливается после расчета параметров обмотки возбуждения и компоновки ТЭД.

Геометрия остова (яра). Остов является наиболее сложным узлом ТЭД, так как

при значительных габаритах имеет множество внутренних приливов при высоком классе обработки их поверхностей. Это требование вызвано необходимостью обеспечить плотное соединение ярма с сердечниками полюсов; в противном случае возникает значительное сопротивление магнитному потоку, а следовательно, снижение ее мощности.

В настоящее время для упрощения технологии изготовления станины применяют сварные остовы в форме цилиндра.

Диаметр внутренней поверхности цилиндрического остова $D_c = D_a + 2(\delta + h_m)$. Соотношение $D_a / D_c = 0,65 \dots 0,75$ при $2p = 4$ и $D_a / D_c = 0,7 \dots 0,8$ при $2p = 6$.

Для ТЭД опорно-осевого подвешивания значение D_c следует согласовать со значением централи.

Внешний диаметр остова

$$D_o = D_a + 2(\delta + h_m + h_j),$$

где $h_j \approx 0,45b_m$ – радиальная толщина остова (см. рис. 5.1.4).

Оценить правильность принятого габарита остова можно по соотношению $D_a \leq 0,55 D_o$ при $2p = 4$ и $D_a \leq 0,65 D_o$ при $2p = 6$. Кроме того, значение внешнего диаметра остова должно быть таким, чтобы у него как у подрессоренного элемента нижняя точка отстояла от головки рельса не менее, чем на 0,15 м.

Длина расчетного сечения ярма предварительно определяется как $l_j = l_a + 0,4 D_a$. Таким образом, расчетная площадь сечения остова $S_j = h_j l_j$.

По ярму ТЭД одновременно проходят магнитные потоки главных и добавочных полюсов. Чтобы магнитная цепь не насыщалась в ярме на участках сложения этих потоков, необходимо, чтобы индукция от основного потока

$$B_j = \frac{\sigma \Phi_\infty}{2S_j} \leq 1,4 \text{ Тл.}$$

После компоновки ТЭД необходимо проверить, чтобы на участках сложения потоков

$$B'_j = \frac{\sigma \Phi_\infty + \Phi_{md}}{2S_j} \leq 1,55 \text{ Тл,}$$

где Φ_{md} – магнитный поток сердечника.

Литой остов ТЭД имеет, как правило, форму восьмигранника (рис. 6.1.4). Так как внутренняя полость остова не круглая, ее нельзя обрабатывать сплошной расточкой, которой обрабатываются лишь приливы остова под посадку главных полюсов; поверхности под посадку сердечников добавочных полюсов, расположенные на узких гранях остова, плоские и их обрабатывают стружкой.

Толщина остова в местах расположения главных полюсов $h'_j = 1,1 S_j / l_j$: ее делают больше, чем у добавочных, так как по остову у главных полюсов замыкается не только основной поток, но и поток рассеяния.

Высота и ширина остова B предварительно задается соотношением $D_a \leq 0,65 B$. Длина утолщенной части остова, по которой проходит магнитный поток, не может быть меньше $l_{j \min} = l_a + 0,8t$. Индукция, как и при цилиндрическом остове,

$$B_j = \frac{\sigma \Phi_\infty}{2S_j} \leq 1,4 \text{ Тл,}$$

где S_j – площадь сечения магнитопровода в станине.

Окончательно высота ярма литой станины $B = D_a + 2(\delta + h_m + h'_j)$.

Радиус расточки остова под главные полюсы $R_m = 0,5 D_a + \delta + h_m$.

Высота приливов составляет 10...15 мм, а ширина из-за отсутствия обработки их боковых граней меньше ширины сердечника, т.е. $b'_m = b_m - (3 \dots 4)$ мм, при наличии обработки боковых граней $b'_m = b_m - (1 \dots 2)$ мм. Ширина плоскостей под установку добавочных полюсов $e \approx (0,14 \dots 0,15) B$.

Определение результирующей намагничивающей силы. Магнитную цепь ТЭД разбивают на участки, в которых значения магнитной индукции можно считать постоянными. Чаще всего таких участков пять: ярмо статора, сердечник главного полюса, воздушный зазор, зубцовая часть якоря, ярмо якоря. По сечениям характерных участков определяют значения индукции B_i и напряженности H_i , которые нужно в них создать, чтобы обеспечить требуемое значение Φ_∞ , а по значениям H_i рас-

считывается требуемая намагничивающая сила обмотки возбуждения на режиме холостого хода

$$F_0 = \sum_N H_i L_i,$$

где L_i – длина участка, соответствующая значению B_i .

Так как при последовательном возбуждении ТЭД сила тока возбуждения $I_{b\infty}$ однозначно определена значениями $I_{a\infty}$ и A , то расчетной величиной являются параметры обмотки возбуждения: число витков, приходящиеся на один полюс w_B .

Если катушка главного полюса располагается на составном сердечнике, часть которого является приливом станины, а вторая часть – шихтованной вставкой (см. рис. 6.1.4), то падения магнитного напряжения для этих участков (соответственно $\Delta H'_m h'_m$ и $\Delta H_m L_m$) целесообразно определять отдельно.

В месте стыка шихтованной проставки полюса и расточки ярма всегда существует некоторый зазор, который увеличивает магнитное сопротивление. На преодоление этого сопротивления следует предусмотреть дополнительную намагничивающую силу $F'_m = 10^{-4} H'_m$.

Участок ярма машины подразделяют на две части: основную длиной L_j , и переход к сердечнику полюса L'_j , где индукция

$$B'_j = \frac{\sigma \Phi_\infty}{2h_j(l_m + b_m)}.$$

При наличии в ТЭД компенсационной обмотки сердечник полюса разделяют по высоте, выделяя зубцовый слой полюсного наконечника $h_{Z\text{ко}}$. Для этой зоны определяют требуемые значения индукции $B_{Z\text{ко}}$, напряженности $H_{Z\text{ко}}$ и падения магнитного напряжения $F_{Z\text{ко}}$, участвующие в создании основного потока. Индукция в зубцах полюсного наконечника не должна превышать $B_{Z\text{ко}} = 1,8 \dots 1,9$ Тл.

Основным узлом магнитной цепи ТЭД является зубцовый слой якоря, так как из-за малости сечения магнитной цепи он насыщается в первую очередь. Поскольку зубцы ярма ротора имеют трапецидальную форму, индукция по их высоте меняется значительно.

Поэтому расчет падения магнитного напряжения в этом сечении определяется по усредненному значению напряженности, которое определяется по формуле Симпсона:

$$H_Z = (H_{Z\text{min}} + 4H_{Z\text{cp}} + H_{Z\text{max}})/6,$$

где $H_{Z\text{min}}$; $H_{Z\text{cp}}$; $H_{Z\text{max}}$ – напряженность магнитного поля соответственно в головке, среднем сечении зубца и в ножке.

Если не требуется особая точность, то при незначительной разнице в сечениях зубца по его высоте расчет можно вести по напряженности $H_{Z1/3}$ в сечении $S_{Z1/3}$, отстоящем от его основания на $1/3 h_Z$.

В табл. 6.1.2 приведены зависимости для расчета параметров магнитопроводов ТЭД.

Суммируя значения падения магнитного напряжения на отдельных участках магнитной цепи, определяют требуемое значение намагничивающей силы при работе машины на холостом ходу (без размагничивающего действия реакции якоря):

$$F'_0 = F_{Z1/3} + F_a + F_{Z\text{ко}} + F_m + F'_m + F'_j + F_j + F_8.$$

С учетом допустимого отклонения частоты вращения якоря от номинального значения, намагничивающая сила на холостом ходу

$$F'_0 = 1,03(F_{Z1/3} + F_a + F_{Z\text{ко}} + F_m + F'_m + F'_j + F_j + F_8).$$

При работе под нагрузкой якорь создает свое магнитное поле, характеризующееся намагничивающей силой F_p , которое уменьшает результирующую намагничивающую силу. Для компенсации намагничивающей силы якоря (компенсации реакции якоря) основная намагничивающая сила должна быть увеличена на величину F_p :

$$F_b = F'_0 + F_p.$$

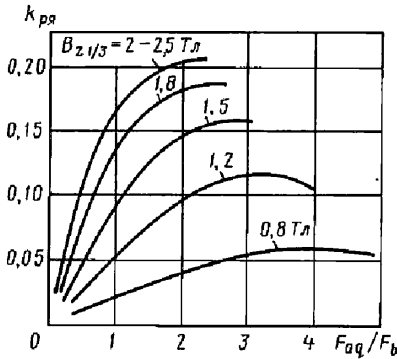
Степень искажения основного магнитного поля магнитным полем якоря зависит от соотношения намагничивающих сил этих полей и насыщения зубцового слоя якоря. Поэтому расчет результирующей намагничивающей силы выполняется, как правило, на основании опытных зависимостей коэф-

6.1.2. Зависимости для расчета параметров магнитной цепи ТЭД постоянного тока

Наименование участка	Магнитный поток, Вб	Расчетная площадь, м ²	Длина участка, м	Индукция на участке, Тл	Напряженность магнитного поля на участке, А/м*	Падение магнитного напряжения на участке, А
Зубцы якоря	Φ_z	$S_{z/3} = \frac{Z}{2p} b_{z/3} l a k_{cp} \alpha$	h_z	$B_{z/3}$	$H_{z/3} (B_{z/3})$	$F_{z/3} = B_{z/3} h_z$
Сердечник якоря	$0,5 \Phi_z$	$S_a = l_a k_{cp} \frac{D - D_1 - 2h_z - 1,33m}{2} \frac{d_k}{k}$	$L_a = \frac{\pi(D_a - 2h_z - h_a)}{2 \cdot 2p}$	B_a	$H_a (B_a)$	$F_a = H_a L_a$
Зубцы полюса	$\sigma_{ко} \Phi_z$	$S_{zко} = l_m k_{cp} \sum b_{zко}$	$h_{zпр}$	$B_{zко}$	$H_{zко} (B_{zко})$	$F_{zко} = H_{zко} h_{zпр}$
Сердечник полюса	$\sigma \Phi_z$	$S_m = b_m l_m k_{cp} k_{cp}$	$L_m = (0,2...0,25) \tau$	B_m	$H_m (B_m)$	$F_m = H_m l_m$
Сыск полюса с ярым станины	$\sigma \Phi_z$	$S'_m = h_m l_m k_{cp} k_{cp}$	$L'_m = 10^{-4}$	B'_m	$H'_m (B'_m)$	$F'_m = H'_m l'_m$
Переход ярмо-полюс	$\sigma \Phi_z$	$S'_j = h_j (l_m + b_m)$	$L'_j = b_m / 2$	B'_j	$H'_j (B'_j)$	$F'_j = H'_j l'_j$
Станина	$0,5 \sigma \Phi_z$	$S_j = h_j l_j$	$L_j = \frac{\pi(D_a - h_j)}{2 \cdot 2p}$	B_j	$H_j (B_j)$	$F_j = H_j L_j$
Воздушный зазор	$\sigma \Phi_z$	$S_\delta = \frac{\pi(D_a + \delta)}{2p}$	δ	B_δ	$H_\delta = B_\delta / \mu_0^{**}$	$F_\delta = H_\delta \delta$

* Напряженность магнитного поля в зависимости от значения индукции определяется по кривой намагничивания для соответствующей марки стали.

** $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}$ Г/м – магнитная проницаемость воздуха.



6.1.7. Зависимости коэффициента реакции якоря $k_{ря}$ от относительного значения намагничивающей силы якоря F_{aq}/F_b

коэффициента реакции якоря от относительного ее значения в якоря, определяемого для различных значений B_z (рис. 6.1.7):

$$k_{ря} = f\left(\frac{F_{aq}}{F_b}\right),$$

где $F_{aq} = I_a \frac{w_a}{2p}$ — намагничивающая сила

якоря по поперечной оси на геометрической нейтральной, т.е. у границ полюсного деления, где она принимает максимальное значение; w_a — число витков обмотки якоря.

При использовании этого метода, выражение для определения основной намагничивающей силы ТЭД представляется в виде нелинейного уравнения

$$F_b = F'_0 + F_p = F'_0 + k_{ря} \left(\frac{F_{aq}}{F_b} \right) F_{aq},$$

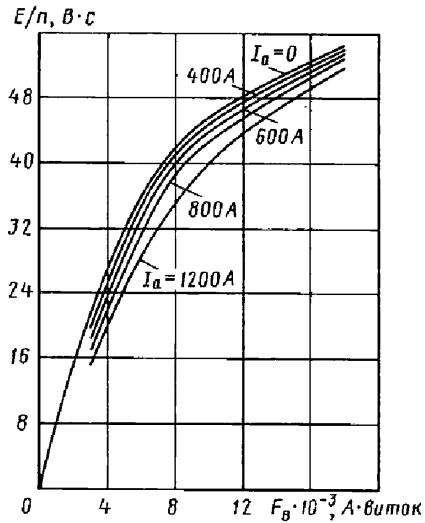
которое решается методом итераций.

С учетом этого, закон полного тока для магнитной цепи ТЭД принимает вид:

$$1,03 F_b = I_b w_b,$$

где I_b — сила тока обмотки возбуждения ТЭД; w_b — число витков обмотки возбуждения на полюс.

Итогом расчета магнитной цепи является построение нагрузочных характеристик ТЭД $\Phi = f(F_b)$ при $I_a = \text{var}$. Чаше нагрузочные характеристики представляют с учетом конструктивных параметров машины, т.е. $c_e \Phi = E/n = f(F_b)$ при $I_a = \text{var}$ (рис. 6.1.8), где



6.1.8. Нагрузочные характеристики постоянного тока ЭД-133 мощностью 305 кВт

$c_e = \frac{2p}{2a} N$ — конструктивная постоянная

ТЭД; E — ЭДС ТЭД.

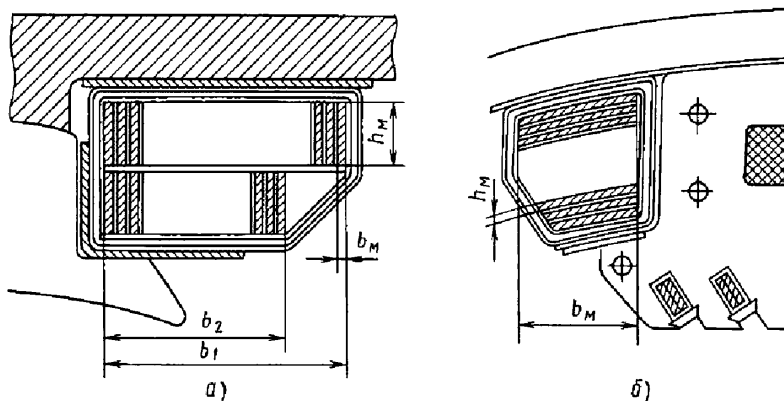
Параметры обмотки возбуждения. Их определяют с учетом того, что ТЭД имеют, как правило, последовательное возбуждение и $I_b = I_a$. Поэтому на основании результатов расчета магнитной цепи определяют число витков, обеспечивающих требуемое значение F_b ,

$$w_b = (F_b)_{\text{ном}} / I_{b\infty},$$

где $(F_b)_{\text{ном}}$ соответствует номинальному значению магнитного потока Φ_∞ .

При $2p = 4$ проводники катушек наматывают "плашмя" в два ряда с числом витков w_{b1} верхнего ряда и w_{b2} нижнего ряда (рис. 6.1.9, а). При этом для лучшего вписывания катушек добавочных полюсов нижний ряд катушки главного полюса (прилегающий к полюсным наконечникам) имеет меньше витков, чем верхний. При $2p = 6$ и сварной станине катушки главных полюсов целесообразно наматывать "на ребро"; для этого проводник катушки гнут по радиусу посадочной поверхности полюса (рис. 6.1.9, б).

Высота катушки складывается из высоты меди, межвитковой изоляции, двойной толщины внешней корпусной изоляции и толщины



6.1.9. Катушки главного полюса ТЭД при литой (а) и сварной (б)

прокладки между рядами $\Delta_{пр} = 2$ мм (если катушка двухрядная). Число слоев изоляции накладывается в соответствии с напряжением машины. Если катушка имеет изоляцию "Монолит", то корпусная изоляция выполняется из стеклослюдинитовой ленты толщиной $\Delta_c = 0,13$ мм или ленты Картон в четыре слоя вполуперекрышу (при напряжении до 1000 В).

При пропитке катушки возникает эффект ее "распухания", в результате чего ее высота и ширина увеличиваются на 3...6 % результирующей толщины изоляции.

Длина проводника катушки возбуждения

$$l_v = w_v l_{вср},$$

где $l_{вср}$ — средняя длина проводника витка.

Окончательно величина $l_{вср}$ устанавливается по чертежу. Ее ориентировочное значение может быть вычислено исходя из параметров сердечника. При двухрядной катушке длина проводников следующая:

верхнего ряда

$$l_{1ср} = 2(l_m + b_m) + \pi b_1;$$

нижнего ряда

$$l_{2ср} = 2(l_m + b_m) + \pi b_2,$$

где b_1 и b_2 — ширина катушек верхнего и нижнего рядов (рис. 6.1.9, а).

Общая длина проводников обмотки возбуждения

$$L_v = 2p(w_{v1} l_{1ср} + w_{v2} l_{2ср}).$$

Если катушка наматывается на узкое ребро проводника, то

$$l_v = 2[(l_m + 0,015) + (l_m + 0,005)] + \pi b_m,$$

где b_m — ширина проводника обмотки.

Общая длина обмотки возбуждения

$$L_v = 2pw_v l_v.$$

Сопротивление обмотки возбуждения

$$r_v = \frac{\rho_m L_v}{q_{ов} k_{подр}} [1 + \alpha (T_p - 20)],$$

где $\rho_m = (17,24...17,54) \cdot 10^{-3}$ Ом · мм²/м — удельное сопротивление электротехнической отожженной меди при температуре обмотки 20 °С; $q_{ов} = b_m h_m$ — площадь сечения проводника обмотки, мм²; h_m — высота проводника (рис. 6.1.9, б); $\alpha = 0,0038$ °С⁻¹ — удельный коэффициент температурного сопротивления меди; T_p — расчетная температура обмотки; для ТЭД принимается $T_p = 115$ °С; $k_{подр}$ — коэффициент подреза обмоток, наматываемых на узкое ребро; если высота подреза больше 1/2 высоты катушки, то $k_{подр} = 0,95$; в противном случае $k_{подр} = 1$.

Масса меди катушки, кг,

$$m_v = 2p\lambda_m L_v q_{ов} 10^{-6},$$

где $\lambda_m = 8,9 \cdot 10^3$ кг/м³ — плотность электротехнической отожженной меди.

Параметры компенсационной обмотки.

Компенсационная обмотка в ТЭД предназначена для подавления поперечной реакции якоря в границах расчетной полюсной дуги b_δ , в результате чего удастся снизить межламелльное напряжение на 25 % в установившихся режимах

и на 40 % в переходных. Поэтому линейная нагрузка компенсационной обмотки $A_{\text{ко}} = A$. Для того чтобы намагничивающие силы всех компенсационных катушек были равны между собой, они включаются последовательно, т.е. число параллельных ветвей обмотки $a_{\text{ко}} = 1$; это условие определяет значение силы тока компенсационной обмотки $I_{\text{ко}} = I_a$. Как правило, число пазов для компенсационной обмотки $4 \leq Z_{\text{ко}} \leq 8$.

Степень компенсации обмоткой поперечной реакции якоря характеризуют величиной

$$v_{\text{ко}} = \frac{F_{\text{ко}}}{\alpha_{\delta} F_{aq}},$$

где $F_{\text{ко}} = I_{\text{ко}} w_{\text{ко}}$ – намагничивающая сила катушки компенсационной обмотки; $w_{\text{ко}}$ – число витков компенсационной обмотки.

Для снижения межламельного напряжения $v_{\text{ко}} \geq 1,03$.

Требуемое значение числа витков компенсационной обмотки

$$w_{\text{ко}} = v_{\text{ко}} \alpha_{\delta} F_{aq} / I_a.$$

Число эффективных проводников в пазу

$$N_{Z_{\text{ко}}} = I_{Z_{\text{ко}}} / I_{\text{ко}},$$

где $I_{Z_{\text{ко}}} \leq 1800 A$ – допустимая по условию охлаждения объема сила тока в пазу.

Площадь сечения проводника обмотки $q_{\text{ко}} = I_{\text{ко}} / j_{\text{ко}}$; для изоляции класса F и H $j_{\text{ко}} = 7 \dots 8 \text{ A/mm}^2$.

Средняя длина витка компенсационной обмотки

$$l_{\text{ко ср}} = 2(l_{\text{ко с}} + l_m),$$

где $l_{\text{ко с}}$ – длина лобовой части среднего витка, которая определяется в зависимости от ширины проводника обмотки $b_{\text{пр}}$, зазора между торцевыми частями катушек $\Delta_{\text{ко}}$ и вылета лобовых частей $a_{\text{ко}}$:

$$l_{\text{ко с}} = \tau_{\text{ко}} \left(1 - \frac{\alpha_{\delta}}{2} \right) + 2a_{\text{ко}} + 0,5 b_{\text{ко}} Z_{\text{ко}} + \Delta_{\text{ко}} (0,5 Z_{\text{ко}} - 1).$$

Для напряжения $U \leq 1000 \text{ В}$ зазор $\Delta_{\text{ко}} = 5 \text{ мм}$, $a_{\text{ко}} = 25 \text{ мм}$.

Сопротивление компенсационной обмотки

$$r_{\text{ко}} = \frac{\rho_m 2 p w_{\text{ко}} l_{\text{ко ср}}}{q_{\text{ко}}} \left[1 + \alpha (T_p - 20^\circ \text{C}) \right].$$

Масса меди обмотки, кг,

$$m_{\text{ко}} = 2 p \lambda_m l_{\text{ко ср}} q_{\text{ко}} \cdot 10^{-6}.$$

Параметры обмотки якоря. Точные размеры секции обмотки определяются при конструктивной проработке машины; для определения предварительного значения сопротивления используют приближенные зависимости.

Активная длина обмотки l_a устанавливается при расчете магнитной цепи ТЭД, а ее вылеты определяются режимами работы и технологическими возможностями изготовления секции. Передний вылет обмотки (рис. 6.1.10)

$$l_{\text{вп}} = l_{\text{п}} + a + b;$$

задний вылет обмотки

$$l_{\text{вз}} = l_3 + a + c + d,$$

где a – прямолинейный участок секции при выходе ее из паза, который зависит от напряжения относительно корпуса; $a = 19 \text{ мм}$ при $U_{\text{max}} \leq 750 \text{ В}$; $a = 25 \text{ мм}$ при $U_{\text{max}} > 750 \text{ В}$; b – прямолинейный участок проводников при подходе к коллектору; при вертикальной укладке проводников в пазу требуется поворот шинок проводов на угол $\pi/2$ и их расплющивание, поэтому длина участка поворота $b = 30 \dots 40 \text{ мм}$; $c = 2 \dots 5 \text{ мм}$ – прямолинейный участок у головки секции; d – размер головки катушки.

Значение d определяется высотой катушки якоря $h_{\text{кат}}$ и внутренним радиусом изгиба катушки $r = 5 \text{ мм}$: $d = r + h_{\text{кат}}$.

Длины косых участков лобовых частей определяются ориентировочно в зависимости от угла их наклона (рис. 6.1.10):

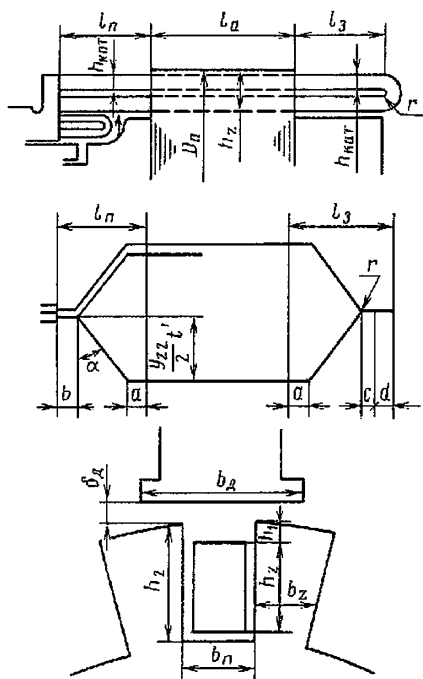
со стороны коллектора

$$l_{\text{п}} = \frac{y_{Z2}}{2} \frac{t'}{\cos \alpha};$$

со стороны привода

$$l_3 = \frac{y_{Z1}}{2} \frac{t'}{\cos \alpha},$$

где $t' = \pi (D_a - 2h_z) / Z$ – зубцовый шаг по дну паза в единицах длины.



6.1.10. Секция обмотки якоря ТЭД постоянного тока

Угол α принимается таким, чтобы зазор между соседними катушками был $\delta_a \geq 0,3$ мм. При таком условии, как правило, $\alpha = 27 \dots 32^\circ$. Для предварительных расчетов значение α определяют из соотношения: $\sin \alpha = b_k + \delta_a$.

Длина 1/2 витка катушки

$$l_N = l_a + 2a + l_n + l_z + b + c + d.$$

Общая длина проводника обмотки якоря $L_N = N l_N$, а ее сопротивление

$$r_a = \frac{\rho_m L_N}{q_a (2a)^2} \left[1 + \alpha (T_p - 20^\circ \text{C}) \right],$$

где q_a – площадь сечения проводника обмотки. Масса меди обмотки якоря, кг,

$$m_a = 10^{-6} \lambda_m L_N q_a.$$

Для компенсации неравенства ЭДС в параллельных ветвях обмотки якоря в нем укладываются уравниватели. Каждый уравниватель соединяет p равнопотенциальных точек, кото-

рые находятся на расстоянии шага уравнивательных соединений

$$y_y = K/p.$$

Уравниватели размещают под якорной обмоткой со стороны коллектора, впаявая их в шлицы соответствующих коллекторных пластин. Площадь сечения уравнивателей ТЭД определяют по формуле

$$q_y = (0,1 \dots 0,15) u_k q_a / u_y \approx (0,2 \dots 0,3) q_a,$$

где u_k – число коллекторных пластин на паз; u_y – число уравнивателей на паз.

Параметры добавочных полюсов. Они определяются значением реактивной ЭДС, расчет которой выполняется преимущественно по методу А.Б. Иоффе. Этот метод предполагает, что процесс коммутации – прямолинейный, при котором среднее значение реактивной ЭДС, В,

$$e_r = \frac{2\Phi_\sigma}{T_k} w_c,$$

где Φ_σ – поток рассеяния, сцепленный с коммутируемой секцией с числом витков w_c , Вб; $T_k = b_k / v_k$ – период коммутации, с; b_k – ширина коммутационной зоны; v_k – линейная скорость на поверхности коллектора.

Поток рассеяния, сцепленный с секцией обмотки,

$$\Phi_\sigma = 2(i_a 2u_k w_c) \lambda l_a,$$

где $i_a 2u_k w_c = F_u$ – объем тока в пазу (от 1/2 секции); λ – результирующая проводимость рассеяния секции обмотки; w_c – число витков одной секции.

Составляющими проводимости рассеяния $\lambda = \lambda_{n1} + \lambda_{n2} + \lambda_k + \lambda_d$ являются:

паза над медью (через изоляцию и клин)

$$\lambda_{n1} = \mu_0 (h_1 / b_n);$$

паза через медь

$$\lambda_{n2} = \mu_0 k_1 (h_2 / 3b_n);$$

по коронкам зубцов (дифференциальное рассеяние)

$$\lambda_k = \mu_0 \frac{b_d - b_n}{4\delta_d k_{\delta d}};$$

лобовых частей при немагнитных бандажах

$$\lambda_{\text{л}} = 0,37\mu_0 \frac{l_{\text{л}}}{l_a} \lg \left(1 + \frac{\pi\tau}{4h_z} \right),$$

где h_1 – высота паза, не заполненная медью; h_2 – высота паза, заполненная медью; b_d – ширина наконечника добавочного полюса; ориентировочно $b_d = (1,0 \dots 1,5) t_1$; δ_d – воздушный зазор под добавочным полюсом; ориентировочно $\delta_d = \delta_0 + (0 \dots 3)$ мм; $l_d = l_{\text{п}} + l_3$ – результирующая длина лобовых частей 1/2 секции;

$$k_{\delta_d} = \frac{t_1 + 10\delta_d}{b_z + 10\delta_d} - \text{коэффициент воздушного}$$

зазора; τ – полюсное деление сектора.

В тепловозных ТЭД проводники в пазу располагаются, как правило, вертикально, ширина зоны коммутации при такой укладке проводника

$$b_k = \left(\gamma + u_k + \varepsilon_k - \frac{a}{p} \right) t'_k - (u_k - 1)t' + b_{\text{пр}},$$

где γ – число коллекторных пластин, перекрываемых щеткой, $\varepsilon_k = \left(\frac{Z}{2p} - y_{z1} \right) u_k$ – укорочение шага обмотки в коллекторных делениях; $t'_k = t_k D_a / D_k$ – коллекторное деление, приведенное к диаметру якоря.

На номинальном режиме работы реактивная ЭДС не должна превышать значения $e_{r \max} \leq 4$ В.

Для уравнивания реактивной ЭДС необходимо, чтобы коммутирующая ЭДС ее компенсировала: $e_k = e_r$. Вследствие того, что $e_r \cong I_a$, величина $e_k = B_k 2l_a w_c v_a$ также должна быть пропорциональна I_a , т.е. $B_k \cong I_a$, что возможно лишь при ненасыщенной магнитной цепи ТЭД, когда индукция в зоне коммутации не достигает предельных значений $B_{k \max} < 1,2$ Тл при максимальной нагрузке двигателя.

С учетом значения реактивной ЭДС коммутирующая индукция $B_k = \frac{e_r}{2l_a w_c v_a}$, а не-

обходимое значение магнитного потока в зоне коммутации $\Phi_k = B_k l_a b_{\delta_d}$ (как правило, длина сердечника добавочного полюса ($l_{md} = l_a$)). Для регулирования величины Φ_k изменяют

воздушный зазор магнитной цепи добавочного полюса. Чтобы не увеличивать поток рассеяния между якорем и наконечником добавочного полюса, дополнительно создают зазор δ_j между сердечником добавочного полюса и станиной (рис. 6.1.11).

Поскольку намагничивающая сила добавочных полюсов F_d должна компенсировать намагничивающую силу реакции якоря по поперечной оси F_{aq} и создать нужный поток в зоне коммутации F_{δ_d} , ее можно представить в виде:

$$F_d = F_{aq} + F_{\delta_d};$$

при наличии компенсационной обмотки

$$F_d = F_{aq} + F_{\delta_d} - F_{ko},$$

где F_{ko} – намагничивающая сила компенсационной обмотки.

Намагничивающая сила якоря по поперечной оси на геометрической нейтрали (у краев полюсного деления)

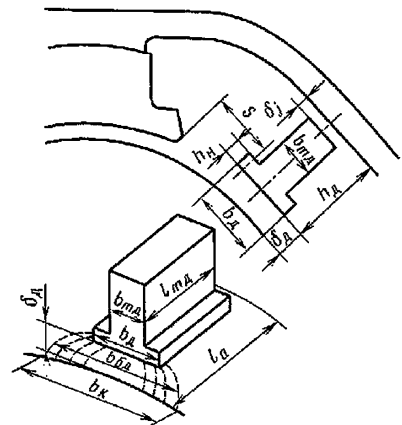
$$F_{aq} = 0,5 \tau A = I_a w'_c,$$

где $w'_c = \frac{N}{8pa}$ – число витков секции обмотки якоря, отнесенное к одному полюсу.

Величина

$$F_{\delta_d} = F_{\delta_d}^0 + F_{\delta_j},$$

где падения магнитного напряжения на основном воздушном зазоре под сердечником добавочного полюса $F_{\delta_d}^0 = \frac{1}{\mu_0} B_k \delta_k k_{\delta_d}$ и на воз-



6.1.11. Добавочный полюс ТЭД

душном зазоре между сердечником полюса и станиной $F_{\delta i} = \frac{1}{\mu_0} B_{\delta d} \delta_j k_{\delta j}$; B_k и B_δ – индукции соответственно в основном и дополнительном воздушных зазорах; $k_{\delta j}$ – коэффициент дополнительного воздушного зазора; $k_{\delta j} = 1$, так как поверхности дополнительного зазора гладкие.

Величину B_k определяют по значению e_r , а индукция в дополнительном воздушном зазоре с учетом явления краевого эффекта ("распушения" магнитного потока)

$$B_{\delta j} = B_{md} \frac{b_{md}}{b_{md} + 2\delta_j},$$

где $B_{md} = \frac{\Phi_{md}}{b_{md} l_{md} k_c}$ – индукция в сердечнике добавочного полюса; Φ_{md} – магнитный поток в сердечнике добавочного полюса.

Для нормальной коммутации на номинальном режиме работы (с учетом двойной перегрузки по номинальному режиму) $B_{md} \leq 0,7$ Тл, а магнитный поток в сердечнике добавочного полюса должен быть не меньше, чем требуемое значение потока в зоне коммутации Φ_k и потока рассеяния добавочного полюса $\Phi_{\sigma d}$:

$$\Phi_{md} = \Phi_k + \Phi_{\sigma d}.$$

Для определения потока рассеяния А.Б. Иоффе предлагается зависимость

$$\Phi_{\sigma d} = 0,5(F_{\delta d} + F_{aq} - F_{ko}) \lambda_{\sigma d} (l_a + l_{md}),$$

где проводимость потока рассеяния определяется высотой полюса h_d и расстоянием между полюсными наконечниками главного и добавочного S :

$$\lambda_{\sigma d} \approx \mu_0 0,8 h_d / S.$$

Коэффициент рассеяния добавочного полюса $\sigma_d = \Phi_{md} / \Phi_k$; для ТЭД с компенсационной обмоткой $\sigma_d \approx 2$; для ТЭД без компенсационной обмотки $\sigma_d \approx 3 \dots 4$.

По значению Φ_{md} устанавливают требуемую ширину сердечника полюса

$$b_{md} = \frac{\Phi_{md}}{B_{md} l_{md} k_c},$$

а по значениям $F_{\delta j}$ и b_{md} – точное значение дополнительного воздушного зазора:

$$\delta_j = \frac{F_{\delta j} b_{md}}{\frac{1}{\mu_0} B_{md} b_{md} - 2 F_{\delta j}}.$$

Число витков обмотки на полюс

$$w_d = \frac{F_d}{(I_a / a_d)},$$

где a_d – число параллельных ветвей обмотки.

Как правило, катушки всех добавочных полюсов включаются последовательно в одну параллельную ветвь и $a_d = 1$. Площадь сечения проводника $q_d = I_a / (a_d j)$. Размеры проводника определяют исходя из компоновки катушки в ТЭД. Катушки наматывают на узкое ребро из медной шины без дополнительной изоляции. В качестве изоляции используют прокладки из асбеста толщиной 0,5 мм, закладываемые между отдельными виткам. Основную корпусную изоляцию выполняют в зависимости от напряжения относительно земли.

Длина проводника одного витка

$$l_d = 2l_{md} + \pi(b_{md} + b_{кат}),$$

где $b_{кат} = b_m + \Delta_{из} + 2$ мм – ширина катушки.

Сопротивление цепи добавочных полюсов

$$r_d = 2\rho r_m \frac{l_d w_d}{q_d a_d} [1 + \alpha(T_p - 20)],$$

а масса меди, кг,

$$m_d = \lambda_m 2\rho l_d w_d q_d \cdot 10^{-6}.$$

Параметры щеточно-коллекторного механизма. Длина рабочей части коллектора L_k определяется числом и размерами щеток в одном щеткодержателе. В ТЭД щеткодержателей $g = 2\rho$.

Необходимая контактная площадь поверхности щеток одного щеткодержателя определяется номинальной нагрузкой:

$$S_{щ} = \frac{I_{a\infty}}{j_{щ} g/2},$$

где $j_{щ}$ – плотность тока под щеткой; $j_{щ} = 10 \dots 12$ А/см².

Ширина контактной поверхности щеток $B_{щ}$ определяет ширину зоны коммутаций t_k . Чтобы в зону коммутации не проникало поле главных полюсов,

$$B_{щ} \leq 0,55 \frac{D_k}{D_a} \tau (1 - \alpha_\delta) - t_k \left(u_k + \varepsilon_k - \frac{a}{p} \right).$$

Для лучшего контакта с поверхностью коллектора щетку делают составной из нескольких щеток:

$$L_{щ} = n b_{щ},$$

где $L_{щ}$ – результирующая длина щеток в щеткодержателе; n – число щеток в щеткодержателе; $b_{щ}$ – ширина одной щетки. Значения $b_{щ}$ и $L_{щ}$ приведены ниже.

$b_{щ}$, мм ...	8	10	12,5	16,0	20	25
$L_{щ}$, мм ...	10;	12,5;	16;	20;	32;	32;
	12,5;	25;	20;	25;	40;	40
	16;	40	32;	32;	50	
	20		40;	40;		
			50	50		

На современных ТЭД в каждый щеткодержатель устанавливается по три составные щетки размером $(2 \times 12,5) \times 40 \times 60$ мм; при большем их числе значительно усложняется конструкция щеткодержателя.

Длина щетки $l_{щ}$ определяется из условия: $n b_{щ} l_{щ} \geq S_{щ}$. На тепловозных ТЭД $l_{щ} = 32; 40; 50$ мм.

После компоновки щеточного механизма определяют его степень искрения (рис. 6.1.12); в качестве фактора искрения А.Б. Иоффе предлагает величину

$$\Phi_{и} = \left(\frac{40}{D_k} \right)^{1,5} \frac{L_c i_k^2 v_k}{2 t_k l_{щ}},$$

где $L_c = 2 l_a \lambda_{пл} W_c \cdot 10^{-8}$ – индуктивность секции, Гн; i_k – разность между силой тока в параллельной ветви якоря и в коммутируемой короткозамкнутой секции (единица измерения длины см, v_k см/с).

Величина

$$i_k = \frac{(e_r - e_k) + k_r e_r}{R_{щ} + r_c},$$

где r_c – активное сопротивление секции;

$R_{щ} = \frac{\Delta U}{I_{щ}} \gamma$ – сопротивление контакта щетка–



Рис. 6.1.12. Зависимость степени искрения от фактора искрения $\Phi_{и}$

коллектор; ΔU – падение напряжения в двух переходных слоях щетка–коллектор; определяется по зависимости, представленной на рис. 6.1.13; $I_{щ}$ – сила тока в щеткодержателе; $k_r = (e_r - e_k)/e_r$ – коэффициент, учитывающий нескомпенсированную часть реактивной ЭДС; $k_r = 0,1$ при $u_k = 3; 5; 7$; $k_r = 0,18$ при $u_k = 4; 6$.

Степень искрения ТЭД не должна превышать 1,5.

Расчет электромеханических характеристик. Электромеханические характеристики ТЭД являются основными, на основании которых определяются частота вращения ротора n и тяговый момент M . Они представляют собой зависимости частоты вращения якоря n , электромагнитного момента $M_{эм}$ (или механического момента M_2) и коэффициента полезного действия η от силы тока якоря I_a при переменном значении напряжения на зажимах двигателя: $n = f(I_a)$; $M_{эм} = f(I_a)$; $\eta = f(I_a)$ при $U = P_{ном}/I_a$ и $I_{a \min} \leq I_a \leq I_{a \max}$.

Значения n и $M_{эм}$ рассчитываются по зависимостям $n = \frac{U - I_a(r_a + \alpha_B r_B + r_d)}{c_e(\alpha_B \Phi)}$ и

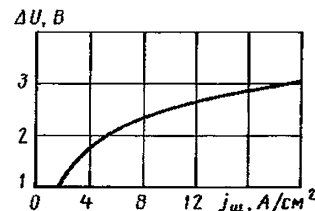


Рис. 6.1.13. Зависимость падения напряжения ΔU в переходных слоях коллекторно-щеточного механизма от $j_{щ}$

$M_{эм} = \frac{c_e}{2\pi} I_a (\alpha_b \Phi)$ с использованием нагрузочных характеристик ТЭД, из которых принимаются значения $c_e \Phi = f(I_b = \alpha_b I_a, I_a)$, полученные для соответствующих значений I_a (где α_b – коэффициент ослабления возбуждения). Как правило, для получения требуемого скоростного диапазона тепловоза при указанных ограничениях по U_{max} и $I_{a max}$ используют три ступени возбуждения: $\alpha_b = 1; 0,6; 0,35$.

Зависимость $\eta = (UI_a - \Delta P_{\Sigma}) / (UI_a)$ рассчитывается после определения суммарных потерь P_{Σ} в двигателе. Потери ТЭД P_{Σ} складываются из электрических потерь в обмотках $\Delta P_{эл}$, которые составляют приблизительно $0,8 P_{\Sigma}$; магнитных потерь в сердечнике $\Delta P_{ст}$; механических потерь в подшипниках $\Delta P_{мех}$; потерь на щеточно-коллекторном узле $\Delta P_{кол}$; добавочных потерь $\Delta P_{доб}$.

Электрические потери ТЭД

$$\Delta P_{эо} = (I_a)^2 (r_a + \alpha_b r_b + r_d).$$

Магнитные потери в ярме и зубцах сердечника якоря

$$\Delta P_{ст} = (2,4...2,7)(m_a p_a + m_z p_z),$$

где m_a и m_z – масса стали соответственно ярма якоря и зубцов якоря, кг; p_a и p_z – удельные потери соответственно в ярме сердечника якоря и зубцах якоря с учетом коэффициента ослабления возбуждения, Вт/кг;

$$p_a = \left[0,044 f_a + 5,6 \left(\frac{f_a}{100} \right)^2 \right] B_a^2;$$

$$p_z = \left[0,044 f_a + 5,6 \left(\frac{f_a}{100} \right)^2 \right] B_z^{2/3};$$

$f_a = pn$ – частота перемагничивания якоря, Гц.

Механические потери в подшипниках

$$\Delta P_{мех} = 0,002 P_{ном}.$$

Потери на щеточно-коллекторном узле

$$\Delta P_{кол} = \Delta P_{кол эл} + \Delta P_{кол мех},$$

где $\Delta P_{кол эл} = \Delta UI_a$ – потери в переходном контакте щетка-коллектор; $\Delta P_{кол мех} =$

$= k_{Тм} v_k p_{щ} S_{щ}$ – потери на трение щеток о коллектор; $k_{тр} = 0,15...0,17$ – коэффициент трения щеток о коллектор; $p_{щ} = 4,5 \cdot 10^4$ – давление щеток на коллектор, Па.

Добавочные потери складываются из потерь в меди (коммутационных и от главного пазового поля) и потерь в стали (от искажения магнитного поля, вызванного реакцией якоря), приблизительно определяются следующей зависимостью:

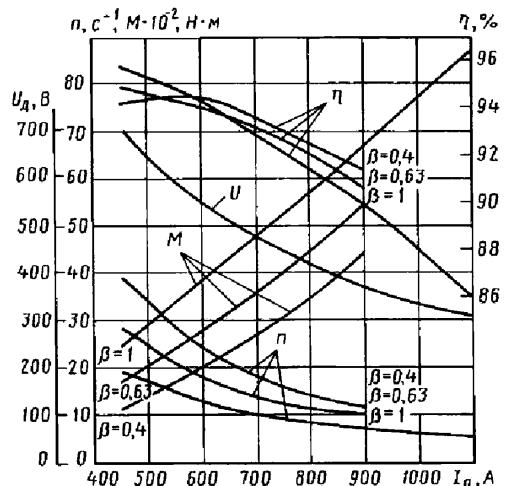
$$\Delta P_{доб} = k_d P_{ст},$$

где

$$k_d = \left[4,32 \cdot 10^{-7} \left[\frac{I_a}{I_{a\infty}} \right]^2 - 2,0 \cdot 10^{-4} \left[\frac{I_a}{I_{a\infty}} \right] + 0,22 \right] -$$

коэффициент добавочных потерь.

Расчет зависимостей $n = f(I_a)$; $M = f(I_a)$; $\eta = f(I_a)$ необходимо выполнить для всего диапазона изменения I_a при всех ступенях ослабления возбуждения ТЭД. Пример такого расчета – электромеханические характеристики ТЭД ЭДУ-133 (НПО "Привод"), приведенные на рис. 6.1.14.



6.1.14. Электротехнические характеристики ТЭД постоянного тока ЭДУ-1330 в режиме номинальной мощности 337 кВт при различных значениях коэффициента ослабления возбуждения β

Особенностью расчета тяговых генераторов переменного тока является то, что они имеют два номинальных режима: при максимально допустимом напряжении и при максимально допустимой силе тока. В остальном их расчет аналогичен расчету промышленных генераторов, работающих на преобразовательную установку.

6.1.2. ТЯГОВЫЕ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ ПЕРЕМЕННОГО ТОКА

Развитие силовой полупроводниковой техники обусловило внедрение на тепловозах асинхронных короткозамкнутых тяговых электродвигателей (АТД). Особенностью использования АТД в условиях тяги является его работа с переменными значениями частоты вращения ротора n и механического момента M_2 , которые изменяются в широких пределах. Значения коэффициентов регулирования по скорости АТД $k_v \approx 5$ и моменту $k_m \approx 5$.

Особенностью электродвигателей переменного тока является то, что они получают питание от инвертора, на выходе которого напряжение значительно отличается от синусоидального. Так как инвертор работает на противоЭДС статорной обмотки двигателя, имеющей синусоидальную форму, то ток в фазе определяется разницей между приложенным ступенчатым напряжением и синусоидальной противоЭДС.

На практике расчет параметров АТД выполняется для номинального режима, который соответствует пороговой скорости тепловоза v_n , в предположении, что двигатель работает от синусоидального источника напряжения. В дальнейшем при расчете характеристик двигателя учитывается, что напряжение на его входе имеет сложный гармонический состав, который определяется типом инвертора и характеристиками самого АТД.

Исходными данными для расчета АТД являются механическая мощность $P_{2\text{ ном}}$, номинальное значение линейного напряжения на входе $U_{л1\text{ ном}}$, максимальная v_k и расчетная v_p скорости тепловоза.

Расчет основных параметров режимов работы АТД. Он сводится к определению ориентировочных значений электрических и механических нагрузок двигателя, по которым выбираются его конструктивные параметры.

Для выполнения расчетов на основании характеристик двигателя-прототипа предварительно принимаются значения КПД $\eta' \approx 0,94$ и коэффициента мощности $(\cos \varphi)' \approx 0,84$. С учетом принятых значений полная расчетная мощность на входе в двигатель

$$Q_{1\text{ ном}} = \frac{P_{2\text{ ном}}}{\eta'(\cos \varphi)'}$$

Предварительное значение основной гармонической силы тока статора с учетом того, что АТД имеют статорную обмотку, фазы которой соединены по схеме "звезда",

$$I_{1\text{ ном}} = \frac{Q_{1\text{ ном}}}{\sqrt{3} U_{л1\text{ ном}}}$$

Номинальная частота питающего напряжения определяется исходя из характеристик тиристоров, которые обеспечивают устойчивую коммутацию при частоте не более 150 Гц, и допустимой частоты вращения ротора АТД, которая по механической прочности подшипников $n_{\text{max}} \leq 2100 \text{ мин}^{-1}$.

Вследствие того, что габаритные размеры и масса электродвигателя определяются отношением $P_{2\text{ ном}}/n$, желательно возможный скоростной диапазон двигателя использовать полностью, т.е. обеспечить работу двигателя с возможно большей частотой вращения ротора. Этому условию соответствует работа двигателя с n_{max} при v_k , а частота вращения ротора при номинальном режиме работы выразится соотношением, с^{-1} :

$$n_{\text{ном}} = v_p n_{\text{max}} / v_k$$

Из соотношения n_{max}/v_k можно определить требуемое значение передаточного отношения тягового редуктора:

$$\mu' = n_{\text{max}} / (v_k / \pi D_{\text{кол}})$$

Если по условиям изготовления тягового редуктора не удастся реализовать значение μ' , то следует откорректировать значение n'_{max} с учетом того, что число зубьев малой шестерни $Z_{\text{мин}} \geq 12$, а зубчатое колесо должно вписываться в габарит тягового редуктора.

Таким образом, окончательно

$$n_{\text{ном}} = v_p n'_{\text{max}} / v_k$$

Частота вращения поля при номинальном режиме работы, с^{-1} ,

$$n_{1\text{ном}} = n_{\text{ном}} / (1 - s_{\text{ном}}),$$

где $s_{\text{ном}}$ – номинальное скольжение ротора.

Опыт проектирования показывает, что для АТД оптимальные значения скольжения, при которых удается получить наибольшее значение механического момента, составляют $s_{\text{ном}} = 3 \dots 4 \%$. Причем на всех других режимах работы АТД при оптимальном управлении им в электрической передаче тепловоза $s_i \approx s_{\text{ном}}$, следовательно, частота вращения поля АТД при v_k :

$$n_{1\text{max}} \approx n'_{\text{max}} / (1 - s_{\text{ном}}).$$

Частота питающего напряжения на номинальном режиме работы

$$f_{1\text{ном}} = n_{1\text{ном}} p,$$

где p – число пар полюсов. Как правило, $p = 3$ или $p = 4$.

Значение p принимается из условия, чтобы при максимальной частоте вращения ротора частота питающего напряжения не превышала 150 Гц: $f_{1\text{max}} = n_{1\text{max}} p \leq 150$ Гц.

Расчет параметра статора. Параметры статора определяются возможностью размещения активной части машины в заданных габаритных размерах.

Максимально возможный внутренний диаметр статора при опорно-осевой подвеске определяется размером централи Ц (расстоянием от оси АТД до оси колесной пары тепловоза):

$$D_{j\text{max}} = 2 \left[Ц - (0,5 D_{\text{вкл}} + h_j) \right],$$

где $D_{\text{вкл}}$ – наружный диаметр вкладыша моторно-осевых подшипников АТД; h_j – толщина остова в местах расположения вкладышей.

Окончательно принимают $D_j = 0,65 \dots 0,7$ м. Опыт проектирования показывает, что в этот габарит можно вписать АТД мощностью до 1200 кВт. Внешний диаметр активной части статора D_a принимают меньше, чем полученное значение D_j : $D_a = D_j - 2$ мм.

Для уменьшения силы тока намагничивания двигателя и повышения, тем самым, коэффициента мощности воздушный зазор $\delta = 1,5 \dots 2$ мм.

Параметры обмотки определяются электрической и магнитной нагрузкой статора.

Сила тока I_1 фазы статора связана с линейной нагрузкой:

$$A = \frac{2m_1 I_1 w_1}{\pi D_i},$$

где $m_1 = 3$ – число витков на фазу обмотки статора; w_1 – число витков на фазу; D_i – внутренний диаметр статора.

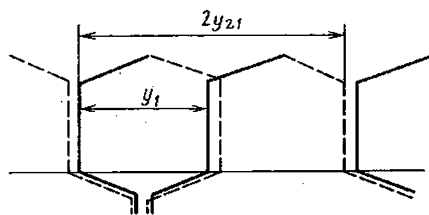
Значение D_i определяется рекомендуемыми значениями индукции в ярме статора: $B_j \leq 1,4$ Тл (аналогично ТЭД). Для тепловозов с диаметром колеса 1050 мм $D_i \approx 0,5$ м. Поскольку значения величин A_{max} и m_1 заданы, после определения D_i известно произведение $I_1 w_1$, которое позволяет выбрать тип обмотки. Для тепловозных АТД с $P_2 = 300$ кВт применяется симметричная комбинированная обмотка (рис. 6.1.15). В этом случае число пазов статора на полюс и фазу q_1 должно быть целым, а полное число пазов статора $Z_1 = 2p m_1 q_1$. На тяговых электродвигателях применяются только шаблонные двухслойные обмотки, что позволяет лучше использовать объем паза и повысить эффективность теплоотвода от проводников.

Число последовательных витков в фазе обмотки статора

$$w_1 = \frac{Z_1}{2} s_{\text{п}} \frac{1}{m_1 a_1},$$

где $s_{\text{п}}$ – число эффективных проводников в пазу; при двухслойной комбинированной обмотке $s_{\text{п}} = 4$; a_1 – число параллельных ветвей обмотки статора.

Опыт проектирования АТД показывает, что для создания требуемого магнитного потока в ограниченных габаритах $w_1 \geq 90$, поэтому значение $I_{1\text{ном}}$ позволяет выполнять обмотку с $a_1 = 1$.



6.1.15. Схема комбинированной симметричной обмотки статора АТД

Шаги по пазам обмотки выбирают таким образом, чтобы ее относительный шаг

$$\beta = y_1 / y_{Z1} = 0,833,$$

где $y_{Z1} = \frac{Z_1}{2p}$; y_1 – первый частичный шаг.

При таком значении β в кривой ЭДС отсутствуют кратные третьей пространственные гармонические и содержится наименьшее число гармонических пятого и седьмого порядков.

Поскольку $y_{Z1} \neq y_1$, в значении обмоточного коэффициента для основной гармонической ЭДС должно учитываться укорочение шага обмотки. Поэтому обмоточный коэффициент статорной обмотки

$$k_{об1} = k_{y1} k_{p1},$$

где $k_{y1} = \sin\left(\beta \frac{\pi}{2}\right) < 1$ – коэффициент укорочения шага обмотки; $k_{p1} = \frac{\sin \pi/(2m_1)}{q_1 \sin \pi/(2m_1 q_1)}$ –

коэффициент распределения основной гармонической ЭДС обмотки статора.

Площадь сечения проводника q_{a1} выбирают таким, чтобы плотность силы тока в обмотке не превышала допустимого значения:

$$j_1 = \frac{I_1}{a_1 q_{a1}} \leq j_{\max}.$$

Геометрия паза формируется исходя из следующих условий (рис. 6.1.16):
ширина зубца

$$b_{Z\min} \geq 8 \text{ мм} \quad (6.1.1);$$

индукция в зубце с учетом насыщения магнитной цепи не должна превышать допустимого значения

$$B_Z \leq B_{\max}; \quad (6.1.2)$$

высота элементарного проводника катушки $b_{m1} \approx 2,8...3,2$ мм; при большей высоте проводника добавочные потери от высших гармонических составляющих силы тока достигают больших значений, уменьшая КПД АТД.

Катушку обмотки статора наматывают на широкое ребро и укладывают в паз, геометрические параметры которого уточняются с учетом витковой и покровной изоляции и соблюдения условия (6.1.1).

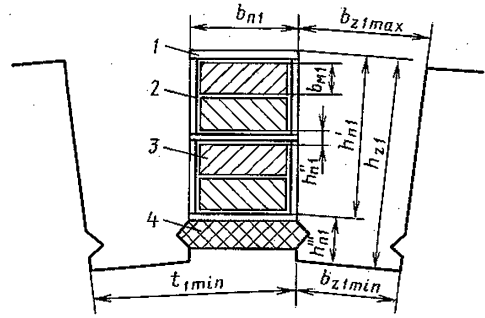


Рис. 6.1.16. Геометрические параметры паза статора АТД:

1 – прокладка; 2 – покровная изоляция;
3 – проводник; 4 – клин

Длина активной части статора принимается исходя из условия, чтобы индукция в его зубцах не превышала допустимого значения:

$$l_a \geq \frac{\Phi_{\text{ном}}}{b_{Z1\min} \frac{Z_1}{2p} \alpha_{\delta} k_{\text{ст}} B_{\max}},$$

где $\Phi_{\text{ном}}$ – номинальное значение магнитного потока, α_{δ} – коэффициент полюсного перекрытия, который в ТЭД принимает переменное значение ввиду насыщения магнитной цепи.

Расчет сопротивления обмотки статора основывается на геометрических параметрах ее катушки и выполняется после конструктивной проработки аналогично ТЭД. Сопротивление фазы обмотки статора

$$r_1 = \frac{\rho_m w_1 l_{w1}}{q_{a1} a_1} \left[1 + \alpha (T_p - 20^\circ \text{C}) \right],$$

где l_{w1} – длина витка обмотки.

Расчет параметров ротора. Сердечник ротора тепловозных АТД выполняется штрихованным с прямыми пазами и аксиальными вентиляционными каналами. Наружный диаметр сердечника $D_2 = D_1 - 2\delta$. Вследствие того что ТЭД работают в тяжелых условиях пуска, число пазов ротора Z_2 должно удовлетворять условию $0,82 Z_2 \neq Z_1$. На практике значение Z_2 выбирают исходя из условий минимизации добавочных потерь, паразитных моментов, радиальных вибрационных сил и уровня шума АТД. Рекомендуемые значения Z_2 в зависимости от значений p и Z_1 приведены в табл. 6.1.3.

6.1.3. Рекомендуемое число пазов ротора АТД

p	Z_1	Z_2
3	54	44; 64; 66; 68
	72	56; 58; 62; 82; 84; 86; 88
	90	74; 76; 78; 80; 100; 102; 104
4	84	66; 70; 98; 100; 102; 104
		78; 82; 110; 112; 114

Стержни ротора отливают из алюминия, поэтому пазы имеют грушевидную форму со шлицом (рис. 6.1.17). Значения диаметров большего $d_{2\max}$ и меньшего $d_{2\min}$ овалов стержня принимаются такими, чтобы обеспечить приблизительно постоянную ширину зубца ротора $b_{Z2\min} \approx b_{Z2\text{ср}} \approx b_{Z2\max}$. Кроме того, ширина зубца ротора должна удовлетворять условиям (6.1.1) и (6.1.2).

При определении высоты стержня следует учитывать, что напряжение на входе АТД имеет сложный гармонический состав. Чем больше номер гармонической составляющей, тем сильнее сказывается эффект вытеснения тока в стержнях ротора на добавочные потери. Поэтому надо стремиться к тому, чтобы ротор не получался глубокопазым. Окончательно геометрические параметры стержня ротора определяются его электрической нагрузкой.

Рассматривая беличью клетку ротора как короткозамкнутую многофазную средоточенную обмотку с числом фаз $m_2 = Z_2$, обмоточным коэффициентом $k_{o2} = 1$ и числом витков в

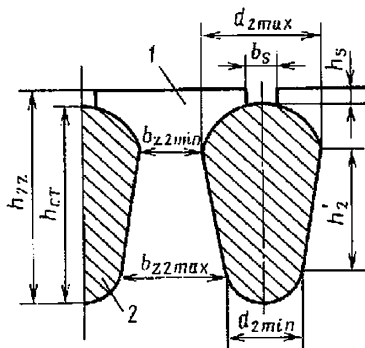


Рис. 6.1.17. Геометрические параметры грушевидного паза ротора АТД:
1 – зубец; 2 – стержень

фазе $w_2 = 0,5$, действующее значение основной гармонической фазной ЭДС обмотки ротора

$$E_{\phi 2\text{ном}} = E_{\phi 1\text{ном}} \times \times \frac{w_2 k_{o2}}{w_1 k_{o1}} \approx 0,96 U_{\phi 1\text{ном}} \frac{w_2 k_{o2}}{w_1 k_{o1}}.$$

По значению $E_{\phi 2\text{ном}}$ определяются фазные значения силы тока в стержне:

$$I_{\phi 2\text{ном}} = \frac{P_2}{Z_2 E_{\phi 2\text{ном}} (1 - s_{\text{ном}}) \eta'}$$

и короткозамыкающем кольце

$$I_{\text{кл}} = I_{\phi 2\text{ном}} / \left(2 \sin \frac{p\pi}{Z_2} \right).$$

По значению j_{\max} рассчитывается минимально возможная площадь сечения стержня

$$q_{a2} = I_{\phi 2\text{ном}} / j_{\max}.$$

После расчета геометрических размеров стержня должны быть выполнены проверки по значению линейной нагрузки

$$A_2 = \frac{I_{\phi 2\text{ном}} Z_2}{\pi D_2} \leq A_{\max} \text{ и тепловому фактору,}$$

$$A_2 j \leq 4200 \frac{A^2}{\text{см} \cdot \text{мм}^2} - \text{для изоляции класса нагревостойкости Н.}$$

Пакет сердечника ротора в спрессованном состоянии удерживается двумя нажимными шайбами толщиной по 40...50 мм, поэтому короткозамыкающие кольца отстают от сердечника якоря на расстояние $l_{s2} \approx 0,05$ м, а длина стержня между кольцами $l'_{\text{ст}} = l_a + 2l_{s2}$; для тепловозных АТД $l_a \approx 0,5$ м.

Параметры короткозамыкающего кольца определяются параметрами стержня.

Высота кольца в радиальном направлении принимается

$$h_{\text{кл}} = (1,4 \dots 1,6) h_{\text{ст}},$$

где $h_{\text{ст}}$ – высота стержня ротора.

Ширина кольца в осевом направлении определяется допустимой плотностью силы тока в кольце: $b_{\text{кл}} \geq I_{\text{кл}} / j_{\max}$, но по технологии производства не может быть меньше 40 мм. Средний диаметр кольца $D_{\text{кл}} = B_2 - h_{\text{кл}}$. Средняя длина кольца, приходящаяся на одно пазовое деление, $l_{\text{кл}} = \pi D_{\text{кл}} / Z_2$. Сопротивление коль-

ца, приходящегося на одно пазовое деление при нормальных условиях,

$$r_{\text{кл}} = \rho \frac{l_{\text{кл}}}{q_{\text{кл}}},$$

где $\rho = 0,029 \dots 0,033 \text{ Ом} \cdot \text{мм}^2/\text{м}$ – удельное сопротивление алюминия при 20°C ; $q_{\text{кл}} = b_{\text{кл}} h_{\text{кл}}$ – площадь сечения кольца.

Расчетная длина стержня учитывает ширину колец $l_{\text{ст}} = l'_{\text{ст}} + b_{\text{кл}}$. Сопротивление стержня при нормальных условиях

$$r_{\text{ст}} = \rho \frac{l_{\text{ст}}}{q_{a2}}.$$

Роторы тепловозных АТД не являются глубокопазными, поэтому эффект вытеснения основной гармонической тока в стержнях не оказывает значительного влияния на изменение их сопротивления. Опыт проектирования показывает, что при высоте стержня не более 40 мм во всем рабочем диапазоне изменения частоты основной гармонической питающего напряжения, учет вытеснения тока позволяет повысить точность расчета активного и реактивного сопротивлений ротора не более, чем на 1 %. Таким образом, активное сопротивление фазы обмотки ротора для основной гармонической допустимо определять без учета эффекта вытеснения тока:

$$r_2 = \left(r_{\text{ст}} \frac{2r_{\text{кл}}}{\Delta^2} \right) \left[1 + \alpha(T_p - 20) \right],$$

$$\text{где } \Delta = 2 \sin \left(\frac{p\pi}{Z_2} \right).$$

Расчет магнитной цепи АТД. Он выполняется по первой гармонической поля с учетом переменного значения α_δ . На распределение магнитной индукции в воздушном зазоре АТД сильно сказывается насыщение зубцов статора и ротора (так как воздушный зазор очень мал), приводя к "уплощению" синусоидальной кривой поля в области ее максимума. В результате величина α_δ увеличивается ($\alpha_\delta > 2/\pi$), что необходимо учитывать при определении намагничивающей силы.

В практических расчетах значение величины α_δ определяют по графической зависимости (рис. 6.1.18).

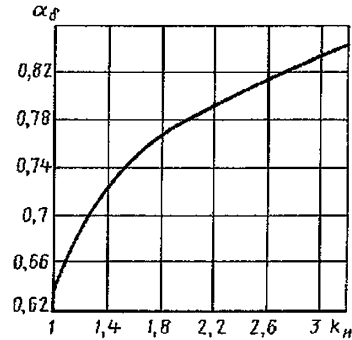


Рис. 6.1.18. Зависимость коэффициента полюсного перекрытия α_δ от коэффициента насыщения магнитной цепи k_n

$$\alpha_\delta = f(k_n),$$

где $k_n = (F_{Z1} + F_\delta + F_{Z2})/F_\delta$ – коэффициент насыщения; F_{Z1} , F_δ , F_{Z2} – магнитная напряженность соответственно в зубцовом слое статора, воздушном зазоре и зубцовом слое ротора.

В результате расчет магнитной цепи сводится к нелинейной задаче.

Использование средств вычислительной техники позволяет проводить расчет магнитной цепи, учитывая переменное значение α_δ при задании площадей сечений магниторывов.

Номинальный магнитный поток первой гармонической в воздушном зазоре определяется из зависимости для номинального значения трансформаторной ЭДС обмотки $E_{\phi 1 \text{ ном}}$:

$$\Phi_{\text{ном}} = \frac{E_{\phi 1 \text{ ном}}}{4k_b f_{1 \text{ ном}} w_1 k_{\text{об1}}} \approx \frac{0,96 U_{\phi 1 \text{ ном}}}{4k_b f_{1 \text{ ном}} w_1 k_{\text{об1}}},$$

где $k_b = 1,1$ – коэффициент формы первой гармонической кривой индукции.

Значения магнитных индукций АТД определяют аналогично магнитной цепи ТЭД с той лишь разницей, что для зубцовых слоев и воздушного зазора учитывается переменное насыщение:

магнитная индукция в ярме статора

$$B_{a1} = \frac{\Phi_{\text{ном}}}{2S_{a1}};$$

магнитная индукция в характерных сечениях зубцов статора

$$B_{Z1\min}(\alpha_\delta(k_n)) = \frac{\Phi_{\text{НОМ}}}{S_{Z1\max}\alpha_\delta(k_n)};$$

$$B_{Z1\max}(\alpha_\delta(k_n)) = \frac{\Phi_{\text{НОМ}}}{S_{Z1\min}\alpha_\delta(k_n)};$$

$$B_{Z1\text{cp}}(\alpha_\delta(k_n)) = \frac{\Phi_{\text{НОМ}}}{S_{Z1\text{cp}}\alpha_\delta(k_n)};$$

магнитная индукция в воздушном зазоре

$$B_\delta(\alpha_\delta(k_n)) = \frac{\Phi_{\text{НОМ}}}{S_\delta\alpha_\delta(k_n)};$$

магнитная индукция в характерных сечениях зубцов ротора

$$B_{Z2\min}(\alpha_\delta(k_n)) = \frac{\Phi_{\text{НОМ}}}{S_{Z2\max}\alpha_\delta(k_n)};$$

$$B_{Z2\max}(\alpha_\delta(k_n)) = \frac{\Phi_{\text{НОМ}}}{S_{Z2\min}\alpha_\delta(k_n)};$$

$$B_{Z2\text{cp}}(\alpha_\delta(k_n)) = \frac{\Phi_{\text{НОМ}}}{S_{Z2\text{cp}}\alpha_\delta(k_n)};$$

магнитная индукция в ярме ротора

$$B_{a2} = \Phi_{\text{НОМ}} / 2S_{a2},$$

где S_{a1} , S_{a2} – активная площадь сечения магнитопровода соответственно ротора и статора на один полюс; S_δ – площадь сечения воздушного зазора на один полюс; $S_{Z1\min}$; $S_{Z1\text{cp}}$; $S_{Z1\max}$ – активные площади сечений воздушного зазора на один полюс соответственно у основания в его среднем сечении и коронке (см. рис. 6.1.16); $S_{Z2\min}$; $S_{Z2\text{cp}}$; $S_{Z2\max}$ – аналогичные площади сечений магнитопроводов в зубцах ротора (см. рис. 6.1.17).

Все активные сечения магнитопроводов статора и ротора рассчитываются аналогично ТЭД (см. табл. 6.1.2). Напряженности магнитной цепи в зубцах и воздушном зазоре при аналитическом задании кривой намагничивания и использовании формулы Симпсона должны представляться в виде функций от α_δ :

в ярме статора и ротора

$$H_{a1}(B_{a1}); H_{a2}(B_{a2});$$

в зубцах статора и ротора

$$\begin{aligned} H_{Z1}(B_{Z1\min}, B_{Z1\text{cp}}, B_{Z1\max}, \alpha_\delta(k_n)) = \\ = \frac{1}{6}[H_{Z1\min}(B_{Z1\min}, \alpha_\delta(k_n)) + \\ + 4H_{Z1\text{cp}}(B_{Z1\text{cp}}, \alpha_\delta(k_n)) + \\ + H_{Z1\max}(B_{Z1\max}, \alpha_\delta(k_n))]; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H_{Z2}(B_{Z2\min}, B_{Z2\text{cp}}, B_{Z2\max}, \alpha_\delta(k_n)) = \\ = \frac{1}{6}[H_{Z2\min}(B_{Z2\min}, \alpha_\delta(k_n)) + \\ + 4H_{Z2\text{cp}}(B_{Z2\text{cp}}, \alpha_\delta(k_n)) + \\ + H_{Z2\max}(B_{Z2\max}, \alpha_\delta(k_n))]; \end{aligned}$$

в воздушном зазоре

$$H_\delta(B_\delta, \alpha_\delta(k_n)) = \frac{B_\delta(\alpha_\delta(k_n))}{\mu_0} k_\delta,$$

где k_δ – результирующий коэффициент Картера, учитывающий дополнительное сопротивление магнитной цепи в воздушном зазоре, вносимое наличием пазов статора и ротора.

Значение коэффициента Картера определяется через аналогичные величины, рассчитанные отдельно для пазов статора и ротора:

$$k_\delta = k_{\delta 1} k_{\delta 2}.$$

где $k_{\delta 1} = 1 + \frac{b_{n1}'^2}{t_1(5\delta + b_{n1}') - b_{n1}'^2}$ – коэффициент

Картера, учитывающий влияние пазов статора на магнитное сопротивление в воздушном

зазоре; $k_{\delta 2} = 1 + \frac{b_s^2}{t_2(5\delta + b_s) - b_s^2}$ – коэффициент

Картера, учитывающий влияние пазов ротора на магнитное сопротивление в воздушном зазоре; $b_{n1}' = b_{n1} + 0,2$ мм – ширина паза статора в штампе (см. рис. 6.1.16); b_s – ширина шлица паза ротора (см. рис. 6.1.17).

Решение нелинейного уравнения

$$k_n = \frac{H_\delta(B_\delta, \alpha_\delta(k_n))\delta + \dots + H_{Z1}(B_{Z1\min}, B_{Z1cp}, B_{Z1\max}, \alpha_\delta(k_n))h_{Z1} + \dots}{H_\delta(B_\delta, \alpha_\delta(k_n))\delta} \dots$$

$$\dots \frac{+ H_{Z2}(B_{Z2\min}, B_{Z2cp}, B_{Z2\max}, \alpha_\delta(k_n))h_{Z2}}{H_\delta(B_\delta, \alpha_\delta(k_n))\delta}$$

позволяет определить фактическое значение коэффициента насыщения магнитной цепи k'_n для каждого значения магнитного потока и соответствующее значение коэффициента полного перекрытия α'_δ .

Таким образом, падения магнитного напряжения будут рассчитываться по зависимостям:

в зубцах статора

$$F'_{Z1} = H_{Z1}(B_{Z1\min}, B_{Z1cp}, B_{Z1\max}, \alpha_\delta(k'_n))h_{Z1};$$

в зубцах ротора

$$F'_{Z2} = H_{Z2}(B_{Z2\min}, B_{Z2cp}, B_{Z2\max}, \alpha_\delta(k'_n))h_{Z2};$$

в воздушном зазоре

$$F'_\delta = H_\delta(B_\delta, \alpha_\delta(k'_n))\delta.$$

При определении напряженностей в ярме статора и ротора должна учитываться неравномерность распределения индукций в этих сечениях. Как правило, это учитывается коэффициентом неравномерности индукции вдоль силовой линии в ярме ζ (рис. 6.1.19), поэтому падения магнитного напряжения на участках ярма статора и ротора можно рассчитывать по зависимостям:

$$F_{a1} = H_{a1}(B_{a1})\xi(B_{a1})L_{a1} \quad \text{и}$$

$$F_{a2} = H_{a2}(B_{a2})\xi(B_{a2})L_{a2},$$

где L_{a1} и L_{a2} – длины магнитных силовых линий соответственно в статоре и роторе, которые рассчитываются аналогично ТЭД (см. табл. 6.1.2).

Требуемое значение намагничивающей силы на один полюс для создания магнитного потока $\Phi_{\text{ном}}$ при холостом ходе АТД

$$F_0 = 1,03(F_{a1} + F'_{Z1} + F'_\delta + F'_{Z2} + F_{a2}),$$

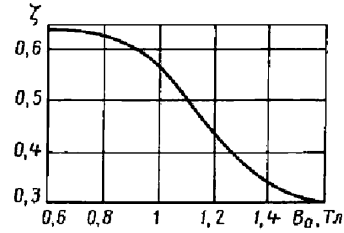


Рис. 6.1.19. Зависимость коэффициента неравномерности индукции $\zeta(B_\delta)$ вдоль силовой линии

а действующее значение силы тока намагничивания на холостом ходе

$$I_\mu = \frac{\pi}{m_1 \sqrt{2}} \frac{pF_0}{k_{\text{обл}} w_1}.$$

После расчета требуемого значения I_μ следует определить его относительное значение $I'_\mu = I_\mu / I_1$, которое на номинальном режиме $I'_\mu = 0,3 \dots 0,4$. Если $I'_\mu < 0,3$, то целесообразно увеличить индукцию в сечениях за счет уменьшения габарита АТД. Если $I'_\mu > 0,4$, то следует уменьшить индукцию в наиболее напряженном сечении за счет увеличения его площади. Если все участки магнитопровода имеют большое магнитное напряжение, то целесообразно повысить значение w_1 .

Поскольку АТД работает при $\Phi = \text{var}$, то для определения его характеристик холостого хода и рабочих характеристик требуется выполнять расчет магнитной цепи для всего диапазона значений магнитного потока $\Phi_{\min} \leq \Phi_i \leq \Phi_{\text{ном}}$.

По значению I_μ можно оценить силу тока холостого хода I_0 . При работе без нагрузки активная составляющая силы тока $I_{0a} \approx (0,02 \dots 0,03) I_0$. Поэтому можно считать, что сила тока холостого хода приблизительно равна своей реактивной составляющей, т.е. силе тока намагничивания $I_0 \approx I_\mu$.

Расчет индуктивных сопротивлений. Индуктивные сопротивления АТД рассчитываются на основании зависимости ЭДС рассеяния катушки. Основная реактивность фазы обмотки

$$x_s = 2\pi f L_s p q,$$

где f – синхронная частота; L_s – индуктивность рассеяния одной катушки; p – число пар полюсов; q – число витков на полюс и фазу.

На практике расчет реактивных сопротивлений выполняется для характерных сечений катушки: пазовой и лобовой, а также по коронкам зубцов ярма (дифференциальное рассеяние). С учетом такой дифференциации и того, что число витков в одной фазе статора $w_1 = s_{n1} p q_1$, реактивное сопротивление обмотки статора

$$x_1 = 4\pi\mu_0 f_1 w_1^2 \frac{l_a}{p q_1} (\lambda_{n1} + \lambda_{\Delta 1} + \lambda_{\lambda 1}),$$

где $\lambda_{n1}, \lambda_{\Delta 1}, \lambda_{\lambda 1}$ – проводимости рассеяния соответственно пазовой и лобовой частей обмотки и по коронкам зубцов, которые определяются геометрией паза и катушки обмотки статора.

Проводимость пазового рассеяния обмотки статора при прямых пазах (см. рис. 6.1.16)

$$\lambda_{n1} = \frac{h'_{n1} - h''_{n1}}{3b_{n1}} k_{\beta} + \frac{h'''_{n1}}{b_{n1}} k'_{\beta} + \frac{h''_{n1}}{4b_{n1}},$$

где $h'_{n1}, h''_{n1}, h'''_{n1}$ принимаются по поверхности проводников обмотки из меди; $k'_{\beta} = (1 + 3\beta)/4$; $k_{\beta} = 0,25 + 0,75k'_{\beta}$.

Проводимость дифференциального рассеяния обмотки статора

$$\lambda_{\Delta 1} = 0,9 \frac{t_{1\min} (q_1 k_{o61})^2 \rho_{\Delta 1} k_{\Delta 1}}{\delta k'_{\delta}} \sigma_{\Delta 1},$$

где $t_{1\min} = \pi D_i / Z_1$ – зубцовый шаг по внутреннему диаметру статора; $\rho_{\Delta 1}$ – коэф-

фициент демпфирования (табл. 6.1.4);

$$k_{\Delta 1} \approx 1 - 0,033 \frac{b_{n1}^2}{t_{1\min} \delta} - \text{коэффициент учета}$$

открытия паза; k_{δ} – коэффициент Картера (коэффициент воздушного зазора); $\sigma_{\Delta 1}$ – коэффициент дифференциального рассеяния (рис. 6.1.20).

Величина k_{δ} рассчитывается с учетом того, что пазы имеются на поверхности как статора, так и ротора:

$$k'_{\delta} = k'_{\delta 1} k'_{\delta 2},$$

$$\text{где } k'_{\delta 1} = \frac{t_{1\min}}{t_{1\min} - \gamma_1 \delta} - \text{коэффициент Картера}$$

$$\text{для статора; } k'_{\delta 2} = \frac{t_2}{t_2 - \gamma_2 \delta} - \text{коэффициент}$$

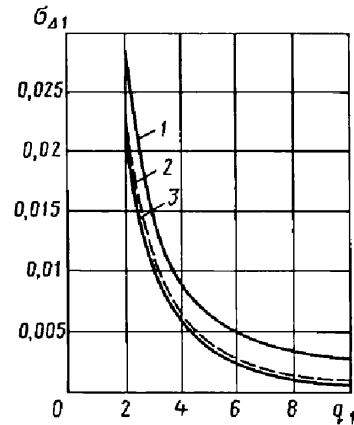


Рис. 6.1.20. К определению коэффициента дифференциального рассеяния $\sigma_{\Delta 1}$:

1 – трехфазная обмотка при $y = \tau$;
2 – то же, при $y = 5/6\tau$; 3 – "беличья клетка"

6.1.4. Значения коэффициента демпфирования обмотки статора

q_1	Z_2 / p						
	10	15	20	25	30	35	40
3	0,92	0,87	0,84	0,78	0,68		
4	0,90	0,81	0,77	0,75	0,72	0,67	
5		0,78	0,71	0,69	0,67	0,65	0,62
6		0,73	0,67	0,62	0,60	0,58	0,57
8		0,66	0,58	0,52	0,49	0,47	0,46

Картера для ротора; $t_2 = \frac{\pi D_2}{Z_2}$ – зубцовый шаг

ротора; $\gamma_1 = \frac{(b_{п1}/\delta)^2}{5 + (b_{п1}/\delta)}$, $\gamma_2 = \frac{(b_s/\delta)^2}{5 + (b_s/\delta)}$ – коэффициент, учитывающий открытие пазов (см. рис. 5.1.16, рис. 5.1.17).

Проводимость лобового рассеяния обмотки статора

$$\lambda_{л} = 0,34 \frac{q_1}{i_a} (l_{л1} - 0,64\beta\tau),$$

где $l_{л1}$ – средняя длина лобовых частей, приходящаяся на один полувиток катушки (определяется по чертежу катушки); $\tau = \frac{\pi D_i}{2p}$ – полюсное деление статора.

Реактивное сопротивление обмотки ротора для синхронной частоты f_1 и учетом того, что $w_2 = 0,5$

$$x_2 = 2\pi\mu_0 f_1 l_a (\lambda_{п2} + \lambda_{\Delta 2} + \lambda_{л2}),$$

где $\lambda_{п2}, \lambda_{л2}, \lambda_{\Delta 2}$ – проводимости рассеяния соответственно пазовой и лобовой частей обмотки и по коронкам зубцов.

Проводимость пазового рассеяния обмотки ротора при грушевидных пазах (см. рис. 6.1.17)

$$\lambda_{п2} = \left[\frac{h_2'}{3d_{2\max}} \left(1 - \frac{\pi d_{2\max}^2}{8q_{a2}} \right)^2 + 0,66 - \frac{h_s}{2d_{2\max}} \right] + \frac{h_s}{b_s}.$$

Проводимость дифференциального рассеяния обмотки ротора

$$\lambda_{\Delta 2} = 0,9 \frac{t_{2\max} (q_2)^2 \rho_{\Delta 2} k_{ш2}}{\delta k_8} \sigma_{\Delta 2},$$

где $t_{2\max} = \frac{\pi D_2}{Z_2}$ – зубцовый шаг по внешнему диаметру ротора; $q_2 = \frac{Z_2}{3 \cdot 2p}$ – число витков на полюс и фазу ротора; $\rho_{\Delta 2} \approx 1$;

$k_{п1}'' \approx 1 - 0,033 \frac{b_s^2}{t_{2\max} \delta}$ – коэффициент учета

открытия паза; $\sigma_{\Delta 2}$ – коэффициент дифференциального рассеяния (см. рис. 6.1.20).

Проводимость лобового рассеяния обмотки, если кольца примыкают к стали ротора (при литой алюминиевой обмотке)

$$\lambda_{л2} = \frac{2,3D_{кл}}{Z_2 l_2 \Delta^2} \lg \frac{4,7D_{кл}}{h_{кл} + 2b_{кл}}.$$

Расчет характеристик холостого хода и рабочих характеристик АТД. Он выполняется после конструктивной проработки с использованием Т-образной схемы замещения (рис. 6.1.21).

При этом ротор рассматривается как неподвижный, а параметры его обмотки приводятся к параметрам статорной обмотки: $r_2' = r_2 K_{пр}$ – активное сопротивление ротора, приведенное к параметрам статорной обмотки;

$x_2' = x_2 K_{пр}$ – реактивное сопротивление ротора, приведенное к параметрам статорной обмотки, где $K_{пр} = \frac{m_1 (k_{о61} w_1)^2}{Z_2 (k_{о62} w_2)^2}$ – коэффициент приведения.

Кроме того, механическая нагрузка двигателя заменяется переменным активным сопротивлением $r' = r_2' \frac{1-s}{s}$, позволяющим учитывать все потери в двигателе.

Энергетический баланс в двигателе при такой схеме замещения может быть представлен векторной диаграммой и системой уравнений (рис. 6.1.22):

$$\dot{U}_1 = \dot{I}_1 Z_1 + \dot{I}_0 Z_m;$$

$$\dot{I}_1 = \dot{I}_0 + \dot{I}_2';$$

$$\dot{E}_1 = -\dot{I}_2' (Z_2' + r_2'),$$

где \dot{U}_1 – фазное напряжение статорной обмотки; $\dot{E}_1, \dot{E}_{2п}$ – ЭДС соответственно фазы статора и неподвижного ротора; $\dot{I}_1, \dot{I}_0, \dot{I}_2'$ – сила тока соответственно статора, намагничивания, приведенного ротора; Z_1, Z_m, Z_2' – полное сопротивление соответственно фазы обмотки статора, магнитной цепи двигателя, обмотки ротора; r_1' – приведенное сопротивление, эквивалентное механической нагрузке двигателя.

При вынесении контура намагничивания на напряжение статора (рис. 6.1.23) схема замещения АТД приводится к двум независимым контурам, включенным параллельно на

где $r_m = \frac{\Delta P_c}{m_1 I_\mu^2}$ – активное сопротивление

контура намагничивания; $x_m = \frac{U_{\phi 1} - x_1 I_\mu}{I_\mu}$ –

реактивное сопротивление контура намагничивания; ΔP_c – потери в стали.

В результате электрические и механические нагрузки АТД при заданных значениях f_1 , U_1 и s могут быть рассчитаны по системе уравнений:

$$I_2'' = \frac{U_{\phi 1}}{z};$$

$$I_2' = c_1 I_2'';$$

$$I_{1a} = I_{0a} + I_2'' \cos \varphi_2';$$

$$I_{1p} = I_{0p} + I_2'' \sin \varphi_2';$$

$$I_1 = \sqrt{I_{1a}^2 + I_{1p}^2};$$

$$\cos \varphi_1 = \frac{I_{1a}}{I_1};$$

$$P_1 = m U_1 I_{1a};$$

$$\Sigma P = P_{1m} + P_{2m} + P_c + P_{\text{мех}} + P_{\text{доб}};$$

$$P_2 = P_1 - \Sigma P;$$

$$\eta = 1 - \frac{\Sigma P}{P_1},$$

где I_1 – сила тока обмотки статора; I_2' – приведенная сила тока ротора; I_2'' – расчетная сила тока ротора; z – полное сопротивление по схеме замещения; I_{1a}, I_{1p} – соответственно активная и реактивная составляющие силы тока статора; $\cos \varphi_1$ – коэффициент мощности; $\cos \varphi_2 = R/z$; $\sin \varphi_2 = X/z$; P_1 – мощность, подведенная к статорной обмотке; $\Sigma \Delta P$ – суммарные потери; $\Delta P_{1m} = m I_1^2 r_1$ – электрические потери в обмотке статора; $\Delta P_{2m} = m (I_2')^2 r_2'$ – электрические потери в стержнях и кольцах ротора; $\Delta P_c = \Delta P_{c1} + \Delta P_{c2}$ – основные потери в стали; $\Delta P_{\text{мех}} \approx 0,002 P_1$ механические потери; $\Delta P_{\text{доб}}$ – добавочные потери от основной и от высших гармонических составляющих тока; η – КПД АТД; $R = c_1 (r_1 \cos \gamma_1 - x_1 \sin \gamma_1) +$

$+ c_1^2 \left(\frac{r_2^1}{s} \cos 2\gamma_1 - x_2^1 \sin 2\gamma_1 \right)$ – активное сопротивление по схеме замещения; $x = c_1 (x_1 \cos \gamma_1 +$

$+ r_1 \sin \gamma_1) + c_1^2 \left(x_2^1 \cos 2\gamma_1 + \frac{r_2^1}{s} \sin 2\gamma_1 \right)$ – реактивное сопротивление по схеме замещения.

Основные потери в стали статора складываются из потерь в ярье ΔP_{cc} и в зубцовом слое ΔP_{cz} :

$$\Delta P_{c1} = C_n (\Delta P_{cc} + \Delta P_{cz}),$$

где $C_n = 2,7 \dots 3$ – коэффициент пульсаций, учитывающий добавочные потери от зубцовых гармонических индукции, т.е. добавочные потери холостого хода; $\Delta P_{cc} = p_{cc} G_c$;

$$\Delta P_{cz} = p_{cz} G_z; \quad p_{cc} = p_{10/50} B_c^2 \left(\frac{f_1}{50} \right)^\alpha \quad \text{и}$$

$p_{cz} = p_{10/50} B_{zcp}^2 \left(\frac{f_1}{50} \right)^\alpha$ – удельные потери в ярье и зубцовом слое статора; $p_{10/50}$ – удельные потери в стали при частоте перемагничивания 50 Гц; B_{a1} – индукция в ярье статора; G_c, G_z – вес яря и зубцов статора.

Основными потерями в стали ротора можно пренебречь, так как даже при номинальном скольжении они очень малы.

Характеристикой холостого хода АТД является зависимость $I_0 = f(U_{\phi 1})$ при $f_1 = \text{const}$. Фактическое значение I_0 рассчитывается по его активной I_{0a} и реактивной I_{0p} составляющим:

$$I_0 = \sqrt{I_{0a}^2 + I_{0p}^2}.$$

Определение величин I_{0a} и I_{0p} выполняется после расчета магнитной цепи двигателя и потерь в ней:

$$I_{0p} = I_\mu; \quad I_{0a} = \frac{\Delta P_{\text{mol}} + \Delta P_{c1} + P_{\text{мех}}}{m_1 U_{\phi 1}},$$

где $P_{\text{mol}} = m_1 I_\mu^2 r_1$ – электрические потери в обмотке статора на холостом ходу.

Сложный гармонический состав $U_{\phi 1}$ учитывается при расчете добавочных потерь двигателя, так как эти потери учитывают наличие "паразитных" токов и моментов.

Для определения сил токов отдельных гармонических используется метод "гармонических двигателей", разработанный А.Я. Бергером и основанный на принципе наложения. АТД представляют в виде ряда "гармонических" двигателей со своими схемами замещения, имеющих общий вал (рис. 6.1.24). Каждый такой двигатель питается напряжением своей гармоники, частота которой $f_{1v} = \nu f_1$, и для каждого двигателя рассчитывают силу тока, потери, момент, а результаты суммируют. Высшие гармоники тока в трехфазной системе образуют вращающиеся магнитные поля. Число полюсов этих полей и полюсное деление равны числу полюсов и полюсному делению основного поля, а их частота вращения в ν раз больше основной частоты:

$$n_v = \nu n_1,$$

где $n_1 = 60 f_1 / p$ – частота вращения основной гармонической магнитного поля статора, а скольжения роторов ν -гармонических двигателей определяется зависимостью

$$s_v = \frac{\nu n \pm n}{\nu n_1}.$$

Наименьшее влияние на характеристики двигателя несинусоидальность напряжения оказывает лишь тогда, когда содержит только нечетные гармонические составляющие, кроме третьей и кратных ей. При таком гармоническом составе напряжения максимальный момент двигателя за счет его высших гармонических составляющих снижается на 1...2 % (при питании от инверторов тока и напряжения),

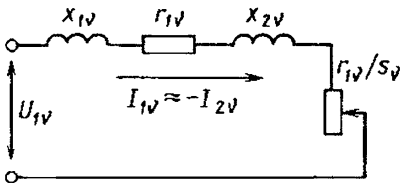


Рис. 6.1.24. Схема замещения ν -гармонического АТД

сила тока при номинальной нагрузке возрастает на 1...2 % для инвертора напряжения и на 2...4 % для инвертора тока, чему соответствует увеличение потерь в меди без учета вытеснения тока на 2...8 %. Однако вследствие возрастания активного сопротивления обмотки ротора за счет эффекта вытеснения тока от высших гармонических составляющих электрические потери могут увеличиваться в 1,5 – 3 раза.

Потери в стали не зависят от формы напряжения и определяются только частотой и амплитудным значением индукции. Поэтому дополнительные потери в стали имеют место лишь в том случае, когда амплитуда первой гармоники напряжения меньше амплитуды несинусоидального напряжения. В этом случае потери в стали возрастают на 2...3 %.

Особенность моделирования работы АТД в энергетических цепях тепловозов, требующих полного использования мощности дизеля в каждый момент времени, заключается в необходимости сведения энергетического баланса первичного и вторичного контуров. Поэтому метод расчета рабочих характеристик АТД, не позволяющий учесть для каждого режима работы все потери, в том числе и от высших гармонических составляющих напряжения (силы тока), а также их влияние на электрические параметры обмоток, использоваться не может.

Если при проектировании АТД состав гармонических составляющих неизвестен, то предполагается, что он получает питание от идеального инвертора, например, напряжения. В этом случае ряд гармонических составляющих кратен $\nu = 6k \pm 1$ (где ν – номер высшей гармонической), а скольжения в эквивалентных схемах замещения для высших гармоник двигателя:

$$\text{для } \nu = 6k - 1 \quad s_v = \frac{\nu n_1 + n}{\nu n_1};$$

$$\text{для } \nu = 6k + 1 \quad s_v = \frac{\nu n_1 - n}{\nu n_1}.$$

Силы токов высших гармонических в соответствии со схемами замещения следующие:

$$I_{1v} \approx I'_{2v} = \frac{U_1}{\sqrt{\left(r_{1v} + \frac{r'_{2v}}{s_v}\right)^2 + (x_{1v} + x'_{2v})^2}},$$

$$\text{где } r_{1v} = r_1 \left(k_{\phi 1v} \frac{l_{a1\Sigma}}{l_{w1}} + \frac{l_{w1} - l_{a1\Sigma}}{l_{w1}} \right) - \text{активное}$$

сопротивление схем замещения для высших гармонических составляющих силы тока статора; $r'_{2v} = (k_{\phi 2v} r_{ст} + r_{кол}) K_{пр}$ – приведенное реактивное сопротивление схем замещения для высших гармонических составляющих силы тока ротора; $l_{a1\Sigma}$ – суммарная длина пазовых частей витка обмотки статора; $k_{\phi 1v}$, $k_{\phi 2v}$ – средние значения коэффициента Фильда для паза соответственно статора и ротора;

паз; $k_{\phi 1(2)m} = \varphi_r(\xi_{1(2)}) + \frac{u_{1(2)}^2 - 1}{3} \psi_r(\xi_{1(2)})$; $\varphi_r(\xi_{1(2)})$, $\psi_r(\xi_{1(2)})$ – функции приведенной высоты проводника ξ :

$$\varphi_r(\xi_{1(2)}) = \xi_{1(2)} \frac{\text{ch} 2\xi_{1(2)} + \sin 2\xi_{1(2)}}{\text{ch} 2\xi_{1(2)} - \cos 2\xi_{1(2)}};$$

$$\psi_r(\xi_{1(2)}) = \xi_{1(2)} \frac{\text{ch} 2\xi_{1(2)} - \sin 2\xi_{1(2)}}{\text{ch} 2\xi_{1(2)} + \cos 2\xi_{1(2)}};$$

$$\xi_{1(2)} = h_{1(2)пр} \sqrt{\frac{b_{1(2)п}}{2b_{1(2)v}}} \omega_{1(2)v} \frac{\mu_o}{\rho_{1(2)}};$$

$u_{1(2)}$ – число элементарных проводников в пазу по высоте; $h_{1(2)пр}$ – высота элементарного проводника статора и ротора; $b_{1(2)п}$ – суммарная ширина проводников в пазу статора и ротора; $\omega_{1(2)v}$ – угловая скорость высшей гармонической силы статора и ротора; $\omega_{1v} = 2\pi v f_1$; $\omega_{2v} = 2\pi(v f_1 + f_r)$ для $v = 6k - 1$; $\omega_{2v} = 2\pi(v f_1 - f_r)$ для $v = 6k + 1$; $\rho_{1(2)}$ – удельное сопротивление материала обмоток статора и ротора с учетом температуры обмоток; $f_r = p n$ – механическая частота вращения ротора.

Индуктивные сопротивления схем замещения для высших гармонических составляющих силы тока соответственно статора и ротора:

$$x_{1v} = v x_1 \frac{k_{x1v} \lambda_{1п} + \lambda_{1л} + \lambda_{1д}}{\lambda_{1п} + \lambda_{1л} + \lambda_{1д}};$$

$$x'_{2v} = \frac{f_{2v}}{f_r} x'_2 \frac{k_{x2v} \lambda_{2п} + \lambda_{2л} + \lambda_{2д}}{\lambda_{2п} + \lambda_{2л} + \lambda_{2д}},$$

где $\lambda_{1п}$, $\lambda_{1л}$, $\lambda_{1д}$ – соответственно пазовая, лобовая и дифференциальная проводимость рассеяния обмотки статора; $\lambda_{2п}$, $\lambda_{2л}$, $\lambda_{2д}$ – соответственно пазовая, лобовая и дифференциальная проводимости рассеяния обмотки ротора; k_{x1v} , k_{x2v} – средние значения коэффициента уменьшения индуктивности при частоте гармонической v для паза статора и ротора;

$$k_{x1(2)v} = \frac{1}{u_{1(2)}^2} \varphi_x(\xi_{1(2)}) + \frac{u_{1(2)}^2 - 1}{u_{1(2)}^2} \psi_x(\xi_{1(2)});$$

$$\varphi_x(\xi_{1(2)}) = \frac{3}{2\xi_{1(2)}} \frac{\text{sh} 2\xi_{1(2)} + \sin 2\xi_{1(2)}}{\text{ch} 2\xi_{1(2)} - \cos 2\xi_{1(2)}};$$

$$\psi_x(\xi_{1(2)}) = 2\xi_{1(2)} \frac{\text{sh} 2\xi_{1(2)} - \sin 2\xi_{1(2)}}{\text{ch} 2\xi_{1(2)} + \cos 2\xi_{1(2)}};$$

$$f_{2v} = \frac{\omega_{2v}}{2\pi}.$$

Добавочные потери при нагрузке АТД рассчитываются как сумма добавочных потерь от основной гармонической напряжения и тока $0,05 P_1$ в соответствии с ГОСТ 7217, потерь в стали статора и ротора от высших гармонических напряжения $\Delta P_{свг}$ и потерь в обмотках статора и ротора от высших гармонических тока $\Delta P_{мдоб}$:

$$\Delta P_{сд} = \Delta P_{свг} + \Delta P_{мдоб} + 0,05 P_1.$$

Потери в стали машины от высших гармонических напряжения определяются составом этих гармонических, а добавочные потери в стали

$$\Delta P_{свг} = \Delta P_{c1} \frac{m_1 + m_2}{m_1} \sum_{v=5;7;11;13;\dots}^{\infty} v^{-2,7},$$

где m_1 и m_2 – масса соответственно статора и ротора.

Добавочные потери от высших гармонических составляющих силы тока в обмотках статора ΔP_{1mv} и ротора ΔP_{2mv} рассчитываются с учетом параметров для соответствующих схем замещения с учетом вытеснения тока:

$$\Delta P_{1mv} = m_1 I_{1v}^2 r_{1v}; \quad \Delta P_{2mv} = m_1 (I'_{2v})^2 r_{1v}.$$

Соответственно

$$\Delta P_{\text{м.доб}} = \sum_{v=5;7;11;13;\dots}^{\infty} \Delta P_{1mv} + \sum_{v=5;7;11;13;\dots}^{\infty} \Delta P_{2mv}.$$

Рабочими характеристиками АТД являются зависимости $I_1 = f(s)$ и $\cos \varphi = f(s)$ при постоянных параметрах напряжения на входе $U_{\text{дл}} = \text{const}$, $f_1 = \text{const}$. Они рассчитываются для всего диапазона изменения частоты питающего напряжения $f_{\text{imin}} \leq f_1 \leq f_{\text{imax}}$. Особый интерес представляют также зависимости $P_2 = f(s)$, механический момент на валу $M_2 = f(s)$ и $\eta = f(s)$, так как позволяют определить тяговые свойства машины. Эти характеристики рассчитывают после определения всех потерь в двигателе.

На рис. 6.1.25 приведены рабочие характеристики и характеристики холостого хода электродвигателя ДАТ-305 (НПО "Привод"), конструктивные параметры и параметры номинального режима которого приведены ниже.

Номинальная мощность на валу, кВт	305
Напряжение линейное, В	675/1000
Сила фазного тока, А	320/195
Частота вращения синхронная, мин ⁻¹	313/2230
Частота питающего напряжения, Гц	15,55/111,5
КПД	0,88
Пусковой момент, Н · м	9770
Максимальный вращающий момент, Н · м	9316
Мощность в тормозном режиме, кВт	350
Соединение фаз обмотки статора	"Звезда"
Число пар полюсов	3
Тип обмотки статора	Комбинированная
Класс изоляции обмотки статора	Н
Внутренний диаметр статора, мм	490
Длина сердечника статора, мм	500
Число пазов статора	90
Число пазов ротора	80
Сталь сердечника статора, ротора	2212
Цикл вентиляции	Разомкнутый
Расход охлаждающего воздуха, м ³ /с	0,8
Полное давление воздуха, Па	1500
Климатическое исполнение	УХЛ1
Степень защиты	JP X5
Тип подвески	Опорно-осевая
Масса (с осевым подшипником), кг	2500

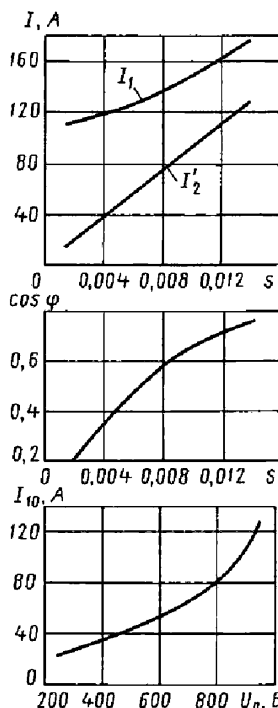


Рис. 6.1.25. Рабочие характеристики ДАТ-305 при $U_{\text{дл}} = 912$ В, $f_1 = 25$ Гц и характеристика холостого хода при $f_1 = 25$ Гц

Расчет характеристик пускового режима строится на уравнениях второго закона Кирхгофа для цепей статора и ротора схемы замещения (без учета потерь в стали), которые в комплексах действующих значений напряжения и токов имеют вид:

$$\dot{U}_1 = j\dot{I}_1 x_{11\text{н}} + j\dot{I}'_2 x_{12\text{к}} + \dot{I}_1 r_1; \quad (6.1.3)$$

$$0 = j\dot{I}'_2 x_{22\xi\text{н}} s + j\dot{I}_1 x_{12\text{к}} s + \dot{I}'_2 r'_{2\xi},$$

где $x_{11\text{н}} = x_{11\text{н}}(I_1, I'_2) = x_{12\text{к}} + x_{1\text{н}}(I'_1, I'_2)$ – полное индуктивное сопротивление статорной обмотки с учетом насыщения; $x_{22\xi\text{н}} = x_{22\xi\text{н}}(I_1, I'_2) = x_{12\text{к}} + x_{2\xi\text{н}}(I_1, I'_2)$ – полное индуктивное сопротивление роторной обмотки с учетом насыщения и вытеснения тока; $x_{12\text{к}} = x_{12} F_{\text{цепи}} / \delta$ – индуктивное сопротивление взаимной индуктивности при коротком замыкании; $x_{1\text{н}} = x_{1\text{н}}(I_1, I'_2) = x_1 \frac{\Sigma \lambda_{1\text{н}}(I_1, I'_2)}{\Sigma \lambda_1}$ –

индуктивное сопротивление рассеяния обмотки статора при учете насыщения от полей рассеяния; $x'_{2\xi n} = x'_{2\xi n}(I_1, I'_2) = x'_2 \frac{\Sigma \lambda_{2\xi n}(I_1, I'_2)}{\Sigma \lambda_2}$ –

приведенное индуктивное сопротивление рассеяния обмотки ротора при учете вытеснения тока насыщения от полей рассеяния; $\Sigma \lambda_1$, $\Sigma \lambda_{1n}(I_1, I'_2)$ – соответственно полная проводимость рассеяния обмотки статора без учета и при учете насыщения; $\Sigma \lambda_2$, $\Sigma \lambda_{2\xi n}(I_1, I'_2)$ – соответственно полная проводимость рассеяния обмотки ротора без учета и при учете вытеснения тока и насыщения.

В проводимости рассеяния обмотки статора должно учитываться насыщение в проводимости пазового ($\lambda_{1пн}(I_1, I'_2)$) и дифференциального рассеяния ($\lambda_{1дн}(I_1, I'_2)$)

$$\Sigma \lambda_{1n}((I_1, I'_2)) = (\lambda_{1пн}(I_1, I'_2)) + \lambda_{1дн}(I_1, I'_2) + \lambda_{1л}.$$

При расчете проводимости рассеяния ротора в коэффициенте магнитной проводимости пазового рассеяния ($\lambda_{2п\xi n}(I_1, I'_2)$) должно учитываться вытеснение тока и насыщение зубцов, а в коэффициенте дифференциального рассеяния ($\lambda_{2дн}(I_1, I'_2)$) только насыщение:

$$\Sigma \lambda_{2\xi n}(I_1, I'_2) = \lambda_{2п\xi n}(I_1, I'_2) + \lambda_{2дн}(I_1, I'_2) + \lambda_{2л}.$$

Аналитическое решение системы (6.1.3) позволяет получить амплитудные значения силы тока статора и приведенной силы тока ротора из системы нелинейных уравнений:

$$I_1 = U_1 \frac{\sqrt{\left(\frac{r'_{2\xi}}{x_{12к}}\right)^2 + (s c_{2\xi n})^2}}{\sqrt{\left(\frac{r_1 r'_{2\xi}}{x_{12к}} - s(x'_{2\xi n} c_{1н} + x_{1н})\right)^2 + \dots}} \rightarrow \dots$$

$$\dots \rightarrow \sqrt{(s r_1 c_{2\xi n} + r'_{2\xi} c_{1н})^2}$$

$$I'_2 = U_1 \frac{s}{\sqrt{\left(\frac{r_1 r'_{2\xi}}{x_{12к}} - s(x'_{2\xi n} c_{1н} + x_{1н})\right)^2 + \dots}} \rightarrow \dots$$

$$\dots \rightarrow \sqrt{(s r_1 c_{2\xi n} + r'_{2\xi} c_{1н})^2},$$

где

$$c_{1н} = c_{1н}(I_1, I'_2) = 1 + \frac{x_{1н}(I_1, I'_2)}{x_{12к}};$$

$$c_{2\xi n} = c_{2\xi n}(I_1, I'_2) = 1 + \frac{x'_{2\xi n}(I_1, I'_2)}{x_{12к}}.$$

Значение кратности пускового момента $M_{п}$ определяется как

$$\frac{M_{п}}{M_{ном}} = \left(\frac{I'_{2п}}{I'_{2ном}} \right)^2 \frac{r'_{2\xi}(s_{п})}{r'_2} \frac{s_{ном}}{s_{п}}.$$

Управление АД в электрических передачах. Проблемой широкого использования АД является формирование его механической характеристики, соответствующей требованиям тяги.

Режим работы АД определяется величинами f_1 , $U_{ф1}$ (или I_1) и s (или частотой тока в обмотке ротора f_2). В качестве критерия экономичности работы АД в электрических передачах тепловозов принята величина

$$\varepsilon = \frac{I_1^2}{M_{эм}}(s) \rightarrow \min,$$

где $M_{эм}$ – электромагнитный момент двигателя.

Она показывает, при каких минимальных значениях силы тока статора можно реализовать заданное значение момента. Однако предельному использованию АД на тепловозе соответствуют режимы работы с максимальным КПД $\eta \rightarrow \max$, что повышает эффективность использования тепловоза как тяговой единицы, гарантирует получение максимальных значений силы тяги и снижает нагрузки тягового электрооборудования. Поэтому режимы работы двигателя должны определяться по экстремумам П-образных характеристик, определяемых условием $\eta(s) \rightarrow \max$.

Основным условием работы энергетических цепей тепловозов является использование свободной мощности дизеля. Применительно к ТЭМ – это заданное значение мощности на входе энергетической цепи в диапазоне скорости $v_n < v \leq v_k$; при этом нагрузки АТД не должны превышать номинальных значений:

$$U_{\phi 1} \leq 1000 \text{ В};$$

$$I_1 \leq I_{1\text{ном}};$$

$$\Phi \leq \Phi_{\text{ном}}.$$

Расчет рабочих характеристик АТД показывает, что в диапазоне $0 < v \leq v_n$ для реализации механического момента M_2 , соответствующего допустимому значению силы сцепления колеса с рельсом $F_{\text{сц}}$ сила тока двигателя должна превышать допустимое значение на 40 %, что возможно вследствие кратковременности этих режимов:

$$U_1 \leq U_{1\text{ном}};$$

$$\Phi \leq \Phi_{\text{ном}};$$

$$I_1 \leq 1,4 I_{1\text{ном}};$$

$$F_k \leq F_{\text{сц}};$$

$$\eta \rightarrow \max,$$

где $F_k = n \frac{M_2}{(D_{\text{кол}}/2)} \mu'$ – касательная сила тяги тепловоза; n – число осей тепловоза; $D_{\text{кол}}$ – диаметр колеса локомотива.

В диапазоне скорости $v_n < v \leq v_k$ нагрузки АТД могут принимать значения:

$$U_1 \leq U_{1\text{ном}};$$

$$\Phi \leq \Phi_{\text{ном}};$$

$$I_1 \leq I_{1\text{ном}};$$

$$n m P_{1a} = P_{\text{св}} \eta_{\text{сг}} \eta_{\text{ув}} \eta_{\text{аин}};$$

$$\eta \rightarrow \max,$$

где $\eta_{\text{сг}}$, $\eta_{\text{ув}}$, $\eta_{\text{аин}}$ – КПД соответственно синхронного генератора, управляемого выпрямителя и автономного инвертора; $P_{\text{св}}$ – свободная мощность дизеля; n – число осей тепловоза.

6.1.3. ПЕРЕДАЧИ ТЕПЛОВЗОВ

Передача тепловозов – совокупность машин и преобразователей, образующих систему для передачи энергии от теплового двигателя (дизеля) к движущим осям тепловоза.

Экономичная работа дизеля возможна лишь на установившихся режимах, характеризующихся фиксированными значениями частот вращения коленчатого вала $n_{\text{диз}}$ и соответствующих этим частотам значениями мощности $N_{\text{диз}}$. Условие экономичной работы дизеля в эксплуатации определяет основное требование, предъявляемое к передаче тепловоза, – постоянство передаваемой мощности в пределах одного значения $n_{\text{диз}}$ во всем диапазоне изменения скорости движения локомотива:

$$N_{\text{перед}} = N_{\text{диз}} \eta_{\text{перед}} \approx \text{const},$$

где $\eta_{\text{перед}}$ – КПД передачи тепловоза.

Графически это требование к передаче выражается гиперболической зависимостью силы тяги на колесе от скорости тепловоза (рис. 6.1.26).

Расчетный режим работы тепловоза, определяемый расчетными значениями скорости v_p и силы тяги $(F_k)_p$, должен соответствовать номинальному режиму энергетического оборудования. Кроме того, передача обеспечивает выполнение двух ограничений: по допустимому значению силы тяги $(F_k)_{\text{max}}$, при котором обеспечивается устойчивое сцепление колеса с рельсом, и по допустимому значению конструкционной скорости тепловоза v_k , которая соответствует максимально допустимой частоте вращения ротора двигателя, приводящего во

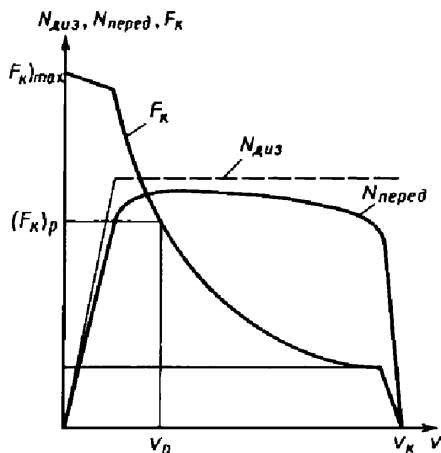


Рис. 6.1.26. Измерение мощности передачи $N_{\text{перед}}$ и силы тяги F_k на колесе в зависимости от скорости v тепловоза при постоянной мощности дизеля $N_{\text{диз}}$

вращение колесо тепловоза. В диапазоне $(F_k)_p \leq F_k \leq (F_k)_{\max}$ (режимы трогания тепловоза) допускается работа тягового оборудования с нагрузками, превышающими номинальные.

В настоящее время на магистральных и маневровых тепловозах применяют электрическую передачу, которая получила наибольшее распространение ввиду универсальности управления и способности передавать большую мощность.

Электрическая передача. В ее основе лежит принцип передачи мощности от дизеля к колесу тепловоза с помощью электрической энергии. В настоящее время на тепловозах используют электрическую передачу переменного-постоянного и переменного тока. В общем случае она состоит из тягового синхронного генератора независимого возбуждения (СГ), статических преобразователей напряжения и тяговых электродвигателей. Вал синхронного генератора жестко соединен с коленчатым валом дизеля; чаще всего дизель и синхронный генератор образуют дизель-генераторную установку, расположенную на одной раме. Для полного использования мощности дизеля электрическая передача оборудуется комбинированной автоматической системой регулирования. Свойство обратимости электрических машин позволяет применять тяговые электродвигатели для электрического торможения локомотива.

Свободная мощность дизеля, передаваемая передачей на тягу,

$$N_{\text{перед}} = N_{\text{диз}} - N_{\text{вс}},$$

где $N_{\text{вс}} = (0,08...0,11)N_e$ – мощность привода вспомогательных систем и механизмов тепловоза; большие значения $N_{\text{вс}}$ соответствуют тепловозам с большей секционной мощностью; N_e – эффективная мощность дизеля.

Расчетным (номинальным) режимом работы тягового электродвигателя является продолжительный, который определяется при расчетной мощности электрической машины $P_{\text{ном}}$ и расчетном режиме охлаждения $G_{\text{ном}}$ с наибольшей силой тока нагрузки $(I)_{\infty}$, допустимой по нагреву изоляции обмоток в течение неограниченного времени работы, и наименьшей частотой вращения $(n)_{\infty}$, допустимой по режиму охлаждения обмоток.

С учетом принятого значения скорости локомотива на расчетном режиме v_p расчетное значение силы тяги

$$(F_k)_p = \frac{N_{\text{диз}}}{v_p} (\eta_{\text{перед}})_{\text{ном}},$$

где $(\eta_{\text{перед}})_{\text{ном}}$ – КПД передачи на номинальном режиме работы.

В общем случае КПД передачи

$$\eta_{\text{перед}} = \eta_r \eta_n \eta_{\text{эд}} \eta_{\text{тр}},$$

где η_r – КПД синхронного генератора; номинальное значение $\eta_r = 0,935...0,95$; η_n – КПД преобразователей; номинальное значение $\eta_n = 0,97...0,985$; $\eta_{\text{эд}}$ – КПД ТЭД; номинальное значение $\eta_{\text{эд}} = 0,88...0,93$; $\eta_{\text{тр}}$ – КПД тягового редуктора; номинальное значение $\eta_{\text{тр}} = 0,975$.

На режимах, отличных от номинального, КПД тягового электрооборудования (соответственно и КПД передачи) принимают другие значения.

Электрическая передача переменного-постоянного тока в общем случае состоит из синхронного генератора СГ с преобразователем напряжения, в качестве которого используется неуправляемая выпрямительная установка ВУ, и ТЭД постоянного тока (рис. 6.1.27). В тяговом режиме ТЭД имеют последовательное возбуждение, что объясняется наилучшим соответствием его электрохимических характеристик условиям тяги.

Управление передачей осуществляется изменением частоты вращения СГ по позициям контроллера и изменением магнитного потока Φ_r генератора в пределах одной позиции, обеспечивая $N_{\text{перед}} \approx \text{const}$. Это условие требует на всех режимах работы тепловоза формирования гиперболической зависимости (рис. 6.1.28)

$$U_d = f(I_d),$$

где U_d и I_d – соответственно напряжение и сила тока на выходе ВУ (выпрямленные значения).

Электрическая передача оборудуется автоматической системой регулирования напряжения, которая построена по принципам регулирования по отклонению напряжения генератора и по возмущениям (силе тока и положению органов топливоподачи дизеля).

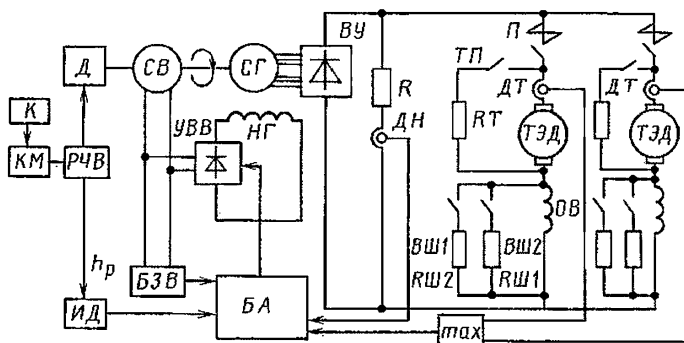
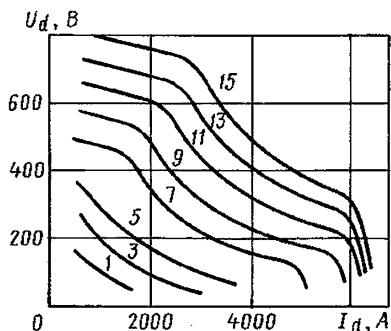


Рис. 6.1.27. Принципиальная схема электрической передачи переменного-постоянного тока:

Д – дизель; СГ – синхронный генератор; ВУ – выпрямительная установка; ТЭД – тяговый двигатель; К – контроллер; РЧВ – регулятор частоты вращения вала дизеля; h_p – относительное перемещение органов топливной системы дизеля; СВ – синхронный возбудитель; УВВ – управляемый (тиристорный) выпрямитель; НГ – обмотка независимого возбуждения генератора; ОВ – обмотка возбуждения ТЭД; БА – блок автоматики; БЗВ – блок задания возбуждения; ИД – индуктивный датчик; max – узел выделения максимального тока; П – контакт поездного контактора; ТП – контакт тормозного переключателя; RT – тормозной резистор; ВШ1, ВШ2 – контакты контакторов первой и второй ступени ослабления возбуждения; RШ1, RШ2 – резисторы первой и второй ступени ослабления возбуждения; ДН – датчик напряжения; ДТ – датчик тока



6.1.28. Зависимости $U_d = f(I_d)$ синхронного генератора типа ГС-501АУ тепловоза 2ТЭ116 по позициям контроллера 1, 2, 3 и т.д.

В тяговом режиме все ТЭД соединены параллельно и получают питание от синхронного генератора. Число ТЭД равно числу движущих осей, поэтому напряжение на зажимах ТЭД $U_{ТЭД} = U_d$, а сила тока якоря $I_a = I_d / m$ (где m – число движущих осей тепловоза).

Изменение направления движения тепловоза осуществляется контактами реверсора, общего для всех ТЭД. При переключении реверсора изменяется направление тока в обмотках возбуждения ОВ ТЭД (см рис. 6.1.27), а соответственно и направление вращения якоря ТЭД.

Синхронный генератор имеет две статорные трехфазные обмотки, соединенные по

схеме "звезда". Полная расчетная электромагнитная мощность генератора

$$(S_g)_{\text{ном}} = 2m_1 (E_g)_{\text{ном}} (I_g)_{\text{ном}},$$

где m_1 – число фаз статорной обмотки синхронного генератора; $(E_g)_{\text{ном}}$ и $(I_g)_{\text{ном}}$ – действующие значения соответственно фазных ЭДС и силы тока на расчетном режиме работы генератора.

В процессе передачи мощности по энергетической цепи тепловоза участвует только активная составляющая мощности синхронного генератора, которая соответствует свободной мощности дизеля:

$$P_{\text{сг}} 2m_1 (U_g)_{\phi} (I_g)_{\phi} \cos \varphi = N_{\text{перед}} \eta_{\text{г}},$$

где $\cos \varphi$ – коэффициент мощности; на номинальном режиме $\cos \varphi = 0,9$; на режиме максимального напряжения $\cos \varphi = 0,96$; на режиме минимального напряжения $\cos \varphi = 0,79$.

Зависимости $\eta_{\text{сг}} = f(\bar{I}_d)$ и $\eta_{\text{вы}} = f(\bar{I}_d)$ приведены на рис. 6.1.29.

Каждая статорная обмотки синхронного генератора включена на свой трехфазный выпрямительный мост ВУ. Такая система выпрямления позволяет на выходе ВУ получать практически постоянное выпрямленное напряжение U_d , равное приблизительно амплитуде линейного напряжения генератора $(U_a)_m$:

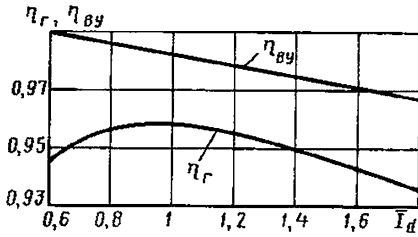


Рис. 6.1.29. Зависимости КПД η_g и $\eta_{вы}$ от относительной силы тока $\bar{I}_d = I_d / (I_d)_\infty$

$$U_d = \frac{(U_A)_m}{1,045} \approx \sqrt{6} U_{\phi}.$$

Отсутствие значительных пульсаций в выпрямленном напряжении обеспечивает устойчивую стационарную коммутацию ТЭД при значении межламельного напряжения $e_{ном} = 12...14$ В.

Мосты в ВУ соединяются, как правило, параллельно, что позволяет в 2 раза увеличить силу тока ТЭД и его номинальный тяговый момент. Сила выпрямленного тока

$$I_d = \frac{P_g}{U_d} = \frac{N_{св} \eta_g \eta_{вы}}{U_d}.$$

Вследствие того что скорость движения тепловоза должна изменяться в диапазоне $0 \leq v \leq v_k$, работа тяговых электрических машин характеризуется коэффициентом регулирования по напряжению $k_U = (U_d)_{max} / (U_d)_\infty \approx 1,4...1,6$ и коэффициентом регулирования по силе тока $k_I = (I_d)_{max} / (I_d)_{min} \approx 1,8...2$.

Система регулирования напряжения включает в себя замкнутый контур по напряжению генератора и два разомкнутых контура по силе тока ТЭД $I_{ТЭД}$ (по возмущению), по положению органов топливоподачи (положению реек топливных насосов h_p). Сигнал по $n_{диз}$ является задающим в системе регулирования, так как определяет ее настройку на каждой позиции.

Сигналы от блока задания возбуждения БЗВ, формирующего уставки каналов регулирования на каждой позиции контроллера пропорционально $n_{диз}$, датчиков силы тока ДТ и

напряжения ДН, индуктивного датчика ИД, обеспечивающего полное использование свободной мощности дизеля (согласование моментов дизеля и СГ) поступают в блок автоматики БА. Блок автоматики содержит селективный узел с тремя каналами регулирования (по напряжению, мощности и силе тока) и блок управления выпрямителем, назначение которого состоит в управлении длительностью включения тиристоров управляемого выпрямителя возбуждения УВВ в зависимости от выходного сигнала селективного узла.

В селективном узле формируются напряжения обратной связи по U_d и I_d и напряжения уставок по $n_{диз}$ и h_p . Сигнал рассогласования обратной связи и уставок поступает в блок управления выпрямителем, который соответствующим образом изменяет угол открытия тиристоров УВВ и регулирует силу тока в независимой обмотке НГ генератора. Уставки в селективном узле изменяются пропорционально $n_{диз}$, что обеспечивает формирование требуемых характеристик передачи при любой позиции контроллера дизеля.

Для снижения вероятности возникновения боксования колесных пар тепловоза управление синхронного генератора осуществляется по максимальному значению $(I_d)_{max}$.

Параметры системы регулирования возбуждения генератора определяют на основании его регулировочной характеристики: зависимости силы тока возбуждения от силы тока нагрузки $I_B = f(I_d)$.

Расчет регулировочной характеристики выполняется для всего диапазона изменения $(U_d)_{min} \leq U_d \leq (U_d)_{max}$. В основу расчета положено использование нагрузочных характеристик генератора $(U_d / n_{диз}) = f(I_B)$, построенных для всего диапазона изменения силы тока нагрузки I_d (рис. 6.1.30). Для выполнения условия $U_d I_d \approx \text{const}$ кривая зависимости $(I_B) = f(I_d)$ сначала снижается, а затем вследствие больших значений реактивности рассеяния возрастает (рис. 6.1.31).

Мощность, передаваемая от генератора к ТЭД,

$$P_{ТЭД} = P_d / m = (U_d I_d) / m.$$

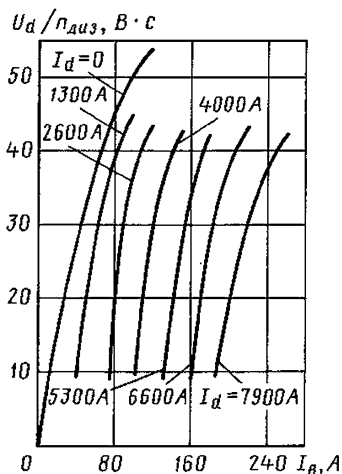


Рис. 6.1.30. Нагрузочные характеристики тягового синхронного генератора типа ГС-501А

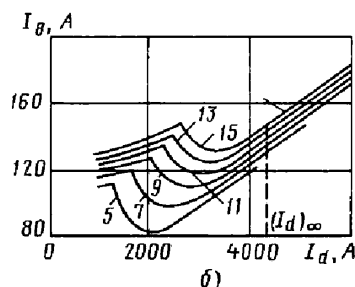
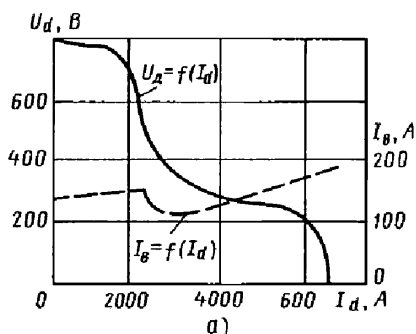


Рис. 6.1.31. Зависимость $U_d = f(I_d)$ и соответствующая ей регулировочная характеристика синхронного генератора $I_{\theta} = f(I_d)$ (а); регулировочные характеристики генератора типа ГС-501А при его работе в энергетической цепи тепловоза 2ТЭ116 (б): 5, 7, 9 и т.д. – позиции контроллера

Электромагнитный момент, создаваемый ТЭД и формирующий силу тяги тепловоза,

$$M = c_m \Phi I_a,$$

где c_m – постоянная, зависящая от конструктивных параметров машины; Φ – магнитный поток двигателя.

Сила тяги, приходящая на одну ось тепловоза,

$$F_{\text{ТЭД}} = 2\mu_{\text{тр}} M_2 / D_k,$$

где M_2 – механический момент на валу ТЭД; $\mu_{\text{тр}}$ – передаточное отношение тягового редуктора; D_k – диаметр колеса тепловоза.

Частота вращения якоря ТЭД, которая определяет скорость движения тепловоза,

$$n = \frac{U_d - I_a r_d}{c_e \Phi},$$

где r_d – полное сопротивление обмоток двигателя. С учетом того, что для каждого значения $n_{\text{диз}}$ мощность, передаваемая от генератора к ТЭД, остается примерно постоянной во всем диапазоне скорости движения тепловоза, произведение $Mn \approx \text{const}$.

Для расширения диапазона скоростей движения тепловоза без увеличения $U_{\text{ТЭД}}$ и значительного снижения КПД ТЭД применяется ступенчатое (на опытных тепловозах плавное) ослабление возбуждения. При этом обмотка возбуждения $ОВ$ шунтируется резисторами $R_{Ш1}$ и $R_{Ш2}$ с помощью контактов $B_{Ш1}$ и $B_{Ш2}$, изменяя силу тока возбуждения ТЭД. Это позволяет при одном значении $U_{\text{ТЭД}}$ получать разные значения частоты вращения якоря двигателя n при соответствующем изменении электромагнитного момента

$$M = c_m (\alpha \Phi) I_a,$$

где $\alpha = I_b / I_a$ – коэффициент ослабления возбуждения.

Как правило, в электрических передачах тепловозов используются две ступени ослабления возбуждения, и $\alpha \approx 0,65; 0,35$. В результате, при изменении скорости движения тепловоза от нуля до максимальной гиперболическая часть характеристики используется 3 раза (рис. 6.1.32).

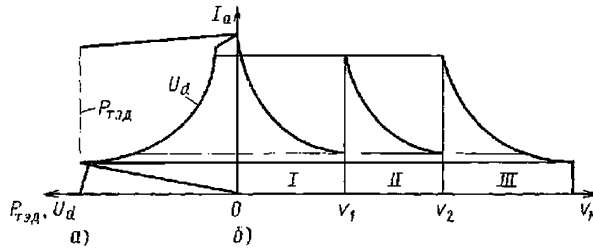


Рис 6.1.32. Изменение напряжения на зажимах тягового двигателя U_d и его мощности $P_{ТЭД}$ в зависимости от силы тока тяговых электродвигателей I_a (а) и расширение интервала скоростей движения тепловоза v за счет ослабления возбуждения ТЭД (б):

I – полное возбуждение ТЭД ($BШ1$ и $BШ2$ отключены); II – ослабленное возбуждение ТЭД (включены $BШ1$); III – ослабленное возбуждение ТЭД (включены $BШ1$ и $BШ2$)

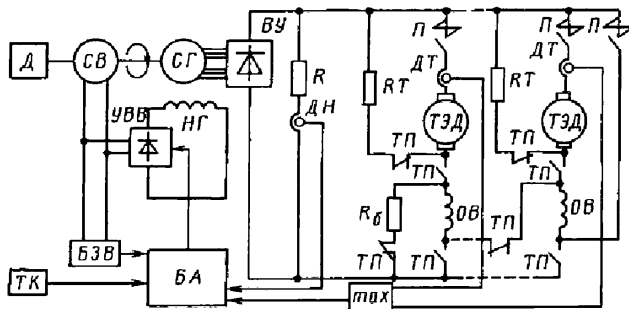


Рис. 6.1.33. Принципиальная схема системы электрического торможения переменного-постоянного тока

Обратимость электрических машин позволяет использовать ТЭД в режиме торможения. При переходе тепловоза в тормозящий режим силовая схема электрической передачи разбирается и выполняются переключения: к якорным обмоткам ТЭД контактами тормозного переключателя $ТП$ подсоединяются тормозные резисторы RT ; обмотки возбуждения ТЭД контактами $ТП$ отсоединяются от якорных цепей, соединяются в последовательную цепь и подключаются через балластный резистор R_0 к выпрямительной установке $ВУ$ таким образом, чтобы ток в обмотках возбуждения по отношению к току в обмотках якоря имел встречное направление (рис. 6.1.33). В результате момент M также меняет свое направление на противоположное, преобразуясь из тягового в тормозной. Тормозная сила, приходящаяся на одну ось тепловоза,

$$B = \mu_{тр} 2M/D_K.$$

При торможении ТЭД работают в генераторном режиме, а энергия движения рассеи-

вается на RT . Применяемая на тепловозах автоматическая система управления электрическим тормозом состоит из тормозного контроллера TK , $BЗВ$, $БА$ и $УВВ$. Она ограничивает предельные тормозные характеристики B_{max} , $(I_{в})_{max}$, $(I_a)_{max}$, $(I_a n)_{max}$ и формирует регулировочные характеристики тормозного режима $B_1 \approx const$, $B_2 \approx const$, $B_3 \approx const$ и $v_1 \approx const$, $v_2 \approx const$, $v_3 \approx const$ (рис. 6.1.34).

Предельные тормозные характеристики гарантируют допустимые нагрузки ТЭД и их надежную работу в режиме торможения.

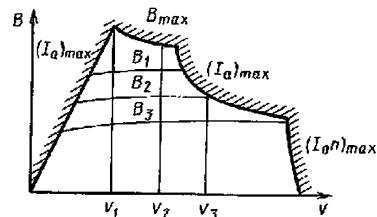


Рис. 6.1.34. Ограничительные и регулировочные характеристики системы электрического торможения тепловоза

Для того чтобы в режиме торможения обеспечить нормальное охлаждение тяговых электрических машин, дизель переводится на 10-ю или 11-ю позицию контроллера, а избыточная мощность синхронного генератора гасится на R_6 .

Поскольку $M = f(\Phi, I_a)$, регулирование тормозного момента ТЭД осуществляется изменением его I_b . Для этого в систему управления поступает сигнал обратной связи по I_b и сигнал по возмущению I_a . Для исключения юза колеса тепловоза система управления работает по устойчиво работающему ТЭД, который имеет максимальное значение $(I_a)_{\max}$.

Система электрического торможения применяется при $v \geq 50$ км/ч вследствие того, что при низких значениях n сила тока ТЭД

$$I_a = \frac{c_e n \Phi}{r_a + RT} \text{ также имеет низкие значения,}$$

уменьшая тормозной момент M и тормозную силу тепловоза B (рис. 6.1.35).

Электрическая передача переменного тока получила распространение с начала 90-х годов. В настоящее время наиболее широко применяют системы со звеном постоянного напряжения, или тока (рис. 6.1.36). Энергетическая цепь электрической передачи переменного тока со звеном постоянного тока состоит из синхронного генератора $СГ$, управляемого тиристор-

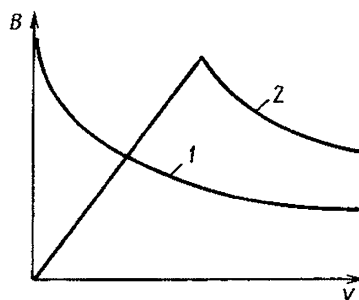


Рис. 6.1.35. Изменение тормозной силы тепловоза B при работе систем пневматического 1 и электрического 2 торможения

ного выпрямителя $УВ$, автономного инвертора АИТ и асинхронного тягового электродвигателя АТД; для сглаживания пульсаций напряжения и силы тока в звене АИ выпрямительной установки предусмотрены конденсатор K (не показан) и реактор P .

Тяговая характеристика формируется из минимумов U -образных характеристик АТД ($I_1 = f(s)$ при $M_{АТД} = \text{const}$, где I_1 — фазный ток обмотки статора, s — скольжение), полученных для всего диапазона скоростей v . При выборе такого алгоритма управления двигатель работает с минимально возможными значениями I_1 , а следовательно, минимальными потерями

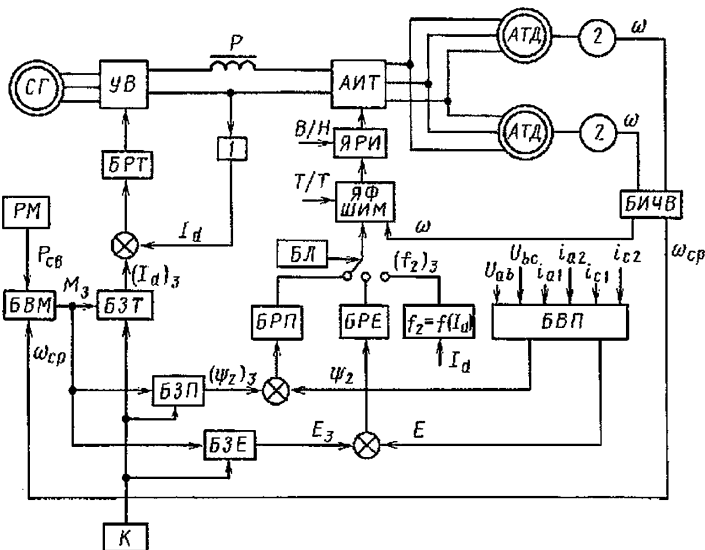


Рис. 6.1.36. Схема частотно-токовой системы управления асинхронным тяговым электродвигателем тепловоза

при всех значениях силы тяги (так как электрические потери в АТД достигают 80 % его полных потерь. При этом снижаются токовые нагрузки $УВ$ и $АИ$, их массогабаритные показатели, а также стоимость. Для управления значением момента двигателя путем оптимизации скольжения в соответствии со значениями свободной мощности дизеля, силы сцепления колеса с рельсом и скорости тепловоза электрические передачи оборудуются частотно-токовой системой регулирования.

Такая система управления включает два контура регулирования: частоты питающего напряжения и силы тока. Контур регулирования частоты питающего напряжения образован: датчиками 1 и 2 угловой скорости роторов электродвигателей; блоками задания параметров режима – потока $БЗП$ и ЭДС $БЗЕ$, блоком измерения частоты вращения роторов электродвигателей $БИЧВ$; блоками вычисления текущих значений параметров режима – свободного момента дизеля $БВМ$ и потока $БВП$; ячейками управления автономным инвертором тока $АИТ$; блоками регулирования потока $БРП$ и $БРЕ$ регулирования ЭДС, функциональным блоком с передаточной функцией частоты тока в обмотке ротора $f_2 = f(I_d)$, блоком логики $БЛ$; ячейкой $ЯФ$ формирования широтно-импульсной модуляции $ШИМ$; ячейкой регулирования инвертора $ЯРИ$. Уставка на сигналы задания осуществляется контроллером $К$.

Блоки $БЗП$ и $БЗЕ$ формируют сигналы задания потокосцепления $(\psi_2)_3$ и ЭДС ротора E_3 с учетом позиции контроллера. Блок $БВП$ определяет текущие значения потокосцепления ротора ψ_2 и ЭДС ротора E по значениям сигналов обратных связей. В качестве сигналов обратных связей используются значения линейных напряжений двигателя U_{ab} и U_{bc} и фазных токов $i_{a1}, i_{a2}, i_{c1}, i_{c2}$. Блок $БИЧВ$ формирует сигнал по средней угловой скорости роторов ω_{cp} и по максимальной (в тяговом режиме) или минимальной (в тормозном режиме).

Блоками $БРП$ и $БРЕ$ по рассогласованию заданных (по позициям контроллера) и текущих значений потосцеплений $(\psi_2)_3 - \psi_2$ и ЭДС $E_3 - E$ вырабатывается задающий сигнал частоты скольжения ротора $(f_2)_3$, соответст-

вующий минимальному значению потерь в двигателе. Блок $БЛ$ производит переключение каналов регулирования скольжения в зависимости от скорости движения тепловоза v : при $v_{лок} < 10$ км/ч управление скольжением осуществляет блок $БРП$, при $v_{лок} > 10$ км/ч – блок $БРЕ$. При работе системы управления в зоне $ШИМ$ осуществляется прямое задание частоты тока ротора $f_2 = f(I_d)$.

Контур регулирования силы тока образован: регулятором мощности $РМ$, формирующим сигнал задания по свободной мощности дизель-генератора $P_{св}$; блоком вычисления момента $БВМ$, формирующим сигнал задания момента электродвигателя M_3 ; блоком задания силы тока $БЗТ$, формирующим сигнал задания по силе тока статорной обмотки двигателя $(I_d)_3$; блоком регулирования тока $БРТ$, формирующим сигнал на управление тиристорами управляемого выпрямителя $УВ$.

Принцип работы контура регулирования силы тока основан на использовании $P_{св}$, входящейся на два двигателя. В блоке $БВМ$ по значениям $P_{св}$ и среднему значению угловой скорости роторов двигателей ω_{cp} определяется текущее значение заданного момента $M_3 = P_{св} / 2\omega_{cp}$. По значению M_3 блоком $БЗТ$ вырабатывается уставка $(I_d)_3$, а сигнал рассогласования заданного и текущего значений сил токов $(I_d)_3 - I_d$ поступает в блок $БРТ$, который изменяет сигнал на управления тиристорами $УВ$.

Одновременно на вход ячейки $ЯФ$ $ШИМ$ поступают сигналы ω и $(f_2)_3$. В этом блоке формируется $ШИМ$ и вычисляется заданная частота питающего напряжения статора

$$f_1 = f_r + f_{2онт},$$

где f_r – механическая частота вращения ротора двигателя; $f_{2онт}$ – частота силы тока ротора, соответствующая минимуму U -образной характеристики, определенной для текущего значения M_3 . По вычисленному значению f_1 ячейка распределения импульсов $ЯРИ$ вырабатывает импульсы управления $АИТ$.

При ограничении силы тока и напряжения источника питания (что имеет место для тиристорных преобразователей) управление

двигателем осуществляется по следующему алгоритму:

1) разгон тепловоза происходит при номинальном значении магнитного потока $\Phi = \Phi_{\max}$ до тех пор, пока фазное напряжение не достигнет номинального значения $U_1 = U_{1\max}$;

2) дальнейшее увеличение скорости происходит при $U_1 = U_{1\max} = \text{const}$ и постепенном снижении силы тока статорной обмотки I_1 ($I_1 < I_{1\max}$).

При отклонении ω от заданного значения ω_3 под действием возмущений, канал регулирования угловой скорости вырабатывает сигнал $f(\omega_3 - \omega)$, который изменяет значение I_1 , восстанавливая равновесие момента на валу двигателя с моментом сопротивления двигателя $M_2 = M_{\text{сопр}}$. Одновременно с этим датчик 2 измеряет текущее значение ω , которое в сумматоре складывается с $f_{2\text{опт}}$. В результате регулятор частоты воздействует на АИТ, который устанавливает частоту питающего напряжения двигателя:

$$f_1 = f_r + f_{2\text{опт}} = \frac{p\omega}{2\pi} + f_{2\text{опт}}.$$

Значения регулируемых параметров двигателя ДАТ-305 приведены на рис. 6.1.37.

В настоящее время на подвижном составе используются автономные инверторы на базе запираемых GTO-тиристорах и биполярных IGBT-транзисторах с изолированным затвором. Выключаемые тиристоры и силовые

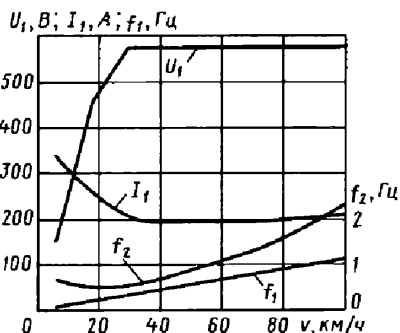


Рис. 6.1.37. Изменение параметров режима работы асинхронного тягового электродвигателя ДАТ-305 при его работе в энергетической цепи магистрального тепловоза, оборудованной частотно-токовой системой регулирования (температура обмоток 120 °С)

транзисторы могут работать при более высокой частоте коммутаций, чем обычные полупроводники. Это позволяет уменьшить содержание высших гармонических составляющих тока и напряжения на входе в двигатель и уменьшить его добавочные потери, вызванные этими гармоническими. Улучшение гармонического состава тока увеличивает момент на валу машины, что особенно важно для тяговых двигателей, а отсутствие специальных контуров искусственной коммутации в таких преобразователях повышает их надежность и значительно снижает массогабаритные показатели энергетического оборудования.

Гидравлическая передача. В ее основе лежит принцип использования кинетической энергии жидкости при передаче мощности от вала дизеля к колесу тепловоза. Механическая энергия от дизеля передается замкнутому контуру циркулирующей жидкости, которая затем преобразуется в механическую энергию вращения колесных пар тепловоза. В состав гидропередачи входят преобразователи энергии – гидротрансформаторы и гидромуфты. Такая передача эффективна на тепловозах мощностью до 1500 кВт.

Гидротрансформатор состоит из центробежного насоса H , приводимого во вращение валом дизеля (ведущим валом), турбинного колеса T , которое, в свою очередь, приводит во вращение оси тепловоза через систему зубчатых колес, и направляющего аппарата HA (рис. 6.1.38, а). Момент на турбинном колесе

$$M_T = M_H - M_{\text{на}},$$

где M_H и $M_{\text{на}}$ – моменты на насосе и управляющем аппарате (если последний расположен перед турбинным колесом, то увеличивает момент, передаваемый турбинному валу; $M_T = M_H + M_{\text{на}}$).

Направляющий аппарат изменяет направление потока жидкости и обеспечивает постоянный угол его подачи на лопатки насоса, поэтому условия их обтекания практически не меняются при изменении режима работы турбинного колеса. При постоянной мощности (фиксированной позиции контроллера) и $M_H \approx \text{const}$ момент M_T увеличивается с уменьшением частоты вращения колеса, и наоборот ($M_T \omega_T \approx \text{const}$, где ω_T – угловая скорость вала турбинного колеса). Момент, передаваемый насосным колесом

$$M_H = \rho \lambda_H (M_H) D_a^5 n_H^2,$$

где ρ – плотность рабочей жидкости (масла); $\lambda_H(M_H)$ – коэффициент, зависящий от M_H и конструктивных параметров; D_a – активный диаметр; n_H – частота вращения вала насоса.

Коэффициент трансформации $k = M_T/M_H = 4...5$ при $\omega_T = 0$; с увеличением ω_T значение k уменьшается практически линейно (рис. 6.1.38, б).

КПД гидротрансформатора

$$\eta_{гт} = \frac{M_T \omega_T}{M_H \omega_H} k i_{гт},$$

где $\omega_H = 2\pi n_H$; $i_{гт} = \omega_T/\omega_H$ – передаточное отношение; $0 < i_{гт} < 1$.

Тепловозные гидротрансформаторы имеют максимальное значение КПД при $(i_{гт})_{max} = 0,88$. Расчетный режим гидротрансформатора соответствует $(i_{гт})_p = (i_{гт})_{max}$; чем

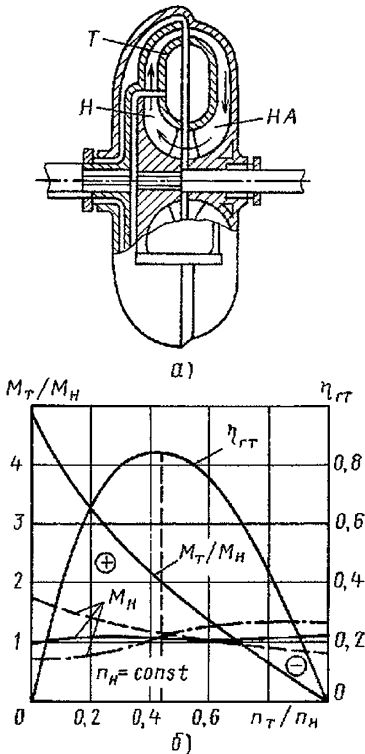


Рис. 6.1.38. Принципиальная схема (а) и характеристики (б) гидротрансформатора

существенное отклонение режима работы от расчетного, тем больше ударные потери и ниже значение $\eta_{гт}$.

Гидромуфта состоит из центробежного насоса (Н) приводимого во вращение дизелем, и гидравлической турбины (Т), соединенной через зубчатую передачу с колесными парами тепловоза. Рабочие колеса насоса и турбины связаны между собой посредством взаимодействия с потоком рабочей жидкости, которая циркулирует в полости, образованной этими колесами. Гидромуфта передает вращение с насоса на турбину без изменения значения момента: $M_H = M_T$. Поэтому КПД гидромуфты равен его передаточному отношению:

$$\eta_{гм} = \frac{M_T n_T}{M_H n_H} = \frac{n_T}{n_H} = i_{гм}.$$

Максимальное значение КПД гидромуфты соответствует ее номинальному режиму $(i_{гм})_{max} = 0,97$ (рис. 6.1.39).

На тепловозах применяют многоциркуляционные гидравлические передачи, состоящие из нескольких гидротрансформаторов и гидромуфт, которые включаются при автоматическом наполнении их полостей рабочей жидкостью и выключаются при ее удалении. Каждый гидротрансформатор и гидромуфта образуют одну ступень скорости. При низкой скорости движения используются гидротрансформаторы, обеспечивающие большую силу тяги; на более высоких скоростях используются гидромуфты, передающие вращающий момент без его трансформации. Ступени скорости переключаются автоматически системой управления, в которую входят золотниковая коробка и электрогидравлические вентили. Выбор требуемой ступени скорости и ее включение осуществляются в зависимости от сопротивления движению и частоты вращения вала дизеля.

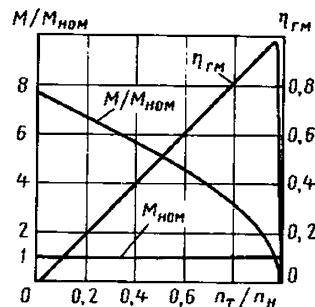


Рис. 6.1.39. Характеристика гидромуфты

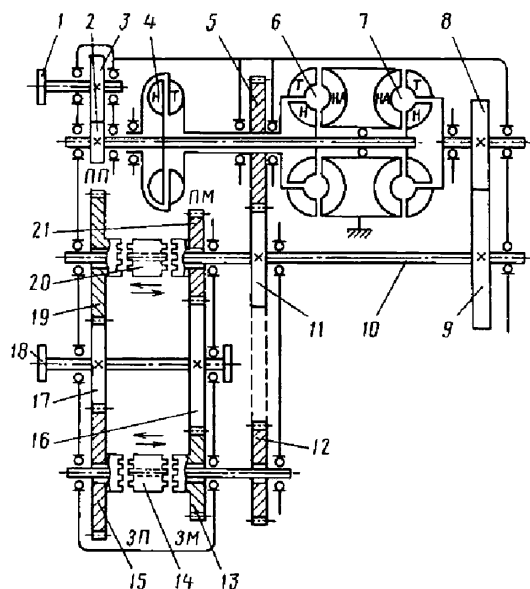


Рис. 6.1.40. Принципиальная схема гидравлической передачи УГП 750/1200

Трехциркуляционная гидравлическая передача УГП 750/1200 тепловозов ТГМ4 и ТГМ6 состоит из двух гидротрансформаторов 6 и 7 и одной гидромуфты 4 (рис. 6.1.40). Насосные колеса всех гидроаппаратов имеют общий вал 1, который приводится во вращение от дизеля через повышающий редуктор 3, 4. При трогании тепловоза включается пусковой гидротрансформатор 7, турбинное колесо которого через редуктор 8, 9 вращает вал 10. При больших скоростях движения тепловоза включен гидротрансформатор 6, при высоких скоростях — гидромуфта 4. В обоих последних вариантах включения вращающий момент на вал 10 передается через редуктор 5, 11. Ступени переключаются путем поочередного опорожнения и заполнения гидроаппаратов. Для передачи вращающего момента от вала 10 на выходной вал 18 служит реверсивный двухрежимный редуктор. Реверсирование передачи осуществляется переключением шлицевых муфт 20 (направление движения тепловоза вперед) и 14 (направление движения тепловоза назад). Зубчатые колеса 12, 19 передают вращающий момент от вала 10 к выходному валу передачи 18, обеспечивая требуемые режимы движения: поездной (вперед, назад); маневровый (вперед, назад).

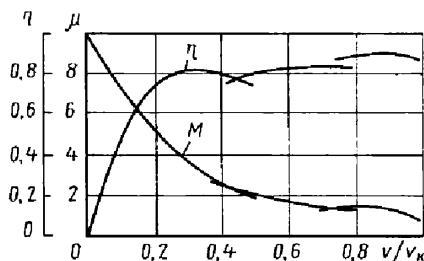


Рис. 6.1.41. Зависимости КПД η и момента M гидропередачи УГП 750/1200 от относительной скорости тепловоза v/v_k

Зависимости КПД η и момента M гидропередачи УГП 750/1200 от относительной скорости v/v_k приведены на рис. 6.1.41.

Гидравлические передачи сравнительно просты в изготовлении и не требуют использования цветных металлов, однако по экономичности уступают электрическим на 5...7 %.

Глава 6.2

ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ЦЕПИ ЭЛЕКТРОВОЗОВ

Электрические цепи соединяют ТЭД и аппараты, обеспечивающие выполнение операций, необходимых для управления электро-

подвижным составом, питания собственных нужд, защиты электрооборудования, работы локомотивной сигнализации, поездной радиосвязи и аппараты безопасности движения подвижного состава.

По функциональным признакам электрические цепи принято делить на следующие виды:

силовые – цепи токоприемников, аппаратов защиты, пускотормозных резисторов для электроподвижного состава постоянного тока, первичной обмотки тягового трансформатора однофазно-постоянного тока, вторичных обмоток трансформатора, полупроводниковых преобразователей, якорей и обмоток возбуждения ТЭД;

вспомогательные – цепи питания электродвигателей привода вспомогательных механизмов, устройств отопления кабины машиниста, системы управления тиристорными преобразователями;

управления – цепи питания электронной аппаратуры, электромагнитных, электропневматических и электродвигательных приводов коммутирующих, переключающих и защитных аппаратов, освещения, устройств сигнализации; цепи, соединяющие выходы датчиков тока, напряжения, скорости с аппаратурой управления и защиты, с измерительными приборами, а также цепи заряда аккумуляторной батареи; локомотивной сигнализации, поездной радиосвязи и аппаратов безопасности движения поездов.

За время, прошедшее с момента создания электроподвижного состава однофазно-постоянного тока с ТЭД пульсирующего тока и бесколлекторных, сформировалась номенклатура электровозов, вновь созданы и освоены в серийном производстве электровозы постоянного и переменного тока (ВЛ80С, ВЛ80Р, ВЛ82М, Ср1, ЕТ42, ВЛ85, ВЛ15, ЭП10), электрические схемы и электрооборудование которых принципиально отличаются от использованных на ранее выпускавшихся электровозах постоянного тока.

На электровозах постоянного тока существует жесткая связь между напряжениями контактной сети $U_{\text{кс}}$ и прикладываемым на силовую и вспомогательные цепи электровоза: эти напряжения должны быть равны. Это обстоятельство диктует требования к основному оборудованию по уровню напряжения и не позволяет выбрать его оптимальным по усло-

виям обеспечения минимальной стоимости, массогабаритных показателей, требуемой надежности и т.д. Применение специальных тиристорных преобразователей может в определенной степени ослабить, но не устранить действие этой связи.

В системе переменного тока преобразование энергии осуществляется непосредственно на электровозе, уровень напряжения основного электрооборудования практически не зависит от уровня напряжения контактной сети $U_{\text{к}}$, за исключением первичных обмоток силовых трансформаторов и высоковольтного оборудования (токоприемников, разрядников, главных выключателей и т.д.). Это позволяет выбрать уровень напряжения отдельно для силовых и вспомогательных цепей исходя из оптимума стоимости, массогабаритных показателей, надежности и т.д. [6].

Возможность выбора напряжения силовой цепи на электровозах переменного тока дает возможность не только оптимизировать параметры оборудования, но и исключить последовательное соединение ТЭД, применяемое на электровозах постоянного тока вынуждено на электровозах постоянного тока вынуждено и требующее повышения электрической прочности корпусной изоляции ТЭД в 2–3 раза по сравнению с его рабочим напряжением.

Оптимальное номинальное напряжение и применение параллельного соединения ТЭД позволяют увеличить единичную мощность электровозов переменного тока и существенно улучшить их тяговые свойства.

Переход к плавному (бесступенчатому) регулированию в корне изменил системы управления электроприводом ЭПС: от контактной релейной к электронной аппаратуре управления. Разработка и внедрение микроЭВМ и микропроцессоров позволили кроме основной функции (регулирования тягового электропривода) реализовать дополнительные функции аппаратуры управления, существенно улучшающие технико-экономические и эксплуатационные характеристики электровозов. При этом появилась возможность совершенствования алгоритмов управления путем оптимизации работы силового и вспомогательного оборудования с учетом условий работы на заданных участках пути.

Кроме того, современная аппаратура управления обеспечивает обмен информацией между машинистом и системой управления электровоза. Такая аппаратура в состоянии

обеспечивать обмен информацией между системой управления электровоза и диспетчерским пунктом и средствами обеспечения безопасности движения. На эту же аппаратуру возлагаются функции защиты, диагностики и прогнозирования.

Развитие микроэлектроники и выпуск широкого ассортимента микропроцессорных средств обеспечили возможность использования для управления тяговым электроприводом программного способа реализации алгоритмов обработки информации, которые имеют существенные преимущества перед аппаратным способом.

При программном способе управления управляющая микроЭВМ производит сбор информации о заданиях машиниста и действительном состоянии объекта управления, сопоставляет и анализирует входную информацию и выдает в соответствии с требуемым алгоритмом управляющие воздействия на объект управления. Для реализации набора различных алгоритмов в микроЭВМ записывается соответствующий набор управляющих программ. Таким образом, переход от одного режима работы тягового электропривода к другому, например от режима трогания состава к режиму разгона до заданной скорости с ограничениями по допустимым токам и силе тяги, а затем к режиму стабилизации скорости или к режиму торможения, производится лишь путем перехода процессора к выполнению соответствующей программы управления. Связь с объектом управления и получение указаний машиниста осуществляется при помощи датчиков и задатчиков, которые используются и при аппаратном способе.

В реальных системах программный способ сочетается с аппаратным. При этом сохраняется главное преимущество программного способа: схема аппаратуры управления не подвергается никаким переключениям при изменении реализуемого алгоритма. Число и сложность реализуемых алгоритмов определяются лишь программным обеспечением и быстродействием микроЭВМ [7].

На этих принципах разработаны и внедрены на электровозах блоки управления реостатным торможением, электровозная аппаратура управления выпрямительно-инверторными преобразователями (ВИП) системы автоматического управления (САУ) электровоза в режимах тяги и электрического торможения.

6.2.1. ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ЦЕПИ ЭЛЕКТРОВОЗОВ ПЕРЕМЕННОГО ТОКА

Блок управления реостатным торможением (БУРТ). Электровозы переменного тока типа ВЛ80Т, ВЛ80СУ оборудованы реостатным электрическим тормозом. Автоматическое управление режимом торможения осуществляется электронным БУРТ, который имеет несколько модификаций. Блок выполняет следующие функции:

остановочное торможение (Т) с ограничениями сил токов якоря $I_{\text{я}}$ и возбуждения $I_{\text{в}}$ ТЭД и по наибольшему значению заданной тормозной силы; предварительное торможение (ПТ) с тормозной силой $(8 \dots 12) \cdot 10^4$ Н;

ступенчатое регулирование тормозной силы в пределах $(20 \dots 50) \cdot 10^4$ Н;

поддержание фиксированной скорости движения (ФС) на спусках в пределах заданных ограничений по токам и тормозному усилию.

Блок управления БУРТ-16 содержит следующие функциональные блоки (рис. 6.2.1): решающего устройства БРУ, регулирования фазы БРФ; формирования импульсов БФИ, вычисления скорости БВС, реле переключений БРП, управления торможением БУТ и измерений БИ.

В БУТ поступают задания от контроллера машиниста электровоза КМЭ на выполняемый режим (ПТ, Т, ФС и задание тормозной силы), а также информация о текущей скорости $u_{\text{с}}$ движения электровоза от БВС. С помощью БУТ вырабатываются требуемые ограничения по тормозной силе $u_{\text{т}}$ и силе предварительного торможения $u_{\text{п.т}}$ – сигналы задания в БРУ, а также формируется команда в БРП на переключение тормозных резисторов $R_{\text{т}}$ включением контактора $K_{\text{т}}$ при снижении скорости электровоза до 30 км/ч.

При этом БРУ выполняет функцию регулятора тормозной силы посредством регулирования силы тока возбуждения $I_{\text{в}}$. БРУ получает задание от БУТ ($u_{\text{т}}$, $u_{\text{п.т}}$) и информацию датчиков ДТВ и ДТЯ о текущих значениях силы тока возбуждения $I_{\text{в}}$ и тока якоря $I_{\text{я}}$ наиболее нагруженного двигателя, вычисляет текущее значение тормозной силы и вырабатывает сигнал рассогласования $u_{\text{у}}$ для БРФ.

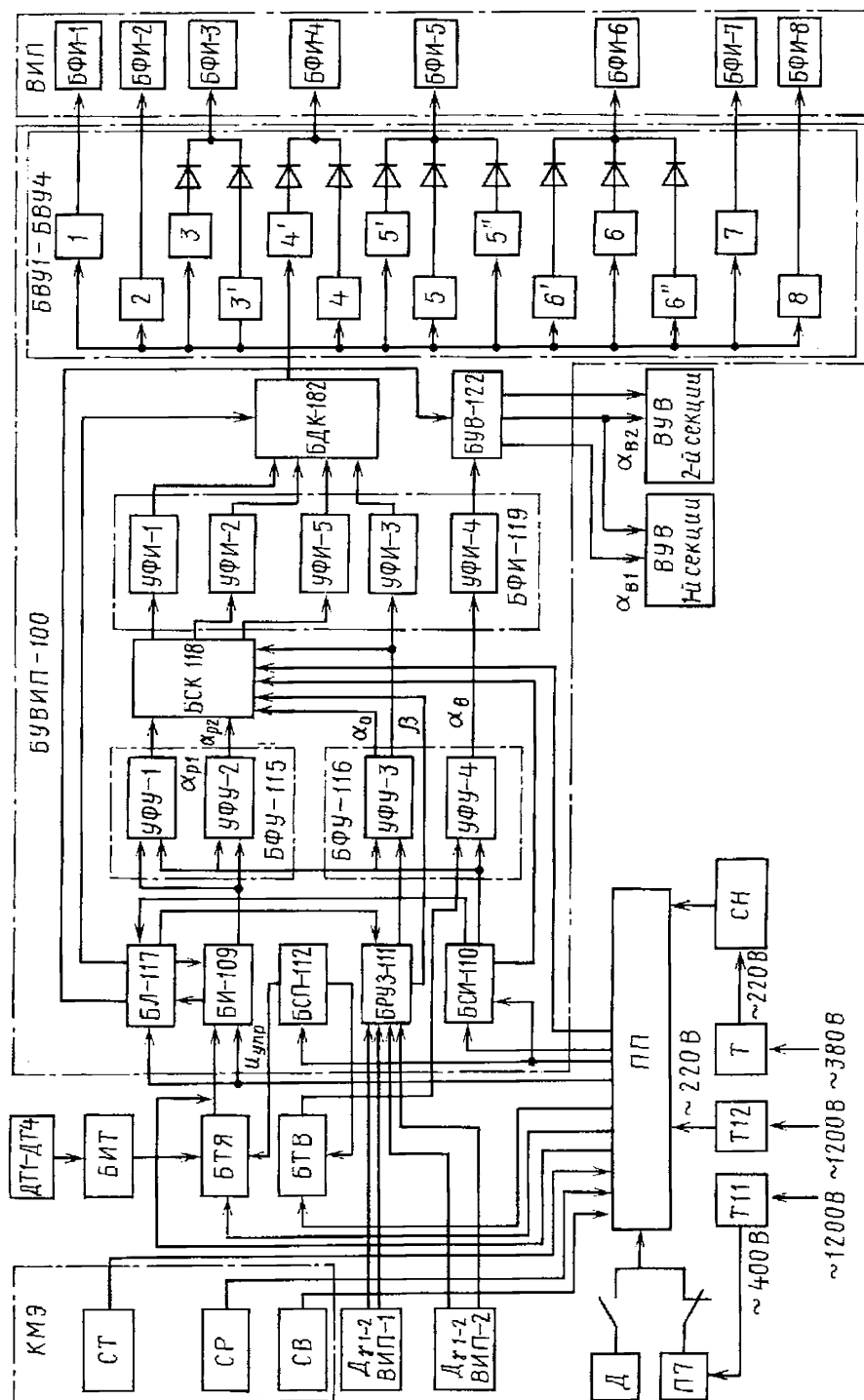


Рис. 6.2.2. Структурная схема системы управления ВИП электровзоров ВА80Р, В.185

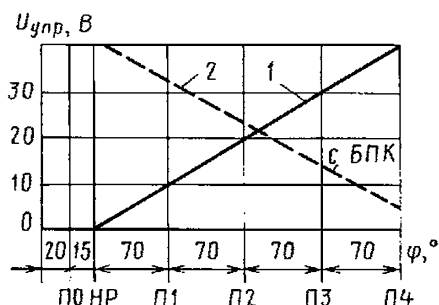


Рис. 6.2.3. Зависимости выходного напряжения $U_{упр}$ сельсина "управление ВИП в тяге" (1) и "управление ВИП в рекуперации" (2) от угла φ поворота штурвала КМЭ

пряжения ВИП) напряжение U на выходе сельсина-датчика "управление ВИП в тяге" СТ изменяется пропорционально углу поворота штурвала φ от 0 до 40 В (рис. 6.2.3).

На КМЭ через каждые 10 В напряжения сельсина (соответствуют углу поворота штурвала на 70°) нанесены метки: П1, П2, П3, П4, соответствующие окончанию первой – четвертой зон регулирования напряжения ВИП; ПО – подготовка к работе; НР – начало регулирования. Напряжение с сельсина "управление ВИП в тяге" (СТ) или "управление ВИП в рекуперации" (СР) выпрямляется в ПП и подается на входы БИ и БФУ (см. рис. 6.2.2).

В зависимости от напряжения управления $U_{упр}$ БИ регистрирует окончание зон регулирования, формирует команду для перехода с одной зоны регулирования на другую и переводит поочередно напряжение управления со входа узла фазового управления УФУ-1 на вход узла фазового управления УФУ-2. В УФУ-1 и УФУ-2 формируются импульсы управления a_p с частотой 100 Гц, фаза которых изменяется от a_{pmax} до a_{pmin} при изменении напряжения управления от 0 до 10 В. С выходов БФУ импульсы с фазой a_{pmax} поступают в БСК, где задерживаются по углу коммутации γ'_0 , после чего усиливаются в БФИ до значения, необходимого для управления выходными усилителями БВУ-1 – БВУ-4.

Блок логики БЛ совместно с блоком диодного коммутатора БДК распределяет импульсы управления по зонам регулирования и по полупериодам напряжения сети, обеспечи-

вая заданный алгоритм управления плечами ВИП.

При нулевом напряжении на выходе сельсина СТ БИ находится в исходном состоянии и позволяет БЛ через БДК сгруппировать на входе БВУ-1 – БВУ-4 импульсы управления, соответствующие алгоритму работы плеч ВИП на первой зоне регулирования.

На первой зоне регулирования напряжения ВИП регулируемые по фазе импульсы a_{p1} формируются блоком УФУ-1 в БФУ, преобразуются в БСК, ограничивая a_{pmax} по γ'_0 , и усиливаются промежуточным усилителем УФИ-1 в БФИ. Импульсы, соответствующие по фазе минимальному углу открытия тиристоров a_0 , формируются УФУ-3 в БФУ и усилителем УФИ-3. При увеличении напряжения на выходе сельсина СТ от 0 до 10 В фаза импульсов на выходе БУВИП изменяется от a_{pmax} до a_{pmin} , что соответствует увеличению напряжения на ТЭД от 0 до 0,25 номинального значения $U_{дном}$.

При напряжении управления 10 В в БИ срабатывает первый пороговый элемент и выдает команду (напряжение) на БЛ, позволяющий через БДК сгруппировать на входе импульсы управления, соответствующие второй зоне регулирования. Кроме того, БИ подает напряжение управления на УФУ-2. Импульсы a_p на второй зоне поступают от УФУ-2 через БСК и УФИ-2. В БСК фаза a_{pmin} ограничивается по углу коммутации γ'_0 . Импульсы a_0 формируются по-прежнему в УФУ-3 и УФИ-3. Импульсы a_{03} , задержанные по фазе относительно a_0 на угол коммутации тока γ'_0 в контуре коммутации тока в ВИП с большим напряжением, поступают в БСК и усиливаются УФИ-5 в БФИ. При увеличении напряжения сельсина СТ от 10 до 20 В фаза импульсов a_p изменяется от a_{pmax} до a_{pmin} на плечах 1 и 2 ВИП, что соответствует увеличению напряжения ТЭД с 0,25 до 0,5 $U_{дном}$.

При напряжении управления 20 В срабатывает второй пороговый элемент в БИ и, воздействуя на блок БЛ, через БДК группирует импульсы управления, соответствующие

третьей зоне регулирования *БИ* и *БЛ*. При этом обеспечивается перевод нагрузки с двух секций силового трансформатора на одну равновеликую по напряжению секцию. При изменении напряжения управления от 20 до 30 В фаза импульсов на плечах 3 и 4 *ВИП* регулируется *УФУ-1* от $a_{p\max}$ до $a_{p\min}$, что соответствует увеличению напряжения на двигателях от 0,5 до $0,75 U_{d\text{ном}}$.

При напряжении управления 30 В повторно срабатывает первый пороговый элемент в *БИ*, выдающий команду на *БЛ*, который через *БДК* обеспечивает алгоритм работы выходных усилителей *БВУ*, соответствующий четвертой зоне. Одновременно *БИ* подает напряжение управления на *УФУ-2*. При изменении напряжения на выходе сельсина *СТ* от 30 до 40 В фаза импульсов на плечах 1, 2 *ВИП* регулируется *УФУ-2* от $a_{p\max}$ до $a_{p\min}$ и напряжение на ТЭД увеличивается с 0,75 до $U_{d\text{ном}}$.

Блок синхронизации импульсов системы управления с сетью *БСИ* формирует импульсы синхронизации, необходимые для работы *БФУ*, *БСК*, *БЛ*, а также импульсы в момент времени $\pi/2$, поступающие в *БИ* для выполнения синхронного с ними перевода нагрузки с двух секций на одну равновеликую по напряжению секцию трансформатора.

В режиме рекуперации при повороте главного штурвала КМЭ из положения П4 в положение НР напряжение на выходе сельсина "управление в рекуперации" *СР* изменяется пропорционально углу его поворота φ от 5 до 40 В. Напряжение управления с выхода *СР* выпрямляется в *ПП* и сравнивается с выходным напряжением блока тока якоря *БТЯ*. Выходное напряжение *БТЯ* пропорционально скорости изменения силы тока якоря, а полярность обратна полярности напряжения управления. Разность этих напряжений воздействует на *БИ* и *БФУ* и определяет в режиме торможения фазу импульсов a_p зону регулирования и алгоритм работы плеч *ВИП*. При входе в режим торможения с ростом силы тока рекуперации *БТЯ* замедляет рост силы тока якоря, увеличивая противоЭДС трансформатора. Воздействие на противоЭДС трансформатора по силе тока якоря сохраняется и в крайнем положении П4 штурвала КМЭ, так как в этом

положении сельсин *СР* выдает 5 В, что обеспечивает запас по углу регулирования и изменение напряжения *ВИП* на четвертой зоне по цепи обратной связи *БТЯ*.

Блок *БИТ* выделяет максимальный сигнал с датчиков тока *ДТ1* – *ДТ4*, устанавливаемых в цепи каждого ТЭД.

Взаимодействие блоков *БИ*, *БЛ*, *УФУ-1* и *УФУ-2* в *БФУ*, *БДК*, *БВУ* и других в режиме торможения осуществляется аналогично режиму тяги. Импульсы, по фазе соответствующие углу опережения открытия тиристорных инверторов β , формируются *УФУ-3* в *БФУ* и *УФИ-3* в *БФИ*.

С помощью блока регулирования угла запаса *БРУЗ* в режиме торможения формируется напряжение управления для *УФУ-3*, пропорциональное длительности угла коммутации тока в *ВИП*. Импульсы, пропорциональные углу коммутации, поступают с датчиков D_γ . В каждом *ВИП* устанавливаются два датчика ($D_{\gamma 1} - 2$), работающие соответственно на первой – четвертой зонах регулирования *ВИП*. С ростом силы тока угол опережения β увеличивается пропорционально углу коммутации, что обеспечивает постоянство угла запаса δ во всех режимах.

Запрет подачи импульсов a_p в зону от β до π осуществляется *БСК*. Регулирование силы тока возбуждения в режиме торможения осуществляется сельсином "управление *ВУВ*" СВ, напряжение с которого выпрямляется в *ПП* и сравнивается с выходным напряжением блока тока возбуждения *БТВ*, пропорциональным скорости изменения и силе тока возбуждения. Разность напряжений подается на вход *УФУ-4* в *БФУ*, который определяет фазу импульсов управления возбудителем. Импульсы с *УФУ-4* усиливаются промежуточным усилителем *УФИ-4* в *БФИ* и подаются на блок *ВУВ*, который осуществляет усиление и распределение импульсов a_v по плечам выпрямительной установки возбуждения *ВУВ* обеих секций электровоза.

Блок *БСП* предназначен для питания стабилизированным напряжением *БТВ*, *БТЯ*, которые образуют систему противокомпаундирования *БПК*. Система противокомпаундирования с увеличением силы тока якоря стремится увеличить противоЭДС трансформатора и уменьшить силу тока возбуждения, что замедляет рост силы тока якоря и повышает электрическую устойчивость всей системы регулирования.

Электронная аппаратура автоматического управления электровоза ВЛ85. Преимущества тиристорного регулирования наиболее полно реализуются в замкнутых системах автоматического регулирования. Такой системой является САУ электровоза ВЛ85, которая выполняет следующие основные функции:

в режимах тяги – разгон электровоза с автоматическим поддержанием заданной силы тока ТЭД до заданной скорости; при достижении заданной скорости – автоматическое поддержание ее значения, плавное с заданной интенсивностью нарастание силы тока якоря ТЭД до заданного значения;

в режимах рекуперации – предварительное торможение с заданной тормозной силой, зависящей от скорости движения электровоза, остановочное торможение с заданной тормозной силой при ограничении максимально

допустимых сил токов якоря и возбуждения ТЭД, поддержание заданной скорости спуска при заданной наибольшей тормозной силе и ограничение до допустимых сил токов якоря и возбуждения, плавное с заданной интенсивностью нарастание тормозной силы при входе в торможение.

Режим тяги. Функциональная схема САУ в режиме тяги представляет собой двухконтурную систему подчиненного регулирования (рис. 6.2.4, а). Контур регулирования силы тока якоря является внутренним, а контур скорости – внешним.

Регулятор силы тока якоря $РТЯ$ по условиям качества регулирования и устойчивости системы выполнен по схеме Пи-регулятора. Выходное напряжение $РТЯ$ является управляющим для $БУВИП$ и через согласующий элемент $СЭ$ подается на его вход. Импульсы

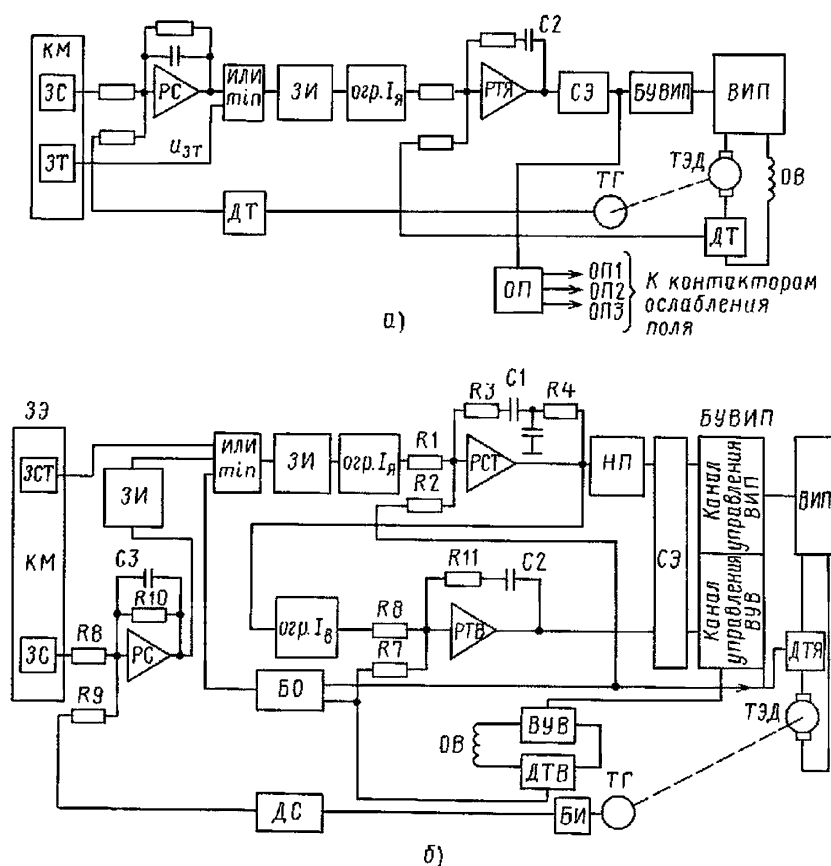


Рис. 6.2.4. Функциональная схема системы автоматического управления:

а – в режиме тяги; б – в режиме рекуперативного торможения

управления открывают соответствующие плечи *ВИП* с такой фазой, при которой выпрямленное напряжение на выходе *ВИП* обеспечивает заданную силу тока ТЭД. Скорость нарастания заданной силы тока (порядка 50...100 А/с) обеспечивается задатчиком интенсивности *ЗИ*. Максимальная сила тока ТЭД определяется схемой ограничения $I_{я}$.

Пока истинное значение скорости, определяемое датчиком скорости *ДС*, не достигло заданного, напряжение на выходе регулятора скорости *РС* максимально и через схему или–min проходит задание силы тока якоря $u_{ят}$ от задатчика *ЗТ*. При этом обеспечивается разгон электровоза до заданной скорости с заданным значением тока ТЭД.

Регулятор *РС* выполняет функции автоматического задатчика тока для внутреннего контура регулирования и выполнен по схеме аperiodического звена. После достижения заданной скорости электровоза напряжение на выходе *РС* начнет падать. После прохождения значения меньшего $u_{ят}$ это напряжение будет определять заданную силу тока ТЭД. За истинное значение силы тока ТЭД берется наибольшее, т.е. регулирование ведется по наиболее загруженной колесной паре. За истинное значение скорости принимается минимальная скорость из всех колесных пар. Этим из регулирования исключаются буксующие колесные пары. После того как будут выбраны все зоны регулирования, напряжение с выхода *РТЯ* подается на схему автоматического включения ослабления поля *ОП*. По мере увеличения напряжения на выходе *РТЯ* поочередно срабатывают компараторы, включающие контакторы *ОП1*, *ОП2* и *ОП3*.

Структурно блок автоматического управления БАУ для управления электровозом ВЛ85 в режиме тяги состоит из следующих блоков, выполненных в виде кассет: питания БП-029, БП-022, датчиков скорости БДС-033, регулятора якоря БРТЯ-032, токовой защиты БТЗ-024, ослабления поля БОП-042, промежуточных реле БПР-030, ограничений БО-037, согласующего элемента БСЭ-035, измерения токов БИ-002, задатчика интенсивности БЗИ-041. Функциональное назначение блоков раскрывается принятыми буквенными обозначениями.

Режим рекуперации. Функциональная схема САУ в режиме рекуперативного торможения представляет собой схему трехконтурно-го подчиненного регулирования (рис. 6.2.4, б).

Она состоит из задающего элемента *ЗЭ*, включающего в себя задатчиков силы торможения *ЗСТ*, скорости *ЗС* и интенсивности *ЗИ*, регулятора скорости *РС*, элемента или–min, ограничителей сил токов якоря *огр. $I_{я}$* и *огр. $I_{в}$* , регулятора силы торможения *РСТ*, нелинейного преобразователя *НП*, регулятора силы тока возбуждения *РТВ*, согласующих элементов *СЭ*, объекта регулирования (блоки *БУВИП*, выпрямительная установка возбуждения *ВУВ* и *ВИП*), звеньев обратной связи в виде датчика скорости *ДС* и тахогенератора *ТГ*, датчиков сил токов якоря и возбуждения *ДТЯ* и *ДТВ* и блока ограничения силы торможения по коммутации *БО*.

Контур регуляторов сил токов возбуждения *РТВ*, *РСТ* и ограничения силы торможения по условиям коммутации ТЭД являются внутренними, а контур регулирования скорости – внешним. На вход регулятора каждого контура поступают сигналы заданного и истинного значений. Выходной сигнал одного из регуляторов является заданием регулируемого параметра для последующего. Нелинейный преобразователь *НП* служит для разделения каналов управления *ВИП* и *ВУВ*.

Вход в рекуперацию на любой скорости электровоза начинается с регулирования силы тока возбуждения ТЭД. С выхода *РСТ* сигнал задания поступает на *РТВ* и сила тока возбуждения начинает расти. Если при увеличении силы тока возбуждения от нуля до значения часового тока сила торможения не достигнет заданного значения (при скоростях движения 60 км/ч), то сигнал с *РСТ* через нелинейный преобразователь *НП* и согласующий элемент *СЭ* начнет управлять фазой открытия тиристоров *ВИП*, уменьшая противоЭДС силового трансформатора. Это будет происходить до достижения заданной силы торможения.

Контур регулятора скорости вступит в работу тогда, когда истинная скорость станет равна или меньше заданной. При этом сигнал с выхода регулятора *РС* будет меньшим из всех трех, поступающих на элемент или–min. Этот минимальный сигнал проходит через задатчики интенсивности *ЗИ* на ограничитель силы тока якоря и затем на вход *РСТ* в виде заданного значения тормозной силы.

В зоне больших скоростей, когда действует ограничение тормозной силы по коммутации ТЭД из условия $I_{в} \geq 0,43I_{я}$, стабилизируется тормозная мощность.

В зоне малых скоростей, когда возбуждение "насыщен" и $I_b = \text{const}$, САУ обеспечивает стабилизацию тормозной силы.

Это следует из уравнения

$$B = n0,367(c\Phi I_a + \Delta P_m / V),$$

где n – число двигателей; V – скорость движения электровоза; ΔP_m – магнитные и механические потери в двигателях; Φ – магнитный поток двигателя; c – постоянная двигателя; I_a – сила тока якоря; B – тормозная сила.

Электрические цепи электровозов ВЛ65 и ЭП1. Основные элементы электрических цепей электровоза ВЛ65. В основу конструкции, схемных решений и принципов управления электровоза ВЛ65 положены конструкторские разработки, которые прошли опытную проверку на электровозах ВЛ80Р и ВЛ85.

Для использования в пассажирском движении на электровозе ВЛ65 изменено по отношению к ВЛ85 передаточное отношение зубчатой передачи (81/28 вместо 88/21). По сравнению с шестисосной секцией ВЛ85, принятой за базовую конструкцию, дополнительно установлены: вторая кабина машиниста, второй (резервный) компрессор, электрооборудование, обеспечивающее питание системы отопления пассажирского поезда, второй токоприемник и дроссель помехоподавления, разьединители токоприемника, система автоматической подачи смазки на гребень движения колесной пары.

По условиям компоновки оборудования и с целью обеспечения нагрузки от колесной пары на рельс не более 225,4 кН вместо трех выпрямительно-инверторных преобразователей ВИП-4000, применяемых на секции ВЛ85, установлены два преобразователя ВИП-5500УХЛ2, от каждого из которых получают питание три ТЭД.

Благодаря такому конструкторскому решению достигнуто: уменьшение массы комплекта преобразователей; на 1/3 сокращено количество вторичных тяговых обмоток трансформатора, что позволило более рационально разместить обмотки на магнитопроводе и существенно снизить силу тока включения трансформатора по сравнению с трансформатором ОНДЦЗ-10000/25 электровоза ВЛ85; на 1/3 уменьшено количество переключающих аппаратов в цепях ТЭД и аппаратов в цепях вторичных обмоток трансформатора; сокра-

щение общего расхода охлаждающего воздуха, что позволило исключить специальный мотор-вентилятор, предназначенный для охлаждения тягового трансформатора, обеспечить охлаждение последнего от вентилятора третьего и четвертого ТЭД.

Вместо традиционно используемого электромашинного фазорасщепителя нормальные условия запуска и работы трехфазных АТД привода вспомогательных машин на электровозе ВЛ65 обеспечиваются соответствующими параметрами пусковых и постоянно включенных емкостей статической конденсаторно-расщепительной системы.

Номинальная мощность тягового трансформатора снижена до 0,8 суммарной мощности ТЭД за счет рационального выбора тепловой постоянной нагрева обмоток трансформатора, которая больше, чем у тягового электродвигателя.

Система автоматического управления выпрямительно-инверторными преобразователями ВИП-5500УХЛ2 и тиристорным возбудителем ВУВ-24, используемыми для питания обмоток возбуждения ТЭД в режиме рекуперативного торможения, обеспечивает управление приводом как одного, так и двух электровозов, работающих по системе многих единиц.

САУ электровоза ВЛ65 оснащена дополнительными каскадами, обеспечивающими надежное функционирование системы выравнивания токов ТЭД в режиме рекуперативного торможения (в ВУВИП), и усовершенствованной системой защиты от боксования и юза (в БАУ).

У электровозов ВЛ65 тяговые характеристики занимают всю область скоростей вплоть до характеристик полного возбуждения. Машинист может выбрать любую или поручить выбор автоматической системе. Это позволяет при пуске реализовать большие средние и максимальные силы токов ТЭД, а также ускорить их плавное увеличение, что приводит к росту средней пусковой силы тяги или торможения без превышения ограничений по сцеплению, а также к более быстрому ее изменению.

Основные элементы электрических цепей электровоза ЭП1. Подключение электровоза к контактной сети осуществляют токоприемниками. Напряжение понижается от 25 кВ до значения, необходимого для питания шести ТЭД, вспомогательных машин и электрооборудования, обеспечивающего функционирование локомотива в тяговом и тормозном режи-

мах, тяговым трансформатором. Главный выключатель предназначен для оперативных и аварийных отключений тягового трансформатора. После отключения первичная обмотка автоматически соединяется с корпусом разъединителем главного выключателя.

Напряжение на ТЭД подается от вторичных тяговых обмоток трансформатора посредством ВВП. Защита тяговых обмоток ВВП от короткого замыкания осуществляется с помощью реле, а защита ТЭД – быстродействующими выключателями. Переключатели обеспечивают переключения в силовой цепи электровоза для перехода из режима тяги в режим электрического торможения, и наоборот. Для снижения пульсаций выпрямленного тока в цепь ТЭД введены сглаживающие реакторы. Для уменьшения пульсации силы тока возбуждения I_v обмотки возбуждения зашунтированы постоянными резисторами, которые входят в блоки регулирования тока возбуждения и служат для увеличения мощности ТЭД, когда лимит регулирования напряжения на жазимах ТЭД с применением четырехзонного плавного регулирования напряжения израсходован.

Кроме постоянной ступени регулирования силы тока I_v предусмотрены дополнительные ступени: $ОП1 = I_v / I_a = 75 \%$, $ОП2 = 57 \%$, $ОП3 = 48 \%$ (I_a – сила тока якорной обмотки). На дополнительных позициях регулирования I_v для снижения бросков тока и облегчения условий коммутации при резких колебаниях напряжения на жазимах ТЭД последовательно с активным сопротивлением включаются индуктивные шунты.

Для обнаружения буксования и юза между равнопотенциальными точками цепей ТЭД каждой тележке включены блоки буксования и юза, которые посредством систем управления обеспечивают вручную или автоматическую подачу песка под колесные пары и снижение момента ТЭД в случае необходимости.

Контроль замыкания на корпус цепей ТЭД выполняет реле заземления, которое имеет включающую и удерживающую катушки. На включающую катушку напряжение подается (при замыкании на корпус) от обмотки собственных нужд тягового трансформатора через понижающий трансформатор. При замыкании на корпус реле включается, размыкает цепь питания катушки удерживающего электромагнита главного выключателя и включает сигнальную лампу.

Для ввода электровоза в депо от внешнего преобразователя используют один ТЭД.

Системы управления работой ТЭД в режимах тяги и рекуперативного торможения. Регулирование напряжения на жазимах ТЭД в режимах тяги осуществляется путем преобразования однофазного переменного напряжения в постоянное пульсирующее, а в режиме торможения – путем преобразования постоянного тока ТЭД, работающих в генераторном режиме, в переменный ток с возвратом энергии в систему энергоснабжения.

Преобразователи переменного тока в постоянно-пульсирующий и постоянного в переменный с частотой 50 Гц на электровозе ВЛ65 выполняет тиристорный преобразователь ВВП-5500 с блоком управления выпрямительно-инверторным преобразователем БУВВП-030 совместно с выпрямительной установкой возбуждения ВУВ-24 (1,2).

Блок управления БУВВП-030 осуществляет следующие функции:

- плавное четырехзонное регулирование фазы α_p импульсов управления ВВП в режиме тяги для регулирования напряжения на ТЭД;

- плавное четырехзонное регулирование α_p импульсов управления ВВП в режиме рекуперативного торможения для регулирования ЭДС инвертора;

- распределение импульсов управления по плечам преобразователя (согласно алгоритму его работы) для регулирования и обеспечения быстродействующего перевода нагрузки с одних секций тягового трансформатора на другие путем переключения плеч выпрямительного моста;

- плавное регулирование фазы α_v импульсов управления выпрямительной установкой возбуждения ВУВ для регулирования силы тока возбуждения ТЭД в режиме рекуперативного торможения;

- автоматическое регулирование фаз α_p и α_v импульсов управления ВВП и ВУВ в режиме рекуперативного торможения пропорционально скорости изменения силы тока якоря для обеспечения плавности изменения тормозной силы;

- автоматическое поддержание постоянно-го угла запаса инвертора δ ;

- автоматическое регулирование угла управления α_0 в зависимости от значения мгновенного напряжения на тиристорах;

ограничение фазы импульсов α_p по углу управления α_{03} в режиме тяги;

обеспечение автоматической задержки импульсов управления тиристорами, работающими с меньшим напряжением, на время коммутации γ в контуре с большим напряжением;

запрещение подачи импульсов управления с фазой α_p в интервале от β до π в режиме рекуперативного торможения.

Техническая характеристика выпрямительно-инверторного преобразователя БУВИП-030 приведена ниже.

Напряжение источника питания, В ..	220±10
Потребляемая мощность, Вт, не более	120
Напряжение управления ВИПом, В Минимальный угол открытия тиристоров ВИПа α_0 при синусоидальной форме и номинальном питающем напряжении	0...36±3
Максимальный регулируемый угол открытия тиристоров ВИПа, °:	9±2°
α_{p1}	155...162
$\alpha_{p2,3,4}$	150...162
Амплитуда выходных импульсов, В, не менее	20
Длительность выходного импульса, мкс, не менее	25
Напряжение управления ВУВом, В	0...6±1,2
Максимальный регулируемый угол открытия тиристоров ВУВа, α_v , °.....	125...135
Угол запаса инвертора, °.....	15...22

Управление электровозом может быть выполнено в автоматическом режиме или использованием системы ручного управления. Система автоматического управления обеспечивает управление работой электровозов в режимах тяги и электрического торможения. При работе в режиме тяги схема САУ собирается в электрическую цепь при положении "П" штурвала управления контроллера машиниста и обеспечивает:

1) пуск и разгон электровоза до заданной скорости движения $v_{зад}$ с заданной и автоматически поддерживаемой силой тока $I_{язад}$

якоря ТЭД. После достижения $v_{зад}$ обеспечивается ее автоматическое поддержание на заданном уровне;

2) плавное нарастание силы тока якоря ТЭД до заданного значения $I_{язад}$;

3) ограничение силы тока ТЭД $I_{яmax} = (1450 \pm 50)$ А при скорости (интенсивности) его нарастания не более 1000 А/с.

4) защиту ВИП путем снятия импульса управления тиристорами ВИП при интенсивности нарастания силы тока $I_{я}$ более 1000 А/с и коротком замыкании;

5) защиту от боксования отдельной колесной пары и от синхронного боксования всех колесных пар электровоза. В режиме рекуперативного торможения схема САУ собирается путем установки режимно-реверсивной рукоятки в положение "Р", а затем штурвала управления контроллера машиниста в положение "П". При этом режиме работы электровоза САУ обеспечивает:

предварительное торможение;
торможение до заданной скорости движения $v_{зад}$ с заданной и автоматически поддерживаемой тормозной силой электровоза $B_{тзад}$ с учетом ограничений тормозных характеристик;

поддержание постоянства заданной скорости $v_{зад}$ при движении по уклонам;

остановочное торможение с заданной и автоматически поддерживаемой тормозной силой $B_{тзад}$ с учетом ограничений тормозных характеристик.

При низких скоростях движения обеспечивается противокомпаундирование (противовключение) ТЭД;

плавное нарастание тормозной силы электровоза до заданного значения $B_{тзад}$;

ограничение силы тока $I_{яmax} = (1000 \pm 50)$ А;

ограничение силы тока возбуждения $I_v = (850 \pm 25)$ А;

защиту от юза отдельной колесной пары и от синхронного юза всех колесных пар электровоза.

телей. Обмотки возбуждения ТЭД подключают к выпрямительной установке возбуждения *BVB* (рис. 6.2.5, в). Одновременно изменяют полярность двигателей так, чтобы направление генераторного тока соответствовало направлению проводимости вентилей *ВИП*.

В режиме рекуперации конфигурация схемы *ВИП* четырехзонная. Для повышения устойчивости и равномерного распределения силы тока рекуперации по параллельно включенным ТЭД включаются балластные сопротивления R_{10} последовательно с якорными обмотками, а для исключения появления контурных токов в группе параллельно работающих двигателей с балластными сопротивлениями устанавливаются блоки диодов БД-360. Индивидуальный контроль и выравнивание нагрузки двигателя, работающего в генераторном режиме, выполняются с использованием режима регулирования магнитного поля двигателя с помощью панели шунтовых тиристоров *ПШТ*.

В режиме рекуперации приемником энергии является вторичная обмотка трансформатора *T*.

Для приемника энергии необходимо, чтобы напряжение и сила тока, протекающего через обмотку трансформатора, имели противоположные направления. Из этого условия следует, что вентили *ВИП* ($V_1 - V_8$) необходимо открывать в последовательности, обеспечивающей протекание тока через обмотки трансформатора при преимущественно отрицательном вторичном напряжении. При этих условиях обеспечивается передача электрической энергии от генераторов из цепи постоянного тока в сеть переменного тока контактной сети, при этом *ВИП* в рекуперативном режиме работает как зависимый инвертор.

Выключение ранее проводившего тиристора осуществляется путем подачи импульса управления на очередной тиристор, при этом к проводящему вентилю прикладывается обратное напряжение со стороны вторичной обмотки трансформатора.

Очевидно, к ранее проводившему тиристор будет приложено обратное напряжение только в том случае, если очередной тиристор

отпирается в момент, когда на подключенной к нему обмотке действует напряжение положительной полярности. Исходя из условия инвертирования энергии, импульсы управления подаются на очередные тиристоры *ВИП* в конце полупериода работы проводящего ток вентиля. Фаза импульсов управления, определяемая углом и отсчитываемая влево точек прохождения напряжения трансформатора через нулевые значения (π , 2π), является углом опережения открытия тиристоров. При этом уменьшающееся к концу полупериода анодное напряжение на очередном тиристоре должно быть достаточным для надежного его открытия.

6.2.2. ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ЦЕПИ ЭЛЕКТРОВОЗОВ ПОСТОЯННОГО ТОКА

Электрические цепи электровоза ВЛ11. Электрические цепи двухсекционного восьмиосного электровоза ВЛ11 обеспечивают возможность работы двух и трех секций электровоза, а также двух восьмиосных электровозов по системе многих единиц (СМЕ), образующих соответственно 12- и 16-осную единицу. Секции восьмиосного электровоза отличаются между собой расположением вспомогательного оборудования и монтажом межэлектровозных соединений. Однако каждая секция имеет полный комплект оборудования, обеспечивающий возможность ее работы по СМЕ.

Схема силовых цепей электровоза ВЛ11 в нормальных поездных режимах работы 8-, 12-, 16-осной тяговой единицы в процессе разгона и регулирования скорости в режиме тяги предусматривает следующие две группировки ТЭД типа ТЛ-2К1 (рис. 6.2.6):

параллельное включение двух или четырех групп ТЭД ($M1 - M4$), в каждой из которых четыре двигателя одной секции электровоза соединены последовательно (последовательно-параллельное соединение СП);

параллельное включение четырех, шести и восьми групп ТЭД, в каждой из которых два двигателя соединены последовательно (параллельное соединение П).

Схемой предусмотрена также возможность работы как двух, так и трехсекционной тяговой единицы в маневренном режиме, при котором с помощью переключателей *ПКС* и *П1–П3* последовательно соединяются соответственно 8 или 12 ТЭД. Переключение схемы на маневровый режим осуществляется машинистом при положении 0 главной рукоятки контроллера.

Трогание и разгон электровоза в пределах соединения СП и П осуществляются изменением сопротивления пусковых резисторов *R2, R3*, переключаемых реостатными контакторами *K8–K10, K12–K23* в последовательности, заданной разветкой главного вала контроллера машиниста, обеспечивающей получение 37 позиций, в том числе двух безреостатных, на которых могут быть использованы для повышения скорости позиции ослабленного возбуждения ТЭД (*ОП1* – 75 %, *ОП2* – 55 %, *ОП3* – 43 %, *ОП4* – 36 %) путем шунтирования обмоток возбуждения ТЭД цепью, состоящей из индуктивных шунтов *L3, L4* и резисторов *R4, R5*, переключаемых контакторами *K27–K43*.

Перегруппировка ТЭД при переходе соединения СП на соединение П осуществляется с помощью главного кулачкового переключателя *ПКГ* и диодных пробок *VD* без разрыва цепи ТЭД с минимальным снижением тяговой силы во время перехода. Тяговая сила в процессе перехода определяется сопротивлением пусковых резисторов, включаемых на первой позиции соединения П для исключения большого броска тока при переходе в режим малых нагрузок. Переключения в схеме для изменения направления движения осуществляются реверсивным кулачковым переключателем *ПКР*.

При выходе из строя любого ТЭД в рассматриваемой схеме предусмотрено отключение кулачковыми переключателями *ПКД1, ПКД2* соответствующей пары двигателей и возможность работы электровоза в следующих режимах: на соединении С работают шесть последовательно соединенных ТЭД восьмиосного электровоза или 10 ТЭД 12-осной трехсекционной единицы; на соединении СП секция с поврежденным ТЭД не работает; после перехода на соединение П включаются в работу шесть или девять ТЭД, в том числе два двигателя секции с поврежденным ТЭД.

Схемой предусмотрена также возможность рекуперативного торможения на любом из трех соединений П, СП в диапазоне скоростей от конструктивной (100 км/ч) до 10 км/ч.

При этом ТЭД работают на контактную сеть в режиме генератора с независимым возбуждением. Обмотки возбуждения четырех ТЭД каждой секции электровоза в режиме рекуперативного торможения питаются от регулируемого вращающегося преобразователя-возбудителя *АМГ* и соединены попарно в две параллельные цепи по циклической схеме. Благодаря включению в цепь каждой пары якорей стабилизирующих резисторов *R6, R7* такая схема обеспечивает автоматическое выравнивание токов рекуперации между двумя параллельно включенными на соединении П группами двигателей. Формирование схемы силовых цепей при переходе в режим рекуперативного торможения осуществляется тормозным переключателем *ПКТ*, контакторами *K23, K24, K35, K36*.

Распределение токов рекуперации между секциями определяется различием внешних характеристик. Однако оно улучшается за счет действия противокомпаундных обмоток возбуждения возбудителей, которые увеличивают ЭДС ТЭД другой секции.

Для снижения di_a/dt в цепь якорей при аварийных режимах в качестве дополнительной индуктивности включены индуктивные шунты *L3, L4*. Их обмотки рассчитаны на протекание тока ТЭД. Параллельно нормально открытому контакту линейного контактора первой секции *K24* подключена обмотка реле рекуперации *РН1*. К обмотке этого реле приложена разница напряжений контактной сети $U_{кc}$ и суммарной ЭДС включенных последовательно ТЭД.

Под контролем реле рекуперации при $ЭДС > U_{кc}$ происходит включение линейных контакторов, завершается формирование схемы силовых цепей и переход ТЭД в режим рекуперативного торможения при выбранном машинистом соединении ТЭД.

Управление рекуперативным торможением осуществляется вручную с помощью контроллера машиниста путем ступенчатого регулирования силы тока возбуждения вращающегося возбудителя *АМГ* и в конечном счете – силы тока возбуждения ТЭД. В пределах каждого соединения ТЭД в этом режиме обеспечивается 15 тормозных характеристик.

На электровозах ВЛ11 последнего выпуска и ВЛ11М управление рекуперативным торможением автоматизировано с помощью электронной системы автоматического управ-

ления рекуперативным торможением (САУРТ). Транзисторный прерыватель (ТП) этой системы преобразует напряжение 50 В постоянного тока в регулируемое напряжение и является источником питания обмоток возбуждения вращающегося возбудителя рекуперации. Система автоматического управления ТП совместно с комплектом задатчиков и датчиков обеспечивает:

автоматический переход из режима выбега в режим рекуперативного торможения за время не более 5 с;

стабилизацию силы рекуперации в заданном диапазоне $I_{я} = 80 \dots 500$ А с точностью ± 15 А;

ограничение максимального напряжения контактной сети значением 4 кВ ± 100 В;

ограничение по соотношению $I_{я}/I_{в} < 2,3$;

защиту от юза автоматическим снижением $I_{в}$ с последующим ее восстановлением до заданного значения после прекращения юза за время не более 4 с;

прекращение рекуперации с предварительным переводом ТЭД в режим тяги;

работу двух, трех и четырех секций электровоза по СМЕ.

Упрощенная функциональная схема САУРТ показана на рис. 6.2.7. Транзисторный прерыватель ТП управляется выходными сигналами блока сравнения БС. Если сигнал с БС на входе ТП отсутствует, то ТП подключает обмотку возбуждения ОВВ возбудителя к источнику питания 50 В. При положительном сигнале с БС питание ОВВ отключается.

Сила тока рекуперации задается тормозной рукояткой контроллера машиниста КМ, с которой связан задатчик тока ЗТС в виде сель-

сина (сигнал $i_{я,з}$). Перед началом рекуперативного торможения машинист в зависимости от скорости движения выбирает соответствующее соединение ТЭД и ставит тормозную рукоятку в положение ПТ, после чего начинается переход из режима выбега в режим рекуперации.

На соединении С регулирование ЭДС ТЭД до включения линейных контакторов ЛК и силы тока рекуперации осуществляется с помощью САУРТ головной секции электровоза или трехсекционной тяговой единицы. На соединениях СП и П САУРТ каждой секции работает автономно.

До включения ЛК происходит плавное нарастание ЭДС ТЭД до уровня напряжения контактной сети. Для этого на вход блока БС подается сигнал i_{ν} от датчика напряжения ДН. Этот сигнал сравнивается с опорным напряжением задатчика напряжения, входящего в БС. Результирующий сигнал $i_{я,у}$ плавно нарастает до своего установившегося значения за 3...4 с после установки тормозной рукоятки в положение ПТ и подается на вход ТП. При этом соответственно увеличиваются токи возбуждения возбудителя $I_{в,в}$, ТЭД $I_{в}$ и их суммарная ЭДС. После включения ЛК канал регулирования напряжения i_{ν} отключается и в работу вступает канал $i_{я}$ стабилизации силы тока рекуперации $I_{я}$. Выходной сигнал блока БС воздействует на ТП и обеспечивает стабилизацию силы тока $I_{я}$: при начальном положении ПТ тормозной рукоятки в пределах $80 \dots 120$ А, при крайнем положении ПТ (500 ± 15) А. Сигналы датчиков сил токов $I_{я}$ (ДТ1) и $I_{в}$ (ДТ2), напряжения (ДН) и боксования (юза), пропор-

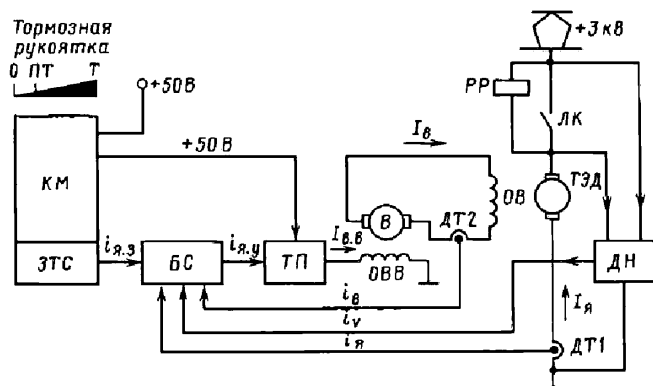


Рис. 6.2.7. Упрощенная функциональная схема САУРТ электровоза ВЛ11

циональные этим параметрам, подаются на вход *БС*. При этом обеспечивается обратная связь по этим параметрам и соответствующая корректировка по системе или заданного машинистом значения $I_{я.з}$ для выполнения заложенных в алгоритм САУРТ ограничений $(dI_{я}/dt)_{\max}$, $U_{д\max}$, $(I_{я}/I_{в})_{\max}$ и функций защиты от юза.

Аппаратура САУРТ на электровозах ВЛ11 не выполняет функции выравнивания сил токов якоря между параллельными цепями ТЭД на соединениях П и СП, так как эти функции реализуются схемой циклической стабилизации и противокомандированием возбuditелей.

Защита силовых цепей электровоза токов коротких замыканий и недопустимых перегрузок осуществляется в режимах:

тяги – быстродействующим выключателем *БВ* типа ВВП-5 совместно с дифференциальным реле *РД1* типа РДЗ-504;

рекуперации при возникновении аварийных режимов, а также при коротком замыкании (КЗ) в контактной сети – быстродействующим выключателем *БВ* совместно с быстродействующими контакторами *КБ1*, *КБ2* типа БК-78Т; после достижения величиной $dI_{я}/dt$ уровня установки эти контакторы срабатывают (их отключающие катушки *КБ45*, *КБ46* включены параллельно индуктивному шунту *L3*, *L4* и включают в цепь якорей ТЭД обмотки возбуждения). Токи якорей направлены противоположно протекавшим до этого момента токам возбуждения. Поэтому после срабатывания быстродействующих контакторов происходит интенсивное размагничивание ТЭД, ограничивающее ток КЗ до уровня коммутационной способности быстродействующего выключателя, при отключении которого разрываются цепи ТЭД.

Защита силовых цепей от повышения напряжения рекуперации осуществляется реле повышенного напряжения *РН2*, которое срабатывает при повышении напряжения до 4 кВ. При этом в цепь питания обмотки возбуждения возбuditеля включается дополнительный резистор, снижающий ток возбуждения и ЭДС ТЭД.

Защита силовых цепей от атмосферных перенапряжений осуществляется магнитным вентильным униполярным разрядником *РР1* типа РМВУ-3,3, имеющим импульсивное пробивное напряжение 12,5 кВ.

Защита от боксования и юза осуществляется с помощью датчиков боксования *ДКБ1*, *ДКБ2* и обеспечивает при возникновении боксования и юза:

подсыпку песка под первые на ходу колесные пары каждой тележки;

перевод боксующего ТЭД на позиции 3 – 16 соединения С в режим ослабленного поля *ОП4*;

включение уравнильного контактора *К26* для увеличения жесткости характеристик ТЭД, а также введение части пусковых резисторов в цепи ТЭД в режиме тяги на соединениях СП;

включение уравнильных контакторов *К25* для повышения динамической жесткости характеристики боксующего ТЭД на соединении П;

перевод на полное возбуждение ТЭД при работе на позициях *ОП1–ОП4* при соединениях СП и П.

Вспомогательные цепи электровоза ВЛ11. Схема вспомогательных цепей каждой четырехосной секции электровоза включает цепи питания высоковольтных электродвигателей *МВ* привода вентилятора охлаждения четырех ТЭД, привода компрессора *МК*, электродвигателя возбuditеля *АММ*, а также двух групп печей отопления кабины машиниста *П41 – П48*. Электродвигатели *МВ* двух секций могут по желанию машиниста включаться переключателем *ПНВ* последовательно для получения низкой частоты вращения вентиляторов.

Защита вспомогательных цепей от КЗ осуществляется быстродействующим выключением *БВ* и дифференциальным реле *РД2*. Защита электродвигателя возбuditеля *АММ* от перегрузки осуществляется токовым реле *РТ*.

Включение электродвигателей *МВ*, *МК*, *АММ* и печей отопления производится электромагнитными контакторами *К1 – К5*. Запуск электродвигателей *МВ* и *АММ* – двухступенчатый с пусковыми резисторами. В цепи электродвигателя *МВ* включено реле контактора тока *РТ*, исключающее возможность работы электровоза при неработающем *МВ*, т.е. при отсутствии охлаждения ТЭД.

Цепи управления электровоза ВЛ11. В цепи управления ТЭД вспомогательными электродвигателями, токоприемниками, аппаратурой защиты используются контроллер машиниста, кнопочные выключатели, тумблеры, релейно-контакторная и переключающая

аппаратура традиционной конструкции. Схема цепи обеспечивает возможность управления из одной кабины работой двух, трех и четырех секций по СМЕ. Каждая секция имеет выводные сборки *БКЛ1*, *БКЛ2* для оперативного соединения соответствующих низковольтных и высоковольтных цепей секций между собой в различных сочетаниях при формировании трехсекционной тяговой единицы.

Цепи управления питаются от двух генераторов постоянного тока, смонтированных на остовах электродвигателей *МВ* привода вентиляторов охлаждения ТЭД. С помощью бесконтактного регулятора напряжения на выводах генераторов обеспечивается стабилизация напряжения ($50 \pm 1,5$) В и оптимальные режимы постоянного подзаряда или заряда аккумуляторной батареи, являющейся резервным источником питания цепей управления.

Электрические цепи электровоза ВЛ15. Схема силовых цепей каждой шестисекционной 12-осного электровоза ВЛ15, работающей по СМЕ со второй секцией при разгоне и регулировании скорости движения в режиме тяги, предусматривает три группировки ТЭД (рис. 6.2.8): последовательное соединение шести ТЭД (последовательное соединение С),

параллельное включение двух групп, в каждой из которых три ТЭД соединены последовательно (последовательно-параллельное соединение *СП*), параллельное включение трех групп, в каждой из которых два ТЭД соединены последовательно и приложенное к каждому двигателю напряжение равно номинальному значению 1500 В (параллельное соединение *П*).

Трогание и разгон электровоза в пределах каждого соединения ТЭД осуществляется изменением сопротивления пусковых резисторов *R1–R3*, переключаемых реостатными контакторами. Последовательность переключений задается разверткой главного вала контроллера машиниста, обеспечивающей получение 46 позиций, том числе трех безреостатных, на каждом из которых могут быть использованы дополнительно четыре позиции ослабленного поля: *ОП1* – 75 %, *ОП2* – 55 %, *ОП3* – 43 %, *ОП4* – 36 %.

Благодаря наличию трех группировок шести ТЭД использование позиций ОП обеспечивает возможность работы электровоза на безреостатных позициях в зоне наиболее частых в эксплуатации скоростей и тяговых сил. Это является существенным преимуществом 12-осного двухсекционного электровоза ВЛ15 перед трехсекционным типа ВЛ11.

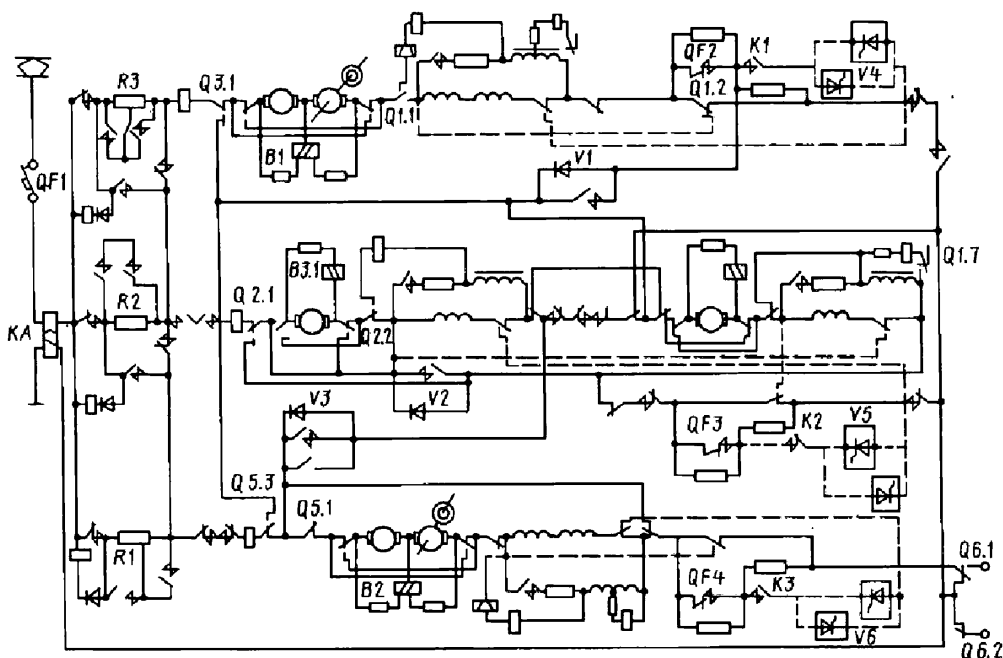


Рис. 6.2.8. Схема силовых цепей электровоза ВЛ15 в режиме тяги (на соединении П)

Перегруппировка ТЭД при переходе с соединения С на соединение СП и с СП на П осуществляется групповыми переключателями с минимальным снижением тягового усилия благодаря использованию диодных пробок $V1-V3$. Такая пробка представляет собой цепочку последовательно соединенных кремниевых диодов. Цепочка рассчитана на обратное напряжение, равное полному напряжению контактной сети и на кратковременное (на время перехода) протекание тока одного ТЭД.

Работа схемы при переходах показана на рис. 6.2.9. Включение обладающих односторонней проводимостью диодных пробок $V2$ на переходе от С к СП и $V1$ и $V3$ – на переходе от СП к П позволяет не исключать из цепи тока ТЭД и сохранять на время перехода тяговую силу всех шести ТЭД без применения дополнительной коммутационной аппаратуры. Диоды пробок обтекаются током кратковременно только в промежуточных положениях переключателей С и СП во время перехода с С на СП и с СП на П, что учитывается при выборе параметров диодов.

Схема предусматривает возможность работы электровоза в маневровом режиме при последовательном соединении двенадцати ТЭД обеих секций после переключения переключателя $Q6.1-Q6.2$ в цепях ТЭД (см. рис. 5.2.8).

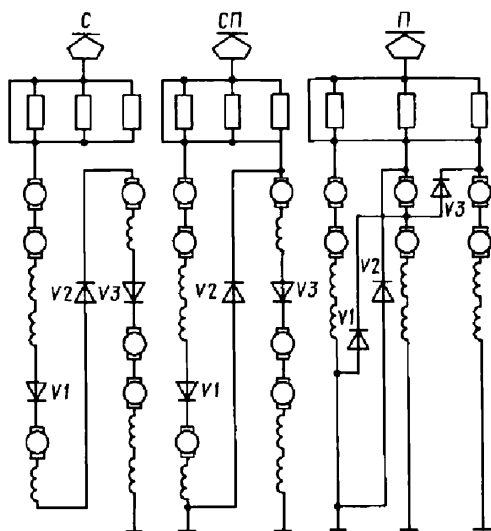


Рис. 6.2.9. Упрощенная схема соединения ТЭД при их перегруппировке в одной секции электровоза ВЛ15

При выходе из строя любого ТЭД предусматривается возможность работы электровоза по восьмимоторной схеме аварийного режима. При отключении одним из переключателей $Q3-Q5$ пары двигателей, содержащей поврежденный на одной секции, автоматически отключается аналогичная пара двигателей другой секции. При этом на соединении С на обеих секциях включены последовательно по четыре ТЭД, а на соединении СП – по две группы ТЭД, в каждой из которых два ТЭД соединены последовательно. В результате сила тяги электровоза снижается на $1/3$.

В схеме предусмотрен также режим рекуперативного торможения на трех соединениях ТЭД (П, СП, С), что обеспечивает эффективное торможение поезда в диапазоне скоростей от конструктивной до $17,5$ км/ч. Необходимые для этого переключения в цепях ТЭД осуществляются тормозными переключателями $Q1$ и $Q2$ и контакторами $K1-K3$.

В отличие от электровоза ВЛ11 на электровозе ВЛ15 вместо вращающегося электромашинного возбuditеля применены статический тиристорный преобразователь ПТС и САУРТ. Функциональная схема САУРТ показана на рис. 6.2.10. Она обеспечивает плавное регулирование сил токов возбуждения ТЭД ($I_{в1}, I_{в2}, I_{в3}$) по заданному алгоритму с требуемым быстродействием. Задание значений силы тока рекуперации ($I_{я1}, I_{я2}, I_{я3}$) производится машинистом с помощью тормозной рукоятки контроллера машиниста.

Элементы схемы силовых цепей показаны в положении, соответствующем параллельному соединению трех пар ТЭД. В каждой цепи включены по две последовательно соединенных якорных обмотки $Я1-Я2, Я3-Я4, Я5-Я6$, индуктивность, ограничивающая скорость нарастания тока в переходных процессах ($L1, L2, L3$), датчик тока якоря ($ДТЯ1-ДТЯ3$) и линейный контактор ($K1-K3$). С помощью этих контакторов цепи якорей ТЭД подключаются к контактной сети под контролем реле рекуперации $РР1-РР3$ после достижения суммарной ЭДС последовательно соединенных ТЭД значения $\sum U_d \geq U_{кc}$. Напряжение на якорях ТЭД контролируется датчиком напряжения ДН.

Обмотки возбуждения ТЭД ($ОВ1-ОВ2, ОВ3-ОВ4, ОВ5-ОВ6$) соединены попарно последовательно и питаются от соответствующих управляемых выпрямителей $V1-V3$ преобразователя ПТ. В цепи каждой пары обмоток возбуждения включены датчики тока ($ДТВ1-ДТВ3$).

защиту электровоза от юза. При срабатывании любого датчика боксования в САУРТ происходят переключения, вызывающие снижение $I_{\text{я}} \text{ зад}$ и соответственное снижение тормозной силы. После прекращения юза происходит плавное повышение $I_{\text{я}}$ до первоначального значения.

Защита от аварийных режимов осуществляется традиционными способами. В режиме тяги защита осуществляется (см. рис. 6.2.8) быстродействующим выключателем (сила тока уставки 2500 А) и дифференциальным реле. В режиме рекуперации та же цель достигается быстродействующим выключателем совместно с быстродействующими контакторами, срабатывающими в функции $di_{\text{я}} / dt$.

При отключении быстродействующих контакторов открываются защитные тиристоры $V4-V6$, которые шунтируют управляемые выпрямители $V1-V3$ и пропускают через себя ток рекуперации, протекающий через обмотки возбуждения и размагничивающий ТЭД.

Защита от боксования в режиме тяги и от юза в режиме рекуперативного торможения осуществляется с помощью датчиков боксования, работающих на принципе сравнения ЭДС двух попарно соединенных ТЭД.

При возникновении юза сигнал датчика боксования поступает в блок БА (см. рис. 6.2.10) и вызывает снижение сил токов возбуждения и якоря ТЭД. Заданные значения сил токов после исчезновения юза и возобновления сцепления автоматически восстанавливаются. Действие системы выравнивания сил токов якорей на соединениях СП и П и возбуждения на соединении С по сигналу датчика боксования прекращается.

Статический преобразователь ПТС защищен от аварийных режимов быстродействующим выключателем QFI типа БВП-5, а также защитным устройством снятия импульсов управления тиристорами инверторной части ПТС.

Схема вспомогательных цепей каждой шестиосной секции электровоза включает в себя цепи питания высоковольтных (3 кВ) электродвигателей типа ТЛ-110 В привода вентиляторов, ТЛ123 привода компрессора, а также нагревательных элементов калориферов и печей отопления кабины. Каждый из вентиляторов охлаждает три ТЭД и группу пусковых резисторов, а один из них и шкаф силового электрооборудования ПТС. Электродвигатели привода вентиляторов охлаждения ТЭД

могут по желанию машиниста с помощью переключателя вентиляторов соединяться последовательно для получения низкой частоты вращения вентиляторов. Эти электродвигатели являются также приводными для двух генераторов управления, якоря которых насажены на второй конец вала якоря каждого электродвигателя.

Защита вспомогательных цепей от КЗ осуществляется быстродействующим выключателем, в цепь главных контактов которого включен токоограничивающий резистор 1,05 Ом и дифференциальным реле.

Схема цепей управления электровоза ВЛ15 построена на традиционных решениях, предусматривающих применение релейно-контакторной аппаратуры и управления контроллером машиниста и кнопочными выключателями.

Цепи управления питаются от параллельно включенных генераторов управления. Выходное напряжение генераторов 50 В стабилизируется с точностью $\pm 3\%$ электронными регуляторами напряжения. При этом обеспечивается равномерное распределение тока нагрузки между генераторами, а также заданные режимы заряда и подзаряда аккумуляторной батареи с помощью вольтодобавочного устройства.

6.2.3. ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ЦЕПИ ДВУХСИСТЕМНОГО ЭЛЕКТРОВОЗА ВЛ82М

Электрическая схема силовых цепей электровоза ВЛ82М обеспечивает работу ТЭД в тяговом режиме и в режиме реостатного торможения при напряжении на токоприемнике 25 кВ, 50 Гц однофазного переменного тока и 3 кВ постоянного тока (рис. 6.2.11). Переключения в схеме при переходе электровоза с участка переменного тока на участок постоянного тока и наоборот производятся автоматически переключателем рода тока PI , управляемым устройством А системы определения рода тока.

Электровоз ВЛ82М состоит из двух одинаковых четырехосных секций, которые во всех режимах работают по СМЕ.

При работе электровоза на участке постоянного тока напряжение подается на цепи ТЭД непосредственно от токоприемника.

При работе электровоза на участке переменного тока последний преобразуется в постоянный (пульсирующий) ток напряжением

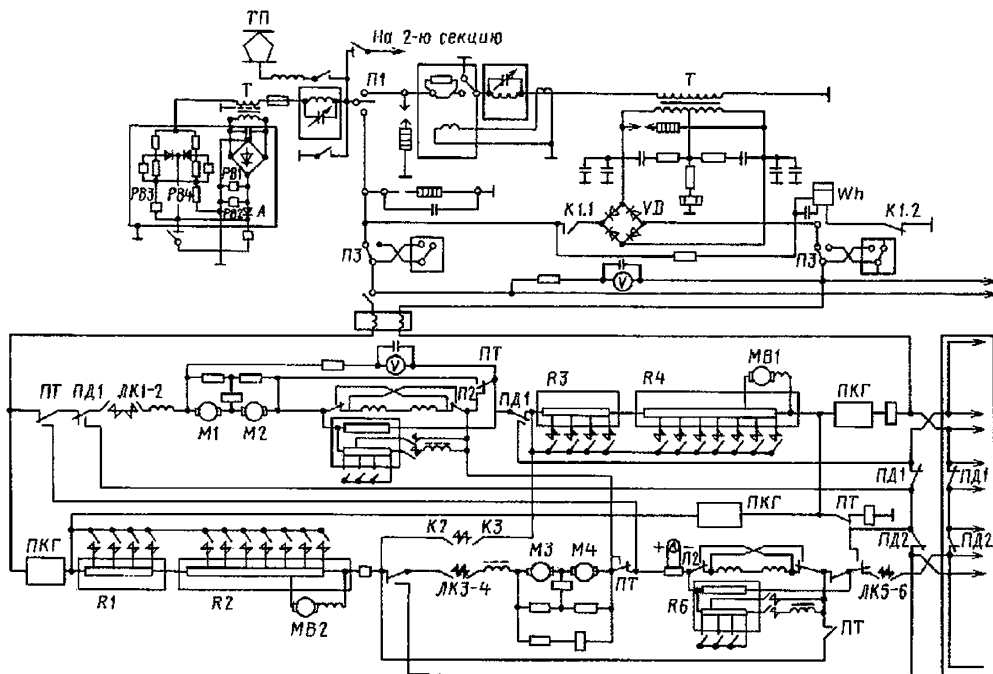


Рис. 6.2.11. Схема силовых цепей электровоза ВЛ82М

3 кВ с помощью статического преобразователя, включающего в себя понижающий трансформатор *T* типа ОДЦЭ-4000/25 и выпрямительную установку *VD* типа ВУК-6700М, собранную на кремниевых диодах по мостовой схеме двухполупериодного выпрямителя.

После подъема и контакта токоприемника *ТП* с контактной сетью постоянного тока срабатывают реле *РВЗ*, *РВ4* устройства *A* контроля рода тока. После этого переключатель *K1*, а затем переключатель тока *П1* занимают положение, соответствующее режиму постоянного тока, и цепи ТЭД подключаются непосредственно к контактной сети.

После включения линейных контакторов *ЛК1-2*, *ЛК3-4*, *ЛК5-6* пуск и регулирование скорости электровоза в пределах каждого соединения ТЭД (последовательного С и последовательно-параллельного СП) осуществляются ступенчатым выключением секций пускотормозных резисторов *R1-R4* контакторами.

На первой позиции соединения С ТЭД *M1-M4* включаются последовательно между собой и с пусковыми резисторами *R1-R4*. На 25-й (последней позиции соединения С) резисторы полностью выключены. На этой пози-

ции для дальнейшего увеличения скорости могут быть использованы четыре позиции ослабления поля ТЭД: *ОП1-ОП4* (70, 56, 46, 39 %).

При переходе на 26-ю позицию (первую соединения СП) происходит переключение ТЭД, которое осуществляется по методу моста с помощью группового переключателя *ПКГ* и контакторов *K2*, *K3* с последовательного соединения (С) на последовательно-параллельное (СП).

В дальнейшем так же, как и при последовательном соединении ТЭД, происходит постепенное выключение пусковых резисторов контакторами. На 38-й позиции (последней соединения СП) все пусковые резисторы выключены и дальнейшее увеличение скорости электровоза возможно путем использования четырех позиций ослабления поля ТЭД с помощью резисторов *R5* и *R6* и контакторов. Изменение направления движения осуществляется реверсивным переключателем *П2*.

При выходе из строя любого ТЭД любой секции имеется возможность после отключения поврежденного ТЭД переключателем *ПД1* или *ПД2* продолжать движение по аварийной

схеме электровоза с использованием шести двигателей. Однако при этом электровоз может работать только до 25-й позиции при последовательном соединении всех шести ТЭД обеих секций. При выходе из строя выпрямительной установки *VD* в одной секции переключателем *ПЗ* питание ТЭД этой секции переводится на выпрямительную установку второй секции и работа электровоза возможна на соединении СП ТЭД с сохранением полной силы тяги.

К выводам выключаемых в последнюю очередь секций пускотормозных резисторов подключены электродвигатели привода вентиляторов *МВ1*, *МВ2* охлаждения этих резисторов. Частота вращения и производительность этих электродвигателей пропорциональны току и мощности, выделяемой резисторами в процессе разгона электровоза.

В режиме реостатного торможения ТЭД *М1–М4* контактами тормозного переключателя *П4* отключаются от контактной сети и выпрямительной установки и по перекрестной схеме включаются попарно параллельно на пускотормозные резисторы *Р1–Р4*, соединенные между собой последовательно. Перекрестная схема соединения якорей и обмоток возбуждения обеспечивает электрическую устойчивость работы ТЭД в режиме торможения и самовозбуждения при начале торможения. Изменение силы тока ТЭД, а следовательно, тормозной силы достигается на первых трех позициях за счет изменения силы тока возбуждения путем использования позиций ослабленного поля ТЭД, а на остальных позициях – изменением сопротивления пускотормозных резисторов с помощью реостатных контакторов.

При переходе электровоза с участка постоянного тока на участок переменного, разделенных нейтральной вставкой, в схеме происходят следующие переключения:

на нейтральной вставке, имеющей нулевой потенциал, реле *РВ3*, *РВ4* теряют питание, вследствие чего переключатель рода тока *П1* переходит в нейтральное положение и схема отключается от токоприемника;

на участке переменного тока от вторичной обмотки трансформатора *Т* получают питание реле *РВ1*, *РВ2*; при включении *РВ1*, *РВ2* срабатывает переключатель *К1.1*, который отключает контактом *К1.2* цепи ТЭД и вспомогательные от земли и подключает их к выводам выпрямительной установки *VD*.

Переключатель рода тока *П1* устанавливается в положение, соответствующее переменному току, и подключает к контактной сети первичную обмотку силового трансформатора *Т*.

Вспомогательные цепи электровоза ВЛ82М включают (рис. 6.2.12): трехфазный электродвигатель привода маслonaсосного тягового трансформатора, который включается на выводы обмотки собственных нужд трансформатора по конденсаторной схеме только при работе электровоза в режиме переменного тока (на схеме не показан); электродвигатели привода вентиляторов *МВ1*, *МВ2*, компрессора *МК* и печи электрического отопления кабины машиниста *1–6*, которые через контакторы *К1–К5* питаются или непосредственно от контактной сети напряжением 3 кВ постоянного тока, или от выпрямительной установки. В цепи *МВ1* и *МВ2* включены демпферные резисторы *Р1* и *Р2*.

Для сглаживания пульсаций в цепях электродвигателей *МВ1*, *МВ2*, *МК* включены сглаживающие реакторы *Л1–Л3* для уменьшения пульсаций тока возбуждения электродвигателей, их обмотка возбуждения зашунтирована резисторами *Р3–Р5*. Для снижения коммутационных перенапряжений, возникающих при разрыве контактов *К1*, *К2*, *К3*, цепи *МВ1*, *МВ2*, *МК* зашунтированы кремниевыми лавинными диодами *В1–В3*.

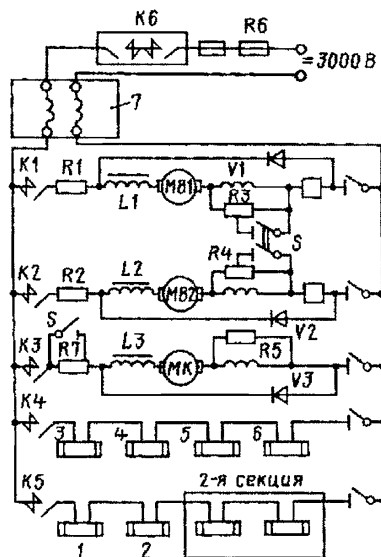


Рис. 6.2.12. Схема вспомогательных цепей электровоза ВЛ82М

Защита вспомогательных цепей от КЗ осуществляется плавким предохранителем, специальным контактором с двойным разрывом $K6$ в комплекте с резистором $R6$, ограничивающими установившуюся силу тока короткого замыкания до значения, соответствующего коммутационной способности защитной аппаратуры. От замыкания на корпус цепи защищены с помощью реле дифференциальной защиты 7, воздействующего при срабатывании на контактор $K6$.

При снижении напряжения в контактной сети переменного тока до 12 кВ переключателем S уменьшаются сопротивления резисторов $R3$, $R4$, шунтирующих обмотки возбуждения электродвигателей $MB1$, $MB2$, и шунтируется резистор $R7$, что позволяет повысить частоту вращения компрессора и вентиляторов и обеспечить необходимое количество охлаждающего выпрямительную установку воздуха. Защита выпрямительной установки от повреждения в случае прекращения работы $MB1$ или $MB2$ обеспечивается включением в цепь их питания реле контроля тока.

6.2.4. СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ АСИНХРОННЫХ ТЯГОВЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

Система управления и регулирования АТД входит в состав тягового электропривода и обеспечивает совместно с силовым преобразовательным устройством такое значение частоты и амплитуды питающего электродвигатель напряжения, при котором электропривод в целом обеспечивает заданное движение железнодорожного подвижного состава.

АТД является многоканальным нелинейным объектом управления с перекрестными связями. Электромагнитные и электромеханические процессы в нем протекают значительно сложнее, чем в двигателе постоянного тока. В связи с этим синтез системы автоматического управления (САУ) осуществляется в основном методом математического моделирования.

Для обеспечения высокого качества регулирования моделируют не только АТД, но и электропривод как единую электромеханическую систему, которая включает в себя: силовую электрическую цепь, систему управления силовыми полупроводниковыми элементами преобразовательного устройства и механическую часть привода с учетом сил сцепления.

Структура системы управления АТД существенно зависит от закона управления, ко-

торый она реализует. В настоящее время разработано и используется несколько законов управления АТД [6 – 10]. Это управление с заданными:

- 1) напряжением статора и частотой скольжения ротора;
- 2) главным потокосцеплением;
- 3) потокосцеплением статора;
- 4) потокосцеплением ротора.

Наилучшими показателями для целей тяги поездов обладает система управления, обеспечивающая постоянство потокосцепления ротора. При этом механическая характеристика АТД подобна характеристике двигателя постоянного тока с независимым возбуждением.

Для эффективного использования сил сцепления требуется высокое быстродействие тягового привода, т.е. быстрое автоматическое согласование вращающего момента АТД с постоянно изменяющимися условиями сцепления в месте контакта колеса с рельсом. Быстродействие привода определяется параметрами АТД, типом преобразовательной установки, способом управления.

Для обоснования применения в тяге поездов тех или иных способов и систем управления необходимо привести уравнения электромагнитных процессов в АТД. Для результирующих векторов в системе координат, вращающейся с угловой скоростью $\omega_{\text{ск}}$, эти уравнения имеют следующий вид [6, 14]:

$$\begin{aligned}\bar{U}_s &= \bar{I}_s r_s + \frac{d\bar{\Psi}_s}{dt} + j\omega_{\text{ск}} \bar{\Psi}_s; \\ \bar{U}_r &= \bar{I}_r r_r + \frac{d\bar{\Psi}_r}{dt} + j(\omega_{\text{ск}} - \omega) \bar{\Psi}_r, \quad (6.2.1)\end{aligned}$$

где U_s , \bar{U}_s , \bar{I}_s , \bar{I}_r , $\bar{\Psi}_s$, $\bar{\Psi}_r$ – результирующие векторы напряжений, сил токов и потокосцеплений статора и ротора; r_s , r_r – активные сопротивления обмоток соответственно статора и ротора.

Параметры ротора приведены к параметрам статора.

Связь между токами и потокосцеплениями обмоток статора и ротора устанавливается следующей системой уравнений:

$$\begin{aligned}\bar{\Psi}_s &= L_s \bar{I}_s + L_m \bar{I}_r; \\ \bar{\Psi}_r &= L_m \bar{I}_s + L_r \bar{I}_r, \quad (6.2.2)\end{aligned}$$

где L_m – взаимная индуктивность обмоток статора и ротора; $L_s = L_m + L_{\sigma s}$, $L'_r = L_m + L'_{\sigma r}$ – полные индуктивности обмоток статора и ротора; $L_{\sigma s}$, $L'_{\sigma r}$ – индуктивности рассеяния обмоток статора и ротора.

Электромагнитный момент на валу АТД

$$M_{\text{эм}} = \frac{3}{2} p \frac{L_m}{L'_r} \text{Im}(\bar{I}_s, \bar{\Psi}_r), \quad (6.2.3)$$

где p – число пар полюсов АТД.

Учитывая, что у АТД ротор короткозамкнутый, т.е. $\bar{U}_r = 0$, дифференциальное уравнение для потокоцепления ротора

$$\frac{d\bar{\Psi}_r}{dt} = \frac{r'_r}{L_r} L_m \bar{I}_s - \frac{r'_r}{L_r} \bar{\Psi}_r - j(\omega_{\text{ск}} - \omega) \bar{\Psi}_r. \quad (6.2.4)$$

В системе координат d, q , вращающейся с той же угловой скоростью ω_ψ , что и вектор $\bar{\Psi}_r$, и сориентированной таким образом, чтобы действительная ось d совпала с вектором $\bar{\Psi}_r$ так, что проекции вектора $\bar{\Psi}_r$ будут равны $\Psi_{rd} = \Psi_r$, $\Psi_{rq} = 0$, выражение (6.2.4) определится в виде:

$$\begin{aligned} \frac{d\Psi_r}{dt} &= \frac{r'_r}{L_r} L_m I_{sd} - \frac{r'_r}{L_r} \Psi_r; \\ 0 &= \frac{r'_r}{L_r} L_m I_{sq} - \omega_r \Psi_r, \end{aligned} \quad (6.2.5)$$

где ω_r – угловая скорость ротора АТД.

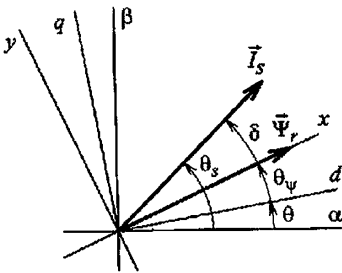


Рис. 6.2.13. Пространственное расположение векторов $\bar{\Psi}_r$ и \bar{I}_s

Уравнение (6.2.3) в системе координат d, q имеет вид:

$$M_{\text{эм}} = \frac{3}{2} p \frac{L_m}{L'_r} \Psi_r I_{sq}. \quad (6.2.6)$$

На рис. 6.2.13 показано взаимное расположение векторов потокоцепления ротора $\bar{\Psi}_r$ и силы тока статора \bar{I}_s .

В неподвижной относительно статора системе координат α, β выражение (6.2.5) в проекциях на ее оси примет вид:

$$\begin{aligned} \frac{d\Psi_{r\alpha}}{dt} &= \frac{r'_r}{L_r} L_m I_{s\alpha} - \frac{r'_r}{L_r} \Psi_{r\alpha} - \omega \Psi_{r\beta}; \\ \frac{d\Psi_{r\beta}}{dt} &= \frac{r'_r}{L_r} L_m I_{s\beta} - \frac{r'_r}{L_r} \Psi_{r\beta} + \omega \Psi_{r\alpha}. \end{aligned} \quad (6.2.7)$$

Угловая скорость ротора ω_r и угол нагрузки δ (угол между векторами \bar{I}_s и $\bar{\Psi}_r$) через проекции $I_{s\alpha}$ и $I_{s\beta}$ определяются соответственно:

$$\omega_r = \frac{1}{T_r} \frac{\Psi_{r\alpha} I_{s\beta} - \Psi_{r\beta} I_{s\alpha}}{\Psi_{r\alpha} I_{s\alpha} + \Psi_{r\beta} I_{s\beta}};$$

$$\delta = \arctg \frac{\Psi_{r\alpha} I_{s\beta} - \Psi_{r\beta} I_{s\alpha}}{\Psi_{r\alpha} I_{s\alpha} + \Psi_{r\beta} I_{s\beta}}.$$

Рассмотрим влияние способов построения системы автоматического регулирования на динамические свойства тягового привода.

Управление с заданием частоты скольжения $\omega_r = \text{const}$ (способ 1).

Уравнения (6.2.7) для установившегося режима имеют вид:

$$\Psi_r = L_m I_{sd};$$

$$\omega_r = \frac{I_{sq}}{\Psi_r} \frac{L_m}{T_r}. \quad (6.2.8)$$

Уравнение для электромагнитного момента

$$M_{\text{эм}} = \frac{3}{2} p \frac{L_m^2}{L'_r} I_{sd} I_{sq} = \frac{3}{4} p \frac{L_m^2}{L'_r} |\bar{I}_s|^2 \sin 2\delta. \quad (6.2.9)$$

Угол нагрузки

$$\delta = \arctg \frac{I_{sq}}{I_{sd}} = \arctg (\omega_r T_r).$$

Тогда выражение для электромагнитного момента

$$M_{эм} = \frac{3}{4} p \frac{L_m^2}{L_r} |\bar{I}_s|^2 \sin(2 \arctg (\omega_r T_r)). \quad (6.2.10)$$

Таким образом, при $\omega_r = \text{const}$, регулируя величину $|\bar{I}_s|$, можно изменять электромагнитный момент $M_{эм}$.

Изменение электромагнитного момента происходит при одновременном изменении силы тока статора, потокосцепления ротора и квазипостоянных частот скольжения ротора и угла нагрузки. При этом постоянство частоты скольжения ротора и угла нагрузки сохраняется лишь в статических режимах, в переходных процессах, отклонения от заданного значения могут достигать 40 % для частоты скольжения и 15 % для угла нагрузки. Переходные процессы изменения электромагнитного момента, потокосцепления ротора, частоты скольжения ротора и угла нагрузки носят колебательный характер с перерегулированиями до 35 %. Это приводит к увеличению времени регулирования.

Структурная схема системы управления, реализующей этот способ, приведена на рис. 6.2.14, а.

Управление с углом нагрузки $\delta = \text{const}$ (способ 2). В основу этого способа положено соотношение (6.2.9). По аналогии со способом 1, установив $\delta = \text{const}$, можно регулировать $M_{эм}$, изменяя $|\bar{I}_s|$ (рис. 6.2.14, б).

Изменение электромагнитного момента происходит при одновременном изменении силы тока статора и потокосцепления ротора. Однако при этом постоянство частоты скольжения ротора и угла нагрузки сохраняется как в статических, так и в переходных режимах, что существенно стабилизирует переходные процессы, однако незначительно влияет на время регулирования.

Управление при $\psi_r = \text{const}$ (способ 3). Этот способ управления основан на таком формировании сигналов $|\bar{I}_s|$ и ψ_r , что вы-

полняется условие $\psi_r = \text{const}$. Зависимость между $|\bar{I}_s|$ и ψ_r , обеспечивающую выполнение условия $\psi_r = \text{const}$, можно найти из (6.2.4), положив $\bar{\psi}_r = \text{const}$, при этом $d\bar{\psi}_r/dt = 0$:

$$\bar{I}_s = \frac{\bar{\psi}_r}{L_m} (1 + j\omega_r T_r), \quad (6.2.11)$$

откуда

$$|\bar{I}_s| = \frac{\psi_r}{L_m} \sqrt{1 + \omega_r^2 T_r^2}. \quad (6.2.12)$$

Выражая из (6.2.5) моментобразующую составляющую тока I_{sq} и подставляя ее в (6.2.6), зависимость момента от угловой скорости можно представить в виде:

$$M_{эм} = \frac{3}{2} p \frac{T_r}{L_r} \psi_r^2 \omega_r. \quad (6.2.13)$$

Из уравнения (6.2.13) угловая скорость, соответствующая заданному $M_{эм}$,

$$\omega_r = M_{эм} \frac{2L_r}{3pT_r} \frac{1}{\psi_r^2}. \quad (6.2.14)$$

Таким образом, задавшись $\psi_r^* = \text{const}$, необходимо регулировать $|\bar{I}_s|$ в зависимости от ω_r в соответствии с (6.1.12). Структурная схема системы управления, реализующей способ 3, приведена на рис. 6.2.14, в.

При использовании этого способа изменение электромагнитного момента происходит при изменении силы тока статора и квазипостоянном потокосцеплении ротора: постоянство потокосцепления сохраняется лишь в статических режимах. Изменение частоты скольжения ротора и угла нагрузки происходит пропорционально изменению электромагнитного момента. Переходные процессы изменения электромагнитного момента, потокосцепления ротора, частоты скольжения ротора и угла нагрузки могут иметь колебательный характер со значительным перерегулированием. Способ 3 по сравнению с ранее рассмотренными способами позволяет получить незначительное уменьшение времени регулирования.

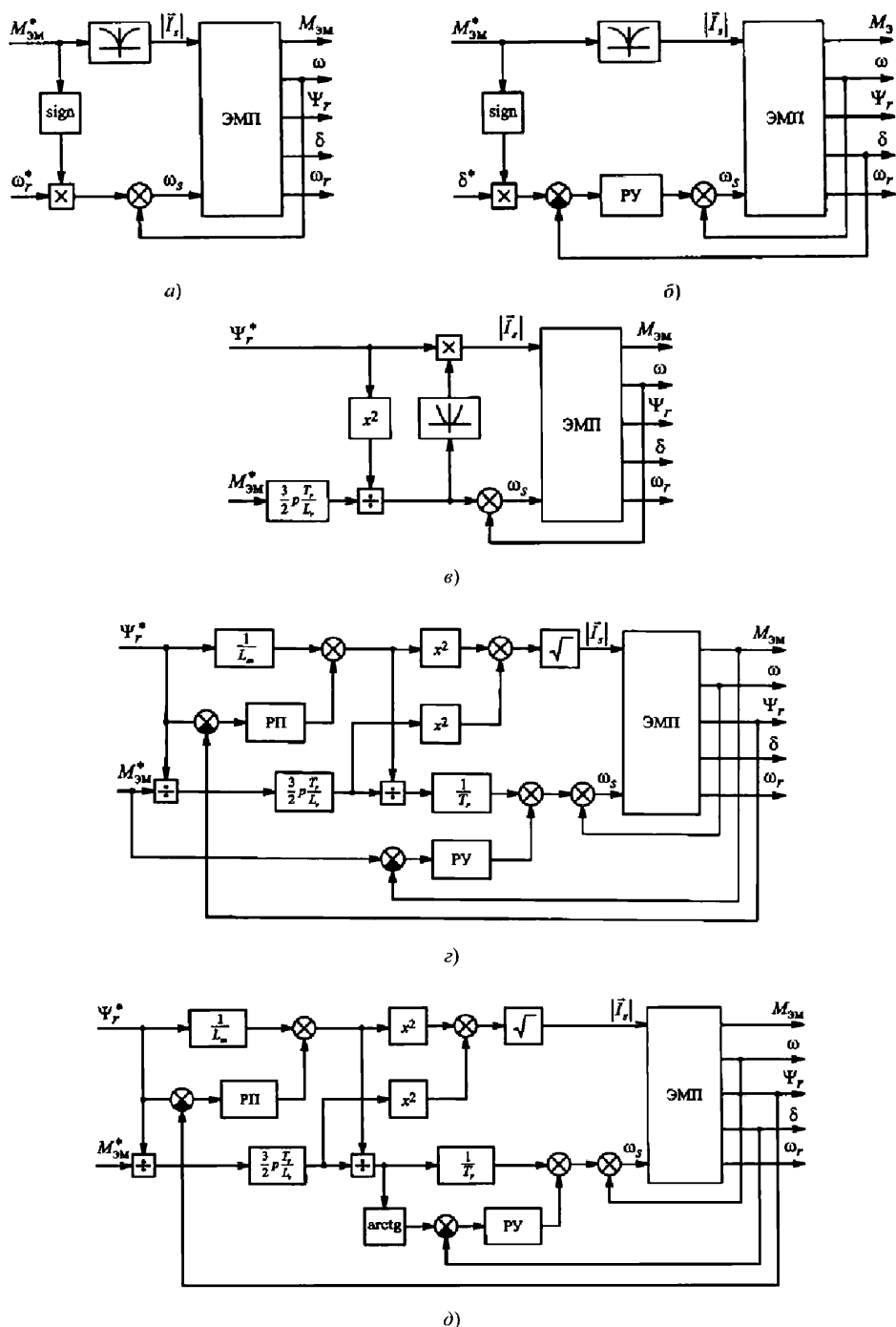


Рис. 6.2.14. Структурные схемы системы управления:

а – при $\omega_r = \text{const}$; б – при $\delta = \text{const}$; в – $\psi_r = \text{const}$ при формировании сигналов ω_r и $|\bar{I}_s|$;

г – $\psi_r = \text{const}$ при коррекции частоты скольжения по моменту; д – векторное в полярных координатах

Управление при $\psi_r = \text{const}$ ротора и коррекции частоты скольжения по моменту (способ 4). В его основу положена зависимость (6.2.5). Он подобен способу 3, но отличается во-первых, тем, что для стабилизации магнитного потока используется сигнал обратной связи по потокоцеплению ротора и, во-вторых, для формирования сигнала ω_r^* используется обратная связь по моменту. Структурная схема системы управления, реализующей способ 4, приведена на рис. 6.2.14, з.

Применение коррекции частоты скольжения по моменту (способ 4) приводит к существенной стабилизации переходных процессов, а следовательно, к значительному (в 5–6 раз) сокращению времени регулирования, особенно при работе намагниченной машины (в несколько десятков раз), по сравнению с ранее рассмотренными способами регулирования. Это объясняется выведением из динамических процессов высокоинерционного потокоцепления ротора.

Логическим развитием идеи, положенной в основу способа 4, является принцип ориентации по полю [9, 11, 14]. В соответствии с (5.2.63), электромагнитный момент прямо пропорционален векторному произведению векторов \vec{I}_s и $\vec{\Psi}_r$. Следовательно, он зависит от значений и взаимного расположения векторов \vec{I}_s и $\vec{\Psi}_r$ в пространстве и является функцией трех переменных:

$$M_{эм} = f(|\vec{I}_s|, \psi_r, \delta) = \frac{3}{2} p \frac{L_m}{L_r'} \psi_r |\vec{I}_s| \sin \delta, \quad (6.2.15)$$

или

$$M_{эм} = \frac{3}{2} p \frac{L_m}{L_r'} \psi_r I_{sq}. \quad (6.2.16)$$

Стабилизация $\vec{\Psi}_r$ приводит к тому, что электромагнитный момент зависит от силы тока статора $|\vec{I}_s|$ и угла нагрузки δ . Управляя этими переменными, можно получить требуемый электромагнитный момент.

На основе выражений (6.2.16) и (6.2.15) возможны два варианта построения векторных систем, реализующих принцип ориентации по полю.

Векторное управление АТД в полярных координатах (способ 5). Оно описывается алгоритмом работы системы, в основе которого лежит соотношение (6.2.15). Структурная схема системы управления, составленная в соответствии со способом 5, приведена на рис. 6.2.14, д.

Векторное управление в декартовых координатах (способ 6). Оно реализуется алгоритмом работы САР на основе уравнения (5.1.19). Структурная схема системы управления, составленная в соответствии со способом 6, приведена на рис. 6.2.14, з.

Переходные процессы при регулировании АТД по способам 5 и 6 практически не отличаются. При этом они близки к процессам, протекающим при регулировании АТД по способу 4, со значительным уменьшением времени регулирования при пуске.

Также возможно векторное управление АТД с использованием информации об ЭДС двигателя. Это позволяет упростить структуру САР и обеспечить качество регулирования, близкое к способам 5 и 6.

Сравнение рассмотренных способов и систем управления АТД позволяет сделать следующие выводы:

динамические свойства ТЭД во многом определяются принятыми способами управления;

динамические свойства ТЭД в значительной степени определяются контролем взаиморасположения векторов \vec{I}_s и $\vec{\Psi}_r$, т.е. контролем угла нагрузки δ ;

наилучшими динамическими свойствами обладают векторные системы управления, реализующие способы 5, 6;

стабилизация потокоцепления ротора ведет к улучшению динамических свойств работы асинхронного тягового привода.

6.2.5. АВТОМАТИЗАЦИЯ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОВОЗОВ

Осуществляется для оптимального выполнения заданных функций на основе системного подхода к электровозу, как к совокупности системы управления, объекта управления и цели управления им. Электровоз рассматривается как сложный объект управления, преобразующий большие потоки энергии в силы тяги и торможения.

Все функции системы управления электровозом, требующие логической последова-

тельности, такие как управление токоприемниками, быстродействующим или главным выключателем, контакторами вспомогательного привода, тяговыми и вспомогательными преобразователями и другими устройствами осуществляет автоматизированная система управления электровоза (АСУЭ) по командам с пульта и от контроллера машиниста с учетом сигналов, получаемых от датчиков, предусмотренных схемой электровоза.

АСУЭ обеспечивает управление всеми системами электровоза (тяговым и вспомогательным приводами, аппаратами цепей управления, защиты, безопасности движения, автоведения, диагностики основного оборудования и самодиагностики), а также обеспечивает возможность тестирования цепей электровоза, его узлов и системы управления на стоянке перед отправлением поезда. При наличии неисправностей дается запрет на подъем токоприемников и включение быстродействующего или главного выключателя. На электровозе предусматривается возможность включения быстродействующего или главного выключателя, подъема токоприемника после длительного отстоя при температуре окружающей среды ниже -25°C .

АСУЭ обеспечивает точное и безопасное ведение поезда по графику с оптимальным расходом энергии на тягу и торможение, в том числе при работе одного машиниста. АСУЭ состоит из многоконтурных иерархически выстроенных подсистем. Функции, реализуемые системой, как правило, интегрированы и выполняются в едином технологическом процессе ведения поезда.

АСУЭ выполняют с использованием микропроцессоров. Все ее подсистемы бесконфликтно осуществляют взаимодействие между собой и обмен информацией, необходимой для выполнения следующих функций:

безопасности, осуществляющей прием на электровозе сигналов о поездной ситуации и контролирующей скорость поезда (подсистема безопасности и контроля скорости);

безопасного автоматического управления скоростью движения в режиме прицельного торможения (подсистема управления торможением), работающей по принципам безопасности;

автоматизированного энергооптимального ведения поезда по графику с контролем пути и подвижного состава (подсистема автоматизированного ведения);

управления движением и работой тягового привода;

управления работой вспомогательного оборудования.

Подсистемами АСУЭ, информационно обеспечивающими, контролирующими, а также фиксирующими результаты работы перечисленных выше подсистем и оборудования, являются:

диагностики и контроля технического состояния оборудования подвижного состава и содержания железнодорожного пути (подсистема диагностирования);

информационного обеспечения машиниста;

приема на электровоз информации от причастных служб о поездной ситуации и изменении условий движения поезда (подсистема приема информации);

информационного обеспечения работы всех систем и оборудования одиночного электровоза или двух электровозов (коммуникационная сеть);

записи информации о характеристиках поездки и особенностях работы оборудования в электронную память, а также передачи информации по радиоканалу причастным службам (подсистема регистрации);

единого астрономического времени.

Система управления и обеспечения безопасности движения выполнена открытой для наращивания функций, обеспечения возможности интеграции с отдельными новыми устройствами, узлами и компонентами. При этом используется структура пассивного и активного дублирования и резервирования систем с учетом функций безопасности, минимального набора функций (для освобождения перегона при большинстве отказов) и экономической эффективности на протяжении всего жизненного цикла электровоза.

АСУЭ обеспечивает автоматизированное энергооптимальное ведение поезда по перегонам и станциям, с учетом всех видов ограничений скорости, задание траектории движения электровоза с точностью до 1 км/ч и выполнение графика движения с точностью до $\pm 15\text{ с}$, а в случае отставания от графика – определение участков пути для нагона и ввода поезда в график с учетом минимизации расхода электроэнергии, необходимой точности отработки разрешенной скорости по ограничениям и длины поезда. При оснащении линии устройствами задания оперативного расписания

обеспечивается его выполнение, а также минимизация потери кинетической энергии за счет своевременного выбора момента отключения тяги и требуемой ступени служебного торможения, обеспечивающих реализацию адаптивной программной траектории движения. Функции автоматизированного ведения поезда и обеспечения безопасности движения взаимно интегрированы и выполнены во взаимной увязке в единстве оптимального и безопасного ведения поезда в реальном масштабе времени, в рамках единого микропроцессорного управляющего комплекса.

Подсистема управления торможением должна предупреждать любые превышения скорости электровоза в режимах как автоматического, так и ручного ведения поезда, которые могут приводить к нарушению безопасности движения, путем использования электродинамического, электропневматического и пневматического торможения с допуском на превышение разрешенной скорости не более 2 км/ч. Весь спектр задаваемых траекторий движения адаптируется к профилю пути, массе поезда и реальным тормозным силам, реализуемым выбором ступеней служебного торможения.

Подсистема управления торможением должна контролировать скорость движения, формируемую подсистемой автоматического ведения, исключая ее превышение служебным торможением.

Подсистема безопасности и контроля скорости, отвечающая требованиям безопасности, принимает информацию о свободности впереди лежащих блок-участков и станционных путей от napольных устройств и цифрового радиоканала, а также использует данные электронных баз участка. В соответствии с принятыми сигнальными показаниями, она задает соответствующую предельно допустимую скорость и воздействует на тормозную систему поезда.

Она обеспечивает передачу подсистеме управления торможением функции контроля скорости. При отказе подсистемы управления торможением эта подсистема останавливает поезд перед запрещающим сигналом служебным или экстренным торможением с точностью не хуже 50 м.

Взаимодействие подсистем автоматизированного ведения поезда, управления торможением и безопасности и контроля скорости обеспечивается через отдельную специализи-

рованную системную шину для использования данными подсистемами общей исходной информации, в том числе для задания точной координаты прицельной остановки поезда при входе на станцию и задания длин и профиля блок-участков, допустимых скоростей по впереди лежащему перегону при выходе со станции и т.д.

При создании АСУЭ часто используется опыт разработки и эксплуатации существующих локомотивных систем безопасности.

Подсистема диагностирования реализует его в трех режимах: перед отправлением, в пути следования и в условиях депо. Диагностирование в пути следования обеспечивает:

- контроль состояния и параметров оборудования поезда (механического, электрического, пневматического), включая самоконтроль системы управления;

- своевременное информирование машиниста об аварийных и предаварийных ситуациях;

- определение причины отклонения контролируемых состояний и параметров с выдачей рекомендаций в диалоговом (по желанию машиниста) режиме для обеспечения работоспособности поезда и его безопасного движения;

- выявление некорректных действий машиниста с выдачей соответствующих сообщений;

- режим записи и хранения основных диагностируемых параметров для последующего анализа.

Каждый объект диагностирования имеет встроенный блок энергонезависимой памяти, в котором сохраняются параметры, лимитирующие срок службы (количество включений, время функционирования и др.). Эти параметры непрерывно учитываются при эксплуатации. Эти данные доступны ремонтному персоналу для определения объема ремонта при заходе электровоза в депо.

Каждому коду ошибки соответствует определенный приоритет важности события, в соответствии с этими приоритетами машинисту выдается информация и принимаются меры. При обнаружении события с высшим приоритетом электровоз не может самостоятельно двигаться. При событии с низшим приоритетом никакие мероприятия в пути до прихода в депо могут не проводиться.

В случае отказа оборудования электровоза должны быть предусмотрены программные

меры по работе систем электровоза в аварийном режиме с автоматическим включением систем резервирования. На включение резервных схем должно быть получено либо разрешение машиниста, либо прямая его команда.

Примером практической реализации может служить АСУЭ электровозов ЭП2К, выполненная с применением микроконтроллеров М269-3, которые обладают высоким быстродействием, большим объемом памяти и оснащены двумя оптоизолированными последовательными интерфейсами типа CAN.

Применение современной АСУЭ по сравнению с системой управления электровозов предшествующих поколений отличается существенным упрощением цепей управления, значительным сокращением объемов проводного монтажа, полным контролем состояния оборудования электровоза, локализацией места отказа с точностью до исполнительного аппарата, отображением на экране дисплея места причины отказа, возможностью реконфигурации АСУЭ с целью вывода из работы неисправных элементов, а также передачи дистанционного сообщения диспетчеру результатов диагностики оборудования электровоза с целью сокращения времени простоя на подготовку и устранение неисправностей, возникших в ходе эксплуатации электровоза.

Глава 6.3

ЭЛЕКТРИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ЭЛЕКТРОВЗОВ

6.3.1. ТЯГОВЫЕ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ

ТЭД совместно с системами управления и регулирования режимов работы подвижного состава позволяют получать любые требуемые тяговые характеристики тягового электропривода $F_k(v)$. ТЭД постоянного (пульсирующего) тока в зависимости от способа подключения обмотки возбуждения по отношению к обмотке якоря могут быть последовательного, параллельного или независимого и смешанного (согласно-смешанного или встречно-смешанного) возбуждения. ТЭД переменного тока разделяют на асинхронные (с короткозамкнутым или фазным ротором) и синхронные (вентильные). В любом случае обмотку статора этих двигателей выполняют трехфазной. На тяговом подвижном составе применяют только асинхронные ТЭД с короткозамкнутым ротором и синхронные, причем последние

устанавливают лишь на отечественных электровозах.

В настоящее время на электровозах, эксплуатируемых на РЖД, исключительное распространение имеют ТЭД постоянного (при наличии контактной сети постоянного тока) или пульсирующего (при наличии контактной сети переменного тока) тока. Двигатели пульсирующего тока по конструкции, как и постоянного тока, являются коллекторными электрическими машинами, но вследствие того что они питаются от контактной сети однофазного переменного тока через трансформатор и выпрямитель электровоза, ток этих двигателей имеет пульсации с двойной частотой напряжения контактной сети. Пульсации тока вызывают пульсации магнитного потока, приводящие к увеличению магнитных потерь и ухудшению условий коммутации двигателя. Поэтому на ЭПС, питающемся от контактной сети переменного тока, на выходе выпрямительной установки устанавливают сглаживающий реактор, а параллельно обмоткам возбуждения ТЭД подключают резистор с малым индуктивным и большим активным сопротивлением.

Если представить пульсирующий ток двигателя в виде постоянной и переменной составляющих, то переменная составляющая будет в основном замыкаться через резистор, имеющий значительно меньшее индуктивное сопротивление, чем обмотка возбуждения, а постоянная составляющая – через обмотку возбуждения, активное сопротивление которой значительно меньше, чем сопротивление резистора. Таким образом, резистор, как и сглаживающий реактор, играет роль фильтра. Подключение параллельно обмотке возбуждения ТЭД резистора приводит к тому, что ТЭД ЭПС, питающегося от контактной сети переменного тока, работают не при полном потоке возбуждения, а при нормальном, которому соответствует $\beta = 0,92...0,97$.

В остальном характеристики ТЭД пульсирующего тока аналогичны характеристикам ТЭД постоянного тока.

Коллекторные тяговые электродвигатели. В отличие от стационарных электродвигателей ТЭД работают при часто изменяющихся режимах, но для определения их параметров регламентируют номинальные режимы, которым соответствуют номинальные параметры: мощность P , частота вращения якоря ТЭД, напряжение, КПД η , коэффициент мощности (для двигателей переменного тока).

Для ТЭД ЭПС регламентируют два номинальных режима: часовой и продолжительный.

Часовой режим – режим работы с наибольшей силой тока якоря, при которой эксплуатация двигателя из практически холодного состояния в течение 1 ч при номинальном напряжении с потоком возбуждения и вентиляции, соответствующими этому режиму, не приводит к превышению предельно допустимой температуры.

Продолжительный режим – режим работы двигателя, при котором наибольшая сила тока якоря в течение неограниченного времени при номинальном напряжении и вентиляции, соответствующей этому режиму, не вызывает превышения предельно допустимой температуры.

Параметры ТЭД устанавливают в процессе квалификационных испытаний и относят соответственно к часовому и продолжительному режимам: $P_{\text{ч}}$ и P_{∞} , $I_{\text{ч}}$ и I_{∞} , $n_{\text{ч}}$ и n_{∞} , $\eta_{\text{ч}}$ и η_{∞} . Для ТЭД электровозов расчетным режимом является продолжительный, для ТЭД электропоездов – часовой.

Отношение максимальных значений мощности и силы тока к номинальным значениям называют **коэффициентом конструктивной перегрузки**:

$$K_{\text{пер}} = P_{\text{max}}/P_{\text{ном}} = I_{\text{max}}/I_{\text{ном}}.$$

Значение силы тока I_{max} определяют во время стендовых испытаний, вращая якорь двигателя в обоих направлениях по 30 с, причем определяемая условиями нормальной коммутации величина $K_{\text{пер}} \geq 2$. Для характеристики эксплуатационных режимов используют коэффициент эксплуатационной перегрузки

$$K_{\text{пз}} = P_{\text{зmax}}/P_{\text{ном}} = I_{\text{зmax}}/I_{\text{ном}},$$

где $P_{\text{зmax}}$, $I_{\text{зmax}}$ – наибольшие расчетные соответственно значения мощности и силы тока в условиях эксплуатации электровоза (например, при пуске).

Наибольшая частота вращения якоря n_{max} определяется конструкционной скоростью электровоза v_{max} при полуизношенных бандажах колесной пары. В эксплуатации, в частности, при боксовании одной из колесных пар частота вращения может быть больше

n_{max} , определяющей прочность деталей коллектора и бандажей обмотки якоря. Поэтому для расчета прочности вращающихся элементов конструкции двигателя устанавливают испытательную частоту вращения якоря $n_{\text{и}} = 1,25 n_{\text{max}}$ для ТЭД, соединенных постоянно параллельно, и $n_{\text{и}} = 1,35 n_{\text{max}}$ для ТЭД, соединенных постоянно последовательно.

Рабочими характеристиками ТЭД являются зависимости его параметров от мощности на валу. Для ЭПС такими характеристиками, как было отмечено выше, являются:

электрохимические – скоростная $n(I)$,
моментная $M(I_a)$ и КПД $\eta_{\text{д}}(I_a)$;
электротяговые – $v(I)$ и $F_{\text{к}}(I)$;
тяговая – $F_{\text{к}}(v)$.

Выражения для электромагнитного момента иногда записывают в виде

$$M_{\text{з}} = M_{\text{с}} \pm M_{\text{д}}, \quad (6.3.1)$$

где $M_{\text{д}} = Jd\omega/dt$ – динамический момент, возникающий при изменении угловой скорости ω якоря и определяемый моментом инерции J вращающихся частей; $M_{\text{с}}$ – момент сопротивления, определяемый тормозным моментом, приложенным к валу двигателя, и внутренним моментом сопротивления, обусловленным потерями в стали якоря и механическими потерями.

Электромагнитный момент

$$M_{\text{з}} = 0,159 \Phi I N p / a, \quad (6.3.2)$$

или

$$M_{\text{з}} = 0,159 I_a N^2 p \Phi, \quad (6.3.3)$$

где $I_a = I/2a$ – сила тока параллельной ветви обмотки якоря.

Электромагнитный момент можно определить через главные размеры ТЭД и его электромагнитные нагрузки:

$$M_{\text{з}} = 1,57 \alpha_{\delta} A B_{\delta} D_a l_a, \quad (6.3.4)$$

коэффициент α_{δ} – коэффициент полюсного перекрытия; A – линейная нагрузка, А/м; $A = N I_a / (\pi D_a)$; B_{δ} – расчетная индукция в воздушном зазоре; D_a – диаметр якоря, м; l_a – активная длина якоря, м.

Электромагнитная мощность двигателя, кВт,

$$P_3 = 10 IE = \frac{Np}{60a} I \Phi n 10^{-3}, \quad (6.3.5)$$

или

$$P_3 = 0,164 \alpha_\delta AB_\delta D_a l_a n 10^{-3}. \quad (6.3.6)$$

Подставляя в (6.3.6) вместо $\alpha_\delta AB_\delta D_a l_a$ его значение из (6.3.4), получим

$$P_3 = 0,105 M_3 n 10^{-3}. \quad (6.3.7)$$

При предварительных расчетах массу ТЭД (в т) определяют из соотношения:

$$M_d = 40 / \sqrt{p} D_a^2 l_a + 0,2. \quad (6.3.8)$$

КПД двигателя

$$\eta_d = \frac{I_{ном} U_{ном} - \sum \Delta P}{I_{ном} U_{ном}}, \quad (6.3.9)$$

где $I_{ном}$ и $U_{ном}$ – номинальные значения соответственно силы тока и напряжения ТЭД; $\sum \Delta P$ – суммарные потери мощности в ТЭД, состоящие из механических, магнитных потерь, потерь в меди обмоток двигателя, потерь в коллекторно-щеточном узле и добавочных потерь, и определяемые, как правило, для номинального режима.

Механические потери

$$\Delta P_{мех} = \Delta P_{тр} + \Delta P_{щ} + P_v,$$

где $\Delta P_{тр}$ – потери на трение в якорных подшипниках; для современных ТЭД с роликовыми подшипниками $\Delta P_{тр} = 0,002 \Delta P_{ном}$; $\Delta P_{щ}$ – потери на трение щеток о коллектор; номинальные потери

$$\Delta P_{щ ном} \cong 9,81 p_{щ} f_{щ} \sum S_{щ} v_{к ном};$$

$p_{щ}$ – давление щеток на коллектор, 10^2 МПа; $\sum S_{щ}$ – общая площадь рабочей поверхности всех щеток, $см^2$; $f_{щ}$ – коэффициент трения щеток о коллектор; при работе под нагрузкой $f_{щ} = 0,16...0,17$; $v_{к ном}$ – номинальная линейная скорость рабочей поверхности коллектора, м/с; P_v – потери на вентиляцию; для ТЭД с

самовентиляцией $P_{в ном} = Q_{ном} H_{ном} / \eta_{вент}$;

$Q_{ном}$ – расход вентиляционного воздуха, м/с;

$H_{ном}$ – номинальное давление воздуха, Па;

$\eta_{вент}$ – КПД вентилятора; для других режи-

мов вентиляции $P_v = P_{в ном} n^3 / n_{ном}^3$.

Потери в меди обмоток двигателя

$$P_3 = \sum r_i I_i^2 + \Delta U_{щ} I,$$

где r_i , I_i – соответственно сопротивление i -й обмотки и ее сила тока; $\Delta U_{щ}$ – падение напряжения под щетками.

В ТЭД пульсирующего тока имеют место пульсационные потери, которые при синусоидальном характере пульсаций магнитного потока в первом приближении можно определить по соотношению

$$\Delta P_{пульс} = 1/3 B^2 K_{пф}^2 b^2 \gamma \omega_c^2 V C_p, \quad (5.3.10)$$

где B – постоянная составляющая индукции под главным полюсом; $K_{пф}$ – коэффициент пульсаций магнитного потока; b – толщина пластины магнитопровода; ω_c – угловая частота напряжения контактной сети; V – объем магнитопровода; C_p – функция относительно проникновения переменной составляющей магнитного потока.

Магнитные потери – это потери при перемагничивании стали сердечника якоря ТЭД, которые для двигателей постоянного тока равны:

$$\Delta P_{магн} = K_c (P_z m_z + P_a m_a),$$

где $K_c = 2,25...2,70$ – коэффициент, учитывающий неоднородность магнитопроводов и распределения магнитных потоков в сердечнике; P_z , m_z , P_a , m_a – удельные потери и масса соответственно в зубцах и теле сердечника якоря.

КПД ТЭД возрастает с увеличением их мощности.

Связь между силой тяги и скоростью движения электровоза с моментом колесной пары M_k и частотой вращения якоря находят на основании следующих выражений.

Касательная сила тяги колесной пары

$$F_k = 2 M_k / D,$$

где D – диаметр бандажа.

Сила тяги F_k и момент M на валу ТЭД связаны соотношением

$$F_k = \frac{2\mu}{D} M \eta_p 10^{-3}, \quad (6.3.11)$$

где η_p – КПД редуктора.

При отсутствии боксования скорость движения электровоза

$$v = 0,06 \pi D n_k, \quad (5.3.12)$$

где $n_k = n D_k / \mu$ – частота вращения колеса.

Тогда

$$v = 0,188 D n D_k / \mu. \quad (6.3.13)$$

Мощность на ободе колеса, кВт,

$$P_m = 0,278 F_k v, \quad (6.3.14)$$

мощность на валу ТЭД

$$P_d = P_m / \eta_n. \quad (6.3.15)$$

На основании уравнений (6.3.1) – (6.3.15) можно рассчитать основные параметры и характеристики ТЭД, которые в зависимости от тока возбуждения имеют различный вид.

Следует отметить, что для построения электромеханических характеристик ТЭД необходимо предварительно построить магнитную характеристику двигателя или кривую намагничивания при холостом ходе. **Кривая намагничивания** – это зависимость магнитного потока в зазоре под главным полюсом от магнитодвижущей силы катушки главного полюса (F_{xx}) или от силы тока возбуждения $\Phi(I_v)$ при силе тока якоря, равной нулю. Зависимости $\Phi(F)$ при различных фиксированных значениях силы тока якоря называют **нагрузочными характеристиками**, которые рассчитывают, как правило, для ТЭД независимого, параллельного и смешанного возбуждения. Для ТЭД последовательного возбуждения магнитная характеристика – это зависимость $\Phi(I)$, поскольку у таких двигателей сила тока якоря равна и кратна силе тока возбуждения:

$$I_v = \beta I,$$

где β – коэффициент регулирования возбуждения.

Зависимость магнитного потока Φ от силы тока I_d ТЭД различного возбуждения приведена на рис. 6.3.1, нагрузочные характеристики – на рис. 6.3.2, а электротяговые характеристики электровозов на рис. 6.3.3.

Бесколлекторные тяговые двигатели. Эти ТЭД наряду с благоприятными тяговыми свойствами и относительно высокими технико-экономическими показателями имеют серьезные недостатки, связанные в первую очередь с наличием коллектора и щеточного аппарата.

Развитие электрической тяги сопровождалось ростом как мощности ЭПС в целом (увеличения числа осей), так и единичной мощности ТЭД. Рост единичной мощности коллекторных ТЭД ограничивается коммутационной напряженностью машины, механической прочностью коллектора и крепления якорной обмотки, тепловой напряженностью.

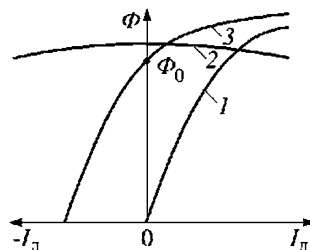


Рис. 6.3.1. Зависимости магнитного потока Φ от силы тока I_d ТЭД различного возбуждения:

1 – последовательного; 2 – параллельного (независимого); 3 – смешанного

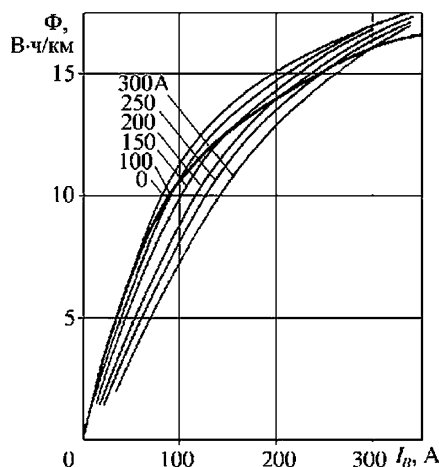


Рис. 6.3.2. Нагрузочная характеристика ТЭД: зависимости магнитного потока Φ от силы тока I_a обмотки возбуждения

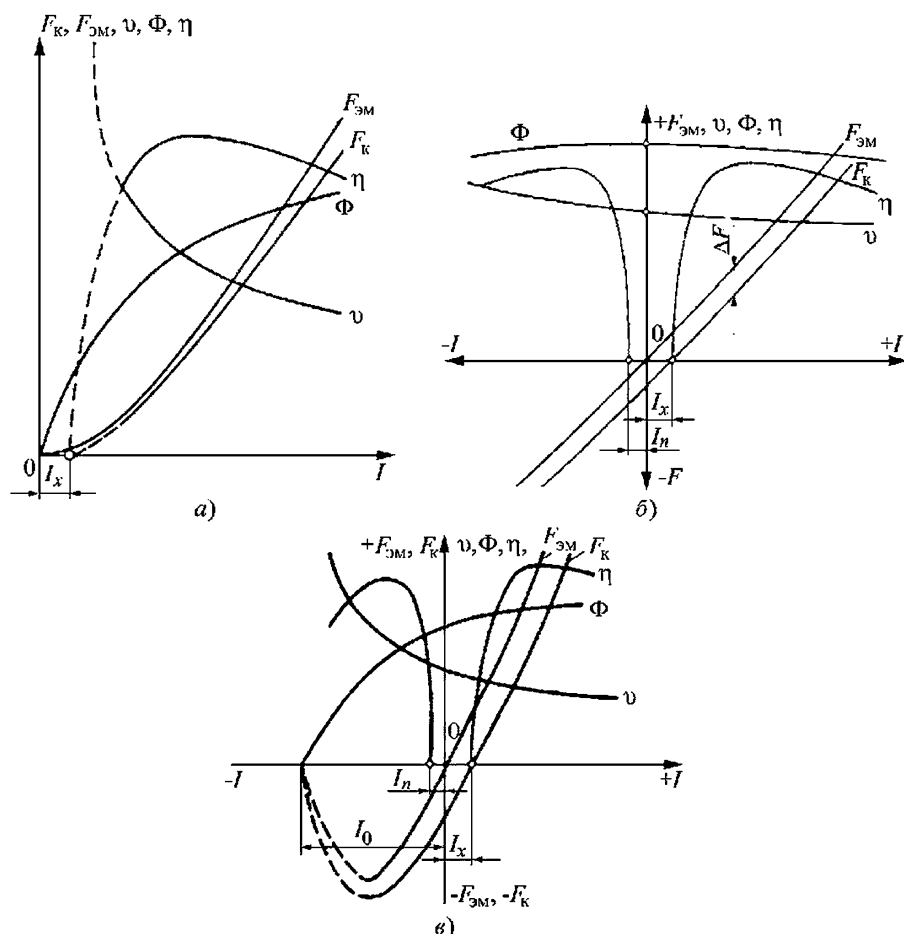


Рис. 6.3.3. Электротяговые характеристики электровозов с ТЭД различного возбуждения: а – последовательного; б – параллельного (независимого); в – смешанного

Задача значительного увеличения мощности при одновременном повышении надежности может быть решена путем перехода на бесколлекторные ТЭД (асинхронные и вентильные).

Сравнительный анализ коллекторных и АТД для диапазона мощностей 100...1500 кВт позволил выявить следующее:

тангенциальная сила на поверхности ротора для АТД в 1,5 – 2 раза больше, чем для коллекторных, и достигает 5 Н/см²;

мощность, отнесенная к единице поверхности ротора, в 2 раза больше и достигает 0,25...0,3 кВт/см²;

окружная скорость ротора может достигать 80...90 м/с, что превышает допустимые значения для коллекторных машин;

при сохранении частоты вращения АТД на уровне частоты вращения якорей коллекторных машин возможно увеличение момента двигателя приблизительно на 50 %;

по удельной мощности АТД в 2 – 2,5 раза превосходят коллекторные машины, а их КПД на 1,5 – 2 % выше.

Эти показатели хорошо согласуются с данными, приведенными в табл. 6.3.1 для конкретных типов коллекторных и бесколлекторных ТЭД.

Важное значение для эксплуатации имеет надежность двигателя. Повышение надежности АТД за счет исключения коллекторно-щеточного узла определяется самой конструкцией асинхронной машины. Как известно, асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором имеет только одну обмотку статора.

6.3.1. Техническая характеристика коллекторных асинхронных ТЭД

Тип двигателя	Мощность P , кВт	Полная масса m , кг	Масса меди m_m , кг	Масса на единицу мощности m/P , кг/кВт	Масса изоляционных материалов, кг
Коллекторные ТЭД					
ТЛ-2к	650	4760	505	7,23	39
НБ-418К6	790	4350	586	5,52	32
Асинхронные ТЭД					
ЭТА-1200	1200	3650	375	3,04	14
НБ-602	1200	3900	381	3,25	13
НБ-607	900	4200	–	4,67	–
BQ _q 4843 (Швейцария)	1400	2380	–	1,7	–
BAZ10577/6 (Германия)	1430	2320	–	1,6	–
М-4-1300 (Италия)	1300	2800	–	1,6	–

Поэтому АТД не требует периодических осмотров, его обслуживание сводится только к заправке смазки в подшипники. Это позволяет решить важную задачу социального плана, заключающуюся в ликвидации тяжелых условий работы слесарей-мотористов.

Примерно такие же, как у АТД, массогабаритные показатели имеют вентильные двигатели, для питания обмотки возбуждения которых требуется дополнительный контактно-щеточный аппарат.

Вентильный двигатель конструктивно подобен обычной синхронной машине. На его статоре размещается многофазная статорная обмотка, а на роторе – обмотка возбуждения постоянного тока, электрическая энергия к которой подводится через специальные контактные кольца и щетки.

Если обмотка ротора электрически связана с обмоткой статора, то двигатель будет иметь характеристики, аналогичные характеристикам двигателей постоянного тока с последовательным возбуждением. Если цепь питания обмотки ротора не связана с цепью статора, то характеристики двигателя будут определяться только законом регулирования тока возбуждения ротора.

Рассмотрим принцип работы вентильного двигателя при питании от источника (контактной сети) постоянного тока (рис. 6.3.4, а). Вентильный двигатель выполнен на базе трехфазной синхронной машины, трехфазная ста-

торная обмотка которой (фазы A , B , C) через тиристоры $VS1 - VS6$ преобразователя подключена к источнику постоянного тока. Для уменьшения пульсаций тока в цепь включен сглаживающий реактор CP . Обмотка возбуждения ротора OBP получает питание от независимого источника.

Допустим, что вначале ток протекает по фазам статора A и B в указанном стрелкой направлении.

Результирующий поток статора Φ_c , взаимодействуя с потоком ротора Φ_p , создает вращающий момент. Если после поворота ротора на определенный угол переключим ток с фазы B на фазу C , то вектор потока Φ_c повернется в направлении вращения ротора на 60° , и ротор будет продолжать вращаться в прежнем направлении. После поворота ротора на 60° фаза A теряет питание, а в фазе B ток реверсирует свое направление. Это вновь приводит к повороту вектора потока Φ_c на 60° . Переключая таким образом поочередно выводы статорной обмотки согласно диаграмме проводимости тиристоров (табл. 6.3.2), можно обеспечить непрерывное вращение ротора двигателя. Переключение тиристоров осуществляется системой управления преобразователем, связанной с датчиками контроля положения ротора, установленным внутри двигателя.

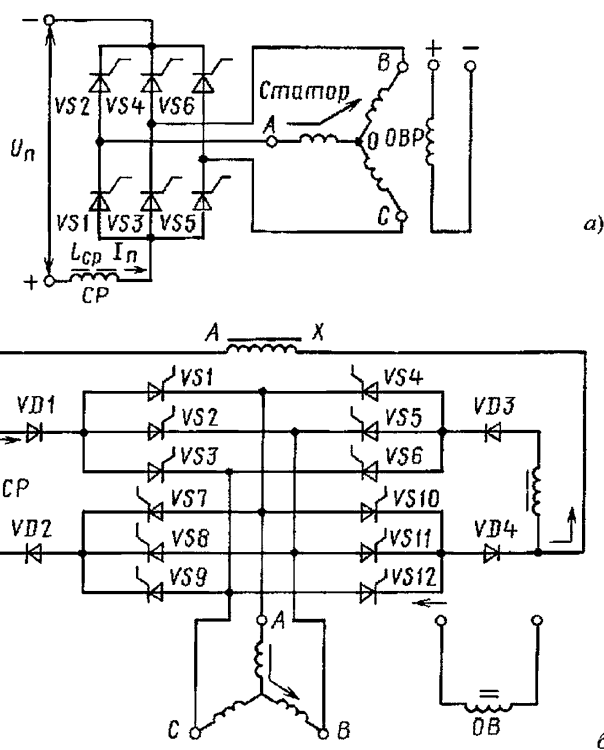


Рис. 6.3.4. Принципиальная схема вентильного двигателя при работе в сети:
а – постоянного тока; б – переменного тока

6.3.2. Диаграмма проводимости силовых тиристоров

Обозначение тиристора по рис. 6.3.4.	Угол поворота, °				
	60	120	180	240	300
VS1					
VS3					
VS5					
VS2					
VS4					
VS6					

При вращении ротора в обмотках статора будут наводиться ЭДС фаз. В отличие от двигателя постоянного тока вентильный двигатель развивает пульсирующую ЭДС, представляющую в каждый момент времени сумму ЭДС двух фаз и характеризующуюся средним значением E_{cp} . Эта ЭДС определяет среднее значение момента двигателя при заданных силах токов нагрузки и возбуждения. Такое среднее значение E_{cp} есть теоретическая величина, полученная при допущении, что ток коммутрует с фазы на фазу мгновенно и точно в моменты времени, когда ЭДС последующей фазы, возрастающая, достигнет значения убывающей ЭДС предыдущей фазы. В действительности начало коммутации, т.е. момент включения вступающей в работу фазы, должен опережать на некоторый угол относительно момента выравнивания ЭДС коммутирующих фаз. Только при этом условии возникающая в короткозамкнутом контуре ЭДС коммутации e_k имеет направление, необходимое для коммутации тока с тиристора VS4 на тиристор VS6.

Вентильный двигатель может работать при питании от сети переменного тока. В этом случае преобразовательная установка должна осуществлять не только коммутацию в якорной обмотке машины (обмотке статора), но и выпрямление переменного тока сети. Схема питания вентильного двигателя с неявно выраженным звеном выпрямленного напряжения позволяет осуществлять поочередное питание выводов якорной обмотки двигателя с одновременным выпрямлением переменного тока питающей сети (рис. 6.3.4, б). Например, при протекании тока по фазам *A* и *B* в указанном направлении одновременно включены тиристоры *VS4*, а при другом – *VS8*. Такая система питания позволяет получить более высокий КПД.

Для расчета основных электромеханических характеристик необходимо знать среднее значение ЭДС двигателя. Его получают интегрированием кривой ЭДС, полагая, что она изменяется аналогично линейной ЭДС двигателя во внекоммутационные интервалы работы и соответствует среднему значению двух соседних линейных ЭДС во время коммутации. Для трехфазного двигателя

$$E = \frac{3}{\sqrt{3}} p \frac{N}{60} n K_{об} \Phi \cos\left(\delta + \frac{\gamma}{2}\right) \cos \gamma/2,$$

где *N* – число проводников обмотки якоря (статора); *n* – частота вращения двигателя; *p* – число пар полюсов двигателя; δ – угол запаса; γ – угол коммутации.

Коэффициент $\cos \gamma/2$ учитывает влияние коммутации. На интервале коммутации замыкаются накоротко две фазы и магнитный поток сцепляется с неполным числом витков якоря. Это можно представить как временное укорочение обмотки якоря.

Коэффициент укорочения обмотки электрической машины

$$K_y = \sin \frac{\pi y}{2\tau},$$

где *y* – шаг обмотки; τ – полюсное давление машины.

Аналогично для вентильного двигателя

$$K_y = \sin \frac{\pi(\pi - \gamma)}{2\tau} = \sin\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\gamma}{2}\right) = \cos \gamma/2.$$

Величина $3/\pi$ характеризует число фаз двигателя. Обозначив $K_n = \frac{3}{\pi} \cos(\delta + \gamma/2) \times \cos \gamma/2$ – коэффициент инвертирования и

$$C_e = \frac{\pi}{\sqrt{3}} \frac{pN}{60} K_{об}, \text{ получим } E_d = C_e \Phi K_n n.$$

Эта ЭДС отличается от выпрямленного напряжения на значение среднего падения напряжения в активном сопротивлении якорной обмотки r_γ . Во внекоммутационном интервале падение напряжения составляет $2 I_d r$, так как ток протекает последовательно по двум фазам двигателя. Во время коммутации две параллельно соединенные фазы подключаются последовательно к третьей и падение напряжения равно $1,5 I_d r$. Следовательно, для трехфазного двигателя

$$r_\gamma = \frac{2 \lg r \left(\frac{\pi}{3} - \gamma \right) + 1,5 I_d r \gamma}{\pi/3}.$$

Обычно в рабочем режиме $\gamma = 15 \dots 20^\circ$ и $r_\gamma \approx 1,85 r$. Среднее значение выпрямленного напряжения на зажимах машины в двигательном режиме

$$U_d = E_d + I_d r_\gamma.$$

В генераторном режиме двигателя, работающего без фазового регулирования напряжения,

$$E_d = \frac{3}{\pi} \frac{\pi}{\sqrt{3}} \frac{pN}{60} n K_{об} \cos^2 \gamma/2,$$

а при наличии фазового регулирования напряжения

$$\begin{aligned} E_d &= \frac{3}{\pi} \frac{\pi}{\sqrt{3}} \frac{pN}{60} n K_{об} \Phi \cos(\alpha + \gamma/2) \cos \gamma/2 = \\ &= C_e \Phi K_n n, \end{aligned}$$

где α – угол регулирования выпрямителя.

Для генераторного режима двигателя напряжение $U_d = E_d - I_d r_\gamma$.

Ток вентильного двигателя имеет весьма сложную форму, обусловленную машинными и сетевыми пульсациями. Эти пульсации на-

кладываются друг на друга при переменной частоте ЭДС в фазе. Среднее значение пульсирующего тока для двигательного режима

$$I_d = (U_d - E_d) / r_{\text{я}}.$$

Среднее значение вращающего момента вентильного двигателя

$$M = \frac{P}{\omega} = \frac{E_d I_d}{2\pi n / 60} = \frac{3}{\pi} \frac{\pi}{\sqrt{3}} \frac{pN}{60} I_d \Phi \times \cos(\delta + \gamma/2) \cos \gamma/2 = C_M \Phi I_d K_{\text{и}},$$

где P – электромагнитная мощность.

Частота вращения двигателя

$$n = (U_d - I_d r_{\text{я}}) / (C_e \Phi K_{\text{и}}).$$

Таким образом, полученные электромагнитические зависимости вентильного двигателя в основном сходны с аналогичными зависимостями двигателя постоянного тока. Главное отличие вентильного двигателя от двигателя постоянного тока состоит в значительном влиянии реакции якоря, а также процесса машинной коммутации на значение магнитного потока.

Асинхронные ТЭД. Как и коллекторные, они могут работать в режимах тяги и электрического торможения. Показатели каждого режима работы АТД в отличие от коллекторных машин определяются законом управления двигателем. Чтобы установить наиболее эффективные законы управления АТД, необходимо рассмотреть зависимость вращающего момента от его параметров

$$M = \frac{m_1 p_1 U_1^2 r_2' / s}{9,81 \omega_1 [(r_1 + r_2' / s)^2 + (x_1 + x_2')^2]}, \quad (6.3.16)$$

где m_1 и p_1 – соответственно число фаз и пар полюсов обмотки статора; U_1 – фазное напряжение двигателя; r_2' и x_2' – приведенные к параметрам цепи статора соответственно активное и индуктивное сопротивления ротора; $\omega_1 = 2\pi f_1$ – угловая частота вращения поля статора; f_1 – частота тока статора; r_1 и x_1 – соответственно активное и индуктивное сопротивления обмотки статора; $s = (\omega_1 - \omega_2) / \omega_1$ – относительное

скольжение ротора; $\omega_2 = 2\pi f_{\text{вр}} / p_1$ – угловая частота вращения ротора.

Все показатели принимают в соответствии со схемой замещения АТД (рис. 6.3.5): $f_1^* = f_1 / f_{\text{ном}}$ – относительная частота тока статора; $f_2^* = f_2 / f_{\text{ном}} = f_1^* s$ – относительная частота тока ротора – параметр абсолютного скольжения; $f_{\text{ном}}$ – номинальная частота тока статора; f_2 – частота тока ротора – абсолютное скольжение.

Анализ уравнения (6.3.16) показывает, что момент характеризуется тремя параметрами: U_1 , f_1 и f_2 , и в условиях электрической тяги они могут изменяться в широких пределах.

Для облегчения анализа режимов работы АТД целесообразно выразить зависимость электромагнитного момента через магнитный поток статора, силу тока ротора и абсолютное скольжение f_2 :

$$M_s = \frac{p_1 m_1}{2\sqrt{2}} \omega_1 K_{\text{об1}} \Phi I_2' \cos \varphi_2;$$

$$M_s = \frac{p_1}{\sqrt{2}} \Phi^2 f_2 r_2 \left[r_2^2 + (2\pi f_2 L_{2\sigma})^2 \right],$$

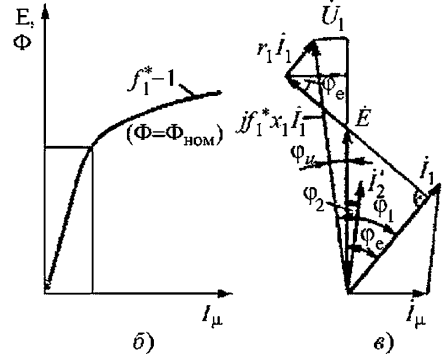
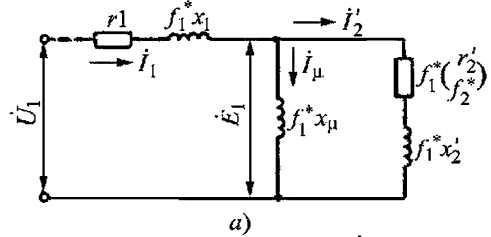


Рис. 6.3.5. Схема замещения АТД (а), характеристика намагничивания (б) и векторная диаграмма (в)

где w_1 и $K_{об1}$ – соответственно число витков фазы и обмоточный коэффициент обмотки статора; r_2 – неприведенное сопротивление "клетки" ротора; φ_2 – угол смещения между векторами ЭДС и током роторной обмотки: $\cos \varphi_2 = r_2 / \sqrt{r_2^2 + (2\pi f_2 L_{2\sigma})^2}$; $L_{2\sigma}$ – индуктивность стержней ротора от потоков рассеяния.

Для частотно-регулируемых АТД известен основной закон регулирования акад. М.П. Костенко:

$$\frac{U_1}{U_{1ном}} = \frac{f_1}{f_{1ном}} \sqrt{\frac{M}{M_{ном}}} = (f_1/f_{1ном})(\Phi/\Phi_{ном}), \quad (6.3.17)$$

где $U_{1ном}$ – номинальное значение фазного напряжения; M и $M_{ном}$ – соответственно текущее и номинальное значение момента; Φ и $\Phi_{ном}$ – соответственно текущее и номинальное значение магнитного потока.

Учитывая, что скорость движения ЭПС

$$v = 0,188 \frac{D_k}{\mu} \frac{60f_1}{p_1} (1-s) \approx c_1 f_1,$$

а сила тяги

$$F = \frac{2M}{D_k} \mu \eta_3 = c_2 M,$$

где D_k – диаметр движущего колеса, м; μ – передаточное отношение тягового редуктора; η_3 – КПД движущего механизма,

представим выражение (6.3.17) в виде

$$\frac{U_1}{U_{1ном}} = \frac{v}{v_{ном}} \sqrt{\frac{F_k}{F_{ном}}}.$$

Номинальные значения $v_{ном}$ и $F_{ном}$ соответствуют номинальному фазному напряжению и номинальной частоте $f_{1ном}$.

Зависимости, показанные на рис. 3.1.11, соответствуют характерным законам управления работой ЭПС: при $F_k = \text{const}$ и $P = \text{const}$.

Рассмотрим режим пуска при $F_k = \text{const}$ ($M = \text{const}$ или $\Phi = \text{const}$). Вращающий момент АТД определяется взаимодействием магнитного потока статора

$$\Phi = E/(cf_1) = E/(c f_1^* f_{1ном}) \quad (6.3.18)$$

и тока ротора I'_2 , приведенного к цепи статора. Режим $\Phi = \text{const}$ согласно выражению (6.3.18) выполняется, если в процессе регулирования ЭДС двигателя изменяется как

$$E = E_0 f_1^*, \quad (6.3.19)$$

где E_0 – фиксированная ЭДС, определяемая по кривой намагничивания при $f_1 = 1$ (см. рис. 6.3.5, б).

При выполнении условия (6.3.19) из схемы замещения (см. рис. 6.3.5, а) получим следующие выражения: сила тока ротора

$$I'_2 = E_0 / \sqrt{(I'_2/f_2^*)^2 + (x'_2)^2}; \quad (6.3.20)$$

угол между векторами \dot{E} и \dot{I}'_2

$$\varphi_2 = \arctg f_2^* x'_2 / I'_2; \quad (6.3.21)$$

мощность на валу двигателя

$$P_2 = 3 f_1^* E_0 I'_2 \cos \varphi_2.$$

Частота вращения ротора

$$n_2 = 60 f_{1ном} (f_1^* - f_2^*) / p_1.$$

Статический электромагнитный момент

$$M_3 = 9,56 P_2 / n_2. \quad (6.3.22)$$

Момент M_3 определяется векторным произведением магнитного потока и тока ротора; с учетом выражений (6.3.18), (6.3.19) он пропорционален произведению $E_0 I'_2 \cos \varphi_2$.

Как следует из уравнений (6.3.20) и (6.3.21), в режиме $\Phi = \text{const}$, т.е. $M = \text{const}$, во всей зоне пуска сила тока I'_2 и угол φ_2 не зависят от текущего значения частоты тока статора f_1 . Поэтому не зависит от частоты f_1 и вращающий момент АТД. С учетом выражений (6.3.20) и (6.3.21) получим

$$M = \frac{0,478 p_1 E_0^2 \cos \varphi_2}{f_{1ном} \sqrt{(I'_2/f_2^*)^2 + (x'_2)^2}}, \quad (6.3.23)$$

$$M = 0,478 (p_1 / f_{1ном}) (I'_2)^2 \times \times \sqrt{(I'_2/f_2^*)^2 + (x'_2)^2} \cos \varphi_2.$$

Отсюда следует, что при фиксированном значении E_0 (или I'_2) момент АД однозначен определяется абсолютным скольжением f_2 . Поэтому в процессе пуска для достижения режима $M = \text{const}$ необходимо поддерживать неизменным значение f_2 . На практике для этого используют автоматический регулятор частоты, который измеряет текущее значение частоты вращения ротора в герцах, $f_{\text{вр}} = p_1 n_2 / 60$ и регулирует частоту тока статора в соотношении

$$f_1 = f_{\text{вр}} + f_{2\text{уст}},$$

где $f_{2\text{уст}}$ – уставка абсолютного скольжения.

Из векторной диаграммы АД сила тока статора

$$\dot{I}_1 = \dot{I}'_2 + \dot{I}_\mu \text{ или } \dot{I}_1 = \dot{I}'_2 \cos \varphi_2 / \cos \varphi_e, \quad (6.3.24)$$

где \dot{I}_μ – сила тока намагничивания или холостого хода машины.

Угол между векторами \dot{E} и \dot{I}_1

$$\varphi_e = \arctg \frac{I_\mu + I'_2 \sin \varphi_2}{I'_2 \cos \varphi_2}; \quad (6.3.25)$$

угол между векторами \dot{E} и \dot{U}_1

$$\varphi_U = \arctg \frac{I_1(f_1^* x_1 \cos \varphi_e - r_1 \sin \varphi_e)}{f_1^* E_0 + I_1(f_1^* x_1 \sin \varphi_e + r_1 \cos \varphi_e)}. \quad (6.3.26)$$

Угол между векторами \dot{U}_1 и \dot{I}_1 , определяющий коэффициент мощности, $\varphi_1 = \varphi_e + \varphi_U$.

Из уравнений (6.3.20), (6.3.21), (6.3.24) и (6.4.25) видно, что при пуске АД с постоянным потоком ($M = \text{const}$) и фиксированным абсолютным скольжением неизменными величинами, не зависящими от частоты f_1 , являются момент M , углы φ_2 , φ_e и силы токов I'_2 и I_1 . Из перечисленных параметров относительно просто можно контролировать силу тока статора I_1 . Следовательно, повышать напряжение при пуске от 0 до $U_{\text{ном}}$ необхо-

димо под контролем регулятора силы тока статора. В этом случае при автоматическом поддержании фиксированных значений f_2 и I_1 будут выполнены условия $\Phi = \text{const}$ и $M = \text{const}$.

Для мощных АД обычно параметр $f_2^* \leq 0,01 \dots 0,02$ и $r'_2 / f_2^* \gg x'_2$. Приняв $x'_2 \approx 0$ и $\cos \varphi_2 \approx 1$, выражение (6.3.23) можно записать как

$$M = 0,478 p_1 E_0 f_2^* / (f_{\text{ном}} r'_2). \quad (6.3.27)$$

Из выражения (6.3.27) следует, что фиксированному значению момента соответствует множество сочетаний E_0 и f_2^* , удовлетворяющих условию

$$E_0^2 f_2^* = M f_{\text{ном}} r'_2 / (0,478 p_1). \quad (6.3.28)$$

При изменении E_0 сила тока I_μ в соответствии с кривой намагничивания изменяется, что вызывает изменение силы тока статора I_1 . Известно, что зависимости $I_1(f_2)$ для фиксированных значений момента имеют U-образный характер. Оптимальное значение абсолютного скольжения $f_{2\text{опт}}$ для заданного момента соответствует минимуму силы тока I_1 , определяемому по U-образной характеристике.

Режим минимума силы тока I_1 является рациональным при пуске, поскольку он соответствует минимуму потерь мощности в обмотках АД и полупроводниковых приборах преобразователя. Кроме того, в начальной стадии пуска режим минимума силы тока совпадает с условием минимума выпрямленного тока I_d на входе преобразователя. Это способствует снижению нагрузки полупроводниковых приборов, обмоток сглаживающего реактора I_d и трансформатора. Поэтому в регуляторах тока и регуляторах частоты при изменении уставки тока статора следует изменять одновременно уставку абсолютного скольжения так, чтобы заданному значению $I_{1\text{уст}}$ соответствовало оптимальное $f_{2\text{опт}}$.

Приведенные выше соотношения позволяют построить семейство U-образных харак-

теристик АТД по отдельным точкам кривой $E_0(I_\mu)$, используя численный метод решения. Для этого задаются фиксированным моментом и находят несколько пар значений E_0 и f_2^* , удовлетворяющих условию (6.3.28).

Используя соотношения (6.3.20), (6.3.21), (6.3.24), (6.3.25), определяют значения I_1 . Графическое построение зависимости $I_1(f_2)$ позволяет найти для заданного момента минимальное значение $I_{1\min}$ и соответствующее ему значение $f_{2\text{опт}}$.

Определим границы регулирования частоты питающего тока и фазного напряжения. Максимальная частота на выходе преобразователя при заданной максимальной скорости движения v_{\max} , км/ч, числе пар полюсов АТД p_1 , диаметре колеса D_k , м, и передаточном отношении тягового редуктора μ

$$f_{1\max} = p_1 \mu v_{\max} / (3,6 \pi D_k). \quad (6.3.29)$$

Минимальную частоту выбирают для режима трогания поезда с места, когда двигатель должен реализовать пусковой момент $M_n = (1,3 \dots 1,5) M_{\text{ном}}$. Обычно в этом случае используют U -образные характеристики АТД (зависимость $I_1(f_2)$ для заданного момента). Режим пуска заканчивается, когда фазное напряжение АТД достигает номинального значения.

Рассмотрим диапазон регулирования напряжения. Момент АТД при заданной частоте тока ротора согласно уравнению (6.3.23) с учетом уравнения (6.3.18) пропорционален квадрату магнитного потока.

В начале пуска для предотвращения резких толчков силы тяги необходимо плавно увеличивать момент от нуля. Поскольку нулевому значению магнитного потока соответствует нулевое значение фазного напряжения, $U_{1\min} \approx 0$.

Более сложен вопрос о максимальном значении фазного напряжения $U_{1\max}$. Преобразователь должен позволять реализацию расчетной мощности АТД в номинальном режиме при номинальной скорости движения $v_{\text{ном}}$. Следовательно, значение $U_{1\max}$ должно быть

не менее значения $U_{1\text{ном}}$. При этом необходимо учесть колебания напряжения контактной сети, внешние характеристики преобразовательной установки и т.д.

В диапазоне скоростей $v_{\text{ном}} \dots v_{\max}$ (см. рис. 3.1.11) целесообразно обеспечить работу АТД в режиме постоянства мощности на валу двигателя $P_2 = P_{2\text{ном}} = \text{const}$. При частоте статора выше номинальной $U_1 \approx E$

$$P_2 = 3 \frac{U_1^2 f_1 f_2}{f_{1\text{ном}}^2 f_2'} \cos \varphi_2. \quad (6.3.30)$$

Отсюда следует, что режим $P_2 = P_{2\text{ном}} = \text{const}$ может быть реализован двумя способами (возможна их комбинация):

1) при постоянной частоте тока ротора f_2 путем увеличения выходного напряжения преобразователя до значения

$$\begin{aligned} U_{1\max} &= U_{1\text{ном}} \sqrt{\frac{f_{1\max}}{f_{1\text{ном}}}} = U_{1\text{ном}} \sqrt{\frac{v_{\max}}{v_{\text{ном}}}} = \\ &= U_{1\text{ном}} \sqrt{K_v}, \end{aligned} \quad (6.3.31)$$

где $K_v = v_{\max} / v_{\text{ном}}$ – коэффициент регулирования скорости;

2) путем увеличения частоты тока ротора f_2 при неизменном напряжении $U_1 = U_{1\text{ном}}$. Этот режим легко реализуется системой автоматического управления, если уставка f_{23} повышается по сигналу датчика скорости. Этот режим равноценен ослаблению возбуждения коллекторных ТЭД.

В обоих рассматриваемых случаях сила тока статора не превышает номинального значения $I_{1\text{ном}}$. С другой стороны, расчетный ток нагрузки полупроводниковых приборов преобразователя определяется током АТД при пуске. Поскольку пусковой ток выше номинального, то $I_{1\text{расч}} > I_{1\text{ном}}$. Поэтому нагрузка тиристоров по току и число параллельных ветвей полупроводниковых приборов преобразователя не зависят от того, каким из двух рассматриваемых способов реализуется режим $P_2 = \text{const}$.

Повышение фазного напряжения в первом случае до значения $U_{1\text{ном}}\sqrt{K_v}$ влечет за собой увеличение числа последовательно соединенных полупроводниковых приборов в преобразователе. В результате растут общее число полупроводниковых приборов преобразователя, его объем, масса и стоимость, а также типовая мощность, масса и объем тягового трансформатора.

Второй способ, при котором режим $P_2 = \text{const}$ достигается при неизменном напряжении $U_1 = U_{1\text{ном}}$, свободен от указанных недостатков.

В режиме $P_2 = \text{const}$ момент АД при максимальной скорости движения должен составлять $M' = M_{\text{ном}}/K_v$. Поэтому необходимо оценить изменение перегрузочной способности АД для двух рассматриваемых случаев. Максимальный ("опрокидывающий") момент АД при прочих равных условиях

$$M_p = M_{\text{рном}}(\Phi/\Phi_{\text{ном}})^2, \quad (6.3.32)$$

где $M_{\text{рном}}$, $\Phi_{\text{ном}}$ – соответственно "опрокидывающий" момент и магнитный поток в номинальном режиме при $U_1 = U_{1\text{ном}}$, $f_1 = f_{1\text{ном}}$.

Для частот $f_1 > f_{1\text{ном}}$ допустимо считать

$$\Phi = \Phi_{\text{ном}} \frac{U_1}{U_{1\text{ном}}} \frac{f_{1\text{ном}}}{f_1} = \Phi_1 \frac{U_1 v_{\text{ном}}}{U_{1\text{ном}} v}, \quad (6.3.33)$$

В первом случае при $v = v_{\text{max}}$ и $U_1 = U_{1\text{ном}}\sqrt{K_v}$ имеем

$$\Phi' = \Phi_{\text{ном}} \frac{\sqrt{K_v}}{K_v} = \Phi_{\text{ном}} \frac{1}{\sqrt{K_v}}. \quad (6.3.34)$$

Из выражений (6.3.33) и (6.3.34) получим

$$M'_p = \frac{1}{K_v} M_{\text{рном}}; \quad K'_p = \frac{M_{\text{рном}}}{M_{\text{ном}}} = K_{\text{рном}}, \quad (6.3.35)$$

где K'_p , M' – коэффициент перегрузочной способности и момент АД при $v = v_{\text{max}}$; $K_{\text{рном}}$ – то же, при номинальном режиме.

Из выражения (6.3.35) следует, что при реализации режима $P_2 = \text{const}$ по первому способу коэффициент перегрузочной способности АД в диапазоне скоростей $v_{\text{ном}} \dots v_{\text{max}}$ не изменяется. Во втором случае при $v = v_{\text{max}}$ и $U_1 = U_{1\text{ном}}$ из уравнений (6.3.32) и (6.3.33) имеем

$$\Phi' = \frac{\Phi_{\text{ном}}}{K_v}; \quad M'_p = \frac{M_{\text{рном}}}{K_v^2};$$

$$K'_p = \frac{M_{\text{рном}}}{M_{\text{ном}} K_v} = \frac{K_{\text{рном}}}{K_v}. \quad (6.3.36)$$

Следовательно, если режим $P_2 = \text{const}$ реализуется при неизменном напряжении $U_1 = U_{1\text{ном}}$ путем увеличения частоты абсолютного скольжения ротора f_2 , то коэффициент перегрузочной способности АД снижается пропорционально коэффициенту K_v . Так как условие $K'_p = 1$ (т.е. $M' = M'_p$) является граничным по реализуемому моменту, обеспечить режим $P_2 = \text{const}$ при неизменном напряжении $U_1 = U_{1\text{ном}}$ можно при условии $K_{\text{рном}} > K_v$. Если же K_v превышает коэффициент перегрузочной способности $K_{\text{рном}}$, то для обеспечения режима $P_2 = \text{const}$ можно применить комбинированное регулирование как напряжения, так и частоты f_2 .

Коэффициент скоростей можно записать в виде

$$K_v = K_{\text{рном}} K'_1,$$

где $K'_1 = K_v/K_{\text{рном}} > 1$, а максимальную скорость движения – $v_{\text{max}} = K_{\text{рном}} (K'_1 v_{\text{ном}})$.

Если до скорости $K'_1 v_{\text{ном}}$ осуществлять (как это требуется по первому способу) повышение напряжения до значения

$$U_{1\text{max}} = U_{1\text{ном}} \sqrt{K'_1} \approx U_{1\text{ном}} \sqrt{K_v/K_{\text{рном}}},$$

то коэффициент перегрузочной способности АД в соответствии с уравнением (6.3.35) сохраняется неизменным и равным $K_{\text{рном}}$. За-

тем от скорости $K'_1 v_{\text{ном}}$ до v_{max} режим $P_2 = \text{const}$ может быть обеспечен при постоянном напряжении

$$U_{1\text{max}} = U_{1\text{ном}} \sqrt{K_v / K_{\text{рном}}}$$

путем повышения абсолютного скольжения ротора f_2 . Отсюда следует, что при $K_v > K_{\text{рном}}$ максимальное фазное напряжение (выходное напряжение преобразователя)

$$U_{1\text{max}} = U_{1\text{ном}} \sqrt{K_v / K_{\text{рном}}} \quad (6.3.37)$$

Для построения электромеханических, электротяговых и тяговых характеристик обычно пользуются пересчетом необходимых параметров, приняв за исходные параметры номинального режима. Поэтому *базовыми характеристиками* называют $M_3(f_1)$, $F(v)$, $F(I_1)$ и $v(I_1)$, одна из точек которых соответствует параметрам номинального режима.

Из электромагнитного расчета АД должны быть известны следующие параметры: номинальное фазное напряжение обмотки статора $U_{1\text{ном}}$, В, и номинальная сила тока фазы $I_{1\text{ном}}$, А; номинальная частота тока статора $f_{1\text{ном}}$, Гц; номинальная входная мощность $P_1 = 3 U_{1\text{ном}} I_{1\text{ном}} \cos \phi_{1\text{ном}}$, кВт; число пар полюсов машины p_1 и число витков в фазе статорной обмотки w_1 ; активное r_1 , индуктивное x_1 сопротивления, Ом, и обмоточный коэффициент $K_{\text{об1}}$ статорной обмотки; активное и индуктивное сопротивление ротора, приведенные к статорной обмотке, r'_2 и x'_2 , Ом, а также магнитная характеристика $\Phi(I_\mu)$.

Принимают следующий порядок расчета электромеханических и тяговых характеристик (рис. 6.3.6).

1. Определяют электромагнитную мощность для номинального режима P_{31} , которая принимается неизменной для построения базовых характеристик:

$$P_{31} = P_1 - \Delta P_{31} - \Delta P_c,$$

где ΔP_{31} и ΔP_c – электрические потери соответственно в обмотке статора и в стали.

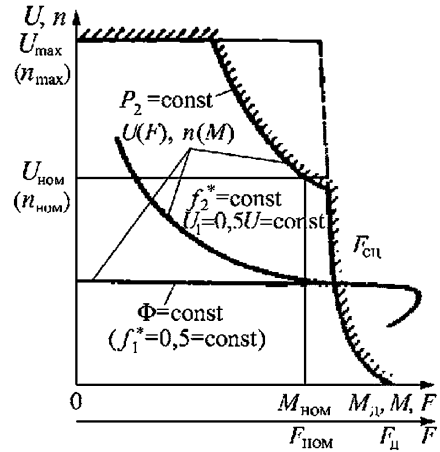


Рис. 6.3.6. Электромеханические, электротяговые и тяговые характеристики АД при различных законах регулирования режимов работы

Потери в обмотке статора

$$P_{31} = m_1 I_{1\text{ном}}^2 r_1 K_r,$$

где K_r – коэффициент, учитывающий потери от действия вихревых токов.

Сопротивление r_1 приводят к температуре $+130^\circ\text{C}$; при этом

$$r_{1.130^\circ} = r_{1.20^\circ} [1 + \alpha(130^\circ - 20^\circ)],$$

где $r_{1.20^\circ}$ – сопротивление обмотки при $+20^\circ\text{C}$; $\alpha = 1/(235 + 20)$.

Потери в стали статора

$$\Delta P_c = \Delta P_{1/50} (f_{1\text{ном}}/50)^\beta \times (K_{d1} B_{c1}^2 m_{c1} + K_{d2} B_{z1}^2 m_{z1}),$$

где $K_{d1} = 1,4$ и $K_{d2} = 1,7$ – коэффициенты, учитывающие неравномерное распределение потока по сечениям магнитопровода; B_{c1} и B_{z1} – магнитная индукция соответственно в спинке статора и в зубцах; m_{c1} и m_{z1} – масса соответственно спинки магнитопровода статора и зубцового слоя.

Значения удельных потерь $\Delta P_{1/50}$ и коэффициент β при толщине листов 0,5 мм принимают следующими:

Марка стали	2013, 2011, 2211, 2212	2312	2411
$\Delta P_{1/50}$, Вт/кг	2,5 – 2,6	1,75	1,6
β	1,5	1,4	1,3

Обычно в потери ΔP_c включают потери от пространственных гармоник, а коэффициенты $K_{д1}$ и $K_{д2}$ заменяют увеличенным коэффициентом $C_n = 2,85$. В этом случае

$$\Delta P_c = 0,9 C_n \Delta P_{уд} (m_{c1} B_{c1}^2 - m_{z1} B_{z1}^2),$$

где $\Delta P_{уд} = \Delta P_{1/50} (0,02 f_{1ном})^{1,5}$.

Смножитель 0,9 учитывает уменьшение потерь при применении магнитных клиньев.

2. Определяют электромагнитный момент, Н·м, для $f_{1ном}$:

$$M_3 = P_{31} 974 \cdot 9,81 / n_1,$$

где $n_1 = f_1 60 / p_1$, мин⁻¹.

3. Находят магнитный поток

$$\Phi = E_1 / (41,44 f_1 w_1 K_{об1}),$$

где $E_1 = (0,96 \dots 0,97) U_1$; $K_{об1} = K_{p1} K_{y1}$ – обмоточный коэффициент статорной обмотки; $K_{p1} = \sin \pi / m_1 / (q \sin \pi / m_1 q)$ – коэффициент распределения; $K_{y1} = \sin \frac{\pi \beta}{2}$ – коэффициент укорочения; q – число пазов на полюс и фазу; $\beta = y_n / \tau_n \approx 0,8 \dots 0,83$ – укорочение в пазовых делениях; $\tau_n = z_1 / (2 p_1)$ – число пазов в полюсном делении; y_n – шаг обмотки в пазовых делениях.

По значению магнитного потока и магнитной характеристике находят силу тока намагничивания I_μ (см. рис. 6.3.5, б).

4. Определяют частоту тока ротора из уравнения

$$M_3 = \frac{1}{\sqrt{2}} p_1 K_b z_2 r_2 \frac{\Phi^2 f_2}{r_2^2 + (2\pi f_2 L_{2\sigma})^2},$$

где $K_b = 1,05 \dots 1,11$ – коэффициент формы поля.

Обычно частота f_2 в рабочих режимах мала и ее можно найти из выражения

$$M_3 \approx \frac{1}{\sqrt{2}} p_1 K_b z_2 r_2 \Phi^2 f_2 \frac{1}{r_2}.$$

5. Определяют силу тока ротора, приведенную к силе тока статора:

$$I'_2 = \sqrt{2} M_3 / (p_1 m_1 w_1 K_{об1} \Phi \cos \psi_2).$$

Если частота f_2 изменяется в небольших пределах $[0,5 \dots 1,5 f_{2ном}]$, можно принять $\cos \psi_2 = 0,99$. При необходимости $\cos \psi_2$ можно откорректировать для предварительно подсчитанной частоты:

$$\cos \psi_2 = r_2 / \sqrt{r_2^2 + (2\pi f_2 L_{2\sigma})^2}.$$

6. Находят силу тока статорной обмотки

$$I_1 = \sqrt{I_{1a}^2 + I_{1x}^2}.$$

Активная составляющая силы тока

$$I_{1a} = \frac{\Delta P_c}{3 U_1} + I'_2 \cos \psi_2;$$

реактивная

$$I_{1x} = I_\mu + I'_2 \sin \psi_2.$$

7. Коэффициент мощности для первой гармоники тока

$$\cos \phi_1 = I_{1a} / I_1.$$

8. Частота вращения ротора, мин⁻¹

$$n_2 = 60 (f_1 - f_2) / p_1,$$

а скорость движения электроваза, км/ч:

$$v = 0,188 D_k n_2 / \mu.$$

9. Момент на валу АД, Н·м,

$$M_2 = M_3 - (\Delta P_{32} + \Delta P_{мех} + \Delta P_{доб}) 974 \cdot 9,81 / n_2.$$

Основные электрические потери в обмотке ротора

$$\Delta P_{32} = m_2 I_2'^2 r_2 = z_2 I_2'^2 r_2 = m_1 (I_2')^2 r_2'.$$

Механические потери для АД с самовентиляцией

$$\Delta P_{мех} = K_T (n_2 / 1000)^2 (10 D_b)^2,$$

где $K_T = 3,6$ для АТД с диаметром расточки статора $D_1 = 0,25 \dots 0,5$ м; D_B – наружный диаметр вентилятора, м.

Для АТД с независимой вентиляцией

$$\Delta P_{\text{мех}} = 0,002/P_1,$$

где $P_1 = 3U_1 I_1 \cos \varphi_1$ – входная мощность АТД.

Добавочные потери в обмотках статора и ротора от высших гармоник тока

$$\Delta P_{1д} = \sum_{v=6k \pm 1}^{\infty} (m_1 I_{1v}^2 r_1' K_{дв}),$$

$$\Delta P_{2д} = \sum_{v=6k \pm 1}^{\infty} (m_2 (I_{2v}')^2 r_2' K_{гв}),$$

где $v = 6k \pm 1$ – номер гармоники (достаточно учесть 5-, 7-, 11-ю гармоники); $k = 1, 2, 3 \dots$;

$I_{1v} = I_{2v} = U_1 / [v^2 (x_1 + x_2' K_{хв})]$ – гармонические составляющие статора и ротора; $K_{хв}$ – коэффициент, учитывающий уменьшение индуктивного сопротивления ротора из-за вихревых токов; $K_{дв}$, $K_{гв}$ – коэффициенты, учитывающие увеличение сопротивления обмоток от действия вихревых токов.

Определив момент на валу АТД, находят силу тяги, кН,

$$F = \frac{2\mu}{D_k} M_2 \cdot 10^{-3}.$$

Приведенные расчеты позволяют получить набор характеристик $F(I_1)$, $v(I_1)$, $M_2(I_1)$, $n_2(I_1)$, $\eta(I_1)$, $F(v)$, причем рассчитана только одна точка на одной из кривых (базовой) для всех характеристик. Далее необходимо задаться другими значениями частоты f_1 и рассчитать для нее все параметры режима. Обычно принимают пять – семь значений f_1 для одной характеристики.

Для построения других (не базовой) характеристик задаются новым значением электромагнитной мощности P_{32} . При этом для скоростей $v_{\text{ном}} - v_{\text{max}}$ желательно принимать одни и те же значения f_1 . Так строят характеристики для P_{33} , P_{34} , P_{35} , ... Число харак-

теристик определяется требованиями эксплуатации и системой регулирования.

Пересчет потерь для разных режимов выполняют исходя из известных потерь номинального режима. Основные потери: в обмотке статора $\Delta P_{31} = \Delta P_{31\text{ном}} (I_1/I_{1\text{ном}})^2$, в обмотке ротора $\Delta P_{32} = \Delta P_{32\text{ном}} (I_2'/I_{2\text{ном}}')^2$; потери в стали $\Delta P_c = \Delta P_{c\text{ном}} (\Phi/\Phi_{\text{ном}})^2 (n_1/n_{1\text{ном}})^{1,5}$, добавочные потери от пространственных гармоник поля $\Delta P_{\text{дп}} = \Delta P_{\text{дпном}} (\Delta P_c/\Delta P_{c\text{ном}})$. Потери на вентиляцию в АТД с самовентиляцией $\Delta P_{\text{вен}} = \Delta P_{\text{вен.ном}} (n_2/n_{2\text{ном}})^3$.

Даже при использовании бесколлекторных тяговых двигателей максимальная сила тяги, развиваемая электровозом, ограничена силой сцепления колеса с рельсом, после чего начинается процесс боксования.

Для значительного повышения силы тяги и скорости движения (особенно при скоростях 400...500 км/ч) необходимо иметь такой привод, который бы реализовал силу тяги не вследствие сил сцепления, а путем взаимодействия магнитных потоков в активных частях машины, уложенных на подвижной единице пути. Это можно осуществить, применив линейные ТЭД постоянного тока: вентильные и асинхронные.

Наиболее изучены и представляются перспективными асинхронные линейные двигатели (ЛАД). Сила тяги, развиваемая ЛАД, вызывается взаимодействием бегущего поля статора (первичного элемента), уложенного на подвижной единице (или пути), и электрическими токами, индуцируемыми в реактивной шине (вторичном элементе), представляющей собой развернутый ротор, уложенный на пути (или подвижной единице).

Реальная скорость перемещения v_p при скорости v_1 бегущего поля первичного элемента относительно вторичного определяется скольжением $s = (v_1 - v_p)/v_1$, откуда $v_p = v_1(1 - s)$.

ЛАД можно представить как обычную асинхронную машину с короткозамкнутым ротором, у которой по оси разрезаны статор и ротор и развернуты в линейные элементы (рис. 6.3.7, б). Если необходимо движение на

значительные расстояния, то без увеличения требуемой мощности можно увеличить длину или вторичного элемента – ротора 4 (рис. 6.3.7, в), или первичного элемента – статора 2 (рис. 6.3.7, г). Поэтому различают ЛАД с коротким первичным или вторичным элементом.

В описанных выше устройствах и первичный, и вторичный элементы предполагаются в том виде, какой они обычно имеют во вращающейся машине. При этом наряду с требуемой тангенциальной тягой возникает и магнитное притяжение противоположно намагниченных поверхностей. Это привело к созданию двусторонних плоских машин, в которых обмотка вторичного элемента уже не

уложена в пазы, а находится в воздушном зазоре. Магнитная цепь с помощью шихтованного сердечника замыкается только на участке, где возбуждается магнитный поток. В конечном итоге вторичный элемент превращается в сплошной лист из проводящего материала.

В последнее время находят применение односторонние ЛАД без ферромагнитного материала во вторичном элементе. В этом случае ко вторичному элементу приложено не только продольное, но и перпендикулярное ему отталкивающее усилие.

Важным решением на пути разработок ЛАД явилось создание двигателя с магнитным потоком, замыкающимся в плоскости, перпендикулярной направлению движения (рис. 6.3.8).

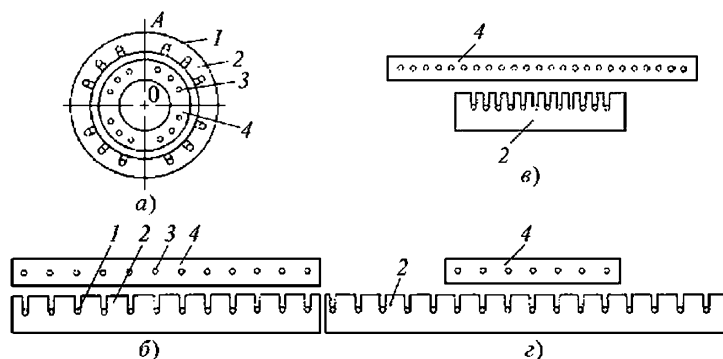


Рис. 6.3.7. Схемы двигателей:

а – асинхронного вращающегося; б – г – линейных; 1, 3 – обмотки статора и ротора; 2, 4 – сердечники статора и ротора; АО – плоскость мысленного разреза асинхронного двигателя

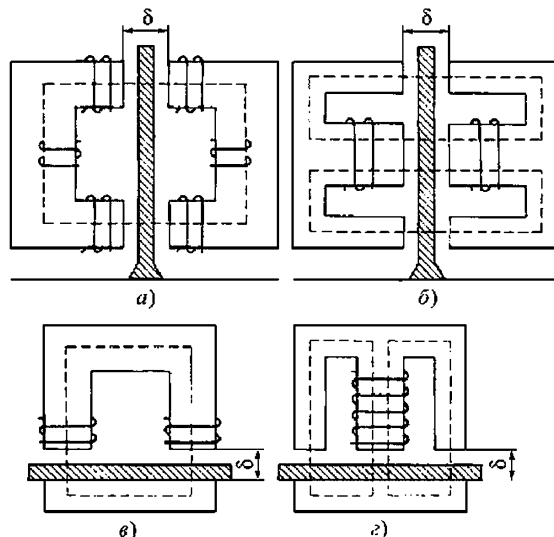


Рис. 6.3.8. Магнитные системы линейных двигателей с поперечным магнитным потоком с горизонтальным (а, б) и вертикальным (в, г) воздушными зазорами

В ЛАД с поперечным магнитным потоком картина поля в любом сечении одинакова (здесь направление движения перпендикулярно к плоскости рисунка).

Магнитные поля линейных тяговых двигателей отличаются от магнитных полей вращающихся асинхронных двигателей из-за увеличенных в десятки раз воздушных зазоров разомкнутой магнитной системы (конечной длины первичного элемента). Это вызывает несимметрию токов в обмотках первичного элемента (индуктора) и пульсирующую составляющую его магнитного поля. Такое явление называют *первичным краевым эффектом*.

Отдельные участки реактивной шины последовательно входят в магнитное поле движущегося индуктора и затем выходят из этого поля. Процессы входа-выхода вызывают *вторичный продольный краевой эффект*, который заключается в задержке во вторичном элементе возникновения и исчезновения магнитного потока.

Токи, возникающие в шине, можно разделить на токи скольжения, создающие силу тяги и вихревые токи, связанные с установлением и исчезновением магнитного поля в участках машины при их проходе через зазор индуктора.

Регулирование режимов работы ЛАД можно осуществить аналогично регулированию режимов вращающихся машин, т.е. изменением частоты и напряжения. Скорость движения подвижной единицы $v = 2\tau f_1(1-s)$, где τ – полюсное деление статора.

В отличие от обычных вращающихся машин расчет характеристик ЛАД необходимо выполнять с учетом влияния продольного эффекта. При этом используют одномерную теорию продольного краевого эффекта, учитывая изменение интенсивности электромагнитного поля вдоль одной пространственной координаты, совпадающей с направлением движения подвижной единицы.

6.3.2. ТЯГОВЫЕ ТРАНСФОРМАТОРЫ

Тяговые (главные) трансформаторы входят в состав выпрямительных установок электровозов и предназначены для согласования уровней напряжений контактной сети и потребителей электроэнергии, установленных на электровозе, гальванического разделения контактной сети и электровозных потребителей, а также могут быть использованы для регулирования напряжения, прикладываемого к ТЭД

[45]. От тяговых трансформаторов могут получать питание и цепи собственных нужд поезда.

Номинальная мощность трансформатора складывается из номинальных мощностей ТЭД и цепей собственных нужд электровоза (и поезда):

$$P_{\text{ном}} = K_{\text{мт}} N_{\text{д}} P_{\text{д ном}} + \eta_{\text{кв}} P_{\text{кв}},$$

где $P_{\text{д ном}}$, $N_{\text{д}}$ – соответственно номинальная мощность и количество ТЭД электровоза; $K_{\text{мт}}$ – коэффициент, зависящий от эксплуатационного использования электровоза и способа регулирования напряжения; $P_{\text{кв}}$, $\eta_{\text{кв}}$ – соответственно номинальная мощность и количество каналов цепей собственных нужд электровоза (и поезда).

Трансформатор – самый громоздкий элемент электрооборудования локомотива. Масса трансформаторов электровозов достигает 8...15 т, а удельная масса на единицу номинальной мощности – 1,5...2,4 кг/(кВ·А). Его нецелесообразно отделять от переключателя ступеней, теплообменников системы охлаждения, циркуляционного насоса и других элементов вспомогательных устройств. Поэтому блок трансформатора обычно приходится размещать в центре кузова.

Если необходимо установить трансформатор над тележкой, то его часто выполняют специальной "чемоданной" конструкции, т.е. с горизонтальным расположением стержней.

В тяговых трансформаторах применяют интенсивное жидкостно-воздушное охлаждение.

Трансформаторы подрессорены и поэтому не подвержены воздействию значительных динамических сил. Однако силы, вызываемые динамическими ускорениями $a_{\text{д}}$, нельзя не принимать во внимание. По опытным данным для электровозов обычно вертикальные динамические ускорения $a_{\text{дв}} \approx (0,5...0,8) g$, а направленные вдоль оси пути $a_{\text{дх}} \approx (1...1,5) g$, перпендикулярно оси пути – $a_{\text{дз}} \approx (0,3...0,5) g$. Дополнительные динамические силы, действующие на отдельные части трансформатора,

$$P_{\text{д}} = m a_{\text{д}},$$

где m – масса рассматриваемой части.

Совместно с силами, вызываемыми тепловыми деформациями, динамические силы могут оказывать заметное влияние на изолирующие детали.

Большое влияние на работу трансформаторов оказывают колебания первичного напряжения U_c , которые вызывают изменения магнитного потока:

$$\Phi = U_c / (4,44 f_c w_1) \cong U_c,$$

где w_1 – число витков обмотки высокого напряжения; $f_c = 50$ Гц – частота питающего тока.

Наиболее неблагоприятно повышение напряжения, так как при этом существенно возрастают потери в стали. При расчете предполагают возможность повышения напряжения на 15 %, расчетное значение индукции в магнитопроводах принимают не более 1,5 Тл.

Максимальные атмосферные и коммутационные перенапряжения определяются кратностью защитных ограничений, которые обеспечивают аппараты и средства защиты:

$$\xi = U_{\max} / U_{\text{ном}} = 3,$$

где U_{\max} – наибольшее напряжение, приблизительно равное уставке аппаратов потенциальной защиты.

Изоляцию трансформаторов от корпуса рассчитывают на напряжение $U_{\text{сб}} = 75 \dots 100$ кВ.

Вероятность короткого замыкания в цепях тяговых трансформаторов значительна, поэтому необходимо повышать напряжение короткого замыкания ΔU_k до 10...15 %. Высокая индуктивность замедляет нарастание токов короткого замыкания и позволяет применять главные выключатели меньшей разрывной мощности. Также смягчаются и характеристики электровозов.

Коэффициент трансформации тяговых трансформаторов при работе изменяется в широких пределах (за исключением трансформаторов электровозов двойного питания). У электровозов большую часть времени мощность ниже номинальной, а на выбеге и стоянке режим работы близок к режиму холостого хода. Поэтому расчетные потери мощности в стали трансформатора $\Delta P_{\text{ст}}$ ниже, чем в меди ΔP_m . Обычно их оценивают коэффициентом потерь

$$K_{\text{пт}} = \Delta P_m / \Delta P_{\text{ст}} \cong 3 \dots 6.$$

При пуске части (секции) обмотки нагружаются неравномерно, что приводит к неравномерности нагревания обмоток и может ограничивать время работы трансформатора.

На электровозах переменного тока старых серий применено дискретное регулирование напряжения за счет переключения секций вторичной обмотки трансформатора.

При простом регулировании на вторичной стороне тяговая обмотка разделена на несколько секций, от которых сделаны выводы к переключающим контакторам. Кроме первичной обмотки w_1 и вторичной тяговой предусмотрены еще обмотки собственных нужд с напряжением 600 и 220 В. Для снижения толчков пускового тока ΔI необходимо увеличивать число секций обмотки трансформатора, что усложняет конструкцию оборудования. В отечественной практике для сокращения необходимого числа секций вторичной обмотки применяют их встречно-согласное включение для электровоза с двумя группами двигателей и двумя выпрямителями. При этом вторичная тяговая обмотка каждой группы разделена на постоянную часть $w_{2п}$ и регулировочную $w_{2р}$, разделенную на секции.

Коэффициенты трансформации при согласном включении обмоток $w_{2п}$ и $w_{2р}$

$$k_{\text{тс}} = w_1 / (w_{2п} + w_{2р}) \cong U_c / (U_{20п} + U_{20р})$$

и встречном

$$k_{\text{тв}} = w_1 / (w_{2п} - w_{2р}) \cong U_c / (U_{20п} - U_{20р}),$$

где $U_{20п}$, $U_{20р}$ – напряжение холостого хода соответственно постоянной и регулировочной обмотки.

Постоянство приращений пускового тока $\Delta I = \text{const}$ обеспечивается изменением числа витков секции обмотки Δw_2 , что невозможно при их малом числе. Поэтому (особенно при встречно-согласном включении обмоток) принимают $\Delta w_2 = \text{const}$, $\Delta U = \text{const}$.

На зарубежных электровозах часто регулируют напряжение на первичной (входной) стороне трансформатора. Использовать для этого двухобмоточные трансформаторы или автотрансформаторы нельзя, так как возникает

опасность попадания выходных цепей трансформатора под напряжение U_c и даже значительно большее. Система преобразования, применяемая в этом случае, состоит из автотрансформатора с регулировочной обмоткой трансформатора с обмотками высшего и низшего напряжения. В некоторых случаях автотрансформатор заменяют двухобмоточным трансформатором с регулировочной вторичной обмоткой. Коэффициент трансформации при регулировании на первичной стороне в системе с автотрансформатором

$$k_T = k_{ат} k_{тт} = (w_{рб} / w_p) (w_b / w_n),$$

где $k_{ат}$, $k_{тт}$ – коэффициент трансформации автотрансформатора и трансформатора; $w_{рб}$, w_p , w_b , w_n – число витков обмоток соответственно всей регулировочной обмотки и ее включенной части, обмоток высшего и низшего напряжения.

Средняя сила тока I_{cp} в обмотке P не превышает $0,75 I_b$, что позволяет снизить расчетную мощность этой обмотки. Для улучшения массогабаритных показателей трансформаторов с регулированием на первичной стороне можно совместить магнитные системы трансформатора и автотрансформатора, т.е. применить трехстержневую магнитную систему. На электровазах серии ВЛ80, ВЛ65 и ВЛ85 применено плавное (зонно-фазовое) регулирование напряжения, прикладываемого к ТЭД за счет объединения в выпрямительной установке функций дискретного регулирования напряжения посредством изменения коэффициента трансформации, трансформатора между зонами с плавным регулированием напряжения внутри каждой зоны вследствие изменения углов регулирования клапанов.

В конструкциях отечественных тяговых трансформаторов отражена приоритетность технологии общего трансформаторостроения: стержневые магнитопроводы, непрерывные катушечные обмотки. В большинстве зарубежных конструкций прослеживается приоритетность требований эксплуатации: броневого магнитопроводы, шайбовые обмотки и др.

Трансформаторы стержневой конструкции не рассчитаны на восприятие значительных горизонтальных динамических ускорений. В них непрерывная цилиндрическая обмотка, свойственная этой конструкции, на шихтован-

ный стержень непосредственно опираться не может.

Броневым трансформаторам свойственны магнитопроводы с прямоугольными поперечными сечениями и обмотки, составленные из элементов шайбового типа. Обмотки низшего напряжения собирают из одно- или двухвитковых штампованных прямоугольных шайб, изолированных друг от друга лишь прокладками, а обмотки высшего напряжения – из одно- или двухслойных катушек также прямоугольной формы, намотанных из изолированного провода.

Магнитопроводы шихтуют из листов трансформаторной электротехнической стали толщиной не более 0,35 мм, покрытых лаком печной сушки. При цилиндрических непрерывных или дисковых обмотках стержни выполняют ступенчатыми с семью–девятью уступами. Коэффициент заполнения площади сечения стержня сталью $k_{эс}$, коэффициент учета ступенчатой формы сердечника $k_{кр}$ и коэффициент учета изоляции стали $k_{из}$ определяют следующим образом:

$$k_{эс} = k_{кр} k_{из}; \quad k_{кр} = 4 \sum S_{cti} / (\pi D_{ct}^2);$$

$$k_{из} = \Delta_{ct} / (\Delta_{ct} + 2\delta_{и}),$$

где S_{cti} – площадь поперечного сечения ступеней сердечника; D_{ct} – диаметр окружности, в которую вписывается сердечник; Δ_{ct} , $\delta_{и}$ – толщина соответственно листа стали и слоев его изоляции.

Магнитопроводы тяговых трансформаторов шихтуют (собирают из листов стали) так, чтобы в процессе эксплуатации их характеристики и монолитность оставались стабильными. Желательно, чтобы форма листов была как можно проще, их число и число стыков минимальным, а для скрепления их не требовалось сложных устройств. Для стержневых трансформаторов наиболее часто применяют такой способ шихтовки, при котором монолитность достигается чередованием слоев a и b (рис. 6.3.9, а). Для броневого тягового трансформатора часто применяют П-образные листы стали, замыкаемые общим ярмом (рис. 6.3.9, б), что сокращает количество видов элементов и число стыков.

Для повышения реактивного сопротивления трансформатора с целью облегчения

защиты от коротких замыканий и смягчения тяговых характеристик электровоза иногда между ними предусматривают диамагнитный зазор δ_1 , а часто и внутренний зазор δ_2 для охлаждающего масла.

У стержневого тягового трансформатора обычно вертикальные стержни 3 имеют ступенчатое поперечное сечение (рис. 6.3.10, а), а ярмо 1 – прямоугольное и расположено горизонтально. Магнитопровод стянут балками 4. Для их скрепления, как и для скрепления стержней, применяют изолированные шпильки 2. Можно скреплять стержни бандажами из нетканой стеклотенты с ориентированными нитями.

Для трансформаторов броневого типа характерна магнитная система, представленная на рис. 6.3.10, б. При прямоугольном сечении стержней конструкция магнитопроводов проще, чем у трансформаторов стержневого типа;

все листы стали расположены горизонтально. Магнитопровод 1 скреплен рамами 2 с помощью стяжных шпилек 3.

В состав каждого тягового трансформатора входят его активная (выемная) часть и масляный бак, на котором расположен комплект устройств охлаждения: насос, радиаторы (теплообменники) и др. (рис. 6.3.11). На нижнюю ярмовую балку 1 выемной части тягового стержневого трансформатора через изоляционные прокладки опираются цилиндрические или дисковые обмотки 2. Сверху на них опираются торцовая изоляция 3 и разрезное металлическое (иногда стеклопластиковое) кольцо 4. На кольцо нажимают пружинные прессующие устройства, закрепленные на верхних ярмовых балках; они обеспечивают почти неизменное нажатие на обмотку в вертикальном направлении.

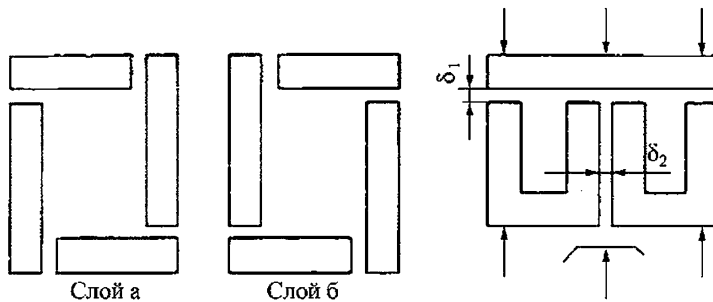


Рис. 6.3.9. Схемы шихтовки стержневых (а) и броневого (б) трансформаторов

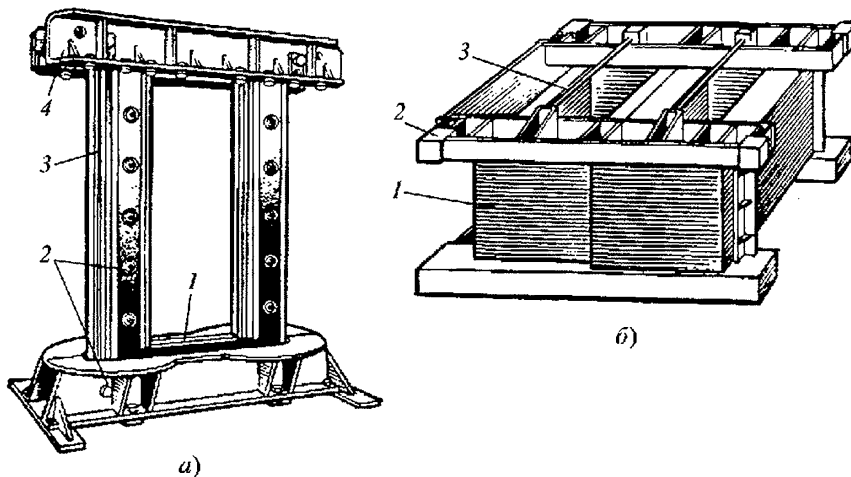


Рис. 6.3.10. Магнитные системы стержневого (а) и броневого (б) трансформаторов

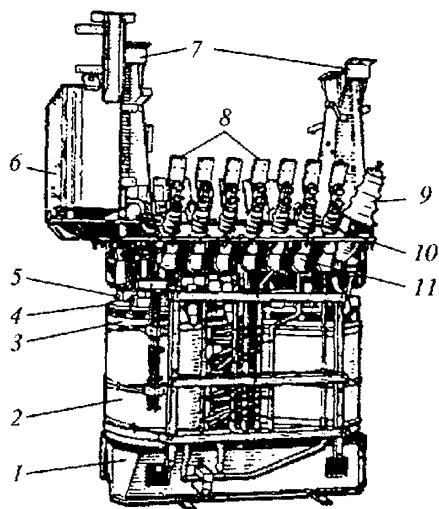


Рис. 6.3.11. Трансформатор ОДЦЭ-5000/25Б без бака:

1 – нижняя яровая балка; 2 – обмотка; 3 – торцовая изоляция; 4 – металлическое разрезное кольцо; 5 – прессующее устройство; 6 – маслорасширитель с указателем уровня; 7 – стойка для главного контроллера; 8 – выводы; 9 – высоковольтный ввод; 10 – крышка бака; 11 – гибкий шунт вывода

На крышке 10 трансформатора и стойках 7 для установки главного контроллера укреплены: маслорасширитель 6 с указателем уровня масла, выводы 8 вторичных обмоток, вводы 9 сетевых обмоток. Шинные отводы от обмоток трансформатора соединены с выводами 8 гибкими шунтами 11, разгружающими выводы от нагрузок.

В отечественных тяговых трансформаторах чаще всего применяют непрерывные цилиндрические обмотки, отдельные обмотки расположены на стержне концентрически (рис. 6.3.12).

Радиальные размеры обмоток одного стержня определяются их наружными D_n и внутренними D_v диаметрами (в эти размеры входит и толщина изоляционных бакелитовых цилиндров), а также зазорами δ_m для прохода охлаждающего масла; обычно $\delta_m \approx 6...12$ мм.

При ступенчатом регулировании напряжения на вторичной стороне обычно первичную обмотку располагают на изоляционном цилиндре непосредственно возле стержней, а вторичную, имеющую большое число выводов, – на наружном изоляционном цилиндре.

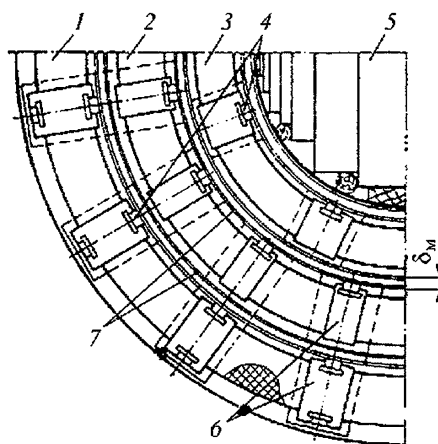


Рис. 6.3.12. Обмотки стержня трансформатора типа ОЦР-5600/25:

1 – регулируемая часть вторичной обмотки; 2 – первичная обмотка; 3 – нерегулируемая часть вторичной обмотки; 4 – рейки; 5 – магнитопровод; 6 – прокладки; 7 – бакелитовые цилиндры

При встречно-согласном включении обмоток во внутреннем концентрическом блоке размещают нерегулируемую часть вторичной обмотки. Первичную обмотку концентрируют в среднем блоке, а регулируемую часть вторичной – в наружном блоке.

Обмотки стержневых тяговых трансформаторов изготавливают из меди прямоугольного сечения, применяя изоляцию из кабельной бумаги общей толщиной 0,25...0,30 мм на сторону. На выходах из катушек изоляцию доводят до толщины 0,6...0,7 мм на сторону. Кроме бакелитовых цилиндров между обмотками устанавливают направляющие рейки, положение которых фиксируется вырезами в прокладках из электрокартона. При отсутствии пружинных прессующих устройств обжатие обмоток по вертикали производят специальными болтами через башмаки и прессующее кольцо.

Современные тяговые трансформаторы стержневого типа выполняют с пружинными прессующими устройствами.

Основные конструктивные особенности тяговых трансформаторов бронзового типа заключаются в применении магнитопроводов с прямоугольными поперечными сечениями и горизонтальной шихтовкой, а также шайбовых обмоток (рис. 6.3.13). Такая конструкция более устойчива к внешним динамическим воздействиям. Шайбовые обмотки высокого напряже-

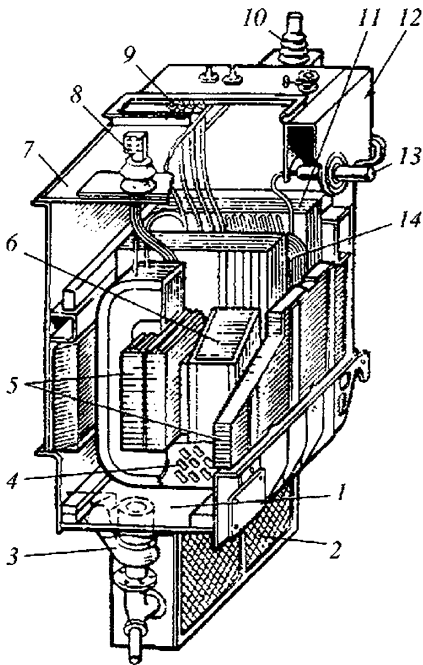


Рис. 6.3.13. Трансформатор броневое типа:

1 – нижний бак; 2 – теплообменник; 3 – масляный насос; 4 – маслораспределительная прокладка; 5 – магнитопровод; 6, 14 – тяговая и первичная обмотки; 7 – крышка бака; 8, 9, 10 – выводы соответственно тяговые, переключателя ступеней, вспомогательный; 11 – кассеты элементов обмотки; 12 – маслораспределитель; 13 – ввод 25 кВ

ния можно выполнять катушками с разным числом витков, что при регулировании напряжения на первичной стороне трансформатора позволяет обеспечивать $\Delta I = \text{const}$. Для выравнивания превышения температуры по длине сердечника шайбы обмотки располагают перемещающимся порядком, соединяя их сваркой или болтами. Сердечник изолируют гильзой. Шайбы обмотки изолируют друг от друга прокладками. Их бобышки образуют зазоры для масла, которые должны иметь ширину: 4...5 мм между шайбами низковольтной обмотки без поверхностной изоляции; 10...11 мм между дисковыми обмотками; не менее 12 мм между обмотками и магнитопроводом.

При шайбовых обмотках часто отдельные шайбы по внешнему контуру охватывают изоляционными кассетами, обеспечивающими надежную изоляцию шайб и равномерное распределение потоков охлаждающего масла. Это выполняют, например, на трансформаторах броневое типа с регулированием напряжения

на первичной стороне.

Броневым тяговым трансформаторам, обладающим высокой прочностью, большой эксплуатационной надежностью и рядом других положительных качеств, присущи и некоторые недостатки: несколько большие расход обмоточной меди или потери в ней из-за отсутствия транспозиции шайбовых обмоток; более высокие требования к качеству их изготовления и ремонта.

Значительные изменения объема масла в тяговых трансформаторах компенсируют малогабаритные маслорасширители, позволяющие значительно снизить поверхности соприкосновения масла с атмосферным воздухом. Так как воздух при работе ЭПС существенно загрязнен и увлажнен, то маслорасширители с окружающим воздухом соединяют через воздухоочистители и воздухоосушители.

Вводы и выводы тяговых трансформаторов, как правило, располагают на верхних крышках баков. Из-за габаритных ограничений выводы приходится размещать на торцевой стенке бака трансформаторов. Выводы тяговых трансформаторов обеспечивают достаточную герметичность и необходимые запасы прочности. Как правило, в таких трансформаторах применяют вводы специального исполнения. Иногда используют и вводы общепромышленного назначения на повышенное напряжение (35 кВ).

Методы расчета тяговых трансформаторов не отличаются существенно от аналогичных методов расчета трансформаторов общетехнического назначения. Площадь поперечного сечения стали стержня, см^2 ,

$$S_{\text{ст}} \cong \sqrt{P_{\text{ном}} K_{\text{м}} 10^5 / (f_{\text{с}} B_{\text{ст}} j)},$$

где $P_{\text{ном}}$ – номинальная мощность трансформатора, $\text{кВ} \cdot \text{А}$; $K_{\text{м}} = m_{\text{м}} / m_{\text{ст}} \cong 0,9 \dots 1,3$ – отношение массы меди $m_{\text{м}}$ к массе стали $m_{\text{ст}}$; $B_{\text{ст}} = 1,50 \dots 1,55$ Тл – расчетная индукция в стержне; $j = 2,7 \dots 4,8$ А/мм^2 – расчетная плотность тока обмоток.

Формы и сечения стержней трансформаторов обычно унифицированы и их подбирают из существующих нормалей по диаметру, см:

$$D_{\text{ст}} \cong 7,58 \sqrt{u_{\text{в}} / (B_{\text{ст}} k_{\text{эс}})},$$

где u_b – напряжение на один виток обмотки трансформатора, В; $B_{ст}$ – индукция в стержне, Тл; $k_{зс}$ – коэффициент заполнения сталью сердечника; для стержневых трансформаторов $k_{зс} = 0,85...0,93$, для броневых $k_{зс} = 0,90...0,95$.

Напряжение на виток

$$u_b \cong 4,44 f_c \Phi_{ст} 10^{-4} \cong 4,44 f_c B_{ст} S_{ст} 10^{-4},$$

где $\Phi_{ст}$ – магнитный поток в стержне, Вб.

У броневых трансформаторов

$$S_{ст} = S_{ц} = a_c b_c,$$

где $S_{ц}$ – площадь сечения среднего стержня; $a_c b_c$ – стороны этого сечения.

Сечения боковых стержней $S_b \cong S_{ц}/2$, а по условиям компоновки обмотки $a/b = 0,35...0,5$.

При проектировании применяют методы, подобные тем, что используют для трансформаторов общего назначения, но учитывают особенности расположения обмоток. Для снижения потерь обмотки стараются выполнять с несколькими параллельными проводниками, предусматривая их транспозицию.

Особенности расчета обмоток связаны с применением встречно-согласного включения секции обмотки.

Сравнительно частые короткие замыкания в цепях тяговых трансформаторов заставляют особое внимание уделять проверке прочности обмоток при воздействии электродинамических сил в этих режимах. Методы такого расчета не отличаются от применяемых для обычных трансформаторов.

Условия работы тяговых трансформаторов требуют охлаждения высокой интенсивности. Отдельные части обмоток в процессе эксплуатации нагреваются неравномерно, поэтому внутренняя система охлаждения должна по возможности выравнивать местные превышения их температуры.

Современные тяговые трансформаторы имеют систему принудительного охлаждения масла, циркуляция которого обеспечивается масляным насосом. В контур циркуляции входят теплообменники, расположенные обычно на баке трансформатора. Теплообменники продувают воздухом, что существенно повышает эффективность системы.

Все оборудование системы охлаждения укрепляют на баке трансформатора (рис. 6.3.14). Бак 5 трансформатора 8-гранной формы сварен из листовой стали толщиной 5...6 мм. В нижней части бака предусмотрена пробка 6 для слива масла. Полые балки 3 служат для укрепления бака в кузове электровоза, одновременно усиливая его конструкцию. По ним также проводится охлаждающий воздух к теплообменникам 4 и 7, расположенным по обе стороны бака.

Каждый теплообменник состоит из трех секций, собранных из медных трубок с охлаждаемыми ребрами, концы которых введены в коллекторы. Воздух из вентиляционной системы электровоза через балки-камеры 3 поступает в теплообменники равномерно по их длине, что обеспечивается направляющими перегородками в камерах. Масло из верхней части трансформатора подается центробежным электронасосом 8 и, пройдя теплообменники, возвращается в нижнюю часть бака. Маслорасширитель 1 укреплен на балках жесткости крышки 2 бака трансформатора.

Масляные баки тяговых трансформаторов представляют собой их основную несущую часть, подверженную разнообразным нагрузкам. Кроме нагрузок, свойственных трансформаторам общетехнического исполнения, при расчете баков тяговых трансформаторов учитывают воздействие дополнительных динамических нагрузок, как присущих условиям нормальной эксплуатации, так

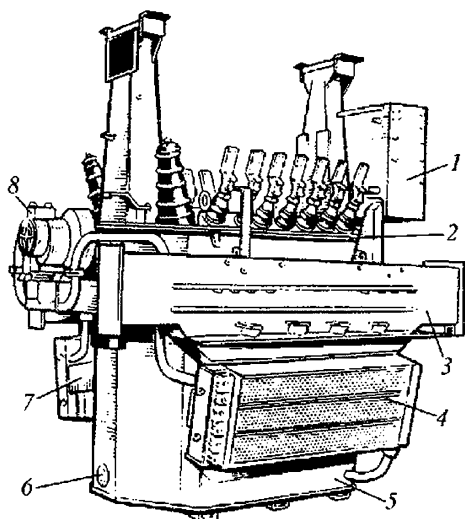


Рис. 6.3.14. Трансформатор типа ОДЦЭ-5000/25Б

и возникающих при экстремальных режимах. К статическим добавляют нагрузки, обусловленные динамическими инерционными ускорениями a_d . Кроме того, проводят специальный поверочный расчет на воздействие горизонтального динамического ускорения $a_{dx} = 10g$, возникающее при лобовом ударе 2,5 МН. Учитывают также опрокидывающие моменты от выемной части трансформатора при таком режиме.

Хотя обычно трансформаторы устанавливают в кузове электровоза на резиновых амортизаторах, что обеспечивает приблизительно равномерное распределение нагрузки между всеми опорами, выполняют поверочный расчет исходя из условия, что вся нагрузка распределяется только между двумя опорами, расположенными диаметрально противоположно.

Поскольку тяговые трансформаторы составляют значительную часть общей массы электрического оборудования ЭПС переменного тока, одна из главных задач их перспективного совершенствования – снижение массы и габаритных размеров. Кроме того, наряду с повышением допустимых температур, что связано с увеличением теплостойкости изоляции, а также масла, большое значение имеет интенсификация охлаждения. Она связана как с конструктивными, так и с технологическими мерами. В области конструктивных решений эффективно совершенствование внутренних масляных потоков, повышение интенсивности циркуляции масла и ряд других. К технологическим мерам относится создание утоньшенных изоляционных покрытий, технологическое обеспечение ламинарности масляных потоков, повышение свойств трансформаторного масла.

6.3.3. РЕАКТОРЫ

Реакторы, входящие в электрооборудование электровозов, эксплуатирующихся на железных дорогах России и стран СНГ, разделяют на два вида: сглаживающие и переходные.

Сглаживающие реакторы предназначены для уменьшения величины пульсаций силы тока в цепи ТЭД электровозов (табл. 6.3.3).

Обычно сглаживание пульсации тока двигателей, обеспечиваемое реакторами, не превышает $0,25 I_d$ (где I_d – среднее значение силы тока ТЭД). Дальнейшее снижение величины пульсаций не дает значительного улучшения условий коммутации ТЭД, но приводит к существенному увеличению габаритных размеров и массы реактора.

Базовая конструкция сглаживающего реактора типа РС-32 представлена на рис. 6.3.15. Реактор состоит из радиально-шихтованного сердечника, изолированного по поверхности стеклотканью марки Т-13, пропитанной полиэфирной смолой марки ПН-609-21М, и обмотки, намотанной на ребро. Обмотка и магнитопровод 3 с торцов зажаты гетинаксовыми бочковинами и стянуты изолированными дюралалюминиевыми шпильками 4.

Реакторы типов РС-53, РС-55, РС-56, РС-60 и РС-78 конструктивно подобны реактору типа РС-32.

Переходные реакторы применяют на электровозах с дискретным регулированием напряжения на вторичной обмотке тягового трансформатора (табл. 6.3.4). Они предназначены для ограничения силы тока в секции вторичной обмотки трансформатора в процессе ее закорачивания при переключении секций вторичной обмотки трансформатора под нагрузкой. На современных отечественных электровозах применены переходные реакторы без стальных сердечников.

Схемы и конструкции переходных реакторов всех типов принципиально одинаковы (рис. 6.3.16). Каждая из катушек реактора намотана плашмя в один слой из двух параллельных алюминиевых шин.

Для защиты находящихся вблизи от реактора стальных деталей от чрезмерного нагрева под воздействием магнитных полей предусмотрено экранирование реактора шихтованными пакетами, выполняющими роль магнитных шунтов, расположенных сверху и снизу реактора.

Магнитопроводы сглаживающих реакторов и экранирующие пакеты переходных реакторов изготавливают из электротехнической стали 2212 толщиной 0,5 мм с изоляционным покрытием ТШ.

6.3.3. Технические характеристики сглаживающих реакторов

Показатели	РЭД-4000	РЭД-4000А	РСМ-2	РС-32	РС-33	РС-55	РС-53	РС-56	РС-60	РС-78
Серия электровоза	ВЛ60К до № 1434	ВЛ60К с № 1435	ВЛ80К с № 006	ВЛ80К с № 086	ВЛ82	ВЛ80А	ВЛ80Т; ВЛ80С	ВЛ82М	ВЛ80Р	ВЛ85
Размеры реактора, мм	1270× ×600× ×1355	1270× ×600× ×1155	600× ×1100× ×720	915× ×560× ×710	1150× ×9500× ×700	750× ×440× ×550	915× ×560× ×672	—	915× ×560× ×672	915× ×560× ×672
Масса реактора, кг	1835	1575	1090	800	1180	360	800	1070	800	1850
Часовой ток, А	1545	1545	1850	1850	510	1500	1850	535	1850	1850
Индуктивность, мГн: при часовом токе	5,5	5,6	4	4	35	2	4	42	4	4
начальная	9,5	10,5	5,5	5,85	65		6	60	5,85	6
Площадь сечения сердечника, см ²	430	430	1000	920	467	480	920	920	920	920
Масса сердечника, кг	1180	925	682	485	620	198	485	565	485	485
Площадь сечения провода обмотки, мм ²	4,4×10,8	5×50	3×50	4×65	2,63×35	4×55	4×65	1,95×65	4×65	4×65
Число витков	140	144	67×2	70	246	53	70	228	70	70
Марка провода	ПСД	МГМ	МГМ	МГМ	—	МГМ	МГМ	МГМ	МГМ	МГМ
Масса обмотки, кг	634	498	272	235	358	113	235	370	235	235
Число реакторов на электровозе	2	2	4	4	4	4	4	4	4	6
Номинальное напряжение, В	3000	3000	1500	1500	3000	2100	1500	3000	1500	1500
Испытательное напряжение, кВ	15	15	15	20	15	20	14	20	14	14
Охлаждение				Принудительное						
Количество охлаждающего воздуха, м ³ /мин	300	300	180	180	100	70	50	60	180	45
Потери напора охлаждающего воздуха, МПа	—	—	0,0007	0,0007	0,00015	0,0006	0,0009	0,0011	—	0,0009

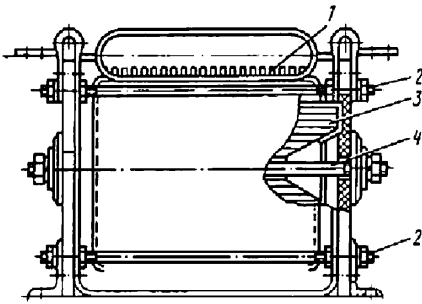


Рис. 6.3.15. Сглаживающий реактор типа РС-32:
1 – катушка; 2, 4 – стяжная шпилька;
3 – магнитопровод

6.3.4. Техническая характеристика переходных реакторов

Показатели	ПРА-1М, ПРА-2	ПРА-3А, ПРА-48
Номинальное напряжение относительно земли, В	1500	1500
Номинальное напряжение между выводами, В	252	146
Часовой ток ветви, А	1100	1350
Длительный ток ветви, А	1000	1270
Индуктивное сопротивление, Ом	0,26	0,12
Масса стали, кг	100	100/65
Число витков	44	32/27
Сечение обмоточного провода, мм ²	6×60	8×60
Испытательное напряжение в течение 1 мин, кВ	15	15
Габаритные размеры реактора, мм	930× ×1000× ×1065	835×995× ×995×835× ×940×955
Масса, кг	580	572/450

Примечания: 1. Реакторы типа ПРА-1М установлены на электровазах типа ВЛ60К до № 1434, типа ПРА-2 с № 1435, типа ПРА-3А – типа ВЛ80К до № 719, типа ПРА-48 – на электровазах типов ВЛ80С, ВЛ80Т с № 720. 2. В числителе даны значения для реактора типа ПРА-3А, в знаменателе – для реактора типа ПРА-48.

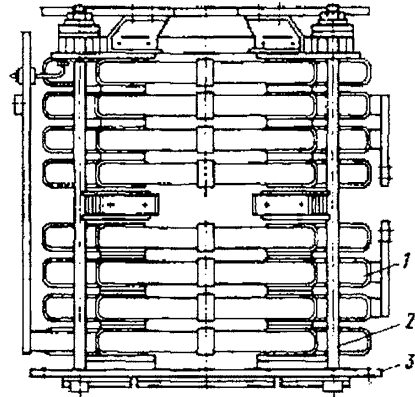


Рис. 6.3.16. Переходный реактор типа ПРА-48:
1 – спиральные катушки; 2 – стяжные дюралюминиевые шпильки; 3 – основание из гетинакса

6.3.4. ПРЕОБРАЗОВАТЕЛИ

Простые силовые статические преобразователи. В настоящее время на железных дорогах России эксплуатируются электровазы переменного тока и электровазы двойного питания, на которых для регулирования режимов работы электровазов используют силовые статические преобразователи электроэнергии, выполненные на основе полупроводниковых приборов.

В качестве таких преобразователей на электровазах типов ВЛ60К, ВЛ80К, ВЛ82М, ВЛ80Т и ВЛ80С применяются диодные тяговые выпрямители.

Поскольку при дискретном регулировании выпрямленного напряжения на электровазах переменного тока для увеличения количества позиций регулирования применяют несимметричное регулирование напряжения по полупериодам выпрямленного напряжения, выпрямительные установки таких электровазов соединяют по так называемой схеме разомкнутого моста (рис. 6.3.17).

Пуск и регулирование скорости движения электроваза осуществляется за счет изменения коэффициента трансформации тягового трансформатора T , т.е. за счет дискретного изменения напряжения на входе выпрямителей $B1$ и $B2$. Вторичная обмотка тягового трансформатора одной секции электроваза разделена на две части, каждая из которых имеет несекционированные ($a1-x1$, $a2-x2$) и секционированные ($1-01$, $5-02$) полуобмотки, которые в

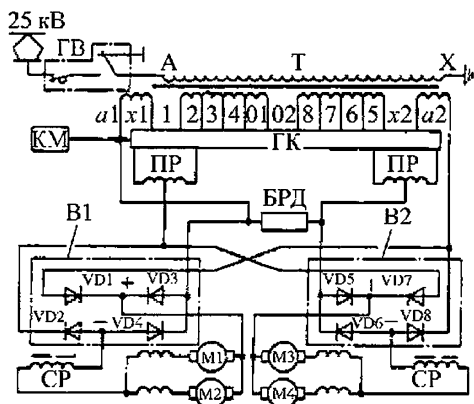


Рис. 6.3.17. Упрощенная схема силовой цепи выпрямительной установки электровоза ВЛ80К

процессе регулирования сначала соединяют встречно, а затем – согласно.

При такой схеме соединения мостов *B1* и *B2* в первый полупериод напряжения контактной сети тяговые двигатели *M1* и *M2* первой тележки секции электровоза получают питание от полуобмотки *a1–01* через диоды *VD2* и *VD4*, а двигатели *M3* и *M4* второй тележки – от полуобмотки *a2–02* через диоды *VD6* и *VD8*. Ток в цепи блока дифференциального реле *БРД*, являющегося уравнивающим соединением между двумя независимыми контурами питания ТЭД, равен нулю.

Во второй полупериод напряжения контактной сети двигатели *M1* и *M2* получают питание от полуобмотки *a2–02* через диоды *VD1* и *VD3*, а двигатели *M3* и *M4* – от полуобмотки *a1–01* через диоды *VD5* и *VD6*. На этом полупериоде ток дифференциального реле *БРД* также равен нулю.

Рассмотренная схема соединения мостов, при которой ТЭД каждой тележки на протяжении периода напряжения контактной сети подключают поочередно к полуобмоткам с разным количеством витков, обеспечивает равенство средних значений напряжений, прикладываемых в течение периода к ТЭД обеих тележек секции электровоза, при неодинаковых напряжениях полуобмоток. Кроме того, при этом исключается постоянная составляющая в магнитном потоке тягового трансформатора.

На электровозах типа ВЛ80Р, ВЛ65, ВЛ85 установлены ВИП, обеспечивающие плавное зонно-фазовое регулирование напряжения в режиме тяги и рекуперативного торможения.

На электровозах типа ВЛ80Р и ВЛ85 установлено по шесть преобразователей, каждый из которых содержит силовой блок с системой формирования управляющих импульсов для тиристоров блока и блок управления (БУВИП).

Конструктивно силовые выпрямительные установки представляют собой шкафы, расположенные в кузове электровоза. Для охлаждения полупроводниковых диодов и других элементов выпрямителей, размещенных в шкафах, применяют принудительное воздушное охлаждение.

Кроме выпрямителей, предназначенных для питания ТЭД, на электровозах переменного тока используют выпрямители для регулирования силы тока в обмотках возбуждения ТЭД при работе их в режиме рекуперативного торможения. В этом случае ТЭД переключают на независимое возбуждение, а силовые цепи выпрямителей возбуждения в отличие от выпрямителей для питания ТЭД выполняют по схеме с нулевым выводом.

На электровозах переменного тока первых поколений для отвода тепла от элементов оборудования, в том числе, и от полупроводниковых преобразователей, использовалась централизованная система вентиляции, имеющая по сравнению с децентрализованной большие в 1,2 – 2,6 раза затраты мощности на вентиляцию, в 1,3 – 2 раза – металлоемкость и 1,3 – 1,6 раз – конструктивный объем.

На электровозах новых поколений применяют децентрализованную систему вентиляции электрооборудования с использованием малошумных высокоэкономичных вентиляторов, разработанную ОАО "ВЭЛНИИ". Для тягового преобразователя и блока силовых дросселей применено двухконтурное охлаждение.

Регулирование подачи охлаждающего воздуха осуществляется за счет изменения частоты вращения роторов приводных двигателей вентиляторов, что позволяет дополнительно снизить затраты мощности в режиме тяги в 2 – 3 раза, а также отказаться от необходимости сложной наладки и регулирования системы вентиляции при помощи традиционных дросселирующих элементов.

Необходимо, однако, отметить, что децентрализация системы вентиляции и применение двухконтурного охлаждения преобразователей и блока силовых дросселей увеличивает количество элементов системы охлаждения,

требующих периодического обслуживания, что несколько увеличивает эксплуатационные расходы.

Преобразователи электровозов новых поколений. На электровозах новых поколений с трехфазными АТД с короткозамкнутым ротором для регулирования режимов их работы необходимо применять более сложные структуры преобразователей электрической энергии и алгоритмы управления ими.

Например, на новом пассажирском электровозе двойного питания типа ЭП10 установлена преобразовательная установка, обеспечивающая регулирование режимов работы АТД при работе от контактной сети как переменного тока, так и постоянного (рис. 6.3.18).

Для улучшения массогабаритных показателей некоторые элементы входят в силовую цепь питания ТЭД при работе электровоза на линиях как постоянного, так и переменного тока.

При питании от контактной сети переменного тока (рис. 6.3.18, а) к каждой из двух секций $2U1-2V1$ и $2U4-2V4$ вторичной обмотки тягового трансформатора $T1$ подключены параллельно по два преобразователя $A11-A14$. Каждая пара этих преобразователей образует четырехквадрантный (4-qs) преобразователь, причем оба таких преобразователя работают параллельно на общие шины постоянного напряжения.

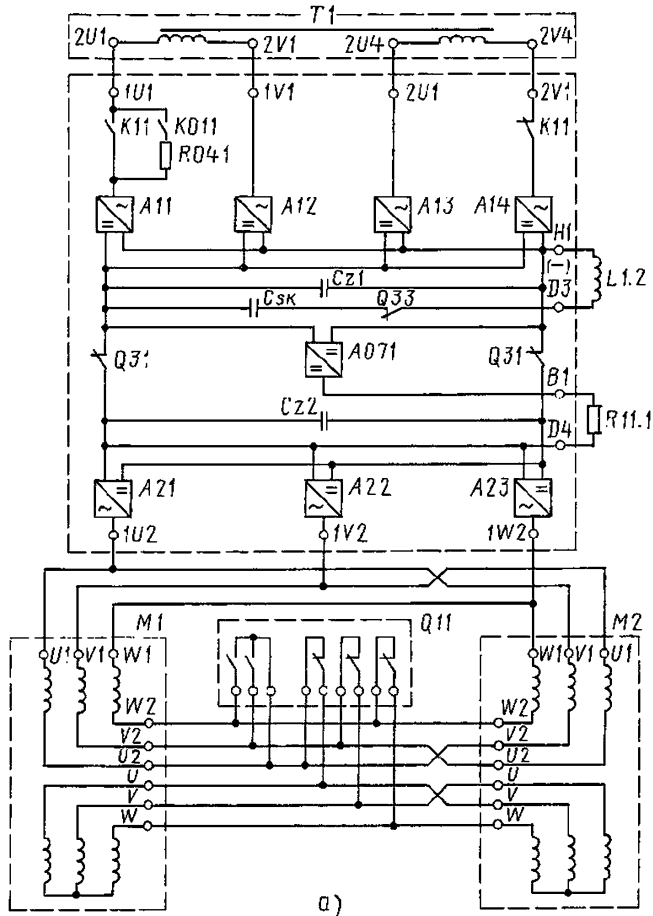


Рис. 6.3.18. Схемы питания тяговых двигателей одной тележки электровоза ЭП10 при работе:
а – на переменном токе (25 кВ; 50 Гц); б – на постоянном токе (3 кВ)

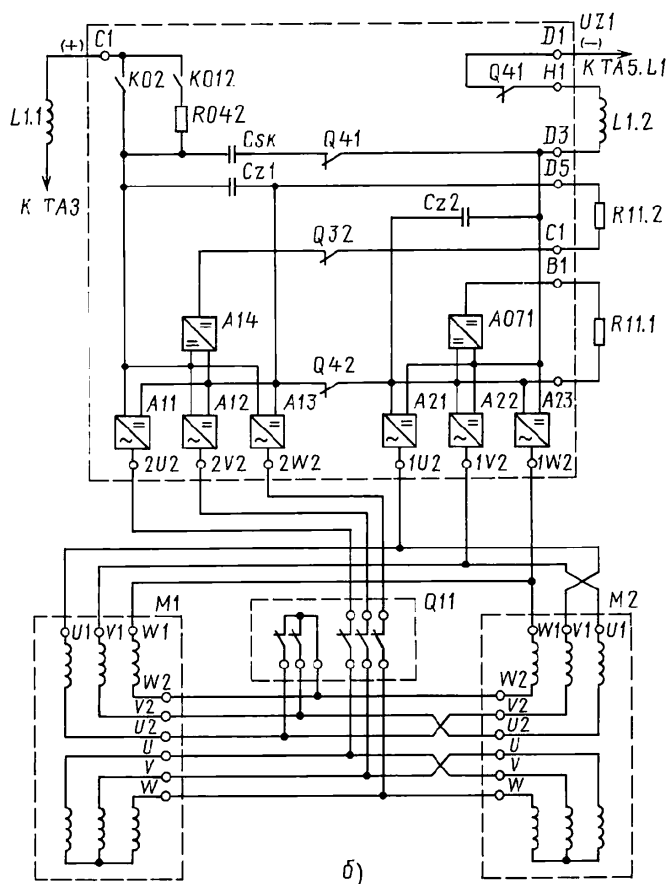


Рис. 6.3.18. Продолжение

Резонансный контур $C_{\text{зк}} - L1.2$ настроен на частоту 100 Гц, что обеспечивает устойчивую работу четырехквадрантных преобразователей.

От общих шин постоянного напряжения питаются три преобразователя $A21 - A23$, каждый из которых образует одну фазу автономного инвертора напряжения, т.е., как преобразователи $A11 - A13$, содержит два последовательно соединенных запираемых (GTO) тиристора, встречно-параллельно каждому из которых подключен обратный диод.

К выходным зажимам $1U2, 1V2, 1W2$ присоединены статорные обмотки АТД $M1$ и $M2$ одной тележки электровоза. При этом на каждом статоре размешены по две трехфазных обмотки, состоящие из двух секций, а схема

соединения обмоток двигателей может изменяться при помощи переключателя $Q11$. В частности, при питании от контактной сети переменного тока секции соединяются последовательно, а при питании от контактной сети постоянного тока одни секции статорных обмоток двух двигателей подключаются параллельно к выходным зажимам $2U2, 2V2, 2W2$ другого инвертора, а другие – к выходным зажимам $1U2, 1V2, 1W2$ другого инвертора.

Импульсный преобразователь постоянного напряжения совместно с резистором $R11.1$ обеспечивает режим резисторного торможения.

При питании от контактной сети постоянного тока из силовой цепи электровоза исключается тяговый трансформатор (рис. 5.3.18, б), а дроссели $L1.1$ и $L1.2$ совместно с конденсато-

ром $C_{\text{ок}}$ образуют входной фильтр. Конденсаторы C_{z1} и C_{z2} образуют делитель напряжения для того, чтобы на входных зажимах двух групп автономных инверторов напряжения $A11 - A13$ и $A21 - A23$ формировалось постоянное напряжение 1500 В. При этом каждый из преобразователей $A11 - A13$ и $A21 - A23$ образует одну фазу трехфазного автономного инвертора.

К выходным зажимам $2U2$, $2V2$, $2W2$ и $1U2$, $1V2$, $1W2$ подключены соответственно по одной секции статорных обмоток двух тяговых двигателей, поскольку при питании от контактной сети постоянного тока входное напряжение автономных инверторов, питающихся через конденсаторные делители напряжения, в 2 раза меньше, чем при питании от контактной сети переменного тока.

В этом случае режим резисторного торможения реализуется при помощи резистора $R11.1$ и импульсного регулятора постоянного напряжения $A071$, а второй контур резисторного торможения образуется резистором $R11.2$ и импульсным регулятором $A14$, в котором не подается управляющий сигнал на один из двух последовательно соединенных тиристоров.

Таким образом, во всех преобразовательных модулях электровоза применены однотипные схемы, но при работе модуля в качестве импульсного регулятора постоянного напряжения один из тириستоров модуля не используется.

6.3.5. ПАНТОГРАФЫ

Пантограф (токоприемник) – устройство для электрического соединения неподвижной контактной сети с электрическими цепями электровоза, как при его движении, так и в неподвижном состоянии (в последнем случае со значительным ограничением токовой нагрузки). Конструкция пантографа и его параметры зависят от расположения контактного провода, скорости движения и токовой нагрузки. На каждом электровозе устанавливают два пантографа, которые одновременно могут находиться в рабочем положении. В работе, как правило, находится задний пантограф по ходу электровоза, а передний является резервным. Одновременно два пантографа используют при

обледенении контактного провод или вожде-нии тяжеловесных составов.

Основное требование к пантографам – обеспечение безотрывного (непрерывного) токосъема во всем диапазоне скоростей движения с заданными значениями силы тока в номинальном и перегрузочном режимах (включая протекание тока короткого замыкания) при расчетных метеорологических условиях [17].

Поэтому сила F_k нажатия полоза на провод должна быть достаточно большой, однако ее нельзя увеличивать выше определенного значения, что может привести к отжатию (подъему) контактного провода, его повышенному износу, износу контактных деталей токоприемника. При прочих равных условиях износ зависит от силы трения в месте контакта $F_{\text{тр}} = F_k f_{\text{тр}}$, где $f_{\text{тр}}$ – коэффициент трения.

Сила трения $F_{\text{тр}}$ вызывает момент, опрокидывающий токоприемник, а ее увеличение приводит к необходимости повышать прочность и, особенно, жесткость всей шарнирной конструкции токоприемника.

На электровозах применяют симметричные и асимметричные рычажные токоприемники. Симметричные пантографы (рис. 6.3.19) наиболее распространены. Такой токоприемник представляет собой многорычажный механизм из шарнирно-сочлененных трубчатых рам, составленных в виде разомкнутого внизу ромба. Верхние рамы 3 и нижние 1 выполнены из стальных тонкостенных труб. Между собой рамы соединены шарнирами 2, на верхних шарнирах с помощью специальных пружинных устройств (кареток) закреплены контактные полозы 4. Нижние рамы жестко соединены с валами 7, поворачивающимися в подшипниках 6.

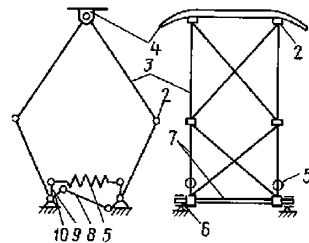


Рис. 6.3.19. Схема симметричного токоприемника

Подъем токоприемника и контактное нажатие на провод с силой F_k происходят под действием пружин 5, сила которых передается рамам 1 через кронштейны 9. Для выравнивания наклона рамы 1 соединены уравнивательными тягами 10 и 8.

Полоз токоприемника. Полоз – узел токоприемника, размещенный над каретками, состоящий из металлического каркаса и прикрепленных к нему контактных вставок – деталей, осуществляющих непосредственный контакт с контактным проводом. На каркасе может быть один или несколько рядов вставок. Встав-

ки изготавливают из материала с малым удельным сопротивлением, стойкого к образованию дуги, обладающего достаточной износостойкостью и одновременно обеспечивающего минимальный износ контактного провода.

Широкое распространение на токоприемниках магистральных электровозов получили накладки из твердотянутой медной полосы специального профиля, по техническим показателям близкие к материалу контактного провода (рис. 6.3.20, а). Полоз 1 выполняют из листовой стали с антикоррозионным покрытием.

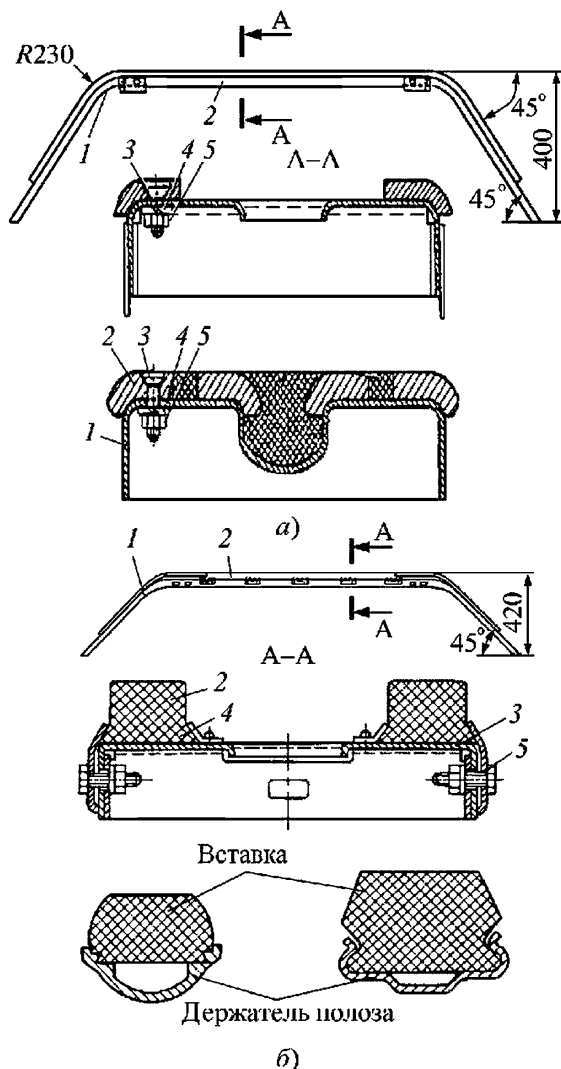


Рис. 6.3.20. Полосы токоприемников:

а – с медными накладками серии Л (верхний разрез А–А) и серии Т (нижний разрез А–А);
б – с угольными вставками и держателями: алюминиевым (левый) и стальным (правый)

Накладки 2 из профильной медной полосы отдельными секциями закрепляют на полозе латунными винтами 3 с гайками 5 и пружинными шайбами 4. Число накладок в его средней части, где их износ больше, увеличивают. Пространство между накладками заполняют смазочным материалом. Применение в узле трения однородного материала неблагоприятно по антифрикционным свойствам. Кроме того, трудно обеспечить надежное устойчивое смазывание, а "наволакивание" меди по рабочей поверхности провода добавляет к его фрикционному износу еще и электроэрозионный.

С целью снижения износа контактного провода применяют накладки из "самосмазывающейся" металлокерамики на основе меди с высоким содержанием графита или угольные вставки. По конструкции полоз 1 с угольными вставками не отличается существенно от полоза с медными накладками (рис. 6.3.20, б). Для крепления вставок 2 дополнительно предусмотрены крепежные полосы 4, захватывающие опорные выступы вставок. В устройства крепления входят также крепежные скобы 3, расположенные в местах стыковки отдельных частей вставок. Они упруго затягиваются болтами 5. Вставки должны плотно прилегать к поверхности полоза; для предотвращения коррозии опорные поверхности смазывают консистентной смазкой.

Каретки. Полозы укреплены на каретках, которые должны допускать их перемещения независимо от положения верхнего шарнира токоприемника. Это улучшает динамические свойства токоприемников. В случае приложения к центру полозов силы, равной пассивному статическому нажатию, их перемещение должно быть не менее 30 % полного перемещения. Для полного соприкосновения полозов с контактным проводом необходима возможность их свободного поворота в каждую сторону не менее чем на $5...7^\circ$.

Из большого числа вариантов кареток можно выделить наиболее характерные (рис. 6.3.21). На конструкцию верхнего узла токоприемника существенно влияет устройство контактной сети. При высокой эластичности контактной сети наиболее пригодны каретки с небольшим свободным поворотом каждого полоза без горизонтального перемещения. Они рассчитаны на обтекание контактной поверхности проводом. При большей жесткости контактной сети, особенно при двухконтактных проводах, каретки должны допускать горизонтальные перемещения каждого полоза, предусматривать их достаточно большой свободный поворот (до $5...10^\circ$ в каждую сторону). Этим условиям больше отвечают конструкции, приведенные на рис. 6.3.21, а, г. Однако при угольных вставках по условиям нагревания больше соответствует конструкция, приведенная на рис. 6.3.21, б.

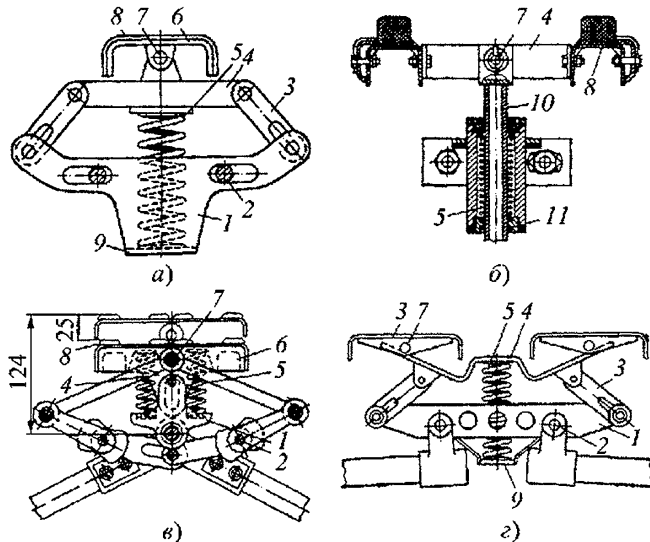


Рис. 6.3.21. Каретки токоприемников Л-13У (а), SIS-1 (б), ДЖ-5 (в), Т-3А (г):

1 – основание каретки; 2 – поперечные стержни; 3 – серьга; 4 – пленка; 5 – пружина; 6 – коромысло; 7 – ось; 8 – полоз; 9 – подвеска пружины; 10 – направляющая трубка; 11 – направляющая крышка

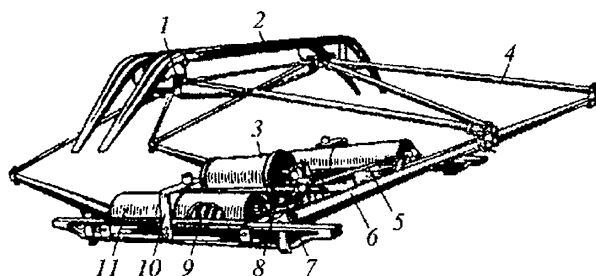


Рис. 6.3.22. Токоприемник Т-5М1:

1 – каретка; 2 – полоз; 3 – привод; 4 – верхняя рама; 5 – тяга; 6 – нижняя рама; 7 – основание; 8 – редукционный клапан; 9 – пружина подъемная; 10 – опорный буфер; 11 – кожух пружины

Токоприемник типа Т-5М1 широко применяется на электровазах постоянного тока и рассчитан на работу в условиях тяжелых грузовых поездов и имеет полозы с медными накладками (рис. 6.3.22). Конструкция подвижных частей облегчена за счет применения стальных высокопрочных тонкостенных труб для верхних рам 4 и конусных сварных также тонкостенных труб для нижних рам 6.

Асимметричные токоприемники первоначально были разработаны для высокоскоростных электровазов (до скоростей 250 км/ч). Вследствие хороших массогабаритных показателей и ряда других положительных качеств они получили широкое распространение на электровазах различных видов и для любых скоростей движения.

Каретки полоза 1 упруго укреплены на стержнях, соединенных шарнирно с верхней рамой 3 (рис. 6.3.23). Рама 3 в нижней части

заканчивается поперечным кронштейном 4, расположенным к ее оси под углом и шарнирно сочлененным с рычагами 5 и 6. В некоторых вариантах конструкции эти соединения выполняют несколько иначе, что не меняет принципа действия. Нижний конец рычага 6 шарнирно соединен с основанием, конец рычага 5 жестко скреплен с поворотным валом 10, который в подшипниках основания поворачивается относительно оси. Кронштейн 7 соединен с пружиной 8, поворачивающей трубчатый рычаг 5 по часовой стрелке, в результате чего создается нажатие полоза 1 на провод.

Для придания полозу или полозам постоянного горизонтального положения и стержням 2 приблизительно вертикального их нижние точки шарнирно соединены тягой 9 с рычагом 6. Тяга 9 не несет больших нагрузок и лишь поворачивает стержни 2.

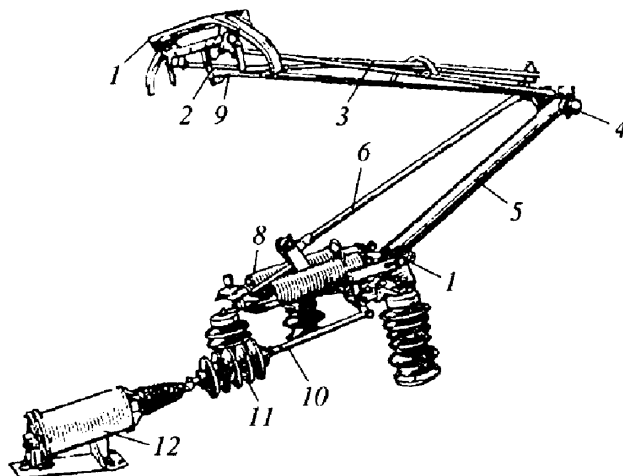


Рис. 6.3.23. Асимметричный токоприемник универсального назначения

Привод токоприемника пневматический. Применительно к электровозам переменного тока он состоит из цилиндра 12, шток которого через изолятор 11 и тягу 10 создает натяжение пружин 8, необходимое для работы токоприемника.

6.3.6. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

К вспомогательным электрическим машинам относятся электроприводы вспомогательных устройств и механизмов: компрессоров, вентиляторов, масляных насосов, генераторов управления и др.

На электровозах постоянного тока устанавливают следующие вспомогательные электрические машины: мотор-вентиляторы, мотор-компрессоры, мотор-генераторы, генераторы управления. Мотор-вентиляторы применяют для принудительной вентиляции ТЭД и пусковых резисторов. Для этих целей применяют электродвигатели последовательного возбуждения, которые наиболее надежны при работе с изменяющимся напряжением сети. Мощность мотор-вентиляторов выбирается в соответствии с потребным расходом и напором воздуха без резерва, но на электровозах устанавливается обычно не менее двух мотор-вентиляторов, что сокращает длину воздухопроводов к ТЭД; при этом каждый мотор-вентилятор работает на свою группу ТЭД.

Мотор-компрессоры служат для зарядки сжатым воздухом главных резервуаров электровоза. Момент сопротивления мотор-компрессора практически не зависит от частоты вращения. Работа мотор-компрессора характеризуется большой частотой включения при высоком пусковом моменте. Отношение времени действия компрессора к общему времени цикла принимается в большинстве случаев около 50 %.

Мотор-генераторы применяют для преобразования высокого напряжения в низкое, необходимое для питания цепей управления, освещения и независимого возбуждения ТЭД при электрическом торможении электровоза. Мотор-вентилятор часто используют в качестве привода для низковольтного генератора, который служит для питания цепей управления и освещения, а также для заряда аккумуляторной батареи. Генератор управления обычно включается параллельно с аккумуляторной батареей, которая заряжается в процессе его

работы и заменяет генератор управления в случае какой-либо неисправности последнего. Мощность генератора управления должна быть рассчитана на питание освещения, сигнальных ламп и заряд аккумуляторной батареи одного электровоза, а также на нагрузку цепей управления всех электровозов, работающих по системе многих единиц. Напряжение генераторов обычно выбирается от 24 до 110 В.

На электровозах переменного тока в качестве привода применяются трехфазные АД, получающие питание от асинхронных несимметричных расщепителей фаз, на электровозах двойного питания ВЛ82М для всех механизмов (за исключением масляных насосов) – высоковольтные двигатели пульсирующего тока, для масляных насосов асинхронные двигатели с конденсаторным пуском.

Частота вращения асинхронной машины не зависит от колебания напряжения, обусловленного изменением напряжения в контактной сети и процессами, происходящими в силовых и вспомогательных цепях. Это позволяет сохранять неизменной производительность вентиляторов и компрессоров. Недостатком нерегулируемых по частоте вращения асинхронных машин является большое потребление энергии.

Генераторы управления постоянного тока, как правило, насаживают на вал расщепителя фаз или одного из мотор-вентиляторов, которые и приводят их в действие.

Для привода вспомогательного компрессора, группового переключателя ступеней трансформатора, вентиляторов малой мощности (обдува лобовых окон кабины машиниста, электрокалориферов) используют низковольтные электродвигатели постоянного тока с питанием их от аккумуляторной батареи или генераторов управления. Мощность системы вспомогательных машин восьмисосного электровоза находится в пределах от 278 кВт (при напряжении контактной сети 19 кВ) до 346 кВт (при напряжении контактной сети 29 кВ).

Для уменьшения расхода электроэнергии на собственные нужды электровозов в последнее время применяют регулирование частоты вращения мотор-вентиляторов пропорционально нагрузке тягового электрооборудования электровоза, для чего вспомогательные электрические машины питают от полупроводниковых преобразователей частоты, выполняемых, как правило, в виде автономных инверторов напряжения с использованием IGBT-транзисторов. Преобразователи симмет-

рируют и стабилизируют по величине трехфазное напряжение на АТД, что позволяет уменьшить их мощность по сравнению с вариантом несимметричного прямого питания, когда машины должны иметь запас мощности в 1,5 – 2 раза.

6.3.7. УСТРОЙСТВА ДЛЯ ЗАЩИТЫ ОТ БОКСОВАНИЯ ЛОКОМОТИВОВ

На локомотивах применяют в основном электрические и электронные устройства для защиты от боксования [18, 19]. Эти устройства имеют два органа: контрольный и исполнительный.

Контрольный орган обнаруживает и оценивает интенсивность избыточного боксования, и в зависимости от его величины подается сигнал на включение или выключение исполнительного органа.

Исполнительный орган выполняет переключение в электрической схеме, обеспечивая переход с рабочей тяговой характеристики боксующей колесной пары на защитную (зарегулированную), что вызывает резкое снижение силы тяги до значения, меньше силы сцепления, благодаря чему происходит быстрое прекращение избыточного скольжения колес. Отключение исполнительного органа вызывает переход на рабочие тяговые характеристики. Обычно в функции исполнительного органа входят также управление автоматической подачи песка под колеса локомотива и сигнализация машинисту о наличии боксования колес.

В зависимости от того, на какое количество колесных пар распространяется действие исполнительного органа по снижению силы тяги, различают исполнительные органы трех типов: действующие на все колесные пары, на группу из n_0 электрически зависимых колесных пар, в состав которой входит боксующая колесная пара, и на одну колесную пару ($n_0 = 1$). Третий тип исполнительного органа, реализующий поосное регулирование, является наиболее перспективным.

Органы обнаружения боксования. По критерию оценки интенсивности боксования контрольные органы представлены двумя характерными группами.

В первой группе критерием подачи сигнала на исполнительный орган является наибольшее отклонение угловой скорости $\Delta\omega_{\max}$ любой колесной пары от ее среднего арифме-

тического значения для группы из n_0 колесных пар:

$$\Delta\omega_{\max} = \left| \omega_i - \frac{1}{n_0} \sum_{i=1}^{n_0} \omega_0 \right|_{\max}.$$

Контрольный орган выдает сигнал на включение исполнительного органа при $\Delta\omega_a$ и на его выключение при $\Delta\omega_b$.

С помощью логического элемента "или", а также блока сравнения (БС) в n_0 может быть учтено любое количество колесных пар: все колесные пары локомотива; колесная пара отдельных тележек или каждой группы последовательно включенных ТЭД и даже селективно одна боксующая колесная пара.

Величина ω измеряется косвенно одним из следующих способов: путем сравнения напряжения на коллекторах (якорях) ТЭД, последовательно включенных в одну цепь; сил токов в параллельных цепях ТЭД; напряжения тахогенераторов, связанных с колесными парами, а также путем контроля скорости изменения магнитного потока в двигателе; напряжения реактивной шины; времени протекания электромагнитных процессов в цепи вентильного преобразователя.

Во второй группе контрольных органов критерием подачи сигнала на выключение исполнительного органа является угловое ускорение одной из колесных пар, превышающим его максимальное значение $0,5 \text{ м/с}^2$, допустимое в эксплуатации. Сигнал на отключение подается при переходе колесной пары в режим замедления. Для большей надежности прекращения боксования целесообразно создавать задержку на выключение исполнительного органа и контролировать ее в зависимости от величины ω .

Важной характеристикой устройства обнаружения боксования является его чувствительность. Для контрольных органов первой группы под чувствительностью понимается такая избыточная скорость u_a колесной пары, при которой сигнал измерительного органа достигает значения, вызывающего включение исполнительного органа. Выработка сигнала в первой группе контрольных органов основана на сравнении силы тока, напряжения или частот вращения.

Для второй группы контрольных органов действительная чувствительность устройства обнаружения боксования определяется окру-

женным ускорением колесных пар $\varepsilon = \left| \frac{d\omega}{dt} \right|_{\omega=\omega_0}$,

при котором приводится в действие исполнительный орган.

Во второй группе допуски в параметрах цепей ТЭД, диаметрах колес и разброс электромеханических характеристик двигателей не оказывают влияния на чувствительность устройств. Кроме того, отсутствует необходимость использовать элементы сравнения. В связи с этим схемы контрольных органов второй группы пригодны для индивидуальных (селективных) противобуксовочных схем, воздействующих лишь на цепь двигателя боксующей колесной пары.

Подача исполнительного сигнала осуществляется контактным или бесконтактным способом. В обоих случаях проходящие через контрольный орган силы токов включения I_a и отключения I_b , при которых подаются сигналы соответственно на включение и выключение исполнительного органа, различны. Отношение $k_b = I_b / I_a < 1$ — коэффициент возврата контрольного органа. Обычно $k_b = 0,6 \dots 0,9$.

Значение $k_b < 1$ обеспечивает четкую работу устройства прекращения боксования. Этот способ имеет два основных недостатка: инерционность и возможность ложного срабатыва-

ния от вибрации. По этим причинам в современных противобуксовочных схемах используются различные бесконтактные способы подачи сигнала к исполнительным органам.

Принципиальные схемы обнаружения боксования. Схема обнаружения боксования по разности напряжений последовательно соединенных ТЭД. Мостовая схема обнаружения боксования по разности напряжений двух последовательно включенных ТЭД в первом исполнении (рис. 6.3.24, а) имеет одну катушку РБ контрольного органа (реле боксования), которая включена в диагональ моста на разность напряжений U_1 и U_2 ТЭД, причем $U_1 + U_2 = U_0$.

Сопротивления плеч моста $R_1 \approx R_2$, а расхождение между ними не превышает пределов допусков. В мост включена катушка РБ, выполненная из меди, сопротивление которой меняется в зависимости от ее температуры. Поэтому в диагональ моста последовательно с ней включено регулируемое дополнительное сопротивление R_d , выполненное из материала с температурным коэффициентом, близким к нулю. Это сопротивление ограничивает пределы относительного изменения сопротивления моста.

При развитии боксования колесной пары двигателя 1 напряжение U_1 становится больше U_2 , в результате чего в мосту возникает

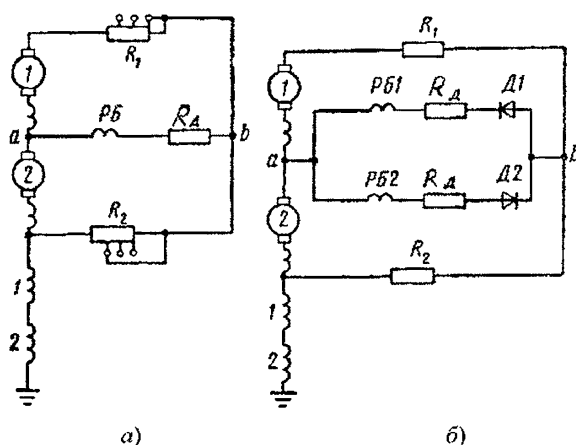


Рис. 6.3.24. Мостовые схемы обнаружения боксования по разности напряжений последовательно включенных ТЭД:

а — групповая; б — селективная; РБ — катушка исполнительного органа (реле боксования); R_d — дополнительное сопротивление; $R_{1,2}$ — градуированные сопротивления; $D_{1,2}$ — диоды

сила тока, направленная от точки b к средней точке a ТЭД, определяемая по формуле

$$I_c = \frac{U_1 R_2 - U_2 R_1}{R_1 R_2 + (\sqrt{R} + \sqrt{R_d})(R_1 + R_2)},$$

где R – сопротивление якоря ТЭД.

Очевидно, что при $U_1 > U_2$, контрольный орган подает сигнал при положительном значении уравнительного тока I_c , равном силе тока уставки: $I_c = I_a > 0$. Наоборот, при $U_2 > U_1$ (боксует колесная пара двигателя 2) и близких значениях R_1 и R_2 получим отрицательное значение I_c , т.е. ток направлен от точки a к точке b .

Назначение такой схемы заключается в обнаружении боксования одной из двух колесных пар, двигатели которых связаны общим контрольным устройством. Поэтому контрольный орган (реле боксования) подает сигнал в зависимости лишь от абсолютного значения силы тока I_c (независимо от его направления). При силе тока $I_c = I_a$ подается сигнал на включение исполнительного органа, а при $I_c = I_b$ – сигнал на его отключение, причем $I_b = k_b I_a$.

В мостовой схеме второго исполнения (рис. 6.3.24, б) мост ab имеет две параллельные ветви, в каждую из которых через диоды D включена катушка PB контрольного органа. Так как диоды включены встречно, то в зависимости от направления тока I_c срабатывает лишь одно реле боксования.

При этом можно применить селективную противобоксовочную защиту, воздействующую на ТЭД боксующей колесной пары ($n_0 = 1$).

Такая схема может быть выполнена с двумя магнитными усилителями, причем $PB1$ и $PB2$ будут их обмотками управления.

По такой схеме реализована система защиты от боксования маневровых тепловозов типа ТЭМ2. Катушки реле боксования $PB1$ и $PB2$ по мостовой схеме включены в цепь соответствующими токами силовой цепи (между якорями второго и третьего, а также четвертого и пятого ТЭД) и резисторами. При боксова-

нии какого-либо из ТЭД разность потенциалов на его якоре увеличивается. Это приводит к рассогласованию в мостовой схеме и протеканию тока через катушку реле боксования. При силе тока 0,04...0,05 А реле срабатывает и обесточивает катушку соответствующего контактора, отключение которого уменьшает мощность тягового генератора. Одновременно подключается звуковой сигнал и в кабине загорается сигнальная лампа "сброс нагрузки".

Противобоксовочная система электровоза ЧС2 автоматически подает песок под колеса при боксовании, если разность напряжений на якорях двигателей достигает 10 В. Одновременно в кабине включается сигнальная лампа и зуммер. При значительном боксовании, когда разность потенциалов достигает 800 В, срабатывает защитное устройство, сбрасывающее нагрузку с ТЭД.

Схема обнаружения боксования по разности сил токов в параллельных цепях ТЭД. На рис. 6.3.25 приведен один из вариантов схемы, работающей по этому принципу. При возникновении разности потенциалов в точках a , b и $в$ от большего потенциала к меньшим через вентили блока сравнения BC и катушку K исполнительного органа (реле боксования) протекает уравнительный ток I_c . В катушке K ток I_c всегда имеет одно направление.

Напряжение на обмотке возбуждения k -го двигателя (например между точками a и o)

$$U_k = I_k R_{экв},$$

где $R_{экв} = \left| \frac{R_b R_{ш}}{R_b + R_{ш}} \right|_{\alpha_k} = \alpha_k r_{bk}$ – эквива-

лентное сопротивление обмотки возбуждения k -го двигателя; I_k и R_{bk} – соответственно сила тока в цепи якоря k -го двигателя и сопротивление его обмотки возбуждения; α_k – коэффициент регулирования поля; $R_{ш}$ – сопротивление шунта обмотки возбуждения.

При качении колесной пары с избыточной скоростью u (боксование) возникает изменение силы тока в цепи, в которую включен ее ТЭД, напряжения на зажимах его обмотки возбуждения, а следовательно, разности потенциалов точек a , b и $в$. Это вызывает уменьшение уравнительного тока I_c исполнительного органа, а при $I_c = I_a$ срабатывает исполнительный орган.

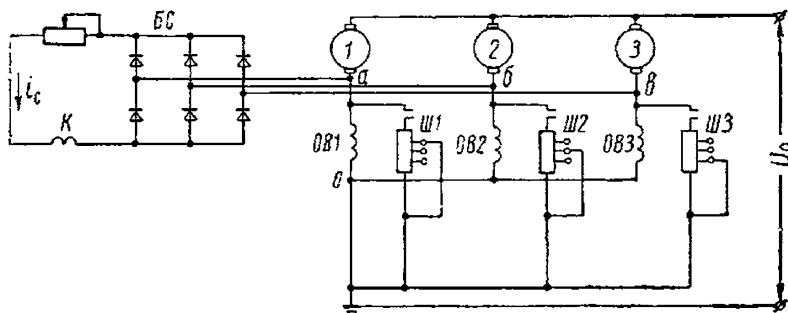


Рис. 6.3.25. Схема обнаружения боксования по разности токов в параллельных цепях тяговых двигателей, измеряемой косвенно разностью напряжения на обмотках возбуждения:
 ОВ – обмотка возбуждения ТЭД; Ш – градуированный шунт обмотки возбуждения; БС – блок сравнения;
 К – обмотка управления магнитного усилителя или реле боксования

Рассмотренная схема обнаружения боксования имеет низкую чувствительность, одна из причин которой заключается в косвенном определении расхождению токов ТЭД по напряжениям на зажимах их обмоток возбуждения. Между тем эти напряжения определяются не только токами двигателей, но и сопротивлением $R_{эв}$, значение которых изменяется в широких пределах.

В схеме обнаружения боксования, в которой токи ТЭД сравниваются по выходным напряжениям трансформаторов постоянного тока ТПТ, работающих на активной нагрузке (рис. 6.3.26). Сигнал вырабатывается блоком сравнения БС и подается на обмотку К магнитного усилителя (реле боксования).

По принципу использования сигнала от трансформаторов постоянного тока выполнена схема защиты от боксования тепловоза ТЭМ7А. Электрическая схема предусматривает работу генератора при отсутствии боксования по

внешней генераторной характеристике 2 (рис. 6.3.27), а в случае его возникновения – по характеристикам с малоизменяемым напряжением – жестким динамическим характеристикам, по напряжению, например линии БВ.

Для обеспечения таких характеристик при боксовании применяется схема регулирования возбуждения генератора от сигнала, пропорционального наибольшему значению силы тока ТЭД небоксующих колесных пар. Формируют этот сигнал трансформаторы постоянного тока ТПТ с выпрямительными мостами на выходе. Так как выпрямительные мосты соединены последовательно, то на их выходе выдается сигнал, пропорциональный наибольшему значению сил токов двух ТЭД небоксующих колесных пар. Ток выпрямительного моста подается в селективный узел, сюда же подается ток от трансформатора ТПТ, пропорциональный напряжению синхронного генератора.

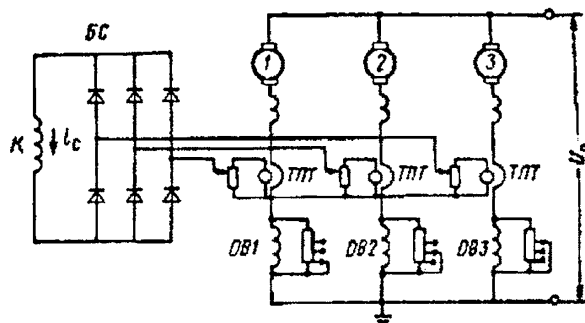


Рис. 6.3.26. Схема обнаружения боксования по разности сил токов в параллельных ветвях ТЭД, измеряемой косвенно с помощью трансформатора постоянного тока:
 ТПТ – трансформатор постоянного тока в цепи якоря ТЭД; БС – блок сравнения; К – обмотка управления магнитного усилителя или реле боксования; ОВ – обмотка возбуждения ТЭД

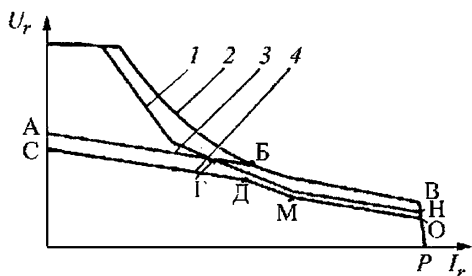


Рис. 6.3.27. Характеристика тепловоза при боксовании:

1 – селективная; 2 – внешняя; 3 – первая ступень боксования; 4 – вторая ступень боксования

При неизменном напряжении генератора сила тока ТЭД небоксующих колесных пар также остается практически неизменной, и суммарный сигнал обратной связи и сигнал рассогласования не изменяются. Следовательно, не меняются сила тока возбуждения и напряжение генератора. Генератор при боксовании будет иметь жесткие динамические характеристики по напряжению. Если начавшееся боксование колесной пары не прекращается, то срабатывает реле боксования РБ1 и РБ2.

Реле защиты работает следующим образом. Уменьшение тока в цепи боксующей колесной пары приводит к снижению напряжения на якоре, так как напряжение генератора остается неизменным. Напряжение на обмотке возбуждения и якоря небоксующего двигателя не меняется. Разность напряжений ТЭД боксующей и небоксующей колесных пар вызывает протекание тока через катушки реле боксований РБ1 и РБ2. Эти реле настроены на различную чувствительность за счет включенных в их цепь добавочных резисторов. Срабатывание реле РБ1 происходит при меньших пробоксовках электродвигателей, чем реле РБ2. При включении реле РБ1 снижается уровень задания напряжения генераторов (линия АГН, рис. 6.3.27).

Если воздействие первой ступени защиты от боксования оказывается недостаточным и боксование продолжает развиваться, то включается реле РБ2, при этом дополнительно снижается мощность генератора (линия СДМО).

Жесткие статические характеристики ограничивают рост напряжения генератора меньше некоторого определенного значения (точка Б), это предотвращает интенсивное развитие боксования независимо от числа бок-

сующих осей. При срабатывании реле РБ1 или РБ2 одновременно в кабине включается световая сигнализация.

Принципы защиты от боксования по разности сил якорных токов используются и в современной микропроцессорной системе УСТА (унифицированная система тепловозной автоматики), которая применяется на новых и модернизированных тепловозах (ТЭП70, 2ТЭ116, 2ТЭ10М и др.).

Система осуществляет защиту от боксования ТЭД в двух режимах: статическом и динамическом. Приоритетом для системы УСТА является режим статической защиты от боксования, который контролирует статические параметры якорных токов ТЭД. В случае превышения разницы между максимальным и минимальным якорными токами в 12 % на полном поле и в 20 % на ослабленном поле напряжение на выходе выпрямительной установки снижается с темпом 25 В/с.

Если разность якорных сил токов находится в допустимых границах, то система переходит к динамическому режиму защиты от боксования, который предотвращает начало развития боксования. Для этого постоянно вычисляется производная изменения разности максимального и минимального значений сил токов по времени (ускорение). В зависимости от ускорения сначала останавливается рост напряжения на выходе выпрямительной установки. Если ускорение продолжает расти, то система начинает снижать напряжение с темпом 12 В/с, а в случае дальнейшего роста ускорения – с темпом 25 В/с. Когда ускорение станет равно нулю и токораспределение по ТЭД входит в допустимые пределы, система начинает увеличивать напряжение.

Быстродействие системы во время динамического режима защиты от боксования высокое, что позволяет предотвратить развитие боксования в самом начале.

Схема обнаружения боксования по разности угловых скоростей колесных пар. Структурная схема обнаружения боксования по разности скоростей колесных пар показана на рис. 6.3.28. На каждой колесной паре устанавливается осевой тахогенератор 1, представляющий собой синхронный генератор, напряжение которого изменяется пропорционально угловой скорости ω колесной пары. Очевидно, что, сравнивая напряжения датчиков разных колесных пар, можно обнаружить появление избыточного боксования на одной из них,

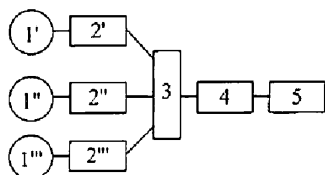


Рис. 6.3.28. Структурная схема устройства для обнаружения боксования по разности угловых скоростей колесных пар:

1 – осевой тахогенератор; 2 – преобразователь сигнала датчика; 3 – блок сравнения; 4 – усилитель; 5 – катушка исполнительного органа

так как напряжение тахогенератора этой колесной пары станет выше напряжений других генераторов. Для сравнения напряжения датчиков выпрямляются и подаются на блок сравнения 3. При нарушении баланса между напряжениями преобразователей 2 возникает уравнивающий ток, который через блок сравнения 3 вызывает включение цепи усилителя 4, подающей питание на катушку 5 исполнительного органа.

Схемы обнаружения боксования, рассмотренные выше, основаны на принципе

сравнения. Поэтому они малоэффективны, когда боксование распространяется одновременно на всю группу колесных пар. Этот недостаток отсутствует в схемах обнаружения боксования, работающих по ускорению колесной пары.

Схема обнаружения боксования по ускорению колесной пары. При трогании грузовых поездов ускорение обычно не превышает $0,15 \dots 0,25 \text{ м/с}^2$. В то же время минимальное значение ускорения на окружности качения колес в начале развития избыточного боксования не бывает ниже $0,5 \dots 0,6 \text{ м/с}^2$, причем в процессе развития боксования ускорение может достигать $2 \dots 5 \text{ м/с}^2$. Поэтому для магистральных локомотивов в качестве критерия обнаружения может быть принято окружное ускорение колес $0,6 \text{ м/с}^2$.

На рис. 6.3.29 представлены структурные схемы устройств для обнаружения боксования по ускорению вращения колесной пары. Схемы, показанные на рис. а и б, управляются от сигналов, вырабатываемых только ускорениями колесных пар. По принципу действия они отнесены к двум типам.

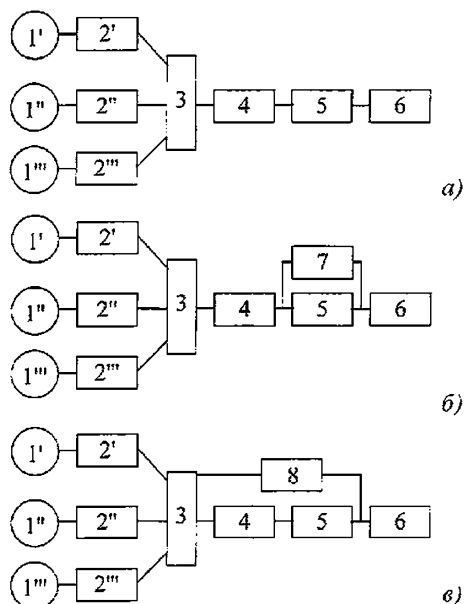


Рис. 6.3.29. Структурные схемы с осевыми тахометрическими датчиками:

а – по $(d\omega/dt) \geq a$; б – включение катушки 6 по $(d\omega/dt)_{\max} > a$, выключение катушки 6 по $(d\omega/dt) < 0$; в – включение по $(d\omega/dt)_{\max} > a$, выключение по $\omega < \omega_0$; 1 – осевой тахогенератор; 2 – преобразователь сигнала датчика в постоянный ток, пропорциональный угловой скорости колесной пары; 3 – логический элемент БС или ИЛИ; 4 – дифференцирующий узел; 5 – усилитель; 6 – катушка исполнительного органа; 7 – запоминающее устройство; 8 – блок обратной связи

Схемы типа I (рис. 6.3.29, а) имеют: датчики по угловой скорости колесных пар (1', 1" и 1'''); преобразователи 2; логические элементы 3 типа *или* отбирающие максимальное значение из сигналов датчиков группы колесных пар, имеющих общий узел обнаружения боксования (сила тока сигнала пропорциональна v_{\max}); дифференцирующий узел 4, создаю-

щий сигнал, пропорциональный $\frac{dv_{\max}}{dt}$; уси-

литель импульсов 5 и исполнительный орган 6. Если каждая колесная пара имеет индивидуальный орган обнаружения боксования, то селективный узел *или* отсутствует.

Схемы типа II (рис. 6.3.29, б) отличаются от схем типа I тем, что имеют запоминающее устройство 7. Поэтому при включении исполнительного органа импульсом одной полярности (ускорение колесной пары) обеспечивается поддержание исполнительного органа во включенном состоянии и после исчезновения импульса (ускорение равно нулю) до появления отключающего импульса обратной полярности (замедление колесной пары).

В схеме типа III (рис. 6.3.29, в) использован принцип комбинированной выработки сигнала контрольного органа: по ускорению и скорости боксования колесных пар. Сигнал на включение исполнительного органа вырабатывается так же, как в предыдущих схемах по ускорению колесной пары, имеющей $v = v_{\max}$. Сигнал на его отключение подается в том случае, если колесные пары перешли в режим замедления (как в схеме типа II) и разность их окружных скоростей не превышает обусловленной величины u_b (как в схеме, показанной на рис. 6.3.28).

Оригинальная система обнаружения боксования по ускорению колесных пар и индивидуального управления сил тяги ТЭД разработана во ФГУП ВНИКТИ. Она применена на модернизированных тепловозах 2ТЭ116К [19].

С помощью датчика типа ТГС-129, встроенного в буксовый узел, измеряются угловая скорость колесной пары. Выходной сигнал этого датчика – трехфазные напряжения с изменяемыми от частоты вращения уровнем и частотой напряжения. За один оборот колеса частота выходного напряжения изменяется 6 раз. С помощью специального электронного блока частота напряжения увеличивается в 6 раз. Это позволяет иметь информацию о со-

стоянии системы колесо – рельс через каждые 9 см линейного перемещения колеса относительно рельса.

Для устранения помех (шумов) на сигнале угловой частоты, связанных с колебаниями надрессорного строения, использован фильтр второго порядка, который реализован на программном уровне в микропроцессорной системе управления. Использование программной фильтрации приводит к временной задержке вычисляемого углового ускорения по отношению к сигналу по угловой скорости колесной пары. Для компенсации временного сдвига ускорения также программно вычисляется

скорость изменения ускорения $\frac{d^2\omega}{dt^2}$ и этот

сигнал используется в системе регулирования напряжения на боксующем ТЭД.

Силовая схема модернизированного тепловоза 2ТЭ116К отличается тем, что ТЭД постоянного тока типа ЭД118 с последовательным возбуждением питаются не параллельно от одного источника – выпрямительной установки, а подключены каждый к своему выпрямителю. Таким образом, если ТЭД запитывать от управляемого выпрямителя и подводимое к двигателю напряжение регулировать пропорционально скорости скольжения при боксовании, то можно сформулировать динамически жесткую характеристику момента от силы тяги, аналогичную двигателю с независимым возбуждением.

Для реализации требуемых характеристик двигателей напряжение выпрямителя изменяется согласно следующему алгоритму:

$$U_{di} = U_{d0i} (1 - K_{1j} \Delta\omega_i - K_{2j} \varepsilon_i - K_{3j} \dot{\varepsilon}_i),$$

где U_{di} – выпрямленное напряжение, подведенное к ТЭД, связанному с боксующей колесной парой; U_{d0i} – то же, в момент, предшествующий на шаг обнаружению боксования; K_{1j} – коэффициент усиления по разности угловых скоростей; $\Delta\omega_i = \omega_i - \omega_{\min}$ – разность между минимальной скоростью одной из колесных пар и боксующей; K_{2j} – коэффициент усиления по ускорению колесной пары; ε_i – рассчитанное ускорение боксующей колесной пары; K_{3j} – коэффициент усиления по изменяемому ускорению; $\dot{\varepsilon}_i$ – рассчитанное изменение ускорения.

В результате применения рассмотренной выше системы на тепловозах 2ТЭ116К удалось увеличить на 5...25 % (в зависимости от климатических условий) массу перевозимых составов, уменьшить расход песка на 20 %; снизить износ бандажей колес на 16 %.

Система обнаружения предельных сил сцепления (СОПСС) основана на измерении виброускорения в механической системе колесно-моторный блок – путь [20]. Она позволяет улавливать проскальзывание колесных пар на уровне 1,5...2 % изменения угловой скорости и дает команду на импульсную подачу песка под нужную колесную пару. Система срабатывает на 1,2...3,2 с раньше обычной и прекращает боксования через 0,5...0,8 с.

Применение такой системы обеспечивает увеличение тяговых свойств локомотива на 6...12 %, снижение на 5...8 % топливозоэнергетических затрат и в 4 – 9 раз износ рельсов и бандажей колесных пар.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Винокуров В.А., Попов Д.А.** Электрические машины железнодорожного транспорта. М.: Транспорт, 1986. 511 с.
2. **Курбасов А.С., Седов В.П., Сорин Л.Н.** Проектирование тяговых электродвигателей. М.: Транспорт, 1987. 536 с.
3. **Сергеев П.С., Виноградов Н.В., Горяинов Ф.А.** Проектирование электрических машин. М.: Энергия, 1970. 632 с.
4. **Проектирование** тяговых электрических машин / Под ред. М.Д. Находкина. М.: Транспорт, 1976. 624 с.
5. **Электроподвижной** состав с асинхронными тяговыми двигателями / Под ред. Н.А. Ротанова. М.: Транспорт, 1991. 336 с.
6. **Эпштейн И.И.** Автоматизированный электропривод переменного тока. М.: Энергоиздат, 1982. 192 с.
7. **Колпахчян П.Г., Петров П.Ю.** Анализ способов управления асинхронным тяговым двигателям на электроподвижном составе // Вестник Всерос. науч.-исслед. и проект.-конструкт. института электровозостроения ОАО ВЭЛНИИ: Новочеркасск, 2005. № 2(49). С. 174 – 186.
8. **Моделирование** электромеханической системы электровоза с асинхронных тяговым приводом / Ю.А. Бахвалов и др.; под ред. Е.М. Плохова. М.: Транспорт, 2001. 286 с.
8. **Асинхронные** электроприводы с векторным управлением / В.В. Рудаков, И.М. Столяров, В.А. Дартау. Л.: Энергоатомиздат, 1987. 136 с.
9. **Петрушин А.Д.** Энергосберегающие вентильно-индукторные и асинхронные электроприводы для электроподвижного состава. Ростов н/Д.: Изд-во Северо-Кавказского научного центра высшей школы, 1999. 72 с.
10. **Перфильев К.С., Весновский И.В.** Система векторного управления тяговым электроприводом с непосредственным регулированием момента и потокосцепления // Сб. науч. тр. Электросила. 2002. № 41. С. 250–251.
11. **Емельянов А.П.** Алгоритм и реализация системы управления тяговым асинхронным приводом электропоезда / Сб. науч. тр. Электросила. 2002. № 41. С. 254 – 255.
12. **М.Р. Kazmierkowski, Н.-Ж.Норске.** Comparison of Dynamic Behavior of Frequency converter fed induction machine drives // IFAC Control in Power Electronics and Electrical Drives/ Lausanne, Switzerland, 1983. 10 p.
13. **Поздеев А.Д.** Электромагнитные и электромеханические процессы в частотно-регулируемых асинхронных электроприводах. Чебоксары: Изд-во Чуваш. ун-та, 1998. 172 с.
14. **Тихменев Б.Н., Трахтман Л.М.** Подвижной состав электрических железных дорог. Электрические схемы и аппараты. М.: Транспорт, 1980. 471 с.
15. **Захарченко Д.Л.** Тяговые электрические аппараты. М.: Транспорт, 1980. 24 с.
16. **Купцов Ю.Е.** Беседы о токосъеме, его надежности, экономичности и о путях его совершенствования. М.: Модерн-А, 2001. 256 с.
17. **Самме Г.В.** Проблема сцепления локомотива // Вестник ВНИИЖТ. 1997. № 1. С. 43 – 46.
18. **Микропроцессорные** системы автоматического регулирования электропередачи тепловозов / Под ред. А.В. Грищенко. М.: Маршрут, 2004. 172 с.
19. **Павленко А.П., Павленко А.А. Чистяк А.В.** Совершенствование противобоксовочной системы локомотивов // Вісн. Східноукр. ун-т. 2001. № 7(41). С. 72 – 76.

Раздел 7

ВАГОНЫ

Глава 7.1

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ВАГОНАХ

Вагоны (от англ. wagon – повозка) поездов предназначены для перевозки пассажиров или грузов. При всем разнообразии типов и конструкции вагонов они имеют общие основные узлы, к которым относятся кузов, ходовые части, ударно-тяговые приборы и тормоз [1].

Кузов вагона предназначен для размещения пассажиров и грузов. Его конструкция зависит от типа вагона. У вагонов многих типов основанием кузова является рама, состоящая в основном из совокупности продольных и поперечных балок, жестко соединенных между собой. Рама опирается на ходовые части. Ходовые части (колесные пары с буксовыми углами, рессорное подвешивание тележки) предназначены для безопасного движения вагонов по рельсовому пути с необходимой плавностью хода и наименьшим сопротивлением движению.

Ударно-тяговые приборы предназначены для сцепления вагонов между собой и с локомотивом, для удержания вагонов в поезде на определенном расстоянии друг от друга, для передачи и смягчения сил от локомотива и от одного вагона к другому.

Тормоз служит для создания искусственного сопротивления движению поезда или отдельных вагонов с целью регулирования скорости движения или остановки, а также удержания вагонов на месте.

Современный парк вагонов представляет собой многообразие типов и конструкций (свыше 200) с целью удовлетворения разнообразным требованиям, обеспечения комфорта пассажирам, сохранения ценных качеств скоропортящихся грузов, защиты грузов от атмосферных осадков, предупреждения повреждений хрупких грузов, защиты грузов от хищения и вандализма. Большое значение имеют рациональность конструкции вагонов и их технико-экономические показатели, опреде-

ляющие удобство перевозок пассажиров, провозную способность железных дорог, возможность механизации и автоматизации при постройке и ремонте, а также при погрузочно-разгрузочных операциях, себестоимость перевозок, размеры капитальных вложений, необходимых для постройки и эксплуатации вагонов.

7.1.1. ТИПЫ ВАГОНОВ

Вагоны классифицируются по способу передвижения, назначению, технической характеристике и месту эксплуатации. В зависимости от способа передвижения вагоны бывают:

несамоходные – передвигаемые локомотивами;

самоходные – получающие энергию от контактной сети (вагоны электропоезда и метро) или от собственной энергетической установки (вагоны дизель-поезда, автомотрисы, автобусы на рельсовом ходу, трансферкары).

По своему назначению вагоны разделяются на пассажирские и грузовые.

Пассажирские вагоны могут быть следующих типов:

дальнего следования – для перевозки пассажиров на большие расстояния;

местного сообщения – для перевозки пассажиров на более короткие расстояния, преимущественно в дневное время;

вагоны-рестораны – для организации питания пассажиров в пути следования;

почтовые – для перевозки почты;

багажные – для перевозки багажа в пассажирских поездах;

почтово-багажные – для перевозки почты и багажа на участках железных дорог с небольшими пассажирскими перевозками;

специального назначения – вагоны-лаборатории, служебные, санитарные, вагоны-клубы, для перевозки спецконтингента и др.

Грузовые вагоны в зависимости от вида перевозимых грузов могут быть:

крытые – для перевозки грузов, нуждающихся в защите от атмосферного воздействия;

полувагоны – для перевозки сыпучих грузов, лесоматериалов, изделий металлопромышленности, не требующие защиты от атмосферных осадков;

платформы – для перевозки длинных и громоздких грузов, контейнеров, автомашин и др.;

цистерны – для перевозки жидких, газообразных, порошковых грузов;

изотермические – для перевозки скоропортящихся грузов (мяса, рыбы, фруктов, овощей и др.);

специального назначения – транспортеры, для перевозки специфических грузов, вагоны-мастерские, вагоны восстановительных и пожарных поездов и др.

По технической характеристике грузовые вагоны различаются:

по осности – четырех-, шести-, восьми- и многоосные;

по материалу и технологии изготовления кузова – цельнометаллические, с металлическим каркасом и деревянной обшивкой, сделанные из стали, алюминиевых сплавов, пластмасс, со сварным или клепанным соединением частей;

по грузоподъемности, таре, осевой и погонной нагрузке, удельному объему кузова;

по погонной нагрузке, удельному объему кузова;

по габариту подвижного состава и ширине железнодорожной колеи (ширококолейные, узкоколейные).

В зависимости от места эксплуатации вагоны бывают общесетевыми, эксплуатируемыми по всей сети железных дорог стран СНГ и стран Балтии, и промышленного транспорта, эксплуатируемыми на внутривозовских и других путях замкнутого направления. Ряд вагонов промышленного транспорта может также эксплуатироваться на магистральных железных дорогах, если при их проектировании предусматривалось удовлетворение соответствующим нормам прочности, устойчивости движения и другим требованиям, предъявляемым к общесетевым вагонам.

7.1.2. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ

Технико-экономические исследования в области вагоностроения имеют важное значение. Это обусловлено тем, что стоимость парка, например, грузовых вагонов составляет

1/7 общей стоимости основных фондов производственного назначения железнодорожного транспорта, а расходы вагонного хозяйства – 1/5 всех эксплуатационных расходов железных дорог. От правильного выбора типа и параметров грузовых вагонов зависит рациональное расходование крупных материальных ценностей, производительность железнодорожного транспорта, т.е. количество перевезенных в вагонах грузов в единицу времени.

При выборе типов вагонов важным фактором является объем и состав грузооборота. При этом следует уделять внимание сохранности груза, соблюдению условий, обеспечивающих комплексную механизацию и автоматизацию погрузочно-разгрузочных работ, конкурентоспособность типов грузовых вагонов, особенно в условиях рыночной экономики страны.

Основным технико-экономическими показателями (параметрами) грузовых вагонов являются [2]: грузоподъемность, масса тары, полезный объем кузова или полезная площадь пола (вагона-платформы, транспортера), средняя статическая и динамическая нагрузки, погонная нагрузка, линейные размеры вагона (длина, ширина, база, расстояние между осями сцепления, длина консоли). Для сравнения между собой используются также относительные параметры: удельный объем кузова или удельная площадь пола вагона, коэффициент тары, осевая нагрузка.

Правильный выбор основных параметров грузовых вагонов основывается на учете экономического развития страны, роли железных дорог в общей транспортной системе, уровня их технического оснащения (конструкции и технического состояния железнодорожного пути и мостов, вида тяги, типа локомотива, габаритных размеров подвижного состава, длина станционных путей, погрузочно-разгрузочных механизмов и устройств).

Оптимальные значения параметров грузовых вагонов следует определять на основе приведенных затрат, минимум которых соответствует оптимальным параметрам вагона.

Грузоподъемность – основной параметр вагона: чем она выше, тем больше его производительность. Преимуществами вагонов большой грузоподъемности являются:

уменьшение удельного сопротивления движению, а следовательно, сокращение расхода электроэнергии или топлива;

рациональное использование автосцепки, автотормозов, роликовых подшипников, прогрессивных видов тяги и мощных локомотивов;

увеличение погонной нагрузки, а следовательно, возрастание массы поезда при неизменной длине станционных путей;

уменьшение капитальных затрат в вагонном хозяйстве или возрастание суммарной грузоподъемности вагонного парка при неизменных затратах;

сокращение расхода материалов на единицу грузоподъемности;

снижение затрат на маневровую работу, взвешивание груженых вагонов;

на ремонт и техническое обслуживание в эксплуатации, отнесенных к единице грузоподъемности.

Максимальная грузоподъемность вагонов ограничивается в основном двумя факторами: 1) габаритом подвижного состава; 2) конструкцией и состоянием железнодорожного пути.

По габариту подвижного состава максимальная грузоподъемность

$$P_{\max} = V_{\text{габ}} / U_{\text{уопт}}, \text{ или } P_{\max} = F_{\text{габ}} / f_{\text{уопт}},$$

где $V_{\text{габ}}$ – объем кузова крытого вагона или полувагона, определенный по линейным размерам вагона, установленным путем вписывания в габарит подвижного состава; $F_{\text{габ}}$ – площадь пола платформы, транспортера, определенная по линейным размерам вагона, установленным путем вписывания в габарит подвижного состава; $U_{\text{уопт}}, f_{\text{уопт}}$ – удельный соответственно оптимальный объем и оптимальная площадь пола при заданном грузообороте вагона.

Максимальная грузоподъемность вагона, определяемая исходя из конструкции и состояния железнодорожного пути,

$$P_{\max} = \frac{P_0 m_0}{1 + K_T},$$

где P_0 – допускаемая осевая нагрузка, т.е. вертикальная статическая нагрузка от одной колесной пары на рельсы; m_0 – количество колесных пар вагона; K_T – технический коэффициент массы тары вагона (коэффициент тары).

В настоящее время предельная осевая нагрузка на ось $P_{\max} = 23,25$ кН, в ближайшей перспективе она может возрасти до 25 кН по мере увеличения мощности железнодорожного

пути, которая определяется в основном типом рельсов, эпюрой шпал, видом балласта.

При ограниченных возможностях увеличения осевой нагрузки и уменьшения коэффициента K_T с целью повышения грузоподъемности вагона необходимо увеличивать его оснoсть. Поэтому в нашей стране осуществлен переход от двухосных вагонов к четырех- и восьмиосным, у которых грузоподъемность $P_{\max} = 120...135$ т в зависимости от типа.

Массой тары вагона называется собственная масса порожнего вагона. Одной из важнейших задач вагоностроительной промышленности является снижение этой величины. Это обусловлено не только большим расходом материалов (в основном металла) на постройку вагонов, но и, главным образом, значительными постоянными затратами на передвижение вагонов, которые возрастают с увеличением массы тары. При уменьшении массы тары вагонов повышается его грузоподъемность или уменьшается нагрузка от колесных пар на рельсы, если при этом не повышается грузоподъемность вагона, а также снижается сопротивление движению поезда, что при неизменной силе тяги локомотива позволяет увеличить скорость движения поезда или сократить расход электроэнергии топлива. Даже незначительное уменьшение массы тары одного вагона дает значительный эффект, что обусловлено массовостью вагонного парка. Однако снижение массы тары вагона должно происходить без ущерба для безопасности движения поездов и эксплуатационной надежности вагонов, что можно достигнуть следующими путями:

целесообразным выбором материалов для узлов вагона – применением низколегированных сталей, легких сплавов, пластиков, пластмасс и др.;

совершенствованием технологии изготовления и ремонта вагонов – улучшением качества поверхности, применением поверхностного упрочнения деталей, совершенствованием технологии литья и проката металла, повышением качества сварки, улучшением технологии изготовления и ремонта рессор и пружин рессорного подвешивания вагона, защитой металлических узлов вагона от коррозии и др.;

целесообразными конструктивными формами вагонов и их узлов – созданием цельнонесущего кузова с облегченной или частично удаленной хребтовой балкой, устранением излишних запасов прочности в деталях кузова,

уменьшением эксцентриситетов в узлах вагона, соединяющих несущие элементы, выбором оптимальных сечений прокатных профилей, облегчением колесных пар за счет применения полых осей, букс, рессорного подвешивания, рам тележек, деталей тормозного оборудования, снижением массы деталей внутреннего оборудования вагонов и др.;

снижением сил, действующих на вагон и его узлы за счет повышения статического прогиба рессорного подвешивания, обеспечения рациональных демпфирующих сил, а также поперечной устойчивости рессорного подвешивания, за счет уменьшения массы необремененных частей вагона и устранения дефектов колесных пар, снижения центра массы вагона и уменьшения его смещений в железнодорожной колее, снижением продольных нагрузок и др.

Для обеспечения меньшей массы тары вагона большое значение имеет совершенствование методов расчета и испытаний вагонов и его узлов: достоверная оценка фактических нагрузок на вагон, напряженного состояния деталей вагона, а также правильный выбор запаса прочности и др.

Эффективность снижения массы тары вагона оценивается техническим, погрузочным и эксплуатационным коэффициентами тары. **Технический или конструктивный коэффициент тары** является отношением массы тары вагона к его грузоподъемности. **Погрузочный коэффициент тары** представляет собой отношение массы тары вагона к фактически используемой его грузоподъемности, оцениваемой коэффициентом использования грузоподъемности вагона, который у универсальных грузовых вагонов в эксплуатации всегда меньше единицы (в среднем 0,85). **Эксплуатационный коэффициент тары** учитывает пробег вагона в груженом и порожнем состоянии:

$$K_3 = T(1 + \alpha_{\text{пор}}) / \bar{P}_{\text{дин}},$$

где $\alpha_{\text{пор}}$ – коэффициент порожнего пробега универсального вагона, равный отношению порожнего пробега к груженому пробегу; $\bar{P}_{\text{дин}}$ – средняя динамическая нагрузка универсального вагона;

$$\bar{P}_{\text{дин}} = \frac{\sum a_i l_i}{\sum a_i l_i / P_{ci}},$$

где a_i – доля i -го груза в общем объеме грузов, перевозимых в данном вагоне; l_i – расстояние перевозки i -го груза; P_{ci} – статическая нагрузка, создаваемая i -м грузом. Она определяется количеством данного груза, которое загружается в вагон; $P_{ci} = P \lambda_i$; λ_i – коэффициент использования грузоподъемности P вагона.

Средняя статическая нагрузка для данного универсального вагона, в котором перевозятся грузы с различным удельным весом,

$$\bar{P}_c = \frac{\sum a_i}{\sum a_i / P_{ci}}.$$

Удельный объем кузова – это отношение полезного объема кузова вагона к его грузоподъемности. **Удельной площадью пола** называется отношение полезной площади пола к его грузоподъемности. От этих показателей зависит степень использования его полезного объема и грузоподъемности, а следовательно, себестоимость перевозок, размер и стоимость вагонного парка, необходимого для данного объема перевозимых грузов.

При перевозке в вагоне одного вида груза с определенным удельным весом ρ целесообразный (оптимальный) удельный объем ϑ_y и удельная площадь f_y определяются по формулам:

$$\vartheta_y = \frac{1}{\varphi \rho}; \quad f_y = \frac{1}{\varphi \rho H},$$

где φ – коэффициент использования геометрического объема кузова; у крытых и изотермических вагонов $\varphi < 1$; у цистерн $\varphi = 1$; у полувагонов с загрузкой шапкой (выше верхних обвязок кузова) $\varphi > 1$; H – высота погрузки груза.

При перевозке в вагоне грузов различных видов с различным удельным весом оптимальные удельный объем кузова и удельная площадь пола вагона находятся из зависимостей приведенных затрат на постройку и эксплуатацию вагона. Зависимость приведенных затрат $C_{\text{пр}}$ от удельного объема ϑ_y показана на рис. 7.1.1. При этом изменяются средние значения коэффициента использования грузоподъемности вагона $\bar{\lambda}_v$ и масса тары T вагона. Аналогично определяется оптимальная

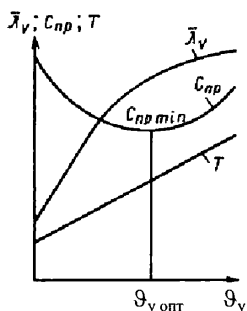


Рис. 7.1.1. Зависимости средних приведенных затрат $C_{пр}$, коэффициента использования грузоподъемности $\bar{\lambda}_v$ и массы тары вагона T от удельного объема кузова θ_y

удельная площадь вагона. Среднее значение коэффициента

$$\bar{\lambda}_v = \frac{\sum a_{и} + \sum a_{н}}{\sum a_{и} + \frac{1}{\theta_y} \sum a_{н} \theta_{у.г}},$$

где $a_{и}$ — удельное значение в грузообороте грузов, для которых $\theta_y \geq \theta_{у.г}$, т.е. использующих грузоподъемность вагона при данном θ_y ; $a_{н}$ — удельное значение в грузообороте грузов, для которых $\theta_y < \theta_{у.г}$, т.е. не использующих грузоподъемность вагона при данном θ_y ; $\theta_{у.г}$ — удельный объем груза. Критерием оптимизации θ_y является минимум $C_{пр}$.

Для крытых четырехосных универсальных грузовых вагонов целесообразно иметь удельный оптимальный объем кузова $2 \text{ м}^3/\text{т}$, при котором среднее использование грузоподъемности вагона оставляет 85 %.

Погонная нагрузка брутто q_n представляет собою отношение массы брутто вагона к его длине между осями сцепления. **Погонной нагрузкой нетто** называется отношение грузоподъемности вагона к расстоянию между осями сцепления вагона, а **средней погонной нагрузкой нетто** — отношение средней динамической нагрузки вагона к расстоянию между осями сцепления вагона.

Повышение средней погонной нагрузки нетто при неизменной длине станционных путей позволяет увеличить полезную массу поезда, а следовательно, провозную способность железных дорог и отдалить затраты на развитие их провозной способности. Увеличение погонной нагрузки брутто приводит к повышению массы брутто поезда при неизмен-

ной его длине. Например, масса брутто поезда, сформированного из восьмиосных полувагонов с погонной нагрузкой брутто $8,6 \text{ т/м}$, на 37 % больше, чем поезда, сформированного из четырехосных полувагонов с погонной нагрузкой брутто $6,3 \text{ т/м}$, при одинаковой их длине.

С ростом погонной нагрузки вагонов значительно снижаются капитальные вложения и себестоимость перевозок. Например, увеличение погонной нагрузки брутто от 6 до 8 т/м обеспечивает сокращение эксплуатационных расходов на 6 % на однопутных линиях и на 5 % на двухпутных линиях. Допускаемая погонная нагрузка брутто определяется в основном прочностью мостов, и устройством некоторых участков железнодорожного пути и для основных типов грузовых вагонов общесетевого обращения она составляет $10,5 \text{ т/м}$. При этом значении погонной нагрузки брутто q_n оптимальная грузоподъемность для полувагонов, вписанных в габарит подвижного состава $T, P = 135 \dots 165 \text{ т}$, а при габарите подвижного состава $1-T, P = 125 \dots 150 \text{ т}$ (рис. 7.1.2).

Основными технико-экономическими параметрами пассажирских вагонов являются:

- отношение массы тары вагона к числу мест для пассажиров;
- отношение массы тары вагона к его общей длине (по осям сцепления автосцепок);
- эксплуатационные расходы, связанные с передвижением, ремонтом и содержанием вагона в эксплуатации;
- конкурентоспособность.

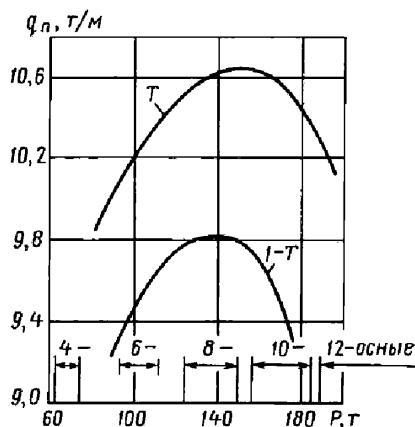


Рис. 7.1.2. Зависимости погонной нагрузки q_n полувагона от его грузоподъемности P при габаритах подвижного состава T и $1-T$

Эти показатели существенно зависят: от назначения вагона, его конструкции, наличия и массы устройств, обеспечивающих удобства для пассажиров; от материалов, применяемых для постройки вагона, и др. Не всегда минимальная цена проездного билета является определяющим условием поездки пассажира. Важное значение имеют требуемый комфорт, а также скорость поезда и удобство расписания движения поездов.

7.1.3. НОРМЫ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ

При конструировании вагонов с целью обеспечения их прочностных свойств, надежности, устойчивости в рельсовой колее, динамических качеств с точки зрения безопасности движения и плавности хода вагона используются нормативы для расчета вагонов отечественных железных дорог колеи 1520 мм (несамоходных) [7].

В соответствии с нормами, поставляемые железнодорожному транспорту вагоны должны обеспечивать наибольшие удобства при их техническом обслуживании и ремонте с наименьшими затратами, иметь устройства и условия для обеспечения правил техники безопасности, противопожарных требований, санитарно-гигиенических норм для пассажиров и обслуживающего персонала.

При проектировании вагонов учитываются:

- современные и перспективные условия эксплуатации;

- требования по улучшению динамических качеств вагонов и их воздействия на железнодорожный путь;

- необходимость обеспечения прочностных свойств и коррозионной стойкости элементов конструкции;

- рекомендации по надежности вагона, его безотказности и ремонтпригодности;

- снижение массы тары вагона, выбор рациональных геометрических сочетаний несущих элементов;

- условия механизации и автоматизации погрузочно-разгрузочных операций;

- требования по унификации и стандартизации узлов и деталей вагонов, сохранности перевозимых грузов.

Нормами установлена масса поездов с грузовыми вагонами до 10 тыс. т, а с пассажирскими до 2 тыс. т. Разрешается включать порожние пассажирские и служебные вагоны в

грузовые поезда массой до 50 тыс. т при следовании к месту назначения после постройки или ремонта, а также к месту ремонта.

Проектирование перспективных вагонов и расчет их конструкций должен производиться с учетом конструкционной скорости движения: 120 км/ч для грузовых; 140 км/ч для рефрижераторных; 160 км/ч для типовых пассажирских и 200 км/ч и выше для высокоскоростных пассажирских вагонов. Максимальная осевая нагрузка устанавливается по техническим требованиям ОАО РЖД: для типовых грузовых вагонов 232,5 кН по существующей мощности пути; для специализированных грузовых вагонов 250 кН. Предельная погонная нагрузка брутто установлена 10,5 т/м от всего вагона и 17,1 т/м от тележки. Вагоны, имеющие большие значения осевой и погонной нагрузки, проектируются по специальным техническим требованиям, согласованным с ОАО РЖД.

При оценке нагруженности вагонов, их узлов регламентируются все основные и дополнительные силы, действующие на вагон в эксплуатации. К основным силам относятся:

- вес тары и груза (грузоподъемность);

- силы инерции, возникающие при колебаниях вагона при движении его по неровностям железнодорожного пути;

- силы, возникающие при движении вагона по переходным круговым кривым и стрелочным переходам;

- продольные силы волнового или ударного характера в горизонтальной продольной плоскости при различных режимах движения поезда, маневровой работе и при торможении; аэродинамические силы (давление ветра).

К дополнительным силам относятся:

- от распора сыпучих и навалочных грузов, действующие на боковые стены кузова крытых вагонов и полувагонов;

- от гидравлического удара в котлах цистерн;

- от давления жидкостей и газов в котлах цистерн, в грузовых емкостях бункерных вагонов.

Все перечисленные силы по их приложению к вагону делятся на: вертикальные, поперечные (боковые), продольные, самоуравновешивающиеся (вертикальные кососимметричные, горизонтальные от распора сыпучих грузов и др.). При оценке нагруженности вагона учитываются также следующие силы: действующие при механизированной нагрузке и выгрузке; внешние, действующие на вагон при

постройке и ремонте; внутренние, возникающие при постройке и ремонте от использования основных технологических факторов; действующие на вагон при его перевозках на морских паромках; от колебаний навесного разгрузочного оборудования.

Расчетные режимы. Нормами установлены два основных и один дополнительный расчетные режимы.

Первому расчетному режиму для грузовых вагонов соответствуют следующие силы: возникающие при трогании с места состава повышенной массы и длины и при его осаживании; при производстве маневровых работ; при экстренном торможении поездов, движущихся с малыми скоростями. Для пассажирских вагонов учитывают силы, возникающие при маневрах и аварийном соударении, при столкновении вагонов во внештатной ситуации, а также при аварийном рывке или толчке вагона, движущегося в составе грузового поезда.

Основным требованием этого режима является исключение появления остаточных деформаций узлов или деталей вагона при действии достаточно резкого сочетания экстремальных значений нагрузок. Продольные сжимающие силы при этом режиме принимаются для грузовых вагонов при действии соответственно квазистатической сжимающей силы и сил при ударе в автосцепку 3 и 3,5 МН, для изотермических вагонов, хоппер-дозаторов и вагонов-самосвалов (думпкаргов) – соответственно 2,5 и 3 МН; для пассажирских вагонов всех типов – 2,5 МН в обоих случаях действия сжимающей силы, а продольные растягивающие силы при их квазистатическом действии и при рывке – 2,5 МН для грузовых вагонов и 1,5 и 2 МН для пассажирских. Время действия сил удара и рывка принимается 0,3 с. При расчете по первому расчетному режиму допускаемые напряжения выбирают близкими к пределу текучести или пределу прочности в зависимости от свойств материала и характера приложения нагрузки (ударный или волновой процесс).

Второй расчетный режим устанавливается для вагонов отдельных типов, необходимость проведения расчета указывается в техническом задании на проектирование. При расчетах учитывают силы, создающие неблагоприятное сочетание нагрузок для вагона данного типа (при ремонтных операциях, погрузочно-разгрузочных работах и др.). В основном этот режим предусмотрен для пасса-

жирских вагонов, следующих в грузовых поездах на расчетном подъеме (12,5 %) железнодорожного пути. Продольная растягивающая сила принимается 1,5 МН.

Третьему расчетному режиму соответствуют силы, возникающие в эксплуатации при движении вагона в составе поезда по прямому, кривым участкам пути и стрелочным переводам с допускаемой скоростью движения, вплоть до конструкционной при периодических регулировочных служебных торможениях, умеренных (при незначительном изменении ускорений) рывках и толчках, нормальной работе механизмов и узлов грузовых и пассажирских вагонов.

Основным требованием этого режима является исключение усталостного разрушения узла или детали вагона при возникновении достаточно частых возможных сочетаний умеренных по значению нагрузок, соответствующих нормальной работе вагона в поезде. При этом расчетном режиме максимальные продольные растягивающие и сжимающие силы для грузовых вагонов основных типов, изотермических вагонов, хопперов-дозаторов, думпкаргов и пассажирских вагонов принимаются равными 1 МН. Допускаемые напряжения при прочностных расчетах определяются исходя из пределов выносливости материала с учетом совместного действия квазистатических, вибрационных, ударных сил, влияния коррозии металла несущих элементов вагона.

Продольные, вертикальные, боковые и самоуравновешенные силы для расчета на прочность вагонов по допускаемым напряжениям выбирают в соответствии с расчетными режимами в следующих сочетаниях.

1. Для грузовых вагонов по первому расчетному режиму:

продольные силы в соответствии с требованиями расчетного режима;

вес (от массы брутто вагона) с вертикальной добавкой от продольной силы инерции кузова, которая определяется при продольной силе 3,5 МН для грузовых вагонов, 3 МН для изометрических вагонов, хоппер-дозаторов, думпкаргов; при суммировании с весом учитывается в размере 100 %;

боковые силы – поперечная составляющая от продольной квазистатической силы, которая при сжатии и растяжении поезда принимается соответственно 3; 3,5 МН для грузовых вагонов и 2,5 МН (растягивающая и сжимающая силы) для изотермических вагонов, хоппер-дозаторов, думпкаргов;

самоуравновешенные нагрузки – силы распора грузов учитываются только для вагонов, предназначенных для перевозки сыпучих и скатывающихся грузов, а силы внутреннего давления – для цистерн и отдельных типов специализированных вагонов.

2. Для грузовых вагонов по третьему расчетному режиму:

продольные силы в соответствии с требованиями расчетного режима;

вес (от массы вагона брутто) и вертикальная динамическая сила при конструкционной скорости движения, которая определяется как произведение статической силы и коэффициента динамической добавки вертикальных сил;

боковые нагрузки от центробежной силы вагона при движении по кривым участкам пути и силы ветра;

самоуравновешенные нагрузки – силы распора груза, внутреннего давления жидкости в котле цистерн, вертикальные кососимметричные, учитываемые соответственно при прочностных расчетах вагонов, предназначенных для перевозки сыпучих и скатывающихся грузов, наливных и газообразных грузов, а также длиннобазных вагонов (более 16 м).

3. Для пассажирских вагонов по первому расчетному режиму:

продольные нагрузки в соответствии с требованиями этого расчетного режима;

вес (от массы брутто вагона) и вертикальная добавка от продольной силы инерции;

боковые нагрузки – поперечная составляющая продольной квазистатической силы, определяемой при действии сжимающих продольных сил 2,5 МН и растягивающих 1,5 МН.

4. Для пассажирских вагонов по третьему расчетному режиму:

продольные силы в соответствии с требованиями этого расчетного режима;

вес (от массы брутто вагона) и вертикальная динамическая нагрузка при конструкционной скорости движения.

Для пассажирских вагонов при расчетах по первому и третьему режимам самоуравновешенные силы не учитываются. Вертикальные кососимметричные силы используются при расчетах на прочность тележек пассажирских вагонов по третьему расчетному режиму.

При прочностных расчетах в соответствии с нормами статическая нагрузка от массы брутто-вагона, действующая на отдельные узлы и детали вагона,

$$P_{\text{ст}} = \frac{P + T - P_{\text{и}}}{m},$$

где P – грузоподъемность вагона; T – масса тары вагона; $P_{\text{и}}$ – вес частей и укрепленного на них оборудования, через которое статическая нагрузка передается от рассчитываемой детали вагона на рельсы; m – число одинаковых параллельно нагруженных деталей или частей вагона.

Статическая нагрузка, действующая на рессорный комплект тележки грузового вагона, для тележек:

двухосной

$$P_{\text{ст}} = \frac{1}{4}(P + T - 2P_{\text{т}} + 2P_{\text{нб}});$$

четырёхосной

$$P_{\text{ст}} = \frac{1}{8}(P + T - 4P_{\text{т}} + 4P_{\text{нб}} + 2P_{\text{сб}}),$$

где $P_{\text{т}}$ – вес двухосной тележки; $P_{\text{нб}}$ – вес надрессорной балки двухосной тележки; $P_{\text{сб}}$ – вес соединительной балки четырехосной тележки.

Для пассажирских вагонов статическая нагрузка, действующая на центральный рессорный комплект,

$$P_{\text{ст}} = \frac{1}{4}(P_{\text{ин}} + T - 4P_{\text{кп}}),$$

где $P_{\text{ин}}$ – полезная нагрузка; $P_{\text{кп}}$ – вес колесной пары с буксовыми узлами.

Полезная нагрузка пассажирского вагона рассчитывается как произведение расчетной населенности вагонов на массу пассажира с багажом (100 кг в поездах дальнего следования и 70 кг в межобластных поездах). Для вагонов дальнего следования полезная нагрузка определяется по наибольшему числу мест, предусмотренных при эксплуатации вагонов: для вагонов местного сообщения – по проектному числу мест для сидения и числу стоящих пассажиров (пять пассажиров на 1 м² свободной площади пола вагона, включая тамбуры и проходы); для двухэтажных и пассажирских вагонов для второго этажа – по проектному числу мест для сидения и числу стоящих пассажиров (четыре человека на 1 м² свободной площади пола вагона).

Вертикальная динамическая нагрузка определяется приближенно путем умножения статической нагрузки на коэффициент динамической добавки вертикальных сил, который находится по эмпирической формуле на основании теории вероятности:

$$K_{\text{дв}} = \frac{\bar{K}_{\text{дв}}}{\beta} \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln \frac{1}{1 - P(K_{\text{дв}})}}, \quad (7.1.1)$$

где $\bar{K}_{\text{дв}}$ – среднее вероятное значение коэффициента; β – параметр распределения; $\beta = 1,13$ для грузовых вагонов; $\beta = 1$ для пассажирских вагонов; $P(K_{\text{дв}}) = 0,97$ – вероятность распределения случайных значений коэффициента $K_{\text{дв}}$.

Значение $\bar{K}_{\text{дв}}$ определяется по формулам при $v \leq 15$ м/с

$$\bar{K}_{\text{дв}} = av / 15; \quad (7.1.2)$$

при $v > 15$ м/с

$$\bar{K}_{\text{дв}} = a + 3,6 \cdot 10^{-4} b \frac{v - 15}{f_{\text{ст}}}, \quad (7.1.3)$$

где a – коэффициент; $a = 0,05$ для элементов кузова; $a = 0,1$ для обрессоренных частей тележки; $a = 0,15$ для необрессоренных частей тележки; b – коэффициент, учитывающий влияние числа колесных пар n в тележке или группы тележек; $b = \frac{n+2}{2n}$; $f_{\text{ст}}$ – статический прогиб рессорного подвешивания, м.

Формула (7.1.3) справедлива для $f_{\text{ст}} \geq 0,015$ м тележек с фрикционным гасителем колебаний при скорости движения $v < 120$ км/ч.

Поперечная (рамная) сила H_p , действующая от колесной пары на раму тележки, определяется на основании теории вероятности по формуле:

$$H_p = \bar{H}_p \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln \frac{1}{1 - P(H_p)}},$$

где \bar{H}_p – среднее вероятное значение рамной силы; $\bar{H}_p = P_{\text{ст}} b \delta (5 + v)$; $P_{\text{ст}}$ – расчетная осевая нагрузка; $P(H_p) = 0,97$ – вероятность распределения случайных величин; δ – коэффициент, учитывающий тип ходовых частей вагона; $\delta = 0,003$ для грузовых вагонов; $\delta = 0,0015$ для пассажирских вагонов с люле-

ным рессорным подвешиванием; $\delta = 0,002$ для изотермических вагонов с тележками типа КВЗ-И2; v в м/с.

В кривых участках пути боковая сила, непогашенная возвышением наружного рельса h ,

$$H_{\text{нп}} = \left(\frac{v^2}{gR} - \frac{h}{2S} \right) P_{\text{бр}} = \eta_{\text{нп}} P_{\text{бр}},$$

где R – радиус кривой; $2S = 1580$ мм – расстояние между кругами катания колес колесной пары; $P_{\text{бр}}$ – вес вагона (брутто); $\eta_{\text{нп}} = 0,075$ для грузовых вагонов, $\eta_{\text{нп}} = 0,1$ для пассажирских и изотермических вагонов.

Боковая сила, вызванная давлением ветра на боковую поверхность вагона,

$$H_b = wF,$$

где $w_b = 500$ Н/м² – удельное давление ветра; F – площадь боковой проекции вагона (с учетом поверхности очертания груза, перевозимого в открытых вагонах).

Равнодействующая силы ветра приложена в геометрическом центре площади боковой проекции кузова вагона с грузом и тележек. Эта сила учитывается только при расчетах на устойчивость вагона от поперечного опрокидывания.

Продольная сила инерции отдельных узлов, деталей и масс вагона

$$N_i = N \frac{m_i}{m_{\text{бр}}},$$

где N – продольная растягивающая или сжимающая сила, приложенная к автосцепке; m_i – масса i -го узла детали, груза, для которого определяется продольная сила; $m_{\text{бр}}$ – масса брутто вагона.

Значения N_i можно также определить по нормированным значениям продольных ускорений a_i узлов, деталей, отдельных масс:

$$N_i = m_i a_i.$$

Для первого расчетного режима при рывках, ударах и экстренном торможении значения ускорения $a_i = (2; 2,5; 3,5)g$ соответственно для восьми-, шести- и четырехосных грузовых вагонов и $a_i = (3; 4,5)g$ соответственно для изотермических и пассажирских вагонов. Для

третьего расчетного режима принимают $a_i = (0,6; 0,8; 1)g$ соответственно для восьми-, шести- и четырехосных грузовых вагонов, $a_i = (1,1; 4,5)g$ соответственно для изотермических и пассажирских вагонов, следующих в грузовых поездах. При повышенных скоростях движения с полным служебным и ступенчатым торможениями значения принимают $a_i = 0,2g$ для вагонов всех типов.

От действия продольной силы инерции кузова вагона к вертикальным динамическим силам добавляются силы, действующие на тележку:

$$P_{\text{дв}} = N_{\text{к}} \frac{h_{\text{к}}}{2l},$$

где $N_{\text{к}}$ – продольная сила инерции кузова с грузом; $h_{\text{к}}$ – расстояние от центра массы кузова вагона до продольной оси автосцепки; $2l$ – база вагона (расстояние между точками опирания кузова на тележки).

Высота центра груженого кузова вагона от оси колесной пары принимается 1,7 м для пассажирских одноэтажных вагонов, 2,3 м для двухэтажных пассажирских вагонов и 2 м для грузовых и изотермических вагонов.

Вагоны, предназначенные для эксплуатации на железных дорогах с шириной колеи 1520 и 1435 мм (железные дороги Западной Европы), должны рассчитываться на продольные силы взаимодействия с подвижным составом с буферами. При расчетах по первому расчетному режиму принимается продольная сжимающая сила 1 МН на каждый буфер, а по третьему – 0,5 МН на каждый буфер и 0,4 МН на буфера, расположенные по диагонали вагона.

Для расчета котла цистерны на прочность наибольшее расчетное внутреннее давление определяется как сумма давлений паров перевозимой жидкости или газа, создаваемого гидравлическим ударом жидкости в днище котла. Оболочку котла цистерны необходимо проверять на устойчивость при образовании вакуума в котле, возникающего при нижнем сливе груза и закрытом верхнем наливном колпаке или при быстром охлаждении паров жидкости после налива в котел горячего нефтехимического груза и неисправном выпускном предохранительном клапане. Расчетное значение избыточного внешнего давления при вакууме для проверки устойчивости оболочки котла принимается равным 50 КПа.

7.1.4. ИСПЫТАНИЯ ВАГОНОВ

Современный вагон представляет собою сложную статически неопределимую конструкцию, на которую действуют разнообразные эксплуатационные нагрузки служебного характера. Поэтому расчетным путем можно определить приближенно, с учетом ряда допущений в расчетных схемах и алгоритмах расчетов, характеристики вагонов и размеры отдельных их деталей. Некоторые элементы вагонов вследствие их высокой сложности или действия случайных динамических сил вообще не рассчитывают, а их размеры и прочность определяют на основании опытных данных измерением напряжений в элементах натурных вагонов и сравнением этих напряжений с допускаемыми, установленными нормами расчета и проектирования вагонов.

Для создания рациональной надежной конструкции вагона предусматриваются также экспериментальные исследования, которые, как правило, являются завершающим этапом в создании вагона нового типа. Экспериментальные исследования (испытания) проводятся также при модернизации существующих в эксплуатации вагонов, а также для дальнейшего развития и совершенствования теории их проектирования, изучения особенностей поведения в эксплуатации тех или иных узлов и деталей вагонов при высоких скоростях движения и осевых нагрузках.

В процессе отработки новой конструкции вагона и на стадии проектирования и выбора его основных рациональных параметров и характеристик параллельно с расчетами проводятся экспериментальные исследования в лабораториях на моделях, макетах, натурных узлах и опытных образцах вагонов.

Экспериментальные исследования (испытания) подразделяются на лабораторные, стендовые, динамические поездные и испытания по воздействию на железнодорожный путь натурных вагонов на эксплуатируемых участках железнодорожного пути различного состояния или на специально приспособленных для этих целей испытательных полигонах.

Испытания в процессе отработки новой конструкции вагона проводятся разработчиками, которыми, как правило, являются вагоностроительные заводы, и поэтому они называются заводскими испытаниями и проводятся специалистами вагоностроительных заводов или отраслевого научно-исследовательского

института вагоностроения, например, ОАО "НИИвагоностроения". Контрольные и окончательные приемочные испытания выполняются заказчиком постройки вагонов совместно с разработчиками и отраслевым научно-исследовательским институтом, например, ФГУП ВНИИЖТ.

Объем и степень подробности испытаний зависят от того, на каком этапе создания конструкции вагона они выполняются. Наиболее полно и разносторонне проводятся испытания образцов вагонов новых типов и менее полно – контрольные приемосдаточные испытания. Ценность любых испытаний во многом зависит от правильно разработанной методики испытаний, в которой должны быть отражены и обоснованы: цель испытаний; способы подготовки вагона к испытаниям; режимы силовых нагрузок; порядок проведения испытаний; способы приложения экспериментальных нагрузок на стендах, моделях и необходимое для этого оборудование и приспособления; измерительно-регистрирующие приборы для определения сил, напряжений, деформаций, относительных перемещений деталей и узлов вагона на каждом этапе испытаний; места и порядок установки измерительных приборов на испытуемом узле или детали вагона; методы обработки результатов испытаний и применяемая аппаратура для автоматизированной обработки опытных данных по заранее разработанному специальным методикам.

Лабораторные и стендовые испытания. Конкретные цели лабораторных испытаний многообразны. Чаще всего проводится сопоставление результатов расчетов и испытаний с целью уточнения расчетной схемы проектируемого вагона и оптимизации его технико-экономических параметров. Оборудование для лабораторных испытаний разнообразно и выбор его зависит от конкретных задач испытаний, поставленных в процессе проектирования и отработки конструкции вагона. Например, для испытаний на долговечность вплоть до разрушения надрессорных балок и боковых рам двух- или четырехосных грузовых тележек применяются специальные вибростенды, работающие в автоматическом режиме по заданной программе.

Стеновыми испытаниям подвергают отдельные узлы и опытные вагоны в целом [4, 5]. В практике отечественного и зарубежного вагоностроения применяется следующее стеновое оборудование для испытаний отдельных узлов и вагона в целом:

стенды или катковые испытательные станции для изучения колебаний вагона с целью отработки типа и параметров рессор и гасителей колебаний и оценки прочности кузова вагона. Более совершенные стенды и катковые станции оборудуются специальными устройствами, с помощью которых можно управлять процессом возбуждения плоских и пространственных колебаний вагона по заранее заданной программе. К таким катковым станциям относится, например, станция в Витри на Сене (Франция) и станция "Арсенал" (Австрия) с холодильными камерами;

стенды для испытания буксового и центрального рессорного подвешивания, для испытаний и снятия характеристик, параметров фрикционных и гидравлических гасителей колебаний вагонов;

стенды для испытания отдельных узлов, элементов, деталей вагона или уменьшенных моделей вагонов с целью определения закона распределения напряжений в деталях и узлах или характеристик параметров вагона;

стенды и копры для испытания поглощающих аппаратов автосцепки и снятия их характеристик (хода, энергоемкости, наибольшей силы полного сжатия, показателя заклинивания, долговечности и прочности, силовой диаграммы и др.);

копровые установки для испытания узлов и деталей вагона на повторные ударные нагрузки для оценки их выносливости или долговечности от действия эксплуатационных ударных нагрузок, например, при маневрах на сортировочных горках;

стенды-горки для испытания натуральных вагонов на соударения для уточнения расчетных схем нагружения элементов вагона при их динамическом взаимодействии в продольной горизонтальной плоскости и отработки конструкции и характеристик поглощающих аппаратов автосцепки;

стенды для испытания натуральных вагонов на продольные растягивающие и сжимающие силы;

передвижной динамометрический вагон-стенд (опытный вагон) с переменными массами, моментами инерции, положениями центра массы вагона, а также с тележками, в которых могут быть смонтированы гасители колебаний различного типа и рессорные комплекты с различными характеристиками.

Катковый стенд обычно размещается в отдельном или специально оборудованном поме-

шении 5 с железнодорожным путем (рис. 7.1.3). Он снабжен массивным виброзащитным фундаментом и мощным приводом в виде колесомоторных блоков 1 (вращателей), на которые устанавливается испытуемый вагон 4, который через автосцепку соединяется со стойкой 3 стенда. Передаваемые на колесные пары 2 вагона возмущения создаются в основном специальными неровностями на вращателях стенда и на колесных парах испытуемого вагона, а также дополнительно электрогидравлическими устройствами с серводвигателями и программным управлением.

Катковые стенды позволяют имитировать движение вагона со скоростями до 250... 300 км/ч и воспроизводить условия испытаний, близкие к эксплуатационным. Жесткость железнодорожного пути имитируется резиновыми прокладками между корпусами букс и их опорами. Рельсовая эстакада состоит из трубчатых стоек диаметром 200 мм, расположенных на расстоянии 1 м одна от другой.

В зависимости от целей испытаний вагона катковым стендом воспроизводятся те или иные возмущения и измеряются необходимые параметры и показатели с помощью измерительных приборов, установленных на вагоне в определенных местах и соединенных электрокабелями с регистрирующей и записывающей аппаратурой (усилителями, магнитофонами, осциллографами, компьютерами с числовым преобразователем), расположенной в отдельном стационарном помещении.

Стенд для испытания буксового рессорного подвешивания тележки имеет раму 1 (рис. 7.1.4), на которой размещены пульт управления 2 и фиксирующее устройство 3 тележки 4. Колесную пару с испытуемым буксовым рессорным подвешиванием устанавливают на поднимающийся участок рельса 5,

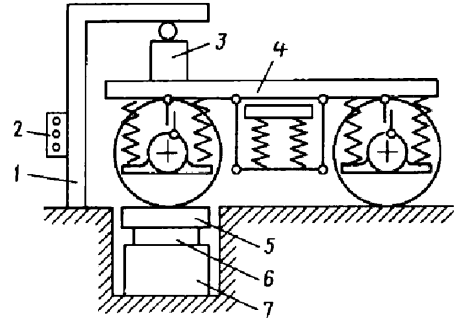


Рис. 7.1.4. Схема стенда для испытания буксового рессорного подвешивания

который через измерительное устройство 6 опирается на электродомкрат 7, под воздействием которого нагружается и разгружается периодически испытуемое буксовое рессорное подвешивание с одновременной записью измерительным устройством 6 силовой диаграммы нагрузки – прогиб, по которой определяют жесткость пружин и относительную силу трения фрикционного клинового гасителя колебаний в буксовом рессорном подвешивании пассажирской тележки типа КВЗ-ЦНИИ, как отношение силы трения при нагрузке или разгрузке рессорного комплекта к вертикальной нагрузке, действующей на рессорный комплект.

Для испытаний центрального рессорного подвешивания грузовой тележки моделей 18-100 (двухосной) и 18-101 (четырёхосной) применяется стенд (рис. 7.1.5), на раме 1 которого расположены пульт управления 2, записывающее устройство 3 и электродомкрат 4, на штоке 5 которого установлен измеритель 6 нажимного усилия, создаваемого домкратом, а также центрирующее устройство с пятником для посадки его на подпятник надрессорной

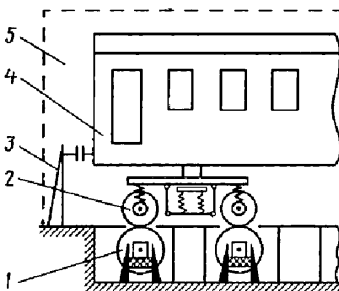


Рис. 7.1.3. Схема каткового стенда для испытания вагонов

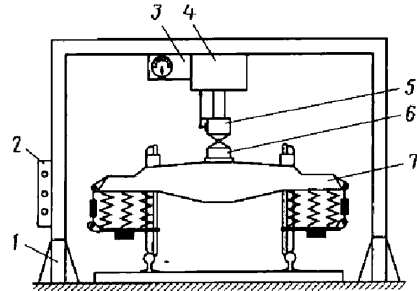


Рис. 7.1.5. Схема стенда для испытания рессорного подвешивания тележки мод. 18-100

балки 7 тележки. При испытании включаются домкрат и одновременно устройство, записывающее силовую диаграмму нагрузка – прогиб рессорного комплекта, по которой определяются жесткость и относительная сила трения рессорного комплекта при его нагружении и разгрузении. Полученные результаты измерения сопоставляются с расчетными данными.

Для более полной оценки работы фрикционного клинового гасителя колебаний грузовых тележек моделей 18-100 и 18-101 применяется стенд с кареткой 1 (рис. 7.1.6), в которой размещается рессорный комплект 2 с фрикционным клиновым гасителем колебаний. Каретка 1 обеспечивает вынужденные поперечные перемещения фрикционных клиньев гасителя колебаний с амплитудами 2...10 мм и частотой 1...5 Гц. Процесс перекрестного движения фрикционного клина, т.е. одновременное движение его в вертикальном и поперечном горизонтальном направлениях, исследуется при свободных колебаниях массы 3, имитирующей массу кузова вагона, с частотой 2...2,5 Гц. Имитация воздействия железнодорожного пути производится с помощью катка 4 и толкателя 5. (Стрелками показано перекрестное движение фрикционного клина гасителя колебаний.)

Сила трения гасителя колебаний в вертикальном направлении в зависимости от частоты поперечных перемещений фрикционного клина определяется по декременту свободных колебаний системы.

Испытания на моделях позволяют значительно сократить затраты при проектировании новых конструкций вагона и сократить время на создание опытного образца вагона новой конструкции. В стенде для испытания моделей элементов вагона на станине 1 установлены подвижные опоры 2, на которых монтируется

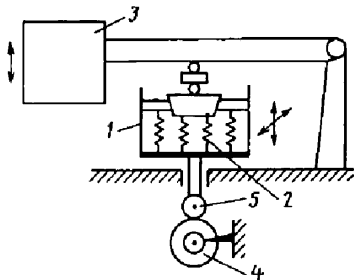


Рис. 7.1.6. Схема стенда для испытания фрикционного гасителя колебаний тележки мод. 18-100

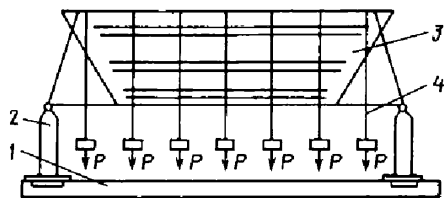


Рис. 7.1.7. Схема стенда для моделирования элементов вагона

плоская или пространственная модель испытуемого элемента вагона 3 разной длины и высоты (рис. 7.1.7). Силовое нагружение модели производится различными способами в зависимости от того, на действие какой силовой нагрузки испытывается модель элемента. При действии только вертикальной статистической нагрузки обычно используют специальные мерные грузы 4 определенной массы, имитирующие статистическую нагрузку, а при нагружении продольными растягивающими или сжимающими силами – специальные гидравлические прессы.

Испытания на прочность и устойчивость элементов металлической обшивки кузова вагона производится на стенде (рис. 7.1.8), состоящим из основания 1, соединенного со специальной рамкой 2, которая имитирует условия закрепления обшивки 3 на кузове вагона. Нагрузка на испытываемую обшивку кузова вагона создается гидроцилиндром 4.

Для испытания элементов и деталей тележки пассажирского вагона на вертикальные силы применяются электрические, гидравлические или пневматические стенды, на которых производятся исследования прочности надрессорных балок, боковых балок рамы тележки, люлечных подвесок и других деталей, например, тележки типа ТВЗ-ЦНИИ или ТВЗ-5 с двойным рессорным подвешиванием (надбуксовым и центральным) пассажирских вагонов. Несущая рама 1 стенда установлена на мощном фундаменте и имеет передвигаемые опоры для установки на них испытуемой тележки 3 (рис. 7.1.9), которая нагружается через

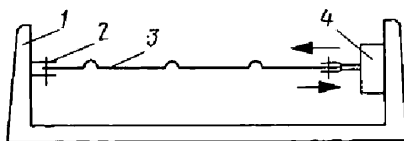


Рис. 7.1.8. Схема стенда для испытания металлической обшивки кузова

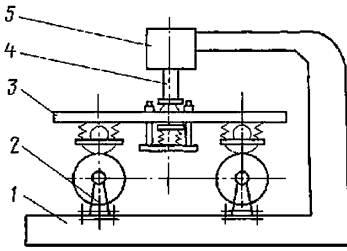


Рис. 7.1.9. Схема стэнда для испытания пассажирской тележки на вертикальные силы

измерительное устройство 4 для измерения прикладываемой к тележке вертикальной нагрузки с помощью пневматического гидравлического или электрического нагрузочного устройства. Подобные стэнды применяются также для исследования прочности отдельных деталей вагона с применением тензодатчиков (датчиков сопротивления) для определения напряжений в деталях.

При исследовании динамической прочности отдельных узлов и деталей вагона на многократные повторяющиеся удары применяются маятниковые копьевые ударные установки с одним или двумя маятниками. Одномаятниковый репетиционный копер типа УКМ-1 состоит из следующих узлов: маятника 1 (рис. 7.1.10) массой 8 т, подвешенного на тросах 2 к жесткой раме 3; пневматического толкателя 4 для возбуждения колебаний маятника 1; рамы 6, заделанной в железобетонный устой 7, для установки испытуемого узла 5. Энергия удара или скорость удара маятника регулируется изменением давления воздуха в пневмоцилиндре пневматического толкателя 4, под воздействием которого маятник 1 перемещается на тросах 2 из нижнего положения в крайнее верхнее, из которого возвращается в нижнее положение под действием силы тяжести при отсутствии сжатого воздуха в цилиндре толкателя, при этом маятник ударяет в испытуемый узел. Сила удара маятника достигает 500...2500 кН, а частота ударов 50 в 1 мин.

Для испытания, приработки и записывания диаграммы сила-деформация поглощающего аппарата автосцепки применяется специальный стэнд (рис. 7.1.11), состоящий из станины 1, пневмо- или гидроцилиндра 2, силоизмерительного устройства 3, записывающего устройства 4, рычажной системы 5, соединенной с испытуемым аппаратом 6 и с цилиндром 2. В процессе испытания на этом стэнде поглощающего аппарата производится сопоставление

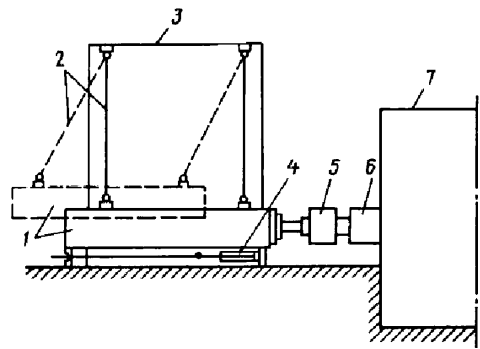


Рис. 7.1.10. Схема копьевого стэнда маятниковой конструкции

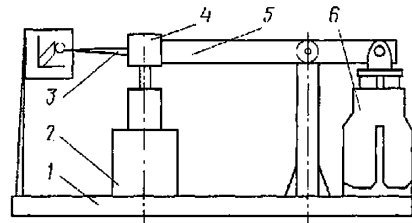


Рис. 7.1.11. Схема стэнда для испытания поглощающих аппаратов автосцепки

фактических полученных на стэнде диаграмм сила-деформация с нормативными расчетными диаграммами по развиваемой аппаратом максимальной силе, поглощаемой энергии, форме диаграммы, энергоемкости.

Для испытания натурных вагонов на продольные растягивающие и сжимающие силы применяется специальный гидравлический стэнд-пресс (рис. 7.1.12), состоящий из гидравлической станины 1, которая подает рабочую жидкость (масло) в гидроцилиндр 2, взаимодействующий с автосцепкой 3 испытуемого вагона 4, несущей прямоугольной рамы 5 с упорами 6 на поперечной балке 7, которая может передвигаться по длине станины с шагом 2 м с целью установки на стэнде вагонов различной длины. Давление в гидроцилиндре 2...50 МПа создается топливным насосом с приводом от электродвигателя. Гидравлическая станция обеспечивает плавное повышение и понижение давления масла и его постоянство в процессе испытаний. Смонтированная на стэнде-прессе электронная измерительная система обеспечивает одновременную регистрацию показаний тензодатчиков, с помощью которых определяются напряжения в 200 точках вагона. Максимальная продольная сила,

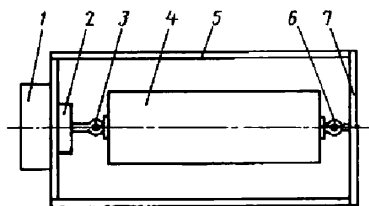


Рис. 7.1.12. Схема стэнда-пресса для испытания кузова вагона на продольные и вертикальные нагрузки

получаемая на стэнде-прессе, составляет 400 кН. На этом стэнде имеется также пневматическое устройство для испытания кузова вагона на вертикальную статическую нагрузку до 3000 кН.

Для испытания вагонов на продольные ударные нагрузки с целью оценки его напряженного состояния, проверки прочности и устойчивости вагона и его узлов при ударе в атосцепку с заданной продольной силой или скоростью соударения применяется стэнд-горка (рис. 7.1.13), имеющая рельсовый путь 2 с уклоном спуска 50 %, мощный П-образный упор 1 массой 5500 т, машинное отделение 3. Для испытания на растягивающие силы имеется траверса 5, прикрепленная жестко к испытуемому вагону 4. Подъем вагона на верх горки после удара в упор производится лебедкой, установленной в машинном отделении. Мощность электродвигателя лебедки 125 кВт, наибольшая сила тяги 140 кН. Время одного цикла испытаний при скорости соударения 25,2 км/ч равно 2 мин при массе испытываемых вагонов до 132 т и 3,5 мин при массе 132...264 т.

Динамические поездные испытания. Динамические поездные (ходовые) испытания [9] являются одним из основных этапов отработки конструкции вагона и оценки его динамических и прочностных качеств [6]. В зависимости от целей они бывают общединамическими и специальными.

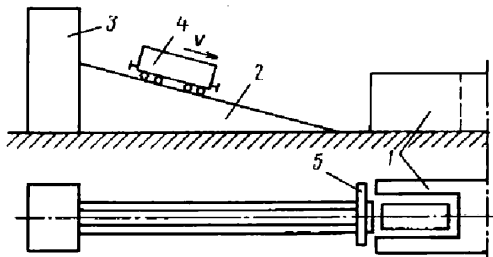


Рис. 7.1.13. Схема стэнда-горки для ударных испытаний вагонов

К общединамическим испытаниям относятся:

заводские, проводимые заводом-изготовителем для проверки работ отдельных узлов вагона и его конструкции в целом. По результатам этих испытаний дорабатывается опытный образец вагона;

приемочные поездные испытания, во время которых проверяется соответствие динамических качеств вагона требованиям заказчика вагонов и всем действующим нормам эксплуатации. При этих испытаниях определяются ходовые качества вагона (плавность хода, устойчивость против поперечного опрокидывания вагона в кривых, устойчивость колеса на рельсе), динамические силы, действующие на элементы вагона и железнодорожного пути, от которых зависит прочность и надежность вагона в длительной эксплуатации.

По результатам приемочных испытаний устанавливаются также пригодность вагона к эксплуатации на сети железных дорог России и стран СНГ и условия обращения на них вагонов. В частности, устанавливается допустимая скорость движения вагона, при которой обеспечиваются требуемые прочность, устойчивость и необходимая плавность хода вагона (в основном пассажирского) на прямых и кривых участках пути современной типовой конструкции верхнего строения пути, удовлетворяющего установленным нормам текущего содержания.

Кроме общединамических испытаний проводятся также следующие виды испытаний: специальные поездные (ходовые); тормозные по оценке эффективности тормозных систем вагона; на устойчивость вагона против выжимания из поезда продольными силами в тяжеловесных поездах; длительные для определения значений и характера распределения во времени динамических сил, действующих на вагон за время его длительной эксплуатации; по погрузочно-разгрузочным операциям с определением сил, возникающих в элементах конструкции грузового вагона при погрузке и выгрузке с применением специальных устройств (вагонопрокладывателей, грузоподъемных кранов, накладных вибраторов, виброинерционных разгрузочных установок и др.).

Методика проведения испытаний разрабатывается в зависимости от поставленной задачи и определяет порядок подготовки вагона к испытаниям, виды и объем измерительной аппаратуры и ее размещение на вагоне, режимы

нагружения испытуемого вагона, порядок проведения испытаний, характеристики опытного участка пути, методы обработки опытных данных и применяемую при этом аппаратуру.

Частоты собственных колебаний вагона и моменты инерции обрессоренной массы испытуемого вагона определяют перед началом динамических (ходовых) испытаний путем свободного перекатывания вагона через подложенные под колеса специальные клинья высотой 35...40 мм, устанавливаемые в определенном порядке для имитации подпрыгивания, галопирования и боковой качки кузова вагона. При падении колес с клиньев возникают собственные колебания кузова вагона на рессорном подвешивании, соответствующий анализ которых позволяет определять частоту, декремент затухания амплитуд колебаний и момент инерции обрессоренной массы вагона.

При динамических (ходовых) испытаниях вагонов специальными приборами измеряются и регистрируются следующие величины и процессы:

динамические прогибы рессорных комплектов;

вертикальные и поперечные (иногда продольные) горизонтальные ускорения кузова вагона в зоне пятника (для пассажирского вагона также в средней части кузова) и на раме тележки;

динамические напряжения в надрессорной балке и боковых рамах грузовых тележек, в боковых балках рамы и элементах рессорного подвешивания пассажирского вагона, в оси колесной пары и в диске колеса;

поперечные горизонтальные (рамные силы), действующие от колесных пар на раму тележки;

частоты и характер колебания вагона и его узлов (колебания кузова и рамы тележки, влияние тележки относительно кузова в рельсовой колее, взаимное забегание боковых рам грузовой тележки).

При динамических прочностных испытаниях измеряются динамические напряжения через деформацию в исследуемых элементах и узлах вагона и динамические силы, действующие при этом на исследуемые элементы и узлы вагона, а также вертикальные и поперечные горизонтальные ускорения элементов и узлов вагона.

По результатам динамических (ходовых) испытаний определяют следующие динамические показатели для оценки динамических качеств вагона:

коэффициент динамической добавки вертикальных сил по обрессоренной и необрессоренной массам вагона, представляющий собой отношение динамической силы или динамического напряжения к статической силе или статическому напряжению соответственно в надрессорной балке и боковой раме тележки;

поперечную горизонтальную (рамную) силу;

условный коэффициент горизонтальной динамики, представляющий собой отношение рамной силы к осевой нагрузке (нагрузке от массы брутто вагона от колесной пары на рельсы);

коэффициент динамической перегрузки рессорных комплектов вагона;

коэффициент запаса устойчивости колеса от вкатывания его гребнем на головку рельса с последующим сходом с головки рельса;

коэффициент запаса устойчивости рельсоопальной решетки пути от поперечного сдвига по балласту под воздействием рамной силы как отношение рамной силы к вертикальной нагрузке от колесной пары на рельсы;

коэффициент запаса поперечной устойчивости вагона в кривых от опрокидывания как отношение статической нагрузки колеса на рельс к дополнительной нагрузке колеса на рельс от центробежной силы и силы ветра;

показатель плавности хода вагона (обычно для пассажирских вагонов);

показатели кинематики узлов вагона (поворот тележки относительно кузова вагона, обгон или забегание боковых рам грузовой тележки, перемещение колесных пар относительно рамы тележки и рельсов, поперечный относ кузова и др.).

Динамические (ходовые) испытания на устойчивость вагона на рельсах, при которых не исключена возможность схода его с рельсов, или испытания со скоростями, существенно превышающими допустимые в эксплуатации, обычно проводятся на специальных полигонах. В этом случае на участках пути полигона создаются, как правило, искусственные неровности на обоих рельсах различного вида в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Амплитуда, характер и сочетание этих неровностей выбирают наиболее неблагоприятными для возбуждения интенсивных колебаний вагона при заданной определенной скорости его движения, но в пределах, допускаемых инструкцией по текущему содержанию пути, при которых отсутствует ограничение скорости движения.

При комплексных динамических испытаниях и испытаниях по воздействию вагона на путь выбирают, как правило, фиксированные прямые и кривые участки пути ограниченной длины, которые оборудуются соответствующими измерительными приборами для определения напряжений в рельсах, изгибов рельсов под воздействием поперечных сил со стороны вагона, напряжений на основной площадке земляного полотна, сил от рельсов на шпалы и балласт.

Максимальная скорость движения при испытаниях должна превышать проектную конструкционную скорость опытного вагона не менее чем на 15...20 км/ч.

Динамические ударные испытания грузовых вагонов, при которых продольные ударные силы прикладываются к раме вагона через автосцепку, проводят с целью определения динамических напряжений и их распределения в элементах рамы и кузова вагона, предельной допустимой продольной силы, при которой может произойти разрушение рамы или кузова вагона, а также оценки соответствия характеристик поглощающего аппарата автосцепки массе данного вагона и условиям его эксплуатации.

Ударные испытания могут проводиться с одиночным вагоном, который ударяется в группу заторможенных тормозными башмаками и автоматическими тормозами груженых вагонов, стоящих на прямом горизонтальном участке железнодорожного пути, или в который ударяется груженный вагон-боек при различной скорости соударения. Кроме того, испытания группы вагонов на действие продольных сил проводят при трогании грузового поезда с места, осаживании поезда, при торможении (служебном, экстренном) и при движении поезда по переломам профиля пути, т.е. при неустановившихся режимах движения грузового поезда.

При динамических испытаниях на соударение одиночного грузового вагона груженный вагон-боек накатывается на стоящий в группе вагонов испытуемый вагон, оборудованный измерительными приборами, локомотивом, который отцепляется от вагона-бойка при достижении им заданной скорости соударения (по скоростемеру локомотива). Уточненная скорость соударения вагона-бойка с испытуемым вагоном определяется по времени прохода им контрольного участка пути длиной 10 м, расположенного непосредственно перед стоящим испытуемым вагоном.

Сигналы от измерительных приборов на стоящем испытуемом вагоне поступают по электрическим кабелям с защитным экраном от электрических помех в вагон-лабораторию, стоящую на параллельном железнодорожном пути.

Для измерения продольной силы удара, передаваемой через корпус автосцепки на раму вагона, применяется динамометрическая автосцепка (рис. 7.1.14) с наклеенными на хвостовике вдоль оси действия продольной силы активными (рабочими) проволочными тензодатчиками 1 – 4 и компенсационными (температурными) проволочными тензодатчиками К1 – К4, наклеенными поперек оси действия продольной силы. Динамометрическая автосцепка отградуирована с помощью гидравлического пресса для определения соотношения между продольной силой и вызываемым ею напряжениям в хвостовике автосцепки в зоне упругости по показаниям тензодатчиков.

Кроме продольной силы удара измеряют также напряжения в элементах конструкции вагона с помощью тензодатчиков, продольные ускорения вагона с помощью ускоренимеров, относительные продольные и поперечные перемещения ударяющихся вагонов и деформации сжатия поглощающих аппаратов автосцепки с помощью реохордных прогибомеров, а также скорость соударения вагонов.

Статические прочностные испытания вагонов. Статический режим нагружения характеризуется однократным длительным приложением внешней нагрузки к узлам вагона, монотонно достигающей максимального значения. Основными задачами статических прочностных испытаний являются:

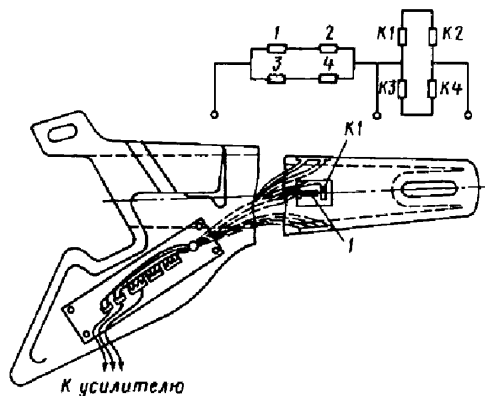


Рис. 7.1.14. Автосцепка-динамометр для измерения продольных сил

всестороннее исследование прочности новой конструкции вагона или прочности только его отдельных элементов или узлов в связи с частичным изменением конструкции вагона;

исследование устойчивости несущей конструкции вагона в целом или ее отдельных элементов;

проверка правильности и рациональности конструкторского решения;

проверка правильности применяемых расчетных схем вагона и результатов расчетов путем сопоставления их с результатами испытаний.

Режим нагружения вагона выбирают с учетом максимальных сил, возникающих в эксплуатации. При статических прочностных испытаниях основными силами являются: силы от вертикальной статической нагрузки (вес груза и тары вагона); продольные силы; силы скручивания кузова вагона, приложенные в плоскости шкворневых балок; силы от распора сыпучих грузов; гидростатическое давление жидкости и внутреннее давление газов в котле цистерны; силы, возникающие при разгрузке вагона на вагоноопрокидывателе; силы, возникающие в кузове вагона при подъеме домкратами при ремонте вагона, расположенными по диагонали под концами шкворневых балок или под одним концом шкворневой балки, или под лобовой (торцовой) балкой рамы кузова.

При статических прочностных испытаниях важное значение имеет правильный выбор мест наклейки тензодатчиков для измерения деформаций, по которым впоследствии определяются напряжения в элементах вагона. Тензодатчики должны наклеиваться в местах ожидаемых наибольших напряжений, в местах излишней металлоемкости конструкции вагона; в местах, позволяющих проверить расчетную схему и результаты расчетов; на наиболее ответственных элементах, от которых непосредственно зависит безопасность движения вагона. Направление установки тензодатчиков и их количество в каком-либо месте конструкции вагона зависит от вида напряженного состояния. При простом линейном напряженном состоянии достаточно в каждом исследуемом месте вагона установить один активный тензодатчик в направлении наибольших деформаций. В этом случае можно использовать измерительные схемы размещения тензодатчиков (активный A , компенсационный K), приведенные в табл. 7.1.1.

При плоском линейном напряженном состоянии могут быть два случая: 1) направление главных напряжений известно; 2) направление главных напряжений неизвестны. В первом случае каждый из двух тензодатчиков наклеивается по направлениям действия главных напряжений σ_1 и σ_2 (рис. 7.1.15, а). При такой схеме размещения тензодатчиков напряжения

$$\sigma_1 = E \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_2 \mu}{1 - \mu^2}; \quad \sigma_2 = E \frac{\varepsilon_1 - \varepsilon_2 \mu}{1 - \mu^2},$$

где E – модуль упругости стали; μ – коэффициент Пуассона; ε_1 и ε_2 – деформация элемента конструкции вагона, регистрируемая тензодатчиками соответственно первым и вторым;

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E}(\sigma_1 - \mu \sigma_2); \quad \varepsilon_2 = \frac{1}{E}(\sigma_2 - \mu \sigma_1).$$

Во втором случае необходимо использовать три тензодатчика (рис. 7.1.15, б), при расположении которых под углами 0, 45, 90° направление первого главного напряжения определяется углом α :

$$\operatorname{tg} 2\alpha = \frac{2\varepsilon_{45} - (\varepsilon_0 + \varepsilon_{90})}{\varepsilon_0 - \varepsilon_{90}},$$

где ε_0 , ε_{45} и ε_{90} – деформации, измеренные тензодатчиками, расположенными под углами соответственно 0, 45, 90°.

Деформации по направлению главных напряжений

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{2} \left(\varepsilon_0 + \varepsilon_{90} + \frac{\varepsilon_0 + \varepsilon_{90}}{\cos 2\alpha} \right);$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{2} \left(\varepsilon_0 + \varepsilon_{90} + \frac{\varepsilon_0 + \varepsilon_{90}}{\cos 2\alpha} \right).$$

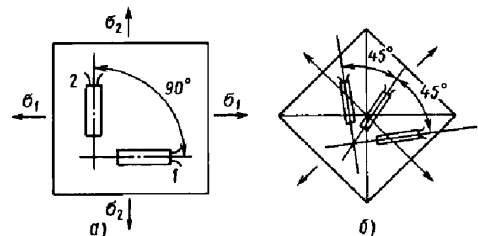
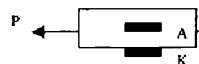
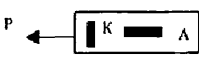

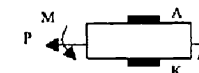
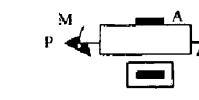
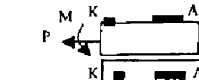


Рис. 7.1.15. Схемы размещения тензодатчиков: а – при известном направлении главных напряжений; б – при неизвестных направлениях главных напряжений

7.1.1. Размещение тензодатчиков для измерения деформаций при различных нагружениях силой *P* и изгибающим моментами *M* при одноосном напряженном состоянии

Измеряемая деформация	Направление действия нагрузки и расположение тензодатчиков	Связь между действительной ε и измеренной ε_0 деформациями
Растяжение (сжатие)		$\varepsilon = \varepsilon_0$
		$\varepsilon = \frac{\varepsilon_0}{1 + \mu}$
Изгиб		$\varepsilon = \varepsilon_0$
Растяжение (сжатие), изгиб		$\varepsilon = \frac{\varepsilon_0}{2}$
		$\varepsilon = \varepsilon_0$
		$\varepsilon = \frac{\varepsilon_0}{1 + \mu}$

Примечание. Обозначения: μ – коэффициент Пуассона; для стали $\mu = 0,25 \dots 0,3$; *K* – температурный датчик, наклеенный на металлическую ненагруженную пластину или на испытываемую деталь.

Вибрационные испытания вагонов. Их проводят с целью определения сопротивления усталости вагона и отдельных его деталей и узлов на специальных стендах для получения абсолютных или сравнительных данных по долговечности. В первом случае конструкция вагона или отдельного его узла или элемента подвергается воздействию вибрационных нагрузок, эквивалентных по повреждающему действию всем эксплуатационным нагрузкам, обусловленным колебаниями обрессоренных и необрессоренных частей вагона. Во втором случае режим опытных (испытательных) нагрузок обычно является форсированным при условии сохранения физической природы разрушения конструкции вагона в целом или отдельных его узлов и элементов. При сравнительных вибрационных испытаниях в равных условиях проверяются два или более узлов и сопоставляется их долговечность. При этом целесообразно сравнивать новую конструкцию вагона с серийной, хорошо зарекомендовавшей себя в эксплуатации.

Вибрационные испытания на долговечность вагона в целом требуют особенно тщательного обоснования методики и режимов испытания. Обычно такие испытания являются сравнительными и проводятся на специальных стендах.

Особенно распространены вибрационные испытания отдельных узлов и элементов вагона, например, рамы, кузова, надрессорной балки, боковой рамы грузовой тележки, рамы пассажирской тележки, рессорного комплекта. При этих испытаниях используются типовые испытательные машины и стенды для испытания на усталость, например, прессы с гидропульсаторами или специальные электромагнитные возбудители вибраций, работающие, как правило, в резонансном режиме. Исходными данными для разработки методики таких испытаний являются статистические закономерности изменения нагрузок и напряжений, действующих в рассматриваемом узле или элементе вагона во время его эксплуатации.

Поскольку в настоящее время нормируются показатели надежности для многих элементов вагонов, особое значение имеют соответствующие вибрационные испытания на вагоностроительных заводах. Эти испытания, как правило, проводятся по достаточно малой выборке статистических данных, объем которых зависит от заданной точности определения показателей надежности вагона.

Для вибрационных испытаний вагона в целом применяют вибрационный стенд (рис. 7.1.16), состоящий из пульсаторов 2 и электромагнитных возбuditелей 1, смонтированных в фундаментных нишах. В нижней части тележек установлены плиты 4 для возбуждения колебаний кузова 3 вагона. В начале вибрационных испытаний включаются в работу возбuditели 1 с регулируемой частотой возбуждения, которые при взаимодействии с плитами 4 возбуждают колебания кузова. После этого включаются в работу пневматические пульсаторы 2 и производятся длительные вибрационные испытания отдельных узлов вагона и элементов кузова, тележки, а также электродвигателей, компрессоров, устройств кондиционирования воздуха в пассажирских вагонах и других агрегатов с неполностью уравновешенными силами инерции вращающихся масс.

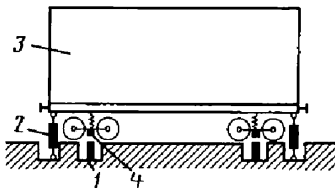


Рис. 7.1.16. Схема стенда для вибрационных испытаний вагона

Вибростенд для вибрационных испытаний рессорных комплексов грузовых тележек модели 18-100 имеет станину 1 с закрепленной на ней стойкой 2 и шарнирной балкой 3 с грузом 4, имитирующим массу кузова вагона (рис. 7.1.17). Толкатель 5 имитирует воздействие железнодорожного пути по оси буксового проема на боковую раму тележки 6. В другом буксовом проеме боковой рамы тележки и на надрессорной балке тележки установлены измерительные устройства 7. Привод станда возбуждает вынужденные колебания груза 4, а измерительные устройства 7 регистрируют амплитудно-частотные характеристики, по которым определяются динамическая нагруженность рессорного комплекта и техническое состояние упругих и демпфирующих элементов (фрикционного клина и фрикционной планки) рессорного комплекта.

Процесс затухания свободных колебаний внешне проявляется в уменьшении амплитуд отклонения груза 4 от его равновесного положения вследствие рассеяния кинетической энергии колебания фрикционными гасителями колебаний тележки. Анализ полученной виброграммы (рис. 7.1.18) позволяет определить частоту колебаний ω_c по формуле:

$$\omega_c = \sqrt{\frac{C_n}{m_{n.ч}}}; \quad \sqrt{\frac{C_n}{m_{n.ч}}} T_k = 2\pi,$$

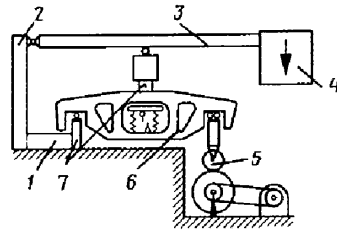


Рис. 7.1.17. Схема стенда для вибрационных испытаний рессорного подвешивания тележки модели 8-100

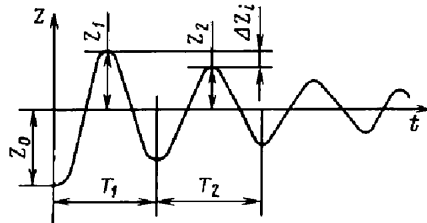
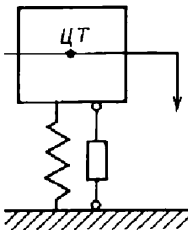


Рис. 7.1.18. Схема одномассовой колебательной системы и виброграмма свободных затухающих колебаний

(Z_1 и Z_2 – амплитуды колебаний, T_1 и T_2 – периоды колебаний, t – время)

где C_p – жесткость упругих элементов (пружин) рессорного подвешивания тележки; $m_{п.ч}$ – масса обрессоренных частей (надрессорная балка и 1/3 часть рессорных комплектов); T_k – период колебаний.

По измерению уменьшения амплитуд колебаний ΔZ_i за один период колебаний можно определить коэффициент поглощения механической энергии.

Измерительно-регистрирующие приборы, применяемые при испытаниях вагонов. Для измерения механических параметров (деформаций, сил, ускорений) применяют электрические методы, имеющие следующие преимущества:

позволяют дистанционно измерять и непрерывно записывать (регистрировать) на бумажную осциллографическую или магнитную ленту, а также вводить в компьютер через аналого-числовой преобразователь измеряемые механические параметры;

отличаются большой чувствительностью измерительных схем;

позволяют устранять инерционные погрешности, связанные с влиянием собственной массы тензодатчиков или тензорезисторов.

Для измерения электрическим методом механических напряжений или каких-либо других механических величин измеряемый параметр преобразуется в пропорциональное изменение соответствующей электрической характеристики (силы тока, напряжения, частоты и др.) с помощью тензодатчиков, преобразователей или тензорезисторов. Работа тензодатчиков основана на тензоэффекте проводника или полупроводника, прочно приклеенного к поверхности нагруженной детали или элемента испытываемого вагона.

Известно большое количество тензодатчиков, которые можно условно разделить на проволочные, фольговые и полупроводниковые. Проволочный тензодатчик сопротивления представляет собой изолированную проволочную решетку в виде зигзагообразной спирали 1, заклеенной для изоляции от массы испытываемой детали между двумя слоями специальной тонкой бумаги 2 или пластмассы (рис. 7.1.19). Для таких тензодатчиков применяется константановая (сплав меди и никеля) или нихромовая (сплав никеля с хромом) проволока диаметром 0,015...0,025 мм. К концам зигзагообразной спирали припаяны оловом или припоем проволочные выводы 3 диаметром 0,1...0,2 мм для соединения тензодатчиков между собой и

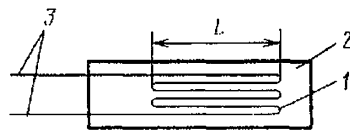


Рис. 7.1.19. Проволочный тензодатчик

с измерительными кабелями, идущими от электронного усилителя сигналов тензодатчиков.

Фольговые тензодатчики самотермокомпенсационные и при их применении возможно проведение весьма стабильного и высокоточного измерения деформаций любого тела независимо от изменения температуры окружающей среды, если тензодатчики соответствуют коэффициенту температурного линейного расширения материала, в котором измеряются деформации. Серийный выпуск фольговых тензодатчиков осуществляют, например, фирмы Киова (Япония) и НВМ (Германия) для измерения деформаций в деталях из углеродистой, коррозионно-стойкой стали, сплавов алюминия, магниевых сплавов.

Фирма Киова выпускает фольговые тензодатчики моделей: KFC-5-C1; KFC-2-C1; KFC-2-C2-D1 до KFC-2-C2-D2, KFC-5-C2-D16; KFC-2-D16; KFC-5-D17; KFC-2-D17 с решеткой длиной 1...5 мм, шириной 0,9...4 мм, с коэффициентом тензочувствительности 2...2,1 и с сопротивлением 120 Ом.

Фирма НВМ выпускает фольговые датчики серий Y, C, K, G, V, каждая из которых содержит по несколько типов датчиков, отличающихся параметрами и формой приклеивания их к изолирующей подложке, на номинальное сопротивление 120, 350, 700 и 1000 Ом, с базой 0,6; 1,5; 3; 6; 10; 20; 50; 100 и 120 мм. Тензодатчики имеют от одной до четырех измерительных решеток на одной изолирующей подложке. Ряд тензодатчиков делается в форме цепочки (с десятью последовательно расположенными измерительными резисторами на узкой изолирующей подложке). Длина и ширина измерительной решетки соответственно 1 и 2,0; 4,0 и 1,0; 1,3 и 2,1; 3,0 и 4,1 мм. Некоторые тензодатчики делаются в форме розетки или с измерительными решетками, наклеенными на круглую изолирующую подложку и расположенными относительно друг друга под углом 45 или 90°.

Полупроводниковые тензодатчики представляют собой тонкую полоску из германия или кремния с припаянными к ней металли-

ческими выводами для соединения тензодатчиков между собой в измерительную электрическую цепь и с электрическим кабелем с защитным экраном, присоединенным к электронной усилительной аппаратуре, расположенной на испытательном стенде или в передвижном динамометрическом вагоне. Полупроводниковые тензодатчики имеют чувствительность на один, два порядка выше, чем проволочные и фольговые.

Основными характеристиками тензодатчиков всех типов являются чувствительность, номинальное сопротивление и база. Для испытания вагонов используют проволочные датчики с номинальным сопротивлением 100 и 200 Ом и с базой соответственно 10 и 20 мм, а для отдельных деталей вагона сложной конфигурации – тензодатчики с номинальным сопротивлением 30 и 50 Ом и с базой соответственно 3 и 5 мм. Тензодатчики применяют при создании самых различных измерительных приборов: динамометров, прогибомеров, ускоренимеров или аксельрометров.

Динамометрами при испытаниях вагонов служат отдельные детали вагонов, например диск колеса и ось колесной пары, боковая рама и надрессорная балка тележки, корпус автосцепки с наклеенными на нем в определенных местах тензодатчиками, соединенными в электрические цепи и отградуированными на прессах.

Для определения вертикальных динамических сил или динамических напряжений, возникающих при колебаниях вагона под воздействием неровностей пути, применяется надрессорная балка тележки с наклеенными на ней проволочными тензодатчиками.

Для определения малых прогибов и относительных перемещений деталей вагона, в частности надрессорной балки тележки при поперечном прогибе пружин рессорных комплектов тележки, предназначены пластинчатые или язычковые прогибомеры (рис. 7.1.20), на консольно укрепленной пластинке 1 которых сверху и снизу наклеены тензодатчики $R1$ и $R2$, включенные в противоположные плечи измерительного моста. Пропорциональные прогибу пластинки деформации ее верхних и нижних волокон одинаковые по значению, но разные по знаку, приводят к разбалансировке измерительного моста сопротивлений.

Для измерения достаточно больших прогибов упругих элементов рессорного подвешивания вагона обычно применяют реохордные прогибомеры (рис. 7.1.21), в которых

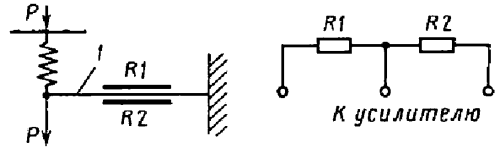


Рис. 7.1.20. Пластинчатый или язычковый прогибомер для измерения малых прогибов элементов вагона

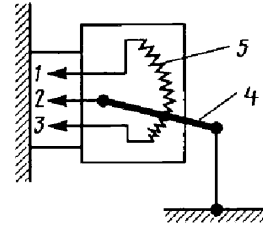


Рис. 7.1.21. Реохордный прогибомер

при передвижении ползуна 4 по реохорде 5 изменяется пропорционально перемещению ползуна 4 электрическое сопротивление между точками 1 – 3, подключенными к блоку балансировки. Для определения масштаба записи прогиба прогибомер градуируется путем отклонения ползуна (подводка) 4 на заданное значение и в заданном направлении. Масштаб определяется как отношение амплитуды перемещения ползуна 4, зафиксированной на осциллографической или магнитной ленте, к заданному перемещению ползуна 4 прогибомера при его градуировке.

Помимо этих прогибомеров используют индуктивные и емкостные датчики перемещений. Последние обладают высокой чувствительностью, но требуют применения достаточно сложной аппаратуры и весьма чувствительны к внешним воздействиям. Индуктивный датчик представляет собой катушку индуктивности, параметры которой могут изменяться под воздействием измеряемого значения перемещения и которая взаимодействует с подвижным якорем.

Для измерения ускорений обрессоренной массы вагона (кузова, надрессорной балки тележки) и необрессоренной (боковой рамы тележки, буксы) предназначены ускоренимеры различных типов. Ускоренимер типа УВТ-66 (ФГУП "ВНИИЖТ") состоит из инерционной массы 3 (рис. 7.1.22), подвешенной к корпусу 2 ускоренимера через упругий шарнир 6 подвески. Ускоренимер прочно соединяется через резиновую прокладку с колеблющейся деталью 1 вагона. Возникающая пропорциональная

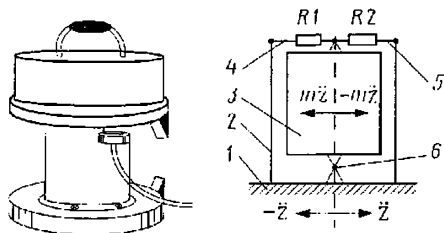


Рис. 7.1.22. Ускоренимер для измерения ускорений обрессоренных масс вагона

ускорению сила инерции деформирует тонкие упругие пластины или ленты 4 и 5, вызывая соответствующие изменения сопротивлений $R1$ и $R2$ наклеенных на пластины тензодатчиков, что фиксируется измерительным прибором, включенным в одну из диагоналей моста сопротивлений Уитстона. Такой ускоренимер используют для измерения ускорений обрессоренной части вагона (кузов, надрессоренная балка тележки). Ускоренимер для измерения ускорений необрессоренной массы вагона аналогичен по конструкции и принципу действия и отличается тем, что имеет значительно меньшую сейсмическую массу и поэтому практически не чувствителен к малым ускорениям и позволяет измерять ускорения необрессоренной массы с более высокой частотой.

Из ускоренимеров, выпускаемых за рубежом, наибольший интерес представляют ускоренимеры фирмы Киова: типов А (для ускорений $1...10\text{ g}$) и AS (для ускорений $10...1000\text{ g}$) с использованием в них проволочных или фольговых тензодатчиков для измерения ускорений в одноосном направлении. Для измерения ускорений в трехосном направлении предназначены миниатюрные ускоренимеры (рис. 7.1.23) для измерения ускорений до 50 g при частоте до 200 Гц (типа AS-B) и до 1000 g при частоте до 3500 Гц (типа AS-A). Благодаря малой массе ($50...500\text{ г}$) и малогабаритности они не искажают вид колебания испытуемого элемента вагона.

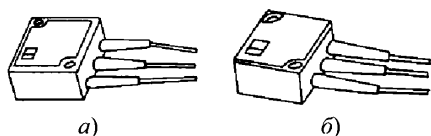


Рис. 7.1.23. Миниатюрные ускоренимеры фирмы Киова для измерения ускорений в трехосных направлениях:
а — типа AS-TB; б — типа AS-TA

Усиление электрических сигналов от измерительных приборов осуществляют: электронные полупроводниковые двенадцатиканальные усилители типа ТУП-12 (ФГУП "ВНИИЖД"), в настоящее время применяются очень редко; шестиканальные или восьмиканальные усилители DPM-E (массой 11 кг и размерами $434 \times 238 \times 145\text{ мм}$) и DPM-G (массой 13 кг и размерами $460 \times 172 \times 300\text{ мм}$) фирм Киова и НВМ; восьмиканальные тензометрические усилители типа 8АНЧ-23 на несущей частоте 8 и 20 кГц с пультом дистанционного управления; полупроводниковые усилители типов Spider8 и Spider8-30 с дополнительными модулями типов SR55 и SR30 (массой $2,75\text{ кг}$, размерами $330 \times 75 \times 370\text{ мм}$) и др. Диапазон рабочей температуры $-20...+55\text{ }^{\circ}\text{C}$. Выходная мощность усилителей позволяет записывать результаты измерения деформаций испытуемых деталей вагона на электромагнитные осциллографы с черно-белой или цветной фотобумагой, магнитных самописцах (магнитофонах) или вводить результаты измерений через аналого-цифровой преобразователь в компьютер, с помощью которого они обрабатываются по заданной программе.

Методика и программа обработки результатов испытаний вагонов зависит от особенностей регистрируемых процессов. Так как измеряемые показатели в основном имеют случайный характер, при обработке результатов преимущественно применяют методы математической статистики для решения следующих задач:

- оценки степени точности измерений прочностных динамических показателей вагонов и воздействия их на путь;

- определения статистических закономерностей распределения измеряемых случайных величин (динамических напряжений, сил, деформаций, ускорений, времени работы до отказа и др.);

- определение показателей надежности по результатам испытаний;

- при планировании и проведении многофакторных экспериментов.

Для ускорения обработки результатов испытаний вагонов используют различные автоматические установки, непосредственно соединенные с компьютерами по заданным программам. Например, для получения коэффициента запаса устойчивости колеса на рельсе и показателя плавности хода пассажирских вагонов автоматические устройства с магнитофонной или компьютерной записью фикси-

руют мгновенные значения вертикальных и поперечных горизонтальных сил, действующих на набегавшее и ненабегавшее колеса колесной пары.

Дальнейшее развитие и совершенствование экспериментальных исследований (испытаний) вагонов связано с важной задачей разработки новых более рациональных конструкций вагонов и повышения их надежности. При этом большое значение имеет применение новых принципов планирования многофакторных экспериментов, позволяющих одновременно оценить влияние различных факторов на исследуемые характеристики вагона и получить математическую модель исследуемого процесса. Важное значение для прогресса вагоностроения и совершенствования вагонного парка железных дорог России имеет дальнейшее развитие методов стендовых и поездных (ходовых) испытаний вагонов в целом и их узлов в отдельности, что должно обеспечиваться укреплением экспериментальной базы вагоностроительных заводов и научно-исследовательских институтов.

Среди стендовых испытаний вагонов на прочность наиболее важны испытания на сопротивление усталости. Совершенствование методов и практики таких испытаний предполагает расширение возможностей силонагружающих устройств с целью более полного воспроизведения на стендах схем и характера действия на конструкцию вагона или его отдельных узлов реальных эксплуатационных нагрузок и их комбинаций. Для оперативных оценок целесообразно более широко применять апробированные методы ускоренных испытаний.

Для расширения возможностей регистрации и вероятностно-статистического анализа исследуемых динамических показателей вагонов при экспериментальных исследованиях вагонов следует применять современную тензометрическую технику в совокупности с бортовой многоканальной регистрирующей и обрабатывающей аппаратурой на базе персональных компьютеров. При этом необходимы систематические исследования по идентификации параметров железнодорожного пути, на котором проводились ходовые испытания, в качестве представительного отрезка всей сети железнодорожных дорог России. Это позволит выработать обоснованные рекомендации по уточнению методов проведения динамических ходовых и прочностных испытаний вагонов и оценки их результатов, а также повысить дос-

товерность проектных и экспериментальных оценок прочностных и динамических качеств вновь создаваемых вагонов, что обеспечит дальнейшее повышение прочности, надежности и безопасности движения вагонов.

В настоящее время при динамических ходовых испытаниях вагонов и испытаниях по воздействию их на железнодорожный путь применяется пакет автоматической обработки сигналов от тензодатчиков, разработанный НПП "Мера", обеспечивающий регистрацию и автоматическую обработку тензометрических процессов с помощью аналого-цифрового преобразователя типа L264 фирмы L-CARD, портативного компьютера Пентиум MMX, программного продукта пакета обработки сигналов от тензодатчиков, т.е. полный цикл работ с измерительной информацией (регистрацию сигналов от тензодатчиков, автоматическую обработку результатов измерения параметров и процессов вагона и их хранения). Этот пакет обработки сигналов от тензодатчиков используется также для регистрации и обработки при испытаниях вагонов ускорений кузова и рамы тележки вагона с помощью крейтовой системы типа LTC фирмы C-CARD, персонального компьютера Пентиум MMX, базового аналого-цифрового преобразователя типа IC-301, контроллера крейтовой системы типа LG-014, двух модулей виброканалов типа LG-201, усилителя-фильтра низких частот, устройства многоканальной выборки и хранения аналоговых сигналов от ускоренимеров, а также с помощью программного продукта пакета обработки измерительных сигналов от ускоренимеров, обеспечивающего регистрацию, автоматическую обработку и хранение результатов обработки сигналов от ускоренимеров, которых может быть одновременно не более восьми.

Помимо пакета "Мера" при испытании вагонов применяется разработанный фирмой НВМ пакет автоматизации управления проведением испытаний вагонов и автоматизации обработки результатов испытания типа Catmann 3.0 совместно с тензометрическими электронными усилителями. Программное обеспечение Catmann 3.0 позволяет организовать обработку результатов испытаний и визуализацию сбора информации по испытаниям с помощью трех инструментов: Cat-модулей, Online – документов и программ, написанных на языке сценариев CatScript. Catman 3.0 представляет собой 32-битное измерительное программное обеспечение, работающее под

управлением операционных систем MS-Windows 95/98 Windows NT версии 4,0. Основными блоками являются драйверы устройств, ядро, база данных, Online DOKUMENTS (визуализация результатов обработки в реальном времени). Важной особенностью программ Catman 3.9 является возможность записи сценариев небольших управляющих программ, служащих для управления процессами измерения опытных данных испытаний вагонов. Сценарии похожи на программы, написанные на языке программирования Visual Basic for Applications Microsoft.

В настоящее время при испытаниях вагонов для комплексной автоматизации измерений прочностных и динамических параметров вагонов применяется измерительно-вычислительный комплекс платформ Lab VIEW для измерения сил, напряжений, ускорений, перемещений с помощью тензодатчиков (рис. 7.1.24). Он состоит из модульной системы согласования сигналов SCXI: 32-канальный модуль SCXI 1102, восьмиканальный модуль SCXI 1520 для подключения тензодатчиков с возможностью компенсации длинных сигнальных линий (проводов) и автокалибровки. После преобразования аналоговых сигналов от тензодатчиков они оцифровываются и передаются в персональный компьютер 1 для дальнейшей обработки по разработанным программам. Для этого в персональный компьютер встраивается одна из универсальных карт 2 сбора информации (многоканальная карта, сочетающая аналоговые входы и выходы АЦП / ЦАП, цифровые входы и выходы, счетчики, таймеры). При проведении испытаний вагонов в условиях высоких вибраций, электромагнитных наводок следует выбирать промышленный компьютер стандарта PXI.

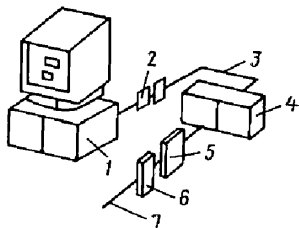


Рис. 7.1.24. Измерительно-вычислительный комплекс платформы Lab VIEW:

- 1 – персональный компьютер; 2 – универсальная карта сбора (DAQ); 3 – преобразованный (нормализованный) сигнал; 4 – крей ISCXI (модульная архитектура); 5 – модуль SCXI; 6 – терминальный блок (коннектор); 7 – сигнальные провода

7.1.5. ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ КОНСТРУКЦИЙ

За время эксплуатации вагоны расходуют свой технический ресурс, поэтому его необходимо со временем восстанавливать. Вагоны относятся к обслуживаемым, ремонтируемым объектам и рассчитываются на регламентируемые условия эксплуатации, однако время работы каждого из них до первого отказа или между отказами оказывается различным вследствие неоднородности прочностных свойств вагонов и неравномерности их нагрузок в эксплуатации. Такие особенности недостаточно учитываются обычными расчетами по допускаемым напряжениям, и остается неясной вероятность безотказной работы деталей вагона в течение заданного времени эксплуатации.

Надежность вагонов характеризуется показателями безотказности их работы, долговечности, ремонтпригодности и сохраняемости в эксплуатации. В зависимости от назначения вагона и условий его эксплуатации на различных стадиях рассматриваются отдельные его свойства или их совокупность, анализируется его состояние для своевременного предупреждения сбоев в работе, отказов.

Надежность вагона закладывается на этапе его проектирования и обеспечивается в процессе его изготовления и эксплуатации. Задачи надежности в вагоностроении в настоящее время решаются пока трудно в основном ввиду сложности и высокой стоимости проведения массовых экспериментальных исследований.

Для повышения надежности вагона на стадии проектирования предусматриваются: использование улучшенных материалов, из которых строится вагон; разрабатываются принципиально новые конструктивные решения; выбираются оптимальные рабочие режимы; применяются новые технологии и методы контроля.

Под техническим ресурсом вагона понимается запас возможной его наработки до предельного состояния. Поскольку средний и капитальный ремонт вагонов позволяет частично восстановить ресурс, то различают до-ремонтный, межремонтный, послеремонтный и полный (до списания вагона) ресурсы. **Под γ-процентным ресурсом** понимается календарная продолжительность или наработка, в течение которой вагон не достигает с определенной вероятностью предельного состояния.

Долговечность вагонов оценивают обычно назначенным ресурсам, который на железных дорогах России составляет 22 года.

Под наработкой вагона понимается продолжительность или объем его работы до наступления, например, отказа вагона.

Ремонтопригодность вагона заключается в его приспособленности к предупреждению, обнаружению и устранению отказов и повреждений и устранению их последствий путем проведения планово-предусмотрительных и текущих ремонтов, а также технического обслуживания вагонов.

Отказ вагона или его узла является событием, заключающимся в нарушении его работоспособности, при котором вагон не может использоваться для выполнения основной производственной деятельности и временно или окончательно при достижении предельного состояния исключается из рабочего парка для проведения ремонта или списания. Под предельным состоянием понимается такое техническое состояние вагона или его узла, при котором невозможно его использование, а восстановление работоспособности нецелесообразно в основном из экономических соображений. Следовательно, при предельном состоянии вагона его дальнейшее использование по назначению должно быть прекращено из-за неустранимого снижения эффективности эксплуатации, морального износа, истощения технического ресурса, нарушения требований безопасности движения.

В теории надежности и на практике принята следующая классификация отказов:

постепенный отказ, характеризующийся постепенным изменением одного или нескольких заданных параметров вагона;

независимый отказ детали вагона, не обусловленный повреждением или отказами других деталей вагона;

зависимый отказ детали вагона, обусловленный повреждением или отказом другой детали вагона;

сбой – это самоустраняющийся отказ, приводящий к кратковременному нарушению работоспособности;

перебегающий отказ – это многократно возникающий сбой одного и того же характера;

конструкционный отказ, возникающий в результате нарушения установленных правил или норм конструирования и расчета вагона;

производственный отказ, возникающий в результате нарушения установленного технологического процесса постройки или ремонта вагона;

эксплуатационный отказ, возникающий в результате нарушения установленных правил и условий эксплуатации вагона.

Примером внезапного отказа является разрушение или излом детали, представляющей собой недопустимое в эксплуатации нарушение формы ответственных несущих элементов и узлов вагона (оси колесной пары, колеса, рамы вагона и тележки), вследствие возникновения существенных остаточных деформаций от действия экстремальных значений случайных нагрузок. В качестве примера постепенного отказа можно считать усталостное разрушение элементов вагона, обусловленное постепенным образованием и развитием трещин от действия длительных по времени многократных динамических нагружений, а также предельным утонением элементов вагона при абразивном контактом и коррозионном изнашивании. Изменение предусмотренного нормативно-техническими документами характера соединений деталей между собой, например, ослабление соединений или изменение условий взаимодействия элементов вагона вследствие смятия или износа сопряженных поверхностей элементов также представляет собой постепенный отказ. Критерии отказов и предельных состояний устанавливаются нормативно-технической документацией.

При анализе надежности вагона в эксплуатации его рассматривают как сложную механическую систему, состоящую из ряда последовательно соединенных расчетных узлов или сборочных единиц, каждый из которых в свою очередь состоит из ряда последовательно соединенных деталей или элементов. Отказ каждой детали вагона ведет к отказу всего узла, а отказ узла – к отказу вагона, т.е. рассматривается система без резервирования. Основными узлами при оценке надежности вагона являются кузов, тележка, автосцепное и автотормозное устройство.

При расчете вагонов по нормам для расчета и проектирования вагонов железных дорог России колеи 1520 мм (несамоходных) предполагается, что отказы узлов или деталей вагона являются взаимно независимыми.

Количественные характеристики надежности вагона и его узлов. Для оценки надежности вагона в целом и его элементов в

отдельности используются следующие количественные характеристики [7, 8]:

1) вероятность безотказной работы, под которой понимается вероятность того, что в заданном интервале времени и при заданных условиях эксплуатации не произойдет отказ. Эта характеристика надежности определяется в результате испытаний большого количества вагонов с определением количества вагонов, отказавших за какой-то период времени;

2) вероятность отказа, которая представляет собою понятие, противоположное вероятности безотказной работы вагона. По смыслу вероятность отказа является одновременно интегральной функцией распределения времени до отказа, так как характеризует накопление числа отказов во времени;

3) интенсивность отказов для невосстанавливаемых вагонов, представляющая собою отношение числа отказов вагонов за определенный промежуток времени к производству некоторого времени и среднего числа вагонов, исправно работавших в некотором интервале времени;

4) параметр потоков отказов для восстанавливаемых вагонов, представляющий собою отношение числа отказавших вагонов, за некоторый промежуток времени к производству числа вагонов в начале испытаний и некоторого интервала времени работы испытуемых вагонов.

Каждая деталь вагона может иметь несколько отказов, которые устраняются ремонтом или заменой деталей вагона. Последовательность таких отказов, происходящих в случайные моменты времени, называется потоком отказов. В отличие от невосстанавливаемых деталей вагона общее число деталей остается неизменным на протяжении всех испытаний вагонов. Причем каждая деталь вагона может иметь несколько отказов за время испытаний и возникает поток их отказов.

Каждый определенный вид отказа деталей вагона происходит вследствие взаимодействия в процессе наработки обобщенных параметров эксплуатационной нагруженности детали и ее несущей способности. К обобщенным параметрам нагруженности несущих деталей вагона относятся: максимальные значения суммарных напряжений при экстремальной перегрузке и суммарных квазистатических напряжений сжатия; эквивалентная приведенная амплитуда динамических напряжений. Этим обобщенным параметром нагруженности

несущих элементов вагона соответствуют такие параметры несущей способности для детали, как предел текучести и временное сопротивление материала детали, предел выносливости, значение критических напряжений при оценке устойчивости формы сжатого стержня.

Если в эксплуатации вагона несущая способность детали вагона выше эксплуатационной нагруженности, то обеспечивается надежная ее работоспособность. Значения параметров эксплуатационной нагруженности и несущей способности детали вагона являются случайными, а большое число разнообразных факторов воздействия позволяет считать обоснованной гипотезу о нормальном законе их распределения;

5) среднюю наработку до отказа, под которой понимается отношение суммарного времени исправной работы определенного количества деталей вагона к количеству деталей вагона в начале использования вагона;

6) среднее время восстановления или среднее время вынужденного нерегламентированного простоя, вызванного отысканием и устранением одного отказа, которое представляет собой отношение суммарного времени восстановления каждой детали вагона к общему числу отказов;

7) коэффициент готовности, под которым понимается вероятность того, что деталь будет работоспособна в произвольно выбранный момент времени в промежутках между проведениями плановых технических обслуживаний; определяется как отношение наработки на отказ к сумме наработки времени на отказ и среднего времени восстановления деталей вагона.

Статическая оценка надежности. Количественные характеристики надежности деталей вагона можно определять по представительным статистическим данным об отказах, получаемым в процессе эксплуатации или в результате специальных опытов, поставленных с учетом особенностей работы деталей вагона и наличия или отсутствия их ремонта.

Закономерности распределения времени безотказной работы деталей вагона устанавливаются обработкой опытных данных по известным методам математической статистики. Среди этих методов наиболее удобен и распространен графический, сущность которого состоит в том, что эмпирические данные (накопление частоты отказов), наносятся на специальную координатную сетку в виде точек,

по характеру распределения которых устанавливается закономерность распределения случайных величин, т.е. тот или иной теоретический закон распределения случайных величин, например, нормальный закон распределения Вейбулла.

Для каждого закона распределения случайных величин строится своя координатная сетка, на которой по оси абсциссы откладывается пробег вагона S , а по оси ординат – накопленная частота отказов N одного из наиболее часто повреждаемых узлов, например, рамы тележки, колесной пары с буксами. Если проведенная через эмпирические точки линия оказывается прямой, то это подтверждает соответствие распределения опытных данных нормальному или логарифмически-нормальному закону распределения случайных величин. Степень согласия опытных данных и теоретического закона удобно определять по критерию согласия А.Н. Колмогорова.

На рис. 7.1.25 приведена координатная сетка (вероятностная бумага), на которой нанесены опытные данные, соответствующие пробегу вагона S и накопленной частоте отказов (появление трещин усталости) рамы тележки пассажирского вагона. Точки в виде кружков не лежат на прямой линии, что свидетельствует о том, что такое распределение опытных данных не подчиняется нормальному закону распределения случайных величин. Точки в виде крестиков, соответствующие $\lg S$ и накопленной частоте, расположены практически на прямой линии, что подтверждает соответствие распределения опытных данных по отказам рамы тележки логарифмически-нормальному закону распределения случайных величин. Для количественной проверки этого соответствия рассчитывается критерий согласия А.Н. Колмогорова

$$\lambda_k = D\sqrt{n},$$

где D – наибольшее отклонение экспериментальных точек от интерполяционной прямой линии (можно измерять непосредственно по графику); n – общее количество экспериментальных точек (следует брать больше 100 точек).

При доверительных вероятностях больше 0,8 считается, что экспериментальные данные по отказам достаточно хорошо согласуются с нормальным и логарифмически-нормальным законом распределения случайных величин.

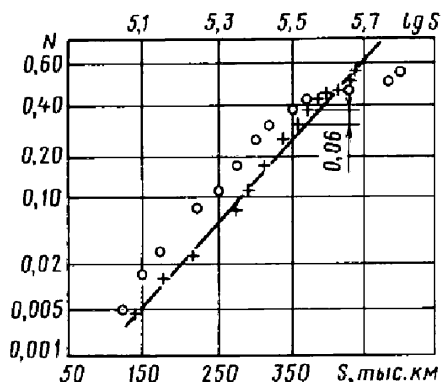


Рис. 7.1.25. Графическая проверка соответствия опытных данных нормальному закону распределения

Для приведенного примера $\lambda_k = 0,67$, следовательно, имеется достаточная согласованность с логарифмически-нормальным законом распределения случайных величин.

Получение статистических закономерностей по эксплуатационным отказам деталей и узлов грузовых вагонов существенно осложняется вследствие невозможности контроля за каждым вагоном в виду трудности установления места нахождения грузового вагона. Поэтому для современного определения времени отказа вагона необходима централизованная система информации с анализом статистических данных по отказам.

Методы сбора и обработки информации о надежности грузовых вагонов при эксплуатации в опытных маршрутах и пассажирских вагонов при регулярной эксплуатации их в пассажирских поездах постоянного формирования регламентируются стандартами.

Для анализа надежности вагона в целом и его отдельных узлов и деталей (элементов), в частности по фактическим эксплуатационным данным, в общем случае в соответствии с нормами для расчета и проектирования вагонов железных дорог России колеи 1520 мм, используется параметр потока отказов

$$\Omega = \Omega(t_p) / \bar{t}_p,$$

где $\Omega(t_p)$ – среднее удельное число отказов вагона данного типа, его узлов и деталей за расчетный период эксплуатации; \bar{t}_p – средняя наработка вагона за расчетный период эксплуатации до первого депоовского ремонта.

Поскольку вагон подразделяется на отдельные расчетные системы (узлы), которые в свою очередь подразделяются на отдельные детали (элементы), параметр потока отказов вагона

$$\bar{\Omega}_в = \sum_1^n \bar{\Omega}_i = \sum_1^n \sum_1^m \bar{\Omega}_{ji},$$

где $\bar{\Omega}_i$ – параметр потока отказов i -го расчетного узла (детали) вагона; $\bar{\Omega}_{ji}$ – параметр потока отказов j -го узла вагона.

Параметр потока отказов для проектируемого вагона устанавливается с учетом отказов такой же детали (элемента) вагона-аналога.

Вычисленные на основании эксплуатационных обследований и установленные нормы параметры потока отказов основных типов грузовых вагонов приведены в табл. 7.1.2.

Расчетно-экспериментальная оценка надежности. Она выполняется на различных этапах проектирования и изготовления вагонов. Исходными данными для этого являются: характеристики режима нагрузки (эксплуатационные силы, кинематические воздействия; структура элементов и их взаимосвязи по надежности; статистические характеристики несущей способности элементов для заданных режимов нагрузки; функциональные зависимости между свойствами и характеристиками составляющих элементов и вагона в целом (аналитические или эмпирические формулы

для оценки прочности вагона, зависимости между напряжениями, нагрузками и геометрическими характеристиками вагона). Эти данные в теории надежности называются априорной экспериментальной информацией.

Существуют два основных вида расчетов надежности вагона:

1) всего вагона по известным показателям структуры конструкции вагона;

2) детали или конструкции вагона в целом на основе использования статистических закономерностей изменения внешней нагрузки и несущей способности с учетом физической природы отказов.

В ряде случаев оба вида расчетов выполняются совместно.

Расчет структурной (схемной) надежности вагона в целом можно выполнять, если известна надежность отдельных его элементов и характер их взаимодействия.

По условиям надежности различают следующие структурные схемы соединения элементов вагона: последовательное, при котором отказ любого элемента вызывает отказ вагона в целом; параллельное, при котором отказ вагона в целом происходит только при отказе всех элементов, соединенных между собой параллельно, например, параллельное соединение нескольких ремней или валов привода вагонного генератора системы электроснабжения пассажирских вагонов; параллельно-последовательное, в котором имеется система с последовательным соединением нескольких блоков, связанных между собою параллельно.

7.1.2. Параметры потока отказов основных типов грузовых вагонов

Типы, модели вагонов	Параметры потока отказов вагона $\bar{\Omega}_в$	
Четырехосный полувагон, 12-753; 12-757	0,51	0,56
Четырехосный полувагон, 12-119	0,44	0,52
Четырехосный полувагон, 12-1592	0,4	0,47
Четырехосная универсальная платформа, 13-4012	0,51	0,68
Четырехосная универсальная платформа для контейнеров и колесной техники, 13-9004	0,24	0,31
Четырехосная цистерна, 15-1443	0,32	0,4
Четырехосная цистерна для серной кислоты, 15-548	0,32	0,46
Вагон-хоппер для цемента, 19-758	0,4	0,55
Вагон-хоппер для зерна, 19-756	0,27	0,34

Примечание. Осредненные данные относятся к вагонам новой постройки в период эксплуатации до первого планового депоовского ремонта.

Расчет надежности при внезапных отказах вагона выполняется исходя из того, что изменение нагрузки различных элементов вагона часто представляет собою стационарный нормальный случайный процесс, т.е. с постоянными во времени параметрами (математическим ожиданием, дисперсией), а распределение мгновенных значений нагрузок на вагон подчиняется нормальному закону распределения случайных величин.

Задача расчета надежности вагона состоит в определении вероятности выброса случайного процесса в течение заданного отрезка времени. Например, можно вести расчет на вероятность превышения напряжениями предела текучести материалов, из которых построен вагон. Расчет надежности вагона при внезапных отказах можно вести также в квазистатической постановке, если режим нагрузки представляет собою систему дискретных воздействий, например, удары в автосцепку или процесс колебаний вагона схематизируется как совокупность случайных величин. В этом случае статистическая характеристика нагруженности вагона представляется как распределение случайных сил со своими параметрами. Сущность этого метода расчета надежности состоит в следующем. Сопоставляются статистические распределения внешней силовой нагрузки и несущей способности вагона, под которой понимается предельная нагрузка, которую может выдержать вагон без разрушения.

Расчет надежности вагона с использованием метода статистических испытаний (метод Монте-Карло), который в последнее время применяется достаточно широко, дает возможность изучить влияние на надежность различных статистических факторов и функциональной связи между ними, т.е. обеспечивает системный подход к расчету, что особенно важно при расчетах надежности вагона на перспективу. Для использования этого метода расчета надежности необходимо иметь достаточно полную априорную экспериментальную информацию, а именно: составить математическую модель, связывающую искомую характеристику с влияющими на нее факторами, получить статистические характеристики распределения каждого фактора.

В основе статистических испытаний лежит возможность получения на электронной вычислительной технике (компьютере) случайных чисел с различными законами распределения соответственно каждому фактору

влияния. Процесс испытаний состоит в многократных расчетах по заданной аналитической зависимости (математической модели), при этом для каждого расчета принимаются свои случайно выбранные значения факторов, тем самым воспроизводятся условия проявления факторов в эксплуатации. В результате многократных расчетов получают много значений искомой характеристики надежности, например долговечности, и по ним строят ее распределение, которое позволяет оценить вероятность безотказной работы вагона за определенный промежуток времени.

Важным принципом этого метода является порядок операций по выбору факторов. Этот метод применим также и для решения промежуточных задач, например, для определения закона распределения нагрузки или несущей способности.

Расчет надежности при усталостных отказах от случайных нагрузок в большинстве случаев выполняется на основе гипотезы о линейном суммировании усталостных повреждений при циклических нагрузках. В методике такого расчета широко применяются два основных направления. В первом направлении, разработанном С.В. Серенсенем и В.П. Когаевым, расчетные нагрузки представляются в виде блоков сил или напряжений, отражающих закономерность их изменения в течение определенного времени, например, за год, а распределение времени безотказной работы предположительно подчиняется принятому закону распределения случайных величин, обычно логарифмически-нормальному. В основном расчет сводится к определению средней долговечности детали или узла вагона с учетом среднего значения предела выносливости детали при базовом числе циклов нагружения, амплитуд напряжений, относительного числа циклов нагрузки, числа циклов расчетных нагрузок за год.

Второе направление основано на разработанной В.В. Болотным методике расчета долговечности при усталостных разрушениях и использовании метода Монте-Карло. Главная особенность этого направления состоит во введении расчетной нагрузки в форме плотности распределения амплитуд напряжений, характерного для рассматриваемого стационарного случайного процесса нагрузки. При этом предположении о законе распределения времени безотказной работы заранее не делается, а он определяется с применением метода

Монте-Карло, для чего задаются характеристиками распределения значений времени безотказной работы вагона.

В рассмотренных расчетах надежности вагона предполагается, что заданные вероят-

ностные характеристики нагруженности и несущей способности остаются неизменными в течение всего времени эксплуатации.

Отказы можно классифицировать по различным признакам (рис. 7.1.26).

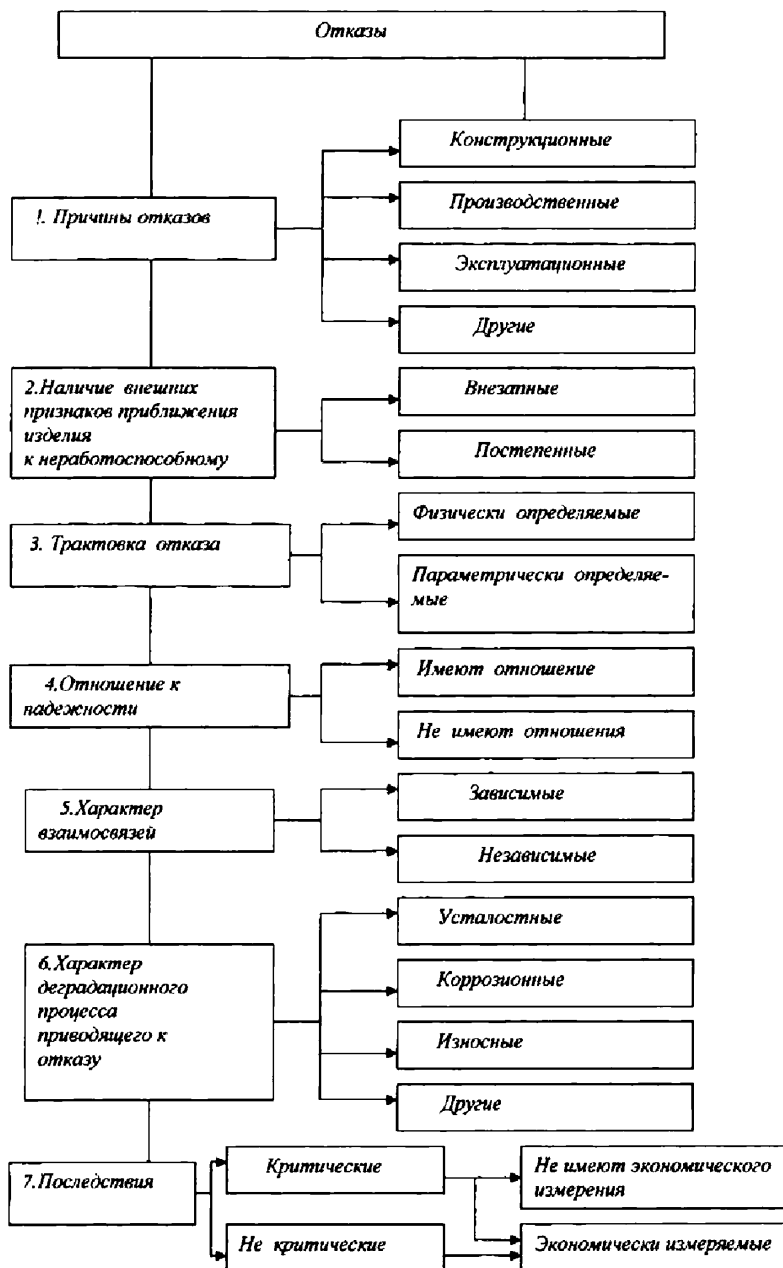


Рис. 7.1.26. Классификация отказов

7.1.6. УДАРНО-ТЯГОВЫЕ ПРИБОРЫ

Ударно-тяговые приборы служат для сцепления вагонов между собою и локомотивами, удержания их на определенном расстоянии друг от друга, восприятия передачи и смягчения действия тяговых и сжимающих сил, возникающих при движении поезда и при маневрах. От конструкции, параметров и исправного состояния ударно-тяговых приборов во многом зависит надежность вагонов в эксплуатации, а также безопасность движения поездов.

Ударно-тяговые приборы в зависимости от способа восприятия сил бывают объединенные и отдельные тягово-сцепные, в зависимости от способа соединения – неавтоматические и автоматические. В настоящее время на железных дорогах России и стран СНГ применяются только автоматические ударно-тяговые приборы (автосцепка) вследствие их больших преимуществ по сравнению с неавтоматическими сцепками (винтовой стяжкой), которые в основном применяются на железных дорогах Западной Европы.

Автосцепка позволяет увеличить массу поезда и провозную способность железных дорог, обеспечивает рациональное использование мощности современных локомотивов, устраняет тяжелый и опасный труд сцепщика вагонов, ускоряет процесс формирования поездов, способствует уменьшению массы тары вагона вследствие объединения ряда элементов конструкции и облегчения боковых и концевых балок рамы кузова при центральном расположении ударно-тяговых приборов.

Конструкции автосцепок [9]. На наземном подвижном составе применяется лучшая в мире нежесткая автосцепка типа СА-3 и СА-3М (модернизированная), разработанная Н.Н. Новиковым, В.Г. Головановым, В.А. Шашковым и А.Ф. Пуховым под руководством В.Ф. Егорченко. Ее конструкция допускает относительные вертикальные перемещения сцепленных корпусов автосцепок и при разнице в высотах продольных осей корпусов автосцепок располагаются ступенчато, сохраняя горизонтальное положение.

На вагонах метрополитена применяется жесткая автосцепка, конструкция которой не допускает относительных перемещений автосцепок, а при разнице высот продольных осей корпусов автосцепок они занимают наклонное положение. Такая автосцепка позволяет также соединять автоматически тормозные магист-

рали вагонов и межвагонные электропровода освещения и электропневматического тормоза пассажирских вагонов.

На восьмиосных и шестиосных вагонах с длинными консолями (расстоянием от концевого бруса рамы вагона до центра пятника) применяется полужесткая автосцепка, в конструкции которой имеются детали, ограничивающие возможность выхода из сцепления сцепленных корпусов автосцепок при их больших вертикальных перемещениях.

Автосцепка СА-3 состоит из следующих элементов (рис. 7.1.27): корпуса 9 с механизмом (замком, замкодержателем, подъемником, предохранителем замка, валиком подъемника); расцепного привода 1, включающего кронштейны 2 и 5, расцепной рычаг 3 и цепь 8; ударно-центрирующего прибора, состоящего из приклепанной к концевому бусу рамы розетки 4, двух маятниковых подвесок 6, центрирующей балочки 7, упяжного устройства, в которое входят тяговый хомут 12, соединительный клин 11, упорная плита 16, болты 17 с гайками и запорными шайбами для крепления клина; поглощающего аппарата 14 с подерживающей его планкой 15; переднего 10 и заднего 13 упоров, приклепанных или приваренных к хребтовой балке.

Корпус автосцепки предназначен для передачи ударно-тяговых сил упяжному устройству и для размещения механизма. Он представляет собой стальную полую отливку, состоящую из головной части и хвостовика.

Головная часть имеет большой 1 и малый 4 зубья, которые образуют зев с выступающими замком 3 и замкодержателем 2 (рис. 7.1.28). Упор 5 на головной части служит для передачи сил сжатия на раму кузова через розетку после полного сжатия поглощающего аппаратом и деформаций деталей автосцепки и упяжного устройства. Отверстие 6 предназначено для плоского клина, соединяющего корпус автосцепки с тяговым хомутом.

Для облегчения горизонтального перемещения корпуса торца хвостовика имеет цилиндрическую форму. Для повышения прочности и надежности корпуса он подвергается закалке и отпуску, благодаря чему увеличиваются на 20...25 % предел текучести, на 13...20 % временное сопротивление и на 20 % износостойкость. Однако при этом стоимость изготовления корпуса возрастает на 12...15 %. Следует учитывать, что вызывающие разрушение частей автосцепного устройства силы

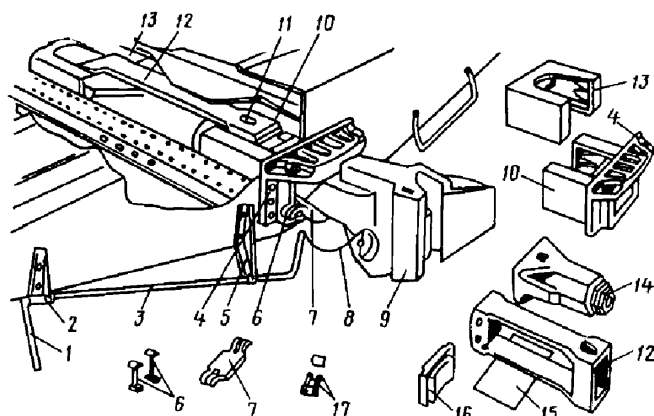


Рис. 7.1.27. Автосцепка СА-3

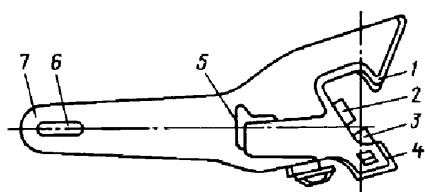


Рис. 7.1.28. Головная часть автосцепки СА-3:

не должны превышать силы, разрушающие раму кузова, сохранение целостности которой важнее, чем обеспечение прочности деталей автосцепки, которые легче заменить в эксплуатации, чем отремонтировать раму кузова.

Механизм автосцепки СА-3 содержит (рис. 7.1.29): замок 1 с шипом 2 для предохранителя замка, с овальным отверстием 3 для пропуска валика подъемника, с радиальной опорой 5, зубом 6 и сигнальным отростком 4 красного цвета; замкодержатель 7 с противовесом 8, пальцем 9, лапой 10 и овальным отверстием 11 для подвешивания его на корпус автосцепки; подъемник 12 с широким 15 и узким 13 пальцами и отверстием 14 для стержня 23 валика 20 с пазом 22 подъемника с балансиrom 24 для облегчения возвращения подъемника в исходное положение; предохранитель 17 с плечами 18 и 19; болт 16 с гайкой и двумя стопорными шайбами для блокировки валика подъемника в корпусе автосцепки.

Автосцепка СА-3М, которая ставится на восьмиосные вагоны [10] и транспортеры, имеет: подпружиненную балочку ударно-центрирующего устройства; соединение хвостовика корпуса с тяговым хомутом валиком; специальный торсионный механизм для облегче-

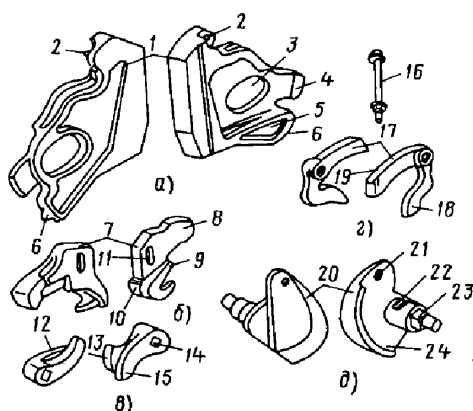


Рис. 7.1.29. Механизм автосцепки СА-3:

а – замок с замкодержателем; *б* – замкодержатель;
в – подъемник; *г* – предохранитель от саморасцепки;
д – валик подъемника с противовесом

ния возвращения отклоненного в горизонтальной плоскости в кривой корпуса автосцепки в центральное положение и обеспечения автоматического сцепления автосцепок в кривых. Кроме того, стенки корпуса автосцепки утолщены примерно на 30 %, в нем имеются внутренние ребра жесткости, а на малом зубе внизу – специальный прилив, ограничивающий вертикальные смещения сцепленных корпусов автосцепок в допускаемых пределах, что обеспечивает прохождение без саморасцепа горбов сортировочных горок и больших вертикальных неровностей железнодорожного пути.

Для перспективных условий эксплуатации автосцепка должна быть жесткой или полужесткой, корпус автосцепки со стороны малого зуба должен иметь тяговый крюк (при-

лив) для зачаливания троса при подтаскивании вагона. Конструкция автосцепки должна обеспечивать возможность применения переходных сцепок, обеспечивающих сцепляемость и взаимозаменяемость со сцепками железных дорог Китая, КНДР и не препятствующих постановке на нее переходных устройств для сцепления с винтовой сцепкой на железных дорогах Западной Европы. На автосцепке предусмотрено также применение автосоединителя межвагонных коммуникаций (тормозной воздушной магистрали, электрических двухпроводных цепей).

В настоящее время имеется опытный образец перспективной полужесткой автосцепки с автосоединителем воздухоэлектропроводов с боковым расположением соединительных мундштуков, для чего предусмотрены отверстия в ребрах большого зуба для установки несущего вала. Кроме того, в автосцепке планируется применение удлиненного поглощающего аппарата, у которого корпус и тяговый хомут выполнены как одно целое.

Поглощающие аппараты автосцепки.

Поглощающие аппараты предназначены для уменьшения продольных растягивающих и сжимающих продольных сил в поезде за счет преобразования кинетической энергии соударяющихся вагонов в работу сил трения и потенциальную энергию деформации упругих элементов аппарата. По типу рабочего элемента аппараты бывают: пружинными, пружинно-фрикционными, гидравлическими, газовыми, гидрогазовыми, гидрофрикционными и эластомерными.

Пружинные аппараты не применяются в вагонах ввиду большой силы отдачи пружин и невозможности получения высокой энергоемкости в ограниченных габаритах, они используются лишь в буферах и межвагонных амортизаторах пассажирских вагонов с упругими переходными торцовыми площадками.

Пружинно-фрикционные аппараты наибольшее распространение получили в грузовых вагонах ввиду их простоты и возможности проектирования с удовлетворительными параметрами (энергоемкостью, полным ходом аппарата, силой сопротивления при сжатии, силой начальной затяжки, коэффициентом необратимого поглощения энергии удара, статической силой закрытия аппарата).

Для грузовых вагонов разработаны пружинно-фрикционные аппараты следующих типов: Ш-1-ТМ (шестигранный, термически

обработанный, модернизированный); Ш-2-Т; Ш-2-В (взаимозаменяемый); Ш-4-Т; Ш-6-ТО-4; Ш-6-ТО-4у; ПМК-110А; ПМК-110А23К (пластинчатый с металлокерамическими элементами, ход аппарата 110 мм); ПФ-4; ПГФ-4. Аппараты Ш-1-ТМ, Ш-2-Т, Ш-2-В аналогичны по конструкции и отличаются в основном параметрами.

Аппарат Ш-1-ТМ состоит из следующих элементов (рис. 7.1.30, а): литого шестигранного корпуса 5, выполненного из стали 30ГСЛ-Б или 30Х06Лу; трех штампованных клиньев 3 из стали 38ХС или 30; нажимного конуса 1; нажимной шайбы 4; из двухрядной заневоленной пружины 6 и 7 и стяжного болта 2 с гайкой. Сила трения, являющаяся источником сопротивления аппарата, возникает на трущихся поверхностях клиньев 3 и корпуса 5.

Поглощающий аппарат Ш-6-ТО-4у для четырехосных вагонов имеет (рис. 7.1.30, б): корпус 4, выполненный как одно целое с тяговым хомутом; съемное днище 9; нажимной конус 1; три фрикционных клина 2; опорную шайбу 3; наружную 6 и две внутренние 7 пружины; промежуточную шайбу 5 и стяжной болт 8 с гайкой.

Этот аппарат взаимозаменяем с аппаратом Ш-1-ТМ, Ш-2-В, однако у вагонов более ранней постройки требуется модернизация упоров на хребтовой балке с целью свободного размещения между ними съемного днища 9. Аппарат Ш-6-ТО-4у является вариантом аппарата Ш-6-ТО-4, у которого отсутствует стяжной болт.

Поглощающий аппарат ПМК-110А применяется у рефрижераторных вагонов, платформ для перевозки контейнеров, частично у восьмиосных вагонов (рис. 7.1.30, в). Фрикционными элементами в нем являются износостойкие металлокерамические пластинки. Аппарат состоит из корпуса 10, фрикционных клиньев 4, нажимного конуса 2, неподвижных 5 и подвижных 1 металлокерамических пластин, наружной 8 и внутренней 7 пружин, опорной пластины 6, стяжного болта 9 с гайкой 3.

Поглощающий аппарат ПФ-4 состоит из корпуса 6 (рис. 7.1.30, г), центральной опорной плиты 7, распорного клина 12, подвижных клиньев 2, подвижных плит 1, неподвижных клиновых вкладышей 5, боковых вкладышей 3, отбойной пружины 4, силовых наружной 9 и внутренней 10 пружин с промежуточной шайбой 8 в удлинителе 11. Аппарат быстро прирабатывается в эксплуатации (через 0,5 – 1 год).

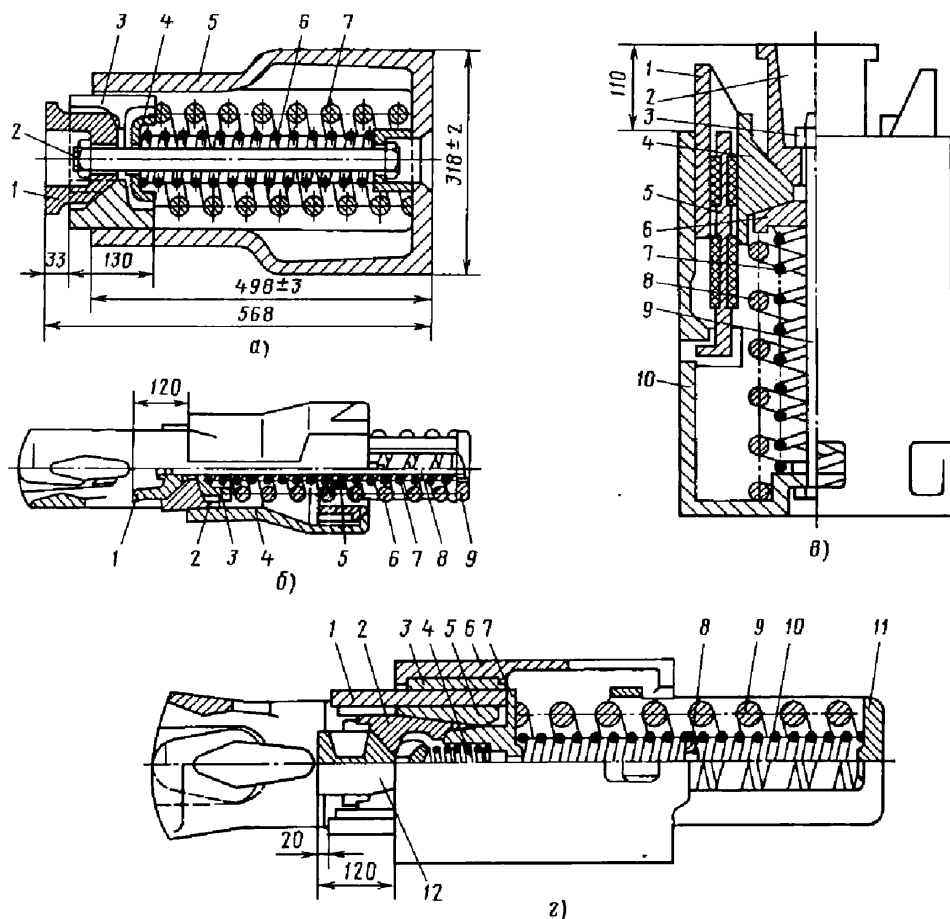


Рис. 7.1.30. Пружинно-фрикционные поглощающие аппараты автосцепки:
а – Ш-1-ТМ; б – Ш-6-ТО-4у; в – ПМК-110А; г – ПФ-4

Поглощающий аппарат ПГФ-4 с фрикционными и гидравлическими узлами аналогичен по конструкции аппарату ПФ-4 и отличается от него наличием в наружной силовой пружине удлинителя гидроусилителя клапанного типа с автоматической подстройкой его сопротивления в зависимости от скорости соударения вагонов при работе в квазистатическом и динамическом режимах нагружения. Аппарат является гидрофрикционным: в нем поглощение энергии удара происходит благодаря рассеянию работы сил трения в фрикционном узле и сопротивления гидроусилителя.

Основные параметры рассмотренных пружинно-фрикционных аппаратов приведены в табл. 7.1.3.

Пружинно-фрикционный аппарат ЦНИИ-Н6, разработанный И.Н. Новиковым, имеет пружинную и пружинно-фрикционную части. В настоящее время его заменяют в эксплуатации резиновым поглощающим аппаратом.

Резиновый поглощающий аппарат Р-2П (условное обозначение: резиновый, второй вариант, пассажирский) устанавливается на пассажирских вагонах и вагонах дизель- и электропоездов. Упругим элементов являются резинометаллические секции, состоящие из слоя специальной резины 7-ИРП-1348 и двух навулканизированных металлических пластин толщиной 2 мм; толщина секции 41,5 мм, сечение 265×220 мм. В корпусе аппарата 1 установлена нажимная плита 2, девять резинометаллических секций 3, промежуточная плита 4 (рис. 7.1.31).

7.1.3. Основные параметры пружинно-фрикционных поглощающих аппаратов для грузовых вагонов

Параметры	Тип аппарата						
	Ш-1-ТМ	Т-2-Т	Ш-2В	Ш-6-ТО-4у	ПМК-110А	ПФ-4	ПГФ-4
Энергоемкость, кДж	25...75	30...65	40...90	35...85	90...100	140...170	140...170
Полный ход, мм	70	110	90	120	110	120	120
Сила сопротивления при сжатии, МН	2,5...3,0	2,5	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0...2,5
Коэффициент поглощения кинетической энергии	0,7...0,75	0,7...0,75	0,7...0,75	0,7...0,75	0,75	0,75	0,75

7.1.4. Параметры поглощающих аппаратов пассажирских вагонов

Параметры	Типы аппарата			
	ЦНИИ-Н6	Р-2П	Р-4П	Р-5П
Энергоемкость, кДж	15...24	20...25	28	40...50
Полный ход, мм	70	70	72	80
Сила сопротивления при сжатии, МН	1,5	1,3	1,8	1,2
Коэффициент поглощения кинетической энергии	0,7...0,75	0,32...0,38	0,55	0,31...0,36

Поглощающие аппараты Р-4П и Р-5П разработаны для перспективных условий эксплуатации пассажирских вагонов и отличаются от аппарата Р-2П формой и конструкцией корпуса, поперечными размерами резинометаллических элементов и меньшей их толщи-

ной (33 мм вместо 41,5 мм). Основные параметры резиновых поглощающих аппаратов приведены в табл. 7.1.4.

Резиновый поглощающий аппарат Р-2П применяется в двукратном поглощающем аппарате, состоящем из аппаратов Ш-2-Т и Р-2П. Такой аппарат не взаимозаменяем с аппаратом Ш-2-Т и требует увеличения расстояния между упорами на хребтовой балке до 1400 мм вместо стандартного расстояния 625 мм. Сдвоенный аппарат имеет энергоемкость до 200 кДж и ход 200 мм.

Гидравлический поглощающий аппарат работает по принципу преобразования сил гидравлического сопротивления, возникающего при перетекании жидкости (масла) через калиброванные (дрессельные) отверстия из одной полости аппарата в другую, в тепло, следовательно, большая часть кинетической энергии соударения вагонов поглощается необратимо. Незначительная отдача энергии

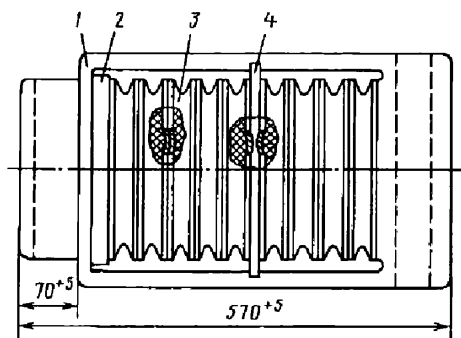


Рис. 7.1.31. Резиновый поглощающий аппарат Р-2П автосцепки

возникает только за счет упругости пружин, служащих для возвращения поршня аппарата в исходное положение после удара и участвующих частично в восприятии кинетической энергии удара. При медленно нарастающих продольных силах аппарат сжимается почти без гидравлического сопротивления и ввиду малой жесткости пружин оказывается неподготовленным к восприятию последующих ударов.

В гидрогазовом поглощающем аппарате этот недостаток в значительной мере устранен, так как в нем находится нейтральный газ, например, азот под высоким давлением (до 9 МПа), который вместо пружин обеспечивает большое упругое сопротивление и улучшает работу аппарата при медленном нарастании продольных сил в поезде, например, при плавном его трогании и движении по затяжному подъему пути. В этих аппаратах сила удара при сжатии его не имеет скачков, что обеспечивает плавное движение вагонов в поезде и при маневровых соударениях. Кроме того, энергоемкость его увеличивается с ростом скорости соударения, т.е. имеется саморегулирование характеристик аппарата.

В МИИТе (кафедра "Вагоны и вагонное хозяйство") разработаны под руководством З.О. Каракашьяна и запатентованы во Франции, Германии, Канаде, Великобритании, Японии и США два варианта гидрогазовых аппаратов: ГА-100М с энергоемкостью 100 кДж и полным ходом 70 мм и ГА-500 с энергоемкостью 140...170 кДж и полным ходом 120 мм. Конструкция их в принципе одинаковая, отличие состоит лишь в том, что в аппарате ГА-500 газовые камеры работают последовательно, а в ГА-100М – параллельно.

Аппарат ГА-500 состоит из корпуса 2 с плунжером 10 (рис. 7.1.32), регулирующим стержнем 5, плавающими поршнями 3 и 7 уплотнениями 8 и 9, промежуточным дном 4, диафрагмой 6, зарядным штуцером 1. В аппарате имеются газовые камеры А с зарядным давлением 3,5 МПа и Б с зарядным давлением 9 МПа, а также гидравлические камеры В, Г и Д. Регулирующий стержень 5 с профильными канавками позволяет создавать необходимое сопротивление аппарата в зависимости от скорости соударения, что улучшает условия его работы.

Аппарат ГА-500 не требует приработки и реализует свою максимальную энергоемкость с начала эксплуатации. Однако до настоящего времени он не нашел применения ввиду высо-

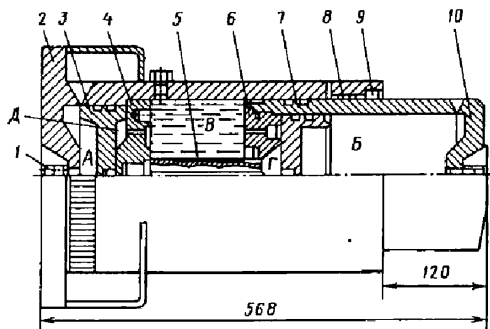


Рис. 7.1.32. Гидрогазовый поглощающий аппарат ГА-500 автосцепки

кой стоимости, сложности конструкции, трудности обеспечения на длительный период надежных уплотнений (сальников), препятствующих вытеканию рабочей жидкости (масло АМГ-10), а также из-за изменения его жесткости под влиянием переменной температуры в зависимости от вязкости рабочей жидкости. По мере устранения этих недостатков гидрогазовые поглощающие аппараты могут найти широкое применение на вагонах.

Поглощающие аппараты с силиконовыми эластомерами в качестве рабочего элемента, в последние годы получающие все более широкое распространение, могут успешно применяться в амортизирующих устройствах при температуре $-70...+250$ °С, при которой эластомеры способны к большим обратимым высокоэластичным деформациям. Такие поглощающие аппараты отличаются высокой стойкостью к естественным и искусственным факторам старения. При равных габаритных размерах эластомерные поглощающие аппараты имеют более высокую удельную энергоемкость, приходящуюся на единицу массы, а также более простую конструкцию по сравнению с другими аппаратами. Однако при изготовлении их требуется более высокая точность механической обработки поршней и цилиндров для создания герметически заполняемых объемов эластомером, работающим под давлением 500 МПа. Важным преимуществом эластомера является его сжимаемость под давлением в замкнутом объеме до 15 %, высокая вязкость и малое ее изменение при колебаниях температуры.

На железных дорогах России в четырехосных цистернах для перевозки сжиженных газов под высоким давлением применяются более 1000 эластомерных аппаратов типа

73ZW фирмы Камакс (Польша), в которых использовано амортизирующее вещество кемаксил (вязкая и упругая жидкость с большой способностью восприятия энергии удара и отсутствием элементов, признанных зарубежными стандартами отравляющими, не загрязняющими окружающую среду).

Аппарат 73ZW свободно устанавливается на типовых вагонах со стандартной автосцепкой СА-3.

По сравнению с поглощающими аппаратами других типов он имеет ряд преимуществ: большую энергоемкость при низкой конечной силе; высокую стабильность характеристики в широком диапазоне температур ($-60...+60\text{ }^{\circ}\text{C}$); отсутствие заклинивания и запоздания в возвращении в исходное положение после прекращения действия сжимающей силы; простоту конструкции и технического обслуживания в эксплуатации. Аппарат 73ZW имеет следующую техническую характеристику:

Максимальный ход, мм	90
Сила сжатия, кН:	
предварительная	200...220
максимальная	1000...1500
Энергоемкость, кДж, при приложении силы:	
статической	55
динамической	130
Коэффициент восприятия кинетической энергии удара при приложении силы сжатия:	
статической	0,4
динамической	0,75
Габаритные размеры, мм.....	230×218×685
Масса, кг	214

Аппарат 73ZW12 имеет ход 120 мм и энергоемкость 200 кДж.

ФГУП ПО "Уралвагонзавод" совместно с ФГУП "ВНИИЖТ" разработали эластомерный поглощающий аппарат АПЭ-95-УВЗ и работают над созданием эластомерного поглощающего аппарата АПЭ-120-УВЗ с использованием отечественного эластомера. Аппараты имеют ход соответственно 95 и 120 мм. Из других отечественных эластомерных поглощающих аппаратов следует отметить АПЭ-120-И с ходом 120 мм и номинальной динамической энергоемкостью 157 кДж и ЭПА-120 с ходом 120 мм и номинальной динамической энергоемкостью 140 кДж. Аппарат АПЭ-120-И имеет две камеры: первая низкого давления предназначена для создания динамической силовой характеристики путем дросселирования эластомера через кольцевой зазор между

поршнем и внутренней стенкой цилиндрической камеры; вторая сферическая высокого давления служит для обеспечения статической характеристики аппарата. Аппарат ЭПА-120 объединен с тяговым хомутом, что позволяет в 1,5 раза увеличить объем эластомера и снизить рабочее давление в камерах, что дает возможность применять менее дорогие материалы для изготовления силовых элементов.

Эластомерные аппараты типа ДС-12А фирмы Доманже-Жарре (Франция) имеют динамическую энергоемкость 120 кДж, полный ход 110 мм, силу сжатия 1,6 МН, коэффициент необратимо поглощенной кинетической энергии 0,75. Эластомерные поглощающие аппараты SR-24 фирмы Майнер (США) характеризуются энергоемкостью 117 кДж при продольной силе 2,25 МН и ходе 82 мм, который обеспечивает эффективную защиту вагонов при скорости их соударения 3,12 м/с. Аппарат имеет установочные размеры для кармана 625 мм и может устанавливаться свободно вместо аппаратов других типов.

Поглощающие аппараты, используемые за рубежом. Помимо эластомерных поглощающих аппаратов за рубежом применяют аппараты других типов. Так, в США устанавливается комбинированный резинофрикционный поглощающий аппарат RF-4-H-CF фирмы Майнер со статической и динамической энергоемкостью 73,5 и 78,4 кДж; гидрофрикционные поглощающие аппараты Н-60 и Н-100 фирмы Кардвелл Вестингауз с полным ходом 82,5 и 121,2 мм и энергоемкостью 110...120 и 130...140 кДж при продольной силе 2,25 МН; гидравлический поглощающий аппарат Фрэнч-Мастер для вагонов, перевозящих хрупкие и опасные грузы с полным ходом 178, 254 и 381 мм, при которых допускаемая скорость соударения вагонов при продольной силе 2,23 МН соответственно 3,2; 4,73 и 5,8 м/с.

Во Франции применяются резинометаллические поглощающие аппараты типа 6002 фирмы Лаф, в которых резиновые элементы сделаны из специальной смеси "Стенлаф", обеспечивающей эффективную и стабильную работу аппарата при температуре $+20...-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ (работоспособность аппарата сохраняется при температуре $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ с удовлетворительными характеристиками).

В США около 30 % вновь строящихся вагонов оборудуют плавающей хребтовой балкой с мощным центральным амортизирующим

устройством (стоимость такой балки составляет 20 % стоимости всего вагона) дополнительно к стандартным поглощающим аппаратам. Амортизирующие устройства могут иметь ход 178, 254, 305, 457, 508, 610 и 762 мм в зависимости от типа и конструкции вагона. Амортизирующие устройства могут быть резиновые, фрикционные, гидравлические и гидропневматические, последние одно- и двустороннего действия являются наиболее эффективными.

Начиная с 1960 г., компания Пульман (США) оборудует грузовые вагоны с плавающей хребтовой балкой с центральным гидравлическим амортизатором одностороннего действия типа "Гидрофрейм-40" с максимальным перемещением хребтовой балки в каждую сторону 508 мм и "Гидрофрейм-60" с перемещением балки 760 мм. В США эксплуатируются также грузовые вагоны с подвижной хребтовой балкой, которая по концам имеет стандартные поглощающие аппараты, а в центральной части связана с рамой вагона гидрофрикционным амортизатором типа "Гидрофрикцион", состоящим из набора стальных подвижных фрикционных пластин, размещенных последовательно между бронзовыми пластинами корпуса амортизатора. В средней части рамы кузова жестко закреплен гидравлический цилиндр. Центральные амортизаторы этого типа рассчитаны на ход подвижной хребтовой балки 254, 305 и 508 мм, а их энергоемкость составляет 274...338 кДж при продольной силе в поезде 1,33...1,76 МН. При соударении вагонов массой брутто 77 т со скоростью 4 м/с продольная сила не превышает 1,6 МН.

Автосцепки зарубежных железных дорог. На железных дорогах США, Канады, Мексики и некоторых других стран Америки вагоны оборудованы преимущественно стандартной автосцепкой [11], предложенной Дженнеем в 1876 г. и в последующем усовершенствованной: жесткие автосцепки типов Н и F, последней с 1971 г. оборудуются цистерны для перевозки опасных грузов. Многие вагоны промышленного транспорта США оборудованы автосцепкой "Виллисон", головная часть которой подобна автосцепке СА-3. Такая автосцепка применяется также в Китае.

В последние годы в пассажирских вагонах магистральных железных дорог и в вагонах городского транспорта США используют автосцепки с автоматическим соединением воздушной тормозной магистрали и электрических цепей. На рис. 7.1.33 показана такая

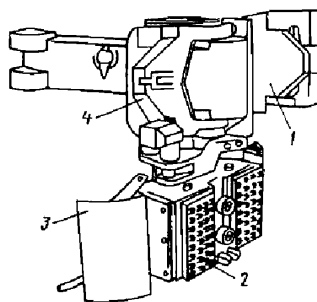


Рис. 7.1.33. Автосцепка типа "Нэйшнэл АР" (США)

автосцепка типа "Нэйшнэл АР", которая имеет клиновидный выступ 1, клиновидную впадину 4, контактную коробку 2 с 44 электроконтактами и двумя мундштуками воздухопроводов, закрываемую при расцепленном положении автосцепки защитной крышкой 3, которая при сцеплении вагонов автоматически открывается, а при расцеплении вагонов закрывается под действием пружины. На мундштуке воздухопровода имеется клапан, отжимающийся внутрь коробки при сцеплении для пропуска воздуха в тормозную магистраль. Концевые краны автотормоза автоматически открываются при сцеплении и закрываются перед расцеплением специальным пневматическим устройством. Дополнительно к ручному расцепному приводу имеется пневматический привод расцепления с электроуправлением из кабины локомотива.

В некоторых грузовых вагонах США, эксплуатирующихся в маршрутных поездах, установлены автосцепки, поворачивающиеся на 180° при разгрузке вагонов на вагоноопрокидывателях без расцепления вагонов.

В США, КНДР, КНР, Японии и ряде других стран получили широкое распространение простые по конструкции автосцепки с поворотным когтем 1, не полностью автоматические, так как перед сцеплением необходимо вручную открывать закрытый коготь (рис. 7.1.34). Замыкание когтя 1 в сцепленном положении производится замком 2, расположенным между корпусом 3 и когтем 1. Для расцепления приводом замок поднимается вверх и располагается над когтем, не препятствуя его открытию и расцеплению автосцепок.

В Японии стандартной автосцепкой является автосцепка "Саибата", похожая по контуру зацепления на американскую автосцепку, но отличающаяся конструкцией механизма сцепления и расцепления.

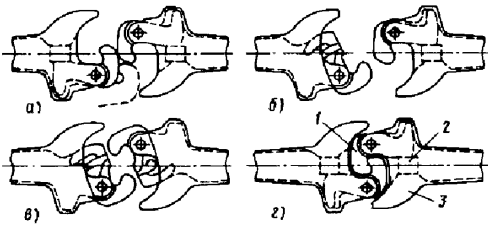


Рис. 7.1.34. Автоцепка с поворотным когтем:
а – закрытое положение; *б* – один коготь открыт, а другой закрыт; *в* – оба когтя открыты для сцепления; *г* – автоцепки сцеплены

Некоторые пассажирские и специальные грузовые вагоны, а также вагоны метрополитена ряда стран Западной Европы оборудованы унифицированной автоцепкой системы Шарфенберга (рис. 7.1.35), которая не взаимозаменяема с автоцепкой СА-3, но позволяет автоматически соединять тормозные воздушные магистрали и электропровода вагонов.

Для обеспечения рациональных международных перевозок по железным дорогам Европы и Азии предусмотрена возможность взаимодействия вагонов с различными типами сцепок. С этой целью используются, например, специальные переходные сцепки, обеспечивающие сцепление вагонов с автоцепкой СА-3 в Китае, Японии и ряде других стран, имеющих автоцепку США или винтовую сцепку. Такая переходная сцепка состоит из левой части 1 (рис. 7.1.36), представляющей собой контур зацепления сцепки США, и правой части 2 с контуром зацепления автоцепки СА-3. На пограничных станциях переходная сцепка устанавливается в контур зацепления автоцепки СА-3 так, чтобы часть 3 кулака, имитирующая малый зуб и замок, вошла в контур зацепления автоцепки 4 типа СА-3, а

часть 2 охватывала бы ее малый зуб, опираясь на него сверху стенкой 5.

На железных дорогах с шириной колеи 1520 и 1435 мм для сцепления вагонов, имеющих автоцепку СА-3, с вагонами с винтовой сцепкой снимают корпус автоцепки СА-3 с концевых вагонов состава или с каждого вагона, а вместо них ставят специальные крюки с винтовой сцепкой, которые соединяют клином с тяговым аппаратом автоцепки. Вместо центрирующей балочки в розетку автоцепки СА-3 устанавливается специальная скоба, обеспечивающая горизонтальное положение и нормальную работу крюка, на который вручную накидывается при сцеплении стяжка винтовой сцепки. При таком способе сцепления вагонов грузовые вагоны с шириной колеи 1520 мм должны иметь стандартные боковые буфера, которые вместе со специальным переходным крюком снимаются после возвращения вагонов в Россию с зарубежных железных дорог и ставятся типовые автоцепки СА-3. Вагоны железных дорог России, постоянно курсирующие по железным дорогам Западной Европы, проектируют и строят с боковыми буферами, перечень которых установлен ОАО РЖД.

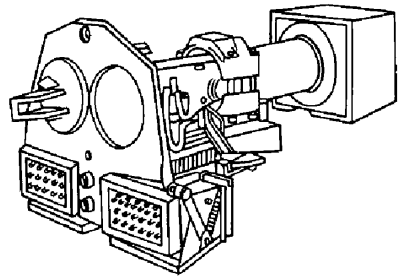


Рис. 7.1.35. Унифицированная автоцепка системы Шарфенберга

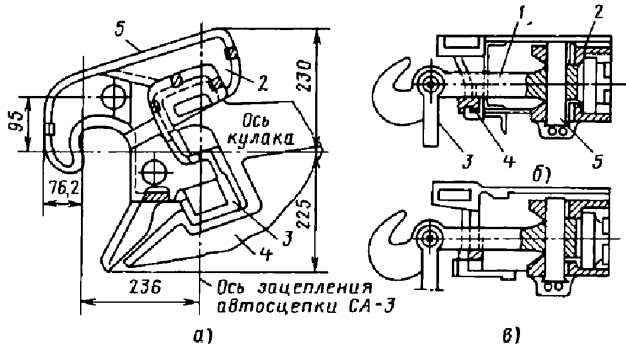


Рис. 7.1.36. Переходная сцепка для сцепления вагонов, имеющих автоцепку типа СА-3, с вагонами с автоцепкой США:

а – кулак; *б* и *в* – положение крюка соответственно на грузовом и пассажирском вагоне

В боковых буферах современных вагонов Западной Европы в качестве амортизирующих устройств применяют цилиндрические стальные пружины, а также упругие элементы, работа которых основана на эффективных принципах поглощения кинетической энергии удара. Так, например, в Польше на вагонах устанавливают буфера типа KZE, в корпусе которых размещены сменные вставки в виде последовательно соединенных витой цилиндрической пружины и эластомерного амортизатора с силиконовым эластомером. Буфер KZE имеет энергоемкость при квазистатическом режиме нагружения 35 кДж, а при динамическом – 70 кДж.

На вагонах в Великобритании широко применяют буфера с гидравлическими вставками серии "Олео" компании Олео Пневматике, имеющие гидравлическую, компенсационную и газовую камеры, а также гидравлические вставки двух типов: 5С и ЧЕС-80 с максимальным ходом сжатия 105, 110 и 135 мм.

В последние годы в Западной Европе широко распространены двухосные платформы с подвижным грузовым настилом для перевозки подвергающихся порче и опасных грузов. Такая платформа фирмы СЕАГ (Германия) имеет амортизирующее устройство в виде подвижной погрузочной плиты, опирающейся на раму платформы через ролики с тормозным механизмом, передвигающиеся по наклонным поверхностям в ту или иную сторону в продольном направлении в зависимости от направления действия внешней продольной силы в поезде. Подвижная плита может перемещаться в обе стороны на расстояние до 800 мм и подниматься вертикально до 100 мм. При продольном перемещении плиты более 700 мм в работу по ее замедлению включается дополнительный амортизатор, установленный между погрузочной плитой и рамой вагона.

Специализированные вагоны и платформы для перевозки контейнеров имеют подвижные грузовые настилы с гидравлическими амортизаторами серии "Олео" с рабочим ходом до 500...760 мм. Сдвоенные или одиночные гидравлические амортизаторы размещаются в средней части хребтовой балки рамы платформы. Груз или контейнер могут иметь специальные упорные элементы или размещаться на промежуточных настилах, взаимодействующих с упорными поверхностями амортизатора. Такие амортизационные устройства обеспечивают ускорение платформы не

более 2g при скорости соударения вагонов 4,17 м/с.

Пути совершенствования автосцепного устройства. Одной из основных задач совершенствования автосцепного устройства является ограничение относительных вертикальных перемещений головок корпусов сцепленных автосцепок путем перехода от нежесткой автосцепки к жесткой и полужесткой. Это дает возможность гарантировать вертикальное сцепленное состояние автосцепок при движении вагонов через горб сортировочной станции, по неровностям пути с большими амплитудами и в ряде других неблагоприятных условиях эксплуатации вагонов, при которых предотвращается саморасцеп вагонов. Восьмиосные вагоны и вагоны с большой базой и консольной частью проектируют с использованием дополнительных устройств: направляющий механизм принудительного отклонения корпуса автосцепки к центру кривой пути с целью автоматической сцепляемости автосцепок в кривых нормируемого радиуса; увеличенный носок большого зуба головки автосцепки и улавливающее крыло по типу западноевропейских автосцепок.

Одной из проблем совершенствования автосцепки является создание механизма сцепления и расцепления, отвечающего современным и перспективным условиям эксплуатации, т.е. надежности сцепления при скоростях соударения вагонов до 15 км/ч, а в поездных режимах под действием вертикальных ускорений до 8g и горизонтальных ускорений до 4g. Разработано несколько вариантов механизма сцепления и испытана автосцепка типа СА-Д на основе изобретения Э.А. Дзятко, отличающаяся от автосцепок типа СА-3 только корпусом и механизмом сцепления и взаимосцепляемая с автосцепкой СА-3. Конструкция механизма автосцепки СА-Д исключает возможность возникновения "опережения" (преждевременного включения в работу предохранителя от саморасцепа замка при сцеплении автосцепок). Благодаря поступательному движению замка высота его рабочей части увеличена до 275 мм (169 мм у автосцепки СА-3), благодаря чему обеспечивается большее смещение по вертикали корпусов сцепляемых автосцепок без саморасцепа, что особенно важно при проходе горба сортировочной горки.

В автосцепке СА-Д допустимый износ контура зацепления головки автосцепки не оказывает влияния на надежность работы пре-

дохранителя от саморасцепа автосцепок, так как он работает не на изгиб, а на сжатие, что повышает его прочность. Кроме того, карман корпуса автосцепки имеет меньшее число приливов (ребер), что облегчает изготовление и упрощает его ремонт. Однако большее количество деталей механизма усложняет использование автосцепки СА-Д, поэтому в настоящее время она снята с эксплуатации для доработки конструкции.

Проводятся работы по созданию новых и совершенствованию разработанных ранее автоматических соединителей воздушных тормозных магистралей и электропроводов вагонов метрополитена, мотор-вагонного подвижного состава и некоторых типов пассажирских вагонов наземного железнодорожного транспорта. Однако такие автосцепки не сцепляются со стандартными автосцепками, что вызывает некоторые затруднения в их эксплуатации, включая необходимость снабжения запасными частями в связи с их разнотипностью. Автоматические соединители по принципу действия бывают двух типов: постоянно выдвинутые за ось зацепления автосцепок и с принудительным выдвижением под действием соседней автосцепки с автоматическим или каким-либо другим приводом. Соединительные мундштуки бывают телескопические и нетелескопические, наиболее распространены предпоследние.

На протяжении многих последних лет ведутся работы по улучшению прочности несущих деталей автосцепного устройства путем усиления наиболее напряженных сечений и мест, применения более прочных сталей, например, низколегированных марок 20ГЛ, 20ФЛ или 20ГФЛ. Хвостовик корпуса автосцепки усилен путем введения ребер жесткости внутри и утолщением стенок. В некоторых сечениях, в которых невозможно увеличение их размеров, прочностные качества улучшаются применением стали новых марок и современных способов упрочнения. Кроме того, прочность деталей автосцепного устройства при проектировании повышается путем увеличения предела текучести и ударной вязкости металла, из которого они сделаны, а также сопротивления усталости и статической прочности конструкции автосцепного устройства в целом с учетом работы при критически низких температурах.

В процессе совершенствования автосцепного устройства стремятся уменьшить свободный продольный зазор между сопрягае-

мыми деталями, который в эксплуатации составляет в среднем 50 мм на один вагон и суммируется из конструктивных зазоров и допускаемых в эксплуатации износов. Исследования показывают, что при уменьшении продольного зазора в сцепленных автосцепках на 15 % продольные силы в поезде снижаются на 4...7 % при пружинно-фрикционных поглощающих аппаратах автосцепки. Введение пружинного устройства для выбора продольного зазора в сцепленных автосцепках может уменьшить продольные силы в поездах на 6...10 %, что достигается также (особенно при соударении вагонов на маневрах) внедрением более совершенных поглощающих аппаратов.

В настоящее время разработаны и испытываются поглощающие аппараты и другие устройства гашения продольных сил в поездах, обеспечивающие защиту конструкции вагона и находящихся в нем грузов при скоростях соударения вагонов до 12 км/ч и выше (допускаемая в настоящее время скорость соударения 5 км/ч).

Для поддержания автосцепного устройства в длительном работоспособном состоянии в эксплуатации применяется система, предусматривающая восстановление изношенных мест наплавкой или замену неисправных деталей на исправные в зависимости от экономических показателей. Как показывают расчеты, выгоднее ремонтировать неисправные детали автосцепки наплавкой, чем заменять новыми.

Для автоматической расцепки вагонов на сортировочных горках наиболее эффективны конструкции, не требующие дополнительного усложнения автосцепки или вагона. При этом могут применяться системы, включающие и напольные устройства, приводящие в действие расцепной механизм автосцепки вагона по радиосигналу с центрального пункта управления работой сортировочной горки по заданной компьютерной программе.

Для автоматизации процесса отцепки маневрового локомотива от вагонов может быть установлен дополнительный воздушный привод. Для расцепления автосцепок машинист через тройной клапан выпускает сжатый воздух в цилиндр, укрепленный на раме локомотива. При перемещении поршня цилиндра его шток с помощью рычажной передачи натягивает цепь расцепного привода автосцепки, поворачивая валик подъемника автосцепки. На маневровом локомотиве такие расцепные устройства имеются на обеих консольных частях рамы.

Глава 7.2

ГРУЗОВЫЕ ВАГОНЫ

Грузовые вагоны работают в сложных напряженных условиях, постоянно находятся во взаимодействии с различными обустройствами и техническими средствами (железнодорожным путем, мостами, искусственными сооружениями, локомотивами, погрузочно-разгрузочными машинами и механизмами, подъемными и транспортировочными устройствами и др.).

Классификация грузовых вагонов [12, 13]. Все многообразие парка грузовых вагонов классифицируют по трем основным признакам:

- 1) по назначению – универсальные и специализированные;
- 2) по условиям эксплуатации – магистральные и промышленного транспорта;
- 3) по ширине колеи – нормальной колеи (1520 мм) и узкой колеи (750, 1000, 1067 мм).

Универсальные грузовые вагоны предназначены для перевозки грузов широкой номенклатуры, специализированные – для перевозки одного или редко двух однородных грузов со сходными физико-химическими свойствами. Доля этих вагонов в общем парке грузовых вагонов определяется на основании анализа структуры перевозимых грузов и обосновывается технико-экономическими расчетами, так как каждая из этих групп вагонов имеет свои преимущества и недостатки.

Достоинством универсальных вагонов является меньший порожний пробег, а следовательно, большая полезная работа по перевозке разнообразных грузов. Однако по сравнению со специализированными вагонами они хуже приспособлены для полной механизации погрузо-разгрузочных работ и сохранности перевозимых грузов, а в ряде случаев значительно недоиспользуется грузоподъемность и объем кузова вагона. Недостатком специализированных вагонов является большой порожний пробег, что требует увеличения их количества для выполнения требуемого объема перевозки специальных грузов, что обуславливает возрастание объема движения и усложнение регулировки их движения. Однако специализированные вагоны позволяют во многих случаях добиться упрощения их конструкции, снижения строительной стоимости и затрат на их ремонт.

Основные требования, предъявляемые к грузовым вагонам. Основные требования к

грузовым магистральным вагонам по условиям их взаимодействия с техническими средствами и устройствами железнодорожного транспорта определяются нормами для расчета и проектирования новых и модернизированных вагонов магистральных железных дорог колеи 1520 мм (несамоходных), а также стандартами. Они охватывают общие требования к материалам, из которых строятся вагоны, к надежности, безопасности работы обслуживающего персонала, к маркировке и транспортировке, а также гарантийные обязательства заводов-изготовителей вагонов.

Общие требования регламентируют: климатические условия эксплуатации; параметры и габарит вагона; прочность его элементов; параметры наиболее ответственных узлов (тележки, автосцепного устройства, тормозного оборудования и др.); конструкцию кузова, окраску; виды, методы и периодичность контрольных испытаний вагонов, а также конструкцию отдельных узлов вагона. Грузовые вагоны должны изготавливаться в исполнении У для умеренного климата с температурами воздуха +40...–50 °С. Параметры вагонов (грузоподъемность, расчетная (конструкционная) скорость движения, осевая нагрузка, полезный объем кузова или полезная площадь пола, габарит) должны быть подобраны такими, при которых обеспечивается наиболее экономичная их эксплуатация.

Все основные типы грузовых магистральных вагонов должны рассчитываться на эксплуатацию со скоростями движения до 120 км/ч, а новые рефрижераторные и специализированные вагоны для перевозки большегрузных контейнеров – до 140 км/ч. Требования к тележкам, автосцепному устройству, тормозному оборудованию и другим ответственным узлам направлены на обеспечение безопасности движения поездов и требуемой плавности хода вагона, а к конструкции кузова и его отдельных элементов – на обеспечение сохранности перевозимых грузов и самих вагонов при применении комплексной механизации погрузочно-разгрузочных работ.

Установленные виды, методы и периодичность контрольных испытаний направлены на повышение качества проектирования и изготовления вагонов, улучшение его прочностных, ходовых динамических и эксплуатационных качеств, а также показателей надежности при изменяющихся условиях эксплуатации железных дорог.

Требования по надежности определяются установленным сроком службы до первого деповского и капитального ремонтов вагонов. Так как обеспечение надежности вагонов зависит не только от завода-изготовителя, но и от ремонтных предприятий, системы технического обслуживания и условий эксплуатации, то на вагоны устанавливаются также требования по обеспечению сохранности вагонов, определяемые стандартом.

Требования по конструкции отдельных элементов вагона определяются его типом. Так, для универсальных крытых вагонов необходимы боковые двери, настенное несъемное оборудование, люки с вентиляционными решетками в боковых стенах кузова, для универсальных полувагонов – разгрузочные люки в полу; а для универсальных платформ – продольные боковые и торцовые борта.

Грузовые вагоны должны соответствовать типовым требованиям по технике безопасности и производственной санитарии для проектирования и постройки грузовых вагонов железнодорожного транспорта. При массовом хищении из вагонов перевозимых грузов и вандализме по отношению к вагонам должны приниматься временные требования к защите грузов от хищений и по устойчивости конструкций вагона против вандализма.

Требования безопасности предусматривают оснащение вагонов лестницами, подножками, поручнями, кронштейнами для сигнальных фонарей, рифлеными планками для постановки домкратов при подъеме кузова или рамы тележки, а также нанесение знаков безопасности и предостерегающих надписей, обеспечивающих безопасность эксплуатации вагонов.

Гарантийные обязательства завода-изготовителя устанавливаются сроками его ответственности за качество постройки вагона при соблюдении существующих и перспективных условий эксплуатации и ремонта грузовых вагонов.

Грузовые вагоны нового поколения. В соответствии с программой по разработке и производству в России грузового подвижного состава нового поколения предусматривается создание до 2010 г. вагонов нового поколения, отвечающих современным экономическим, экологическим и потребительским требованиям с учетом рыночных отношений. Программа обеспечивает координацию научно-технической политики в области грузовых вагонов для

стран ближнего зарубежья. Кроме того, она имеет потенциальные возможности экспорта грузовых вагонов и предоставления их в аренду другим странам. Намеченное в программе создание грузовых вагонов для эксплуатации их на железных дорогах с шириной колеи 1520 и 1435 мм позволяет ускорить рациональные международные перевозки грузов широкой номенклатуры и способствует интеграции отечественной промышленности в мировую экономику.

Основными задачами программы являются: оздоровление, улучшение потребительских свойств и продление срока службы существующих в настоящее время в эксплуатации вагонов; разработка, освоение выпуска вагонов нового поколения и реконструкция в связи с этим вагоностроительных заводов; производство и закупка грузовых вагонов современного и перспективного уровня до 2010 г.

Грузовые вагоны нового поколения будут строиться трех категорий: 1) стандартные с увеличенной грузоподъемностью до 71...75 т; 2) скоростные грузоподъемностью 50...60 т и с конструкционной скоростью движения до 160 км/ч; 3) международные грузоподъемностью 55...60 т и с возможностью быстрого перехода на колею шириною 1435 мм и обратно за счет применения, например, колесных пар с раздвижными колесами. Вагоны первых двух категорий имеют габарит подвижного состава I-T, а третьей категории – габарит 0-BM.

Конструктивно вагоны нового поколения будут собираться из унифицированных блоков (модулей), нормализованных и стандартных узлов, что позволит строить многоцелевые вагоны на базе одной основной конструкции, повысить уровень специализации и кооперирования производства не только в пределах отрасли вагоностроения, но и на вагоноремонтных предприятиях, а также наиболее эффективно использовать труд исследователей, конструкторов и технологов в направлении сокращения цикла исследования – производства вагонов.

Переход от проектирования отдельных специализированных вагонов к семейству вагонов на базе основной конструкции позволяет: создавать образцы вагонов с заданным уровнем надежности; заменять традиционные методы конструирования; применять специальные унифицированные конструктивные элементы на базовом вагоне; повышать техно-

логичность конструкции и уровень механизации и автоматизации производства; повышать эксплуатационную надежность за счет более полного учета нагруженности в эксплуатации и соответствующего сокращения затрат на ремонт и текущее содержание вагонов в эксплуатации.

Вагоны нового поколения по сравнению с существующими в эксплуатации вагонами позволяют получить следующие преимущества: увеличить среднюю статическую нагрузку на 75 %; ускорить оборот вагона на 8 %; сократить расходы на текущий ремонт на 70 %; сократить количество неисправных вагонов в парке грузовых вагонов до 2...3 %; повысить безопасность движения; обеспечить сохранность перевозимых грузов; снизить трудоемкость обслуживания вагонов в эксплуатации; повысить безопасность при маневровой работе.

Вагоны нового поколения будут иметь среднюю статическую нагрузку 62...69 т, осевую 18...25 т (меньшая нагрузка при скоростях движения выше 120 км/ч), допустимую продольную силу сжатия и растяжения в поезде 350 т, конструкционную скорость движения 120...160 км/ч, межремонтный пробег 3 года после постройки или капитального ремонта вагонов или 450 тыс км пробега после депоовского ремонта.

Среди вагонов нового поколения основными типами являются: четырехосный полувагон с жестким каркасом кузова и осевой нагрузкой 25 т; крытый вагон с увеличенным объемом кузова до 148 м³ вместо 138 м³ у существующего крытого вагона и осевой нагрузкой 25 т; цистерны грузоподъемностью 62...88,2 т для перевозки светлых и темных нефтепродуктов, 70...73 т для перевозки кислот, спирта и винопродуктов, 43,5...65 т для перевозки сжиженных углеводородов; платформа грузоподъемностью 73 т и с площадью пола 50,8 м².

Среди специализированных вагонов нового поколения будут строиться: сочлененный вагон для перевозки легковых автомобилей грузоподъемностью 33 т, с осевой нагрузкой 16 т и объемом кузова 490 м³; вагон для международных перевозок легковых автомобилей грузоподъемностью 18 т, с осевой нагрузкой 13 т и объемом кузова 260 м³; вагон со съемной крышей для перевозки автомобилей грузоподъемностью 52 т, с осевой нагрузкой 18 т и объемом кузова 135 м³; вагон со съемной крышей для перевозки металлопродукции гру-

зоподъемностью 70 т, с осевой нагрузкой 25 т и объемом кузова 85 м³; платформа для перевозки автомобиля с полуприцепом или двух 30-тонных контейнеров грузоподъемностью 61 т, с осевой нагрузкой 23,5 т и тарой 33 т; платформа-хлыстовоз грузоподъемностью 70 т, с осевой нагрузкой 25 т и тарой 30 т; платформа для перевозки штрипсов грузоподъемностью 75 т, с осевой нагрузкой 25 т и тарой 25 т; восьмиосная платформа для перевозки рельсов грузоподъемностью 127 т, с осевой нагрузкой 22 т и тарой 49 т.

Все вагоны нового поколения будут оснащены тележками с улучшенными динамическими показателями и лучшим воздействием на железнодорожный путь, меньшей необремененной массой, колесными парами с буксовыми узлами кассетного типа и раздвижными колесами или свободно вращающимися колесами на оси колесной пары.

7.2.1. УНИВЕРСАЛЬНЫЕ ГРУЗОВЫЕ ВАГОНЫ

К универсальным грузовым вагонам относятся:

- крытые вагоны с дверями в боковых стенах кузова и загрузочными люками в крыше;

- полувагоны с разгрузочными люками в полу для выгрузки сыпучих грузов и торцовыми двухстворчатыми дверями;

- платформы с металлическими откидывающимися бортами по периметру пола;

- цистерны общего назначения с котлом различного диаметра;

- изометрические вагоны.

Универсальные крытые вагоны. Они предназначены для перевозки штучных, тарноштучных, пакетированных и насыпных грузов, требующих укрытия и защиты от воздействия атмосферных осадков (табл. 7.2.1). Кузов этих вагонов имеет раму, боковые и торцовые стены, крышу, боковые двери и люки для загрузки и выгрузки грузов. Отличительной особенностью этих вагонов является наличие боковых дверей, настенного внутреннего несъемного оборудования и люков с вентиляционными решетками на боковых стенах (рис. 7.2.1). Наибольший удельный вес в вагонном парке составляют вагоны последних лет выпуска моделей 11-066, 11-217. У мод. 11-066 каркас кузова имеет раскосостоечную конструкцию и деревянную обшивку стен. У вагона мод. 11-217 каркас кузова не имеет раскосов, а наружная гофрированная обшивка металлическая.

7.2.1. Техническая характеристика универсальных крытых вагонов

Параметры	Модель			
	11-066	11-217	11-260	11-270
Грузоподъемность, т	68	68	72	68,5
Масса тары, т	21,23	24	24	24,5
Объем кузова, м ³	120	120	140	122
База вагона, м	10	10	12,24	10
Длина, м:				
по осям сцепления автосцепок	14,73	14,73	16,397	14,73
по концевым балкам рамы	13,87	13,87	15,75	13,87
Ширина, м:				
максимальная	3,282	3,249	3,26	3,266
кузова внутри	2,76	2,77	2,77	2,764
дверного проема	2,0	3,825	3,973	3,8021
Высота от уровня головок рельсов, м:				
максимальная	4,594	4,692	4,6	4,688
до уровня пола	1,283	1,286	1,285	1,286
Высота кузова внутри (по боковой стене), м	2,79	2,737	3,05	2,9
Коэффициент тары	0,32	0,35	0,388	0,357
Удельный объем, м ³ /т	1,77	1,77	2,09	1,78
Нагрузка от колесной пары на рельсы, кН	288	288	245	228
Погонная нагрузка, кН/м	59	62	59	61,8

Примечания: 1. Конструкционная скорость 120 км/ч. 2. Габарит по ГОСТ 9238.

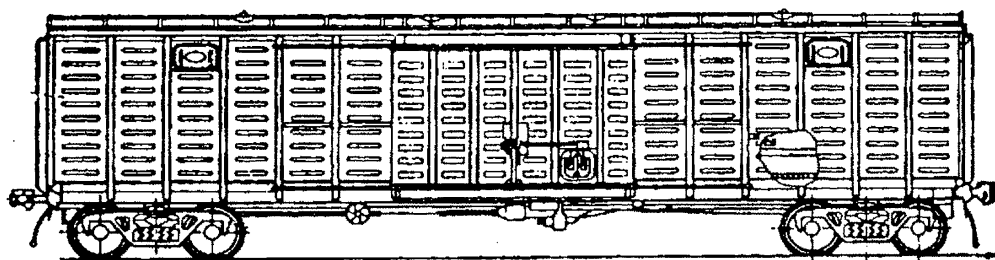


Рис. 7.2.1. Универсальный четырехосный вагон

Универсальный крытый вагон мод. 11-217 предназначен для эксплуатации по железным дорогам России и стран СНГ, а также по реконструированным линиям железных дорог Западной Европы с шириной колеи 1435 мм

после соответствующей замены ходовых частей. Дверной проем (не более 3825 мм) обеспечивает быстрый процесс погрузки и выгрузки с применением автопогрузчиков с осевыми нагрузками до 43 кН, поскольку имеет повы-

шенную прочность деревянного пола (покрыт металлическими листами толщиной 4 мм в зоне дверного проема). Вагон загружается через двери и люки в крыше и боковых стенах. Все несущие элементы рамы, стен и крыши изготовлены из низколегированной стали 09Г2Д.

Крыша вагона с двумя печными разделками крепится к боковым и торцовым стенам кузова заклепками диаметром 10 мм и при ремонте может демонтироваться от стен с меньшей трудоемкостью, чем при креплении сваркой. Крыша изнутри подшита влагостойкой фанерой толщиной 4 мм в два слоя, которая плотно прилегает к местам кровли снизу, образуя потолок. Фанера прикреплена к металлической обшивке крыши уголками и скобами. Такое крепление подшивки крыши практически исключает ее повреждение при погрузке и выгрузке грузов.

Универсальный крытый вагон мод. 11-260 отличается от вагона мод. 11-217 тем, что объем его кузова больше, внутренняя деревянная обшивка стен и крыши кузова заменена полимерным покрытием, ширина дверного проема увеличена до 3973 мм, дверной направляющий рельс перенесен сверху вниз и размещен на пороге дверного проема, Ω -образные гнутые профили стоек стен заменены на П-образные и вместо двух листов обшивки боковых стен по высоте применены три листа. Такие изменения конструкции кузова вагона позволили улучшить степень использования грузоподъемности вагона и тем самым повысить эффективность его эксплуатации, а также надежность работы кузова и обеспечить лучшую приспособленность вагона к погрузочно-разгрузочным операциям.

Рама, деревянный настил пола, стены, крыша и внутреннее оборудование вагона имеют аналогичные конструктивные решения, получившие дальнейшее развитие. Вследствие увеличения длины рамы в ней вместо двух основных поперечных балок предусмотрены четыре такого же профиля, П-образные профили вспомогательных продольных балок для крепления деревянного пола заменены на двутавры № 10. Лобовые балки рамы вагона выполнены без углублений под розетку авто сцепки и имеют посадочные места на лобовом брусе для постановки на вагон буферных стаканов при необходимости соединения вагонов с автосцепкой с вагонами железных дорог Западной Европы с винтовой стяжкой.

Боковые стены кузова цельнометаллические, сварные, без внутренней деревянной подшивки; металлическая обшивка состоит по высоте из трех листов. В отличие от вагона мод. 11-217 на стенах кузова вагона мод. 11-260 дверные амортизаторы устанавливаются с обеих сторон дверного проема для смягчения ударов обеих створок боковой двери при их открывании.

Универсальный крытый вагон мод. 11-270 имеет конструкцию, аналогичную вагону мод. 11-217, но отличается от него технической характеристикой (см. табл. 7.2.1).

Универсальные полувагоны. Они предназначены для перевозки каменного угля, руды, леса, проката металлов, а также других сыпучих штучных грузов, не требующих защиты от воздействия атмосферной среды (табл. 7.2.2). Кузов полувагона не имеет крыши, что обеспечивает удобство использования различных средств механизации при погрузке и выгрузке грузов (мостовых и козловых кранов, вагоноопрокидывателей). Все универсальные полувагоны снабжены люками в металлическом полу для разгрузки сыпучих грузов гравитационным способом.

Из четырех- и восьмиосных полувагонов наиболее перспективными являются последние по технико-экономическим преимуществам. Опыт эксплуатации восьмиосных полувагонов свидетельствуют о том, что их эффективность возрастает при широком внедрении. Большинство сборочных единиц и деталей в кузове восьмиосного полувагона типовые, что обеспечивает поддержание его технического состояния в эксплуатации при существующей ремонтной базе.

Кузова различных универсальных четырехосных полувагонов имеют аналогичные конструкции отдельных элементов и построены в различных вариантах. В их конструкции используются типовые крышки разгрузочных люков, подобные прокатные и гнутые профили, а также штампованные изделия.

Универсальный четырехосный полувагон мод. 12-119 имеет кузов с глухими торцовыми стенами и обладает большей прочностью, так как в нем прочно связаны между собой боковые стены по концам вагона (рис. 7.2.2). Кроме того это позволяет увеличить внутреннюю полезную длину без изменения продольных размеров рамы и повысить объем кузова на 2 м³. Однако перевозка пило- и лесоматериалов в таких полувагонах нецелесообразна

7.2.2. Техническая характеристика универсальных полувагонов

Параметры	Четырехосные				Восьмиосные	
	Модель					
	12-132	12-119	12-753	12-1000	12-541	12-124
Грузоподъемность, т	75	69	69	69	125	130
Масса тары, т	25	22,5	22,5	22,46	43,3	46
Объем кузова, м³	88	76	74	76	140,3	150
База вагона, м	8,65	8,65	8,65	8,65	12,07	10,55
Длина, м:						
по осям сцепления автосцепок	13,22	13,22	13,22	13,22	20,94	18,88
по концевым балкам рамы	12,78	12,73	12,8	12,73	19,11	17,95
Максимальная ширина, м	3,158	3,13	3,21	3,134	3,19	3,3
Высота, м:						
от уровня головок рельсов	3,78	3,495	3,48	3,492	3,97	4,312
кузова внутри (по боковой стене)	2,315	2,08	2,07	2,06	2,51	2,855
Количество разгрузочных люков	14	14	14	14	22	22
Коэффициент тары	0,333	0,326	0,326	0,326	0,34	0,35
Нагрузка от колесной пары на рельсы, кН	245	228	228	228	218	215,75
Погонная нагрузка, кН/м	71,8	65,7	65,7	65	84,5	93
Габарит по ГОСТ 9238	1-ВМ	0-ВМ	0-ВМ	0-ВМ	1-Т	Т _{пр}

Примечания: 1. Размеры разгрузочного люка в свету $1,327 \times 1,54$ м².

2. Конструкционная скорость движения 120 км/ч.

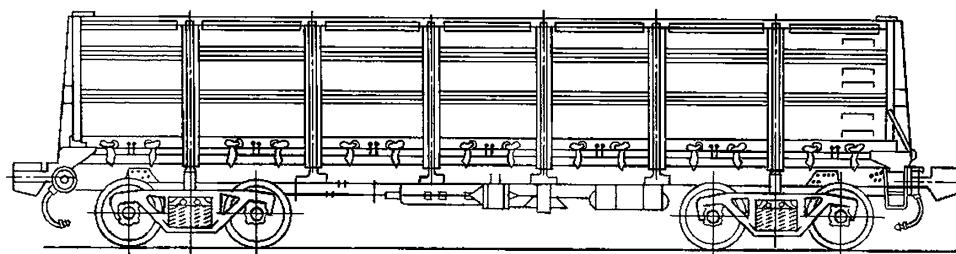


Рис. 7.2.2. Универсальный четырехосный полувагон мод. 12-119

вследствие недоиспользования его грузоподъемности. Крышки люков – типовые с литыми, косо расположенными кронштейнами, содержат двухпрутковые торсионные элементы для облегчения закрывания крышек после разгруз-

ки. Кузов вагона имеет гладкую металлическую обшивку толщиной 4 мм.

Универсальный четырехосный полувагон мод. 12-753 имеет кузов, отличающийся от кузова полувагона мод. 12-119 наличием тор-

цовых двухстворчатых дверей, которые открываются внутрь кузова. Он предназначен для перевозки лесо- и пиломатериалов, проката металла, железобетонных труб и столбов (опор), например, для линий электропередач.

В последнее время ФГУП ПО "Уралвагонзавод" стал строить полувагоны мод. 12-146 со съемной крышей для перевозки грузов, требующих защиты от атмосферных осадков, повреждений, для обеспечения экологических требований. Полувагон имеет грузоподъемность 65 т, массу тары 28 т, осевую нагрузку 230 кН, длину по осям сцепления автосцепок 13,92 м, высоту от головки рельса 4,113 м, внутреннюю ширину кузова в свету по верхним обвязкам 2,911 м. Полувагон имеет две секции крыши весом по 1,81 т с шестью грузозачехными люками. Полувагон изготавливается в четырех исполнениях: 1 – кузов без откосов, крыша без люков; 2 – кузов без откосов, крыша с люками диаметром 688 мм; 3 – кузов с откосами, крыша без люков; 4 – кузов с откосами, крыша с люками. Разгрузка сыпучих грузов производится через 14 люков в полу.

На Великолукском локомотиворемонтном заводе построены 20 опытных четырехосных полувагонов с боковыми разгрузочными люками и с пневматической автоматической системой для одновременной разгрузки большого количества сцепленных полувагонов.

Универсальный восьмиосный полувагон мод. 12-541 ФГУП "ПО "Уралвагонзавод" имеет цельнометаллический кузов с двухстворчатыми торцовыми дверями и с 2-мя разгрузочными люками в полу (рис. 7.2.3), через которые сыпучий груз самотеком высыпается из кузова по обе стороны полувагона. Разгружать полувагоны можно и на вагоноопрокидывателях.

Металлическая обшивка толщиной 5 мм с выштамповками наружу в форме неглубоких корыт пологой формы для создания большей жесткости и увеличения вместимости кузова приварена к каркасу кузова точечной сваркой.

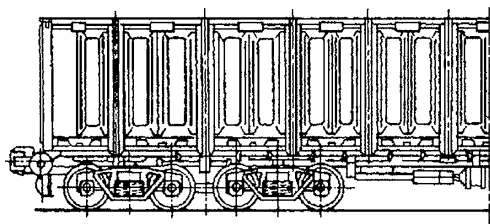


Рис. 7.2.3. Универсальный восьмиосный полувагон мод. 12-541

К боковым стенам кузова приварены скобы для увязки штучного груза, а также для стоек, устанавливаемых при перевозке лесоматериалов с "шапкой". Рама и подкрепляющие элементы кузова изготовлены из низколегированной стали 09Г2Д, а обшивка – из стали 10ХНДП. Крышки разгрузочных люков, образующие пол кузова, выполнены из металлических гофрированных листов толщиной 5 мм и имеют торсионы для облегчения подъема и закрывания крышек после разгрузки.

У этих полувагонов при перевозке насыпных, навалых и особенно раскатываемых грузов (бревен, труб) возникают перегрузки соединений стоек боковых стен с рамой и их повреждение ввиду отсутствия жесткой связи боковых стен кузова, что обусловлено наличием торцовых двухстворчатых дверей. При маневровой работе, особенно при соударении вагонов, деформируются также двери. Для исключения этих недостатков разработаны универсальные восьмиосные полувагоны мод. 12-124 с люками в полу и с глухими торцовыми стенами. Они спроектированы по габариту $T_{пр}$, что позволило значительно улучшить экономические показатели полувагона за счет увеличения погонной нагрузки от 84,5 до 93 кН/м, что достигнуто также за счет увеличения грузоподъемности от 125 до 130 т и сокращения длины полувагона от 20,24 до 18,88 м.

Из других универсальных восьмиосных полувагонов этого предприятия следует отметить модели: 12-508 грузоподъемностью 125 т, 12-542 улучшенной конструкции грузоподъемностью 130 т, 12-506 с кузовом, имеющим боковые разгрузочные люки, крышки которых открываются на обе стороны полувагона.

На железных дорогах России и СНГ эксплуатируется небольшое количество шестиосных полувагонов Крюковского вагоностроительного завода (Украина), постройка которых прекращена в 1967 г. Шестиосный полувагон габарита 1Т имеет грузоподъемность 94 т, тару 33 т, объем кузова 106 м^3 , длину по концевым балкам 15,18 м. Цельнометаллический кузов вагона оборудован шестнадцатью разгрузочными люками в полу и двухстворчатыми торцовыми дверями. Конструктивная схема рамы, профили сечений балок и торцовые стены кузова выполнены по аналогии с четырехосными и восьмиосными полувагонами. Отличаются они только числом отдельных элементов. Крышки люков типовые.

Универсальные цистерны. Они предназначены для перевозки жидких, газообразных, затвердевающих и порошковых грузов и различаются по роду перевозимых грузов, конструкции рамы, осности и калибровочному типу. Перевозимые грузы размещаются в котле, представляющем собою специфическую форму кузова вагонов этого типа.

Универсальные цистерны для перевозки светлых (бензина, керосина, лигроина и др.) и темных (нефти, минеральных масел и др.) нефтепродуктов различаются тем, что повышенная огнеопасность светлых нефтепродуктов при ненадежной герметичности нижних сливных приборов котла обусловила необходимость оборудования цистерн устройствами верхнего слива (через колпак), а цистерны для темных нефтепродуктов оборудованы нижними сливными приборами. Такое разделение парка универсальных цистерн уменьшает трудоемкость и продолжительность операций по очистке внутренних поверхностей котлов, выполняемых перед наливом жидкостей, отличных от ранее перевозимых в данной цистерне. Однако такое разделение цистерн увеличивает их порожний пробег, простой под накоплением на сортировочных станциях и осложняет регули-

ровку вагонного парка. В настоящее время все универсальные цистерны железных дорог России и СНГ оборудованы более современным нижним сливным прибором, обеспечивающим надежную герметичность затворов.

Массу жидкости, перевозимой в цистернах, определяют замерно-калибровочным способом: измеряют высоту наполнения котла, учитывают плотность груза и затем по специальным калибровочным таблицам, в которых приведена емкость котлов в зависимости от уровня его налива, подсчитывают массу груза. Калибровочный тип цистерны обозначен в виде металлических цифр, приваренных к котлу на обеих сторонах его цилиндрической части.

В зависимости от вида несущих элементов цистерны разделяются на конструкции, у которых все основные нагрузки, действующие на цистерну, воспринимаются рамой котла, и конструкции, у которых эти нагрузки воспринимаются котлом (безрамные цистерны). Кроме того, цистерны различаются по осности, грузоподъемности, объему котла, устройству, материалу и способу его изготовления.

Техническая характеристика универсальных цистерн общего назначения приведена в табл. 7.2.3.

7.2.3. Техническая характеристика цистерн общего назначения для нефтепродуктов при конструкционной скорости движения 120 км/ч

Параметры	Четырехосные		Восьмиосные	
	Нефтепродукты			
	светлые 15-1443	вязкие 15-1566	светлые 15-871	светлые 15-880
Грузоподъемность, т	60	63,5	120	125
Масса тары, т	23,2	24,23	48,8	51
Полный объем котла, м³	73,1	73,17	140	159,5
База цистерны, м	7,8	7,8	13,79	10,52
Длина, м:				
по осям сцепления автосцепок	12	12	21,2	18,69
по концевым балкам рамы	10,8	10,8	19,99	17,56
Максимальная ширина кузова, м	3,08	3,08	3,27	3,6
Наружная длина котла, м	10,77	10,77	20,02	18,06
Внутренний диаметр котла, м	3	3	3	3,4
Высота цистерны от уровня головок рельсов, м	4,615	4,59	4,83	5,2
Коэффициент тары	0,386	0,38	0,41	0,41
Удельный объем котла, м³/т	1,195	1,08	1,14	1,25
Нагрузка от колесной пары на рельсы, кН	218	218	211	220
Погонная нагрузка, кН/м	69,2	73	80	94,2
Габарит по ГОСТ 9238	02-ВМ	02-ВМ	1-Т	Т

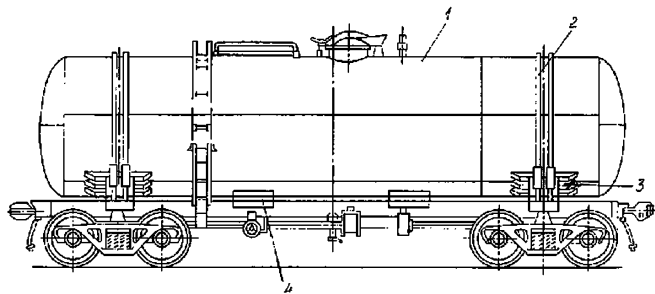


Рис. 7.2.4. Универсальная четырехосная цистерна грузоподъемностью 60 т

Четырехосная цистерна грузоподъемностью 60 т, показанная на рис. 7.2.4, имеет котел 1 с полезной емкостью 71,7 м³, полной емкостью 73,1 м³ и внутренним диаметром 3 м. Крепление котла на раме производится в средней 4 и в концевых 3 его частях. К крайним опорам котел притянут стяжными хомутами 2, предназначенными для предотвращения вертикальных и поперечных его перемещений относительно рамы.

Особенностями конструкции рамы цистерны являются: отсутствие боковых продольных балок; наличие мощных концевых балок и облегченных продольных боковых лишь по концам рамы; отсутствие промежуточных поперечных балок. Вследствие этого масса тары цистерны меньше на 1,4 т, чем полнорамной цистерны более ранних лет постройки. Поскольку жесткость котла значительно выше жесткости продольных боковых балок, почти все силы, действующие на цистерну, воспринимаются котлом, а затем через крайние его опоры передаются на тележки.

Более поздние четырехосные цистерны с увеличенной базой (7,8 м вместо 7,12 м) и укороченными консолями (1,51 м вместо 1,84 м) имеют улучшенные динамические качества, особенно в горизонтальной плоскости, и повышенную безопасность движения грузовых поездов с такими цистернами.

Четырехосная цистерна для перевозки бензина с удельным объемом котла 1,4 м³/т, вписанная в габарит 02-ВМ, может эксплуатироваться также на зарубежных железных дорогах с шириной колеи 1435 мм. Грузоподъемность такой цистерны 62 т, масса тары 25,3 т, осевая нагрузка 216 кН, погонная нагрузка 64 кН/м. Постройка четырехосных цистерн с улучшенными технико-экономическими показателями производится на ФГУП ПО "Уралвагонзавод" и на других предприятиях России.

Так, например, в последнее время ФГУП ПО "Уралвагонзавод" начал строить цистерны мод. 15-150 для перевозки светлых нефтепродуктов и мод. 15-565 с паровобогревательным кожухом для перевозки темных нефтепродуктов. Цистерна мод. 15-150 имеет грузоподъемность 66 т, массу тары 27,5 т, объем котла 73,5 м³, длину по осям сцепления 12,02 м, осевую нагрузку 230 кН, базу 7,8 м, внутренний диаметр котла 3,0 м. Цистерна мод. 15-565 имеет грузоподъемность 72 т, массу тары 27,3 т, объем котла 74,9 м³, длину по осям сцепления автосцепок 12,02 м, осевую нагрузку 245 кН, базу 7,8 м, внутренний диаметр котла 3,0 м.

Восьмиосная цистерна безрамной конструкции (без хребтовой балки между шкворневыми узлами и без продольных боковых балок) грузоподъемностью 120 т имеет увеличенный до 1,14 м³/т удельный объем котла, что позволяет лучше использовать грузоподъемность цистерны, повисить погонную нагрузку до 80 кН/м, а следовательно, массу поезда на 30...35 % при существенных ограничениях его длины и, тем самым, достичь большей провозной способности железных дорог, сократить капитальные вложения на развитие их пропускной способности, снизить себестоимость перевозок, увеличить производительность цистерны в эксплуатации.

При проектировании восьмиосных цистерн безрамной конструкции исходят из тенденции применения цельнонесущего кузова, получившего всеобщее признание. В таком кузове-котле лучше используются все его основные элементы, он имеет меньшую массу, чем кузов с несущей рамой. Котел цилиндрической формы с замкнутым контуром и сравнительно толстыми стенками в большей мере, чем кузова вагонов других типов, может быть использован в качестве цельнонесущей конструкции.

Котел-цистерна состоит из цилиндрической части 1 и двух днищ 9 эллиптической формы (рис. 7.2.5). Повышение прочности и устойчивости оболочки котла при малой его массе достигается приваркой к нему подкрепления из кольцевых шпангоутов 7 и 8 омега-образного поперечного сечения. Котел имеет два сливных прибора 6 универсального типа и два колпака с крышками 4 малого объема для налива груза, при котором 2 % объема котла остаются незаполненными для температурного расширения груза при перевозке по районам с различной температурой наружного воздуха. Исследования, проведенные во ФГУП ВНИИЖТ показали, что неполное заполнение котла грузом не представляет угрозы для безопасности движения поездов и прочности котла. Вблизи колпака располагаются два предохранительно-впускных клапана 2. Котел оборудован наружной 3 и внутренней 5 лестницами, помостами и ограждениями около колпаков с крышками 4. Основные части котла и его опор изготовлены из низколегированной стали 09Г2Д.

Восьмиосные цистерны улучшенной конструкции имеют котел, опирающийся на боковые скользуны четырех двухосных тележек, что позволяет снизить массу тары цистерны на 2,5...3 т и повысить его грузоподъемность благодаря отсутствию тяжелых соединительных балок четырехосных тележек. Кроме того, у такой цистерны улучшены условия осмотра и ремонта ходовых частей, расположение частей автотормоза и возможно применение авторежима (устройство для автоматического изменения давления в тормозном цилиндре в зависимости от грузоподъемности цистерны), а также увеличено расстояние между сливными приборами с целью облегчения промывки котла цистерны.

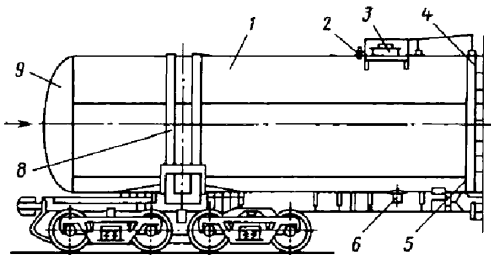


Рис. 7.2.5. Универсальная восьмиосная цистерна безрамной конструкции грузоподъемностью 120 т

Однако у такой цистерны необходимо регламентировать силы трения в опорных скользунах, чтобы обеспечить более свободный относительный поворот опор котла и скользунов при самых неблагоприятных условиях, особенно в кривых малого радиуса, а также предотвращать значительные перегрузки и разгрузки в вертикальной плоскости двухосных тележек при движении по вертикальным неровностям пути и горбу сортировочной горки. Это достигается применением специального распределительного устройства, выполняющего функции балансира, которые при опирании котла на тележки через подпятники выполняет соединительная балка тележки.

Многочисленные динамические (ходовые) испытания и испытания по воздействию на путь, проведенные во ФГУП ВНИИЖТ и МИИТе, опытного образца такой цистерны на магистральных участках пути показали, что рассмотренные выше технические задачи решаются удовлетворительно.

Принимая во внимание большую экономическую эффективность восьмиосных цистерн по сравнению с четырехосными и шестиосными, перспективным типом таких цистерн является цистерна, построенная по габариту Т_ц. Такие цистерны эффективно могут эксплуатироваться на Байкало-Амурской магистрали (БАМ) и на некоторых других направлениях перевозки нефтепродуктов в большом объеме в маршрутных поездах большой массы, например 10...12 тыс. т. В поездах такой массы при наличии кривых малого радиуса, больших подъемов и спусков профиля пути могут возникать большие продольные силы, которые оказывают большое влияние на устойчивость от выжимания из поезда вагонов, что особенно негативно сказывается больше на четырехосных вагонах.

В восьмиосной цистерне габарита Т_ц котел с десятью шпангоутами с внутренним диаметром 3,4 м составлен из нижнего (броневое) листа толщиной 12 мм, верхних и боковых листов толщиной 9 мм и двух днищ толщиной 12 мм. Цистерна спроектирована на грузоподъемность 125 т, массу тары 51 т, полный объем котла 159 м³, осевую нагрузку 216 кН и погонную 94,2 кН/м. Вследствие меньшей длины котла цистерна габарита Т_ц в отличие от восьмиосных цистерн других типов имеет один сливной прибор и одну горловину люка.

Восьмиосная цистерна мод. 15-1500 имеет переменный профиль шпангоутов котла

(десять шпангоутов на котле). В зоне наибольших ограничений по габариту ширины цистерны высота шпангоута уменьшена от 110 мм до 15 мм, что позволило увеличить внутренний диаметр котла до 3,2 м при одинаковом габарите подвижного состава I-Т. Такая цистерна имеет грузоподъемность 125 т, массу тары 51 т, удельный объем котла 1,25 м³/т, а средняя погонная нагрузка нетто увеличена на 11 % по сравнению с нагрузкой цистерны мод. 15-871.

Универсальные платформы. Они предназначены для перевозки длинномерных грузов, металлоконструкций, контейнеров, колесной и гусеничной техники, пакетированных грузов и некоторых сыпучих грузов, не требующих защиты от атмосферных осадков (табл. 7.2.4). К ним относятся четырехосные платформы с боковыми бортами, шарнирно связанными с рамой и откидывающимися вниз до вертикального положения при перевозке грузов, ширина которых больше ширины

платформы (негабаритные грузы), а также с торцовыми бортами, которые в открытом положении ложатся горизонтально на кронштейны концевых (лобовых) балок рамы платформы.

Высота торцовых бортов 400 мм выбрана из такого расчета, что при откинутых в горизонтальное положение бортах двух сцепленных платформ и сжатых поглощающих аппаратах автосцепок должно быть обеспечено расстояние между торцами бортов, достаточное для размещения обслуживающего персонала между платформами. Кроме того, в горизонтальном положении торцовые борты сцепленных платформ образуют мостик для проезда самоходом при массовой погрузке на платформы всего поезда колесной и гусеничной техники. Борты в вертикальном положении, кроме сил от распора сыпучих грузов, в восприятии действующих на платформу эксплуатационных нагрузок участия не принимают, поэтому платформа имеет мощную раму, выдерживающую все виды эксплуатационных нагрузок.

7.2.4. Техническая характеристика универсальных платформ с конструкционной скоростью движения 120 км/ч

Параметры	Модель		
	13-4012	13-401	13-491
Грузоподъемность, т	71	70	73
Масса тары, т	21,4	21	21
Площадь пола, м ²	36,8	36,8	50,8
База платформы, м	9,72	9,72	14,4
Длина, м:			
по осям сцепления автосцепок	14,62	14,62	19,62
по концевым балкам рамы	13,4	13,4	18,4
внутри кузова	13,3	13,3	18,3
Ширина, м:			
максимальная	3,15	3,14	3,06
внутри кузова	2,17	2,17	2,87
Высота от уровня головок рельсов, м:			
максимальная	1,81	1,81	1,81
до уровня пола	1,32	1,3	1,3
Коэффициент тары	0,3	0,3	0,4
Удельная площадь пола, м ² /т	0,518	0,152	0,8
Осевая нагрузка, кН	228	228	245
Погонная нагрузка, кН/м	63,2	62	51
Габарит по ГОСТ 9238	0-BM	0-BM	1-BM

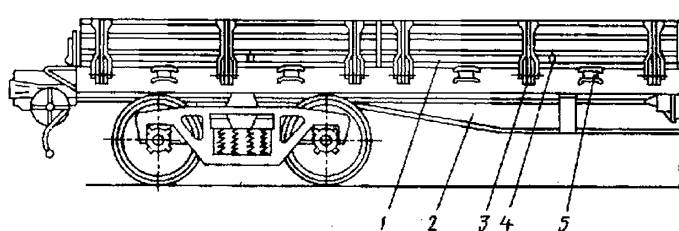


Рис. 7.2.6. Четырехосная платформа мод. 13-4012:

1 – боковой борт; 2 – рама; 3 – клиновой затвор бокового борта;
4 – увязочное кольцо; 5 – скоба лесной стойки

Платформа мод. 13-4012 предназначена для эксплуатации на железных дорогах России, СНГ и стран Западной Европы шириной колеи 1435 мм (рис. 7.2.6). Платформа имеет комбинированный настил пола: металлический продольный лист шириной 1200 мм в средней части и поперечный деревянный настил из коротких досок толщиной 55 мм с армировкой П-образными и Г-образными гнутыми элементами по бокам. На боковых продольных двутавровых балках равного сопротивления изгибу укреплены лесные скобы 5, кронштейны шарниров и упоры затворов бортов.

Универсальная платформа мод. 13-401 отличается от мод. 13-4012 в основном конструкцией рамы и настилом пола: хребтовая балка состоит из двух двутавров N 60 В, пол выполнен из досок толщиной 55 мм и не покрыт металлическим листом в средней части; все вспомогательные продольные и поперечные балки одинаковой высоты по длине и изготовлены из двутавра N 10, а раскосы консольной части рамы – из двутавра N 12.

Анализ технико-экономических характеристик и конструкций универсальных платформ показывает, что грузоподъемность в течение последних лет постройки увеличилась от 62 до 71 т при практически неизменных линейных размерах и погрузочной площади пола, в результате уменьшилась удельная площадь пола, приходящаяся на 1 т грузоподъемности платформы, снизилась средняя статическая нагрузка платформы и степень их использования.

Платформы совершенствовались в основном путем повышения их грузоподъемности и надежности без изменения конструктивных схем и улучшения технико-экономических характеристик. Например, платформа мод. 13-4012 по техническому решению и качеству постройки достигла высокого технического

уровня развития. Однако по экономическим показателям она не отвечает современным требованиям, так как ее грузоподъемность используется лишь на 55 % и по сравнению с платформами постройки 1950 – 1955 гг. степень ее использования снизилась на 8 %. Следовательно, эффективность использования платформ мод. 13-401 и 13-4012 низкая.

Более эффективной по технико-экономическим показателям является универсальная платформа мод. 13-491, которая по своим показателям отвечает современным требованиям эксплуатации. Ее кузов удлинен на 5 м, вследствие чего на 40 % увеличилась площадь пола, повысился коэффициент использования грузоподъемности до 0,8 и снизилась себестоимость перевозок грузов. Кузов удлиненной платформы имеет 14 боковых бортов (по семь с каждой стороны), а ее рама значительно усилена за счет применения двутавров N 90 для хребтовой балки и N 55 для боковых балок, имеющих форму балки равного сопротивления изгибу.

7.2.2. СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫЕ ГРУЗОВЫЕ ВАГОНЫ

К специализированным грузовым вагонам относятся: крытые вагоны для перевозки скота, легковых автомобилей, холоднокатанной стали и муки; крытые вагоны-хопперы для перевозки цемента, зерна, минеральных удобрений; открытые вагоны-хопперы для перевозки горячих окатышей и охлажденного кокса; четырехосные полувагоны с глухим кузовом для перевозки сыпучих грузов и технологической щепы, а также короткомерной древесины (длиной до 2 м); восьмиосные полувагоны с глухим кузовом для перевозки сыпучих грузов и крупнокусковой медной руды; платформы для перевозки контейнеров легковых авто-

мобилей, леса в хлыстах, рельсов длиной 25 м и троллейбусов; цистерны для перевозки высоковязких грузов, молока, спирта и винопродуктов, кислот, сжиженных газов под высоким давлением, цемента, кальцированной соды, глинозема, поливинилхлорида, жидкого пека, капролактама. Кроме того, к специализированным грузовым вагонам относятся транспортёры и вагоны промышленного транспорта.

Специализированные крытые вагоны (табл. 7.2.5). *Крытый двухъярусный вагон мод. 11-835 для перевозки легковых автомобилей* обеспечивает повышенную защиту и сохранность перевозимых автомобилей (рис. 7.2.7). В цельнометаллическом кузове нижний ярус размещен на раме вагона 6, а верхний имеет собственную раму 4 несущей конструкции. В боковых стенах 7 имеются световые проемы 5, закрытые металлической решеткой. Торцовые стены 2 образованы двухстворчатыми дверями, в нижней части 3 которых размещены переездные площадки для проезда погрузаемых автомобилей по всему составу,

который состоит из однородных двухъярусных вагонов. Для второго яруса подобные площадки расположены с внутренней стороны торцовых дверей. Нижние проездные площадки имеют стопорные устройства с замком, без открытия которого нельзя открыть торцовую дверь. Крыша надежно защищает автомобили от хищения и предохраняет их от атмосферного воздействия.

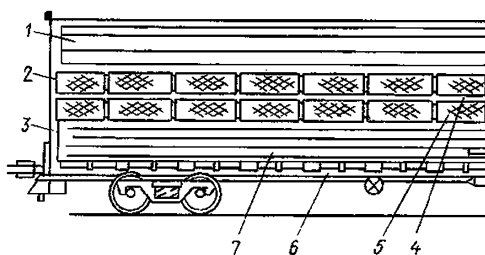


Рис. 7.2.7. Специализированный крытый двухъярусный вагон мод. 11-835 для перевозки легковых автомобилей

7.2.5. Технические характеристики специализированных крытых вагонов при конструкционной скорости движения 120 км/ч

Параметры	Модель					
	11-835	11-240	19-758	19-752	19-923	12-4011
Грузоподъемность, т	25	22	72	70	70	64
Масса тары, т	35	25,4	19,5	22	23	29
Объем кузова, м ³	—	—	60	94	81	—
База вагона, м	17	10	7,7	10,5	8,98	10,77
Длина, м:						
по осям сцепления	24,26	14,73	11,92	14,72	13,2	14,9
по концевым балкам	23,24	13,77	10,72	13,50	9,8	13,68
внутри кузова	22,68	13,8	7,91	10,7	—	—
Ширина, м:						
кузова максимальная	3,232	3,282	3,278	3,24	3,262	3,195
дверного проема	2,1	2	—	—	—	—
Максимальная высота от уровня головок рельсов, м	5,125	5,133	4,405	4,565	4,892	3,5
Коэффициент тары	1,4	1,15	0,276	0,314	0,328	0,45
Удельный объем кузова, м ³ /т	—	—	0,83	1,3	1,157	—
Осевая нагрузка, кН	147	117	224,3	225,5	228	228
Погонная нагрузка, кН/м	24,7	32	76,8	62,5	70,5	62,4
Габарит по ГОСТ 9238	1-T	1-T	1-T	1-BM	1-T	1-BM

Для обеспечения необходимой устойчивости вагона от поперечного опрокидывания под воздействием центробежной силы в кривых участках пути и давления воздуха при повышенном центре массы груженого вагона и увеличенной боковой поверхности кузова в хребтовой балке вблизи шкворневых балок в средней части ее размещены балластные грузы общей массой 27 т.

Для закрепления автомобилей от продольного и поперечного смещений имеются съемные колесные упоры, которые размещаются в щелевых пазах в металлических гофрированных листах, приваренных к рамам ярусов вагона.

Крытый двухъярусный вагон рассчитан на перевозку 15 – 17 автомобилей моделей "Жигули" или восьми автомобилей "Волга".

Двухъярусные крытые вагоны для перевозки скота бывают двух моделей (рис. 7.2.8): 11-240 без служебного отделения и 11-246 со служебным отделением. Максимальная вместимость кузова вагона мод. 11-240 220 овец или 82 свиньи. При комбинированной перевозке мелкого и крупного рогатого скота на нижнем ярусе размещаются 20 голов крупного рогатого скота, а на верхнем – 110 овец или 40 свиней. Кузов вагона мод. 11-246 рассчитан на перевозку 168 овец, 64 свиньи. При комбинированной перевозке на нижнем ярусе размещается 15 голов крупного рогатого скота, а на

верхнем – 80 овец, 30 свиней. Высота грузового помещения первого яруса равна 1800 мм, а второго яруса – 1750 мм.

На каждом ярусе имеются световые окна, кормушки и поилки для скота на боковых стенах кузова, обшитых изнутри досками толщиной 35 мм. В вагоне предусмотрены отсеки хранения фуража и приготовления корма, баки для воды общим объемом 1500 л. Для обеспечения вентиляции грузовых помещений в боковых стенах кузова каждого яруса имеются люки с откидными крышками, а в крыше вагона – дефлекторы. Служебное отделение вагона мод. 11-246 оборудовано спальными местами, плитой, умывальником. Некоторые конструкции вагонов для перевозки скота имеют торцовые двери с переходными площадками для обслуживающего персонала.

Специализированный вагон-хоппер мод. 19-752 для перевозки зерна имеет цельнометаллический кузов с разгрузочными бункерами 9 с механизмами 10 для открывания и закрывания крышек 11 люков (рис. 7.2.9). Кузов вагона состоит из рамы 8, боковых 5 и торцовых 6 стен и крыши 1. Для механизированной погрузки зерна в крыше имеются четыре щелевых загрузочных люка 2 с крышками 4 с резиновыми уплотнениями, упругими закидками 3, валом 4 и приводом 7 механизма закрывания.

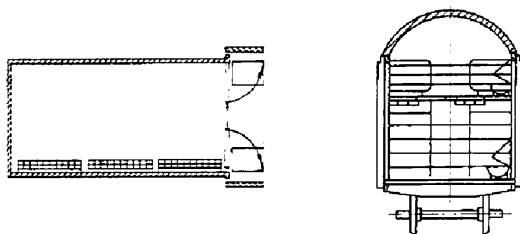


Рис. 7.2.8. Специализированный двухъярусный крытый вагон для перевозки скота

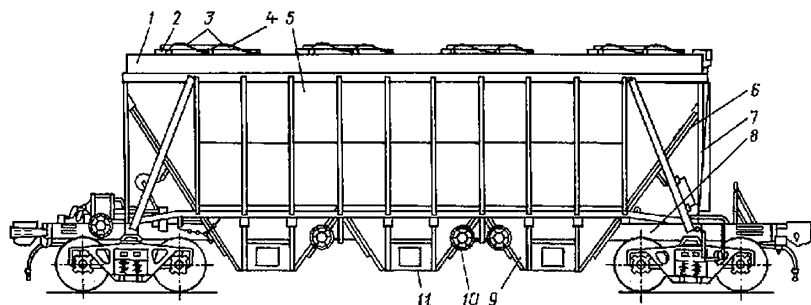


Рис. 7.2.9. Специализированный вагон-хоппер мод. 19-752 для перевозки зерна

Боковые стены сделаны из гофрированной металлической обшивки толщиной 3 мм с подкрепленными стойками (двухавтом N 10), верхней и нижней обвязки. Торцовые стены кузова наклонены в сторону крайних разгрузочных люков под углом 55° к плоскости рамы и усилены двумя стойками – раскосами (швеллером N 14) с целью повышения прочности и жесткости кузова.

Крыша кузова сварена из гофрированных металлических листов толщиной 3 мм в средней части и 1,8 мм по бокам, подкрепленных двенадцатью фрамугами (уголками $75 \times 50 \times 5$ мм). По всей длине крыши устроен трап, а для подъема обслуживающего персонала наверх с целью производства ремонтных, подготовительных и погрузочно-разгрузочных работ имеется наружная лестница, а для спуска внутрь кузова – внутренняя лестница.

Кузов специализированного крытого вагона-хоппера мод. 19-758 для бестарной перевозки цемента отличается от кузова вагона-хоппера для перевозки зерна числом разгрузочных люков (две пары вместо четырех), углом наклона торцовых стен (50° вместо 55°) и некоторыми техническими характеристиками. В крыше вагона-хоппера расположены четыре загрузочных люка диаметром 621 мм. Выгрузка цемента производится через четыре нижних люка бункерного типа размерами 500×400 мм. Одновременное открывание и закрывание крышек люков осуществляется винтовым приводом.

Специализированный крытый вагон-хоппер мод. 19-923, предназначенный для бестарной перевозки гранулированных крупнозернистых кристаллических неслеживающихся минеральных удобрений, а также сыпучего порошкового сырья (в основном апатитового концентрата для производства удобрений), по конструкции аналогичен рассмотренным выше вагонам-хопперам, но угол наклона торцовых стен увеличен до 60° к горизонтали, а вдоль крыши по ее продольной оси расположены четыре щелевых загрузочных люка размерами в свету 1523×473 мм с крышками, оборудованными специальным уплотнением и механизмом запирающим торсионного типа. В нижней части кузова находятся четыре разгрузочных бункера с размерами в свету 2382×840 мм, днище которых наклонено под углом 55° , что обеспечивает выгрузку груза на сторону от пути. Механизм разгрузки с пневматическим приводом обеспечивает как попарное открывание и закрывание крышек бункеров, так и

всех четырех одновременно. Предусмотрена возможность аварийного ручного открывания, а также места для крепления переносных электровибраторов.

Специализированный крытый вагон мод. 12-4011 для перевозки холоднокатаной стали в рулонах или пакетах имеет кузов с двумя съемными кожухами 1 (рис. 7.2.10). При погрузке и выгрузке грузов с помощью подъемного крана кожухи снимаются поочередно и устанавливаются на четырехугольные опоры соседнего вагона или укладываются рядом с вагоном. Для захвата кожухов подъемным краном на каждом из них предусмотрены по четыре скобы 4, а для безопасности стропальных работ – поручни 3, подножки 10 и 2 и лестница 6. Рулоны листовой стали укладываются в вагон на стационарные неподвижные и поворотные ложементы в один или два ряда в зависимости от диаметра рулонов, которые фиксируются от продольных смещений упорными балками (швеллерами N 35) с резиновыми амортизаторами, которые могут перемещаться вдоль кузова, для чего имеются ролики и фиксирующие стержни, а для их размещения на боковых продольных балках 9 предусмотрен ряд отверстий. Пакеты листов стали удерживаются от поперечных смещений передвижными стойками, закрепляемыми в поперечных балках рамы с отверстиями. Кожухи вагона удерживаются от продольных и поперечных смещений торцовыми 5 и боковыми 11 упорами, расположенными на раме вагона. Кроме того, в конструкции имеются промежуточные балки 7, продольные 8, поворотные 12 и концевая 13.

Специализированный крытый вагон мод. 17-486 для бестарной перевозки муки состоит из рамы 1 (рис. 7.2.11), в средней части которой хребтовая балка рамы отсутствует, и укрепленных на ней четырех бункеров 2 коническо-цилиндрической формы с наружным диаметром 3220 мм, изготовленных из алюминиевого сплава АМ-Г6 или 1915. Сверху бункеры соединены между собой по длине вагона переходными мостиками. Загрузка бункеров производится сверху самотеком через люки 3 диаметром 400 мм, а разгрузка – снизу с помощью пневматической системы, состоящей из узлов подачи сжатого воздуха и аэрации, продуктопроводов с арматурой, штуцеров для подключения манометров и предохранительных клапанов. Система разгрузки обеспечивает транспортировку муки из бункеров на расстояние до 200 м и на высоту до 30 м.

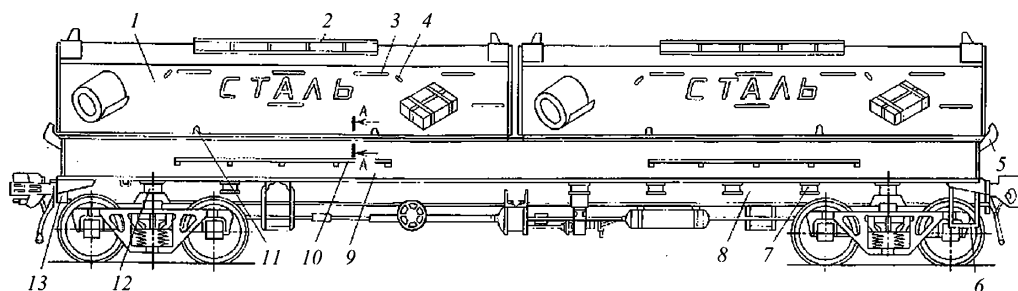


Рис. 7.2.10. Специализированный крытый вагон мод. 12-4011 для перевозки холоднокатаной стали

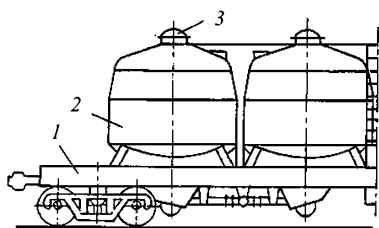


Рис. 7.2.11. Специализированный крытый вагон мод. 17-486 для бестарной перевозки муки

Четырехосный специализированный крытый вагон мод. 11-274 грузоподъемностью 90 т для транспортировки опасных тарноштучных и пакетированных грузов 9 и 13-го разрядов, требующих защиты от атмосферного и других внешних воздействий, имеет цельнометаллический сварной кузов с металлической листовой обшивкой толщиной 14 мм и цельнометаллической крышей с внешним защитным покрытием из металлических листов для предохранения основной крыши от прожога при падении на крышу оборванного контактного провода. Внутри кузов обшит фанерой с теплоизоляцией из асбестовой ткани. Загрузка вагона производится через боковые и внутренние распашные двери. Защитные двери вагона, открывающиеся наружу, обшиты металлическим листом толщиной 13 мм. Наружные задвижные двери самоуплотняющиеся. Кузов вагона имеет постоянные инвентарные устройства для крепления перевозимых грузов в кузове.

Специализированный крытый вагон мод. 11-4164 грузоподъемностью 12 т для перевозки легковесных грузов имеет цельнометаллический сварной кузов несущей конструкции. Погрузка и выгрузка грузов производится через боковые проемы в кузове с высокой платформой с использованием средств малой механизации и автопогрузчиков, для чего

имеются восемь переездных площадок и раздвижные двери, перемещающиеся по рельсам на специальных тележках. В кузове установлено электрооборудование для освещения грузового помещения светильниками с лампами накаливания напряжением 26 В. Возможно также подключение вагона к внешнему источнику электроэнергии напряжением 220 В и частотой 50 Гц. Для вентиляции вагона установлены на крыше по диагонали кузова два дефлектора.

Специализированные открытые вагоны-хопперы. Для перевозки горячих окатышей и агломерата с температурой до 700 °С с места их производства к приемным бункерам доменных печей применяется открытый вагон-хоппер мод. 22-471 грузоподъемностью 65 т (масса тары 23 т, объем кузова 42 м³, длина по конечным балкам рамы 10,78 м, габарит I-B). Кузов хоппера имеет раму 4 (рис. 7.2.12), две боковые 2 и две торцовые 1 стенки с углом наклона последних 41° к горизонтальной плоскости, два бункера 3 с разгрузочными люками размерами 3500 × 400 × 560 мм и хребтовую балку из двух двутавров N 45.

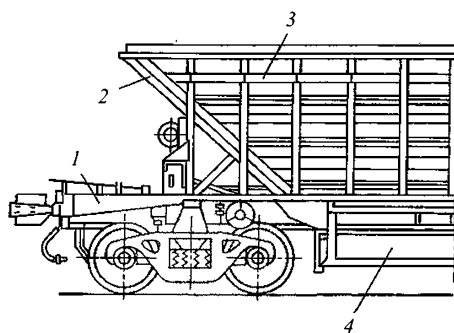


Рис. 7.2.12. Открытый вагон-хоппер для перевозки горячих окатышей и агломерата

Обшивка стенок кузова выполнена из набора съемных панелей из гнутого профиля для обеспечения их подвижности при температурных деформациях и предупреждения коробления несущих элементов кузова. Крыши разгрузочных люков открываются и закрываются при помощи пневмоцилиндра с дистанционным управлением.

Четырехосный открытый вагон-хоппер мод. 20-4015 грузоподъемностью 75 т для перевозки горячих окатышей имеет аналогичные конструкции кузова и механизма разгрузки. Съемная обшивка стен кузова толщиной 5 мм и бункеров толщиной 8 мм при перевозке горячих окатышей до 700 °С позволяет существенно разгрузить несущий каркас кузова от температурных деформаций и быстро заменять отдельные поврежденные листы в процессе эксплуатации. Все несущие элементы кузова изготовлены из низколегированной стали 09Г2Д.

Кузов четырехосного открытого вагона-хоппера мод. 20-480 грузоподъемностью 71 т для перевозки горячих окатышей и агломерата по магистральным путям и путям промышленного транспорта от места их производства к приемным бункерам доменных печей или на склады накопления также имеет съемную обшивку стен кузова и бункеры для разгрузки.

Открытый вагон-хоппер мод. 22-4018 грузоподъемностью 62 т для перевозки сухого охлажденного кокса по магистральным путям и путям промышленного транспорта имеет удлиненную конструкцию кузова объемом 139 м³ (рис. 7.2.13). Кузов состоит из двух боковых вертикально расположенных ферм 2, съемной обшивки 3 из гофрированных листов и двух наклоненных под углом 44° к горизонтальной поверхности торцовых стен 1 с легко-съемной обшивкой из гладких металлических листов толщиной 8 мм.

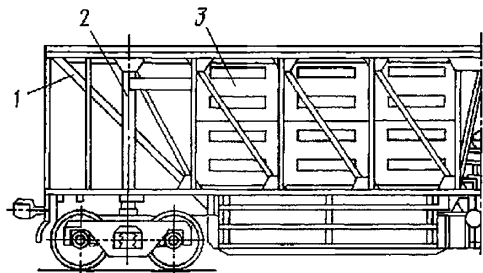


Рис. 7.2.13. Открытый вагон-хоппер мод. 22-4018 для перевозки сухого охлажденного кокса

Продольные и поперечные элементы рамы вагона, расположенные в зоне контакта с перевозимым коксом, защищены металлическими листами толщиной 8 мм. Две пары бункеров из металлических листов толщиной 8 мм имеют с наружной стороны кузова люки с крышками рамной конструкции со съемной металлической обшивкой. Пневматический привод открывания и закрывания крышек люков имеет дистанционное управление с помощью электропневматической системы. Предусмотрена также возможность применения аварийного ручного управления.

Специализированные полувагоны (табл. 7.2.6). Повышение технического уровня вагонного парка железных дорог России и стран СНГ достигается за счет увеличения доли специализированных полувагонов повышенной грузоподъемности с глухим кузовом, т.е. без разгрузочных люков в полу и с торцовыми жесткими стенами. Используя современные механизированные средства и методы производства погрузочно-разгрузочных операций, а также гравитационные свойства сыпучих грузов, специализированные полувагоны с глухим кузовом обеспечивают в эксплуатации значительный технико-экономический и социальный эффект.

Специализированный четырехосный полувагон с глухим кузовом мод. 12-592 грузоподъемностью 71 т имеет цельнометаллический сварной кузов, боковые стены которого состоят из каркаса и обшивки из гнутого листа с периодическими гофрами, а торцовые стенки состоят из верхней обвязки из гнутого профиля, двух боковых швеллеров N 14, двух горизонтальных поясов жесткости из омегаобразного профиля 110 × 135 × 55 × 6 мм и из гладкой листовой стали толщиной 5 мм.

Специализированный четырехосный полувагон с глухим кузовом мод. 12-1505 разработан на базе универсального полувагона, у которого разгрузочные люки в полу заменены сплошным металлическим настилом (рис. 7.2.14), а торцовые двери 3 заварены наглухо. Для стока воды и зачистки кузова при подготовке полувагона под погрузку в полу предусмотрены два люка с крышками, расположенные по диагонали и открывающиеся внутрь кузова. Рама 1 кузова отличается от рамы универсального полувагона тем, что в ней для поддержания металлического настила пола между хребтовой балкой и нижними обвязками боковых стен кузова установлено по дополнительной продольной балке 2 из двутавра N 10. Остальные элементы кузова мало чем отличаются от элементов кузова универсального полувагона.

7.2.6. Техническая характеристика специализированных полувагонов

Параметры	Четырехосные			Восьмиосные		
	12-592	12-1505	12-4004	12-538	12-545	22-4024
Грузоподъемность, т	71	69	63	131	132	115
Масса тары, т	21,3	21	30	45	44,57	46
Объем кузова, м ³	83	72,5	154	149	156	71
Длина, м:						
по осям сцепления	14,54	13,92	20,96	20,28	19,49	15,8
внутри кузова	12,7	12,08	18,52	19,07	18,68	13,42
Ширина, м:						
максимальная	3,134	3,18	3,24	3,15	3,312	3,1
внутри кузова	2,878	2,26	3,026	2,85	3,282	2,32
Высота от уровня головок рельсов, м:						
максимальная	3,474	3,48	3,97	3,97	4,0	3,1
внутри кузова	2,24	2,06	2,54	2,203	2,733	1,807
Коэффициент тары	0,3	0,3	0,476	0,35	0,34	0,4
Осевая нагрузка, кН	225,4	228	228	218	219	197,3
Погонная нагрузка, кН/м	66,3	66,8	44,4	71	81	101,9
Конструкционная скорость движения, км/ч	120	120	120	120	120	100
Габарит по ГОСТ 9238	О-ВМ	О-ВМ	1-Т	1-Т	Т	1-Т

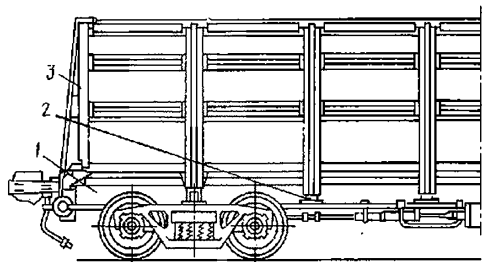


Рис. 7.2.14. Специализированный четырехосный полувагон мод. 12-1505 с глухим кузовом

Более совершенную конструкцию кузова и лучшие технические характеристики имеет специализированный четырехосный полувагон мод. 12-1580 грузоподъемностью 71 т с глухим кузовом. Внутренняя высота кузова объемом 83 м³ увеличена благодаря отсутствию двутавра на хребтовой балке. Глухие торцовые стены кузова такие же, как и у полувагона мод. 12-119. Металлический каркас торцевой стены обшит гладкой листовой сталью толщиной 4 мм. Верхняя обвязка сварена из гнутого элемента

размерами 160 × 145 × 90 × 6 мм и листа толщиной 5 мм; боковые стойки – швеллеры N 12; горизонтальные пояса сделаны из Ω-образного гнутого профиля сечением 250 × 102 × 9 мм, полустойки – из швеллера N 16, а нижняя обвязка – из уголка сечением 100 × 100 × 12 мм.

Специализированный четырехосный полувагон мод. 12-4004 для перевозки технологической щепы от мест производства ее к предприятиям целлюлозно-бумажной промышленности по магистральным железным дорогам и по путям промышленного транспорта имеет цельнометаллический сварной кузов.

Боковая стена кузова состоит из каркаса (рис. 7.2.15), обшитого металлическими листами двух типов толщиной 3 и 4 мм из гнутых профилей с периодически повторяющимися гофрами. Верхняя составная обвязка замкнутого поперечного сечения выполнена из гнутого профиля и уголка, а нижняя – из прокатного уголка сечением 160 × 100 × 10 мм. Рама кузова состоит из следующих элементов: хребтовой балки из двутавров N 31 и N 19; шкворневых балок коробчатого поперечного сечения

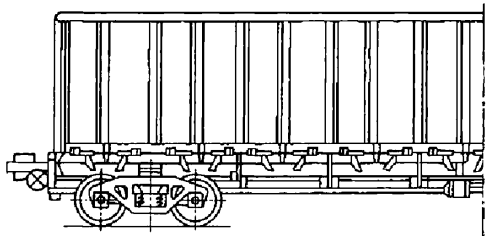


Рис. 7.2.15. Специализированный четырехосный полувагон мод. 12-4004 для перевозки технологической щепы

из листов толщиной 10 мм (вертикальных и верхнего) и 12 мм (нижнего); средних промежуточных и поперечных балок из вертикального листа толщиной 10 мм; двух концевых балок коробчатого поперечного сечения из двух швеллеров N 27. Верхняя обвязка имеет сечение 60 × 80 × 8 мм, а нижняя из гнутого уголка – 180 × 100 × 8 мм. Поперечные пояса торцевой стены кузова выполнены из специального профиля, боковые стойки стены – из швеллера N 12, а обшивка торцевой стены – из гладких листов толщиной 5 мм. В полу кузова расположены 22 разгрузочных люка, закрываемые унифицированными крышками.

На ФГУП ПО "Уралвагонзавод" разработаны и построены образцы большегрузных восьмиосных полувагонов с глухим кузовом габарита I-T грузоподъемностью 131 т (мод. 12-538) и габарита T грузоподъемностью 132 т (мод. 12-545), в котором впервые в вагоностроении применена более совершенная и надежная шпангоутная заделка боковых стен в раму полувагона. Кузова этих полувагонов имеют наклонные внутрь вагона стены, обеспечивающие лучшие условия высыпания из кузова перевозимых грузов.

Для перевозки крупнокусковой медной руды от мест ее добычи до металлургических предприятий применяется восьмиосный специализированный полувагон мод. 22-4024 грузоподъемностью 115 т. Погрузка руды в полувагон производится экскаваторами с ковшами объемом 6...8 м³, а выгрузка – с помощью вагоноопрокидывателей. Цельнометаллический сварной кузов полувагона изготовлен как одно целое. Рама кузова состоит из двух усиленных зетов N 31 (у), двух концевых, двух шкворневых балок из прокатных металлических листов толщиной 10, 12 и 14 мм и промежуточных поперечных балок из гнутого профиля сечением 200 × 120 × 10 мм. Настил пола –

стальные листы толщиной 10 мм. Каркас боковой стены кузова выполнен из стоек гнутого профиля сечением 160 × 80 × 7 мм, нижняя обвязка – из специального гнутого профиля. Каркас торцевой стены состоит из двух угловых стоек из уголка 125 × 125 × 10 мм, двух вертикальных стоек корытообразного профиля с толщиной стенок 8 мм, верхней обвязки замкнутого профиля сечением 160 × 80 × 7 мм и концевой балки рамы полувагона, являющейся также нижней обвязкой. Каркас кузова внутри покрыт обшивкой из металлических листов толщиной 10 мм.

Специализированные платформы. В настоящее время около 4 % всех грузов перевозится по железным дорогам России, стран СНГ и стран Балтии в крупнотоннажных контейнерах грузоподъемностью 10, 24 и 30 т. В перспективе удельный вес перевозимых в них грузов может возрасти до 6...7 %. Перевозка крупнотоннажных контейнеров на универсальных платформах неэффективна ввиду низкой степени использования их грузоподъемности. Для более эффективной перевозки таких контейнеров разработана специализированная четырехосная платформа мод. 13-470, техническая характеристика которой приведена ниже.

Грузоподъемность, т	60
Масса тары, т	22
Площадь грузовой рамы, м ²	46
База, м	14,72
Длина по осям сцепления автосцепок, м	19,62
Ширина, м	2,5
Коэффициент тары	0,36
Осевая нагрузка, кН	200
Погонная нагрузка, кН/м	41,8
Конструкционная скорость, км/ч	140
Габарит	0-ВМ
Число перевозимых контейнеров	
грузоподъемностью, т:	
10 (типа 1Д)	6
24 (типа 1С)	3
30 (типа 1А)	1

Платформа не имеет деревянного полового настила и бортов, но снабжена десятью поворачивающимися поперек платформами на 180° и четырьмя неповорачивающимися угловыми упорами 2 для удержания контейнеров за нижние угловые фитинги от продольного и поперечного смещений относительно рамы / платформы (рис. 7.2.16). При погрузке контейнеров используются только те упоры, которые расположены на расстоянии друг от друга, соответствующем длине данного контейнера, а

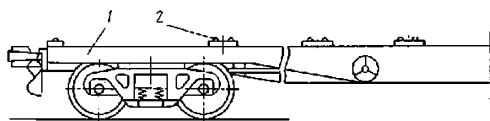


Рис. 7.2.16. Специализированная четырехосная платформа мод. 13-470 для перевозки крупногабаритных контейнеров

остальные поворачивающиеся упоры приводятся в нерабочее положение. Поворачивающиеся упоры укреплены на поворачивающихся поперек платформы панелях на расстоянии 280 мм один от другого.

Хребтовая балка рамы платформы выполнена из двух двутавров N 60 с переменным сечением по длине, а боковые продольные балки переменного по длине сечения – их одного двутавра N 60. В консольной части рамы установлены два раскоса коробчатого поперечного сечения из двух швеллеров N 14, через которые передается избыточная часть продольной силы удара от концевой балки на продольные боковые балки при полном закрытии поглощающего аппарата автосцепки. Шкворневая балка рамы замкнутого поперечного сечения сварена из двух вертикальных и двух горизонтальных листов толщиной соответственно 10 и 12 мм. Средние поперечные балки рамы двутаврового поперечного сечения сварены из одного вертикального листа толщиной 5 мм и двух горизонтальных листов толщиной по 8 мм.

На базе платформы мод. 13-470 создана платформа мод. 13-9004 грузоподъемностью 65 т с половым настилом и торцовыми бортами для использования ее также для перевозки колесно-гусеничной техники и других крупногабаритных грузов, что позволяет исключить порожний пробег при отсутствии для перевозки транспортеров в обратном направлении движения. Хребтовая балка рамы такой платформы выполнена из двух двутавров N 70, а продольные боковые балки – из двутавра N 55 переменного сечения по длине (балка равного сопротивления изгибу). Настил пола в средней части на ширине 500 мм выполнен из рифленых металлических листов толщиной 4 мм, а в боковых частях – из поперечных досок толщиной 55 мм. Для поддержания настила пола предусмотрены дополнительные продольные балки из швеллера N 10. Торцовые борта и их клиновые запоры – типовые (как у универсальной платформы мод. 13-4012).

Вместо деревянного настила пола в боковых частях платформы можно применять цельнометаллический модульный пол, состоящий из ряда параллельно расположенных вертикальных профилированных полос или лент с расстоянием между ними, равным диаметру гвоздя, которым к полу можно прибивать предохранительные деревянные бруски при перевозке колесно-гусеничной техники и других крупногабаритных грузов.

Опытная большебазная специализированная платформа грузоподъемностью 62 т, построенная ОАО "Транспортное машиностроение" (г. Энгельс) и ОАО "Абаканвагонмаш" длиной около 26 м оригинальной конструкции позволяет перевозить два 40-футовых морских контейнера, а также металлические и железобетонные трубы диаметром 550...1450 мм. Платформа имеет двухосные тележки с эластомерными вертикальными и горизонтальными гасителями колебаний и продольные связи наддрессорной балки с боковыми рамами тележки. Платформа прошла всесторонние испытания и принята к серийному производству.

Для перевозки легковых автомобилей применяют двухъярусные платформы мод. 13-479 (рис. 7.2.17), техническая характеристика которой приведена ниже.

Грузоподъемность, т	20
Масса тары, т	26
Общая площадь пола, м ²	130
База, м	16,5
Длина по осям сцепления автосцепок, м	21,66
Ширина, м	3,25
Высота от головок рельсов, м	3,22
Коэффициент тары	1,3
Осевая нагрузка, кН	113
Погонная нагрузка, кН/м	21,2
Конструкционная скорость, км/ч	120
Габарит	1-Т

Платформа имеет нижнюю 4 и верхнюю 2 рамы с металлическим полом с расположенными на нем направляющими устройствами для погрузки и выгрузки автомобилей самоходом и надежного их закрепления на платформе. Обе рамы соединены между собой четырьмя концевыми 1 и двумя средними 3

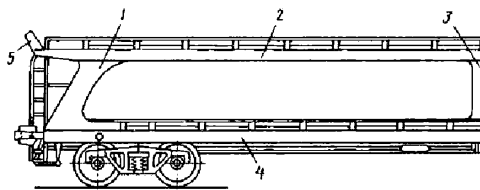


Рис. 7.2.17. Двухъярусная платформа мод. 13-479 для перевозки легковых автомобилей

стойками. Для подъема обслуживающего персонала на верхнюю раму имеются лестница и переходные концевые площадки 5. На нижнюю раму, состоящую из хребтовой балки, двух продольных боковых балок, двух концевых и шкворневых балок, промежуточных поперечных и продольных укороченных балок, настил пол из гофрированных металлических листов толщиной 3 мм с щелевыми отверстиями для установки колесных упоров для закрепления автомобилей от перемещений по полу при движении платформы.

Верхняя рама, состоящая из средней, двух боковых продольных, двух концевых, двадцати промежуточных и трех усиленных балок, имеет настил пола из гофрированных листов толщиной 3 мм. Автомобили закрепляются на платформе с помощью 68 колесных упоров стационарного типа.

Для перевозки леса в хлыстах применяется платформа мод. 23-469 грузоподъемностью 59 т, массой тары 29,2 т, длиной по раме 24 м. Платформа имеет мощную раму 2 с двенадцатью неподвижными металлическими стойками 1 и с металлическим гофрированным полом (рис. 7.2.18). В стойки входят Г-образные кронштейны с механизмом поворота. Рама платформы состоит из хребтовой балки (двух двутавров N 70Б), двух боковых продольных балок из двутавра N 55Б, двух концевых сварных балок корытообразного поперечного сечения, двух сварных шкворневых балок замкнутого коробчатого поперечного сечения с скользунами и пятником, четырех основных и одиннадцати поперечных поддерживающих балок сварной конструкции двутаврового поперечного сечения.

Вспомогательные поперечные балки для поддержания настила пола из гофрированных металлических листов толщиной 2,5 мм, а также для крепления тормозного оборудования выполнены из прокатного уголка сечением 60 × 40 × 6 мм. Между стойками 1 поперек платформы установлены гребенки высотой

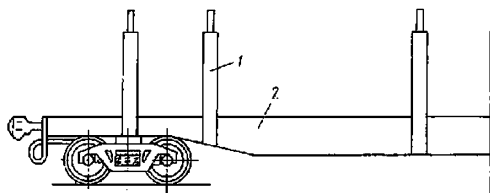


Рис. 7.2.18. Специализированная платформа мод. 23-469 для перевозки леса в хлыстах

100 мм для предотвращения смещения хлыстов вдоль платформы. Поворот и подъем верхних кронштейнов с механизмом поворота осуществляется с поверхности земли одним рабочим. По требованию заказчика платформа может быть оборудована цепными стяжками вместо механизма поворота Г-образных кронштейнов.

Специализированные цистерны [14].

Их применяют для перевозки различных кислот, сжиженных газов под давлением и пищевых продуктов, а также пылевидных и затвердевающих грузов. Цистерны для перевозки кислот отличаются от универсальных цистерн меньшим диаметром котла (2,0...2,6 м), а следовательно, меньшим объемом ввиду большего удельного веса кислот, чем нефтепродуктов. Кроме того, котлы кислотных цистерн изготовляют из стойких к агрессивному действию кислот металлов (коррозионно-стойкой стали, алюминиевых сплавов, углеродистых сталей, облицованных с внутренней стороны котла резиной или специальными синтетическими материалами).

Цистерны имеют специальные устройства для верхнего налива и слива кислот, а иногда и для защиты рамы и других частей цистерны от возможного разбрызгивания кислот. Вследствие повышенной опасности перевозки кислот окраска котлов таких цистерн резко отличается от окраски цистерн других типов. Вдоль котла кислотных цистерн наносят желтые полосы шириной 0,5 м с обеих сторон цилиндрической части и квадраты размером 1 × 1 м на днище котла, на которых указано назначение цистерны и опасность перевозимой кислоты.

Эксплуатация цистерн для перевозки сжиженных газов под давлением регламентируется специальными правилами. Для защиты от нагрева солнечными лучами применяются тентовые защитные кожухи, окрашенные в светлый цвет и расположенные над верхней частью котла. Большое давление сжиженного газа внутри котла (2,5...3 МПа) обуславливает значительную толщину стенок котла (24...30 мм). Налив и слив сжиженного газа производятся через вертикально расположенные трубы, прикрепленные внизу в поддоне, предназначенном для обеспечения полноты загрузки.

Сливоналивная арматура расположена на верху котла и защищена специальными дугами безопасности для предотвращения ее от по-

вреждений при крушениях цистерн. Кроме того, для предотвращения пробоя днища котла цистерны корпусом автосцепки соседнего вагона при крушении или аварии перед днищем котла на определенном расстоянии на консольной части рамы установлен защитный щит безопасности (жертвенный элемент), который воспринимает на себя удар расцепившегося корпуса автосцепки соседнего вагона поезда, под воздействием которого щит деформируется, предохраняя таким образом днище котла цистерны от пробоя головкой автосцепки.

Котлы газовых цистерн снабжены яркими отличительными полосами на цилиндрической части и кругами на днищах. Например, полосы шириной 0,3 м красного цвета имеют цистерны для перевозки пропана, желтого – аммиака, защитного цвета – хлора и т.д.

Техническая характеристика специализированных цистерн для перевозки кислот, сжиженных газов и пищевых продуктов приведена в табл. 7.2.7.

Цистерна для перевозки крепкой азотной кислоты имеет котел из алюминиевого сплава А1 или АД1 с колпаком, штуцером для отбора проб, предохранительно-впускным клапаном и штуцером для крепления сливоналивной трубы. Для защиты рамы цистерны, деталей автосцепки от случайно пролитой кислоты имеются предохранительные щиты, а для нейтрализации пролитой кислоты используется известь, помещенная в ящик, закрепленный на раме цистерны.

В последнее время ФГУП ПО "Уралвагон-завод" начал строить новые более перспективные специализированные цистерны мод. 15-144 и 15-144-01 для перевозки сжиженного пропана и мод. 15-157 для перевозки серной кислоты. Цистерны мод. 15-144 и 15-144-01 имеют соответственно грузоподъемность 40,8 и 44 т; массу тары 37,7 и 39,5 т; объема котла 73,9 и 74,1 м³; длину по осям сцепления автосцепок 12,02 м; осевую нагрузку 230 кН; базу 7,8 м; внутренний диаметр котла 3,0 м; габарит подвижного состава 1-Т.

Цистерна мод. 15-157 имеет грузоподъемность 69 т; массу тары 24,5 т; объем котла 38,84 м³; длину по осям сцеплений автосцепок 12,02 м; осевую нагрузку 230 кН; базу 7,8 м; внутренний диаметр котла 2,2 м; габарит подвижного состава 02-ВМ.

Восьмиосные безрамные цистерны грузоподъемностью 120 т, массой тары 53,5 т и объемом котла 62 м³ (диаметром 2,315 м, длиной 15,7 м) предназначены для перевозки концентрированной фосфорной кислоты. Котел имеет наружную изоляцию из пенополиуретана толщиной 180 мм и внутренний защитный резиновый слой.

Техническая характеристика специализированных цистерн для перевозки пылевидных и затвердевающих грузов приведена в табл. 7.2.8.

7.2.7. Техническая характеристика специализированных цистерн

Параметры	15-1404	15-1596	15-1554	15-1548	15-1556	15-1407	15-886	15-1413
	Кислота				Сжиженные газы		Пищевые продукты	
	слабая азотная	крепкая азотная	соляная	серная	хлор	пропан	молоко	патока
Грузоподъемность, т	61,5	57,3	62	65	57,5	22,9	31,2	62
Масса тары, т	22,1	22,9	22,5	20,4	29,4	35,2	23,3	22,26
Объем котла, м ³	46,86	39,5	54	38,7	46	54	30,24	46,1
Диаметр котла, м	2,417	2,21	2,6	2,2	2,4	2,6	2,012	2,4
Длина котла, м	10,56	10,68	10,61	10,49	10,61	10,64	10,556	10,53
Длина по осям сцепления автосцепок, м	12,02	12,02	12,02	12,02	12,02	12,02	12,02	12,02
База, м	7,8	7,8	7,8	7,8	7,8	7,8	7,8	7,8
Осевая нагрузка, кН	216	216	216	216	216	216	216	216
Погонная нагрузка, кН/м	62,6	66,7	70,3	71	72	48,5	45,2	70
Коэффициент тары	0,359	0,399	0,363	0,314	0,511	1,54	0,747	0,359

Примечания: 1. Конструкционная скорость 120 км/ч. 2. Габарит 02-ВМ по ГОСТ 9238.

7.2.8. Техническая характеристика специализированных цистерн для перевозки пылевидных и затвердевающих грузов с конструкционной скоростью 120 км/ч

Параметры	15-884	15-1405	15-1498	15-1480	15-1532	15-1412
	Пылевидные грузы			Затвердевающие грузы		
	кальцинированная сода	цемент	поливинилхлорид	расплавленная сера	пек	желтый фосфор
Грузоподъемность, т	54	61	65,5	56,6	60	59
Масса тары, т	31,3	24,15	30	24,7	27,5	21,4
Объем котла, м ³	101,5	62,4	99,2	31,8	54,4	38,7
Диаметр котла, м	3,0	2,8	3,0	2,0	2,6	2,2
Длина котла, м	14,69	10,5	14,49	10,88	10,61	10,49
Длина по осям сцепления автосцепок, м	15,72	12,02	15,72	12,02	12,02	12,02
Высота от головок рельсов, м	4,67	4,6	4,55	4,47	4,64	4,03
База, м	11,5	7,8	11,5	7,8	7,8	7,8
Коэффициент тары	0,58	0,39	0,54	0,43	0,46	0,36
Осевая нагрузка, кН	216	216	216	216	216	216
Погонная нагрузка, кН/м	54,3	69,3	54	67,7	78,8	66,9
Габарит по ГОСТ 9238	1-BM	02-BM	1-BM	02-BM	1-BM	02-BM

Котел цистерны для перевозки цемента отличается тем, что для облегчения выгрузки цемент взрыхляют сжатым воздухом (избыточным давлением 0,2 МПа), который подводится к желобам (аэролоткам) и шлангу 3 (рис. 7.2.19), присоединенному к разгрузочному устройству 2, для лучшего подвода цемента к которому имеются рассекатели и боковые откосы. Для выравнивания давления воздуха в загруженной цементом верхней части котла и в подоткосном пространстве имеется труба. На котле предусмотрены загрузочный люк 7, предохранительный клапан и два штуцера для слива конденсата.

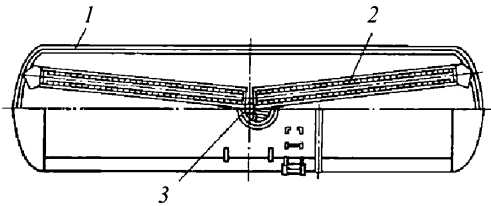


Рис. 7.2.19. Котел цистерны для перевозки цемента

Цистерна для перевозки кальцинированной соды имеет устройство, аналогичное рассмотренной цистерны для перевозки цемента, но отличающейся большим количеством загрузочных и разгрузочных патрубков, аэролотков и деталей воздушной коммуникации.

Более совершенной цистерной для перевозки сыпучих грузов является конструкция с двухсекционным котлом для перевозки поливинилхлорида, секции которого расположены наклонно к центру котла цистерны.

Цистерна для перевозки жидкой серы имеет электрические нагреватели и наружную изоляцию котла, изготовленного из двухслойной стали (ВСтЗсп и 12Х18Н10Т). Изоляция котла рассчитана на сохранение серы в жидком состоянии, которую заливают в котел с температурой 155 °С в течение четырех суток при температуре наружного воздуха –25 °С. Перед сливом серу разогревают до температуры 120 °С.

Котел цистерны из углеродистой стали с термоизоляцией для перевозки жидкого пека рассчитан на температуру загружаемого пека 300 °С. При температуре налива пека 250 °С и

окружающей среды -30°C пек сохраняется в жидком состоянии без дополнительного подогрева в течении пяти суток. Система электрообогрева позволяет нагревать пек до 180°C .

Разновидностью цистерн, предназначенных для перевозки легкозатвердевающих грузов, является цистерна для перевозки капролактама с системой обогрева горячей водой и паром (грузоподъемность цистерны 50 т, полезный объем котла $49,5\text{ м}^3$, масса тары 26 т). Котел выполнен из стали марки 08Х22Н6Т.

Дальнейшее совершенствование специализированных цистерн может быть достигнуто путем увеличения их грузоподъемности,ности, перехода к безрамным цистернам, применения новых материалов, например, стеклопластика для изготовления котла, что позволяет снизить массу тары четырехосной цистерны на 5,5 т и увеличить ее грузоподъемность. Однако сложность изготовления и высокая стоимость цистерны с котлом из стеклопластика, обладающим необходимой жесткостью и прочностью, сдерживают серийную постройку таких цистерн.

Специализированные транспортеры (табл. 7.2.9). Железнодорожные транспортеры предназначены для перевозки грузов, которые по своим габаритным размерам и массе невозможно перевозить на обычных универсальных платформах. Такими грузами являются мощные трансформаторы, крупногабаритные узлы гидравлических турбин, статоры и роторы генераторов большой мощности, станины бльдмнгов и сльдбнгов и крупных токарных станков, маховики, котлы большой длины и др. На железных дорогах России и других стран СНГ и стран Балтии эксплуатируются транспортеры платформенного, площадочного, колодецеобразного, сочлененного и сцепного типов грузоподъемностью от 55 (четыреосные) до 500 т (тридцатидвухосные) с числом колесных пар 4, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 28, 32.

Рама восьмиосного транспортера платформенного типа сварной конструкции состоит из четырех двутавровых балок, к которым приварен металлический пол с рядом отверстий для крепления перевозимого груза крепительными устройствами (рис. 7.2.20, а). Для этой же цели предусмотрены кронштейны и скобы на наружных боковых поверхностях крайних двутавровых балок рамы.

Рама с главной несущей балкой 1 транспортера колодецевого типа через сферические пятники и продольные концевые балки 2 опирается на тележки (рис. 7.2.20, б). На балках 2

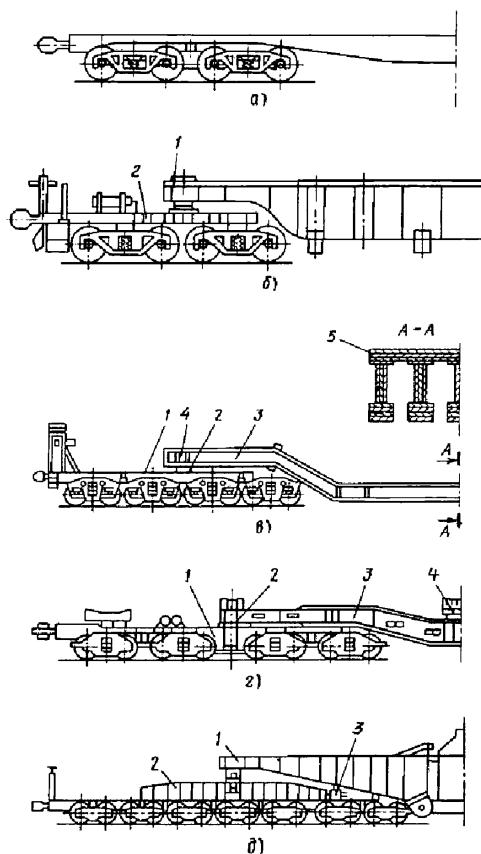


Рис. 7.2.20. Транспортеры:

- а – восьмиосный платформенного типа;
- б – колодецевого типа; в – площадочного типа;
- г – шестнадцатисный сцеп;
- д – 28-осный сочлененный

размешены автосцепка и оборудование автотормоза. Колодец (пустота несущей балки) имеет длину 10,8 м сверху и 10 м внизу и ширину 2,42 м. Четыре съемные поперечные балки в зависимости от размеров перевозимых грузов можно переставлять, опирая на различные пары подушек.

Транспортер площадочного типа с пониженной средней частью грузовой рамы для перевозки грузов большой высоты имеет несущую балку 3 (рис. 7.2.20, в), состоящую из пяти двутавров, поперечных балок 4 и стального листа 5 толщиной 20 мм (настил пола), опирающуюся на четырехосные тележки через плоские пятники. На концевых балках 1 расположены тормозные будки и типовые автосцепки.

7.2.9. Техническая характеристика транспортеров

Параметры	14-6048	14-6055	14-6056	14-6063	14-6046	14-6057	14-6067	14-6071	14-135	14-138	14-139
Тип	пл	пт	кл	пл	пл	сч	пл	пл	сч	сц	сц
Число осей	4	8	8	8	16	16	16	16	28	32	32
Грузоподъемность, т	62	120	120	120	220	240	220	225	400	480	500
Масса тары, т	25,6	54,3	54,3	56	127	110	126	126,5	200,5	211	217
Длина по осям сцепления, м	16,9	24,13	25,3	26,3	36	43,54	38,23	40,83	48,02	62,8	63,5
Осовая нагрузка, кН	216	218	218	220	217	219	216,3	220	214	216	224
Погонная нагрузка, кН/м	52,1	72,23	66,95	67,05	96,52	80,38	90,5	86,08	125	110	112,9
Коэффициент тары	0,41	0,45	0,45	0,66	0,577	0,458	0,572	0,562	0,5	0,439	0,434
Конструкционная скорость, км/ч:											
груженого	120	120	120	120	120	100	120	100	80	80	80
порожного	120	120	120	120	120	120	120	120	100	100	100
Габарит по ГОСТ 9238	1-Г	1-ВМ	1-Г	02-ВМ	1-Г	1-Г	1-Г	1-Г	1-Г	1-Г	1-Г

П р и м е ч а н и е. Обозначения: пл – площадочный; пт – платформенный; кл – колдцевый; сч – сцепленный; сц – сцепной.

Представителем транспортеров сцепного типа является 32-осный транспортер, один 16-осный сцеп которого показан на рис. 7.2.20, з. Сцеп состоит из сварной несущей балки 3 с катковыми опорами 2, которыми балка опирается на две надтележечные балки 1 с типовыми автосцепками. Такой сцеп можно эксплуатировать как самостоятельный транспортер грузоподъемностью 240 т, для чего на концах несущей балки 3 устанавливают сменные опоры-турникеты для укладки перевозимого груза. При одновременном использовании обоих сцепов для перевозки груза массой 480 т сменные концевые опоры снимают и закрепляют в специально предусмотренных местах на надтележечных балках, а груз опирается на стационарные опоры 4 сцепов, которые могут поворачиваться вокруг вертикальной оси, а одна из них, кроме того, перемещается вдоль транспортера с целью облегчения прохождения транспортером кривых с радиусами до 150 м.

Сочлененные транспортеры предназначены для перевозки мощных силовых трансформаторов и статоров крупных электрогенераторов, а также других крупногабаритных и тяжеловесных грузов, но с использованием специальных вспомогательных приспособлений. Транспортер имеет две консоли, опирающиеся через систему балок на ходовые части. Перевозимый груз подвешивается между консолями и соединяется с валиками диаметром около 250 мм. Под действием собственного веса груз защемляется между верхними частями консолей и участвует в работе конструкции транспортера как несущий элемент.

Двадцативосьмиосный сочлененный транспортер состоит из двух консолей 1 с катковыми опорами (рис. 7.2.20, д), через которые консоли опираются на две соединительные балки 2, а те, в свою очередь, – на промежуточные балки. Транспортер имеет 14 двухосных тележек с базой 1360 мм. Каждая консоль снабжена водилом 3 для свободного ее поворота с грузом при прохождении кривых железнодорожного пути. При необходимости транспортер может иметь съемную несущую балку, соединяющуюся с проушинами консолей при перевозке грузов, не имеющих собственных проушин для сочленения с консолями. В порожнем состоянии консоли соединяют между собой специальными серьгами, а верхние пояса консолей скрепляются специальной закладкой с замками.

Транспортер снабжен четырьмя 20-тонными гидроподъемниками для подъема контейнеров с грузом и поддержания их при разведении половин транспортера при его разгрузке. Подъем главного несущего строения транспорта с грузом с помощью главной системы гидравлических подъемников производится для установки под груз тумб и тележек при разгрузке или для удаления их из-под груза при погрузке транспортера.

Сверхмощные трансформаторы массой до 700 т можно перевозить на специальных сочлененных транспортерах. Для этой цели разработан технический проект транспортера грузоподъемностью 700 т, массой тары 267 т, длиной 75,41 м при длине перевозимого груза 17 м и при числе колесных пар в тележках 36.

В настоящее время на железных дорогах России и других стран СНГ эксплуатируются сочлененные транспортеры грузоподъемностью 500 т, построенные фирмой Крупп (Германия).

7.2.3. ВАГОНЫ ПРОМЫШЛЕННОГО ТРАНСПОРТА

Вагоны промышленного транспорта предназначены для внутренних перевозок, связанных с производственными процессами промышленных предприятий (доставкой металлургического сырья, полуфабрикатов, готовой продукции, строительных материалов), а также непосредственно с технологическими процессами в качестве транспортного средства для выполнения внутривозовских или внутрицеховых транспортных операций [15]. Кроме того, такие вагоны используются для внешних перевозок до мест примыкания железных дорог промышленного транспорта к магистральным железным дорогам общего пользования. Некоторые типы вагонов промышленного транспорта с определенными осевыми нагрузками могут эксплуатироваться на магистральных железных путях, а обычные универсальные и специализированные грузовые вагоны магистральных железных дорог на железных дорогах промышленного транспорта.

Большинство вагонов промышленного транспорта имеет специальную конструкцию, позволяющую более эффективно выполнять погрузочно-разгрузочные, транспортные и технологические операции [16]. Наиболее широкое распространение на промышленном транспорте получили думпкары (вагоны-самосвалы), позволяющие применять механизированные способы и средства погрузки и выгрузки грузов (табл. 7.2.10).

7.2.10. Техническая характеристика думпкаров

Параметры	Тип (модель)					
	6BC-60 (31-638)	BC-85 (31-639)	Д-82 (31-652)	2BC-105 (31-634)	BC-145 (31-653)	2BC-180 (31-631)
Грузоподъемность, т	60	85	82	105	145	180
Масса тары, т	27	35	37,6	48,5	64,5	67
Число осей	4	4	4	6	8	8
Объем кузова, м ³	26,2	38,8	36,1	50	72	59,2
Длина по осям сцепления автосцепок, м	11,83	12,17	12,17	14,9	17,58	14,58
Ширина кузова, м	3,21	3,52	3,52	3,52	3,464	3,464
Высота от головок рельсов, м	2,74	3,236	3,31	3,241	3,65	3,27
Количество разгрузочных цилиндров	4	4	4	6	8	8
Осевая нагрузка, кН	21,78	30	30	25,6	26,22	30,8
Погонная нагрузка, кН/м	72,1	94,48	94,17	103	119,17	169,4
Давление в разгрузочных цилиндрах, МПа	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
Конструкционная скорость движения на путях, км/ч:						
промышленного транспорта	70	70	70	70	70	70
магистральных	120	120	120	120	100	100
Габарит подвижного состава на путях:						
магистральных	1-Т	1-Т	1-Т	1-Т	1-Т	1-Т
промышленного транспорта	Т	Т	Т	Т	Т	Т

Думпкары с механизированной погрузкой грузов (вскрышных пород, никелевых, марганцовых, апатитовых, железных руд, угля и др.) экскаваторами и с механизированной разгрузкой грузов гравитационным способом предназначены в основном для эксплуатации на открытых разработках полезных ископаемых (карьерах и разрезах).

При разгрузке груза кузов с металлическими шарнирными бортами и трехслойным полом (верхней стальной плитой толщиной 12 мм, нижним стальным листом толщиной 4 мм, средней упругой прослойкой из деревянных брусьев толщиной 75 мм) с помощью специального рычажного механизма на торцовых стенах кузова и пневматических цилиндров, закрепленных на подвижной раме думпкара,

наклоняется под углом 40...45° к горизонту, а боковой борт со стороны разгрузки груза автоматически с помощью механизма думпкара откидывается вниз и становится продолжением пола думпкара, предотвращая высыпание груза на ходовые части думпкара. При этом противоположный боковой борт удерживается рычажным механизмом в закрытом положении.

Четырехосные думпкары предназначены для перевозки горнорудных пород, грунта и сыпучих грузов плотностью до 2,2 т/м³. Конструкция думпкара допускает погрузку крупных глыб породы массой до 2 т на предварительно подсыпанный слой мелкой породы толщиной не менее 300 мм с высоты до 2 м от уровня пола думпкара.

Шестиосный думпкар типа 2BC-105 с трехосными тележками типа УВЗ-11А с центральным рессорным подвешиванием (рис. 7.2.21), предназначенный для перевозки грузов плотностью до 2 т/м^3 , имеет продольные штампованные металлические борта, лобовые стенки 1 с рычажным механизмом открывания продольных бортов, верхнюю раму 2, нижнюю 3 и шесть пневмоцилиндров 4 для наклона кузова при его разгрузке, два из которых (по одному с каждой стороны думпкара) двойного действия для возвращения кузова после разгрузки в горизонтальное положение.

Восьмиосные думпкары с двумя четырехосными тележками служат для перевозки вскрышных пород на предприятиях горной металлургии (рис. 7.2.22). Кузов думпкара имеет аналогичную принципиальную конструктивную схему с шестиосным думпкарком, а отличается конструктивным исполнением отдельных узлов и деталей.

Пневматическая система разгрузки (наклона кузова) обеспечивает опрокидывание кузова отдельных думпкаров или группы думпкаров с одного поста управления. Питание пневмоприборов системы разгрузки сжатым воздухом производится от компрессора локомотива или стационарного наземного компрессора через самостоятельный магистральный трубопровод, закрепленный на нижней (неподвижной) раме думпкара. В электрической системе разгрузки думпкаров в разгру-

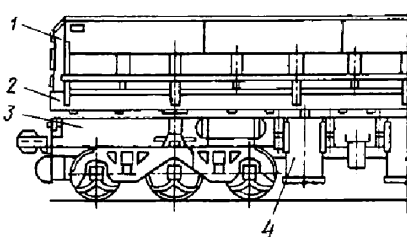


Рис. 7.2.21. Шестиосный думпкар типа 2BC-105

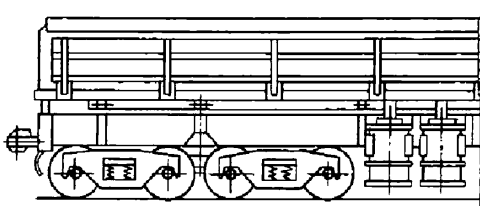


Рис. 7.2.22. Восьмиосный думпкар

зочные цилиндры подается масло под давлением до 15 МПа от моторно-насосной установки локомотива. Для облегчения разгрузки грузов, примерзающих к кузову думпкара, применяются вибраторы, установленные под полом кузова.

Для перевозки жидкого шлака из доменных цехов в отвал или к гранулированным установкам используют шлаковозы с ковшом объемом 5; 11; 16; 16,5 м^3 (табл. 7.2.11).

Шлаковоз состоит из ковша 7 с опорным кольцом 8 и замковым устройством 10, бегунков 6, зубчатых сегментов 5 с опорой 4, стоек 3, лафетом 2, фигурной балки 11, ходовых частей 12, автосцепки 1 и механизма опрокидывания 9 с электродвигателем мощностью 20...30 кВт (рис. 7.2.23).

Для перевозки жидкого чугуна из доменного цеха в сталеплавильный цех или к разливочной машине служат чугуновозы с ковшами грузоподъемностью 50, 80, 100, 140 и 200 т (табл. 7.2.12).

Чугуновоз состоит из лафетов со стойками 2 для ковша, упоров 1 для правильной установки чугуновоза под погрузку и выгрузку. Ковш имеет цапфы 3, 4, 7 и 8, крановые захваты 9 для поворота ковша и футеровку 6 стального листа 5 из огнеупорного кирпича толщиной 310 мм (рис. 7.2.24).

Жидкий чугун можно транспортировать в шестнадцатисосном чугуновозе миксерного типа грузоподъемностью 150 т, массой тары 210 т, с осевой нагрузкой 220 кН и скоростью движения 35 км/ч (рис. 7.2.25).

Перспективной разработкой является чугуновоз-миксер грузоподъемностью 420 т, массой тары 440 т, с осевой нагрузкой 550 кН и скоростью движения 10 км/ч. Планируется постройка чугуновоза-миксера грузоподъемностью 600 т, массой тары 647 т, осевой нагрузкой 515 кН и скоростью движения 10 км/ч.

Транспортировка совков со скрапом осуществляется на специальной платформе (рис. 7.2.26), состоящей из совка 1, рамы 9 с автосцепками 2, опор 10 для передачи нагрузки от совка на раму и тележек 3 (одна двухосная, а вторая – четырехосная с соединительной балкой 6), переходной площадки 8 с подножкой 7, ручного 4 и автоматического 5 тормозов.

Горячий кокс с температурой около 1000 °С перевозят от коксовых печей к тушильной башне в коксотушильных вагонах, в которых происходит процесс обработки и охлаждения кокса фенольной водой перед разгрузкой кокса в приемные устройства тушильной башни (табл. 7.2.13).

7.2.11. Техническая характеристика шлаковозов

Параметры	Объем ковша, м ³			
	5	11	16	16,5
Масса тары, т, с ковшом для шлака:				
доменного	—	46,2	62,4	63,1
мартеновского	30,7	49,2	65,9	—
Коэффициент тары с ковшом для шлака:				
доменного	—	1,21	1,13	2,2
мартеновского	0,48	1,4	1,27	—
Длина по осям сцепления автосцепок, м	7,15	7,85	7,85	7,85
Максимальная ширина, м	3,15	3,48	3,58	3,35
Высота от уровня головок рельсов, м	3,14	3,48	3,87	3,62
База, м	3,45	4,22	4,1	4,1
Нагрузка от оси на рельсы, кН	235,2	210,7	294	245
Погонная нагрузка, кН/м	65,7	100,9	149	124,5
Угол поворота ковша, °	115	116	118	116
Мощность электродвигателя механизма наклона ковша, кВт	7,5	22	22	22
Время наклона ковша, мин	1,2	1,3	1,5	1,3

Пр и м е ч а н и е . Максимальная скорость передвижения в груженом состоянии 15 км/ч.

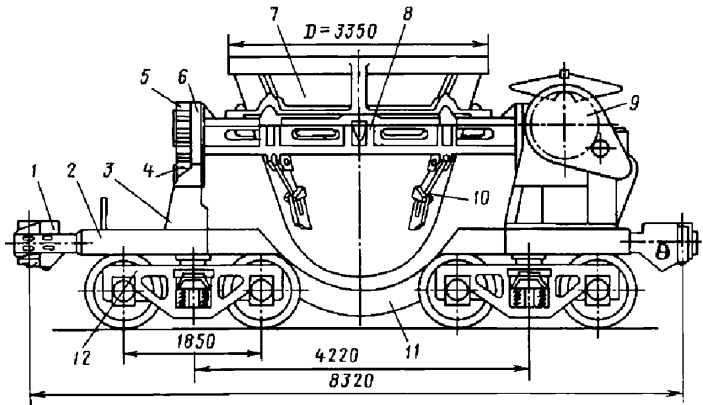


Рис. 7.2.23. Шлаковоз

7.2.12. Техническая характеристика чугуновозов

Параметры	Грузоподъемность ковша, т			
	50	80	100	140
Масса тары, т:				
без футеровки	20,79	48	38	46,58
с футеровкой	32,24	64	58	70,4

Продолжение табл. 7.2.12

Параметры	Грузоподъемность ковша, т			
	50	80	100	140
Коэффициент тары с футеровкой	0,64	0,8	0,58	0,5
Длина, м:				
по осям сцепления автосцепок	8,2	8,2	8,2	9,0
между осями опорных цапф	1,08	1,1	1,1	1,3
между главными цапфами	0,2	0,22	0,22	0,24
Ширина, м:				
по раме	2,55	2,7	2,71	2,946
максимальная	3,14	3,6	3,6	3,6
Высота от головок рельсов, м:				
до оси автосцепки	1,043	1,01	1,03	1,06
до верха ковша	3,5	4,21	4,21	4,3
База, м	4,1	4,16	4,16	5,0
Диаметр, мм:				
главных цапф	270	305	305	390
опорных цапф	200	300	300	390
Нагрузка от оси на рельсы, кН	200,5	352,8	395	526
Погонная нагрузка, кН/м	198	172,5	189,1	229,3

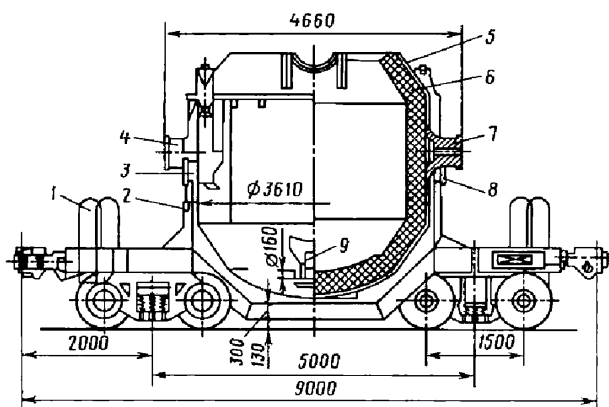


Рис. 7.2.24. Чугуновоз

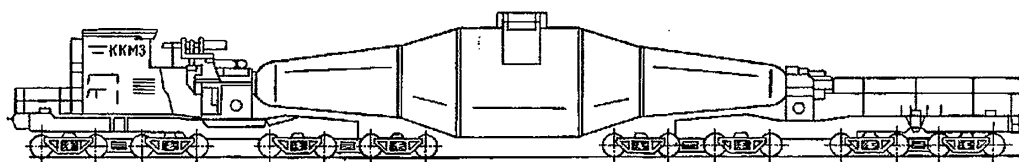


Рис. 7.2.25. Вагон-миксер для перевозки жидкого чугуна

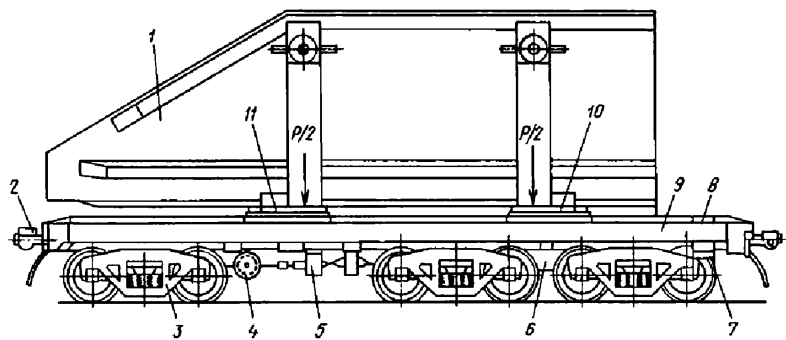


Рис. 7.2.26. Вагон для перевозки совков со скрапом

7.2.13. Техническая характеристика коксотушильных вагонов мод. 26-499

Параметры	Грузоподъемность, т			
	13	23	25	25
Объем кузова, м ³	57	66	70	70
Масса тары вагона, т	57,4	66,8	95,8	57
Коэффициент тары	4,42	2,9	3,83	2,28
Длина вагона, м	16,82	18,82	18,9	12
Ширина вагона, м	4,22	5,255	5,98	3,04
Высота от головок рельсов, м	4,175	5,02	5,2	5,3
Нагрузка от оси на рельсы, кН	117,3	149,7	201,3	136,6
Погонная нагрузка на путь, кН/м	41,85	47,72	63,92	68,33

На раме 1 шестиосной коксотушильного вагона установлены двенадцать стоек (шесть передних 2 и шесть задних 3), на которые опирается наклонный пол 4 кузова (рис. 7.2.27). Кузов вагона состоит из передней продольной стенки с затвором, двух торцовых стен и наклонного пола. Два привода механизма открывания и закрывания затворов расположены под полом 4. Вагон имеет трехосные тележки типа КВЗ-1м, которые в настоящее время на магистральных путях России не эксплуатируются.

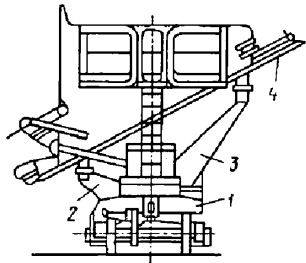


Рис. 7.2.27. Шестиосный коксотушильный вагон

В доменных цехах металлургических заводов применяются самоходные трансферкары (дозировщики вагоны): рудные грузоподъемностью 60; 65; 70 т и коксовые грузоподъемностью 30 т. Рудный трансферкар имеет бункер с порталами, две кабины управления движением и разгрузкой груза, рамы, специальные тележки с двумя тяговыми двигателями ЭД-107 мощностью по 55 кВт и типовое автосцепное устройство. В кабинах управления установлены контроллеры управления, кран машиниста, компрессор, панель управления передвижением вагона, переключатель управления механизмами открывания затворов днищ бункеров вагона. Электроэнергия подается на вагон по троллеям через токоприемники на боковой стене кабины управления.

Коксовый трансферкар отличается от рудного большим объемом бункера, отсутствием наклона торцовых и продольных стен кузова, наличием перегородки внутри кузова, а также ручного и пневматического механизма открывания двери бункера.

Под трансферкар подкачены две двухосные тележки с четырьмя тяговыми электродвигателями постоянного тока типа Д мощностью 23,5 кВт.

Для дозированного набора, транспортировки, взвешивания и выгрузки шихтовых материалов предназначены самоходные самовыгружающиеся вагоны-весы типов ЭВВ-25, ЭВВ-30, ЭВВ-40 (табл. 7.2.14).

Вагон-весы типа ЭВВ-40 состоит из рамы 1 (рис. 7.2.28), бункера 3, механизма загрузки 5, весового устройства 8, кабины управления 4, вентиляционной установки 6, пневматической системы, ходовых частей 7, электрооборудования 2 и системы подачи смазочного материала.

На путях промышленного транспорта применяются: четырехосные платформы грузоподъемностью 160 т и длиной по осям сцепления автосцепок шекольного типа 7,03 м для перевозки изложниц; двухосные платформы грузоподъемностью 45 т, длиной по раме 4,38 м и шириной 2,47 м для транспортировки мульд с шихтовыми материалами от шихтового двора или скрапоразгрузочного цеха к рабочей площадке мартеновского цеха; вагон-самосвал для перевозки горячих металлургических грузов (горелой земли, огнеупорного боя, горячего шлака) с температурой до 800 °С; платформы грузоподъемностью 102 т для перевозки блюмсов, слябов и тяжеловесной обрезки с температурой до 100 °С и горячего чушкового чугуна.

7.2.14. Техническая характеристика вагонов-весов

Параметры	Тип		
	ЭВВ-25	ЭВВ-30	ЭВВ-40
Грузоподъемность, т	25	30	40
Масса тары вагона, т	50	65	70
Объем бункера, м ³	13	15	18
Длина вагона, м	15,29	17	17
Максимальные размеры вагона, м:			
ширина	4,37	4,33	4,22
высота	5,78	6,05	6,05
Пределы взвешивания, т	1...25	1...30	1...40
Точность взвешивания, кг	+25	+50	+25
Осевая нагрузка, кН	187,5	237,15	270,5
Погонная нагрузка на путь, кН/м	49,05	55,88	64,7
Конструкционная скорость движения, м/мин	120	180	150

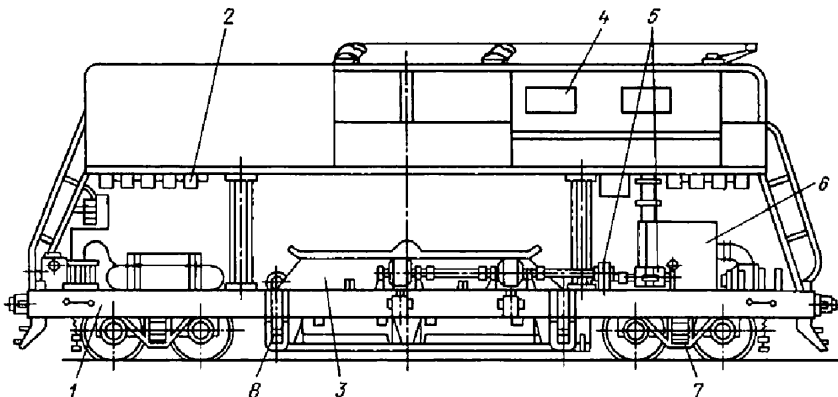


Рис. 7.2.28. Вагон-весы типа ЭВВ-40

7.2.4. РАСЧЕТ НЕСУЩИХ КОНСТРУКЦИЙ КУЗОВОВ

При выполнении практических расчетов кузовов вагонов широкое применение находят специализированные расчетные схемы, представляющие собой комбинацию стержней и пластинок с заданными законами распределения напряжений. Такие схемы, обладая сравнительной простотой, позволяют с удовлетворительной точностью определять интегральные характеристики внутренних сил в сечениях отдельных несущих элементов, а в ряде случаев получить осредненную картину напряженно-деформированного состояния по сечениям кузова в целом.

Особенностью специализированных расчетных схем кузовов вагонов является их принадлежность к определенному объекту расчета, неодинаковость структуры для различных участков несущей конструкции (в зависимости от задачи расчета), а также небольшое число элементов, составляющих схему [17]. В отличие от традиционных схем МКЭ в специализированных схемах метода сил необходимая точность результатов достигается не увеличением числа элементов и соответствующим ростом числа неизвестных сил, а путем специального подбора укрупненных элементов.

Специализированная расчетная схема кузова крытого грузового вагона, в котором тонкая подкрепленная обшивка крыши, боковых стен и рамы образует замкнутую цилиндрическую оболочку (рис. 7.2.29). Оболочка ослаблена в средней части большими прямоугольными дверными вырезами. Рама кузова состоит из средней (хребтовой) и продольных боковых балок, связанных между собой поперечными балками. Обшивка рамы имеет продольную гофрировку. Примем, что конструкция симметрична относительно вертикальной продольной плоскости $x'O'y'$ и средней поперечной плоскости ($x' = L$).

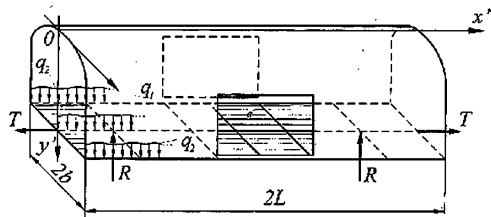


Рис. 7.2.29. Расчетная схема кузова крытого грузового вагона

На кузов действуют вертикальные и продольные силы. Вертикальная нагрузка состоит из веса полезного груза и собственного веса конструкции, которые распределяются по хребтовой q_1 и боковым балкам q_2 рамы и уравниваются реакциями пятников R . Продольные силы T приложены по осям автоцепок.

Если внешние нагрузки симметричны относительно вертикальной продольной плоскости $x'O'y'$, то для рассматриваемого кузова удобно принять пространственную пластинчато-стержневую расчетную схему (рис. 7.2.30, а). В этой схеме боковая стена с полукрышей принята в виде плоской стержневой системы, составленной из стержней A, B, C, D . Стержни A имитируют участки оболочки вне вырезов, стержень B – участок оболочки над вырезом, стержень C – нижний пояс выреза. Стержни D являются абсолютно жесткими и введены в схему на основании принятой гипотезы плоских сечений, которой подчиняются деформации оболочки. Последнее означает, что при расчете боковые стены и крыша рассматриваются как оболочка с недеформируемым контуром поперечного сечения.

Стержни A соединены с элементами рамы с помощью абсолютно жестких вертикальных стержней E . Между боковыми стенами и концами поперечных балок G рамы введено по три связи: вертикальная, продольная и угловая, отвечающая кручению поперечных балок.

Гофрированная в продольном направлении обшивка рамы включается в расчетную схему в виде плоских панелей H , деформации которых складываются из деформаций чистого сдвига, чистого растяжения–сжатия в продольном направлении и чистого изгиба в плоскости панели. В соответствии с этим панели H соединяются с боковыми стенами (стержни A, C) и хребтовой балкой J с помощью непрерывно распределенных касательных связей по продольным кромкам. Между поперечными кромками панелей H и поперечными балками G введены непрерывно распределенные касательные, нормальные и угловые связи.

Полагая для простоты внешнюю нагрузку симметричной относительно средней поперечной плоскости кузова, ограничимся рассмотрением 1/4 части расчетной схемы (рис. 7.2.30, б). Со стороны отброшенной части введены связи, соответствующие изгибающим

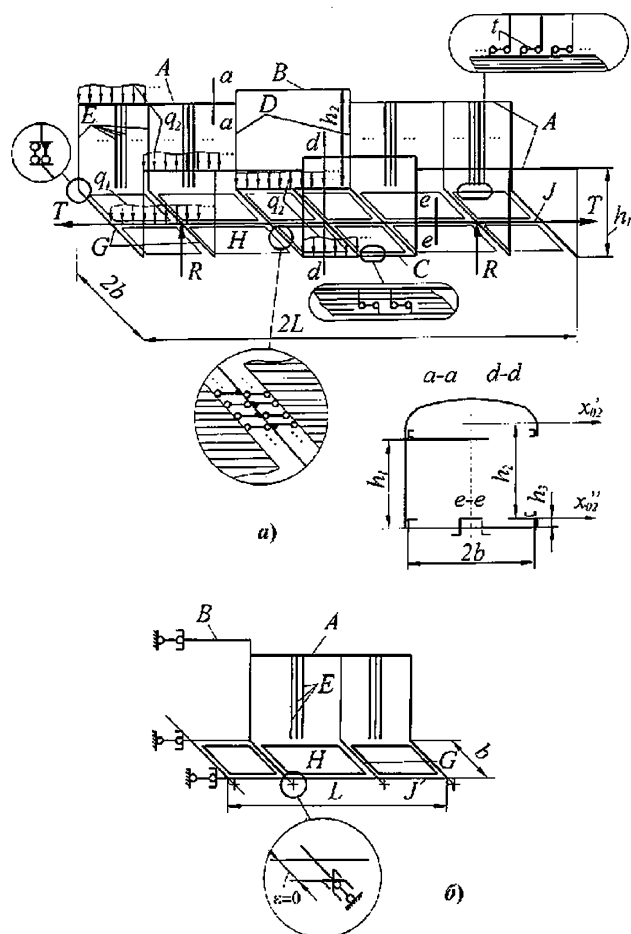


Рис. 7.2.30. Пластино-стержневая расчетная схема кузова крытого грузового вагона (а) и 1/4 части кузова (б)

моментам и нормальным силам. Раскрытие статической неопределимости системы удобно проводить с помощью матричного алгоритма метода сил. Одна из основных систем с неизвестными показана на рис. 7.2.31.

Неизвестными x_i являются:

x_1, x_2 – нормальная сила и изгибающий момент в сечении полукрыши над вырезом;

$x_3...x_5$ – горизонтальные поперечные силы по концам поперечных балок;

$x_6...x_8$ – вертикальные изгибающие моменты в хребтовой балке (над поперечными балками, исключая концевые);

$x_9...x_{11}$ – моменты, скручивающие поперечные балки;

$x_{12}...x_{14}$ – равнодействующие касательных чистого сдвига по продольным сторонам панелей;

$x_{15}...x_{17}$ – нормальные силы чистого растяжения–сжатия на поперечных сторонах панелей;

$x_{18}...x_{20}$ – нормальные силы чистого изгиба на поперечных сторонах панелей.

Построение необходимых для расчета эпюр внутренних сил в основной системе от $x_i = 1$ и от внешних нагрузок не представляет значительной сложности. Результат расчета получается в виде матрицы ординат суммарных эпюр внутренних сил в сечениях элементов кузова по концам участков исходной расчетной схемы. На основании этих эпюр можно рассчитать напряжения в элементах кузова.

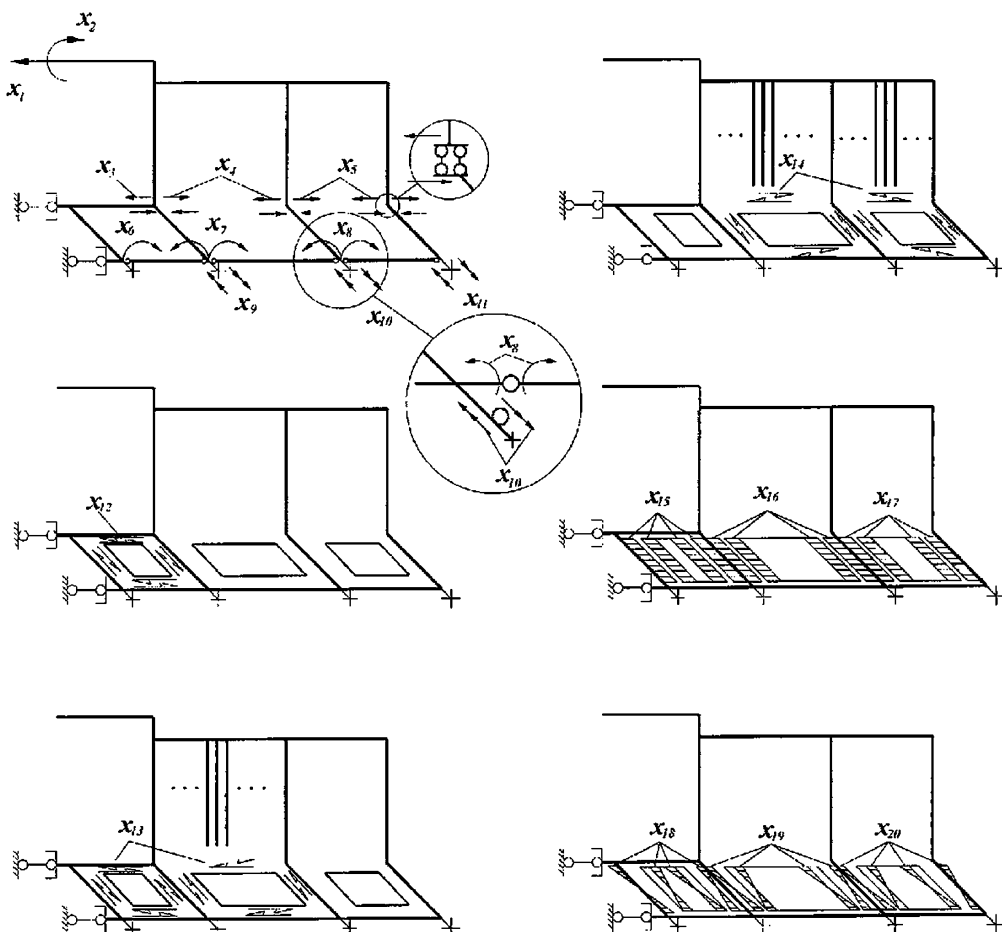


Рис. 7.2.31. Основная система с неизвестными метода сил

Рассмотренная расчетная схема с небольшими изменениями может быть использована для расчета некоторых других кузовов грузовых вагонов. Например, если обшивка рамы гладкая, т.е. не имеет продольных гофров (кузов грузового вагона рефрижераторной секции), то панели H (см. рис. 7.2.30, а) можно считать работающими только в условиях чистого сдвига. В случае отсутствия обшивки на раме расчетная схема представляет чисто стержневую систему (кузов универсального крытого грузового вагона).

Учет сил распора сыпучим грузом в рамках рассмотренных специализированных пластинчато-стержневых расчетных схем может быть осуществлен следующим приемом. Схема, показанная на рис. 7.2.30, а, дополняется стержнями, моделирующими подкрепляю-

щие элементы боковых стен и крыши (стойки, обвязки, дуги) и испытывающими изгиб из плоскости обшивки. Стержни, соответствующие стойкам, соединяются с концами поперечных балок рамы дополнительными связями, передающими на балки нормальную силу и изгибающий момент в вертикальной плоскости.

Специализированная расчетная схема кузова полувагона с разгрузочными люками на раме. Она позволяет рассчитать кузов на действие вертикальных, продольных нагрузок и сил распора сыпучим грузом (рис. 7.2.32). С учетом симметрии кузова и нагрузок относительно вертикальной продольной плоскости расчетная схема построена для 1/2 кузова по одну сторону от этой плоскости. Стержни A , B , B , Γ соответствуют балкам рамы; несущая обшивка боковых стен включена в схему в

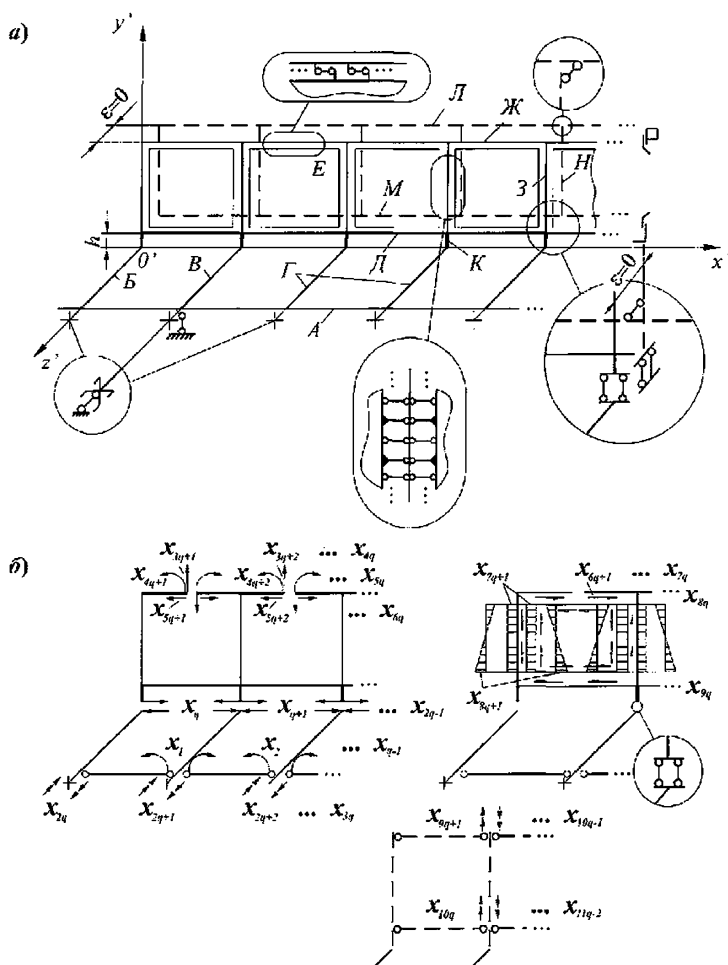


Рис. 7.2.32. Специализированная расчетная схема кузова полувагона (а) и элементы основной системы с неизвестными (б)

виде плоских панелей E , работающих в условиях чистого сдвига, чистого растяжения – сжатия в продольном направлении и чистого изгиба в плоскости на участках между стойками.

Продольные обвязки и стойки боковой стены включены в расчетную схему в виде совокупности двух систем. Первая, образованная стержнями $Д$, $Ж$, $З$ (сплошные линии), учитывает работу элементов боковой стены в ее плоскости; вторая, образованная стержнями $М$, $Л$, $Н$ (штриховые линии), учитывает изгиб обвязок и стоек из плоскости стены. Поскольку нейтральная ось нижней обвязки боковой стены (стержни $Д$, $М$) лежит выше плоскости приведения балок рамы (горизонтальной плоскости, проходящей через нейтральную ось

хребтовой балки), соединение нижней обвязки с поперечными балками рамы осуществляется через абсолютно жесткие вертикальные элементы $К$ высотой h . Между концами поперечных балок рамы и боковой стеной сохранены по пять связей, отвечающих вертикальной и горизонтальной поперечным силам, нормальной силе, крутящему и изгибающему моменту в вертикальной плоскости для каждой поперечной балки.

Расчетные вертикальные и продольная нагрузки учитываются в схеме обычным образом. Силы распора прикладываются к стойкам $Н$ при перевозке труб, бревен и других скатываемых грузов и к обвязкам боковой стены (стержням $М$ и $Л$) и стойкам $Н$ в виде реакций

панелей E при действии на них сыпучего груза. Для определения этих реакций можно воспользоваться справочными данными.

Раскрытие статической неопределенности рассматриваемой схемы удобно проводить методом сил с использованием основной системы, фрагменты которой с неизвестными x_i показаны на рис. 7.2.32, б. Неизвестными x_i являются:

$x_{1...x_{g-1}}$ – вертикальные изгибающие моменты в хребтовой балке;

$x_{g...x_{2g-1}}$ – горизонтальные поперечные силы по концам поперечных балок (групповые неизвестные);

$x_{2g...x_{3g}}$ – моменты, скручивающие поперечные балки;

$x_{3g+1...x_{4g}}$ – перерезывающие силы по верхней обвязке;

$x_{4g+1...x_{5g}}$ – изгибающие моменты в верхней обвязке (изгиб в плоскости стены);

$x_{5g+1...x_{6g}}$ – нормальные силы в верхней обвязке;

$x_{6g+1...x_{7g}}$ – касательные силы взаимодействия панелей обшивки с продольными обвязками боковой стены;

$x_{7g+1...x_{8g}}$ – нормальные силы взаимодействия панелей обшивки со стойками (соответствуют чистому растяжению – сжатию панелей);

$x_{8g+1...x_{9g}}$ – нормальные силы взаимодействия панелей обшивки со стойками (соответствуют чистому изгибу панелей в плоскости стены);

$x_{9g+1...x_{10g-1}}$ – изгибающие моменты в верхней обвязке стены (изгиб в горизонтальной плоскости, параллельной $x'O'z'$);

$x_{10g...x_{11g-2}}$ – изгибающие моменты в нижней обвязке стены (изгиб в горизонтальной плоскости, параллельной $x'O'z'$). Здесь g – число пролетов, образуемых поперечными балками рамы.

В ряде случаев такая расчетная схема может быть упрощена. В частности, можно пренебречь кручением поперечных балок рамы, имеющих открытый профиль поперечного сечения, не учитывать эксцентриситет K между осями сечений нижней обвязки боковой стены и хребтовой балкой, для обшивки корытообразной формы учитывать сопротивляемость ее только чистому сдвигу.

Если внешняя нагрузка и конструкция кузова симметричны относительно средней поперечной плоскости, то можно использовать

расчетную схему для 1/4 части кузова (1/2 схемы, показанной на рис. 7.2.32, а), вводя по средним сечениям обвязок и хребтовой балки связи, соответствующие симметричным внутренним силам (изгибающим моментам и нормальной силе).

При расчете кузова на действие вертикальных кососимметричных сил, вызывающих его скручивание, в расчетной схеме 1/4 части кузова по плоскостям кососимметрии вводятся связи, соответствующие асимметричным внутренним силам в сечениях стержней (крутящему моменту и поперечным силам).

Расчет напряженно-деформированного состояния кузова на основе МКЭ. Порядок построения расчетной схемы МКЭ для кузова полувагона рассмотрим на примере четырехосного полувагона с глухим кузовом. Основная сетка конечных элементов наложена на оси балок рамы и подкреплений боковой и торцевой стен. Дополнительно элементы рамы на 1/2 ширины кузова разделены на две части, боковая стена по ширине пролета также разделена на две части, по высоте – на три (рис. 7.2.33).

Схема составлена из конечных элементов двух типов: стержней с абсолютно жесткими консолями на концах, расположенными перпендикулярно оси стержня, лежащими в одной плоскости и имеющими одинаковую высоту на одном и другом концах, равную эксцентриситету присоединения стержня к обшивке; прямоугольных плоских пластин. Сплошными линиями показаны стержни и границы пластин, совпадающих со стержнями, а штриховыми – границы пластин, не подкрепленные стержнями; номера узлов обведены кружками, номера стержней стоят около стержней, а пластин – подчеркнуты.

В схеме рама кузова представлена сочетанием стержней, заменяющих хребтовую балку (элементы 1 – 5) и поперечные балки (элементы 22 – 25), и прямоугольных плоских пластинок, моделирующих обшивку рамы (элементы 52 – 57). Продольные оси стержней расположены на уровне центров тяжести поперечных сечений балок; поперечные балки рамы переменного сечения заменены стержнями с постоянным сечением и эквивалентными геометрическими характеристиками. Узлы на раме расположены в плоскости обшивки, совпадающей с плоскостью $x'O'z'$ глобальной системы координат; эксцентриситет присоединения стержней к обшивке в узлах учитывается размерами абсолютно жестких консолей H_3 и H_4 .

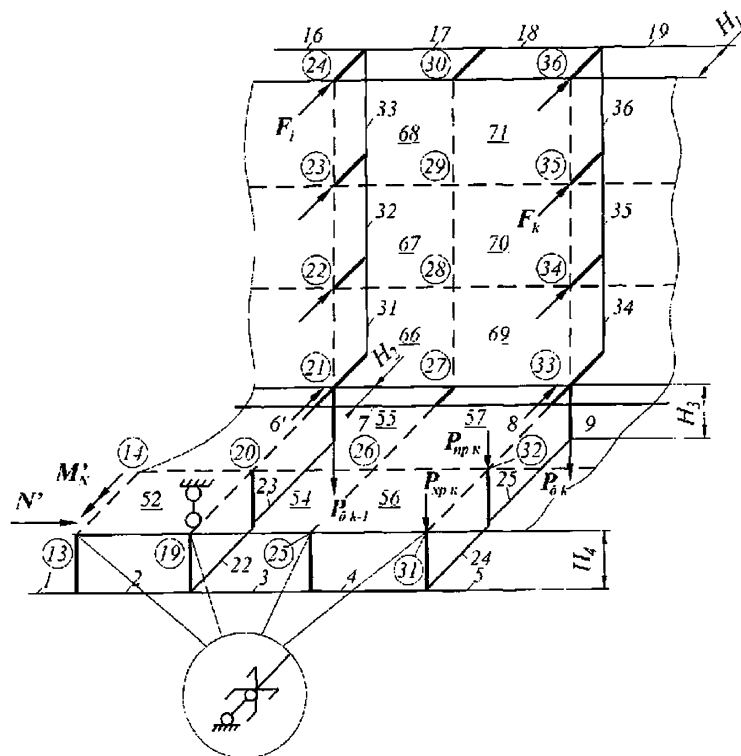


Рис. 7.2.33. Фрагмент расчетной схемы МКЭ кузова полуванона глухого типа

Боковая стена представлена сочетанием прямоугольных пластин, лежащих в плоскости $x'O'y'$ (элементы 66 – 71 на длине пролета), и стержней, имитирующих верхнюю (элементы 16 – 19) и нижнюю (элементы 6 – 9) обвязки, стойки (элементы 31 – 36). Панели обшивки и стойки по высоте разделены на три части, что позволяет учесть распределение сил распора. Штриховыми линиями показаны границы пластинок, не совпадающих со стержнями. Материал пластинок для гофрированной или корытообразной обшивки боковых стен принимается ортотропным.

Исходя из конструкции боковой стены, продольные оси стержней, соответствующих верхней обвязке и стойкам, приняты отстоящими от плоскости обшивки с наружной стороны с одинаковым эксцентриситетом H_1 , продольная ось стержня, заменяющего нижнюю обвязку, располагается от плоскости обшивки на расстоянии H_2 вовнутрь кузова. Переменное сечение стоек при необходимости можно учесть по аналогии с поперечными балками рамы переменного сечения.

Внешние силы прикладываются к узлам расчетной схемы по направлениям общих осей координат $x'y'z'$. Продольная растягивающая сила по оси автосцепки N , параллельная оси $0'x'$, прикладывается в узле вблизи передних упоров с присоединенным моментом M_N , обусловленным эксцентричным расположением узла относительно оси автосцепки (H_4). Продольная сжимающая сила N' и соответствующий момент M_N' приложены в узле 13, расположение которого на хребтовой балке соответствует плоскости задних упоров.

Распределенная вертикальная нагрузка, действующая на раму кузова, приводится к узловым силам P_{6k} , P_{npk} , P_{xpk} параллельным оси $0'y'$, путем статических преобразований. Аналогичным образом распорную нагрузку, действующую на стойки боковой и торцевой стен, приводят к узловым силам, параллельным осям $0'z'$ (F_i и F_k) и $0'x'$ соответственно.

Неподвижность системы в пространстве как твердого тела обеспечивается связями в узлах схемы по продольной и поперечной плоскостям симметрии кузова и вертикальной связью по оси пятника в узле 19.

7.2.5. ИЗОТЕРМИЧЕСКИЙ ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ

По железным дорогам России ежегодно перевозятся на значительные расстояния при весьма тяжелых климатических условиях миллионы тонн различных скоропортящихся грузов (мяса, рыбы, молока, масла, овощей, фруктов, ягод, вина, пива, минеральных вод и др.).

По технологическим свойствам скоропортящиеся грузы лучше всего сохраняют свои ценные качества при определенных температурах и влажности. По виду термической обработки скоропортящиеся грузы разделяются на мороженые, охлажденные и остывшие. Большое количество грузов (свежих овощей, фруктов) загружают в вагоны в неохлажденном состоянии и охлаждают в них после загрузки.

В соответствии с технологическими свойствами скоропортящихся грузов и условиями их перевозок в изотермических вагонах необходимо обеспечивать:

в грузовом помещении оптимальную температуру воздуха в зависимости от вида перевозимого груза в любое время года;

достаточно большую (или заданную) скорость охлаждения плодов или овощей, загружаемых в вагоны в неохлажденном состоянии;

вентиляцию и отопление грузового помещения.

Для сохранения качества перевозимых скоропортящихся грузов изотермические вагоны должны иметь:

наиболее рациональное соотношение между подъемной силой, объемом грузового помещения и тарой;

минимальный коэффициент теплопередачи при возможно меньшей толщине элементов ограждения кузова (стен, пола, крыши);

надежные и простые в обслуживании приборы охлаждения, отопления и вентиляции.

Строительство изотермических вагонов в России начато с 1862 г. В период своего развития изотермический подвижной состав подвергался значительному не только конструктивному улучшению, но и количественному росту. Значительное улучшение конструкции и технических параметров изотермических вагонов достигнуто благодаря применению легких сплавов цветных металлов, а также синтетических и полимерных материалов.

Изотермический парк вагонов подразделяют по способу охлаждения и по пригодности для перевозки тех или иных видов скоропортящихся

грузов (универсальные и специальные). По способу охлаждения и назначению изотермические вагоны делят на следующие типы:

специальные для перевозки молока и цистерны-термосы, винные цистерны и живорыбные;

вагоны-рефрижераторы – вагоны с машинным охлаждением и электрическим отоплением (поезда, секции, состоящие из нескольких вагонов, и индивидуальные вагоны);

универсальные вагоны-термосы и ИВ-термосы;

вагоны различных конструкций с аккумуляционной системой охлаждения.

Изотермические вагоны специального типа. *Вагоны для перевозки молока.* Перевозка молока осуществляется преимущественно в специальных вагонах и вагонах-цистернах. Особенности конструкции таких вагонов являются:

наличие приборов охлаждения, постоянных отопительных устройств, поддерживающих заданную температуру в грузовом помещении;

наличие полок для многоярусного размещения грузовых мест (бидонов, кадок, бочек и ящиков);

отсутствие напольных решеток, замененных укрепленными на полу металлическими полосами, более удобными при погрузке и выгрузке бидонов (фляг) с молоком вместимостью 35...65 л.

Первоначально это были вагоны с ледяной системой охлаждения, в которых молоко перевозилось в бидонах (флягах). Организация перевозок молока и его продуктов в вагонах такого типа по железным дорогам имеет ряд особенностей, основные из которых следующие:

концентрация перевозок вокруг крупных промышленных и административных центров, курортных районов и пунктов переработки в радиусе около 500 км;

ограниченный технологический срок перевозок (не более трех суток) при температуре в грузовом помещении вагонов зимой не ниже +2 °С, а летом +8...+10 °С;

необходимость регулярного возврата тары грузоотправителям для поддержания бесперебойности перевозок.

Молочные вагоны-ледники разных лет постройки оборудовались пристенными решетчатыми карманами для льда, сушевоздушными печами, иногда паровыми отопительными батареями и постоянными полками.

Такие вагоны имели следующую техническую характеристику.

Грузоподъемность, т	24
Масса тары, т	35
Коэффициент тары	1,46
Масса загруженного льда, т	5,5
Объем вагона, м ³ :	
полный	98
погрузочный	65,5
Площадь пола, м ² :	
полная	35,5
погрузочная	31
Наружные размеры кузова, м:	
длина	13,516
ширина	2,98
Длина вагона внутри, м:	
полная	13,224
погрузочная	12,204
Ширина вагона внутри, м	2,688
Высота вагона внутри, м:	
по боковой стене	2,65
посередине вагона	2,96

Каркас кузова молочного вагона металлический. Наружная и внутренняя обшивка стен и потолка выполнена из досок толщиной 22 мм. Настил пола – из досок толщиной 45 мм. Пол вагона покрыт оцинкованной сталью с пропайкой швов и обработкой ее по стенам на высоту 250 мм. Общая толщина потолка 170 мм, пола 182 мм, стен 146 мм. Средний коэффициент теплопередачи ограждения кузова, определенный опытным путем, составляет 0,66 Вт/(м² · К), а расчетный 0,58 Вт/(м² · К).

Для обеспечения нужного технологического режима перевозок молока и его продуктов в холодный период года вагоны оборудуют суховоздушными печами индивидуального отопления и паровыми радиаторами для центрального парового отопления.

Топочное отверстие и отверстие поддувала каждой печи выведены через боковую стену вагона наружу и прикрыты крышками, что позволяет обслуживать вагоны снаружи. Длительность горения печей позволяла через каждые 150...200 км пути организовывать на крупных железнодорожных станциях чистку топок и зольников, заправку топливом и растопку работниками, сопровождающими молочные вагоны зимой.

Транспортировка молока в вагонах с ледяной системой охлаждения не отвечает современным требованиям вследствие:

низкого использования грузоподъемности вагона;

наличия потерь молока в процессе перевозки ввиду недостаточной герметичности и частых неисправностей тары;

необходимости грузоотправителю иметь от трех до пяти комплектов бидонов, а железным дорогам организовывать регулярный их возврат для непрерывных перевозок;

больших расходов рабочей силы на погрузочно-разгрузочные работы;

больших расходов на изготовление, ремонт и мойку тары;

трудностей соблюдения полного комплекса санитарно-гигиенических требований при наливке молока в бидоны и сливе его из них.

Вагоны-цистерны для перевозки молока.

Рассмотренные недостатки почти полностью устраняются при перевозках молока в молочных цистернах. Наличие у котла цистерны слоя тепловой изоляции превращает ее в огромный термос, длительное время сохраняющий температуру налитого молока, как зимой, так и летом. При перевозке молока в цистернах резко увеличивается грузоподъемность подвижного состава, исключается применение бидонов, сокращается потребность в рабочей силе. Одновременно возрастает скорость перевозок за счет сокращения простоев под снабжением и погрузочно-разгрузочными операциями, обеспечивается лучшая сохранность молока.

Все части и детали молочной цистерны, кроме котла, аналогичны цистерне для перевозки нефтепродуктов.

Техническая характеристика вагона-цистерны для перевозки молока приведена ниже.

Длина, м:	
рамы	10,8
по осям автосцепки	12,02
Внутренний диаметр котла, т	1,9
Наружная длина котла, м	9,2
Наружный диаметр кожуха котла, м	2,37
Наружная длина, м	9,6
Полный объем котла, м ³	25,2
Объем одной секции котла, м ³	8,4
Грузоподъемность, т	26
Масса тары, т	25
База, м	7,12

Котел молочной цистерны изготавливают из коррозионно-стойкой стали. Он состоит из цилиндрических обечаек, двух штампованных днищ 5 и двух внутренних переборок 4, которыми котел делится на три секции одинакового объема (рис. 7.2.34).

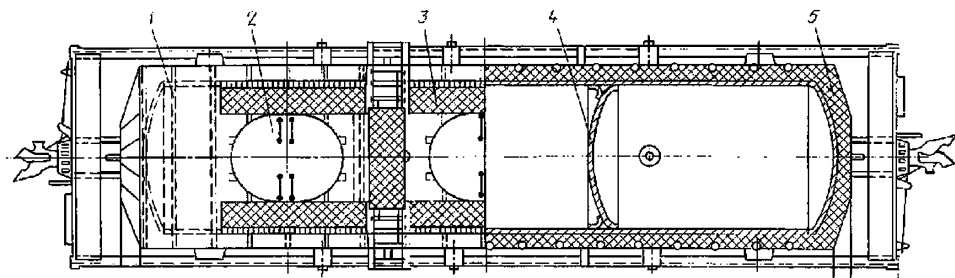


Рис. 7.2.34. Вагон-цистерна для перевозки молока

Разбивка котла на секции позволяет перевозить молоко разных отправителей, сохраняя ответственность последних за качество отгруженного молока. Кроме того, переборки уменьшают действие гидравлических ударов на конструкцию цистерны в целом.

Сверху каждая секция котла имеет люк-лаз 2, который армирован по контуру стальным кольцом толщиной 8 мм. Диаметр люка 570 мм. Над люком к котлу в тавр приваривается овальный колпак из стального листа толщиной 6 мм. Высота колпака 320 мм, а длина его большей оси, направленной вдоль котла, 1200 мм. Колпак закрывается крышкой на резиновых уплотнениях. Крышка плотно запирается откидными барашковыми гайками. Котел укладывается на шесть деревянных брусьев, опирающихся на шкворневые балки рамки, и жестко крепится натяжными хомутами 1, выполненными из полосовой стали. Хомуты оканчиваются круглой нарезной частью и стягиваются муфтами. В средней части к обечайке приварены две лапы, которые болтами прикрепляются к хребтовой балке, предотвращая сдвиг котла.

Для поддержания заданной температуры молока котел покрыт теплоизоляционным слоем 3, толщина которого определена исходя из допускаемого изменения температуры молока в течение суток на 1,5...2 °С при начальной температуре молока летом +4 °С, зимой +8 °С и наружных температурах воздуха, соответственно равных +30 и – 40 °С. В качестве тепловой изоляции использовался слой мипоры толщиной 200 мм, уложенный в пакеты из перфоля. Мипора покрывается слоем рубероида и металлическим кожухом. Расчетный коэффициент теплопередачи изоляционного слоя $k = 0,58 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Для удобства обслуживания цистерны с каждой стороны котла около среднего колпака

размещены металлические лесенки. Между колпаками люка-лаза и изолированным кожухом находятся приспособления для налива молока и контроля уровня его в баках. Контроль за уровнем молока в каждой секции осуществляется поплавком, указатель которого выведен в стеклянную трубку с делениями. По мере изменения уровня указатель поплавка перемещается внутри стеклянной трубки с делениями.

Под каждой секцией котла поперек нее проведена сливная труба диаметром 76 мм, концы которой выведены на обе стороны для удобного слива молока. Каждый конец трубы перекрыт запорным клапаном.

Для промывки и дезинфекции молочных цистерн пункты слива молока оборудованы специальными моечными устройствами, котельной, помещением для приготовления дезинфицирующих растворов, площадкой для мойки, водопроводом, канализацией и др.

Для предупреждения неравномерной просадки рессор молочной цистерны на одном пункте налива допускается загрузка только одной средней секции котла или одновременно двух крайних.

Вагоны-цистерны для перевозки вина (рис. 7.2.35). Вино и винные материалы (коньячный спирт, вакуумусло, бекмес) перевозят в вагонах-цистернах. Эти вагоны имеют цельнометаллический кузов, изолированный мипорой, внутри которого размещены две цистерны 1 и 2, изготовленные из мартеновской стали. Торцовые стены кузова выполняют съемными для производства монтажа и демонтажа цистерн. Котел каждой цистерны укладывается на амортизирующий слой резины и прикрепляется к седлообразной раме с помощью натяжных лент. Рама цистерны закрепляется на двух деревянных брусках, вдвигается в вагон через отъемную лобовую стену кузова и болтами крепится к раме вагона. В середине вагона

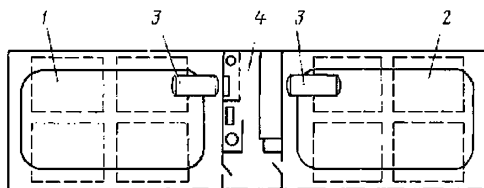


Рис. 7.2.35. Схема размещения внутреннего оборудования вагона-цистерны для перевозки вина

между котлами цистерн расположено служебное помещение 4 для проводника. Грузовое помещение летом охлаждается четырьмя двойными потолочными баками, загруженными льдом. В зимнее время служебное и грузовое помещение отапливаются водяным котлом. Над каждой цистерной под потолком устанавливается компенсационный бак 3 объемом 300 л, который заполняется в случае увеличения объема вина при повышении температуры.

Вагон-цистерна имеет следующую техническую характеристику.

Грузоподъемность, т	31
Масса тары, т	44,98
Объем, л:	
одной цистерны	13 719
двух цистерн	27 438
Масса льда, т	4
Длина рамы вагона, м	13,51
База, м	9,83
Толщина, мм:	
боковых стен грузового помещения с изоляцией	150
крышки с изоляцией	200
лобовых стен с изоляцией	150
боковых стен служебного помещения с изоляцией	100
перегородок между служебным и грузовым помещениями	100

Внутри котлы покрыты кислотоустойчивой эмалью. Трубопроводы и арматура выполнены из красной меди.

Налив вина производится через штуцер и отверстие. Конец штуцера вводится в люк на крыше вагона. Штуцер накрывается герметичной крышкой на откидных болтах с барашковыми гайками. Для облегчения слива вина и воды после промывки котлов цистерны имеют уклон в 1° к сливным отверстиям, который создан за счет подъема конца котла, не имеющего сливного отверстия, на 75 мм.

Температуру вина в вагоне (вверху грузового помещения и у входной двери служебного помещения) контролируют с помощью двух манометрических термометров, установ-

ленных на отдельном щите в служебном помещении.

Вагоны для перевозки живой рыбы (рис. 7.2.36). По железным дорогам перевозят рыбопосадочный материал (преимущественно мальков) и рыбу товарного назначения на значительные расстояния. Перевозка мальков осуществляется весной и осенью, а рыбы товарного назначения – круглый год.

Высокое качество перевозок живой рыбы и экономическая целесообразность последних зависят от возможности обеспечить в вагоне наиболее благоприятные температурный, водный и кислородный режимы.

Особенностью конструкций таких вагонов является наличие баков 9 и 12 для воды, в которые загружается определенное количество рыбы.

Для обеспечения наиболее благоприятных условий при перевозке живой рыбы предусматривается оборудование для поддержания заданной температуры воды в баках и искусственного обогащения ее кислородом.

В процессе перевозки запас кислорода непрерывно восстанавливается двумя путями: аэрацией воды и искусственным ее насыщением чистым кислородом из баллонов. Для аэрации воды вагоны оборудуют специальными установками.

Вагон для перевозки рыбы – четырехосный с цельнометаллическим сварным кузовом, сварной рамой и тележками типа МТ-50. Наружная обшивка кузова выполнена из гофрированного стального листа, толщина которого для продольных стен 3 мм и торцовых 4 мм. Крыша изготовлена из стального гладкого листа толщиной 2 мм. Для изоляции стен и крыши использована минипора, а пола – минеральная пробка или минеральная вата.

Внутренняя обшивка вагона деревянная. Пол и стены покрыты оцинкованной сталью с пропайкой швов пола. Последний имеет уклон к середине, к месту расположения сливной трубы. Снаружи вагон окрашен белой краской и имеет соответствующие надписи и трафареты.

В одном конце вагона расположено служебное помещение 13 с двумя окнами в продольных стенах и наружной дверью с окном в верхней части. Источником энергии для освещения и работы агрегатов аэрационного устройства служат: два подвагонных генератора постоянного тока мощностью по 5,6 кВт, напряжением 70 В и силой тока 80 А с приводом от оси тележек; кислотная аккумуляторная батарея емкостью 400 А · ч.

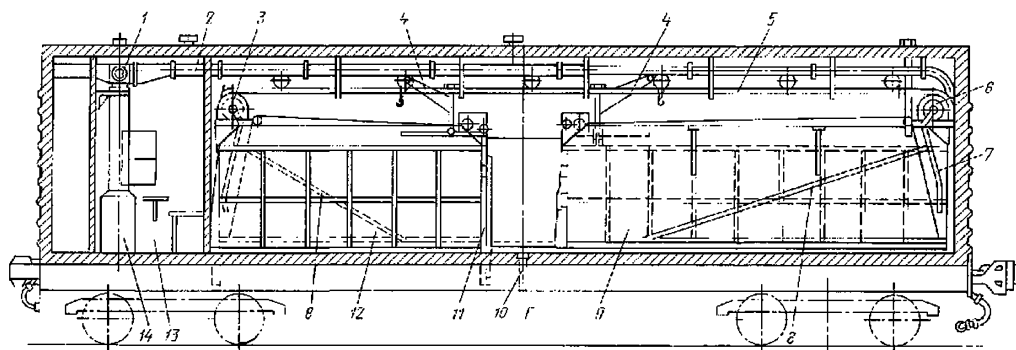


Рис. 7.2.36. Внутреннее оборудование вагона для перевозки живой рыбы:

- 1 – электродвигатель вентилятора; 2 – воздушный канал; 3 – электродвигатель насоса; 4 – поворотный кран; 5 – аэрационная труба с форсунками; 6 – центробежный насос; 7 – всасывающая резиновая труба с насосом; 8 – металлическая решетка; 9 – бак объемом 17,2 м³; 10 – водоспускная труба; 11 – переливная труба; 12 – бак объемом 13,3 м³; 13 – служебное помещение; 14 – печь

Вагон для перевозки живой рыбы имеет следующую техническую характеристику.

Длина, м:	
вагона по осям автосцепок	15,35
рамы	14,13
кузова внутри (полная), мм	13,83
Ширина вагона, м:	
наружная	2,98
внутренняя	2,68
Высота, м:	
вагона внутри по боковой стене	2,6
посередине вагона	2,98
Толщина, мм:	
стен с обшивками	150
крыши с обшивками	170
пола с обшивками	155
Размер двери грузового помещения в свету, м	1,35 × 1,77
Масса, т:	
воды	24
льда для хранения снулой рыбы	0,8
полезного груза (рыбы)	8
тары	40,1
Грузоподъемность, т	32
Нагрузка от оси вагона на рельсы, т	17,7
Габарит	1-В

Щиты для управления генераторами тока, электроосвещением и электродвигателями установлены в служебном помещении. Нормы загрузки рыбы в баки различны и зависят от времени года, дальности перевозки и вида рыбы. Баки соединены между собой двумя трубами диаметром 75 мм, уложенными на полу вагона под напольными решетками.

Рефрижераторный подвижной состав.

Базовыми типами рефрижераторного подвижного состава являются пятивагонные секции и автономные рефрижераторные вагоны (АРВ).

В пятивагонных рефрижераторных секциях в каждом вагоне установлены две холодильные установки, работающие на хладоне-12 от дизель-электростанции в автоматическом режиме.

Испарители (воздухоохладители) холодильных установок размещены в грузовых помещениях, а компрессорно-конденсаторные агрегаты – в машинных отделениях в торцах вагонов. Непосредственное охлаждение пятивагонных секций экономичнее рассольного охлаждения, что обусловлено отсутствием промежуточного передатчика холода и наличием одного температурного перепада между охлаждающим воздухом в вагоне и кипением холодильного агента.

Однако ввиду небольшой аккумулирующей способности непосредственного охлаждения требуется расход энергии на работу вентиляторов, что увеличивает тепловую нагрузку на установку, эквивалентную работе вентиляторов в грузовом помещении.

На железных дорогах России эксплуатируются пятивагонные секции ОАО "Брянский машиностроительный завод" (БМЗ) и завода в Дессау (Германия). Пятивагонная секция ОАО БМЗ предназначена для перевозки скоропортящихся грузов, требующих поддержания температуры в грузовом помещении –20...+12 °С при температуре наружного воздуха +30...–45 °С, а также для охлаждения свежих плодов и овощей от +25 до +4 °С в течение 60 ч. Она состоит из четырех вагонов-холодильников (рис. 7.2.37) и одного специального (рис. 7.2.38), размещенного в середине секции.

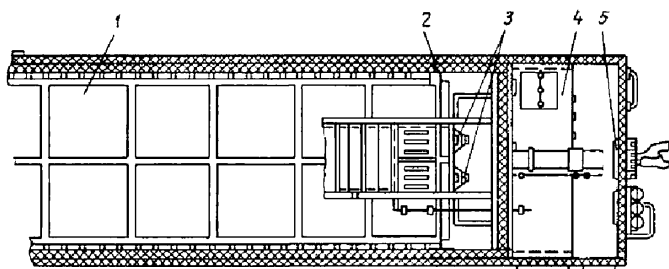


Рис. 7.2.37. Вагон-холодильник пятивагонной рефрижераторной секции ОАО БМЗ:

1 — грузовое помещение; 2 — теплоизоляция из мипоры; 3 — вентиляторы-циркуляторы;
4 — компрессорно-конденсаторные агрегаты; 5 — машинное отделение

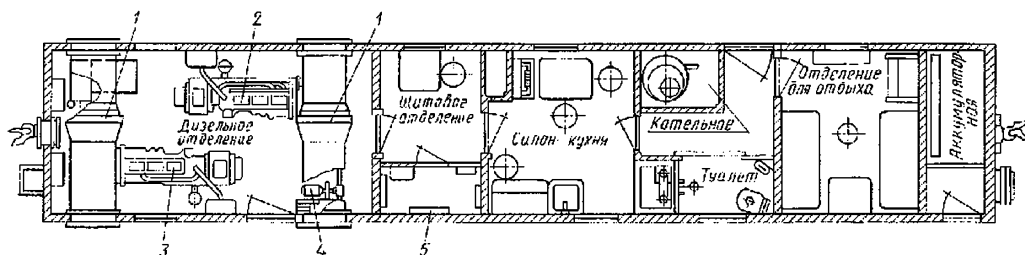


Рис. 7.2.38. Специальный вагон пятивагонной рефрижераторной секции ОАО БМЗ

Вагоны построены по габариту 1-Т. Длина грузового вагона 21 м. Четырехосный вагон установлен на тележки типа ЦМВ с подшипниками качения и оборудован автоматическим тормозом МТЗ-270 и автосцепкой СА-3. Для предупреждения случайных расцепок на головках автосцепки предусмотрены стопорные болты.

Кузов — цельнометаллический, сварной конструкции с несущими гофрированными стенами: боковыми, подкрепленными элементами из профилей Z-образного сечения, и торцовыми коробчатого типа. Рама облегченной сварной конструкции, имеет хребтовую балку. Наружная обшивка стен и крыши выполнена из стального гофрированного листа толщиной 2 мм, внутренняя обшивка стен грузового помещения — из алюминиевых листов толщиной 2 мм с вертикальными гофрами, а обшивка потолка — из древесно-волоконистых плит толщиной 44 мм. Между наружной и внутренней обшивками стен и крыши находится теплоизоляция из мипоры или полистирола.

В дизельном отделении специального вагона установлены дизель-генераторы 2 и 3, ручной топливный насос 4, коробка охлаждения радиаторов, топливный насос, масляный насос, ящик для аккумуляторных батарей, вентиляторы и др. В щитовом отделении смонти-

рован главный распределительный щит 5, установлены пристенный шкаф для спецодежды, переговорный аппарат для связи дежурного механика с механиками, работающими в машинных отделениях грузовых вагонов, письменный стол.

В салоне-кухне размещено необходимое бытовое оборудование для обслуживающей бригады (столы, кресла, холодильник, плита для приготовления пищи, подогреватель воды, умывальник и др.). Отделение для отдыха бригад оборудовано диванами, шкафами, тумбочкой и др. В новых пятивагонных секциях это отделение расположено в середине служебного вагона.

Дизель-генератор типа ДГМА-75 мощностью 75 кВт представляет собой агрегат, состоящий из дизеля 64Н12/14, генератора переменного тока типа ЕС-93-4С, водяного и масляных радиаторов. Дизель — однорядный, шестичилиндровый четырехтактный с наддувом от газотурбинного нагнетателя, со стартерным пуском. Дизель оборудован приборами защиты и сигнализации. Силовое электрооборудование холодильной установки состоит из электродвигателя компрессора, встроенного в корпус последнего, электродвигателей вентиляторов конденсатора и воздухоохладителя. Управле-

ние работой холодильно-отопительной установки ВР-1М может осуществляться автоматически и вручную со щита управления.

Техническая характеристика пятивагонных секций и их холодильного оборудования приведена в табл. 7.2.15, табл. 7.2.16.

7.2.15. Техническая характеристика вагона-холодильника пятивагонных секций и АРВ

Показатели	Пятивагонная секция			АРВ с длиной кузова, м	
	Германия		ОАО БМЗ	19	21
	ЗА-5 (больше- грузный)	ЗВ-5			
Длина кузова наружная, м	17	21	21	19	21
Ширина кузова наружная, м	3	3,1	3,1	3,1	3,1
Длина грузового помещения, м:					
полная	14,69	17,815	18,6	15,78	17,815
погрузочная	13,82	17,52	17,65	15,4	17,52
Ширина грузового помещения, м:					
полная	2,524	2,7	2,58	2,7	2,7
погрузочная	2,424	2,6	2,5	2,6	2,6
Высота грузового помещения, м:					
по боковой стене	2,255	2,354	2,605	2,354	2,354
по середине вагона	2,91	2,665	2,81	2,665	2,665
погрузочная	2,2	2,2	2,454	2,2	2,2
Площадь пола грузового помещения, м ² :					
полная	37,1	48,1	48	42,6	48,1
погрузочная	33,5	45	45	40	45
Объем грузового помещения, м ³ :					
полный	92	113	136	102,2	113
погрузочный	73,7	100	108	88	100
Масса тары вагона в экипировальном состоянии, т	39	42	42...38	44	45
Грузоподъемность вагона, т	41	41	40...46	40	39
Средняя площадь поверхности ограждения без учета гофр, м ²	177	218	233	195	218
Мощность электродвигателей вентиляторов-циркуляторов, кВт	1,1 × 2	0,8 (0,45) × 4	2,8 (2,2) × 2	0,8 × 4	0,45 × 4
Мощность электропечей, кВт	6	12	16,2	12	12
Расчетная температура воздуха внутри грузового помещения, °С:					
при охлаждении	−12	−15 (−20)	−20	−18	−20
при отоплении	+12	+14	+12 (+14)	+14	+14
Расчетная температура наружного воздуха, °С:					
летом	+30	+40	+30 (+36)	+40	+40
зимой	−45	−45	−45	−45	−45

7.2.16. Техническая характеристика холодильных установок рефрижераторного подвижного состава

Показатели	Одноступенчатые установки	Двухступенчатые установки АРВ*
	ОАО БМЗ	АРВ длиной 21 м и ЗВ-5
Компрессор		
Марка компрессора	2ФУУБС18	2Н-56/7,5-105/2
Число цилиндров	8	3 / 1
Диаметр цилиндра, мм	67,5	70 / 70
Ход поршня	50	60 / 60
Частота вращения вала, мин ⁻¹	960	1450
Объем, описываемый поршнями компрессора, м ³ /ч	82,5	60 / 20
Холодопроизводительность, кВт:		
при температуре, °С	21,4	4,3**
кипения	-15	-20**
наружного воздуха	+30	+36**
Мощность электродвигателя, кВт	10	7,5
Конденсатор		
Площадь поверхности теплопередачи, м ²	90	72
Подача воздуха вентиляторами, м ³ /ч	7500	6000
Мощность электродвигателя вентиляторов, кВт	2,2	0,9 × 2
Испаритель		
Площадь поверхности теплопередачи, м ²	87,5	64
Производительность вентиляторов испарителя, м ³ /ч	8500	4000
Мощность электродвигателя вентиляторов испарителя, кВт	2,2	0,45 × 2
* В числителе даны значения для первой ступени, а в знаменателе – для второй.		
** Холодопроизводительность при температуре внутри вагона -20 °С и снаружи +36 °С.		

Автономные рефрижераторные вагоны предназначены для завоза продуктов питания в места небольшого их потребления, а также для вывоза с небольших предприятий пищевой промышленности и сельскохозяйственной продукции. Вагон рассчитан на поддержание температуры в грузовом помещении +14...-18 °С при температуре наружного воздуха -45...+40 °С, а также для охлаждения свежих плодов и овощей и других грузов в течение 60 ч.

В АРВ имеется грузовое помещение и два машинных отделения, расположенных по концам кузова.

Кузов АРВ цельнометаллический, сварной конструкции. Наружная обшивка стен и крыши выполнена из стального листа толщиной 1,5 мм с горизонтальными гофрами, а внутренняя – из стального оцинкованного листа 2 мм с вертикальными гофрами. Рабочий настил пола состоит из деревянных досок 40...50 мм, уложенных на деревянные брусья.

Пол сверху покрыт листами биологически нейтральной резины, склеенными между собой и приклеенными к доскам настила. Уложенные на резину напольные решетки выдерживают нагрузку от колеса погрузчика $12 \cdot 10^3$ Н при расстоянии между колесами 750 мм. Потолок вагона выполнен из древесно-волоконистых плит, которые для уменьшения тепловых мостиков подвешены под крышей вагона на изолирующих деталях.

Двери грузового помещения односторчатые прислонного типа с высотой проема 2 и шириной 2,2 м. Они имеют резиновые уплотнения в местах прилегания к дверной обвязке. Для отвода конденсата и промыочной воды в углах грузового помещения устроены четыре водостока с гидравлическими затворами. Концы водоотводных труб снаружи вагона закрыты крышками с резиновыми прокладками.

В качестве теплоизоляции использован полистирол толщиной 200 мм в стенах и 200...250 мм в крыше (250 мм в середине крыши), 140 мм в полу. Средний коэффициент теплопередачи ограждений грузового помещения новых вагонов (при неработающих вентиляторах воздухоохладителей) не превышает $0,32 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

В каждом машинном отделении установлено по одному дизель-генераторному агрегату 2 и одной холодильно-отопительной установке 7 (рис. 7.2.39). Дизель-генератор состоит из четырехцилиндрового дизеля с воздушным охлаждением мощностью 20,2 кВт, генератора с номинальной мощностью 16,5 кВт, автоматического контрольного устройства, топливного бака 8 и подогревательной установки 1 для пуска дизеля при низких температурах наружного воздуха.

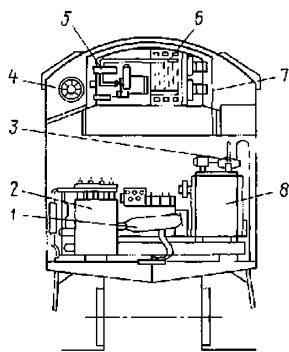


Рис. 7.2.39. Схема размещения оборудования в автономных рефрижераторных вагонах

На топливном баке объемом 500 л размещен насос 3 с электродвигателем для подачи топлива. Предусмотрена автоматическая остановка дизеля при разрыве клиновидного ремня (которым приводится в действие вентилятор для охлаждения дизеля и генератора), повышении температуры масла более $+95^\circ\text{C}$, перегрузке агрегата, снижении давления масла до $0,1...0,15 \text{ МПа}$ и срабатывании термостатов. Дизель-генератор смонтирован на роликовых направляющих общей фундаментной рамы, опирающейся на раму вагона.

Дизель-генераторы можно устанавливать для постоянной и циклической работы. При незначительной потребности в холоде, например после охлаждения до требуемой температуры, холодильно-отопительная установка и дизель-генератор автоматически отключаются. Давление и температура масла, вентиляция воздуха и нагрузка генератора контролируются автоматически. Некоторые детали дизель-генератора установлены на амортизаторах.

В машинном отделении находятся также полугерметичный фреоновый компрессор 5, воздушный конденсатор 6 с вентиляторами, маслоотделитель, ресивер, вентилятор 4 и большая часть приборов управления и регулирования.

Испаритель-воздухоохладитель агрегата вставлен в грузовое помещение через проем в торцевой стене вагона. Между ним и стеной находятся два вентилятора, которые обеспечивают циркуляцию воздуха в грузовом помещении. Они прогоняют воздух через испаритель-воздухоохладитель и электрические нагревательные приборы. Свежий воздух поступает в вагон по каналу, дождевая вода отводится по стоку.

Работа установки контролируется при помощи манометров и вакуумманометров. Прессостаты защищают холодильную установку от чрезмерного повышения давления.

Процессом оттаивания управляет прессостат минимального давления, установленный на давление $0,08 \text{ МПа}$ хладагента-12 (-35°C) и реле времени с выдержкой 60 мин.

Охлаждение грузов и равномерную температуру в грузовом помещении обеспечивают вентиляторы, размещенные в воздухоохладителе. Воздух перемещается по пространству, образованному крышей вагона и ложным потолком и через щели равномерно распределяется по грузовому помещению. Охладившийся (зимой) или отеплившийся (летом), он через

канал, образованный торцовыми стенами вагона и специальными двустворчатыми циркуляционными щитами, засасывается вентиляторами, нагнетается к испарителю или электропечам и процесс повторяется.

Заданная температура (в зависимости от термической подготовки груза) поддерживается термостатами и дуостатами, включающими или выключающими холодильно-отопительные установки. Для измерения температуры в грузовом помещении служат полупроводниковые термометры, размещенные на входе и выходе воздуха из испарителей и на одной из продольных стен, а для измерения температуры груза – датчик с гибким проводом.

Теплотехнические расчеты изотермических вагонов. Цель теплотехнических расчетов – определить количество теплоты, поступающей в грузовое помещение при работе приборов охлаждения и теряемой при отоплении вагона, холодопроизводительность установки и мощность приборов отопления. Расчеты основаны на технических условиях, в которых указаны: тип вагона (осноть, габаритные размеры), расчетные температуры наружного воздуха t_n и внутри t_v грузового помещения, кратность вентилирования и продолжительность охлаждения груза, средний коэффициент теплопередачи ограждения кузова и др. Площадь поверхности теплопередачи грузового помещения определяют как среднюю геометрическую между наружной F_n и внутренней F_v :

$$F = \sqrt{F_n F_v}.$$

Расчетный коэффициент теплопередачи – средневзвешенная величина коэффициентов, вычисленных отдельно для разных изолированных частей ограждения кузова (стен, крыши и пола). Нормально теплоизолированными частями являются пространства, расположенные в ограждении вагона между элементами каркаса, слабо теплоизолированными – части ограждения в пределах этих элементов. Средний коэффициент теплопередачи всего ограждения грузового помещения

$$k = \frac{F_c k_c + F_k k_k + F_n k_n}{F_c + F_k + F_n},$$

где F_c , F_k , F_n – площадь поверхности (наружная или средняя) соответственно стен, крыши и пола грузового помещения, m^2 ; k_c , k_k , k_n – средневзвешенное значение коэффициента

теплопередачи соответственно стен, крыши и пола, $Вт/(m^2 \cdot K)$.

Все детали каркаса кузова учесть трудно, поэтому установленное расчетом среднее значение коэффициента теплопередачи для слабо теплоизолированных частей увеличивают на 20...25 % на основе опытных данных.

Теплопритоки в грузовое помещение вагона определяют для режимов перевозки мороженных грузов, охлажденных и неохлажденных плодов и овощей, перевозки с отоплением. Общее количество теплоты, которое должно быть отведено через поверхность приборов охлаждения, или холодопроизводительность установки

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6.$$

Теплоприток в грузовое помещение вагона от наружного воздуха и воздуха машинного отделения через ограждение кузова

$$Q_1 = \sum k_n F_n (t_n - t_v) + \sum k_m F_m (t_m - t_v),$$

где k_n и F_n – соответственно коэффициент теплопередачи, $Вт/(m^2 \cdot K)$ и площадь поверхности наружного ограждения, m^2 ; t_n и t_v – расчетная температура воздуха соответственно наружного и в грузовом помещении вагона, $^{\circ}C$; k_m и F_m – соответственно коэффициент теплопередачи, $Вт/(m^2 \cdot K)$ и площадь поверхности перегородок по внутреннему контуру машинного отделения, m^2 ; t_m – температура воздуха в машинном отделении вагона, $^{\circ}C$.

Если в грузовом помещении вагона машинное отделение отсутствует (вагон с аккумуляционной системой охлаждения), второе слагаемое формулы опускается.

Теплоприток в грузовое помещение от воздействия солнечной радиации через крышу $Q_{р.кр}$, боковую $Q_{р.б.с}$ и торцовую $Q_{р.т.с}$ стены и пол $Q_{р.п}$:

$$Q_2 = Q_{р.кр} + Q_{р.б.с} + Q_{р.т.с} + Q_{р.п}.$$

Каждое слагаемое формулы находят так:

$$Q_p = \sum k_i F_i \frac{A_{si} q_{ni}}{\alpha_n},$$

где k_i – коэффициент теплопередачи части ограждения кузова, $Вт/(m^2 \cdot K)$; F_i – наружная теплопередающая площадь поверхности облучаемой части ограждения, m^2 ; A_{si} – коэффициент поглощения солнечных лучей поверхно-

стью; для крыши $A_{si} = 0,7$, боковой стены $A_{si} = 0,6$, торцевой стены $A_{si} = 0,98$; q_{hi} – среднесуточная интенсивность полного солнечного облучения; для крыши $q_{hi} = 528$, боковой стены $q_{hi} = 142$, торцевой стены $q_{hi} = 80$ и пола $q_{hi} = 32$, Вт/(м² · К); α_n – коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности; $\alpha_n = 33$ Вт/(м² · К).

Теплопритоки через неплотности в дверях, люках, в местах прохода трубопроводов и др.

$$Q_3 = \frac{V_n \rho}{3,6} (i_1 - i_2),$$

где V_n – объем воздуха, поступающего через неплотности, м³/ч; ρ – плотность наружного воздуха, кг/м³; i_1, i_2 – теплосодержание воздуха наружного и в грузовом помещении вагона, кДж/кг (по диаграмме $i-d$).

Теплоприток от действия солнечной радиации и через неплотности кузова вагона приближенно можно принять равными 35 % Q_1 .

Теплоприток при вентилировании

$$Q_4 = \frac{n V_B}{3,6} [1,3(t_n - t_B) + r(\phi_1 g_1 - \phi_2 g_2)],$$

где n – кратность вентилирования, м³/ч; V_B – объем грузового помещения вагона, м³; 1,3 – удельная теплоемкость воздуха, кДж/(м³ · К); ϕ_1, ϕ_2 – относительная влажность воздуха, поступающего в вагон и выходящего из него (доли единицы); g_1, g_2 – абсолютная влажность воздуха, поступающего в вагон и выходящего из него, г/м³; r – теплота конденсации водяного пара из наружного воздуха; для температуры выше 0 °С $r = 2,55$ кДж/г и ниже 0 °С $r = 2,89$ кДж/г.

Теплоприток, эквивалентный работе вентиляторов в грузовом помещении вагона,

$$Q_5 = 1000 N n_B \eta_3 \frac{\tau_B}{24},$$

где N – мощность электродвигателя вентилятора, кВт; n_B – число электродвигателей; η_3 – КПД электродвигателя; τ_B – продолжительность работы электродвигателя, ч.

Теплопритоки от перевозимого груза и тары при охлаждении в вагоне рассчитывают по формуле

$$Q_6 = \frac{(G_r c_r + G_t c_t)(t'_n - t'_k)}{3,6 \tau_B} + \frac{q_6 G_r}{3,6 \cdot 1000},$$

где G_r, G_t – масса груза и тары, кг; c_r, c_t – удельная теплоемкость соответственно груза и тары; для плодоовощей $c_r = 3,25$ кДж/(кг · К); для деревянной тары $c_t = 2,5$ кДж/(кг · К); t'_n, t'_k – соответственно начальная и конечная температура груза и тары, °С; τ_B – продолжительность охлаждения, ч; q_6 – биологическая теплота, выделяемая плодоовощами, кДж/(т · ч).

Все шесть теплопритоков $Q_1 \dots Q_6$ на охлаждающие приборы практически никогда не действуют одновременно. Например, при перевозке мороженных грузов вагон подается под погрузку термически подготовленным и в пути не вентилируется. Следовательно, в тепловых расчетах можно не учитывать Q_4 и Q_6 . Для вагонов, которые не имеют в грузовом помещении вентиляторов, не учитывают Q_5 . Обычно тепловой расчет вагона выполняют на два режима перевозки: поддержание в грузовом помещении заданной температуры для перевозки мороженных грузов; обеспечение заданной скорости охлаждения плодоовощей, загруженных в вагон в неохлажденном состоянии.

Компрессоры и теплообменные аппараты холодильных установок подбирают и рассчитывают по холодопроизводительности Q_0 , т.е. с надбавками при системах непосредственного охлаждения 5...10 % на потери в аппаратах, коммуникациях, удаление снеговой "шубы" с поверхности воздухоохладителя и др.

Теплопередающие площади поверхностей аппаратов холодильных установок рефрижераторного подвижного состава определяют по следующим формулам.

Холодоотдающая площадь поверхности приборов охлаждения с готовыми хладоносителями (льдосоляные смеси, сухой лед и др.)

$$F_n = \frac{Q_0}{\alpha_n (t_B - t_n)},$$

где t_B, t_n – соответственно средняя расчетная температура воздуха в вагоне и средняя температура расчетной поверхности приборов охлаждения, °С; α_n – коэффициент теплоотдачи от воздуха к приборам охлаждения, Вт/(м² · К).

Объем приборов охлаждения с готовыми хладоносителями

$$V_{\text{пр}} = \frac{3,6\beta Q_0 \tau_3}{q_0 \rho},$$

где β – коэффициент, учитывающий остаток готового хладоносителя в приборах охлаждения перед очередной экипировкой вагона; для вагонов различных конструкций $\beta = 1,1 \dots 1,5$; q_0 – удельная холодопроизводительность готового хладоносителя, кДж/кг; τ_3 – время, в течение которого готовый хладоноситель поддерживает в вагоне необходимый температурный режим, ч; ρ – плотность готового хладоносителя, кг/м³.

Теплопотери вагона в холодное время года при перевозке груза с отоплением

$$Q_{\text{от}} = Q_1^{\text{от}} + Q_2^{\text{от}} + Q_3^{\text{от}} - Q_4^{\text{от}},$$

где $Q_1^{\text{от}}$, $Q_2^{\text{от}}$, $Q_3^{\text{от}}$ – теплопотери соответственно через ограждение, неплотности кузова и при вентилировании грузового помещения вагона, Вт; $Q_4^{\text{от}}$ – эквивалентное количество теплоты при работе вентиляторов, которое поступает в грузовое помещение, Вт.

Теплопотери через ограждение кузова вагона

$$Q_1^{\text{от}} = k_p F_p (t_p - t_n),$$

где k_p , F_p – соответственно расчетный коэффициент теплопередачи, Вт/(м² · К) и наружная площадь поверхности грузового помещения вагона, м².

Теплопотери через неплотности, при вентилировании и эквивалентное количество теплоты определяют по формулам, приведенным ранее. Необходимая мощность электропечей

$$N_3 = \frac{Q_{\text{от}}}{1000 \eta'_3},$$

где η'_3 – КПД электронагрева.

Тепловой расчет цистерн-термосов заключается в определении теплопритоков или теплопотерь и толщин теплоизоляции при заданных температурных режимах и продолжительности перевозки. Теплоприток или теплопотери через ограждение цистерны

$$Q = \frac{(G_g c_g + G_k c_k) \Delta t}{86,4 \tau},$$

где G_g и G_k – масса соответственно груза и котла, кг; c_g и c_k – удельная теплоемкость соответственно груза и металла котла, кДж/(кг · К); Δt – повышение или понижение температуры груза, °С.

Теплопритоки или теплопотери через ограждающую поверхность цистерны

$$Q = k F \Delta t',$$

где k – расчетный коэффициент теплопередачи ограждения цистерны, Вт/(м² · К); F – площадь теплопередающей поверхности цистерны, м²; $\Delta t'$ – разность температур между грузом и внешней средой, °С.

Из двух последних уравнений

$$k = \frac{(G_g c_g + G_k c_k) \Delta t}{86,4 \tau F \Delta t'}.$$

Последнее выражение позволяет определить толщину теплоизоляции цистерны для заданных условий:

$$\delta_{\text{из}} = \lambda_{\text{из}} \times \left[\frac{86,4 \tau A F \Delta t'}{(G_g c_g + G_k c_k) \Delta t} - \left(\frac{1}{\alpha_n} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_v} \right) \right] \beta,$$

где β – коэффициент, учитывающий тепловые мостики и другие особенности цистерн-термосов; $\beta = 1,25 \dots 1,3$.

Изменение температуры груза (молока или виноградного вина) в цистерне-термосе

$$\lg \frac{t_1 - t_n}{t_1 - t_k} = \frac{5,6286 k F \tau}{G_g c_g + G_k c_k},$$

где t_1 – температура наружного воздуха, °С; t_n – начальная температура груза, °С; t_k – конечная температура груза, °С; k – коэффициент теплопередачи цистерны, Вт/(м² · К); τ – продолжительность нахождения груза в цистерне, ч.

Глава 7.3

ПАССАЖИРСКИЕ ВАГОНЫ

7.3.1. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ

Технические требования к пассажирским вагонам. Общими техническими требованиями, предъявляемыми к пассажирским вагонам локомотивной тяги, являются следующие [18]:

к основным параметрам вагонов; к особенностям их конструкции, обеспечивающим комфортные условия для пассажиров, безопасность перевозок, экологическую чистоту, удобство обслуживания, ремонтпригодность, экономическую эффективность, повышенные потребительские характеристики;

надежность систем: радиоэлектронной и информационной; управления и диагностики; технического обслуживания и ремонта;

к условиям эксплуатации вагонов.

Кроме того, для вновь создаваемых пассажирских вагонов локомотивной тяги, вагонов, проходящих капитально-восстановительный ремонт, и вагонов, закупаемых за рубежом, ГОСТ Р 51690 определяет правила приемки, методы испытаний, транспортирование и хранение вагонов. Эти требования согласованы с положениями и нормами международных стандартов ИСО и МЭК.

Вагоны должны удовлетворять требованиям действующих стандартов и нормативно-технической документации в отношении прочности, устойчивости, динамических качеств и безопасности движения.

Конструкции вагонов должны полностью соответствовать требованиям пожарной безопасности [19], отвечать требованиям санитарных норм по освещенности, эргономике, микроклимату, уровням шума и вибрации, включенных в СП 2.5.12.20–98, и обеспечивать высокие технико-эстетические показатели качества, регламентированные РТМ 24.008.59. Пассажирские вагоны должны изготавливаться в исполнении У по ГОСТ 15150, т.е. применительно к условиям умеренного климата с перепадом температур $+45...-50$ °С.

Механические части вагона должны отвечать следующим основным техническим требованиям.

Кузов вагона должен иметь несущую конструкцию в виде замкнутой оболочки. Он должен обеспечивать размещение необходимого оборудования для обеспечения перевозки пассажиров с требуемым уровнем комфорта. Это достигается изменением классности вагона путем гибкой замены элементов внутреннего оборудования и применением блочного принципа монтажа отдельных модулей и внутреннего оборудования (модули купе и туалетные, кресла, багажные полки и др.).

При расчетной загрузке кузов должен иметь собственную частоту изгибных колебаний в соответствии с требованиями действующих норм. При скоростях движения до 200 км/ч должны быть предусмотрены отбкатели для исключения попадания посторонних предметов на оборудование, установленное под вагоном.

Тележки, подкатываемые под пассажирские вагоны, должны отвечать условиям движения со скоростями до 160 и 200 км/ч, иметь базу не более 2,6 м и вписываться в габарит 1-ВМ с нижним очертанием по ГОСТ 9238. Предохранительные устройства должны предотвращать падение на путь ее узлов и деталей. Рессорное подвешивание должно обеспечивать необходимый уровень плавности хода и устойчивости движения вагона (коэффициент плавности хода не более 2,8 при качественной оценке состояния пути "отлично" и не более 3,0 – при оценке пути "хорошо").

Колесные пары должны соответствовать требованиям ГОСТ 4835, оси колесных пар в случае использования дисковых тормозов изготовляют по ГОСТ 30272, колеса – по ГОСТ 9036 и ГОСТ 10791.

Буксы должны быть снабжены датчиками, входящими в систему контроля за их нагревом.

Автосцепное устройство вагона должно быть оборудовано автосцепкой с контуром зацепления по ГОСТ 21447, обеспечивающей сцепляемость с автосцепками типа СА-3, и поглощающим аппаратом по показателям не хуже резинометаллического типа Р-5П. Автосцепка для вагонов со скоростями движения свыше 160 км/ч должна быть жесткого типа и исключать возможность относительных перемещений сцепленных автосцепок в вертикальной плоскости. Поглощающий аппарат должен обеспечивать сцепление вагонов между собой и с локомотивом со скоростью 1 м/с, при этом продольная сила не должна превышать 1 МН, а ускорение – 2g.

Основные установочные размеры автосцепного устройства стандартизованы и обеспечивают возможность установки серийного автосцепного устройства нежесткого или полужесткого типа.

Буфера должны быть тяжелого типа сزنеновленными пружинами и обеспечивать надежную работу автосцепного устройства, исключая упор в автосцепку в расчетных кривых

малого радиуса. Номинальная суммарная сила сжатия буферов при сцепленных автосцепках должна быть 20 ± 2 кН.

Переходная площадка, состоящая из переходного мостика и наружного ограждения, должна обеспечивать надежную герметизацию, тепло- и звукоизоляцию, удобный и безопасный проход пассажиров, провоз контейнеров и тележек для обслуживания пассажиров поезда, должна оборудоваться специальными поручнями для безопасного перехода пассажиров из одного вагона в другой при движении поезда, а также дежурным и аварийным освещением. Ширина переходов должна быть не менее 900 мм, высота – не менее 1950 мм. Двери из тамбура на переходную площадку должны быть раздвижными с электро- или пневмоприводом. Размеры дверного проема должны быть не менее 1900 × 900 мм.

Тормозная система может быть оборудована колодочным или дисковым или колодочно-дисковым, магнитно-рельсовым и стояночным (ручным) тормозами и иметь противоюзные устройства на каждой колесной паре, а также автоматический регулятор рычажной передачи. Управление и привод основного рабочего тормоза колодочного, дискового или колодочно-дискового типа должны быть пневматическими и электропневматическими. Магнитно-рельсовый тормоз включается в работу при режиме экстренного торможения. Стояночный тормоз должен иметь ручной привод и обеспечивать удержание вагона на уклоне до 30 ‰. На тормозной магистрали вагона должны быть установлены три стоп-крана, расположенные в тамбурах и в середине вагона.

Все узлы и детали ходовых частей, автосцепных устройств, тормозной системы и навесного подвагонного оборудования должны иметь конструкцию, обеспечивающую нормируемый запас прочности и живучести.

Система электроснабжения вагона, обеспечивающая питание электроэнергией всех его потребителей, должна отвечать следующим основным требованиям. Электроснабжение вагона должно быть как централизованным с питанием от поездной подвагонной магистрали с номинальным напряжением 3 кВ постоянного и переменного тока частотой 50 Гц, так и автономной – от подвагонного генератора трехфазного тока напряжением 110 В.

Питание высоковольтных устройств электроотопления вагона должно осуществляться от поездной магистрали через коммута-

ционно-защитную аппаратуру, питание низковольтных потребителей вагона (цепей управления, безопасности, сигнализации, освещения, устройств кондиционирования воздуха и др.) или через высоковольтный статический преобразователь для системы централизованного энергоснабжения, или от подвагонного генератора при автономной системе.

Для бесперебойного электроснабжения систем управления (в том числе преобразователя), безопасности, сигнализации, защиты и освещения вагона должна быть установлена аккумуляторная батарея с номинальным напряжением 110 В емкостью не менее $125 \text{ А} \cdot \text{ч}$ и ее зарядное устройство. Аккумуляторная батарея должна размещаться в специальном выдвижном ящике, обеспечивающем взрывобезопасность во всех режимах эксплуатации вагона.

Должны быть предусмотрены устройства аварийного электроснабжения от соседнего вагона. По требованию заказчика вагон должен быть оборудован устройствами для подключения его на стоянке к внешнему источнику питания напряжением 380/220 В.

Требования по надежности и ремонтпригодности. Требования по надежности вагона, его узлов и агрегатов, регламентированные РТМ-94, должны включаться в техническое задание на разработку новых и модернизированных вагонов и в технические условия на изготовление опытных и серийных вагонов.

Требования по безотказности вагона включают: среднюю наработку до отказа не менее 173 тыс. км, среднюю наработку на отказ не менее 82 тыс. км.

Требования по ремонтпригодности характеризуются средним временем восстановления работоспособного состояния. Текущий отцепочный ремонт пассажирского вагона локомотивной тяги должен быть не более 6 ч.

Требования по долговечности включают следующие назначенные сроки службы до предельного состояния и межремонтные, а также гарантийный срок службы (годы).

Срок службы до списания, не более	28
Срок службы до первого капитального ремонта, не менее	8
Срок службы до первого депоовского ремонта	2
Гарантийный срок службы с момента приемки заказчиком при условии соблюдения требований по эксплуатации, хранению и транспортированию, не менее	2

Требования пожарной безопасности пассажирских вагонов. Особое внимание при проектировании и изготовлении пассажирских вагонов, их реконструкции (модернизации), ремонте и эксплуатации уделяется уровню пожарной защиты, направленной на предотвращение воздействия на людей опасных факторов пожара и на ограничение материального ущерба при пожаре в вагоне. Пожарная безопасность пассажирских вагонов обеспечивается системами предотвращения пожара и противопожарной защиты, а также организационно-техническими мероприятиями, основой которых являются положения:

федерального закона "О пожарной безопасности" от 21.12.1994 г. (№ 69-ФЗ);

федерального закона "О Федеральном железнодорожном транспорте" от 25.08.1995 г. (№ 153-ФЗ);

правил пожарной безопасности в Российской Федерации;

ГОСТ 12.1.004;

ведомственные нормы пожарной безопасности (ВНПБ-97).

При выборе неметаллических материалов для внутреннего оборудования пассажирских вагонов следует учитывать их пожаротехнические характеристики, включающие показатели горючести, распространения пламени, дымообразующей способности и токсичности газообразных продуктов горения.

По горючести материалы подразделяют на три группы:

негорючие – не способные к горению в воздухе;

трудногорючие – способные гореть при воздействии источника зажигания, но не способные самостоятельно гореть после его удаления;

горючие – способные возгораться при воздействии источника зажигания и самостоятельно гореть после его удаления.

Горючие материалы подразделяются в зависимости от времени t достижения максимальной температуры на трудновоспламеняемые ($t > 4$ мин), средней воспламеняемости ($0,5 \leq t \leq 4$ мин) и легковоспламеняемые ($t < 4$ мин).

Индекс распространения пламени I – условный безразмерный показатель, характеризующий способность материалов воспламеняться, распространять пламя по поверхности и выделять теплоту. Он определяется по результатам испытаний материала на специаль-

ной установке, в которой источником зажигания является газовая горелка, а процесс горения материала характеризуется температурой дымовых газов:

$$I = \left[0,0115\beta \frac{(T_{\max} - T_0)(t_{\max} - t_0)}{t_0} \times \left(1 + 0,2l \sum_{i=1}^9 \frac{1}{t_i} \right) \right]^{0,5},$$

где β – тепловой коэффициент установки, характеризующий количество теплоты, подводимой к поверхности образца в единицу времени и необходимой для повышения температуры дымовых газов на 1°C , $\text{кДж}/(\text{с} \cdot ^\circ\text{C})$; T_0 , T_{\max} – соответственно начальная и максимальная температура дымовых газов, $^\circ\text{C}$; t_0 – время от начала испытания до момента прохождения фронтом пламени нулевой отметки, с; t_i – время, в течение которого фронт пламени проходит i -й участок поверхности образца; $i = 1, 2, \dots, 9$, с; t_{\max} – время от начала испытаний до достижения максимальной температуры, с; l – расстояние, на которое распространился фронт пламени, мм; 0,0115 – коэффициент, Вт^{-1} ; 0,2 – коэффициент, с/мм.

По значению индекса распространения пламени материалы классифицируют на не распространяющие пламя ($I = 0$), медленно распространяющиеся пламя ($0 \leq I \leq 20$), быстро распространяющиеся пламя ($I > 20$).

Коэффициент дымообразования характеризует оптическую плотность дыма, образующегося при пламенном горении или термоокислительной деструкции (тлении) определенного количества твердого вещества (материала) в условиях специальных испытаний.

Показатель токсичности продуктов горения представляет отношение количества материала к единице объема замкнутого пространства, в котором образующиеся при горении материала газообразные продукты вызывают гибель 50 % опытных животных.

Требования к материалам. Согласно нормам пожарной безопасности пассажирских вагонов из материалов одной группы горючести и распространения пламени должны выбираться такие, которые имеют лучшие показатели по дымообразующей способности и токсичности.

При изготовлении вагонов и капитально-восстановительном ремонте применяемые во внутреннем оборудовании материалы в зависимости от их назначения должны быть:

негорючие – для изготовления потолков, подшивки изоляции крыши, воздуховода вентиляционной установки, каркасов диванов и спальных полок;

негорючие или трудногорючие – для термоизоляции кузова, футляров аккумуляторных батарей, перегородок, багажных полок, мебели, рундуков, обшивки стен и дверей, деревянных закладных деталей, обрешетки стен, потолков и крыши;

трудногорючие или трудновоспламеняемые – для гидроизоляции, диффузоров, компенсирующих вставок и звукоизолирующих элементов вентиляционной установки, звукоизоляции потолков, теплоизоляции труб водоснабжения, баков водоснабжения и труб отопления, корпусов аккумуляторов;

медленно распространяющие пламя – для изготовления занавесей, штор, обшивки диванов, спальных полок и кресел, покрытия полов, облицовки поверхностей стен, перегородок, багажных полок, рундуков, мебели.

Вагоны должны иметь огнезадерживающие перегородки, устанавливаемые между купе проводников и пассажирским салоном, а в купейных вагонах и между купе, разделяющих салон не менее чем на три блока. Межпотолочное пространство в вагонах некупейного типа и над большим коридором вагона купейного типа должно быть разделено не менее чем на три зоны огнезадерживающими фрамугами.

Огнепреграждающая способность этих перегородок и фрамуг должна быть такой, чтобы в течение 15 мин средняя температура на необогреваемой стороне не превышала первоначальную более чем на 139 °С, чтобы они препятствовали прохождению пламени в течение 30 мин между купе проводника и пассажирским салоном и в течении 20 мин между блоками купе.

Для обеспечения безопасных условий эвакуации пассажиров при пожаре все новые и модернизированные вагоны должны оборудоваться дополнительными аварийными выходами в количестве не менее двух.

Особое внимание уделяется устройствам и системам вагона, которые могут быть возможными источниками возникновения пожара. Так, при проектировании и изготовлении систем отопления и водоснабжения следует выполнять следующие требования.

При использовании огнезащищенных облицовочных материалов в конструкциях ограждения котельного отделения и нише кипятильника они должны защищаться от возгорания металлическим листом по негорючему или трудногорючему изоляционному материалу толщиной не менее 5 мм. Полы и стены котельного отделения должны иметь уплотнения из негорючего материала во всех местах прохода через них трубопроводов.

Требования к выводам дымовытяжных труб. Вывод дымовытяжных труб котлов, бойлеров, кипятильников и плиток наружу вагона должен производиться через специальные противопожарные разделки. Разделки дымовытяжных труб, проходящих сквозь негорючие конструкции вагона, должны иметь металлический экран (кожух) замкнутого контура с изоляцией из негорючего материала толщиной не менее 8 мм. Зазор между дымовытяжной трубой и металлическим экраном (кожухом) должен быть: не менее 8 мм для труб диаметром до 90 мм; не менее 12 мм для труб диаметром до 120 мм; не менее 25 мм для труб диаметром до 260 мм. Разделки, установленные в крыше, должны исключать возможность проникновения через них искр внутрь вагона.

Дымовытяжная труба котла водяного отопления с отдельным расширителем на всем протяжении выше водяной рубашки должна быть заключена в металлический экран с отверстиями для циркуляции воздуха. Расстояние между дымовой трубой и экраном должно быть не менее 25 мм.

Температура на поверхности конструкций из горячих материалов, обращенных к теплоизлучающим поверхностям с температурой +80 °С и выше, не должна превышать +60 °С, а на поверхностях из огнезащищенных материалов +120 °С.

Требования к системам вентиляции. При изготовлении системы вентиляции монтаж электропроводов внутри воздухопроводов не допускается, за исключением подводки к аппаратам и приборам, установленным непосредственно внутри воздуховода, с соблюдением мероприятий пожарной безопасности. Электрокалориферы должны иметь устройство, предупреждающее их перегрев.

Для ограничения распространения опасных факторов пожара по воздуховоду вагона в нем должна устанавливаться противопожарная заслонка, автоматически и (или) вручную пе-

рекрывающая воздуховод. Конструкции дефлекторов естественной вентиляции и заборных жалюзи не должны допускать попадания искр внутрь вагона на стоянках и при движении.

Требования к электрооборудованию. Особое место в нормах пожарной безопасности занимают требования к системе электрооборудования. Они касаются уровней возможного в эксплуатации снижения сопротивления изоляции элементов электрооборудования, конструкции и установки аппаратов, ящиков, распределительных щитов, электронагревательных приборов, электропроводки и ее прокладки по вагону.

Все электрооборудование напряжением выше 110 В постоянного тока и выше 42 В переменного тока должно иметь надежное заземление на кузов вагона. На каждую тележку устанавливаются по две перемычки между кузовом вагона и рамой тележки и между рамой тележки и буксами.

Средства противопожарной защиты. Вагоны должны оснащаться первичными средствами пожаротушения (огнетушителями), помещенными в коридорах тормозного и нетормозного концов вагона. Кроме того, вагоны оборудуются установкой пожаротушения с использованием запаса воды из системы водоснабжения. Краны для подключения инвентарного шланга располагают в котельном отделении и туалете нетормозного конца вагона. Пульт управления комплексом электрооборудования вагона должен быть оснащен установкой автоматического пожаротушения.

Пассажирские вагоны должны оборудоваться автоматическими установками пожарной сигнализации, способными обнаруживать и оповещать о признаках пожара в контролируемых помещениях, в том числе дежурного по депо при нахождении вагона в парках отстоя. Установка должна состоять из пожарных извещателей и приемно-контрольного прибора, а также линии связи извещателей с этим прибором. Последний должен выдавать акустическую и оптическую информацию с указанием места возникновения загорания, автоматически определять неисправности (короткое замыкание, обрыв) в линиях связи и периодически проверять исправности всей установки.

Пожарные извещатели должны реагировать на дымовые и (или) тепловые признаки пожара. Дымовые пожарные извещатели должны срабатывать при достижении в контролируемых помещениях значений задымленности, соответствующих концентрации

дыма $5...11 \text{ } \%/\text{м}^3$. Тепловые пожарные извещатели должны срабатывать при достижении внутри объема контролируемого помещения максимальной температуры $70 \text{ } ^\circ\text{C}$ и (или) скорости нарастания температуры $5 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{мин}$.

7.3.2. ТИПЫ, ХАРАКТЕРИСТИКА И ПЛАНИРОВКА

Типы пассажирских вагонов. Пассажирские вагоны локомотивной тяги изготавливают следующих типов: открытые с креслами для сидения (условное обозначение ПО), купейные со спальными местами (ПН), купейные со спальными местами (ПКС), купейные с креслами для сидения (ПКК), специального назначения (ПСН). Вагоны с креслами для сидения типов ПО и ПКК относятся к междоугольным и предназначены для массовых перевозок пассажиров по магистральным железнодорожным дорогам с длительностью пребывания в пути не более 12 ч. Вагоны со спальными местами предназначены для перевозки пассажиров в составе поездов дальнего следования.

Современной тенденцией пассажирского вагоностроения является создание типового ряда вагонов различного класса на базе единого кузова, обеспечивающего возможность модульной сборки внутривагонного и подвагонного оборудования.

Изготавливаемые в России пассажирские вагоны локомотивной тяги различных типов и классов можно объединить в две группы, отличающиеся основными техническими показателями:

1) с конструкционной скоростью 160 км/ч, длиной по осям сцепления автосцепок 24,537 м и кузовом традиционной конструкции с гофрированной обшивкой. За базовый вагон этой группы можно принять вагон мод. 61-820 (61-820 К с установкой кондиционирования воздуха);

2) с конструкционной скоростью 160...200 км/ч, длиной по осям сцепления автосцепок 25,5 м и кузовом, у которого боковые стены имеют двухслойную несущую обшивку, гладкую на наружной поверхности. В качестве базового вагона может быть принят вагон мод. 61-4170.

Техническая характеристика пассажирских вагонов. В табл. 7.3.1 приведена техническая характеристика пассажирских вагонов этих двух групп.

Характеристика основных систем базовых пассажирских вагонов мод. 61-820 К и 61-4170 приведена в табл. 7.3.2.

7.3.1. Техническая характеристика пассажирских вагонов

Параметры	Базовая мод. 61-820		Базовая мод. 61-4170	
	ПО третьего класса	ПКС второго класса	ПО третьего класса	ПКС второго класса
Масса тары без экипировки, т	47,6	54	56	56
Длина вагона по осям сцепления автосцепок, м	24,537	24,537	25,5	25,5
База вагона, м	17	17	17	17
Ширина кузова наружная, м	3,105	3,105	3,105	3,105
Габарит вагона по ГОСТ 9238	1-ВМ			
Конструкционная скорость, км/ч	160		200	
Тележка	61-875 (ТВЗ-ЦНИИ-М) С люлькой		68-4075 (ТВЗ) Без люльки	
База тележки, м	2,4	2,4	2,5	2,5
Количество мест для сидения	60	36	72	40
Плавность хода, не более	3,25	3,25	2,8 (3,0)	2,8 (3,0)
Средний коэффициент теплопередачи ограждений кузова, не более, Вт/(м ² · К)	1,1	1,1	1	1
Назначенный срок службы до списания, лет	28	28	28	28
Назначенный срок службы до первого капитального ремонта, лет	8	8	8	8

7.3.2. Характеристика основных систем базовых пассажирских вагонов мод. 61-820К и 61-4170

Наименование системы	Мод. 61-820К	Мод. 61-4170
Отопление	Водяное с нагревом электрическим или сгоранием твердого топлива	Жидкостное с нагревом антифриза в бойлере электронагревателями
Водоснабжение	Холодное и горячее самотечное с обеззараживателем питьевой воды	
Туалет	Открытого типа со сливом под вагон	Замкнутого типа с баком накопителем
Кондиционирование	Кондиционер крышевой моноблочный	
Электроснабжение	Индивидуальное от собственного генератора напряжением 50 В постоянного и переменного тока; централизованное от поездной магистрали напряжением 3 кВ	Централизованное от поездной магистрали напряжением 3 кВ от комплекта преобразователей, от аккумуляторной батареи напряжением 110 В и от внешней трехфазной сети напряжением 380 В 50 Гц (на стоянке)
Пожарная сигнализация	Автоматическое обнаружение и сигнализация о пожаре и месте его возникновения	

Продолжение табл. 7.3.2

Наименование системы	Мод. 61-820К	Мод. 61-4170
Пожаротушение	Автоматическое пожаротушение с пульта управления электрооборудованием. Водяное пожаротушение с использованием запаса воды из системы водоснабжения	
Системы управления, диагностики, информационная	Имеются	
Поездная связь	Телефонная "проводник – бригадир – машинист"	
Тормоз	Автоматический пневматический, электропневматический, ручной, колодочный	Автоматический пневматический, электропневматический, ручной, дисковый, магнитнорельсовый

Планировка пассажирских вагонов. Особенностью компоновки группы вагонов является постоянство планировки концевых частей и возможность гибкого изменения планировки пассажирского салона.

На рис. 7.3.1, а показана планировка базового вагона мод. 61-820. Этот вагон имеет два тамбура 1 и 11 шириной по 840 мм, туалеты 2 и 9 на тормозном и нерабочем концах вагона, служебное отделение 3, купе проводников 4, котельное отделение 5, два окна – аварийных выхода 6, салон 7 для пассажиров, коридоры 8 и 10 на тормозном и нерабочем концах вагона.

Планировка концевых частей базового вагона мод. 61-4170 имеет существенные отличия (рис. 7.3.1, б). Ширина тамбуров 1 и 8 тормозного и нерабочего концов увеличена до 1100 мм (каждого). Последнее позволило довести ширину проветров наружных дверей до 800 мм (по сравнению с 700 мм в вагоне мод. 61-820). Изменено расположение котельного отделения 2. Служебное отделение 3 имеет кресло для проводника. Два туалета 7 скомпонованы в одном блоке и размещены в нерабочем конце вагона. Коридоры 4 и 6 удобны для прохода. Салон для пассажиров 5 имеет увеличенную длину 17,36 м.

Купейный вагон с креслами для сиденья первого класса мод. 61-4170 имеет девять пассажирских шестиместных купе с мягкими креслами (рис. 7.3.1, в). Кресла имеют широкий диапазон трансформации спинки и сидений. Задвижные двери купе, двери из коридора нерабочего конца вагона, продольные перегородки изготовлены из листового поликарбоната и представляют собой прозрачные тониру-

ванные панели. В большом коридоре два окна могут служить аварийными выходами.

Купейный вагон со спальными местами (рис. 7.3.1, г) имеет планировку концевых частей базового вагона мод. 61-4170. В салонной части размещены десять четырехместных купе для пассажиров.

Разновидностью купейного вагона является вагон, выполняющий роль штабного в составе поезда. Планировка этого вагона отличается наличием купе с радиооборудованием, купе инвалида, предназначенного для проезда инвалида-колясочника и сопровождающего его лица, и душевой кабины, расположенной в одном блоке с туалетами. Туалет, находящийся рядом с купе инвалида, имеет увеличенную площадь и более широкую дверь для удобства прохода инвалидной коляски. Для пассажиров предназначены шесть четырехместных купе.

Кроме приведенных планировок, представляет интерес планировка купейного вагона габарита Т_{пр} длиной по осям сцепления автосцепок 27,34 м. Этот вагон имеет десять пассажирских купе, которые при необходимости могут трансформироваться в шестиместные (третьего класса) или четырехместные (второго класса) с трехъярусным или двухъярусным расположением спальных мест. Максимальное использование размеров габарита дало возможность увеличить наружную ширину кузова до 3300 мм.

Пологая крыша без скатов обеспечила получение наибольшей высоты кузова внутри. За счет увеличения ширины купе до 2200 мм появилась возможность отгородить ниши для одежды. В одну из ниш убирается легкая выдвижная лестница, облегчающая доступ пас-

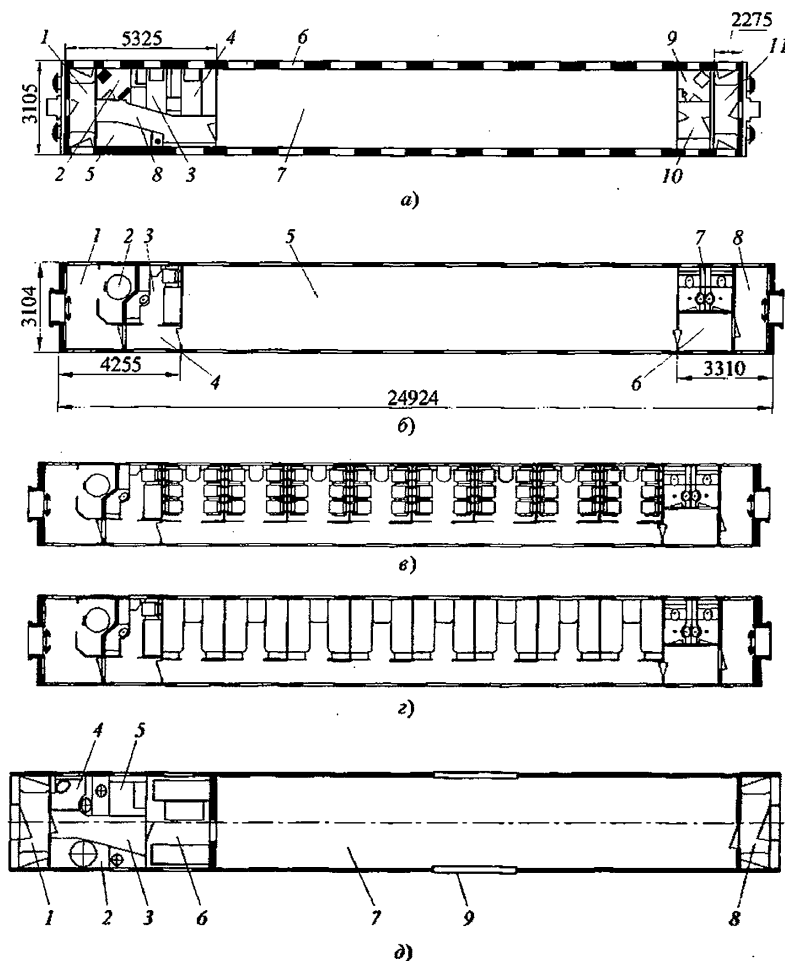


Рис. 7.3.1. Планировка вагонов:

а – пассажирского мод. 61-820; б – пассажирского мод. 61-4170;

в – купейного с креслами для сидения первого класса; г – купейного второго класса; д – багажного

сажиром на вторую и третью полки. Наличие на боковой стене со стороны купе двух поясов окон обеспечивает пассажирам хорошую обзорность. Ниша над продольным проходом служит местом для размещения багажа. Купе снабжено столиком около окна и двумя откидными столиками, вмонтированными в спинки диванов.

Багажный вагон предназначен для перевозки багажных отправок в сопровождении трех – четырех человек в составе почтово-багажных и пассажирских поездов. Вагон имеет грузоподъемность 22 т, длину по осям сцепления автосцепок 24,537 м, базу 17 м. Площадь багажной кладовой 7 составляет 47,9 м² (рис. 7.3.1, д). Погрузка багажа осуществляется

через боковые грузовые двери 9. Вагон имеет два тамбура 1 и 8, котельное отделение 2, туалет 4, служебное отделение 5. Купе персонала 6 расположено на всю ширину вагона и имеет выходы в коридор 3 и в багажную кладовую 7.

Вагон оборудован системами: электрооборудования, отопления, вентиляции, горячего и холодного водоснабжения, освещения, установкой пожарной сигнализации, охранной сигнализацией наружных дверей. В вагоне предусмотрена установка холодильника, обеззараживателя воды, электроплитки, микроволновой печи; имеются розетки для подключения телефона, телевизора, электробритвы, пылесоса и других бытовых приборов.

7.3.3. КОНСТРУКЦИИ КУЗОВОВ

Кузов пассажирского вагона является наиболее материалоемкой его частью, составляющей 70...75 % массы тары вагона. Создание легких кузовов, несущие конструкции которых отвечают требованиям прочности, устойчивости, безопасности, коррозионной стойкости, надежности, является актуальной задачей для пассажирского вагоностроения. Достижение этой цели для стальных кузовов возможно на основе применения в конструкции низколегированных и коррозионно-стойких сталей. Базовой конструкцией такого кузова является облегченный кузов пассажирского вагона мод. 61-806 производства ОАО "Тверь-вагонзавод".

Кузов из коррозионно-стойкой стали сварной конструкции имеет несущие гофрированные обшивки 1, 2 крыши, 3 – 5 боковых стен, 6, 7 рамы и внутренние элементы каркаса 8 дуги крыши, стойки 9 боковых стен, обвязки 10 крыши, 11 стен и 12 рамы, обшивку и каркас

торцовых стен, выполненные из безникелевой стали 10Х13Г18Д (ДИ-61), созданной для пассажирского вагоностроения (рис. 7.3.2). Наружные элементы каркаса (балки рамы, подкрепления торцовых стен) изготовлены из низколегированной стали 09Г2Д-12 (ГОСТ 19281).

Обшивка боковых стен, средней части крыши и рамы имеет практически непрерывную гофрировку с сечением гофров, приближающимся к трапецевидной форме. Благодаря высоким механическим характеристикам и коррозионной стойкости стали толщина гофрированной обшивки уменьшена по сравнению с обшивкой из углеродистой стали до следующих значений: крыша и надоконный пояс на 1 мм, скаты на 2 мм, оконный и подоконный пояса и рама на 1,5 мм.

По этим же причинам толщины элементов подкрепляющего набора, представляющих гнутые профили, составляют: 2 мм дуги и обвязки крыши, стойки и обвязки боковых стен, 4 мм обвязки рамы.

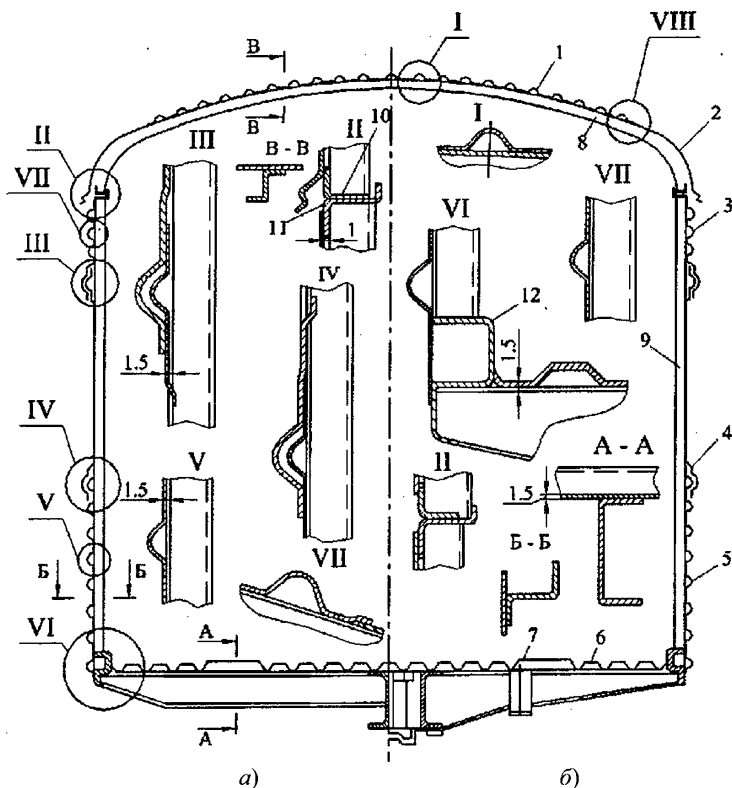


Рис. 7.3.2. Конструкция кузова пассажирского вагона мод. 61-806:
а – по середине; б – по оси шкворневой балки

Рама имеет хребтовую балку переменного по длине поперечного сечения. В концевых частях она образована двумя швеллерами N 30-B1, в средней части выполнена из двутавра N 30. Все поперечные балки располагаются под металлическим полом, что улучшает технологичность конструкции и позволяет повысить качество тепло- и звукоизоляции пола вагона.

Анализ технических показателей, эксплуатация пассажирских вагонов с кузовом из безникелевой коррозионно-стойкой стали показали его определенные преимущества по сравнению с кузовами типовых вагонов, которые изготовлены из малоуглеродистых и низколегированных сталей. Кроме очевидных преимуществ, таких как исключение коррозионных потерь металла, приводящих к снижению несущей способности конструкции в период эксплуатации, снижение ремонтных затрат, повышение аварийной безопасности кузова при его меньшей массе вследствие большей энергоемкости стали ДИ-61 ($\delta \geq 45\%$) по сравнению с углеродистой ($\delta = 21... 26\%$), уменьшение расхода антикоррозионных и лакокрасочных материалов, масса тары кузова снижена на 2,5 т.

Вместе с тем, коррозионно-стойкая сталь имеет высокую стоимость, в значительной степени определяющую затраты на изготовление вагона. Поэтому с учетом реальной картины коррозионных повреждений кузова пассажирского вагона целесообразно ограничить применение такой стали для отдельных элементов и узлов кузова. Примером комбинированного применения различных сталей в конструкции кузова являются пассажирские вагоны моделей 61-820 и 61-4170.

Кузов вагона мод. 61-820 цельнометаллический сварной конструкции с применением углеродистых, низколегированных и коррозионно-стойких сталей. Он представляет собой тонкостенную оболочку, подкрепленную каркасом из стоек, дуг, поперечных балок и продольных элементов, и состоит из рамы с полом 1, боковых 2, торцовых 3, тамбурных 4 стен и крыши 5 (рис. 7.3.3, а). Обшивка рамы выполнена из коррозионно-стойкой стали, а боковых и торцовых стен, крыши – из тонколистового проката группы III по ГОСТ 16523 углеродистой стали 15, элементы каркаса кузова – из низколегированной стали 09Г2Д-12.

Рама кузова имеет хребтовую балку 1 переменного по длине поперечного сечения,

составленную из двух швеллеров N 30-B1 в концевых частях и двутавра N 30 в средней части (рис. 7.3.3, б): зоны перехода хребтовой балки смещены от осей шкворневых балок 2 к середине длины рамы на 3 м и заключены на длине одного пролета между двух усиленных поперечных балок 3. Промежуточные балки выполнены из гнутых профилей преимущественно швеллерообразного сечения. Шкворневые сварные балки имеют замкнутое коробчатое сечение, переменное по длине. Концевые балки 4 выполнены из швеллера N 30-B1. Боковые обвязки 5 рамы изготовлены из прокатного уголка N 10 сечением $100 \times 100 \times 8$ мм. В местах соединения обвязок с концами высоких поперечных балок высота последних уменьшается до 70 мм, и сварные швы соединений располагаются с внутренней стороны обвязок. Все поперечные балки рамы располагаются под металлическим полом 6.

Обшивка пола толщиной 1,5 мм с гофра-ми полукруглой формы и шагом между их осями 125 мм перекрывает раму на длине 18,8 м, большей, чем база вагона. Специальные выштамповки в обшивке пола образуют два продольных кабельных канала для электропроводки. В соответствии с требованиями пожарной безопасности эти каналы должны быть уплотнены от попадания жидкостей во внутренние полости.

Пол концевых частей рамы на длине 2,2 м образован гладким листом толщиной 2,5 мм. Для усиления этих частей рамы в зонах установки буферных комплектов между нижними полками швеллеров концевой и хребтовой балок на длине до задних упоров приварены косынки 7 из листа толщиной 3 мм, а концевая балка подкреплена вертикальными ребрами 8.

Боковая стена кузова состоит из тонкой гофрированной обшивки, подкрепленной с внутренней стороны вертикальными стойками и верхней обвязкой (рис. 7.3.3, а). Обшивка стены образована тремя поясами. Нижний пояс 2 выполнен из прокатного гофрированного листа толщиной 2,5 мм, имеет шесть гофров полукруглой формы с шагом 125 мм. Средний (оконный) пояс 7 составлен из штампованных секций, каждая из которых формирует между-оконный простенок с тремя продольными гофра-ми и окантовку частей примыкающих к нему оконных проемов. Толщина листа среднего пояса 2 мм. Верхний пояс 6 представляет собой специальную прокатную гофрированную панель толщиной 2 мм с четырьмя гофра-ми при шаге 125 мм.

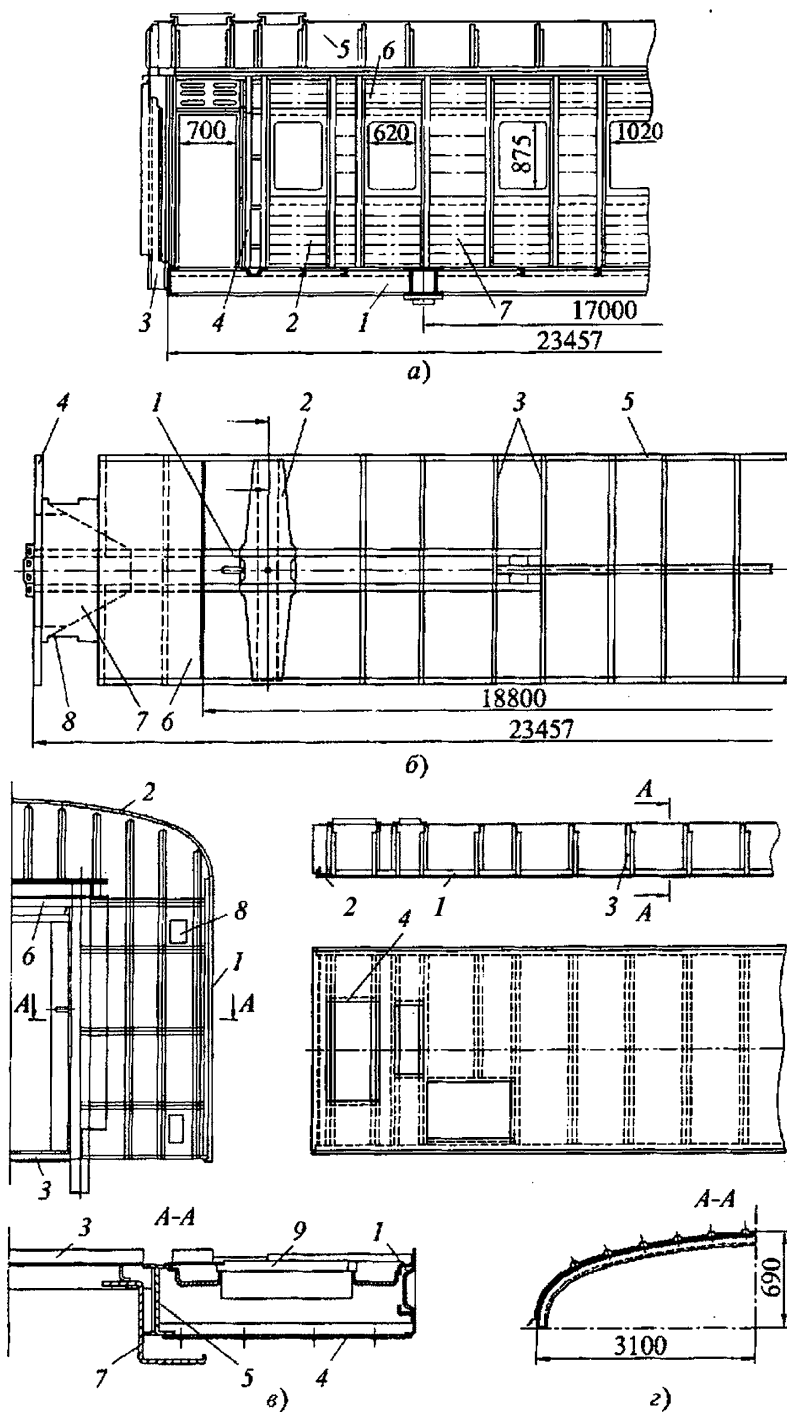


Рис. 7.3.3. Кузов пассажирского вагона мод. 61-820:
а – общий вид; б – рама; в – торцовая стена; г – крыша

Секции среднего пояса свариваются по поперечным кромкам встык. Сварка поясов между собой в продольном направлении осуществляется внахлестку контактной сваркой. В результате вдоль границ соединения поясов образуются своеобразные продольные подкрепления в виде подоконного и надоконного гофров замкнутого поперечного сечения.

Промежуточные стойки выполнены из гнутого Z-образного профиля $65 \times 55 \times 40 \times 3$ мм. Верхняя обвязка представляет собой гнутый Z-образный профиль $50 \times 70 \times 20 \times 3$ мм. Элементы каркаса боковой стены привариваются к обшивке контактной точечной сваркой.

Торцовая стена кузова представляет собой подкрепленную тонколистовую конструкцию, ограниченную наружным контуром, соответствующим контуру поперечного сечения кузова, и имеющую в средней части дверной проем с размерами просвета 696×1960 мм (рис. 7.3.3, в). По вертикальным краям она подкреплена угловыми стойками 1, составленными из гнутых профилей. Верхний криволинейный контур стены подкреплен дугой 2, выполненной из гнутого углового профиля. По нижней горизонтальной кромке стены проходит поперечное подкрепление 3 из Z-образного гнутого профиля. При сборке кузова стена этим подкреплением опирается на концевую балку рамы.

Гофрированная обшивка 4 стены изготовлена из листа толщиной 1,5 мм, имеет вертикально расположенные гофры полукруглой формы с шагом между ними 250 мм и подкреплена стойками и горизонтальными элементами. Стойки торцовой стены обеспечивают безопасность пассажиров при соударении вагонов. Минимальные значения моментов сопротивления сечений стоек нормированы. С учетом этих требований главные стойки 5 выполнены из двутавра N 26Б1. В нижней части главные стойки выступают за контур стены, что обеспечивает их соединение внахлест с вертикальной поверхностью швеллера концевой балки рамы. В верхней части концы этих стоек приваривают при сборке кузова к горизонтально расположенному швеллеру концевой части крыши.

Дверной проем подкреплен сверху и по вертикальным кромкам гнутыми Z-образными профилями 6 и 7, к которым крепятся болтами резинокордные баллоны (суфле) переходной площадки. Три выреза 8 предназначены для установки постоянных электрических сиг-

нальных фонарей. В торцовой стене тормозного конца по обе стороны от торцовой двери устроены емкости 9 для хранения угля. Со стороны нетормозного конца полости в торцовой стене используются в качестве шкафов для белья и одежды.

Крыша кузова представляет собой тонкостенную подкрепленную цилиндрическую оболочку (рис. 7.3.3, г). Каркас крыши образован продольными обвязками 1 из гнутого углового профиля $55 \times 55 \times 3$ мм, поперечными обвязками 2 в виде горизонтально расположенных швеллеров N 30В, соединенных с концами продольных обвязок, дугами 3 из Z-образного гнутого профиля $45 \times 60 \times 40 \times 2,5$ мм и продольными подкреплениями люков 4 из гнутого швеллера $40 \times 65 \times 40 \times 3$ мм. В средней части каркас перекрыт гофрированными панелями обшивки толщиной 2 мм с гофром полукруглой формы и шагом между ними 250 мм. На скатах крыши использована гладкая обшивка толщиной 2 мм с продольной отбуртовкой. Панели обшивки свариваются по продольным и поперечным кромкам внахлест. Поперечные соединения гофрированной обшивки и гладкой обшивки скатов разносят по разным поперечным сечениям крыши.

Кузов вагона мод. 61-4170 имеет боковые и торцовые стены, настил пола, выполненные из коррозионно-стойкой хромоникелевой стали 12Х18Н10Т, балки рамы из низколегированной стали 09Г2Д-12, обшивку, обвязки и дуги крыши из углеродистых сталей 15 и 20 (рис. 7.3.4, а).

Боковая стена имеет двухслойную несущую обшивку, образованную гладким наружным листом и внутренними гофрированными панелями с непрерывным расположением гофров трапецевидной формы (вид Е). Гладкая и гофрированная обшивки соединены контактной точечной сваркой. Стойки выполнены из гнутых уголкового профиля и приварены к вершинам гофров внутренней обшивки на ребро (вид А). Они располагаются в зонах междуоконных простенков и на подоконном поясе стены по серединам оконных вырезов. Верхняя обвязка изготовлена из гнутого профиля с продольным отгибом, образующим карниз между скатом крыши и боковой стеной (вид А).

Крыша кузова представляет цилиндрическую подкрепленную оболочку, контур поперечного сечения которой имеет более округлую форму по сравнению с традиционным

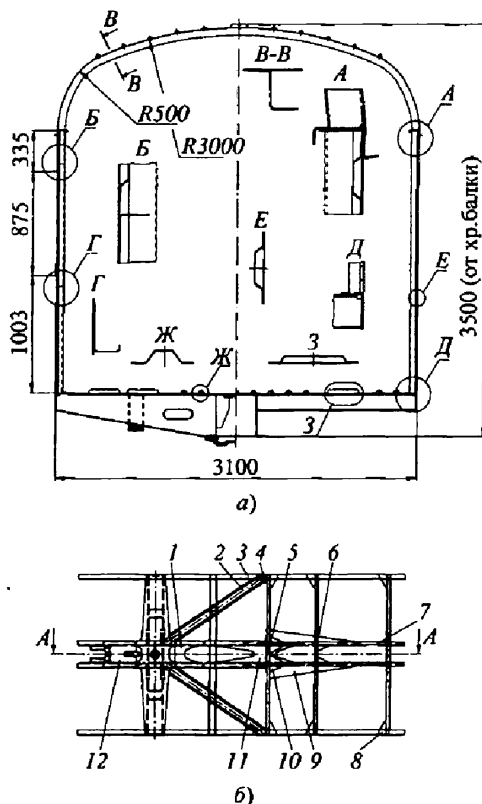


Рис. 7.3.4. Конструкция кузова пассажирского вагона мод. 61-4170:

а – общий вид; *б* – концевая часть рамы в зоне перехода

поперечным контуром. Обшивка крыши составлена из цилиндрических гофрированных панелей в средней части и цилиндрических гладких панелей на скатах. Дуги и обвязки крыши выполнены из Z-образных гнутых профилей (вид *В*).

Рама кузова со сквозной хребтовой балкой переменного сечения имеет в средней части хребтовую и поперечные балки, изготовленные из швеллера N 14П и расположенные в одной горизонтальной плоскости. Такая компоновка подкреплений рамы обеспечивает наиболее рациональное размещение оборудования в подвагонном пространстве. Боковые обвязки изготовлены из неравнополочного уголка № 16/10 (вид *Д*). Гофрированная обшивка рамы с гофрами трапецевидной формы имеет специальные выштамповки, образующие продольные кабельные каналы (виды *Ж* и *З*).

Конструкция зоны перехода концевой части рамы к средней части обеспечивает рациональную нагруженность элементов рамы

при действии на кузов продольных сил по осям автосцепок (рис. 7.3.4, *б*). Раскосы 2 передают часть продольных сил от шкворневого узла на обвязки рамы 3 и боковые стены кузова. Это приводит к уменьшению внутренних продольных сил в сечениях хребтовой балки 7 и к снижению влияния ее продольного изгиба вследствие конструктивного эксцентриситета на напряженно-деформированное состояние зоны перехода.

Для уменьшения концентрации напряжений в шкворневом узле служат накладки 12 и 1, приваренные к нижнему горизонтальному листу шкворневой балки и к нижним горизонтальным полкам швеллеров хребтовой балки. На участке перехода швеллеров N 30В хребтовой балки к швеллерам N 14П привариваются накладка 11 и косынки 10 и 9. Поперечная балка 4, замыкающая концы раскосов на ширине хребтовой балки, перекрывается вставкой 5, изготовленной из швеллера N 14, промежуточные балки замыкаются по середи-

не вставками 6. Зоны приварки концов промежуточных поперечных балок к обвязкам рамы подкрепляются косынками 8.

Дальнейшее совершенствование кузовов пассажирских вагонов может быть достигнуто применением блочной конструкции кузова со съемной несущей крыши и предварительным напряжением его узлов в процессе общей сборки.

Блочная конструкция кузова пассажирского вагона, в которой съемная крыша соединяется с полукузовом после монтажа блоков внутреннего оборудования, позволяет в процессе сборки кузова осуществлять предварительное напряжение его узлов для обеспечения рационального перераспределения внутренних сил в сечениях несущих элементов. Этот технологический прием использован при создании предварительно напряженного кузова блочной конструкции из коррозионно-стойкой стали (на базе кузова вагона мод. 61-806) со съемной крышей.

Схема предварительного напряжения кузова предусматривает поэтапное нагружение узлов при его изготовлении (рис. 7.3.5). Перед сборкой кузова боковые стены растягиваются технологическими силами P_1 и P_2 , равнодействующая которых действует вдоль нейтральной оси сечения стены по окнам. В растянутом состоянии боковые стены свариваются с рамой и торцовыми стенами, образуя полукузов (кузов без крыши), после чего предварительное растяжение снимается.

На потоке сборки в полукузов устанавливаются модули внутреннего оборудования, он испытывает действие вертикальной нагрузки,

от которой в верхнем поясе боковых стен возникают значительные напряжения сжатия, определяющие устойчивость его элементов, и полукузов получает вертикальный прогиб. Поэтому для обеспечения жесткости и устойчивости боковых стен полукузова необходимы технологические подкрепления. Ими, в частности, могут быть шпренгельные устройства, устанавливаемые в плоскостях боковых стен под обвязками рамы. Силы P_3 и P_4 , передаваемые на раму от шпренгельных устройств, создают обратный прогиб полукузова, компенсируя прогиб от вертикальной нагрузки, и приводят к напряжениям растяжения в верхнем поясе боковых стен. После соединения крыши с полукузовом с помощью специальных рельефно-болтовых соединений силы P_3 и P_4 снимаются.

Подбором сил предварительного напряжения $P_1 - P_4$ можно добиться рационального перераспределения суммарных напряжений (предварительных и эксплуатационных) в элементах кузова, например, снижая сжимающие напряжения на участках возможной потери устойчивости. Для кузовов, выполненных из коррозионно-стойкой стали, когда несущая способность обшивки ограничивается в основном условиями ее устойчивости, предварительные напряжения позволяют уменьшить толщину обшивки.

Использование блочной конструкции кузова со съемной крышей позволяет реализовать прогрессивную технологию крупноблочной сборки внутреннего оборудования вагона при его изготовлении, а также механизировать трудоемкие работы по демонтажу и монтажу заменяемого внутреннего оборудования (массой около 20 т) при капитальном ремонте.

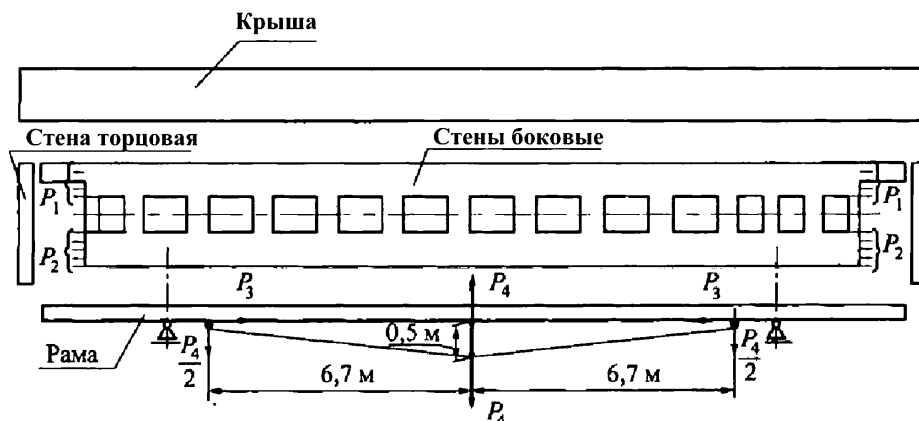


Рис. 7.3.5. Схема предварительного напряжения кузова пассажирского вагона блочной конструкции

Для придания кузову со съемной крышей свойств цельнонесущего необходимо, чтобы конструкция разъемного соединения крыши с боковыми и торцовыми стенами обеспечивала эффективное включение крыши в восприятие всех нагрузок, действующих на кузов в эксплуатации. Это возможно при условии передачи соединениями нормальных и сдвигающих сил по поверхностям контакта обвязок крыши с обвязками стен. Такое условие обеспечивает конструкция рельефно-болтового соединения, разработанная тверским институтом вагоностроения.

Рельефно-болтовое соединение крыши с боковыми стенами основано на контактировании поверхностей обвязок со сферическими выступами и впадинами, притянутых друг к другу болтами (рис. 7.3.6). Обвязочный профиль 1 крыши имеет продольный вырез, в который вставляется планка 2 с углублениями сферической формы. Обвязочный профиль 3 боковой стены имеет сферические выступы-рельефы, которые входят в углубления планки 2 при стягивании их болтами 4.

После затяжки болтов планка 2 приваривается к обвязке 1. Совпадение сферических выступов и впадин по плоскости разреза достигается за счет штампования участков обвязки 3 боковой стены и планок 2 в одном штампе. Место расположения и длина рельефных участков соединения определяются зонами действия на кузов наибольших поперечных сил и, в соответствии с законом парности касательных напряжений, наибольших сдвигающих сил между обвязками крыши и боковых стен. Исходя из этого рельефно-болтовые соединения располагают в зонах шкворневых сечений кузова, и их длина принимается равной 1200...1500 мм. За пределами этих зон соединение обвязок осуществляется только болтами.

Соединения поперечных обвязок торцовых стен и крыши кроме передачи нормальных и сдвигающих сил должны выполнять функции технологических компенсаторов отклонений размеров крыши и полукузова по длине. Это достигается применением в соединении специальных горизонтальных клиновых элементов, подобных приведенному ниже разъемному клиновому соединению рамы с боковыми стенами кузова из алюминиевых сплавов.

Кузова из алюминиевых сплавов. Другим направлением создания легких кузовов пассажирских вагонов, отвечающих современным требованиям, является применение для их изготовления алюминиевых сплавов, что наряду со снижением массы тары кузова (на 25...30 % по сравнению со стальным) обеспечивает высокую коррозионную стойкость несущей конструкции, а при применении крупногабаритных прессованных (экструдированных) профилей сокращает объемы сварочных работ и их трудоемкость. Установлено, что общая длина сварных швов на стальном кузове пассажирского вагона составляет около 700 м. Изготовление кузова из крупногабаритных прессованных алюминиевых профилей уменьшает длину сварных швов в 2–3 раза.

Алюминиевые сплавы для кузовов вагонов должны обладать высокими механическими, технологическими и эксплуатационными свойствами. Этим требованиям в наибольшей степени отвечают свариваемые алюминиевые сплавы систем Al-Mg, Al-Zn-Mg и Al-Mg-Sc. Сплавы первой и последней систем относятся к термически неупрочняемым, а второй системы – термически упрочняемым. В табл. 7.3.3 приведена характеристика некоторых алюминиевых сплавов как применяемых ранее, так и перспективных для изготовления кузовов вагонов [20].

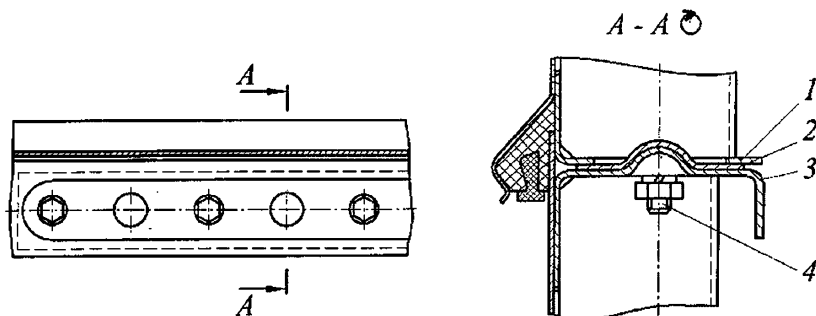


Рис. 7.3.6. Рельефно-болтовое соединение крыши вагона блочной конструкции с боковыми стенами

7.3.3. Характеристика алюминиевых сплавов, применяемых для изготовления кузовов пассажирских вагонов

Сплав	Содержание элементов, %					σ_T , МПа	σ_B , МПа	δ_5 , %
	Mg	Mn	Zn	Sc	Прочие			
AMr5M	4,8...5,8	0,5...0,8	–	–	Ti до 0,1	130	260	13
AMr6M	5,8...6,8	0,5...0,8	–	–	Ti до 0,1	160	320	15
1915T1	1,33...1,8	0,2...0,6	3,4...4	–	Zr, Cr до 0,2	250	380	8
1935T	0,6...1,1	0,2...0,5	3,6...4,1	–	Zr 0,15...0,22	160	250	10
1535	4,2	–	–	0,35	Zr 0,1	280	370	20
1570	5,8	0,4	–	0,25	Zr 0,1	320	440	18

К положительным технологическим свойствам алюминиевых сплавов следует отнести возможность получения методом прессования крупногабаритных тонкостенных профилей, в том числе полых, длиной более 23 м и шириной до 1,5 м с разнообразной формой поперечного сечения и утолщенными продольными кромками. При этом можно обеспечить необходимую для продольного сварочного шва конфигурацию стыка без дополнительной разделки и получить равнопрочное соединение. Кроме того, с утолщенными кромками сформировать замковые части для клеесварных или клеевинтовых соединений.

Результаты сопоставления свойств получаемых сварных соединений с основным металлом при статических и динамических нагрузках свидетельствуют о хорошей свариваемости алюминиевых сплавов. Так, коэффициент разупрочнения сварного соединения деталей из сплава 1935 составляет 0,85...0,95 временного сопротивления основного металла.

Важнейшим эксплуатационным свойством приведенных сплавов является их высокая стойкость к общей, межкристаллитной и транскристаллитной коррозии, возникающей при одновременном воздействии коррозионной среды и механических напряжений. Это способствует снижению расходов на текущее содержание вагонов с кузовами из алюминиевых сплавов в течение всего срока службы.

Для повышения противокоррозионной защиты кузовов из алюминиевых сплавов и получения высококачественной декоративной отделки наружные поверхности профилей целесообразно оксидировать химической или электрохимической обработкой с последующим адсорбционным окрашиванием или покрытием бесцветным лаком.

Отечественное вагоностроение имеет определенный опыт проектирования и изготовления кузовов пассажирских вагонов из алюминиевых сплавов.

ОАО "Тверьвагонзавод" построил серию опытных пассажирских вагонов с кузовами из сплавов AMr6 и 1915 длиной 23,6 м, вагонов скоростного поезда РТ-200 длиной 26,4 м, вагона с комбинированным сталеалюминиевым кузовом длиной 26 м, в котором за счет стальной рамы расход алюминиевых сплавов снижен на 40 % и обеспечена необходимая изгибная жесткость. Кузова из алюминиевых сплавов имеют электропоезда ЭР-200.

Поскольку при проектировании и изготовлении этих кузовов использовались преимущественно традиционные технологии, применяемые при создании стальных кузовов, для них характерны следующие недостатки:

низкая технологичность конструкции ввиду большого количества типоразмеров деталей;

соединение всех панелей обшивки осуществляется сваркой непосредственно с каркасом;

большая трудоемкость работ по правке и декоративной отделке наружных поверхностей кузова с применением лакокрасочных покрытий, обусловленная большим объемом контактной и электродуговой сварки;

невозможность осуществления высокопроизводительной крупноблочной сборки вагона.

Устранению этих недостатков способствовала новая концепция, разработанная тверским "НИИвагоностроения" на основе отечественного и зарубежного опыта создания несущих конструкций из алюминиевых сплавов кузовов, судов, самолетов и инженерных сооружений. Она включает следующие основные направления:

применение крупногабаритных прессованных плоских и цилиндрических панелей с продольными подкреплениями V- и Г-образных сечений и панелей с внутренними каналами;

нанесение противокоррозионных и декоративных защитных покрытий на панели до изготовления из них узлов кузова;

подкрепление панелей поперечными элементами (стойками, дугами) путем их приварки к свободным полкам продольных подкреплений с целью исключения термического

воздействия сварки на защитные и декоративные покрытия наружных поверхностей панелей и снижения сварочных деформаций;

создания блочной конструкции кузова применением разъемных клевинтовых герметичных соединений, исключающих щелевую коррозию в зоне обвязок.

На рис. 7.3.7, а показан один из вариантов конструкции кузова пассажирского вагона из алюминиевых сплавов. В нем применены десять типов прессованных профилей.

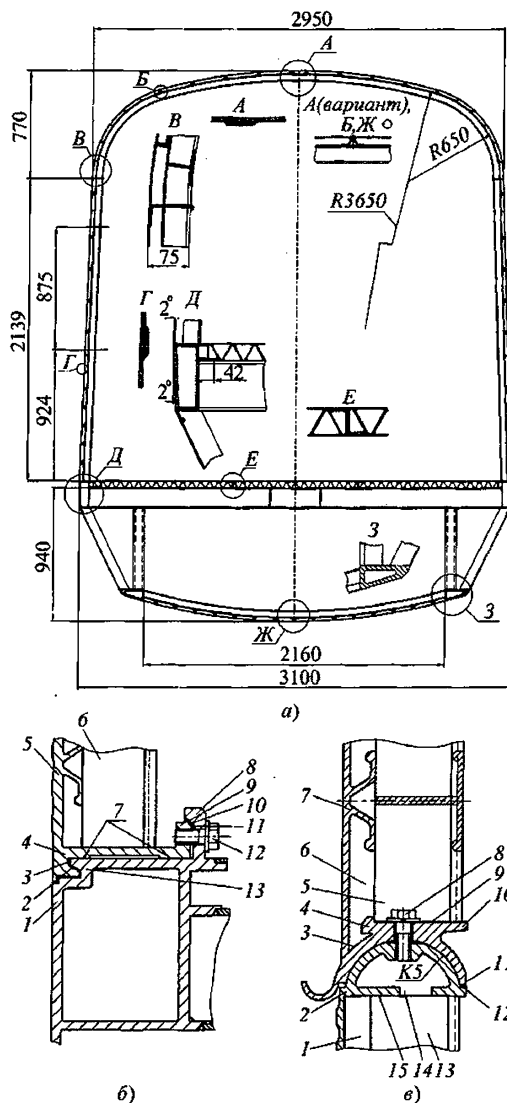


Рис. 7.3.7. Конструкция кузова пассажирского вагона из алюминиевых сплавов:

а – общий вид; б – узел соединения рамы и боковой стены кузова;

в – узел соединения крыши и боковой стены кузова

Среднюю часть крыши большого радиуса образуют прессованные тонкостенные панели с V-образными продольными подкреплениями (вид *А, Б, Ж*), шаг между которыми равен 250 мм. Склоны крыши образованы прессованными цилиндрическими панелями с Г-образными продольными подкреплениями (вид *А*) с шагом 125 мм и элементами обвязок.

Боковые стены включают прессованные панели с V-образными продольными подкреплениями, шаг между которыми соответственно 250 и 125 мм. Оконные проемы в панелях предусмотрено выполнять методом лазерной резки. Дуги крыши, стойки боковой стены двутаврового поперечного сечения привариваются к полкам продольных подкреплений нахлестку.

Прессованные панели пола имеют внутренние каналы (вид *Е*), обеспечивающие высокую продольную и поперечную жесткость пола в целом. Поперечные балки рамы вместе со стойками и дугами образуют замкнутые шпангоутные рамки. Хребтовая балка на длине базы составлена из двух прессованных швеллеров высотой 140 мм.

Кожух-обтекатель на длине кузова между тележками выполнен из двух прессованных панелей с V-образными продольными подкреплениями (вид *Ж*) и обвязок. Последние, как и обвязки рамы, представляют собой прессованные профили коробчатого сечения. На участках между обвязками предусмотрена установка откидных фальшбортов.

Соединение узлов кузова осуществляется продольными нахлесточными сварочными швами вдоль нижней и верхней обвязок. Приварка стоек боковой стены к обвязкам выполняется тавровыми швами.

Оригинальный вариант клеевинтовых соединений узлов кузова из алюминиевых сплавов разработан ТИВ в рамках создания крупноблочной конструкции кузова пассажирского вагона. Соединение нижней обвязки боковой стены и обвязки рамы показано на рис. 7.3.7, *б*. Обвязка 4 стены замкового типа выполнена как одно целое с обшивкой 5 стены и имеет с наружной стороны (со стороны наружной обшивки) продольный клиновой паз 3, с внутренней стороны (со стороны внутренней обшивки) – продольный клиновой выступ 9 со сквозными резьбовыми отверстиями. Обвязка 1 рамы с наружной стороны имеет ответный продольный клиновой выступ 13, входящий в паз 3 обвязки стены. С внутренней стороны в

клиновой продольный паз 11 полки 8 входит выступ 9 обвязки 4 стены. Контактные поверхности 2, 7, 10 обвязок стены и рамы склеены. Горизонтальные стяжные винты 12 проходят через сквозные отверстия в вертикальной полке 8 обвязки 1. В клиновых соединениях контактные поверхности 7 являются горизонтальными установочными гранями.

Наличие горизонтальных опорных базовых поверхностей позволяет автоматически центрировать клиновые выступы обвязки стены относительно клиновых пазов обвязки рамы при опускании блока стены на блок рамы. Горизонтальное перемещение для соединения обвязок рамы и стены и затяжка клиновых соединений осуществляется винтами 12, при этом упругие деформации обвязок обеспечивают контакт наклонных поверхностей при возможных технологических отклонениях размеров обвязок.

Узел соединения стен с рамой вагона в условиях эксплуатации подвергается следующим деформациям: сдвигу в продольном и поперечном направлениях; изгибу в поперечной и продольной вертикальных плоскостях; осевому сжатию и растяжению; сжатию в вертикальном направлении. При всех видах деформаций конструкция соединения позволяет создать оптимальные условия для клеевого слоя: работу только на сдвиг или сжатие. Остальным видам деформации подвергаются клиновые и винтовые соединения. Так, наружные и внутренние клиновые соединения, расположенные на расстоянии, равном ширине обвязки, обеспечивают жесткость контура поперечного сечения при его изгибе в поперечной вертикальной плоскости и препятствуют отрыву обвязок рамы и стены; стяжные винты испытывают только деформации растяжения и обеспечивают зажатие клиновых соединений, при котором обвязки стягиваются как в горизонтальном, так и в вертикальном направлениях (за счет клиньев) для осуществления склеивания контактных поверхностей обвязок.

Стойки боковой стены и поперечные балки рамы приварены к соответствующим обвязкам при изготовлении стен и рамы.

На рис. 7.3.7, *в* показана конструкция соединения обвязки крыши с верхней обвязкой боковой стены. Обвязки выполнены как одно целое с обшивкой 6 крыши и 1 стен. Полуцилиндрические контактные поверхности обвязок 2 и 3 соединены между собой клеевым

слоем К5; обвязки стянуты винтами 8 и застопорены шайбами. Обвязка 2 стены выполнена в виде полого профиля с продольным пазом 14. Обвязочные профили 3 крыши в верхней части и 2 стены в нижней части выполнены в виде плоских горизонтальных участков 9 и 15, к которым приварены дуги 5 крыши и стойки 13 боковин. Плоские участки смещены относительно обшивок крыши и обшивки стен на высоту продольных подкреплений 7, которые так же, как и обвязки выполнены как одно целое с обшивкой крыши и стен. Плоский участок 9 крыши по краям имеет выступы 4 и 10 для установки скобы (элемента съёмника крыши, применяемого при ремонте вагона).

Полуцилиндрические поверхности обвязок 3 и 2 по краям имеют горизонтальные плоские участки 11 и 12, между которыми имеется зазор.

Полуцилиндрическая форма контактных поверхностей обвязок позволяет создать основному несущему элементу соединения – клеевому слою К5 оптимальные условия работы (на сдвиг или сжатие, но не на отрыв), что обеспечивает прочность и надежность соединения. Кроме того, такая форма контактных поверхностей упрощает сборку узла, так как эти поверхности выполняют функцию направляющих, обеспечивающих самоустановку верхней обвязки относительно нижней и повышают герметичность клеевого соединения. Зазоры между горизонтальными участками, расположенными по краям контактных полуцилиндрических поверхностей обеих обвязок, позволяют компенсировать технологические перекосы обвязок относительно их продольной оси.

Винты, взаимодействующие с резьбовыми отверстиями обвязок стен, выполняют три функции: стягивают обвязки для осуществления склеивания до затвердевания клея; исключают возможный отрыв обвязок; являются элементом съёмника при снятии крыши. Для этого обвязки крыши снабжены выступами, к которым крепится скоба. При вывертывании винт упирается головкой в скобу и отрывает обвязки крыши от обвязок стен.

7.3.4. РАСЧЕТ КУЗОВА

При проектировании кузова вагона необходимо обеспечить его достаточную прочность и запас устойчивости элементов конструкции [21]. Нормированными являются методы расчета на прочность и устойчивость несущих

конструкций кузовов пассажирских вагонов, расчетные нагрузки и расчетные режимы. Расчет кузова как единой статически неопределимой системы проводят методами строительной механики с применением ЭВМ. При этом рекомендуется использовать МКЭ как наиболее универсальный и позволяющий в значительной степени автоматизировать расчеты.

В нормах расчета приводятся исчерпывающие данные о методах оценки устойчивости несущих элементов кузова, включая сжатые стержневые подкрепления, тонкие плоские и подкрепленные пластины и цилиндрические оболочки, плоские многослойные панели типа "сэндвич". Относительно расчетных схем кузова пассажирского вагона, используемых для прочностных расчетов, даются общие рекомендации. Они сводятся к тому, что приближенные расчеты следует проводить с помощью плоских расчетных схем, а уточненные – на базе пространственных расчетных схем кузова. Ниже приводится один из возможных вариантов таких схем МКЭ. Его применимость для практических расчетов кузовов пассажирских вагонов исследована на ряде примеров и проверена экспериментально.

Обшивка кузова вагона с гофрами является конструктивно ортотропной, т.е. имеет различные упругие свойства по двум ортогональным направлениям. Представление в расчетной схеме обшивки в виде ортотропных пластинок связано с определением упругих постоянных материала пластинок: модулей упругости E_1 , E_2 в направлении осей Ox и Oy и коэффициентов Пуассона ν_1 , ν_2 .

Модуль упругости поперек гофров E_2 определяется из условия равенства перемещений гофрированной и расчетной ортотропной пластинок в направлении оси Oy (рис. 7.3.8). Из сопоставления удлинений полосок гофрированной обшивки и ортотропной пластинки единичной ширины и длиной, равной шагу между гофрами, при растяжении единичными силами находят модуль упругости E_2 . Зависимость для E_2 у гофров трапецевидной формы имеет вид

$$E_{2\text{тр}} = \frac{(a + l \cos \alpha + c) E_1 b}{b_{\text{пр}} \left[(a + l \cos^2 \alpha + c) + \frac{l^2 \sin^2 \alpha}{b^2} (4l + 12c) \right]},$$

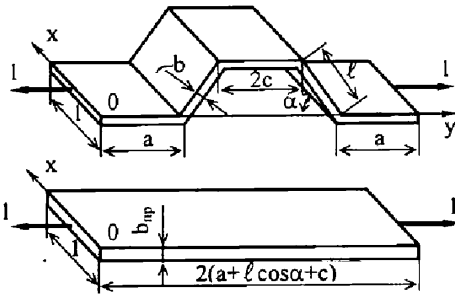


Рис. 7.3.8. Приведение гофра трапециевидной формы к плоской ортотропной полосе

где E_1 — модуль упругости в направлении оси Ox , параллельной гофрам; принимается равным модулю упругости материала обшивки; $b_{пр}$ — приведенная толщина ортотропной пластинки, определяемая из равенства площадей поперечных сечений гофрированной и гладкой ортотропной пластин.

Коэффициент Пуассона ν_2 , характеризующий поперечную деформацию обшивки в направлении оси Ox при растяжении в направлении оси Oy (поперек гофров), для ортотропной пластинки определяется выражением

$$\nu_2 = E_2 \nu_1 / E_1,$$

где ν_1 — коэффициент Пуассона материала обшивки.

Плоская расчетная схема МКЭ кузова пассажирского вагона. При расчете кузовов пассажирских вагонов на нагрузки, симметричные относительно вертикальной продольной плоскости, широкое применение нашли плоские стержневые расчетные схемы, ориентированные на метод сил (плоская безраскосная ферма, плоская рама). Обоснование таких схем, их описание изложено в работах Е.Н.Никольского. Они рекомендуются для предварительных расчетов кузовов пассажирских вагонов. Практическое применение таких расчетных схем свидетельствует о том, что они обеспечивают удовлетворительные результаты для интегральных характеристик внутренних сил (нормальной и поперечной сил, изгибающего момента) по сечениям кузова. Однако их возможности при расчете напряжений по сечениям поясов кузова и междооконных простенков ограничены.

В рамках плоской схемы уточнение напряженного состояния междооконного простенка может быть получено на основе расчетной модели, образованной стойками, поясами и прямоугольной панелью обшивки. В этом случае плоская пластинчато-стержневая расчетная схема МКЭ кузова пассажирского вагона, построенная для 1/4 части кузова, имеет вид, показанный на рис. 7.3.9. Стержневые элементы 2 — 16 заменяют подоконный пояс, элементы 18 — 31 — надоконный пояс кузова.

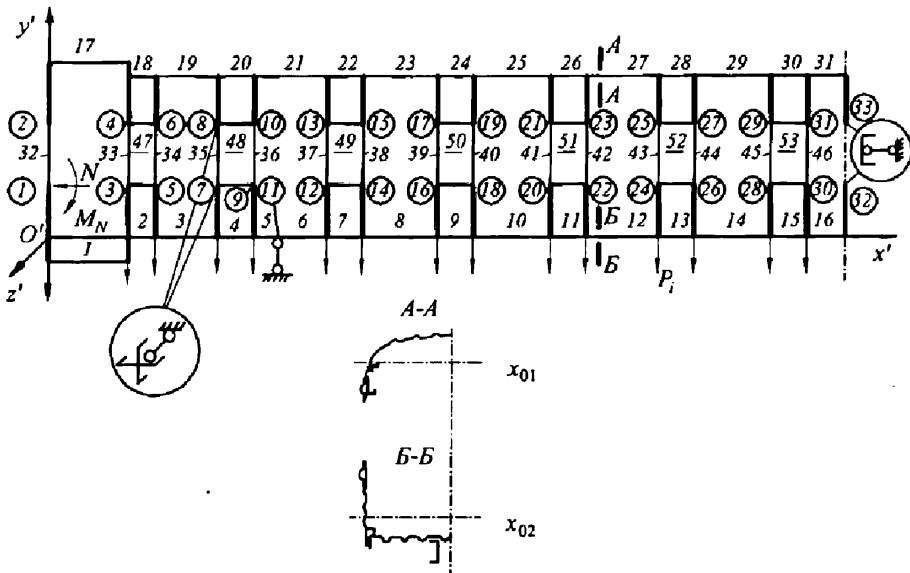


Рис. 7.3.9. Плоская пластинчато-стержневая расчетная схема 1/4 части кузова пассажирского вагона

Они через абсолютно жесткие консоли соединены в узлах $3 - 10$, $12 - 31$ с прямоугольными ортотропными пластинками, имитирующими обшивку простенков, и со стержнями $33 - 46$, заменяющими стойки простенков на высоте окна. Высоты жестких консолей равны расстояниям от центров тяжестей поясов кузова до горизонтальных кромок окон. Элементы 1 , 17 , 32 моделируют части кузова в зоне дверно-го проема.

Расчетные поперечные сечения стержней, моделирующих пояса кузова, должны формироваться с учетом редуцирования тонкой обшивки на основе рекомендаций норм расчета. В сечение стержня, заменяющего стойку простенка, необходимо кроме самой стойки включать часть обшивки с отбуртовкой по контуру оконного выреза.

Вертикальная нагрузка, равная весу от массы кузова брутто, приводится к узловым силам P_i по подоконному поясу. Продольные растягивающие или сжимающие силы N , действующие по оси автосцепки, прикладывают соответственно к узлам 1 или 3 схемы вместе с присоединенными моментами M_N .

Поскольку схема позволяет учесть деформации элементов только в плоскости $x'O'y'$, во все узлы (цифры в кружочках) введены дополнительно по три связи, устраняющие линейные перемещения по направлению оси Oz' , угловые перемещения вокруг осей, параллельных осям Ox' и Oy' . Эти связи, а также связи в узлах 32 , 33 по оси симметрии и вертикальная связь в узле 11 по оси шкворневой балки обеспечивают неподвижность системы в пространстве как твердого тела.

Число степеней свободы системы 94 , ширина ленты глобальной матрицы жесткости 18 .

Такая расчетная схема, кроме приближенных расчетов напряженно-деформированного состояния кузова, дает возможность определить силы взаимодействия поясов кузова с междуоконными простенками, которые могут быть использованы при выделении поясов из системы кузова и последующего их расчета на основе детализированных расчетных схем МКЭ.

Пространственная расчетная схема МКЭ кузова пассажирского вагона. Расчетная схема кузова пассажирского вагона должна по возможности наиболее точно соответствовать действительному исполнению и характеру работы конструкции, представлять единую пространственную систему в виде схемы МКЭ.

Применение МКЭ позволяет при определенных ограничениях построить расчетную схему расширенной структуры, моделирующую различные несущие конструкции кузова. Для кузовов пассажирских вагонов, несущая конструкция которых представляет замкнутую тонколистовую оболочку с вырезами с постоянным по длине очертанием поперечного контура, может быть построена расширенная расчетная схема МКЭ, применимая для расчета кузова пассажирского вагона традиционной конструкции, с трансформируемым купе (кузов с двумя оконными поясами на боковой стене), с аварийными дверными вырезами на боковых стенах и др.

Различные исследования свидетельствуют о том, что для оценки общего напряженно-деформированного состояния кузова вагона типа тонкостенной подкрепленной оболочки с вырезами сетку конечных элементов с достаточной степенью детализации целесообразно совместить с основными подкрепляющими элементами кузова (балки рамы, стойки, дуги, обвязки и другие продольные элементы).

Поскольку кузова пассажирских вагонов строго не являются симметричными относительно средней вертикальной поперечной плоскости и некоторые эксплуатационные нагрузки (например односторонний удар в автосцепку), также несимметричны, целесообразно типовую расширенную схему составлять для кузова на всей его длине.

Что касается некоторой несимметрии кузова относительно средней вертикальной продольной плоскости в концевых частях, то, как показывает анализ, влияние этой несимметрии на распределение напряжений в оболочке кузова с противоположной относительно вертикальной продольной плоскости стороны незначительно. В связи с этим для упрощения расчетной схемы можно рассматривать часть кузова, расположенную по одну сторону от средней вертикальной продольной плоскости, как симметричную.

На рис. 7.3.10 показана типовая расширенная расчетная схема МКЭ кузова пассажирского вагона для $1/2$ его части, расположенной по одну сторону от вертикальной продольной плоскости (со стороны купе проводников). При необходимости эта схема может быть модифицирована для части кузова, расположенной с противоположной стороны.

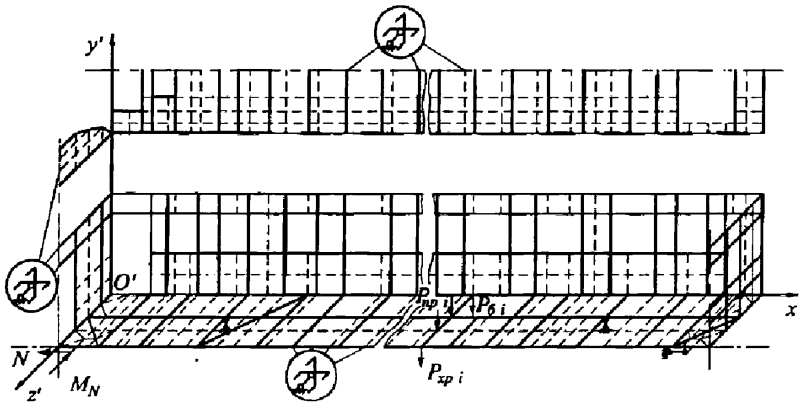


Рис. 7.3.10. Расширенная расчетная схема МКЭ кузова пассажирского вагона

В узлах схемы по плоскости выделения введены симметричные связи из предположения, что действующие на кузов нагрузки симметричны относительно этой плоскости. При расчете кузова на действие скручивающих нагрузок в узлах необходимо ввести антисимметричные связи. Вертикальное опирание кузова на тележки моделируется вертикальными связями в узлах, совпадающих с осями скользунов на шкворневых балках рамы. Закрепление схемы от линейных перемещений в направлении оси $O'x'$ обеспечивается продольной связью в узле, совпадающем с плоскостью передних упоров одного из концов рамы при действии на другом конце продольной растягивающей силы по оси автосцепки. В результате перечисленные связи обеспечивают неподвижность в пространстве расчетной схемы МКЭ кузова как твердого тела.

В соответствии с реальной структурой несущей конструкции кузова схема учитывает то обстоятельство, что стойки, поперечные балки рамы, дуги крыши могут составлять шпангоутные рамки, а могут находиться в разных поперечных сечениях кузова. Оси этих элементов обуславливают положение линий сетки конечных элементов в поперечном направлении. В продольном направлении линии, образующие сетку конечных элементов, совпадают с основными продольными подкрепляющими элементами (хребтовая балка, обвязки, подоконный и надоконные гофры и др.), а также с некоторыми вспомогательными подкреплениями (окантовка люков крыши, поперечные подкрепления торцевой стены и др.).

С целью расширения в схеме на раме предусмотрены дополнительные элементы,

моделирующие раскосы, продольные подкрепления, совпадающие с осями буферных устройств, вариант конструкции концевой части для выхода на высокие платформы. Совмещение оси хребтовой балки с продольной осью кузова позволяет учесть переменность сечений хребтовой балки по длине (в том числе составленной из разных профилей), а также отсутствие ее на длине базы вагона. Разделение поперечных балок на три части по $1/2$ ширины кузова дает возможность наиболее полной аппроксимации переменности сечения ряда балок и учета местных узловых нагрузок от ободования, закрепленного на раме.

Схема в области боковой стены предусматривает нерегулярное расположение окон в концевых частях кузова. Исключением части элементов в подоконной зоне можно смоделировать вариант аварийных вырезов на боковой стене, высота которых равна расстоянию от верхней продольной кромки окон до обвязки рамы. Для учета второго (верхнего) пояса оконных вырезов достаточно из схемы исключить соответствующие прямоугольные пластинки над основными оконными вырезами, а сечение стержня, имитирующего надоконный гофр, заменить на сечение среднего (межоконного) пояса боковой стены кузова.

В схеме в концевых частях крыши предусмотрены отверстия для люков, окантованные по поперечным кромкам соответствующими дугами, а по продольным — продольными стержневыми подкреплениями.

Торцовые стены кузова в схеме моделируются сочетанием пластин и стержней, соответствующих противоударным главным и угловым стойкам, поперечным горизонтальным

подкреплениям по верхней кромке двери и по линии соединения с фрамугой крыши.

Обшивка рамы, боковых и торцовых стен, крыши представляется прямоугольными и треугольными плоскими пластинами, ортотропными для гофрированных участков.

Все подкрепления набора, эксцентрично присоединенные к обшивке, моделируются стержнями с абсолютно жесткими консолями, соответствующими величинам эксцентриситетов.

Внешние нагрузки в виде сосредоточенных сил прикладываются в узлах расчетной схемы. Вертикальные нагрузки $P_{бi}$, $P_{xp i}$ приложены по узлам рамы вдоль обвязки и хребтовой балки, а $P_{пр i}$ – только в узлах по поперечным балкам. Продольные нагрузки растяжения – сжатия по осям автосцепок прикладываются в узлах на продольной оси рамы в зонах передних или задних упоров, при этом с учетом эксцентричного расположения узлов рамы относительно оси автосцепок к продольной силе N добавляется присоединенный момент M_N .

С учетом принятой сетки конечных элементов рассматриваемая расчетная схема 1/2 части кузова пассажирского вагона традиционной конструкции длиной по раме 23,6 м при симметричном нагружении будет иметь число степеней свободы около 3700.

Рассмотренная расчетная схема МКЭ построена для 1/2 части кузова из предположения несимметричности конструкции относительно средней вертикальной поперечной плоскости, что в основном определяется концевыми частями кузова. Однако на основе принципа Сен-Венана можно полагать, что влияние конструкции одной концевой части на распределение напряжений в противоположной концевой части кузова практически отсутствует. Это позволяет для случая симметричного или асимметричного приложения нагрузок по длине кузова расчетную схему МКЭ ограничить для 1/4 симметричной части конструкции, что уменьшит число степеней свободы системы примерно в 2 раза.

7.3.5. СИСТЕМЫ ЖИЗНЕОБЕСПЕЧЕНИЯ

Пассажирские вагоны в соответствии со своим функциональным назначением должны обеспечивать определенный максимум удобств для пассажиров и обслуживающего персонала во время их длительного пребывания в вагоне. Достигается это за счет определенного уровня

температуры и освещенности в вагоне, скорости движения воздуха, наличия санитарно-гигиенических удобств и др. Для этого каждый пассажирский вагон оборудуется системами жизнеобеспечения, без которых вагон практически неработоспособен. В первую очередь, к ним относятся системы энергоснабжения, водоснабжения, вентиляции и кондиционирования, отопления, освещения [21]. В вагонах повышенной комфортности добавляются системы информации для пассажиров, телерадиовещания, телефонной связи и т.д.

Система энергоснабжения. Система энергоснабжения пассажирских вагонов предназначена для выработки, преобразования и передачи электроэнергии потребителям вагона во время движения поезда, на стоянках, а также для обеспечения энергией отдельных потребителей соседних вагонов в случае возникновения неисправностей в их собственных системах. На пассажирских вагонах применяют в основном три вида систем энергоснабжения:

- индивидуального энергоснабжения для вагонов без кондиционирования воздуха;
- то же, с кондиционированием воздуха;
- централизованного энергоснабжения вагонов с кондиционированием воздуха.

Каждая из этих систем включает ряд специальных аппаратов и устройств, предназначенных для выполнения указанных функций. Причем одна часть аппаратов и устройств является одинаковой для всех систем, а другая зависит от типа выгона. При этом каждая система в зависимости от типа вагона должна обеспечивать требуемую мощность.

Система индивидуального энергоснабжения вагона без кондиционера включает:

- силовую электромагистраль напряжением 3 кВ;
- ящик высоковольтного оборудования;
- генератор переменного тока с приводом;
- аккумуляторную батарею;
- выпрямитель;
- регулятор напряжений и зарядное устройство;
- поездную магистраль на 50 В;
- пульт управления.

Силовая магистраль предназначена для транзитной передачи электрического тока напряжением 3 кВ в вагоны поезда, в которых установлено электрооборудование на это напряжение (рис. 7.3.11). В плацкартных и купейных вагонах с системой кондиционирования воздуха таким потребителем является нагревательный котел системы отопления.

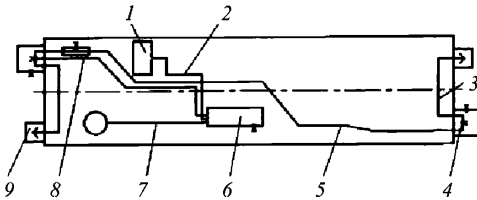


Рис. 7.3.11. Схема силовой магистрали системы энергоснабжения пассажирского вагона:

1 – пульт управления; 2 – низковольтные провода управления; 3 – штепсель с кабелем 4250 мм;

4 – высоковольтная розетка;

5 – провод высоковольтной магистрали (4000 В) с сечением 95 мм²; 6 – ящик с высоковольтной аппаратурой; 7 – высоковольтные телостойкие провода (3 × 2,5 мм²); 8 – провод высоковольтной магистрали (4000 В) сечением 10 мм²;

9 – холостой приемник

В состав силовой электромагистрали 3000 В входят две высоковольтные розетки 4, два высоковольтных штепселя 3 с кабелем сечением 95 мм² и длиной 4250 мм, два холостых приемника 9 и трубопровод с проводом сечением 95 мм². Высоковольтные розетки, штепсели, кронштейны кабелей установлены по торцам вагона под буферным брусом; холостые приемники, служащие для закрепления штепселей при следовании вагона в составе поезда или в составе, где не используется магистраль 3000 В, а также при нахождении вагона в отстое, размещены на торцовых стенах.

Источником электроэнергии при движении поезда служит генератор, расположенный на тележке тормозного конца вагона или на раме кузова. На вагонах используется малооборотный генератор ЭГВ.01У1, возбуждение обмотки которого начинается с частоты вра-

щения якоря 600 мин⁻¹, что соответствует скорости движения поезда 40 км/ч. Он обеспечивает мощность до 16 кВт.

Вариант установки генератора на раме тележки показан на рис. 7.3.12. Привод генератора состоит из ведущего шкива, расположенного на оси колесной пары, комплекта приводных клиновых ремней 1, узла ведомого шкива 2, натяжного устройства 4, генератора 3, подвешенного к раме 5.

Система энергоснабжения для вагонов с кондиционированием воздуха имеет индивидуальный привод. Для обеспечения ее работоспособности применяют генератор 32 кВт массой 800 кг, который закреплен на раме 1 вагона восемью болтами и снабжен предохранительным устройством 2 от падения на путь (рис. 7.3.13). Привод генератора включает редуктор 3, расположенный на оси колесной пары 4, и карданный вал 5, передающий вращение от редуктора на вал генератора. С последнего снимается переменное напряжение 110 В, обеспечивающее питание всех потребителей вагона.

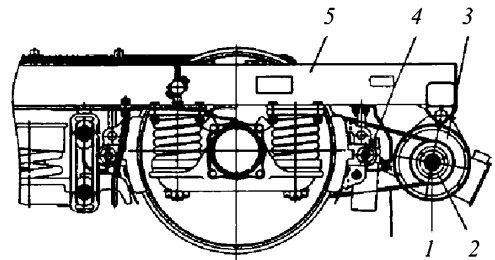


Рис. 7.3.12. Привод генератора, установленного на раме тележки тормозного конца пассажирского вагона

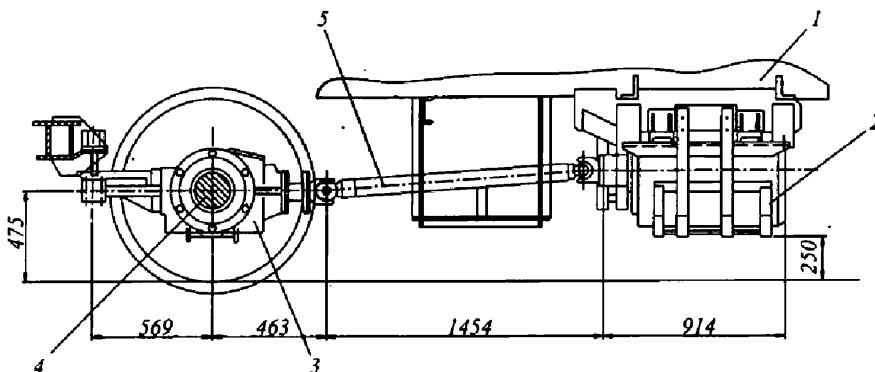


Рис. 7.3.13. Генератор и привод системы энергоснабжения пассажирского вагона с кондиционированием воздуха

Система энергоснабжения вагонов с централизованным энергообеспечением используется для высокоскоростных вагонов; она позволяет обеспечить питание высоковольтных потребителей от магистрали 3000 В и низковольтных потребителей:

1) через высоковольтный статический преобразователь – блок энергоснабжения вагона (БЭВ) мощностью до 42 кВт · А;

2) от внешней трехфазной сети 380/220 В частотой 50 Гц мощностью до 10 кВт с глухозаземленной нейтралью;

3) от соседнего вагона напряжением до 142 В постоянного тока мощностью до 5 кВт в аварийном режиме;

4) от аккумуляторной батареи емкостью 180 А · ч с номинальным напряжением 110 В;

5) на соседний вагон мощностью до 5 кВт от статического преобразователя.

Система энергоснабжения включает:

силовую магистраль напряжением 3000 В;

блок энергоснабжения вагона;

подвагонный ящик высоковольтного оборудования;

подвагонные ящики низковольтного оборудования с разъемами внешнего питания;

аккумуляторную батарею;

поездную магистраль на 110 В.

Высоковольтный статический преобразователь БЭВ является наиболее сложной, ответственной и определяющей частью системы энергообеспечения вагонов. Он предназначен для преобразования входного напряжения 3000 В постоянного тока или 3000 В однофазного переменного тока частотой 50 Гц, поступающего от высоковольтной магистрали, в необходимые значения напряжений для низковольтных потребителей:

энергоснабжения собственного вспомогательного оборудования;

энергоснабжения собственных электронных модулей;

управления модулями силовой электроники;

контроля и диагностики работы;

обработки и передачи информации к внешним устройствам и от них.

Система отопления. В соответствии с санитарными нормами к системам отопления пассажирских вагонов предъявляются определенные требования:

поддержание температуры воздуха в купе и служебных помещениях (22 ± 2) °С, в умы-

вальных (душевых) спальных вагонов +23... +25 °С. В туалетных помещениях вагонов второго и третьего классов допускается снижение температуры до +16 °С, а колебания температуры воздуха в помещениях вагона по вертикальному градиенту – до 3 °С. Температура наружных ограждений поверхностей стен не должна быть ниже температуры окружающей среды более чем на 3 °С;

поддержание температуры на поверхности отопительных приборов не выше +60 °С, электронагревателей +200 °С. Отопительные приборы должны иметь защитные кожухи, температура на поверхности которых не должна превышать +55 °С.

По способу поддержания определенной температуры в вагонах используют три системы отопления: электрическую, воздушную и с жидким теплоносителем.

Электрическая система обеспечивает нагрев воздуха за счет электрических печей, устанавливаемых, как правило, равномерно по площади пола. Такая система отопления используется в основном в электропоездах и позволяет быстро устанавливать необходимые параметры.

Воздушная система обеспечивает подачу воздуха в вагон через калориферную установку и используется в сочетании с электрической или жидкостной.

В пассажирских вагонах основной системой является жидкостная, в которой нагрев помещения осуществляется жидким теплоносителем (водой), проходящим по трубам или батареям через все помещения вагона. Большая инертность теплоносителя позволяет в случае отключения источника значительное время поддерживать положительную температуру в вагоне. В последнее время выпускают вагоны, в которых вместо воды используют незамерзающие жидкости.

Система отопления пассажирского вагона с жидким теплоносителем включает (рис. 7.3.14): отопительный котел 8 с расширителем 2, коллектором 1 и дефлектором дымовой трубы 3, разводящие и отопительные трубопроводы 4, ручной 9 и электронасос 7, наливной насос 6, обогреватели 5 наливных труб системы водоснабжения, возвратную трубу с пробкой, трубопроводы для выпуска воздуха, контрольные приборы, арматуру для регулировки и управления системой.

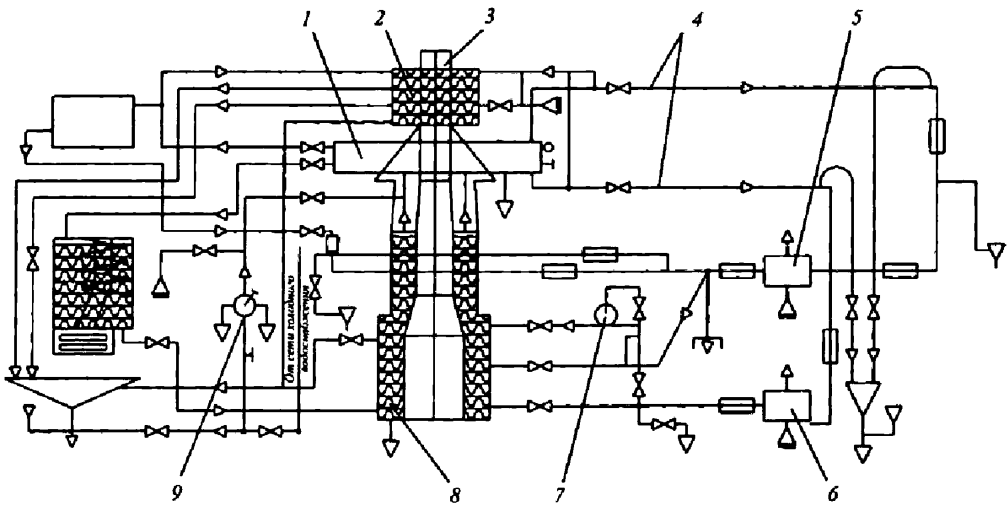


Рис. 7.3.14. Схема системы отопления пассажирского вагона с жидким теплоносителем

Отопительный котел, ручной и электронасос, часть трубопроводов и приборов расположены в котельном отделении. Котел позволяет осуществлять нагрев воды твердым топливом либо от электрических нагревателей.

Для пассажирских вагонов с системами кондиционирования воздуха наряду с описанными выше приборами функционально к системе отопления можно отнести трубчатые низковольтные электронагреватели, размещенные по купе вагона перед трубами водяного отопления (электронагреватели), и калориферы (водяные и электрические), конструктивно размещенные в корпусе кондиционера, в блоке обработки воздуха.

Нагрев помещений вагона в холодное время года обеспечивается совместной работой систем водяного отопления и вентиляции. При этом 1/2 количества теплоты нагретой в котле воды расходуется на конвекционный нагрев находящегося в вагоне слабоподвижного воздуха нагревательными и разводящими трубами системы отопления, а другая часть вносится в вагон с вентиляционным воздухом, нагретым в водяных и электрических калориферах кондиционера. Нагретый воздух в свою очередь разогревает помещения (стены, перегородки, полы, потолки) и находящееся в них оборудование.

В отопительный период, включая переходные времена года при температурах наружного воздуха до $+10^{\circ}\text{C}$, водяное отопление

может дополняться электрическим. В переходные периоды времени года с температурами наружного воздуха $+10...+18^{\circ}\text{C}$ нагрев помещений вагона может обеспечиваться только одним электрическим отоплением: электропечами (тэнами) в купе и подачей в вагон вентиляционного воздуха, нагретого электрокалориферами кондиционера.

В результате совместного действия нагревательного оборудования климатической установки в зимнее время при наружной температуре до -40°C температура воздуха внутри вагона поддерживается на уровне не ниже $+18^{\circ}\text{C}$ (в туалетных помещениях не ниже $+16^{\circ}\text{C}$) при нагреве воды в котле системы отопления твердым топливом.

Поэтому выбор любого варианта должен подтверждаться экономической целесообразностью и соответствующими расчетами.

Система водоснабжения. Система водоснабжения пассажирских вагонов предназначена для следующего:

- обеспечения пассажиров и обслуживающего персонала горячей и охлажденной кипяченой питьевой водой;

- обеспечения холодной и горячей водой умывальников, туалетов и мойки служебного отделения;

- обеспечения холодной водой кипятыльника, унитаза, системы пожаротушения;

- пополнения холодной водой системы отопления.

В соответствии с санитарными нормами к системам водоснабжения пассажирских вагонов предъявляются следующие требования:

должна быть оборудована резервуарами для воды, распределительными трубопроводами и водопроводными кранами, изготовленными из материалов, не оказывающих вредного влияния на качество воды и разрешенных к применению;

должна обеспечивать предотвращение загрязнения в ней воды по мере опорожнения резервуаров, полный слив из резервуаров и распределительного трубопровода и возможность эффективной очистки, промывки и дезинфекции;

резервуары должны иметь указатели уровня воды и устройство с сигналом, свидетельствующим об окончании их заполнения;

должна быть предусмотрена установка обеззараживающих устройств с целью предупреждения возможного вторичного бактериального загрязнения;

резервуары, трубопроводы должны иметь теплоизоляцию для обеспечения предохранения от замерзания в них воды после выключения отопления при температуре наружного воздуха -10°C в течение 12 ч;

объем резервуаров должен обеспечить подачу не менее 25 л холодной и горячей воды в расчете на каждое место в спальном пассажирском вагоне и не менее 10 л на одно место в вагоне с креслами для сидения. В тех вагонах, где предусмотрены душевые установки, объем подаваемой воды должен быть не менее 30 л на одно место.

С учетом этих требований в современных пассажирских вагонах система водоснабжения имеет следующие параметры:

Общий объем воды в системе, л	1030
Вместимость бака, л:	
большого	850
малого и бойлера	80 и 75
трубопроводов	25
Движение воды в системе	Самотечное

Работает система следующим образом (рис. 7.3.15). Вода из водоразборной колонки на станционных путях через наливные трубы 1 с соединительными головками поступает в большой бак 2, а из него во все трубопроводы и другие емкости, в том числе в малый бак 5. По мере необходимости производится ее разбор и слив под вагон. В вагонах с экологически чистым туалетом слив воды происходит в баки-накопители, которые расположены на консольных частях рамы.

Вода для нужд горячего водоснабжения предварительно нагревается в бойлере 4 путем топки плиты или нагрева от змеевика, подключенного к котлу системы отопления, или с помощью электрических тенов. Для нужд питьевого водоснабжения используют воду, полученную в кипятильнике 3, которая поступает в промежуточный 6 и основной 7 баки горячей кипяченой воды. Она охлаждается с помощью водоохладителя 8.

В системе питьевого водоснабжения применен обеззараживатель воды или специальная система подготовки воды, что позволяет использовать для питья сырую воду.

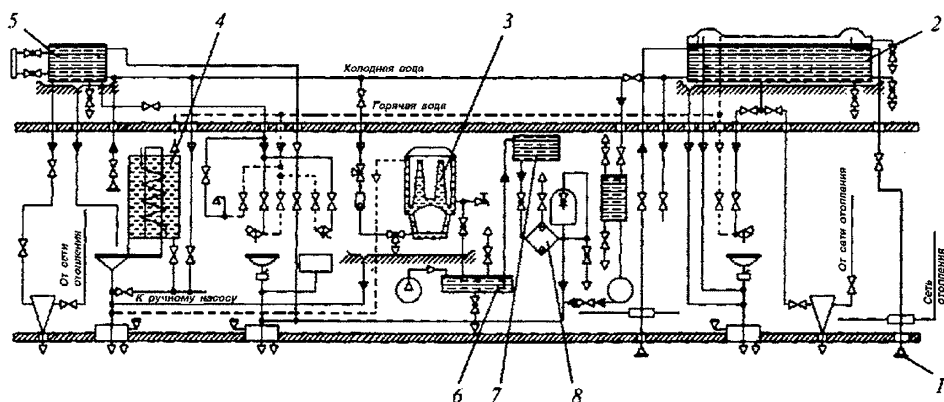


Рис. 7.3.15. Схема системы водоснабжения пассажирского вагона

Системы вентиляции и кондиционирования воздуха. Согласно санитарным нормам системы вентиляции и кондиционирования вагонов должна отвечать следующим требованиям.

Система вентиляции должна быть рассчитана на непрерывную работу для обеспечения подачи наружного воздуха летом не менее $20 \text{ м}^3/\text{ч}$ и зимой не менее $10 \text{ м}^3/\text{ч}$ на каждое место в вагоне. При этом концентрация диоксида углерода в купе не должна превышать 0,1 % (по объему).

В зависимости от наружной температуры на каждое место должна обеспечиваться следующая подача воздуха.

Температура наружного воздуха, °С	-20	-20...-5	-5...+26	+26
Подача воздуха системы вентиляции, $\text{м}^3/\text{ч}$, не менее	10	15	20	25

Скорость движения воздуха в местах нахождения пассажиров не должна превышать в зимний период 0,2 м/с, а при работе кондиционера в летний период – 0,25 м/с. В вагонах без кондиционирования воздуха в летний период допускается скорость движения воздуха 0,4 м/с. Подаваемый в вагоны воздух должен быть очищен с помощью фильтров. Запыленность подаваемого воздуха после его очистки не должна превышать $0,5 \text{ мг}/\text{м}^3$.

Система вентиляции вагона включает (рис. 7.3.16): заборные жалюзи 1, инерционные и сетчатый фильтры 2, вентилятор 3, диффузор 4, воздухонагреватель 5, конфузор 6, воздуховод 7, вентиляционные решетки и дефлекторы, противопожарную заслонку. Принцип работы следующий. Наружный воздух засасывается с двух сторон вагона вентилятором через заборные решетки и фильтры, а затем через диффузор, калорифер и конфузор нагнетается в воздуховод.

Из воздуховода воздух через вентиляционные решетки подается во все помещения вагона. Отработанный воздух удаляется через дефлекторы, установленные на крыше в зоне туалетов, коридора и тамбура нетормозного конца, а также в зоне служебного купе и коридора тормозного конца вагона.

Система кондиционирования воздуха должна обеспечивать равномерное охлаждение вагона. В вагонах "люкс" и первого класса устанавливается оборудование, обеспечивающее индивидуальное регулирование микроклимата в каждом купе в диапазоне $+18...+28 \text{ °C}$ с шагом не более 1 °C . Температура подаваемого в вагон воздуха при его охлаждении не должна быть ниже $+16 \text{ °C}$.

Объем рециркуляционного воздуха должен составлять не более 30 %, при этом обязательно наличие обеззараживателей воздуха.

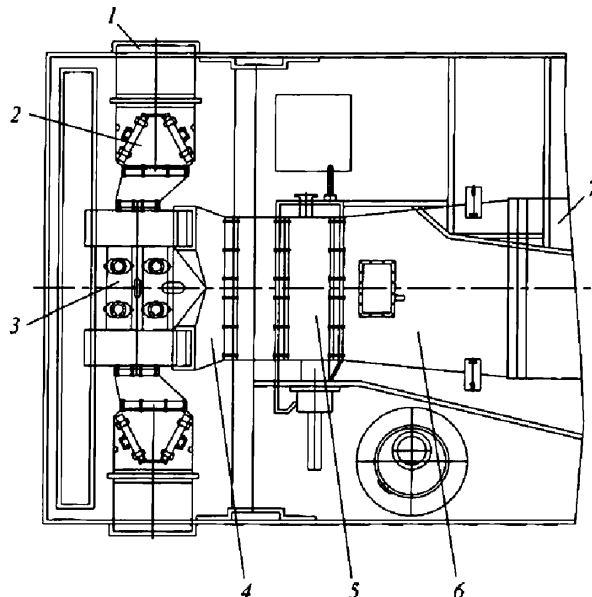


Рис. 7.3.16. Схема установки узлов системы вентиляции пассажирского вагона

Относительная влажность воздуха в вагонах первого класса должна составлять 40...60 %, в вагонах второго и третьего классов – 30...70 %.

Система кондиционирования воздуха включает подкрышевой кондиционер, расположенный над потолком тамбура тормозного конца вагона, систему воздухопроводов и дефлекторы.

На вагонах последней модификации монтируется установка УКВ-31, обеспечивающая создание и автоматическое поддержание требуемой температуры внутри вагона (рис. 7.3.17). Габаритные размеры установки 2160 × 1700 × 590 мм, масса 760 кг. Она работоспособна при скоростях движения вагонов 0...220 км/ч и температуре наружного воздуха +45...+15 °С в режиме охлаждения и +15...–50 °С при работе в режиме вентиляции и отопления.

В качестве холодильного реагента в установке используется хладон R134a (фреон R134a) – озонобезопасное, нетоксичное, не воспламеняющееся индивидуальное химическое соединение.

В процессе эксплуатации установка работает в трех режимах:

- 1) охлаждение воздуха внутри вагона;
- 2) вентиляция внутреннего пространства вагона;
- 3) подогрев воздуха внутри вагона (отопление).

При работе в режиме охлаждения задействованы холодильная машина и вентиляционное оборудование. Водяные и электрические воздухонагреватели 1 и 10 отключены.

При включении холодильной машины под действием разрежения, создаваемого центробежным вентилятором 11, в установку через отверстия воздухоприемников внутреннего воздуха поступает рециркулирующий воздух из вагона по системе рециркуляционных воздухопроводов. Одновременно через отверстия воздухоприемников всасывается наружный воздух, расход которого регулируется воздушными клапанами с электроприводом. В камерах смешения потоки наружного и внутреннего воздуха перемешиваются и через фильтрующие ячейки 8 поток воздуха поступает в воздухоохладитель 9. Воздух нагнетается внутрь вагона вентилятором 11 через отверстие воздухораспределителя в воздухопровод.

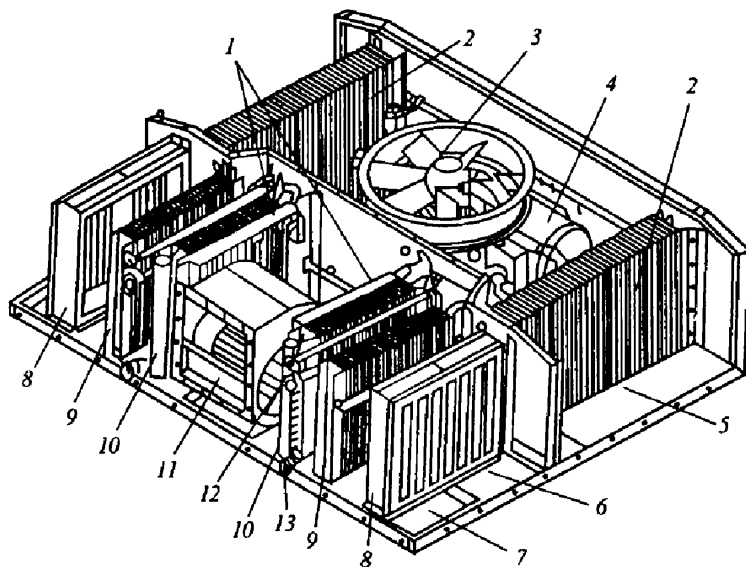


Рис. 7.3.17. Установка УКВ-31:

- 1 – электрические воздухонагреватели; 2 – конденсаторы; 3 – осевой вентилятор; 4 – компрессор;
 5 – выход воздуха в атмосферу после охлаждения в конденсаторе; 6 – вход свежего (наружного) воздуха, поступающего на воздухоохладитель (воздухонагреватель); 7 – вход рециркуляционного (внутреннего) воздуха; 8 – фильтрующие ячейки; 9 – воздухоохладители; 10 – водяные воздухонагреватели;
 11 – центробежный вентилятор; 12 – выход горячей воды из водяного воздухонагревателя;
 13 – подача горячей воды в водяной нагреватель

Воздуховод сечением 1000×250 мм размещен по центру вагона за потолком, изготовлен из оцинкованной стали толщиной 0,6 мм и обеспечивает подачу воздуха в каждое купе через потолочные отверстия.

Производительность вентиляционной установки $4000 \text{ м}^3/\text{ч}$, при этом подача наружного воздуха не менее $1000 \text{ м}^3/\text{ч}$ летом и $800 \text{ м}^3/\text{ч}$ зимой, остальной объем воздуха поступает от рециркуляции.

В воздуховоде над служебным отделением установлена противопожарная заслонка, предназначенная для автоматического перекрытия воздуховода с целью предотвращения распространения пламени в случае пожара. Нормальное положение заслонки – открытое. При пожаре, в случае повышения температуры воздуха выше $80\ldots 100^\circ\text{C}$, плавкая вставка разрушается, рычаг механизма удержания освобождает заслонку, которая под действием пружины перекрывает воздуховод.

Система освещения. Она обеспечивает освещение всех внутренних помещений вагона в нормальном, аварийном режимах и световую сигнализацию. В соответствии с санитарными нормами к освещенности помещений вагона предъявляют следующие требования:

искусственное освещение вагона должно обеспечивать хорошую освещенность помещений, не создавать отраженной блескости и резких контрастов. Для искусственного освещения должны быть использованы люминесцентные лампы, близкие по спектру к дневному свету;

параметры искусственной (общей) освещенности, лк, должны быть следующие.

Поверхность столиков в купе, в вагонах с местами для сидения	150
Коридор, проход	50
Пульт управления в служебном купе	100
Тамбур	30
Туалет	100
Пол в туалете	50

в купе пассажирских вагонов должно быть предусмотрено ночное освещение синего цвета, которое включается по желанию пассажиров;

на всех вагонах должно быть предусмотрено аварийное освещение для эвакуации людей с освещенностью на полу не менее 1 лк.

Для достижения указанных требований на вагонах устанавливают светильники люминесцентного освещения с лампами накаливания. Люминесцентные светильники с двумя лампами мощностью 20 Вт каждая предусматриваются во всех помещениях вагона, кроме туалетов, тамбуров и котельного отделения.

Над каждым спальным местом установлен светильник-софит для чтения с индивидуальным выключателем с лампочкой накаливания мощностью 15 Вт.

Цепи освещения питаются стабилизированным напряжением 50 Вт или 110 В от подвагонного генератора или аккумуляторной батареи.

Светильники с лампами накаливания мощностью 40 Вт установлены в тамбуре в зоне входных дверей и туалетах, 15 Вт – в служебном отделении над мойкой, 25 Вт – в котельном над входом (светильник герметического исполнения).

Для освещения переходных площадок светильники имеют защитную решетку и заблокированы с сигнальным фонарем. В зависимости от местонахождения вагона в составе поезда (последний или промежуточный) включаются сигнальные фонари или освещение переходных площадок.

На торцовых стенах вагона установлены сигнальные фонари в металлическом корпусе со съемными линзами и лампами накаливания мощностью 40 Вт. Для защиты от угольной пыли сигнальные фонари тормозного конца вагона помещены внутрь специальных коробов, створки которых уплотнены резиновыми прокладками и закрыты трехгранным ключом.

Питание цепей освещения обеспечивает включением автоматических выключателей на пульте управления. Светильники купе пассажиров и проводников имеют индивидуальные выключатели. В аварийном режиме и при питании от соседнего вагона включаются только светильники с лампами накаливания и люминесцентные светильники.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лукин В.В., Анисимов П.С., Федосеев Ю.П. Вагоны. Общий курс. М.: Маршрут, 2004. 424 с.

2. **Конструирование** и расчет вагонов / В.В. Лукин, Л.А. Шадур, В.Н. Котуранов, А.А. Хохлов, П.С. Анисимов. М.: УМК МПС России, 2000. 731 с.
3. **Нормы** для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. 319 с.
4. **Анисимов П.С.** Испытания вагонов. М.: Маршрут, 2004. 197 с.
5. **Соколов М.М.** Диагностирование вагонов. М.: Транспорт, 1990. 197 с.
6. **Вершинский С.В., Данилов В.Н., Хусидов В.Д.** Динамика вагона. М.: Транспорт, 1991. 360 с.
7. **Фомин В.Н.** Нормирование показателей надежности. М.: Изд-во стандартов, 1986. 350 с.
8. **Устич П.А., Карпычев В.А., Овечников М.Н.** Надежность рельсового нетягового подвижного состава. М.: УМК МПС России, 1999. 412 с.
9. **Автосцепное устройство** подвижного состава железных дорог / В.В. Коломийченко, В.И. Беляев, И.Б. Феоктистов, Н.А. Костина. М.: Транспорт, 2002. 230 с.
10. **Большегрузные** восьмиосные вагоны / Под ред. Л.А. Шадура. М.: Транспорт, 1968. 288 с.
11. **Американская** железнодорожная энциклопедия. Вагоны и вагонное хозяйство: Пер. с англ. М.: Трансжелдориздат, 1961. 484 с.
12. **Вагоны.** Номенклатурный каталог 62-94. М.: ЦНИИТЭИ Тяжмаш, 1995. 76 с.
13. **Грузовые** вагоны железных дорог колеи 1520 мм: Альбом-справочник. М.: ПКБ ЦВ МПС, 1998. 283 с.
14. **Специализированные** цистерны для перевозки опасных грузов: Справочное пособие. М.: Стандартгиз, 1993. 215 с.
15. **Каблуков В.А., Савчук О.М.** Подвижной состав промышленного транспорта. Киев: Высшая школа, 1990. 296 с.
16. **Устройство** и ремонт вагонов промышленного транспорта / А.Г. Кузнецов и др. М.: УМК МПС России, 1996. 180 с.
17. **Нагруженность** элементов конструкции вагона / Под ред. В.Н. Котуранова. М.: Транспорт, 1991. 238 с.
18. **Пассажирские** вагоны локомотивной тяги нового поколения. М.: МПС, 1996.
19. **Вагоны** пассажирские. Требования пожарной безопасности. ВНПБ-97. М.: МПС, 1997.
20. **Конюхов А.Д., Журавлева Л.В.** Алюминиевые сплавы для кузовов пассажирских вагонов // Железнодорожный транспорт. 1998. № 9. С. 25 – 29.
21. **Вагоны.** Основы конструирования и экспертизы технических решений: Учебное пособие для вузов ж.-д. транспорта / А.П. Азовский, Е.В. Александров, В.В. Кобишанов и др.; под ред. В.Н. Котуранова. М.: Маршрут, 2005. 490 с.

Раздел 8

ТРАНСПОРТНЫЕ СИСТЕМЫ С МАГНИТНЫМ ПОДВЕШИВАНИЕМ И ЛИНЕЙНЫМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ

Транспортное средство с магнитным подвешиванием, движущееся по направляющему пути без прямого контакта с путевым полотном, не создает шума, который возникает при движении колесных пар по рельсам, исключает вибрацию в элементах направляющего пути и прилегающих участках грунта. Использование эстакадного пути существенно упрощает транспортные развязки. Важным его преимуществом является также то, что нагрузка от экипажа и пассажиров равномерно распределена вдоль вагона, в отличие от колесного транспорта, у которого нагрузка сосредоточена на колесных парах. Это снижает требования к путевому полотну, позволяет выполнить его легким, с меньшими капитальными затратами. Отсутствие контакта с путевой структурой уменьшает эксплуатационные расходы. Все это предопределило высокий интерес к разработкам городских и пригородных транспортных систем с магнитным подвешиванием и линейными двигателями.

Электромагнитный способ передачи сил не имеет скоростных ограничений: от 10 км/ч для карьерного транспорта в России до 10^4 км/ч для трансатлантического сообщения в вакуумном канале в целях снижения затрат энергии на преодоление аэродинамического сопротивления (проект "Планетран", США). Основной характеристикой совершенства скоростного транспорта является показатель его полезной нагрузки. У поездов типа ICE при скорости 300 км/ч он составляет 8 %, а у поездов типа Transrapid (TR) – 17 % при скорости 400 км/ч с воздушным зазором 10 мм.

Глава 8.1

СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ТРАНСПОРТА С МАГНИТНЫМ ПОДВЕШИВАНИЕМ

Многообразие видов и типов как моделей, так и действующих транспортных систем с магнитным подвешиванием объясняется

стремительным прогрессом в этой области в различных странах мира.

Можно выделить три основных направления использования транспорта с магнитным подвешиванием:

высокоскоростной наземный транспорт (ВСНТ) для междугородного сообщения со скоростями до 500 км/ч;

пригородный для связи крупных городов с городами-спутниками и для связи город – аэропорт со скоростями до 250 км/ч;

городской, включая модернизацию метро со скоростями до 150 км/ч.

Транспорт с магнитным подвешиванием в Германии. Начиная с 70-х годов XX века, исследования и разработки транспорта с магнитным подвешиванием в Германии проводились в нескольких направлениях, включая электромагнитный (ЭМП) и электродинамический (ЭДП) подвес, линейные тяговые двигатели различных типов применительно к городскому, пригородному и междугородному транспорту компаниями Сименс, Тиссен Хеншел, Крупп, МББ и др. В результате были созданы скоростные поезда типа TR с ЭМП и линейными синхронными двигателями (ЛСД) со стальной путевой структурой.

Для проведения полномасштабных испытаний в г. Эмсланд был построен испытательный полигон и экипажи Transrapid 06 (TR06), двухвагонный TR07 (рис. 8.1.1) и TR08.

В настоящее время проектируются два участка дорог: Transrapid в Баварии и Metrorapid в Рурской области. Transrapid в Баварии сможет перевозить 6,5 млн. пассажиров в год из Мюнхена в расположенный в 37 км от него аэропорт. Поездка на электропоезде от города до аэропорта занимает около 45 мин, а на Transrapid потребуется всего 10 мин.

Metrorapid – это тот же скоростной поезд с магнитным подвесом, построенный по упрощенной технологии (рис. 8.1.2). Для него не требуется устанавливать высокие дорогостоящие опоры и прокладывать дополнительные

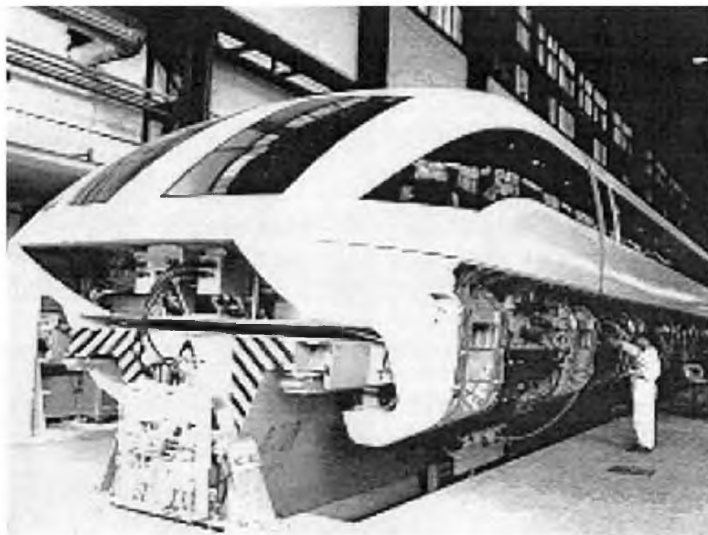


Рис. 8.1.1. Экипаж TR07



Рис. 8.1.2. Metrorapid (BMG)

железнодорожные линии, а используются участки старого полотна. Их предполагается переоборудовать для электромагнитного подвешивания. Затраты на строительство существенно меньше, чем при создании Transrapid. При этом планируется полное соблюдение требований экологии. В поезде не предусматриваются некоторые элементы суперкомфорта, но предполагается его оснащение другими дополнительными удобствами, которые отсутствуют в существующих электропоездах.

Трасса Metrorapid длиной 78 км свяжет сначала Дюссельдорф и Дортмунд с остано-

вами в Дюссельдорфском аэропорту, Дуйсбурге, Мюльхайме, Эссене и Бохуме. Скорость движения будет достигать 300 км/ч, время поездки, включая остановки, 39 мин. За год линия сможет перевозит 30 млн. пассажиров.

Исследования в области транспорта с магнитным подвешиванием в Японии на начальном этапе проводились в нескольких направлениях. Однако в дальнейшем по результатам испытаний опытных экипажей для реализации высокоскоростного движения была принята концепция ЭДП и ЛСД с использованием сверхпроводящих магнитов.

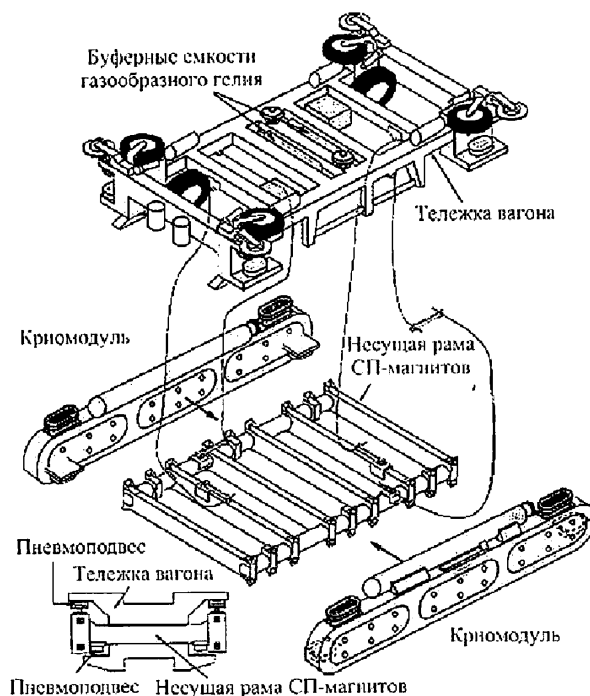


Рис. 8.1.3. Тележка экипажа MLU002N

В середине 80-х годов был построен экспериментальный полигон Miyazaki Maglev Test Track длиной 7,4 км и проведены испытания экипажа ML500 на "перевернутой" Т-образной путевой структуре с максимальными скоростями больше 500 км/ч. В дальнейшем путевая структура была заменена на U-образную, построены новые экипажи типа MLU (рис. 8.1.3), проведены испытания путевых устройств, систем бортового криогенного обеспечения, систем энергоснабжения и управления.

В 1996 г. построен новый испытательный полигон Yamanashi Maglev Test Line длиной 42 км, предназначенный для полномасштабных испытаний новой транспортной системы. Основное его назначение – отработка технологической возможности использования современной концепции ЭДП со сверхпроводящими магнитами (СЭМ).

Проведены успешные экспериментальные поездки трех- и пятивагонных составов. Общий пробег составил около 300 тыс. км при максимальной скорости около 500 км/ч, при этом перевезено более 60 тыс. пассажиров.

В конце 2003 г. новым экспериментальным поездом MLX01 достигнута скорость

581 км/ч (рис. 8.1.4). При испытаниях на двухпутном участке при встречном движении поездов была получена относительная скорость больше 1000 км/ч.

"Сердцем" экипажа (поезда) можно назвать сверхпроводящие криомодули (рис. 8.1.5), содержащие четыре сверхпроводящих магнита (низкотемпературные Ni-Ti сверхпроводники). В качестве основного хладагента использован жидкий гелий, а промежуточного (для охлаждения экранов и снижения теплопритоков в низкотемпературную зону) – жидкий азот. Емкости для их размещения расположены в верхней части криомодуля. Компенсацию теплопритоков, возникающих в процессе эксплуатации, обеспечивают совмещенные с блоком магнитов бортовые рефрижераторы и компрессоры.

Предполагаемые затраты энергии на 1 пассажиро-километр системы ЭДП и ЛСД в 2 раза меньше, чем для авиационного транспорта при значительно меньшем влиянии на окружающую среду.

В России изготовлен экспериментальный карьерный поезд с электромагнитным подвешиванием с линейным асинхронным приводом (с обычным вторичным элементом в виде ре-

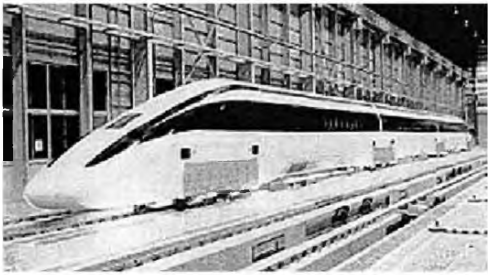


Рис. 8.1.4. Поезд MLX01

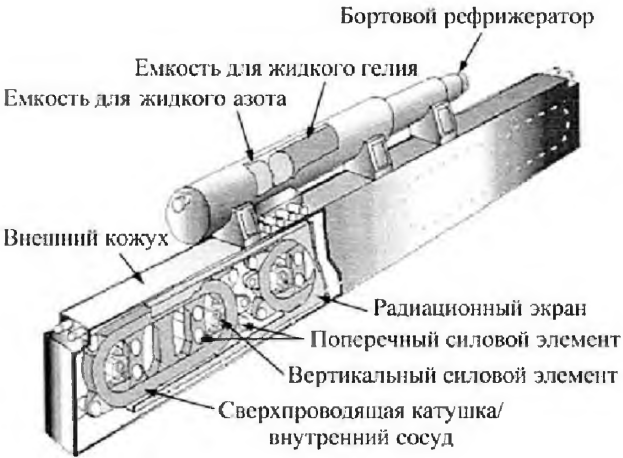


Рис. 8.1.5. Бортовой криогенный модуль поезда MLX01

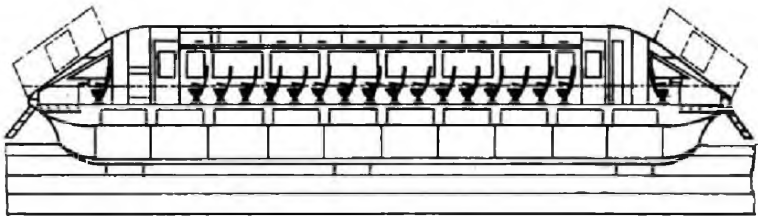


Рис. 8.1.6. Экспериментальный отечественный экипаж B250

активной полосы под думкаром и с фазной компенсированной вторичной обмоткой), создан экспериментальный экипаж пригородного сообщения B250 с аэропортом Шереметьево с таким же приводом модульного типа, имею-

щий скорость 200 км/ч (рис. 8.1.6), выполнен проект скоростного вагона метрополитена. В отечественных проектах получили значительной развитие также ЛСД индукторного типа (ЛИД).

В США выполнены четыре проекта транспортных средств с магнитным подвешиванием: три из них базируются на японском аналоге электродинамического подвешивания с ЛСД на базе СЭМ (Япония), а один – на поезде типа TR с тем отличием, что вместо обычных электромагнитов применены СЭМ, позволившие увеличить воздушный зазор до 40 мм.

Основные проекты, находящиеся в стадии разработки или частичной реализации в США, следующие:

между городами Лос-Анжелес и Лас-Вегас;

между Балтимором и Вашингтоном (60 км);

между аэропортом г. Питтсбурга и центром города (76 км).

В КНР нашла применение технология транспорта с магнитным подвешиванием и линейными двигателями Transrapid. Спроектированная и построенная линия в 30 км связывает центр Шанхая и аэропорт (рис. 8.1.7). Пятивагонные поезда имеют максимальную скорость движения 430 км/ч.

Важное преимущество новой транспортной системы заключается в том, что она решает проблему растущего пассажиропотока. При интервале движения 10 мин и времени в пути

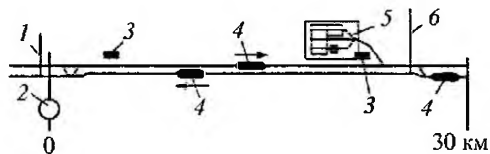


Рис. 8.1.7. План линии с магнитным подвешиванием в г. Шанхае:

1 – станция метро "Лон-Ян-Роуд"; 2 – центр управления; 3 – подстанция; 4 – поезд; 5 – сервисный центр; 6 – станция "Аэропорт Пуудонг"

8 мин возможна перевозка 54 тыс. пассажиров ежесуточно. Эффективность перевозок обеспечивается не только благодаря высокой скорости поездов Transrapid, но и способности быстрого выхода на конструкционную скорость. Скорость 300 км/ч достигается через 5 км пути. Высокоскоростному поезду системы колесо – рельс для этого требуется 30 км и в 4 раза больше времени.

Полностью автоматизированный процесс движения контролируется с центрального пункта управления 2. Техническое обслуживание поездов и других элементов системы выполняется в сервисном центре 5, связанном с основной линией однопутной веткой. Элементы транспортной системы показаны на рис. 8.1.8.



Рис. 8.1.8. Элементы транспортной системы с электромагнитным подвешиванием в г. Шанхае

Новая станция Лон-Ян-Роуд метрополитена Шанхая спроектирована как пересадочная для двух транспортных систем – метро и Transrapid. Станция "Аэропорт Пудонг" расположена на поверхности. Она имеет две пассажирские платформы. С платформы пассажиры кратчайшим путем на автоматическом эскалаторе доставляются к месту посадки в самолеты.

Глава 8.2

ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ

8.2.1. ВИДЫ МАГНИТНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ И ЛИНЕЙНЫХ ТЯГОВЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

За 30-летний срок разработки транспортных систем с магнитным бесконтактным подвешиванием рассмотрено большое количество различных конструкций, схем и технических решений. Для бесконтактной системы магнитного подвешивания требуется бесконтактная передача силы тяги. Осуществляется это посредством линейного тягового электродвигателя, преобразующего электрическую энергию в механическую в режиме тяги и механическую в электрическую в режиме торможения. В настоящее время сформировались следующие основные направления, по которым ведутся разработки этого нового вида транспорта:

по системам магнитного подвешивания:

- с электромагнитным подвесом (ЭМП);
- с электродинамическим подвесом (ЭДП);
- с помощью постоянных магнитов (ППМ);
- с комбинированным подвесом;

по линейному тяговому электродвигателю:

- с линейным асинхронным двигателем (ЛАД);
- с линейным синхронным двигателем (ЛСД);
- с линейным индукторным двигателем (ЛИД);
- с линейным двигателем постоянного тока (ЛДПТ).

Системы магнитного подвешивания.

В электромагнитной системе подвешивания используется принцип притяжения электромагнитов, расположенных на экипаже к ферромагнитной путевой структуре – феррорельсу (рис. 8.2.1, а). Воздушный зазор в ЭМП $\delta = 10...15$ мм и поддерживается с помощью быстродействующей системы управления 4, регулирующей силу тока электромагнита в зависимости от сигнала датчика 5 зазора.

В основе электродинамической системы подвешивания лежит явление сверхпроводимости. Сверхпроводящие электромагниты (СЭМ) 6 расположены на экипаже и являются источниками сильного магнитного поля с индукцией $B = 3...5$ Тл (рис. 8.2.1, б). При движении СЭМ над поверхностью электропроводящей (обычно алюминиевой) полосы 7, расположенной на путевой структуре, в ней наводятся вихревые токи, создающие собственное магнитное поле.

Взаимодействие первичного и индуцированного полей обеспечивает подъемную силу F_n , или силу левитации (от англ. levitation – подвес) – левитацию экипажа. В то же время возникает тормозная сила F_T .

Зазор в ЭДП при скорости $v = 400...500$ км/ч $\delta = 150...200$ мм, т.е. на порядок больше, чем в ЭМП. Однако в отличие от ЭМП, в котором подвес может осуществляться при нулевой скорости, т.е. на стоянке, в ЭДП сила левита-

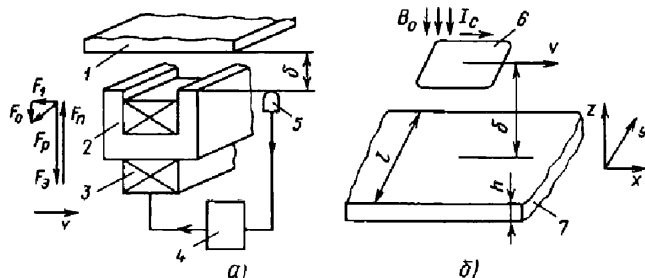


Рис. 8.2.1. Схемы магнитного подвеса:

а – электромагнитного; б – электродинамического;

1 – феррорельс; 2 – сердечник электромагнита; 3 – обмотка электромагнита; 4 – блок системы управления; 5 – датчик зазора; 6 – сверхпроводящий электромагнит; 7 – путевая электропроводящая полоса

ции, достаточная для полного подвеса экипажа, возникает при скорости больше 80 км/ч. Это требует применения колес для разгона и остановки экипажа. Вместе с тем, в отличие от ЭМП, не требуется система управления воздушным зазором, так как с его уменьшением сила левитации увеличивается и, наоборот, с увеличением зазора она уменьшается.

Путевая структура для ЭДП может быть выполнена в виде последовательно уложенных короткозамкнутых контуров (вместо сплошной полосы) или электропроводящей структуры типа "веревочная лестница". В этом случае расход активных материалов может быть существенно снижен.

В ряде стран (России, Германии, Японии, Канаде и др.) разрабатываются транспортные системы с магнитными подвесами обоих видов. Для городского и пригородного транспорта, а также для междугородного сообщения со скоростями до 400 км/ч по ряду технологических и экономических причин отдается предпочтение ЭМП, для междугородного сообще-

ния со скоростями 300...600 км/ч – ЭДП. Открытие в конце 1986 г. высокотемпературной сверхпроводимости резко повысило интерес к разработкам ЭДП.

Линейные тяговые электродвигатели.

Линейные асинхронные двигатели. На рис. 8.2.2, а показан двусторонний линейный асинхронный двигатель (ДЛАД). Первичная часть 1 (статор или индуктор) получает питание от трех- или многофазной сети переменного тока постоянной или регулируемой частоты. В воздушном зазоре образуется бегущее магнитное поле. От его взаимодействия с токами, наведенными во вторичной части 3 (сплошной токопроводящей полосе или реактивной шине) создается сила, обеспечивающая относительное перемещение индуктора и реактивной шины. ДЛАД имеет продольно-замкнутый магнитный поток (штриховые линии). Величина воздушного зазора $\delta = 10...20$ мм. Обычно реактивную шину изготавливают из алюминия, и она имеет стальную подкладку для увеличения магнитной проводимости.

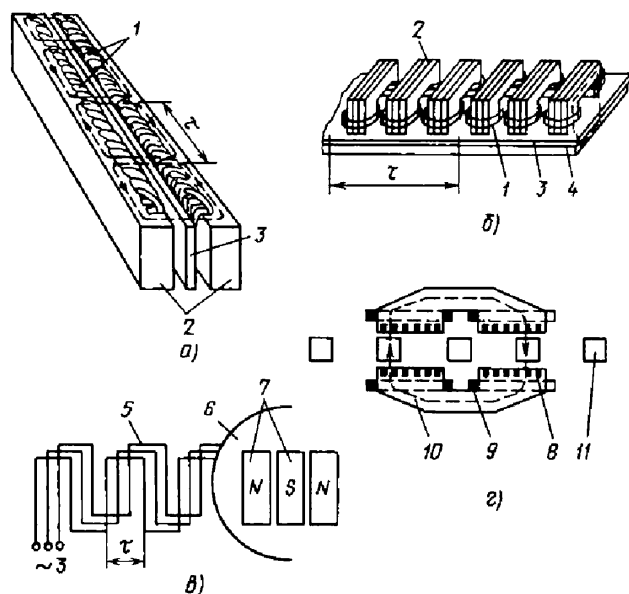


Рис. 8.2.2. Схема линейных тяговых двигателей:

а – асинхронного с продольным магнитным потоком;

б – асинхронного с поперечным магнитным потоком;

в – синхронного без железа; г – индукторного;

1 – обмотка статора (индуктора); 2 – сердечник статора (индуктора); 3 – реактивная шина; 4 – обратный магнитопровод; 5 – путевая обмотка ЛСД; 6 – экипаж; 7 – сверхпроводящие электромагниты; 8 – обмотка якоря ЛИД; 9 – обмотка возбуждения ЛИД; 10 – магнитопровод индуктора ЛИД; 11 – путевые магнитопроводы

ЛАД может быть выполнен с односторонним индуктором (ОЛАД), что обеспечивает ему ряд существенных преимуществ: малую толщину индуктора, радиусы кривых путевой структуры без жестких ограничений, большой воздушный зазор.

Существуют конструкции ЛАД с поперечным замыканием магнитного потока (ЛАД ПП), отличающиеся тем, что бегущее магнитное поле, перемещающееся в направлении движения, замыкается в перпендикулярной плоскости (рис. 8.2.2, б). Увеличение полюсного деления в этом случае позволяет получать большие скорости при токе промышленной частоты. ЛАД ПП развивает значительную подъемную силу, однако по массогабаритным показателям он примерно в 2 раза уступает ОЛАД с продольным замыканием магнитного потока.

Основным недостатком ЛАД, сдерживающим их широкое внедрение как на транспорте, так и в промышленности, является низкое значение коэффициента мощности (0,3...0,6). В настоящее время происходит интенсивный научный поиск путей повышения коэффициента мощности ЛАД.

Линейные синхронные двигатели (ЛСД). Принцип действия ЛСД основан на взаимодействии бегущей волны электромагнитного поля якорной (статорной) обмотки 5 (трех- или многофазной), уложенной на путевой структуре, с полем, создаваемым обмоткой возбуждения, расположенной на экипаже 6 (рис. 8.2.2, в). ЛСД в этом случае называют двигателем с длинным статором, или с активной путевой структурой. В качестве обмотки возбуждения могут использоваться сверхпроводящие электромагниты 7. Сильное магнитное поле сверхпроводящей обмотки возбуждения (СПОВ) (индукция может достигать $B = 3...5$ Тл и более) позволяет отказаться от использования железа в сердечнике якорной обмотки, а также достичь высоких значений КПД (0,75...0,95) и коэффициента мощности (того же порядка). Величина воздушного зазора в таком двигателе составляет 100...200 мм, т.е. на порядок больше, чем у ЛАД. Это имеет особенно важное значение при высоких скоростях движения, так как требования к точности установки путевой полотна могут быть снижены. Однако стоимость активной путевой структуры значительная. Кроме того, СПОВ требует специальной криогенной системы, включая криостаты для сверхпроводящих магнитов и бортовую крио-

генную систему, обеспечивающую поддержание внутри криостатов температуры около 4 К.

Линейные индукторные двигатели. Разновидностью ЛСД является ЛИД – двигатель с коротким статором и униполярным возбуждением, не требующий применения сверхпроводящих обмоток. Первичная часть ЛИД, расположенная на экипаже, состоит из двух симметричных индукторов с трехфазными обмотками 8 переменного тока (рис. 8.2.2, г). Индукторы соединены ярмом, на котором расположена обмотка возбуждения 9 постоянного тока. Вторичная часть (на путевом полотне) состоит из магнитных шихтованных пакетов 11, расположенных друг от друга на расстоянии двойного полюсного деления обмотки переменного тока. ЛИД имеет высокие энергетические показатели, экономичную и простую путевую структуру. Воздушный зазор в ЛИД (в отличие от ЛАД) оказывает меньшее влияние на энергетические показатели и составляет 20...60 мм. Однако при создании ЛИД необходимо решить ряд специальных вопросов по пуску, устойчивости, системе управления. Кроме того, при неравномерном зазоре между индукторами и шихтованными пакетами появляется сила притяжения, которая должна преодолеваться системой стабилизации экипажа. В табл. 8.2.1 приведены результаты расчетов показателей линейных тяговых двигателей.

Компоновка магнитного подвеса и линейного тягового двигателя. При проектировании транспортных систем магнитный подвес и линейный тяговый электродвигатель должны быть скомпонованы в конструкции экипажа. Наиболее рационально объединять в общую систему ЭМП и ЛАД, ЭМП и ЛИД, ЭДП и ЛСД со СПОВ. Сочетание типа ЭМП и ЛСД со СПОВ или ЭДП и ЛАД в принципе возможно, но нерационально.

В раздельной системе тяги, подвеса и направления (поперечной стабилизации) тяговый двигатель и магнитный подвес используются только по своему прямому назначению и не выполняют частично или полностью функций друг друга. В случае, показанном на рис. 8.2.3, а, используют односторонние ЛАД для тяги и ЭМП и поперечной стабилизации. Односторонние ЛАД могут быть заменены двусторонними большей мощности рис. 8.2.3, б. В сочетании с ЭДП используют ЛСД и систему "нулевого потока" поперечной стабилизации, основанную на электродинамическом принципе (рис. 8.2.4).

8.2.1. Расчетные технико-энергетические показатели линейных электродвигателей для высокоскоростного наземного транспорта

Показатель	ЛАД	ЛАД*	ЛИД	ЛСД
Сила тяги, кН	22,5	22,5	20	45
Воздушный зазор, м	0,03	0,03	0,032	0,1
Скорость движения, м/с	111	111	100	111
Длина индуктора, м	2,17	2,17	1,43	12
Ширина индуктора (тягового контура), м	0,5	0,5	0,4	1,2
Длина питаемого участка, м	—	—	—	2000
Полусное деление, м	0,35	0,35	0,286	1,0
Толщина немагнитной прокладки реактивной шины, м	0,002	0,002	—	—
Плотность силы тока, 10^6 А/м ²	2,42	12,3	—	2,0
Частота, Гц	200	200	175	56
Коэффициент скольжения	0,2	0,2	—	—
КПД	0,79	0,79	0,92	0,82
Коэффициент мощности	0,49	0,59	0,94	0,93
Энергетический фактор C_3	0,39	0,46	0,86	0,76
Отношение нормальной силы к силе тяги	0,12	0,12	—	0,04
Масса индуктора, кг	3040	1430	2700	7000
Масса 1 м реактивной шины (якорной обмотки), кг	37,2	37,2	—	10,9
Отношение силы тяги к массе индуктора, Н/кг	9,76	20,6	7,4	6,43
Отношение массы индуктора к полезной мощности, кг/кВт	0,89	0,45	0,14	1,2

* С интенсивной системой охлаждения.

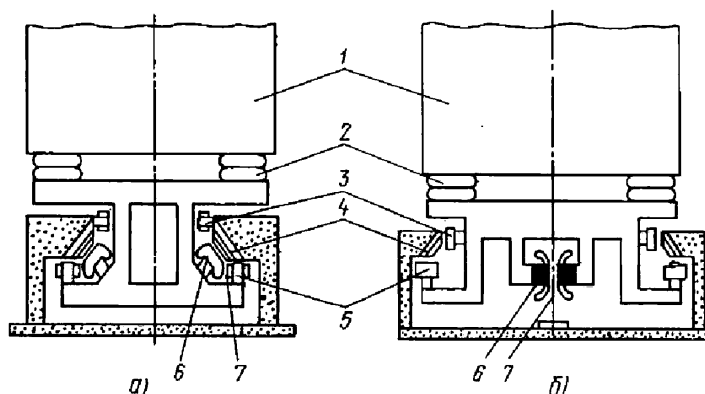


Рис. 8.2.3. Схемы экипажей раздельных систем тяги, подвеса и направления с ЭМП и ЛАД:

а – с односторонним ЛАД; б – с двусторонним ЛАД;

1 – экипаж; 2 – система вторичного подвеса; 3 – электромагниты направления; 4 – ферромагнитный рельс; 5 – электромагниты подвеса; 6 – индуктор ЛАД; 7 – реактивная шина

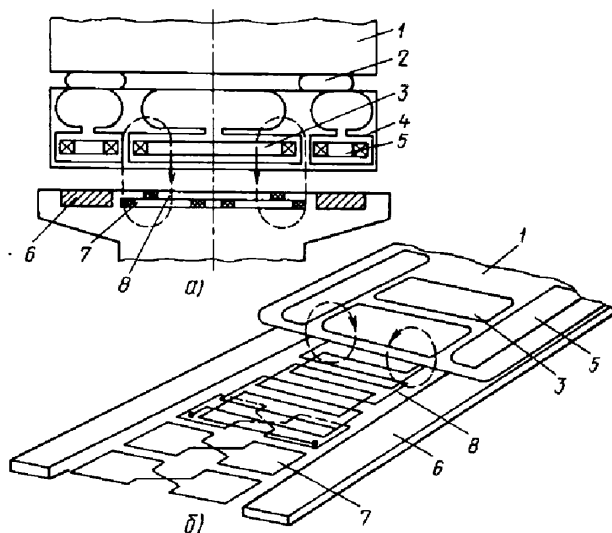


Рис. 8.2.4. Схемы раздельной системы тяги, подвеса и направления с ЭДП и ЛСД:

а – экипаж; *б* – активной путевой структуры;

1 – экипаж; *2* – система вторичного подвеса; *3* – сверхпроводящий электромагнит системы тяги; *4* – криостат;

5 – сверхпроводящий электромагнит системы подвеса; *6* – левитационная полоса;

7 – обмотка системы направления; *8* – трехфазная якорная обмотка ЛСД

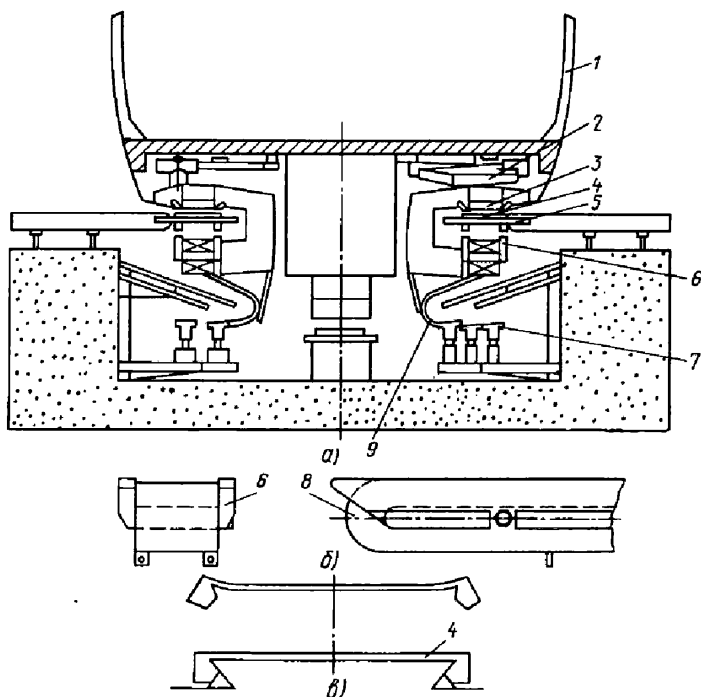


Рис. 8.2.5. Схема комбинированной системы ЭМП и направления:

а – схема экипажа; *б* – электромагнит; *в* – реактивная шина ЛАД; *1* – экипаж; *2* – система вторичного подвеса; *3* – индуктор ЛАД; *4* – реактивная шина ЛАД; *5* – ферромагнитный рельс; *6*, *8* – электромагнит;

7 – система токосъема для ТЭД; *9* – система токосъема для подвеса

На борту экипажа 1 расположены сверхпроводящие магниты 3 и 5 (для тяги и подвеса раздельно) и система криогенного обеспечения. На плоской путевой структуре располагаются левитационные алюминиевые полосы 6, якорная обмотка 8 ЛСД, а под ней – обмотка 7 поперечной стабилизации, выполненная в виде короткозамкнутых восьмерок. При боковом смещении экипажа и сверхпроводящих магнитов с линии осевой симметрии в "восьмерках" возникает циркуляционный ток, препятствующий этому смещению. Таким образом в такой системе создается возвращающая или стабилизирующая сила.

Комбинированные системы. Повышение эффективности транспорта с магнитным подвесом связано с созданием систем, совмещающих различные функции в одних и тех же конструктивных элементах – комбинированных систем. Такие системы подразделяют по виду совмещаемых функций: подвеса и направления, подвеса и тяги и подвеса, направления и

тяги. Совмещение функций, как правило, приводит к усложнению конструкции экипажа и системы управления.

На рис. 8.2.5 представлена конструктивная схема экипажа, в которой совмещены подвес и поперечная стабилизация. П-образная конструкция электромагнитов 6 и ферромагнитной путевой структуры обеспечивает и поперечную стабилизацию. И электромагниты, и тяговые двигатели (ОЛАД) размещены на общей раме и составляют единый тягово-подъемный модуль. Величина зазора в такой схеме не превышает 20 мм, что очень важно для работы ОЛАД. При высоких скоростях движения возникает проблема передачи электроэнергии большой мощности на борт экипажа. В данной схеме предусмотрены раздельные системы токосъема для питания электромагнитов и двигателей.

Комбинированная система тяги и подвеса – одна из наиболее разработанных и всесторонне испытанных систем (рис. 8.2.6). В каче-

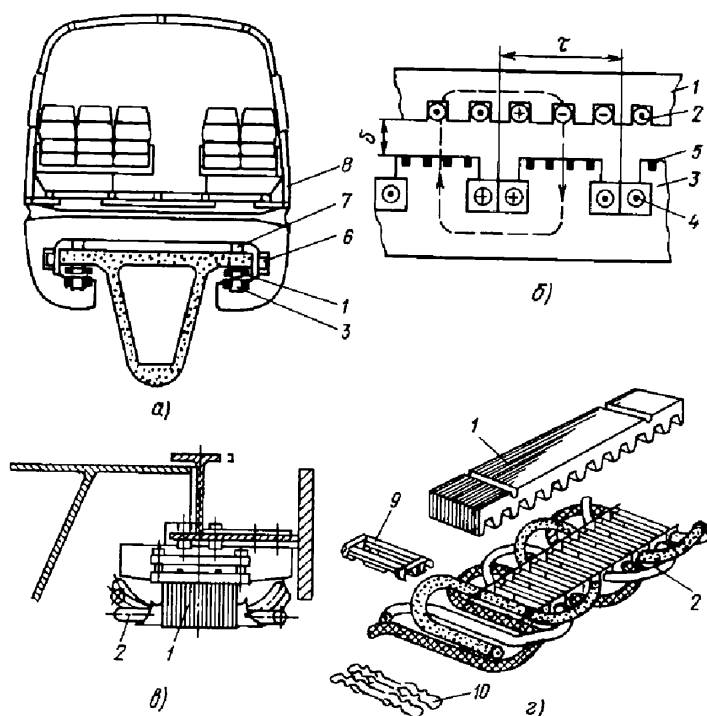


Рис. 8.2.6. Схемы комбинированной системы ЭМП и тяги:

а – экипажа; б – работы ЛСД; в – установки статора на путевом полотне; г – статора ЛСД; 1 – статор ЛСД; 2 – трехфазная якорная обмотка ЛСД; 3 – сердечник электромагнита; 4 – катушка электромагнита подвеса и обмотка возбуждения ЛСД; 5 – обмотка линейного генератора; 6 – электромагнит направления; 7 – система аварийного торможения; 8 – экипаж; 9 – пазовый изоляционный элемент; 10 – клин-фиксатор обмотки ЛСД

стве тягового двигателя здесь используется ЛСД с активным статором и ферромагнитной путевой структурой. Трехфазная якорная обмотка 2 укладывается в пазах шихтованных пакетов, размещенных с двух сторон в нижней части путевого полотна. Электромагниты системы подвеса одновременно являются и электромагнитами возбуждения ЛСД. Номинальный зазор 10 мм, максимальный 13 мм. Управление силой тяги и вертикальной (подъемной) силой осуществляется независимо, с помощью системы управления. В полюсных наконечниках электромагнитов размещается обмотка линейного генератора 5, обеспечивающего питанием собственные нужды экипажа (освещение, кондиционирование и др.).

Комбинированная система тяги, подвеса и поперечной стабилизации представлена на рис. 8.2.7. На боковых поверхностях путевой структуры размещается специальная трехфазная якорная обмотка 1 без железа.

На горизонтальной поверхности нижней части путевого полотна размещены короткозамкнутые левитационные катушки 2 системы ЭДП. На борту экипажа расположены два ряда сверхпроводящих электромагнитов 3, создающих мощное магнитное поле и обеспечиваю-

щих подвес, тягу и поперечную стабилизацию экипажа. Схема активного путевого полотна и сверхпроводящих электромагнитов показана на рис. 8.2.7, в. Система поперечной стабилизации работает по принципу "нулевого потока". Величина клиренса (просвета) составляет 100 мм.

Особенностью этой системы является необходимость в колесной системе подвеса до скоростей 80...100 км/ч. Кроме того, на борту экипажа в его нижней части размещена система криогенного обеспечения, в состав которой входят криостаты 4, рефрижераторы 5, компрессоры, трубопроводы и блоки автоматики. При движении электроэнергия для собственных нужд передается на борт бесконтактным индуктивным способом, а на стоянке используются аккумуляторные батареи. Необходимая мощность составляет 60 кВт (включая двигатели компрессоров криогенной системы, освещение, кондиционирование и др.) для экипажа массой 30 т.

Модернизированная путевая структура комбинированной системы тяги, подвеса и поперечной стабилизации отличается тем, что горизонтальные левитационные катушки заменены вертикальными "восьмерками" 1, разме-

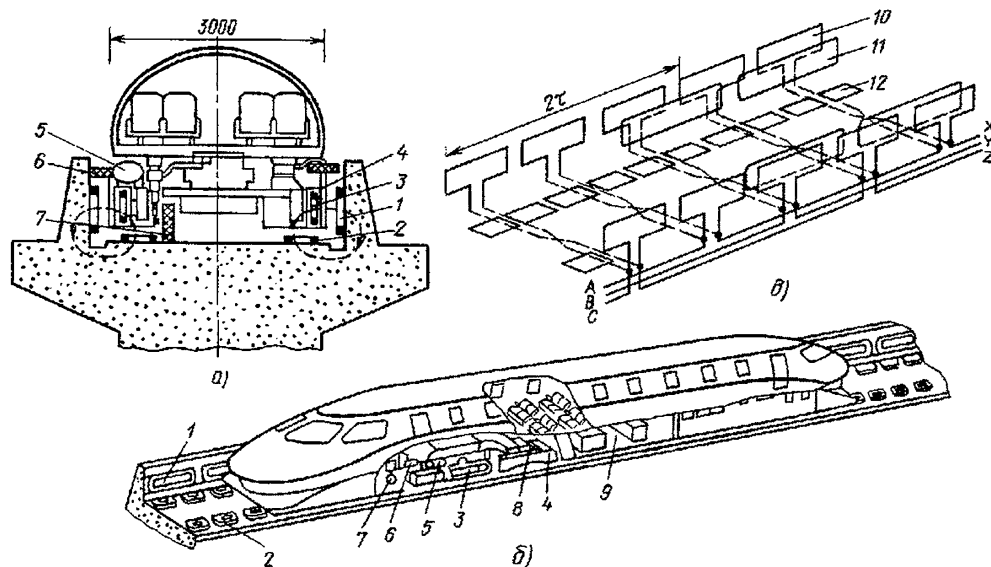


Рис. 8.2.7. Схема комбинированной системы тяги, подвеса и направления (ML500):

- а* – поперечный разрез экипажа и пути; *б* – общий вид; *в* – принцип выполнения путевых обмоток;
 1 – трехфазная якорная обмотка ЛСД; 2 – левитационная обмотка; 3 – сверхпроводящий электромагнит;
 4 – криостат; 5 – бортовая рефрижераторная установка; 6 – колеса направления; 7 – колеса подвеса;
 8 – механический тормоз аварийного торможения; 9 – аппаратный отсек; 10 – трехфазная якорная обмотка ЛСД;
 11 – сверхпроводящий электромагнит; 12 – левитационная обмотка

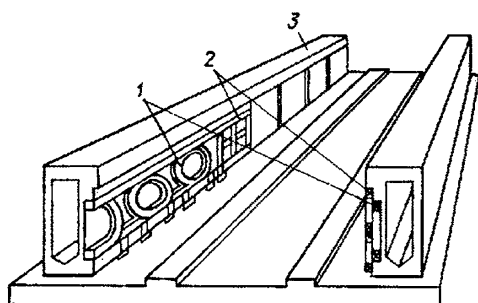


Рис. 8.2.8. Путьевая структура поезда MLX01:

1 – трехфазная якорная обмотка ЛСД;
2 – левитационная обмотка; 3 – несущая балка

шенными поверх якорной обмотки ЛСД на боковых поверхностях путевой структуры (рис. 8.2.8). Действие их аналогично действию системы "нулевого потока", при этом совмещаются функции подвеса и поперечной стабилизации. Конструкция бортового тягово-подъем-

ного модуля со сверхпроводящими магнитами такая же, как показана на рис. 8.2.5.

Систему с ЛДПТ можно отнести к комбинированным системам тяги и подвеса (рис. 8.2.9). Постоянный ток от преобразователей постоянного тока подается к первой и второй секциям якорной обмотки 1 через управляемый инвертор 7 в соответствии с положением электромагнита относительно обмоток.

По каждой из обмоток протекает прерывистый ток прямоугольной формы. Подъемная сила создается при взаимодействии электромагнита с током, протекающим по горизонтальным участкам якорной обмотки, а сила тяги – при взаимодействии с током вертикальных участков. На рис. 8.2.9, д показано соотношение между положением бортового электромагнита и моментами коммутации секций якорной обмотки применительно к четырехсекционному ЛДПТ. Первая и вторая секции якорных обмоток получают питание в момент,

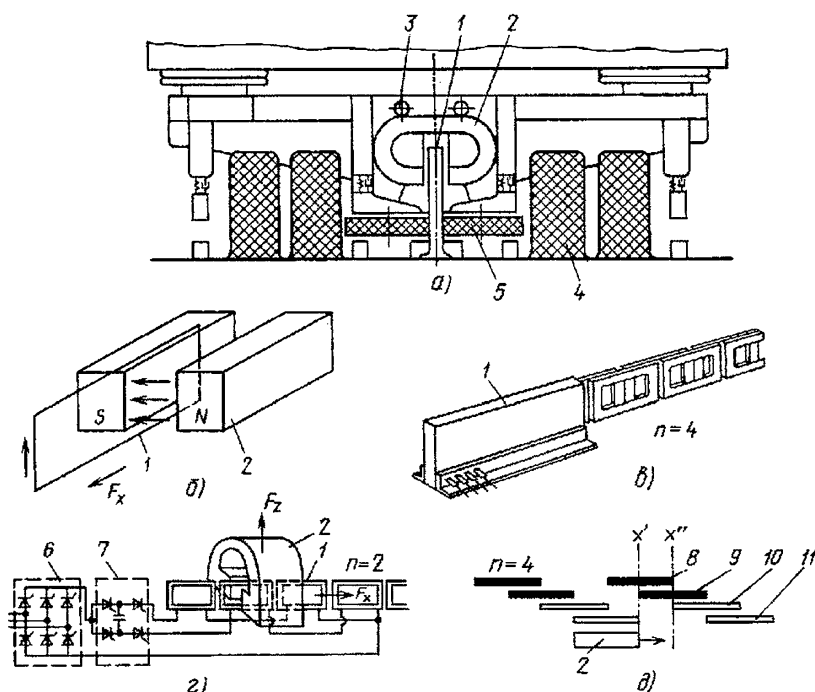


Рис. 8.2.9. Схемы транспортной системы с линейным ТЭД постоянного тока:

а – поперечного сечения экипажа; б – работы ЛДПТ; в – электромагнитного рельса якорной обмотки ЛДПТ; г и д – переключения секции ЛДПТ и принцип действия;
1 – якорная обмотка ЛДПТ; 2 – электромагнит возбуждения ЛДПТ; 3 – система охлаждения магнита;
4 – пневматические колеса подвеса; 5 – колеса направления; 6 – выпрямитель; 7 – инвертор; 8, 9 – запитанные секции якорной обмотки ЛДПТ; 10, 11 – незапитанные секции

когда передний край электромагнита совпадает с линией x' , вторая и третья секции – в момент совпадения электромагнита с линией x'' и т.д. Магнитный поток бортового магнита при такой схеме переключения всегда связан с задней частью возбужденных секций якорных обмоток. В этом случае ЛДПТ всегда развивает максимальную силу тяги. Предполагается использование такой системы при скоростях движения до 300 км/ч на колесах с пневматическими шинами, а при больших скоростях – с магнитным подвесом.

8.2.2. ЛИНЕЙНЫЕ ТЯГОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ МОДУЛЬНОГО ИСПОЛНЕНИЯ

ЛАД существенно проще ЛСД в конструктивном решении, менее металлоемок и потому требует меньших финансовых затрат на производство. Вторичным элементом ЛАД обычно является алюминиевая полоса на шихтованной стальной подложке. Недостатком ЛАД обычного исполнения является их относительно низкий энергетический фактор вслед-

ствие отрицательного влияния полей концевых эффектов $C_3 = 0,4 \dots 0,5$. У ЛСД с СЭМ $C_3 = 0,8$, но резко снижается с увеличением длины питаемого участка якорной обмотки, расположенной на путевой структуре. Используемые в отечественных проектах ЛАД имеют $C_3 \approx 0,7$, примерно в 2 раза больше, чем у ЛАД типа HSST. Это достигнуто путем позитивного использования концевых эффектов ЛАД модульного исполнения.

Линейные асинхронные двигатели модульного исполнения. При расположении по бокам экипажа в ряд (один за другим) нескольких модулей, включающих в себя ЛАД и ЭМП, позитивное использование концевых эффектов возможно путем либо выбора соответствующего расстояния между модулями, либо рационального сдвига фаз магнитодвижущих сил соседних модулей с помощью статических полупроводниковых преобразователей. Уравнения для векторного потенциала A для различных областей математической модели ЛАД модульного исполнения (рис. 8.2.10, а), при обычно

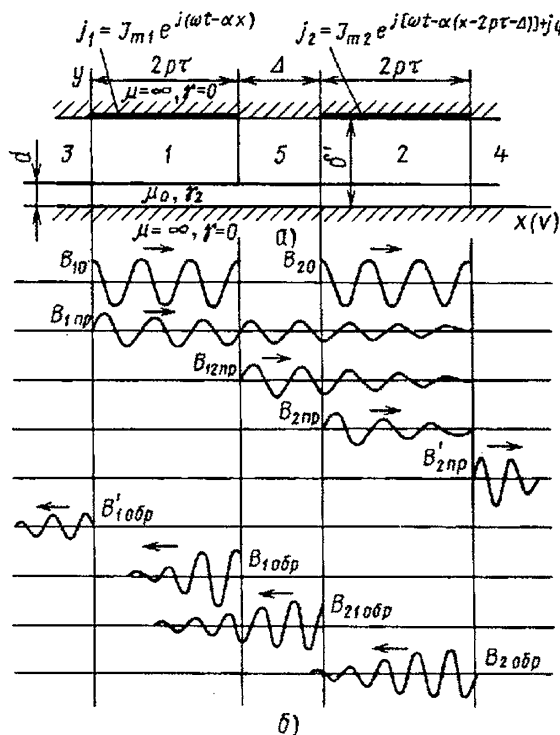


Рис. 8.2.10. Математическая модель (а) и составляющие магнитных полей (б) ЛАД модульного исполнения

принимаясь допущения для одномерного решения, могут быть записаны в виде:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 A_1}{dx^2} - \mu_0 \gamma_2 v \frac{dA_1}{dx} - j\mu_0 \gamma_2 \omega A_1 &= \\ &= -\mu_0 J_{1м} \exp(-j\alpha x); \\ \frac{d^2 A_2}{dx^2} - \mu_0 \gamma_2 v \frac{dA_2}{dx} - j\mu_0 \gamma_2 \omega A_2 &= -\mu_0 J_{2м} \times \\ &\times \exp(-j\alpha x(x - 2p\tau - \Delta) + j\psi_2); \\ \frac{d^2 A_3}{dx^2} - \mu_0 \gamma_2 v \frac{dA_3}{dx} - j\mu_0 \gamma_2 \omega A_3 &= 0; \\ \frac{d^2 A_4}{dx^2} - \mu_0 \gamma_2 v \frac{dA_4}{dx} - j\mu_0 \gamma_2 \omega A_4 &= 0; \\ \frac{d^2 A_5}{dx^2} - \mu_0 \gamma_2 v \frac{dA_5}{dx} - j\mu_0 \gamma_2 \omega A_5 &= 0, \quad (8.2.1) \end{aligned}$$

где $J_{1м}$, $J_{2м}$ – амплитуда линейной плотности тока соответственно первого и второго модулей; ψ_2 – угол сдвига фаз МДС соседних модулей; ω – угловая частота; μ_0 – магнитная проницаемость; γ_2 – электрическая проводимость; v – скорость перемещения вторичного элемента; $2p$ – число пар полюсов; τ – полюсное деление; Δ – расстояние между модулями; $\alpha = \pi/\tau$; $j = \sqrt{-1}$.

Решением этих уравнений является система:

$$\begin{aligned} A_1 &= A_{1м} \exp(-j\alpha x) + C_{11} \exp(\eta + \lambda)x + \\ &+ C_{12} \exp(\eta - \lambda)x; \\ A_2 &= A_{2м} \exp(-j\alpha(x - 2p\tau - \Delta) + j\psi_2) + \\ &+ C_{21} \exp(\eta + \lambda)x + C_{22} \exp(\eta - \lambda)x; \\ A_3 &= C_{31} \exp(\eta + \lambda)x; \\ A_4 &= C_{41} \exp(\eta - \lambda)x; \\ A_5 &= C_{51} \exp(\eta + \lambda)x + C_{52} \exp(\eta - \lambda)x, \end{aligned} \quad (8.2.2)$$

$$\text{где } A_{1м} = \frac{\mu_0 J_{1м}}{\alpha^2(1 + j\varepsilon)}; \quad A_{2м} = \frac{\mu_0 J_{2м}}{\alpha^2(1 + j\varepsilon)};$$

$$\varepsilon = \varepsilon_0 S; \quad \eta = \frac{\varepsilon_0 \alpha}{2}(1 - s);$$

$$\lambda = \alpha \sqrt{\frac{\varepsilon_0^2(1 - s)^2}{4} + j\varepsilon_0};$$

$$\varepsilon_0 = \frac{\mu_0 \gamma_2 \omega}{\alpha^2} = \frac{\mu_0 \gamma_2 \omega \tau^2}{\pi^2} - \text{добротность (критерий Re), } s - \text{скольжение двигателя.}$$

Постоянные интегрирования определяются из условий:

$$B_1 = B_5(x = 2p\tau); \quad A_1 = A_5(x = 2p\tau);$$

$$B_2 = B_5(x = 2p\tau + \Delta); \quad A_2 = A_5(x = 2p\tau + \Delta);$$

$$B_1 = B_3(x = 0); \quad A_1 = A_3(x = 0);$$

$$B_2 = B_4(x = 4p\tau + \Delta); \quad A_2 = A_4(x = 4p\tau + \Delta),$$

где B – индукция.

Выражения для комплексных амплитудных значений магнитной индукции в активных зонах первого и второго модулей определяются путем дифференцирования первых уравнений в системе (8.2.2) согласно соотношению

$$B_{1,2} = -\frac{dA_{1,2}}{dx}.$$

Суммарная индукция в зазоре первого модуля:

$$B_1 = B_{10} + B_{1пр} + B_{1обр} + B_{21обр} + B_{2обр},$$

где $B_{10} = j\alpha A_{1м} \exp(-j\alpha x)$ – комплексная амплитуда нормально бегущего поля.

Индукции полей концевых эффектов:

$$B_{1пр} = -(\eta - \lambda) \frac{j\alpha + \eta + \lambda}{2\lambda} A_{1м} \exp(\eta - \lambda)x;$$

$$\begin{aligned} B_{1обр} &= -(\eta - \lambda) \frac{j\alpha + \eta - \lambda}{2\lambda} A_{1м} \exp(\eta + \lambda)x \times \\ &\times 2p\tau \exp(-j\alpha 2p\tau) \exp(\eta + \lambda)x; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} B_{21обр} &= -(\eta + \lambda) \frac{j\alpha + \eta - \lambda}{2\lambda} A_{2м} \exp(\eta + \lambda)x \times \\ &\times (4p\tau + \Delta) \exp(-j\alpha 2p\tau) \exp(j\psi_2) \times \\ &\times \exp(\eta + \lambda)x; \end{aligned}$$

$$B_{2обр} = -(\eta + \lambda) \frac{j\alpha + \eta - \lambda}{2\lambda} A_{2м} \exp(\eta + \lambda) \times \\ \times (2p\tau + \Delta) \exp(\eta + \lambda) x. \quad (8.2.3)$$

Индукция в зазоре второго модуля:

$$B_2 = B_{20} + B_{2пр} + B_{2обр} + B_{1пр} + B_{12пр};$$

$$B_{20} = j\alpha A_{2м} \exp(-j\alpha + \psi_2);$$

$$B_{2пр} = -(\eta - \lambda) \frac{j\alpha + \eta + \lambda}{2\lambda} A_{2м} \times \\ \times \exp[(\eta - \lambda)x + j\psi_2] \times \\ \times \exp[(\eta - \lambda)(2p\tau + \Delta)];$$

$$B_{2обр} = -(\eta + \lambda) \frac{j\alpha + \eta - \lambda}{2\lambda} A_{2м} \times \\ \times \exp[(\eta + \lambda)x + j\psi_2] \times \\ \times \exp(-j\alpha 2p\tau + \Delta) \times \\ \times \exp[(\eta + \lambda)(4p\tau + \Delta)],$$

$$B_{1пр} = -(\eta - \lambda) \frac{j\alpha + \eta + \lambda}{2\lambda} \times \\ \times A_{1м} \exp(\eta - \lambda) x;$$

$$B_{12пр} = -(\eta - \lambda) \frac{j\alpha + \eta + \lambda}{2\lambda} A_{1м} \times \\ \times \exp[(\eta - \lambda)x] \times \exp(-j\alpha 2p\tau) \times \\ \times \exp[(\eta - \lambda)2p\tau].$$

Графическое представление составляющих магнитных полей приведено на рис. 8.2.10, б. Обратные поля концевых эффектов быстро затухают и не оказывают практического влияния на структуру поля в зазоре. Прямые поля концевых эффектов, наоборот, существенно искажают структуру поля, обуславливая снижение силы тяги, КПД и коэффициента мощности в рабочем диапазоне высокоскоростных ЛАД. Степень их влияния зависит от величины добротности и конструктивных параметров. У низкоскоростных ЛАД наблюдается противоположная картина: энергетические параметры в рабочем диапазоне улучшаются.

Сила тяги второго модуля будет определяться взаимодействием не только собственно поля со вторичным током, но и магнитного

шлейфа первого модуля со вторичным током второго модуля согласно соотношению:

$$F_{эм} = -\frac{1}{2} 2b\delta' \operatorname{Re} \int_0^{2px} \dot{B}_2 j_2 dx,$$

где $2b$ – ширина индуктора; δ' – расчетный воздушный зазор; j_2 – комплексная амплитуда плотности тока; Re – реальная составляющая; \dot{B}_2 – сопряженное значение индукции.

Наряду с силой тяги $F_{эм}$ по оси x действует вертикальная сила, обуславливающая притяжение в рабочей зоне и левитацию в зоне больших скольжений. Для его расчета необходимо путем трехмерного решения найти составляющие поля по оси z и аксиальную составляющую плотности тока вторичного элемента:

$$F_y = \frac{1}{2} 2b\delta' \operatorname{Re} \int_0^{2px} \dot{B}_z j_{2x} dx.$$

Графическое представление $F_{эм}$ и F_y приведено на рис. 8.2.11.

Электромагнитная мощность, передаваемая от индуктора на вторичный элемент, определяется соотношением:

$$S_{эм} = \frac{1}{2} 2b\delta' \operatorname{Re} \int_0^{2px} \dot{E} \dot{j}_2 dx,$$

где $\dot{E} = -j\omega A$ – комплексная амплитуда напряженности электрического поля; \dot{j}_2 – сопряженное значение j_2 .

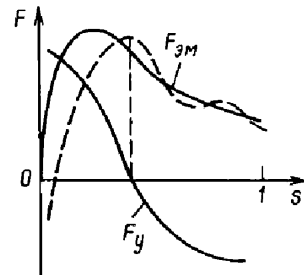


Рис. 8.2.11. Изменение сил тяги $F_{эм}$ и вертикальной F_y ЛАД от скольжения s

Составляющие $F_{эм0}$ и $S_{эм0}$ от нормально бегущего поля соответственно

$$F_{эм0} = \frac{\mu_0 J_m^2 \varepsilon b \delta'}{\alpha (1 + \varepsilon^2)} 2 p \tau;$$

$$S_{эм0} = \frac{\mu_0 \omega J_m^2 b \delta'}{\alpha (1 + \varepsilon^2)} (\varepsilon + j) 2 p \tau.$$

Совершенствование структуры ЛАД модульного исполнения возможно путем выполнения в концевых зонах модулей специальных обмоток для генерирования в них, подобно синхронному компенсатору, добавочной реактивной мощности, необходимой как для самого ЛАД, так и для статического полупроводникового преобразователя в системе управления.

С этой возможностью Лайтвейт (США) связывает проблему создания асинхронных двигателей промышленного типа с коэффициентом мощности, равным единице. Для этого необходимо на небольшом секторе индуктора освободить место (после чего процессы круговой машины уподобляются процессам линейной машины) для размещения специальной обмотки и произвести соответствующие расчеты по соотношениям компенсированного линейного двигателя.

Линейные синхронные двигатели модульного исполнения. ЛСД с ферромагнитной структурой также имеет модульную структуру. Их электромагниты выполняют одновременно функции левитационного устройства и возбуждающей системы ЛСД. Такая комбинация оказалась возможной в связи с тем, что при относительно небольших размерах ($\delta' = 10$ мм) нормальная сила притяжения оказывается в несколько раз больше силы тяги. При этом электромагниты рассчитываются исходя из силы тока, необходимой для сохранения постоянного потока.

Каждый модуль TR представляет собой двухполусный электромагнит длиной 516 мм. Тягово-подъемные модули расположены на экипаже, а якорная обмотка 2 – на эстакаде (см. рис. 8.2.6). На полюсах ЛСД помимо обмотки возбуждения со стороны воздушного зазора размещена якорная обмотка 5 линейного генератора. В ней генерируется энергия за счет зубцовых гармоник и высших временных гармоник при питании якорной обмотки двигателя от статического преобразователя.

По типу TR в 1992 г. выполнен проект фирмой Грумман (США) с тем принципиальным отличием, что вместо обычных электромагнитов в тягово-подъемных модулях использована сверхпроводящая обмотка из тех-

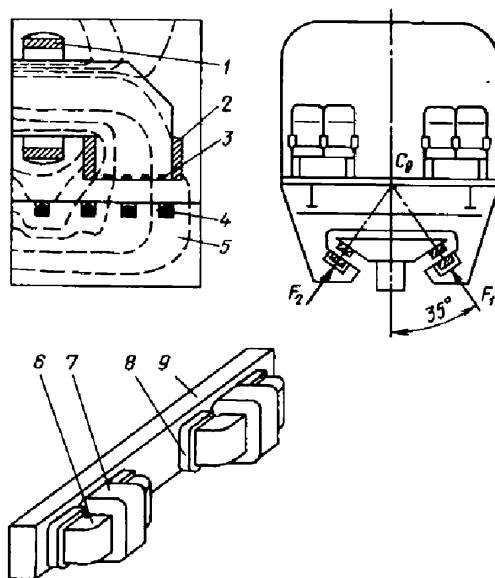


Рис. 8.2.12. Схема ЛСД фирмы Грумман:

1 – сверхпроводящий магнит; 2 – корректирующая обмотка; 3 – обмотка генератора; 4 – обмотка двигателя; 5 – пакет статора; 6 – сердечник; 7 – сверхпроводящий пакет; 8 – корректирующая обмотка; 9 – пакет статора

нения (рис. 8.2.12). Это позволило увеличить воздушный зазор до 40 мм.

Тягово-подъемный модуль составляют два электромагнита, смещенные относительно оси шихтованного рельса на 2 см. С каждой стороны 100-местного вагона расположено по 24 магнитных модуля. Суммарная сила притяжения между модулями и рельсом действует через центр тяжести вагона. Магнитный поток в модулях сконцентрирован главным образом в сердечнике 6. В связи с этим при индукции в зазоре, равной 1 л, в зоне расположения сверхпроводящих катушек индукция составляет около 0,35 Тл, а в салоне – примерно 10^4 Тл.

Это исключает необходимость экологической защиты. Управление транспортным средством относительно феррорельса в вертикальном и горизонтальном положениях, а также по углу рыскания и крена достигается с помощью дополнительных обычных корректирующих обмоток на полюсах и смещения магнитов в модуле.

Коммерческий показатель такого экипажа составляет 12 % при скорости 482,4 км/ч.

Рабочие характеристики ЛСД с ферромагнитной структурой могут быть получены, как показывает анализ, с помощью схемы замещения (рис. 8.2.13).

Здесь r_1 и x_1 – параметры первичной цепи; r_{μ} – эквивалентное сопротивление потерям

в стали; $x_{\theta} = \frac{x_{ad} x_{aq}}{x_{ad} + x_{aq}}$; $x_{\alpha} = \frac{1}{2} k x_{ad}$;

$x_{m\alpha} = \frac{k x_{ad}}{(k-1)}$; $k = U_{\alpha} / E_0$; $U_{\alpha} = U_{r_1, x_1=0}$;

θ – угол между ЭДС – \underline{E}_0 и \underline{U}_{α} ; x_{ad} и x_{aq} – индуктивные сопротивления реакции якоря по продольной и поперечной осям; для неявнополюсного ЛСД сила тока I_0 должна быть принята равной 0.

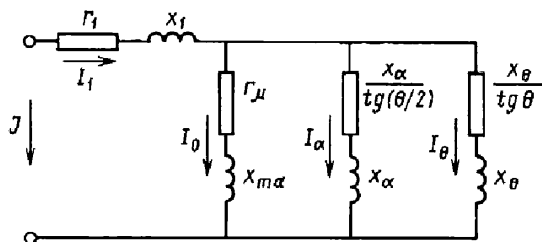


Рис. 8.2.13. Схема замещения ЛСД с ферромагнитной структурой

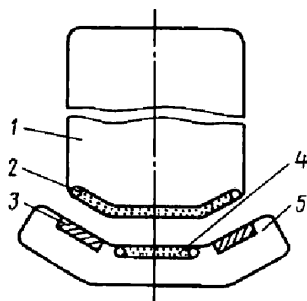


Рис. 8.2.14. Конструктивная схема экипажа с ЭДП (Япония):

1 – экипаж; 2 – СЭМ; 3 – короткозамкнутые контуры; 4 – якорная обмотка; 5 – путевая структура

Принципиальная конструктивная схема ЛСД поездов со сверхпроводящими электромагнитами без ферромагнитной структуры с ЭДП приведена на рис. 8.2.14.

Электродинамическая подвеска, в отличие от электромагнитной, стабильна: сила отталкивания возрастает с уменьшением зазора. Для стабилизации системы с притяжением при увеличении зазора вследствие уменьшения силы притяжения приходится применять механизм обратной связи, регулирующий силу тока электромагнита. Основная причина, препятствующая применению такой подвески на больших скоростях, связана со сложностью поддержания воздушного зазора в пределах 10 мм. Следует отметить, что препятствием движению обычных колесных поездов со скоростью больше 300 км/ч также является необходимость поддерживать вертикальное положение поезда в пределах ± 2 мм на каждые 10 м пути.

СЭМ позволяют более оптимально справиться с этими осложнениями при зазорах 10...20 см.

С физической точки зрения, при неизменном магнитном поле СЭМ индуцированный ток в короткозамкнутых контурах путевой структуры с увеличением скорости перемещения будет возрастать от нуля до состояния насыщения, когда магнитное поле перестанет проникать в контуры обмотки. Следовательно, когда поезд неподвижен, подъемная сила $F_n = 0$. Поэтому до скорости 80...100 км/ч поезд с ЭДП должен опираться на колеса. С этим связан существенный недостаток этой системы. Одним из важных вопросов системы с отталкиванием является диссипация (рассеяние) энергии вследствие конечной проводимости контуров путевой структуры. Диссипация энергии проявляется как сила сопротивления, поэтому для поддержания движения требуется внешняя сила.

Характер изменения сил подъема F_n и торможения F_T показан на рис. 8.2.15.

Более строгий анализ характера изменения сил F_n и F_T при изменении скорости v базируется на энергетическом и полевом подходах. При взаимодействии замороженного тока I_0 и потока СЭМ Φ_0 с катушкой путевой структуры, при взаимной индуктивности (рис. 8.2.15, а) имеем:

при $M = 0$

$$L_c I_0 = \Phi_0, \quad L_g I_g = 0;$$

при $M \neq 0$

$$R_g = 0, \quad L_c I_c + M I_g = \Phi_0, \quad M I_c + L_g I_g = 0,$$

где L_c и L_g – индуктивности СЭМ и путевой катушки; R_g – сопротивление путевой катушки.

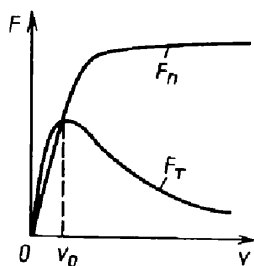


Рис. 8.2.15. Зависимость сил подъема F_n и торможения F_T от скорости v

Откуда

$$I_c = \frac{I_0}{\left(1 - \frac{M^2}{L_c L_g}\right)}, \quad I_g = \frac{-M I_0}{L_g \left(1 - \frac{M^2}{L_c L_g}\right)}.$$

При $M = 0$ сила тока $I_c > I_0$.

Энергия, запасенная в системе,

$$A = \frac{1}{2} L_c I_c^2 + M I_c I_g + \frac{1}{2} L_g I_g^2.$$

Подставляя значения I_c, I_g , получим

$$A = \frac{L_c I_0^2}{2 \left(1 - \frac{M^2}{L_c L_g}\right)}.$$

Если ввести систему координат с началом в центре катушки, то M будет функцией x, y, z . Качественная зависимость M от координат показана на рис. 8.2.16, б. Сила в направлении перемещения h определяется выражением

$F = -\frac{\partial A}{\partial n}$. Следовательно, проекции сил

на три направления будут:

$$F_y = -\frac{I_0^2}{L_g} \frac{1}{\left(1 - \frac{M^2}{L_c L_g}\right)^2} M \frac{\partial M}{\partial y};$$

$$F_x = -\frac{I_0^2}{L_g} \frac{1}{\left(1 - \frac{M^2}{L_c L_g}\right)^2} M \frac{\partial M}{\partial x};$$

$$F_z = -\frac{I_0^2}{L_g} \frac{1}{\left(1 - \frac{M^2}{L_c L_g}\right)^2} M \frac{\partial M}{\partial z}.$$

Основываясь на зависимости $M = f(x, y, z)$, можно построить качественную зависимость сил $F = f(x, y, z)$, показанную на рис. 8.2.16, в. При учете вклада всех катушек путевой структуры, подъемная сила становится практически независимой от x . Следовательно, поезд устойчив относительно вертикальных перемещений. Из зависимости $F_x = f(x)$ следу-

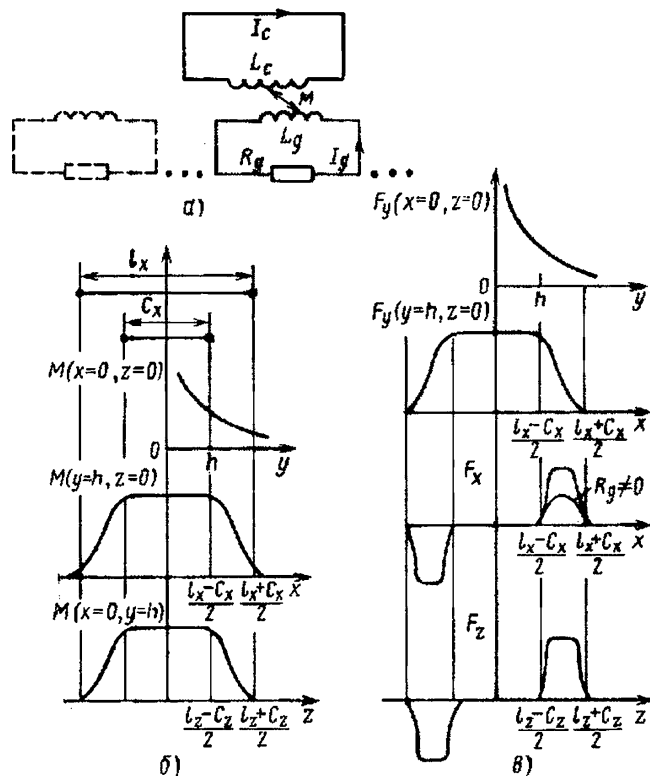


Рис. 8.2.16. Характер взаимодействия СЭМ с путевым полотном (l_x, c_x – размеры путевой катушки)

ет, что при $x < 0$ эта сила отрицательная. Следовательно, для перемещения поезда в направлении оси x должна быть приложена внешняя сила, которая трансформируется в механическую энергию, возрастающую при $x \rightarrow 0$. Затем магнитная энергия трансформируется в механическую энергию без потерь (при активном сопротивлении контура $R = 0$). Из профиля боковой силы F_z следует, что система неустойчива относительно смещений вдоль оси z . Она стремится занять положение с минимальной энергией при отсутствии внешних сил при $z = \pm \infty$. При $R_g \neq 0$ характер изменения F_g от скорости изменяется. Это объясняется тем, что энергия диссипируется в течение времени прохождения СЭМ над путевой катушкой. С ростом v время диссипации энергии уменьшается. При v_0 индуцируемый в катушке ток становится достаточным, чтобы скомпенсировать возбуждающее магнитное поле. Значение характеристической скорости v_0 зависит от параметров контура и магнитной структуры. Это следует из полевого анализа.

Согласно закону Ньютона, подъемная сила, действующая на контур СЭМ, равна и противоположна силе, действующей на контур путевой структуры. Поэтому подъемная сила

$$F_y = B_\tau I_g 2\pi a,$$

где B_τ – тангенциальная составляющая магнитного поля, действующего на путевой контур с силой тока I_g ; a – приближенный радиус индуцированного тока.

Поток, связанный с контуром,

$$L_g I_g = B_N \pi a^2,$$

где B_N – нормальная составляющая магнитного поля. Отсюда

$$F_y = \left(\frac{2\pi\mu_0 a}{L_g} \right) (\pi a^2) \left(\frac{B_N B_\tau}{\mu_0} \right). \quad (8.2.4)$$

Множитель в первых скобках выражения (8.2.4) является безразмерным и по значению

близок к единице; третий множитель характеризует магнитное давление.

Диссипируемая в путевом контуре мощность

$$P = R_g I_g^2 = R_g \left(\frac{\pi a^2}{L_g} \right) B_N^2.$$

Следовательно, сила сопротивления (торможения)

$$F_g = \frac{R_g}{v} \left(\frac{\pi a^2}{L_g} \right) B_N^2.$$

Левитационное качество

$$K_L = \frac{F_y}{F_g} = \frac{2L_g}{aR_g} \frac{B_\tau}{B_N} v.$$

Так как

$$\frac{F_y}{F_g} = \frac{v}{v_0}, \quad \text{то } v_0 = \frac{a}{2} \frac{R_g}{L_g} \frac{B_N}{B_\tau}.$$

Для путевой структуры лестничного типа $K_L = 25 \dots 30$.

Максимальное значение F_τ превышает силу магнитного торможения при электромагнитной подвеске в 2–3 раза. Для уменьшения v_0 и увеличения левитационного качества посредством уменьшения отношения B_N / B_τ Пауэлом и Дэнби (США) предложены система "нулевого потока", в котором СЭМ располагается в магнитной впадине, образованной СЭМ и путевыми катушками с противоположным направлением токов и потоков (рис. 8.2.17). Левитационное качество такой системы увеличивается до 150...180.

Сила электромагнитного взаимодействия СЭМ с якорной обмоткой определяется соотношением:

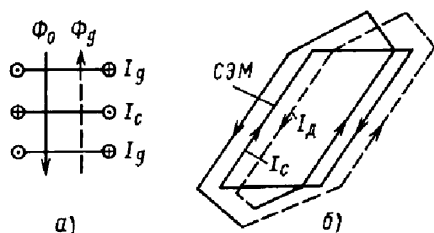


Рис. 8.2.17. Система "нулевого потока": а – схема; б – расположение катушек

$$F_{x,y,z} = - \sum_{m=1}^3 k_c I_c I_a \operatorname{grad} M_{ct},$$

где m – число фаз; I_a – сила тока якорной обмотки; k_c – число контуров СЭМ; M_{ct} – взаимоиндуктивность между контуром СЭМ и фазой якорной обмотки.

$$\text{Производные } \frac{\partial M_{ct}}{\partial x}, \quad \frac{\partial M_{ct}}{\partial y}, \quad \frac{\partial M_{ct}}{\partial z}$$

являются периодическими функциями вдоль координаты x и могут быть представлены в виде разложения в ряд:

$$\frac{\partial M_{ct}}{\partial x} = - \sum_v \frac{v\pi}{\tau} M_v \sin \frac{v\pi}{\tau} \left[x - \frac{2}{3} \tau(m-1) \right];$$

$$\frac{\partial M_{ct}}{\partial y} = \sum_v \frac{\partial M_v}{\partial y} \cos \frac{v\pi}{\tau} \left[x - \frac{2}{3} \tau(m-1) \right];$$

$$\frac{\partial M_{ct}}{\partial z} = \sum_v \frac{\partial M_v}{\partial z} \cos \frac{v\pi}{\tau} \left[x - \frac{2}{3} \tau(m-1) \right],$$

где M_v – амплитуда v -й гармоники коэффициента взаимоиндукции.

При питании от статического полупроводникового преобразователя сила тока якорной обмотки имеет несинусоидальную форму и может быть представлена в виде:

$$I_A = \sum_\mu I_\mu \cos \mu \left[\frac{v\pi x}{\tau} + \xi - \frac{2}{3} \pi(m-1) \right],$$

где I_μ – амплитуда μ -й гармоники якорного тока; ξ – фаза тока.

Подставляя полученные соотношения для $\operatorname{grad} M_{ct}$ и тока I_A , получим

$$\begin{aligned} F_x = & \frac{1}{2} k_c I_c \sum_m \sum_v \sum_\mu I_\mu \frac{v\pi}{\tau} M_v \times \\ & \times \left\{ \sin \left[\frac{\pi}{\tau} (v-\mu) x - \frac{2}{3} \pi(m-1)(v-\mu) - \mu\xi \right] + \right. \\ & \left. + \sin \left[\frac{\pi}{\tau} (v+\mu) x - \frac{2}{3} \pi(m-1)(v+\mu) + \mu\xi \right] \right\}; \end{aligned}$$

$$F_y = -\frac{1}{2}k_c I_c \sum_m \sum_v \sum_\mu I_\mu \frac{\partial M_v}{\partial y} \times \\ \times \left\{ \cos \left[\frac{\pi}{\tau} (v - \mu) x - \frac{2}{3} \pi (m - 1) (v - \mu) - \mu \xi \right] + \right. \\ \left. + \cos \left[\frac{\pi}{\tau} (v + \mu) x - \frac{2}{3} \pi (m - 1) (v + \mu) + \mu \xi \right] \right\};$$

$$F_z = -\frac{1}{2}k_c I_c \sum_m \sum_v \sum_\mu I_\mu \frac{\partial M_v}{\partial z} \times \\ \times \left\{ \cos \left[\frac{\pi}{\tau} (v - \mu) x - \frac{2}{3} \pi (m - 1) (v - \mu) - \mu \xi \right] + \right. \\ \left. + \cos \left[\frac{\pi}{\tau} (v + \mu) x - \frac{2}{3} \pi (m - 1) (v + \mu) + \mu \xi \right] \right\}.$$

Для первых гармоник якорного тока и коэффициента взаимоиנדукции силы, действующие на СПОВ, определяются уравнениями

$$F_x = \frac{3}{\sqrt{2}} k_c I_c I_a \frac{\partial M_{\text{ст}}}{\partial x} \sin \theta_m;$$

$$F_y = -\frac{3}{\sqrt{2}} k_c I_c I_a \frac{\partial M_{\text{ст}}}{\partial y} \cos \theta_m;$$

$$F_z = -\frac{3}{\sqrt{2}} k_c I_c I_a \frac{\partial M_{\text{ст}}}{\partial z} \cos \theta_m,$$

где I_a – действующее значение силы тока якорной обмотки; $\theta_m = \pi x / \tau$ – угол между осями магнитного потока сверхпроводящего контура и результирующего потока якорной обмотки.

Угол θ_m является важнейшим параметром ЛСД со СПОВ. Его нельзя путать с углом θ обычных вращающихся машин (угол между осями полей возбуждения и результирующего поля). Изменение тяговых и вертикальных сил в зависимости от θ_m показано на рис. 8.2.18.

Очевидно, что при $\theta_m < 90^\circ$ вертикальная сила обуславливает притяжение экипажа, а при $\theta_m > 90^\circ$ – левитацию. Сила левитации составляет 5...10 % веса экипажа. Оптимальное значение угла θ_m находится в пределах $90^\circ < \theta_m < 150^\circ$. Максимум энергетического

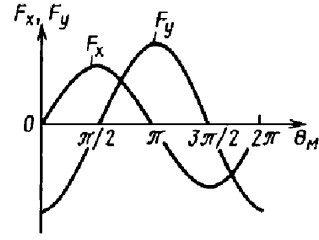


Рис. 8.2.18. Зависимости сил тяги F_x и вертикальной F_y от угла θ_m

фактора $C_3 = \eta \cos \varphi$ находится в области $\theta_m = 110^\circ$. Режим работы с углом $\theta_m > 90^\circ$ является неустойчивым. Поэтому необходимо вводить обратную связь по углу θ_m , что обуславливает разработку надежных датчиков положения.

В качестве якорной обмотки в ЛСД обычно используется обмотка волнового типа, обеспечивающая меньший расход материалов. Ее изготавливают одновитковыми секциями длиной 10...15 м из шин или кабеля. Элементы крепления обмотки выполняют немагнитными и неэлектропроводными.

Сложной задачей в системе ВСНТ с ЛСД является переход экипажем стыков питаемых участков. По мере перехода напряжение на предыдущем участке должно уменьшаться, а на последующем увеличиваться, чтобы сохранить тяговый режим. При этом СПЧН, питающие соседние участки, должны управляться синхронно. Переход стыков сопровождается всплесками потребляемой мощности. Сила тяги при наборе скорости увеличивается примерно в 2 раза, а потребляемая мощность – в 3 раза.

Работа с большими полями СЭМ обуславливает необходимость экологической защиты пассажиров, персонала и электронной аппаратуры. В настоящее время отсутствуют обоснованные данные по воздействию магнитного поля на человека. Установлено, что в полях порядка 0,1 Тл наблюдаются изменения в формуле крови. Имеются рекомендации ограничить уровень индукции в салоне значением 0,005 Тл. В проекте поезда фирмы Грумман принята индукция в салоне 10^{-4} Тл, а на платформе $5 \cdot 10^{-4}$ (магнитное поле земли составляет $1 \cdot 10^{-4} \dots 5 \cdot 10^{-4}$ Тл).

Для защиты от магнитных полей существует три вида экранов:

- 1) пассивный из материала с высокой магнитной проводимостью;
- 2) активный из электромагнитов или СЭМ, создающих компенсированное поле;
- 3) комбинация указанных двух видов.

8.2.3. ТОРМОЗНЫЕ РЕЖИМЫ ЛИНЕЙНЫХ ТЯГОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Сопротивление движению экипажа ВСНТ складывается из аэродинамической силы $F_{ад}$ и силы электромагнитного $F_{эм}$ или электродинамического $F_{эд}$ торможения. Зависимости их изменения от скорости показаны на рис. 8.2.19.

Торможение ЛАД. Сила торможения ЛАД

$$F_T = M \frac{dv}{dt} - F_{ад} - F_M,$$

где M – масса экипажа; $\frac{dv}{dt}$ – замедление экипажа; F_M – силы магнитного торможения.

Аэродинамическая сила

$$F_{ад} = \frac{1}{2} c_x \rho A v^2,$$

где $c_x = 0,3 \dots 0,4$ – аэродинамический коэффициент, зависящий от формы головной части поезда и числа вагонов; ρ – плотность воздуха; A – миделево сечение вагона.

В зависимости от вида торможения обычно принимаются следующие значения замедления: 1 м/с^2 служебное; 3 м/с^2 экстренное.

Переход от режима тяги к режиму торможения должен происходить плавно, чтобы исключить динамический удар. Оценкой плавности перехода служит темп изменения замедления $\frac{d^2v}{dt^2}$: $0,25 \text{ м/с}^3$ при служебном торможении; 10 м/с^3 при экстренном.

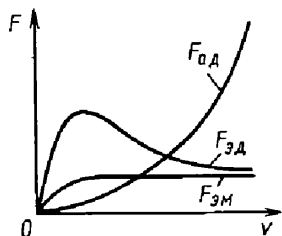


Рис. 8.2.19. Силы сопротивления движению экипажа ВСНТ

Для торможения экипажа с линейными двигателями используются традиционные методы: генераторного и динамического торможения. Генераторный режим ЛАД возможен либо при независимом возбуждении, т.е. при потреблении намагничивающего тока от сети, либо при самовозбуждении от автономного источника (аккумуляторной батареи или емкости). Особенности рекуперативного торможения (с возвратом энергии в сеть) экипажей связаны с большой составляющей силы $F_{ад}$ и сравнительно редкими торможениями.

На рис. 8.2.20 показана зависимость коэффициента рекуперации K_p от расстояния S между остановочными пунктами. K_p определяется отношением энергии, возвращаемой в сеть, к энергии, затрачиваемой на движение экипажа с двумя ЛАД по 2 МВт.

Из теории частотного управления ЛАД следует, что рекуперация имеет место не во всем диапазоне генераторного торможения ЛАД.

При постоянном значении параметра $\alpha = f_1 / f_{1н}$, (где f_1 – питающая частота, $f_{1н}$ – то же, при номинальном режиме) существует некоторая зона, ограниченная значениями абсолютного скольжения $\beta = f_2 / f_{1н}$: β_1 и β_2 (рис. 8.2.21).

При β_1 генерируемая энергия равна энергии потерь. С увеличением $|\beta|$ возрастает генерируемая энергия, но одновременно возрастают и потери (штриховая линия). Зона рекуперации зависит от параметра $\alpha = f_1 / f_{1н}$ (рис. 8.2.22).

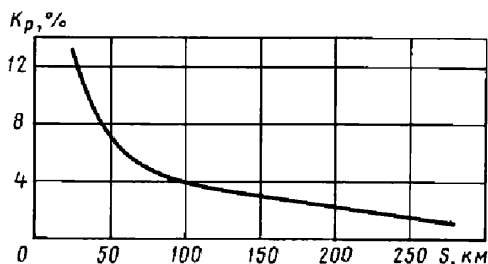


Рис. 8.2.20. Зависимость коэффициента рекуперации K_p от расстояния S между остановочными пунктами

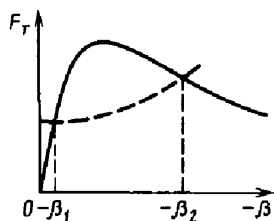


Рис. 8.2.21. Диапазон рекуперативного торможения ЛАД ($\beta_1 - \beta_2$)

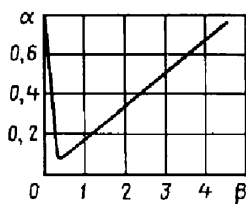


Рис. 8.2.22. Зависимость зоны рекуперации от параметра α

Недостатки рекуперативного торможения связаны с усложнением схемы СПНЧ и изменением тормозной силы (и даже сбоем торможения) при колебании напряжения сети. Этот способ торможения не может быть рекомендован в качестве аварийного при возможном отключении сети питания реактивной мощностью. При конденсаторном торможении имеет место соотношение:

$$\omega_1 = \frac{1}{\sqrt{L_1 C_B}},$$

где ω_1 – угловая частота генерируемых колебаний; L_1 – полная индуктивность фазы; C_B – возбуждающая мощность.

Учитывая, что скорость экипажа $v = 2\tau f_1(1-S)$ и $\omega_1 = 2\pi f_1$, получим

$$C_B = \frac{\tau^2(1-S)^2}{\pi^2 L_1 v^2} = \frac{(1-S)^2}{\alpha^2 L_1 v^2},$$

где $\alpha = \pi/\tau$.

Как видно, $C_B \rightarrow \infty$ при $v \rightarrow 0$.

Это значит, что диапазон конденсаторного торможения ограничен и осуществить таким способом остановку экипажа невозможно.

Динамическое торможение ЛАД происходит при подключении обмотки индуктора к источнику постоянного тока. Сила торможения в этом случае определяется формулой:

$$F_T = 2 \frac{J_m^2 \mu_0 \epsilon \rho t b \delta}{\alpha (1 + \epsilon^2)}.$$

Характеристики динамического торможения приведены на рис. 8.2.23 с учетом (штриховые линии) и без учета силы левитации. Динамическое торможение можно рассматривать как один из способов аварийного торможения (при наличии на экипаже аккумуляторной батареи).

В зоне малых скоростей, когда малоэффективно генераторное и динамическое торможение, возможно торможение противовключением, посредством переключения двух фаз (рис. 8.2.24).

При этом способе можно обеспечить полную остановку экипажа.

Торможение ЛСД. Основными методами торможения ЛСД, как и в случае с ЛАД, являются рекуперативное и динамическое. У ЛСД с ферромагнитной структурой переход в генераторный режим происходит при изменении знака внутреннего угла θ между осями

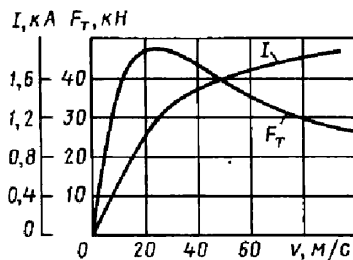


Рис. 8.2.23. Характеристики ЛАД при динамическом торможении

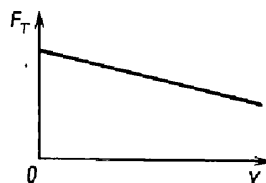


Рис. 8.2.24. Тормозная характеристика ЛАД в режиме противовключения

поллюсов и результирующего потока в соответствии с уравнением:

$$I_1 = I_0 + I_a,$$

где I_a – средняя составляющая силы тока I , зависящая от угла θ , т.е. от нагрузки; I_0 – средняя сила тока намагничивания.

Такой режим у ЛСД с СЭМ имеет место при угле θ_m между осями магнитного потока СЭМ и результирующего потока якорной обмотки.

Следует иметь в виду, что само по себе изменение углов θ или θ_m не обеспечивает изменения скорости. Для этого используют СПЧН, который при рекуперативном торможении регулирует частоту силы тока в якорной путевой обмотке таким образом, чтобы во время всего торможения ЛСД работал в генераторном режиме.

Характеристики ЛСД при динамическом торможении аналогичны, показанным на рис. 8.2.23 и отличаются тем, что $F_{эд} > F_{эм}$, как показано на рис. 8.2.19.

Режим противовключения ЛСД осуществляется переключением двух фаз путевой (якорной) обмотки. При этом ЛСД работает в асинхронном режиме со скольжением $s > 1$. На этот режим накладывается режим короткого замыкания синхронного генератора с ЭДС E_k и частотой $(1-s)f_1$. Так как в сети токов такая частота отсутствует, относительно ЭДС и силы тока I_k обмотка якоря замкнута коротко.

$$\text{Сила тока } I_k = \frac{E(1-s)}{\sqrt{r_a^2 + [(1-s)x_a]^2}} \quad (\text{где}$$

E – ЭДС, индуцируемая током I_c при $s = 0$) накладывается на силу тока I_a частоты сети f_1 , в результате получаются большие пульсации тормозной силы. Поэтому практически этот режим торможения не используется.

8.2.4. ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ В ЛИНЕЙНЫХ ТЯГОВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

Во всех типах линейных двигателей, наряду с особенностью электромагнитных процессов, важное значение имеют специфические тепловые процессы. В двигателях с ферромагнитной структурой существенно затрудняет теплоотвод щелевая конструкция воз-

душного зазора, а в ЛАД к тому же – неравномерное распределение магнитного потока по длине индуктора и тока во вторичном элементе (реактивной полосе).

В связи с этим приходится решать полевою задачу нестационарного теплоотвода, так как выход из строя изоляции обуславливают появление отдельных очагов, в которых превышение температуры выходит за допустимые нормы. При этом превышение температуры изоляции всего на 8°C приводит к сокращению срока ее службы в 2 раза (правило восьми).

Из анализа коэффициентов теплообмена в условиях ламинарного (α_l) и турбулентного (α_t) движения воздушной среды в зазоре δ , одна из стенок которого перемещается со скоростью v относительно другой, получены следующие зависимости:

$$\alpha_l = \frac{3\lambda}{2\delta};$$

$$\alpha_t = \frac{\lambda}{\delta} \left[\frac{0,0826 \text{Pr}^2 \text{Re}^{1,885}}{0,775 + 11\text{Pr} + 2,5 \ln(0,00254\text{Re}^{0,885})} \right],$$

где $\text{Re} = \frac{v\delta}{\nu}$ – критерий Рейнольдса; $\text{Pr} = \nu/a$ – кри-

терий Прандтля; λ , ν , α – коэффициент соответственно теплопроводности, кинематической вязкости и температуропроводности воздуха.

Турбулентный режим в зазоре наступает при числах $\text{Re} > 3000$.

Определяющее влияние на величину нагрева реактивной шины оказывает плотность теплового потока q_0 вторичного элемента.

По техническим данным для однофазного ОЛАД мощностью 100...200 кВт при номинальном режиме $q_0 = (1,5...6) \cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2$.

Температура верхней части реактивной шины

$$T = T_0 \left\{ 1 + \frac{\bar{q}_0}{B_i} [1 - \exp(-\text{Bi Fo})] - \bar{q}_0 \sum_{n=2}^{\infty} \frac{2}{\mu_n^2} \exp(-\mu_n^2 \text{Fo}) \right\},$$

где $\text{Fo} = a_{\text{ш}} t / h^2$ – критерий Фурье; $\text{Bi} =$

$$= \alpha_{\text{ш}} p / \lambda - \text{критерий Био}; \quad \bar{q}_0 = \frac{h q_0}{\lambda_{\text{ш}} T_0} - \text{без-}$$

размерная поверхностная плотность теплового потока; h – толщина шины; $\lambda_{\text{ш}}$, $\alpha_{\text{ш}}$ – коэффициент соответственно тепло- и температуропроводности ее материала; t – время; $\alpha_{\text{ш}}$ – коэффициент теплообмена на поверхности шины; T_0 – температура окружающей среды, К;

$$\mu_n = \left[(n-1)\pi + \sqrt{(n-1)^2\pi^2 - 4B_i} \right] / 2;$$

n – число индукторов на экипаже (поезде).

При очень медленном движении поезда коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{ш}}$ определяется режимом свободной конвекции. Температура нагрева реактивной шины в этом случае определяется приближенным соотношением:

$$T = T_0 + q_0 / \alpha_{\text{ш}}.$$

Она может значительно превысить допустимое значение. Так, согласно расчетным данным, ОЛАД модульного исполнения с силой тяги 530 Н для экипажа пригородного сообщения со скоростью 200 км/ч плотность теплового потока $q_0 = 9333$ Вт/м². При $\alpha_{\text{ш}} = 14$ Вт/(м²·К) получим $T = 979$ К. Поэтому при допустимой температуре для токопроводящего слоя порядка 200 °С, должен быть обдув с $\alpha_{\text{ш}} = 58$ Вт/(м²·К), в противном случае произойдет деформация алюминивой полосы.

При обращенном варианте исполнения ОЛАД, когда реактивная шина располагается на экипаже, как правило, для ее охлаждения приходится применять интенсивные системы охлаждения, например, испарительные (используемые на высотных сверхзвуковых летательных аппаратах с $\alpha_{\text{ш}}$ в тысячи раз больше указанных значений). В линейных двигателях с СЭМ тепловая проблема сводится к уменьшению теплопритоков в криостат. При сверхпроводниках второго рода (NbTi и Nb₃Sn) с большими критическими полями имеют место следующие потери и теплопритоки:

1) гистерезисные

$$P_{\text{г}} = \frac{1}{4} I_{\text{кр}} \left| \frac{dB}{dt} \right| d_{\text{пр}},$$

где $I_{\text{кр}}$ – критическая сила тока; $d_{\text{пр}}$ – диаметр провода;

2) потери на вихревые токи на 1 м² поверхности

$$P_{\text{вт}} = \frac{1}{12\rho} \left(\frac{dB}{dt} \right)^2 D^2,$$

где ρ – удельное сопротивление провода в нормальном состоянии; D – эффективный диаметр элемента замкнутого контура;

3) теплоприток, обусловленный теплопроводностью остаточных газов,

$$P_{\text{ог}} = \kappa_a \rho \alpha_0 (T_2 - T_0) S_{\text{ср}},$$

где P – давление остаточных газов; $T_2 - T_0$ – температура соответственно теплой и холодной поверхностей, К; $S_{\text{ср}}$ – средняя площадь поверхности между стенками; $\alpha_0 = 0,2 \dots 0,5$ – коэффициент аккомодации газа; коэффициент $\kappa_a = 0,028; 0,059; 0,016$ соответственно для гелия, водорода и воздуха;

4) теплоизлучение для системы из двух стенок с температурой T_2 и T_0 , Вт/см²,

$$P_{\text{я}} = 5,77 \frac{T_2^4 - T_0^4}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} 10^{-12},$$

где ε – коэффициент характеризующий отражающую способность поверхности;

5) теплоприток через опоры

$$P_{\text{оп}} = \lambda S_{\text{оп}} (T_2 - T_0) / l_{\text{оп}},$$

где λ – теплопроводность опор; $S_{\text{оп}}$ – площадь опор; $l_{\text{оп}}$ – длина опор в направлении теплового потока; T_2 , T_0 – температура материала соответственно опор и криостата;

6) теплоприток через токовводы, который является важнейшим из перечисленных выше,

$$P_{\text{тв}} = I \sqrt{2\lambda\rho (T_2 - T_1)},$$

где I – сила тока.

Принимаются различные меры для уменьшения потерь. В частности, для снижения $P_{\text{тв}}$ используют специальные устройства, позволяющие увеличивать силу тока и поток небольшими порциями. Такими устройствами

являются циклический трансформатор и топологический генератор. Они исключают непосредственный контакт со сверхпроводниковой обмоткой. Потери в СЭМ экипажа массой 40 т обычно не превышают 100...120 Вт. Однако с ними приходится считаться, поскольку на 100 кВт потерь приходится 26,8 л/с испаренного гелия. Для этого потребуется примерно 81 кВт·ч энергии в рефрижераторной установке. Масса рефрижератора на 1 Вт мощности потерь составит порядка 50 кг.

8.2.5. МАГНИТНЫЙ ПОДВЕС С ДИАМАГНИТНОЙ СТАБИЛИЗАЦИЕЙ

Как отмечалось, используемые в практике электромагнитные и электродинамические способы подвеса имеют существенные недостатки (первые – металлоемки и требуют большую мощность на левитацию, вторые нуждаются в колесных опорах на пусковом режиме и в экологической защите от высоких значений магнитной индукции).

Новые системы магнитной подвески с диамагнитной стабилизацией положения экипажа или со стабилизированным магнитным потоком с помощью высокотемпературных сверхпроводников выгодно отличаются от используемых в практике прототипов.

Известно, что диамагнетики (медь, серебро, стекло и др.), внесенные во внешнее магнитное поле, намагничиваются в направлении, обратном направлению поля, что связано с ларморовой прецессией электронных оболочек атомов. Идеальными диэлектриками оказались высокотемпературные сверхпроводники. Реакция их на внешнее поле аналогична реакции диамагнитного тела. Появившиеся в последние годы такие проводники на основе керамики $\text{La}_2\text{Ba}_2\text{CuO}_4$, $\text{I}_2\text{Ba}_2\text{CuO}_4$ и TiBa имеют критические температуры соответственно 82 К; 96 К и 126 К и позволяют использовать для их охлаждения азот, критическая температура которого 77 К.

Высокотемпературные сверхпроводники обладают достаточно высокими критическим параметрами. Так, металлокерамика $\text{I}_2\text{Ba}_2\text{CuO}_4$ имеет критическую индукцию $B_{\text{кр}} = 6$ Тл при $T = 300$ К и $B_{\text{кр}} = 80$ Тл при $T = 4,2$ К, а критическая плотность силы тока 100...500 А/мм². Пока отсутствует универсальная теория, описывающая поведение таких проводников в

магнитном поле. Согласно микроскопической теории керамические сверхпроводниковые материалы, имеющие поликристаллическую структуру с размерами гранул 1...10 мкм, обладают свойствами низкотемпературных на микроскопическом уровне, т.е. они пропускают в замороженном состоянии внешнее поле в зоне без гранул, а в гранулах наводятся токи, близкие к критическим, обладающие эффектом Мейсснера. Таким образом, реакция проводника на внешнее поле не возникает, а при его изменении молекулярные токи гранул стремятся сохранить номинальную величину поля. На этом принципе основана новая система диамагнитной стабилизации положения экипажа и магнитного потока (рис. 8.2.25).

При определенном сочетании параметров магнитной цепи система стабилизации положения может развивать силу как притяжения, так и отталкивания от путевого полотна. При анализе силовых характеристик принято допущение, что магнитная система является идеальной, т.е. магнитный поток целиком замыкается по магнитопроводу, магнитное поле в зазорах однородное, а диамагнетик полностью выталкивает поле из своего объема.

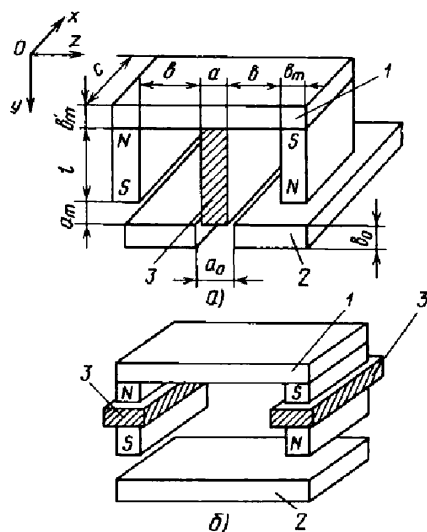


Рис. 8.2.25. Конструктивная схема системы подвеса с диамагнитной стабилизацией положения экипажа (а) и потока (б): 1 – экипаж; 2 – путевое полотно; 3 – высокотемпературный сверхпроводник

Сила притяжения полюсов к путевой структуре

$$F_m = -\frac{1}{2} HB_2 S_m = \frac{B^2}{\mu_0} S_m = \frac{\Phi^2}{\mu_0 S_m},$$

где $S_m = b_m c$ – площадь сечения полюса; Φ – поток в магнитной системе.

Сила выталкивания диамагнитного тела из зазора:

$$F_g = -\frac{1}{2} \frac{B_g^2}{\mu_0} S_g = -\frac{\Phi^2 S_g}{2\mu_0 S_0^2 \left(1 - \frac{x}{b_0}\right)^2},$$

где изменение площади торца зазора $S_0(x) = b_0 c$ при перемещении подвеса принято

$$S_0(x) = S_0 \left(1 - \frac{x}{b_0}\right).$$

Суммарная сила взаимодействия с путевой структурой

$$F_\Sigma = F_m + F_g = \frac{\Phi^2}{\mu_0 S_m} \left[1 - \frac{S_m S_g}{2S_0^2 \left(1 - \frac{x}{b_0}\right)^2} \right]. \quad (8.2.5)$$

Для расчета величины магнитного потока $\Phi(x)$ полагаем

$$F_0 = \frac{\Phi(x)}{\mu_0} \left[\frac{2a(x)}{S_m} + \frac{a_0}{S_0(x)} \right],$$

где F_0 – магнитодвижущая сила; $a(x) = a_m - x$.

Переходя к относительной координате

$\xi = \frac{x}{a_m}$, имеем

$$\Phi(\xi) = \mu_0 F_0 \left[\frac{2a_m(1-\xi)}{S_m} + \frac{a_0}{S_0} - \frac{1}{1 - \frac{a_m \xi}{b_0}} \right]^{-1}.$$

Вводя безразмерные параметры $\theta = \frac{S_m S_g}{2S_0^2} = \frac{a_0 b_m}{2b_0^2}$ и $\alpha = \frac{a_m}{b_0}$, получим суммарную силу

$$F_\Sigma(\xi, \theta) = f_{m0} \left[1 - \frac{\theta}{(1 - \alpha \xi)^2} \right] \times \left[1 - \xi + \frac{\theta}{\alpha(1 - \alpha \xi)} \right]^{-2}, \quad (8.2.6)$$

где $f_{m0} = \frac{\mu_0 S_m F_0^2}{4a_m^2}$ – базовая сила притяжения (при $\theta = 0, \xi = 0$).

В зависимости от соотношения геометрических размеров числитель выражения (8.2.6) суммарной силы подвеса в исходном положении ($\xi = 0$) может быть как положительным, так и отрицательным, т.е. можно реализовать как притяжение, так и отталкивание. Условием притяжения подвеса к путевой структуре является $\theta < 1$, условием отталкивания $\theta > 1$. Для удобства анализа силовой характеристики преобразуем выражение (8.2.6) к системе координат

$$\gamma = 1 - \alpha \xi.$$

Тогда

$$F_\Sigma(\gamma, \xi) = F_{m0} \frac{\alpha^2(\gamma^2 - \theta)}{[\theta - \gamma(1 - \alpha) + \gamma^2]^2}. \quad (8.2.7)$$

Так как $\xi = x/a_m, 0 \leq \xi \leq 1, \alpha = a_m/b_0$ и зазор между подвесом и путевой структурой не может быть произвольно большим, то ограничимся рассмотрением зазора a_m , сравнимого с толщиной магнитопровода b_0 . В этом случае $0 \leq \alpha \leq 1$ и физически обоснованная область изменения аргумента

$$0 \leq \gamma \leq 1.$$

Рассмотрим функцию $f_\Sigma(\gamma, \xi)$ в интервале изменения γ :

$$\text{при } \gamma = 0, \xi = \frac{1}{\alpha}$$

$$\frac{F_\Sigma(0, \theta)}{F_{m0}} = -\frac{\alpha^2}{\theta} - \text{отталкивание};$$

при $\gamma = 1$, $\alpha\xi = 0$

$$\frac{F_{\Sigma}(\gamma, \theta)}{F_{m0}} = \alpha^2 \frac{1-\theta}{(\theta+\alpha)^2} - \begin{cases} \text{притяжение при } \theta < 1 \\ \text{отталкивание при } \theta > 1 \end{cases}.$$

Таким образом, существует принципиальная возможность получения при взаимодействии подвеса с путевой структурой силовой характеристики, имеющей точку равновесия. Для этого необходимо, чтобы $F_{\Sigma} = 0$ в некоторой точке $\gamma = \gamma_0$, а чтобы равновесие было устойчивым, сила F_z должна быть возвращающей к точке равновесия, т.е. при увеличении зазора Δ_m положительной, а при уменьшении Δ_m отрицательной. Определив величину зазора $\Delta_m = \bar{a}_m - x = a_m(1-\xi)$, выразим γ в преобразованном виде:

$$\gamma = 1 + \alpha + \alpha \frac{\Delta_m}{a_m}.$$

Очевидно, что величина γ возрастает при увеличении зазора и уменьшается при его уменьшении. Вследствие этого условием устойчивого равновесия является положительный знак производной $\frac{\partial F_{\Sigma}}{\partial \gamma}$ в точке γ_0 , т.е. состояние устойчивого положения экипажа, использующего рассматриваемый принцип подвеса, определяется уравнением

$$F_{\Sigma}(\gamma_0) = 0, \quad \frac{\partial F_{\Sigma}(\gamma)}{\partial \gamma} > 0 \quad \text{при } \gamma_0 = 0.$$

Исходя из того, что подвес транспортной системы должен иметь высокую жесткость и поэтому сильного смещения из положения равновесия не должно быть, получим:

в точке равновесия

$$F_{m0} \frac{\alpha^2(\gamma^2 - \theta)}{[\theta - \gamma(1-\alpha) + \gamma^2]^2}; \quad \gamma_0 = \sqrt{\theta};$$

$$\xi = \frac{1 - \sqrt{\theta}}{\alpha};$$

производную силу

$$\left. \frac{1}{F_{m0}} \frac{\partial F_{\Sigma}(\gamma, \theta)}{\partial \gamma} \right|_{\gamma=\gamma_0} = \frac{2\alpha^2[3\gamma\theta - \theta(1-\alpha) - \gamma^3]}{[\gamma^2 - (1-\alpha) + \theta]^3} = \frac{2\alpha^2}{\sqrt{\theta}(2\sqrt{\theta} - 1 + \alpha)^2},$$

т.е. производная положительна и равновесие устойчиво.

На высокотемпературный сверхпроводник в рассматриваемой системе подвеса возлагаются функции не только обеспечения требуемой жесткости

$$\frac{\partial F_{\Sigma}}{\partial \xi} = - \frac{2\alpha^2 F_{m0}}{\sqrt{\theta}(2\sqrt{\theta} - 1 + \alpha)^2} \quad \text{с}$$

учетом соотношения $\gamma(\xi) = 1 - \xi\alpha$, т.е. возврата экипажа в положение равновесия при смещении его под действием внешних сил, но и обеспечение затухания, определяющего быстроту возврата в равновесное положение. Затухание колебаний непосредственным образом связано с диссипативными процессами в проводнике. Как показали исследования, основными источниками диссипации энергии в рассматриваемой системе являются потери на вихревые токи в проводнике и в магнитной системе.

В результате анализа установлено, что замена электромагнитной подвески вагона В-250 подвеской с постоянными магнитами и диамагнитной стабилизацией позволит уменьшить массу системы подвеса от 9,3 до 6,3 т и сократить мощность потребляемой энергии.

Результатом совершенствования системы подвеса с диамагнитной стабилизацией положения экипажа явился подвес со стабилизированным замороженным полем. В этом случае может быть использовано путевое полотно, предназначенное для ЭМП, без использования устройства поперечной стабилизации, сверхпроводники жестко закреплены на полюсных наконечниках (в рабочем положении, следовательно, диамагнетик не подвержен силовому воздействию). Для приведения такой системы подвеса в рабочее состояние достаточно охладить проводник при воздушном номинальном зазоре. Анализ и экспериментальные исследования системы со стабилизированным потоком применительно к вагону В250 с массой 48 т

при резонансной частоте $f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}} = 2,2 \text{ Гц}$

(где $K = Mg / \delta$ – коэффициент упругости; M – масса вагона) показали, что мощность снижается от 100 до 5,3 кВт, а масса тягово-подъемных модулей – от 50 до 2,24 т; при этом необходимая мощность рефрижераторных установок составит 48,5 кВт.

Рассмотренный принцип новой подвески нашел практическую реализацию в супермодернизированной системе электромагнитной подвески поездов типа TR. При этом предполагается вместо ЛСД использовать ЛАД.

В заключение следует констатировать, что перспективы развития наземного транспорта России связаны с переходом на новые типы тяговых двигателей линейного исполнения с колесной опорой (в городском транспорте) и магнитной подвеской (в пригородных и магистральных системах).

Разрабатываемые супермодернизированные системы TR с использованием высокотемпературных сверхпроводников в качестве диамagnetиков при путевой структуре из дорожостоящих постоянных магнитов и асинхронных двигателей с низкими энергетическими показателями представляются менее рациональными по сравнению с отечественной системой магнитной подвески с диамagnetной стабилизацией и ЛАД с высокими значениями энергетических показателей, полученных за счет позитивного использования их концевых эффектов.

Глава 8.3

ТРАНСПОРТНЫЕ СИСТЕМЫ ДЛЯ ГОРОДСКОГО И ПРИГОРОДНОГО СООБЩЕНИЯ

8.3.1. НАЗЕМНЫЕ ГОРОДСКИЕ ТРАНСПОРТНЫЕ СИСТЕМЫ

К городским транспортным системам предъявляется ряд специфических требований, отличных от требований к междугородному сообщению: относительно небольшая протяженность трассы; частые разгоны и торможения при большом количестве остановок; совместимость с другими видами транспортных систем; высокая провозная способность и экономическая эффективность; комфортные условия и низкий уровень шума. Как показали исследования, проведенные в нашей стране и за рубежом, транспорт с магнитным подвешива-

нием и линейными тяговыми двигателями удовлетворяет особым условиям городского и пригородного сообщения, а также для связи город–аэропорт.

Опытную апробацию городские транспортные системы с магнитным подвешиванием прошли в нескольких вариантах в основном на больших международных выставках. Опытно-демонстрационная и рекламная подготовка позволили перейти к широкому внедрению такого транспорта в городские транспортные сети.

Для городского транспорта целесообразно использование ЭМП и ЛАД с коротким статором (см. рис. 8.2.5). Подобная транспортная система разработана в Японии для городов Токио, Осака, Нагойя с высокоинтенсивным движением. Максимальная скорость движения 150 км/ч, эксплуатационная 70 км/ч. Пропускная способность 5000 пассажиров в 1 ч в одном направлении соответствует пропускной способности метрополитена с интенсивным движением. Интервал движения между поездами составляет 90 с. На экипаже размещаются восемь подъемно-направляющих модулей по четыре электромагнита в каждом. Номинальный воздушный зазор в системе подвеса и ЛАД 10 мм. Электропривод поезда обеспечивает рекуперацию энергии, что особенно важно при частых торможениях. Система управления полностью автоматизирована и работает без машиниста.

В Японии в 2004 г. завершено строительство городской транспортной системы с магнитным подвешиванием и ЛАД "Tobu HSST Maglev Line" (рис. 8.3.1 – рис. 8.3.3). Основные параметры подвижного состава этой транспортной системы приведены в табл. 8.3.1. Здесь предусмотрена модульная система подвеса и тяги (рис. 8.3.4), когда в одном тягово-подъемном модуле объединены ЭМП и ЛАД. В "охватывающей" конструкции модуля размещены четыре электромагнита 8 и один ЛАД 9. Поперечная стабилизация реализуется за счет П-образной структуры магнитопровода электромагнита. Питание электромагниты получают от источника постоянного тока напряжением 275 В через пантограф. В аварийном режиме (в случае потери напряжения) питание электромагнитов осуществляется от бортовых батарей. Шесть индукторов 4 ЛАД (в шести модулях) позволяют разгонять состав до 300 км/ч. Каждый ЛАД управляется малогабаритным и легким инвертором. Обмотка ЛАД для снижения массы вагона выполнена алюминиевой.



Рис. 8.3.1. Городская транспортная система с магнитным подвесом и ЛАД



Рис. 8.3.2. Эстакада городской транспортной системы с МП и ЛАД

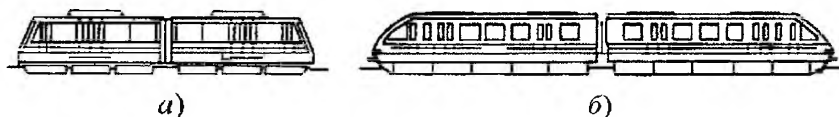


Рис. 8.3.3. Компоновка поездов городской транспортной системы с ЭМП и ЛАД
(без промежуточных вагонов):
а – HSST-100S; б – HSST-100L

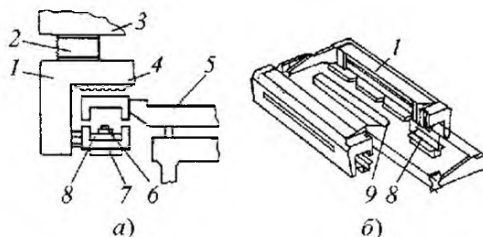


Рис. 8.3.4. Схемы действия (а) и конструктивная (б) тягово-подъемного модуля транспортной системы "Tobu HSST Maglev Line":

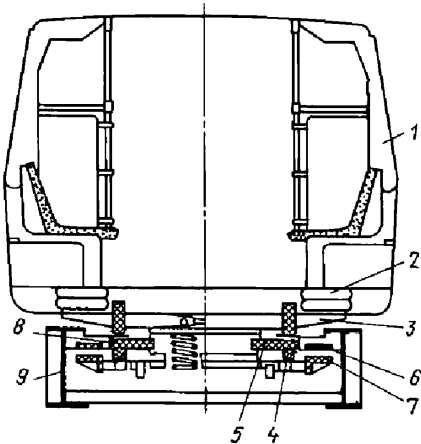
1 – тягово-подъемный модуль; 2 – вторичный подвес; 3 – вагон; 4 – индуктор ЛАД; 5 – путевая структура;
6 – датчик зазора; 7 – контроллер; 8 – электромагнит; 9 – ЛАД

**8.3.1. Характеристика
городской транспортной системы
"Tobu HSST Maglev Line"**

Параметры	HSST-100S	HSST-100L
Длина вагона, м	8,5	14,4
Количество тягово-подъемных модулей на вагон	6	10
Масса вагона, т	10	15
Максимальная пассажировместимость вагона	67	100

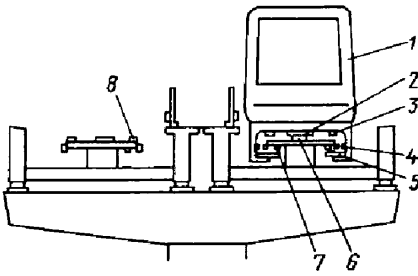
Важным преимуществом такой транспортной системы является то, что она может преодолевать уклоны, в 2–2,5 раза больше, чем это допустимо для рельсового транспорта, а также имеет небольшие радиусы поворотов пути, что очень важно для городских условий.

В городской транспортной системе M-bahn (Германия) используется достаточно простая система неуправляемого магнитного подвеса на постоянных магнитах (из материала Nd-Fe-B). Возникающие динамические перемещения экипажа в вертикальном и боковом направлениях компенсируются пневматичес-



**Рис. 8.3.5. Схема экипажа
городской транспортной системы M-bahn с
подвесом на постоянных магнитах и ЛСД:**

1 – экипаж; 2 – система вторичного подвеса; 3, 4 – колеса ограничения вертикальных перемещений; 5 – колеса ограничения поперечных перемещений; 6 – статор ЛСД; 7 – постоянные магниты; 8 – направляющий рельс; 9 – путевая структура



**Рис. 8.3.6. Схема городской транспортной
системы с ЭМП и ЛАД:**

1 – экипаж; 2 – индуктор ЛАД; 3 – система торможения; 4 – электромагнит направления; 5 – электромагнит подвеса; 6 – реактивная шина; 7 – система токосъема; 8 – опорные поверхности системы торможения

кими колесами 3–5, а также системой вторичного подвеса 2 и демпфирования колебаний (рис. 8.3.5). В качестве линейного тягового двигателя используется ЛСД с активной путевой структурой, трехфазная обмотка которого уложена в ферромагнитный шихтованный пакет (см. рис. 8.2.6). Постоянные магниты 7, расположенные на поддресоренных тележках экипажа, используются одновременно для подвеса и для возбуждения ЛСД. Скорость движения 80 км/ч позволяет выполнить питаемые участки якорной обмотки достаточно короткими, снизив, тем самым, потери в них. Специального управления преобразователями при переходе стыков питаемых участков (как это требуется при высокоскоростном движении) не предусматривается, а возникающие колебания силы тяги сглаживаются системой вторичного подвеса экипажа.

Городская транспортная система "челночного типа" разработана в Великобритании (рис. 8.3.6): на одной линии находится один экипаж, совершающий пробег в обе стороны. Экипаж 1 имеет систему электромагнитного подвеса 5 поперечной стабилизации 4 и односторонний ЛАД. Электроэнергия на борт экипажа передается с помощью металлизированных угольных скользунов 7. Для питания ЛАД используются транзисторные инверторы напряжения, расположенные на экипаже.

8.3.2. МОНОРЕЛЬСОВЫЕ ТРАНСПОРТНЫЕ СИСТЕМЫ

Комплексное решение транспортной проблемы в мегаполисах требует создания внеуличных видов городского транспорта, к числу

которых безусловно относятся монорельсовые транспортные системы, в которых подвижной состав перемещается по ходовой балке, установленной на опорах на некотором расстоянии над землей.

В Германии, США, Франции, Канаде, Японии и других странах построены различного рода монорельсовые дороги, которые наряду с высокой пропускной способностью требуют существенно меньших капитальных и эксплуатационных затрат, чем традиционные

виды внеуличного транспорта. При этом во многих случаях они обеспечивают непрерывную, надежную и безопасную эксплуатацию в самых неблагоприятных погодных условиях. Современные тенденции развития монорельсовых систем нашли свое отражение при создании Московской пассажирской монорельсовой дороги (ММД), введенной в эксплуатацию в 2004 г. (рис. 8.3.7).

Техническая характеристика Московской монорельсовой дороги приведена ниже.

Количество вагонов	2...10
Длина состава, м	15...55
Высота состава над ходовой балкой (при номинальной нагрузке), м, не более	3,3
Ширина состава, м	2,3
Масса состава, т	14...58
Вместимость одного вагона при плотности загрузки 5 чел./м ²	34
Общее число пассажиров в составе при плотности загрузки 5 чел./м ²	64...336
Максимальная скорость движения состава, км/ч	60
Номинальное ускорение (разгон/торможение), м/с ²	1
Минимальный радиус профиля пути, м	50
Диапазон температур окружающей среды при эксплуатации, °С	-40...+40
Срок эксплуатации, лет	20
Тяговый привод	ЛАД с индукторами на ходовых тележках и вторичным элементом на ходовой балке
Сила тяги одного двигателя, Н	7500
Напряжение подаваемое на состав, В	Постоянное, 600 ± 10 %
Тип токосъема	Нижний, две троллеи и шина заземления



Рис. 8.3.7. Подвижной состав Московской монорельсовой дороги

Подвижной состав монорельсовой дороги (ММД) содержит головной и хвостовой вагоны 1 и четыре пассажирских 3, разделенных межвагонными перекрытиями (рис. 8.3.8). Ходовая часть ЭПС образована семью ходовыми тележками, две из которых расположены под головным и хвостовым вагонами, а пять – в межвагонном пространстве 2. Головной и хвостовой вагоны оборудованы кабинами машини-

ста. Вагоны имеют автоматические двери, расположенные по обеим сторонам для беспрепятственного выхода пассажиров на станциях, системе кондиционирования и вентиляции. Климат в салонах поддерживается автоматически. Подвижной состав опирается на ходовую балку (рис. 8.3.9). Вдоль боковой поверхности балки на кронштейнах установлена трехтроллейная контактная сеть тягового электроснабжения ЭПС.

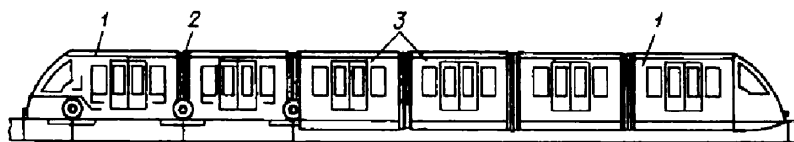


Рис. 8.3.8. Электроподвижной состав

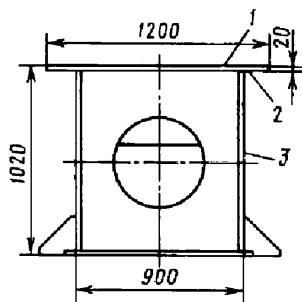


Рис. 8.3.9. Ходовая балка для электроподвижного состава ММД:

1 – несущая поверхность;
2, 3 – поверхность соответственно вертикальной и горизонтальной стабилизации

Тяговая передача в ММД осуществляется бесконтактно за счет использования ЛАД. Ходовые колеса в этом случае выполняют только функцию опоры и направления экипажа, при этом исключаются требования по сцеплению колеса с полотном, а значит и проблема эксплуатации в условиях гололеда и снежного наката.

Тяговый привод подвижного состава монорельсовой системы. Размещение тягового электродвигателя на ходовой тележке показано на рис. 8.3.10. Отличительной особенностью этой компоновочной схемы является независимая подвеска индуктора ЛАД на ходовой тележке шасси с базированием на стабилизирующие колеса, контактирующие с нижней поверхностью свеса ходовой балки. Индуктор размещен по центру ходовой балки. Для обеспечения гарантированного прижатия колес 4 каретки индуктора к нижней поверхности балки, в конструкцию введена пружинная развязка. Колеса, на которые базируется каретка индуктора, при необходимости воспринимают опрокидывающую силу вагона. Дополнительно каретка индуктора оснащена опорами безопасности, исключающими касание рабочей поверхности индуктора балки монорельса при выходе из строя пружинной развязки.

Подвеска индуктора линейного двигателя обеспечивает оптимальный зазор между индуктором и вторичным элементом в пределах 10 ± 5 мм.

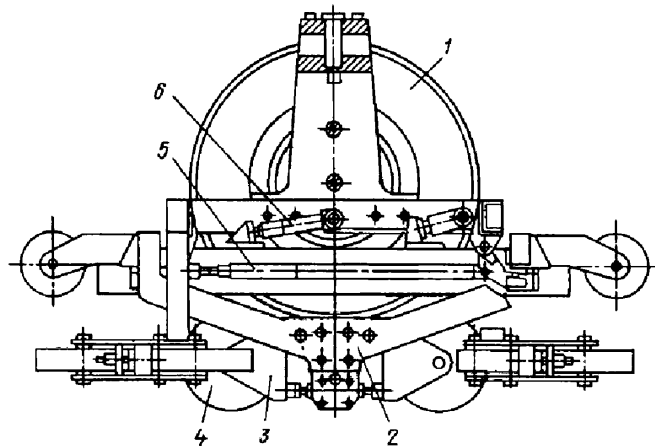


Рис. 8.3.10. Размещения тягового привода на тележке подвижного состава с тяговым ЛАД:

1 – ходовое колесо; 2 – каретка ЛАД; 3 – качалка колеса каретки; 4 – колесо каретки; 5 – толкатель; 6 – тяга

Тяговая передача с линейным электроприводом обладает следующими достоинствами:

трансмиссия значительно проще, поскольку в ней отсутствуют редукторы и карданные передачи;

отсутствует необходимость в сочленении оси и колеса в жесткую кинематическую связь с двигателем, что уменьшает момент трогания поезда и исключает юз и проскальзывание колес в криволинейных участках пути;

отсутствует ограничение по сцеплению колеса с путевым полотном, что позволяет обеспечить движение на крутых уклонах и подъемах, вследствие чего снижаются затраты на спрямление пути;

уменьшаются габаритные размеры подвагонного и внутривагонного пространства, занятого тяговым электроприводом;

отсутствуют ограничения по сцепному весу, что позволяет применять легкие и сверхлегкие конструкционные материалы, а следовательно, снижать энергозатраты на разгон и торможение транспортного средства. Снижение массы подвижного состава дает возможность уменьшить капитальные вложения на создание эстакадного пути;

низкие эксплуатационные расходы и обслуживание тяговой передачи, из-за отсутствия в двигателе вращающихся частей, а в пе-

редаче – редуктора, подшипников и т.д., а также вследствие уменьшения износа колес и путевого полотна.

Недостатком линейного электропривода в сравнении с классическим является увеличенное энергопотребление, что обусловлено большим рабочим зазором в двигателе и краевыми эффектами (для ЛАД). Применительно к рассматриваемой транспортной системе, КПД линейного электропривода в точке максимального потребления мощности составляет 0,65 (КПД пары двигатель вращения–редуктор, например, для трамвая 0,77), т.е. линейный электропривод в точке максимального потребления мощности имеет увеличенное на 12 % энергопотребление. Следует отметить, что масса тягового линейного двигателя примерно в 2–3 раза меньше, чем масса двигателя с редуктором, что позволяет уменьшить массу шестивагонного подвижного состава на 1,5...2,0 т.

В соответствии с техническими требованиями электропривод обеспечивает разгон электроподвижного состава номинальной массой 41,9 т с ускорением 1 м/с^2 , движение с установившейся скоростью (до 60 км/ч), выбег и электрическое торможение с замедлением 1 м/с^2 .

Структурная схема модуля ТЛЭП и состав функциональных блоков, необходимых для реализации режимов работы, представлены на рис. 8.3.11.

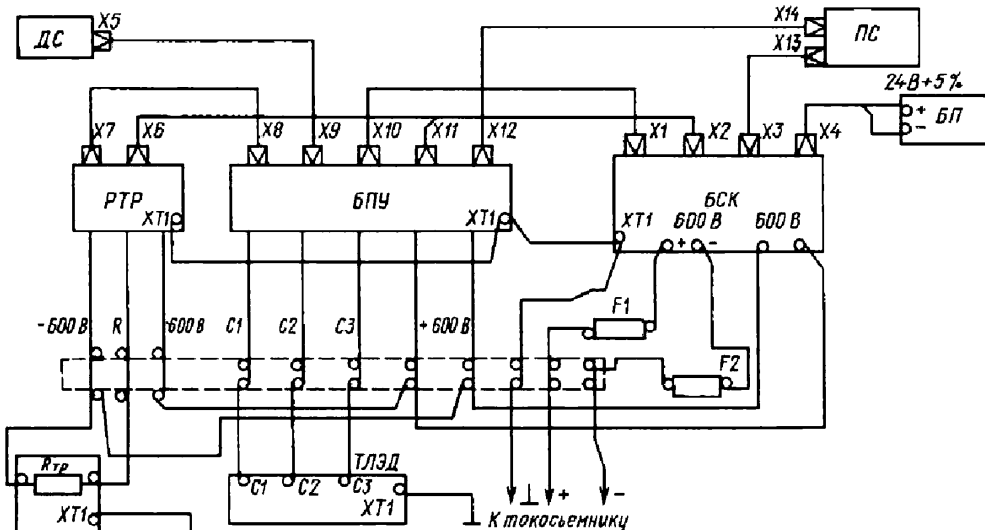


Рис. 8.3.11. Структурная схема модуля ТЛЭП

В комплект модуля ТЛЭП входят: индуктор линейного электродвигателя *ТЛЭД*; блок преобразования и управления *БПУ*; блок регулирования тормозного реостата *РТР*; блок силовой коммутации *БСК*; блок питания системы управления *БП*; тормозные резисторы $R_{тр}$; датчик скорости *ДС* и прибор связи *ПС*. ТЛЭД предназначен для бесконтактной реализации тяги. В *БПУ* силовое питание модуля постоянным током преобразуется в регулируемый по амплитуде и частоте ток. Питание к модулю ТЛЭП подается через блок силовой коммутации и два предохранителя *F1* и *F2*, установленных в цепи по "+" и по "-" контактной сети.

Линейный асинхронный тяговый электродвигатель. Двигатель состоит из индуктора 3, установленного на ходовой тележке, и вторичного элемента 6, уложенного в виде блоков по продольной оси ходовой балки монорельса 7 (рис. 8.3.12). Индуктор 3 содержит магнитопровод 2, набранный из тонколистовой электротехнической стали, трехфазную рабочую обмотку 4, уложенную в пазах магнитопровода, несущий короб 1 и кожух 5 для защиты лобовых частей обмотки от механических повреждений. Вторичный элемент 6 состоит из алюминиевой накладки, выполненной в виде специального профиля, и основания, набранного из ферромагнитных прутков 8 прямоугольного сечения, скрепленных между собой стяжными пластинами 9. Масса индуктора 350 кг. Вторичный элемент формируется из блоков длиной 2 м. Масса блока вторичного элемента 110 кг.

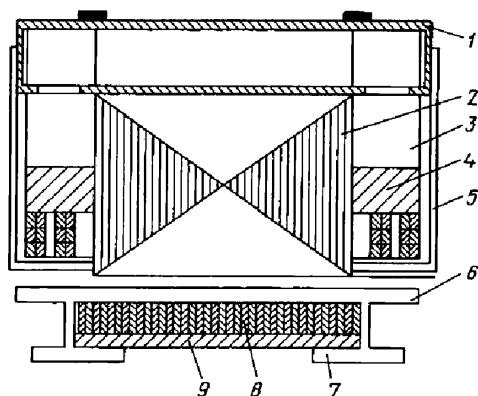


Рис. 8.3.12. Индуктор ЛАД и вторичные элементы

Преобразовательное оборудование.

В состав комплекта преобразовательного оборудования (КПО) входят следующие узлы:

- 1) блок преобразования энергии и управления (БПЭ/У);
- 2) блок устройств силовой коммутации (БСК);
- 3) органы оперативного управления движением;
- 4) блок регулирования тормозного реостата.

Блок преобразования энергии и управления (БПЭ/У) (рис. 8.3.13) – основной узел КПО – включает в себя силовой транзисторный блок, блок входных конденсаторов, блок драйверов, модуль микропроцессорного контроллера, датчики тока и температуры.

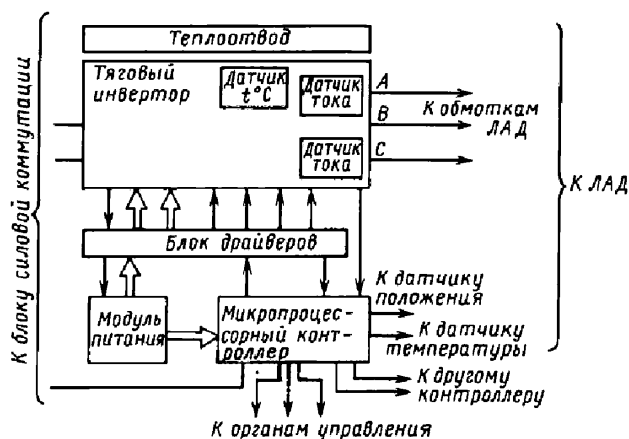


Рис. 8.3.13. Структурная схема блока преобразования энергии и управления

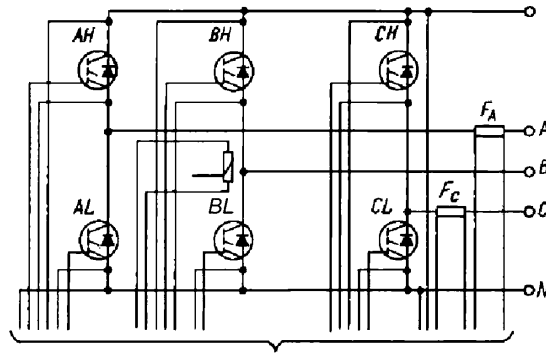


Рис. 8.3.14. Силовая схема тягового инвертора

Трехфазный инвертор силового блока включает шесть силовых транзисторов и шесть диодов реактивного тока (рис. 8.3.14). Назначение блока – переключение соединений обмоток трехфазного ЛАД по заданному алгоритму формирования трехфазного напряжения методом синусоидальной широтно-импульсной и ступенчатой амплитудно-импульсной модуляции.

Блок сформирован на основе трех интегральных транзисторно-диодных модулей типа IGBT, выполненных по схеме полумоста с непосредственным подключением защитных высокочастотных конденсаторов к зажимам анода и катода.

Алгоритм управления и электромеханические характеристики линейного электропривода. Тяговый электропривод электроподвижного состава формируется по модульному принципу, в соответствии с которым каждый индуктор линейного двигателя как объект управления оснащается своим комплектом

преобразовательного оборудования с пускозащитной и коммутационной защитой. Модульный принцип формирования повышает надежность функционирования тяговой передачи, снижает габариты и массу единицы преобразовательного оборудования, позволяет гибко формировать тяговые передачи.

Основные режимы работы модуля ТЛЭП следующие (рис. 8.3.15).

1. Режим пуска. Под пусковым режимом тягового двигателя понимаем режим, в котором он развивает пусковую силу тяги, а преобразователь производит совместное увеличение частоты тока индуктора f_1 и фазного напряжения U_1 . Начальный этап соответствует троганию из неподвижного состояния. Окончанию пуска соответствует режим, когда напряжение на индукторе достигает своего наибольшего значения 220...240 В. Частота тока индуктора, соответствующая окончанию пуска, является номинальной частотой тока индуктора.

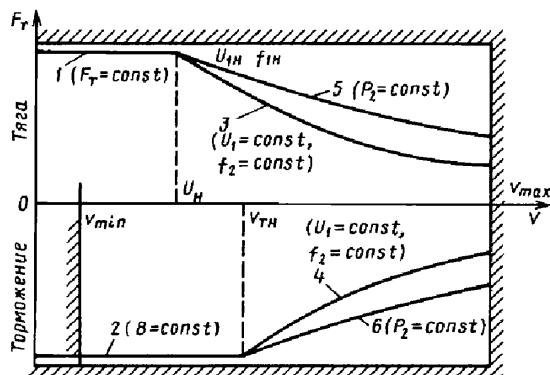


Рис. 8.3.15. Область тяговых и тормозных характеристик магнитного электропривода

2. Движение при фиксированном напряжении U_1 . В режиме $U_1 = \text{const}$ возможно сложно реализовать различные варианты регулирования. Если поддерживать $f_1 = \text{const}$, то мощность двигателя и сила тяги (торможения) уменьшаются при возрастании частоты f_1 (или скорости v), причем $P_2 = 1/f_1$, а $F = 1/f_1^2$. Тяговые 3 и тормозные 4 характеристика 3 и 4 (при $U_1 = U_{1н}$) показаны на рис. 8.3.15.

Если в режиме $U_1 = \text{const}$ будут изменяться уставка $f_{2\text{уст}}$ пропорционально частоте статора (или скорости v), то в этом случае можно реализовать режим постоянства мощности $P_2 = \text{const}$. В этом режиме сила тяги (торможения) $F = 1/f_1$. На рис. 8.3.15 этому режиму соответствуют характеристики 5 и 6.

На рис. 8.3.16 представлены характеристики, реализуемые тяговой передачей в двигательном режиме одним тяговым модулем. Они оптимизированы по критерию минимизации тока потребления, условием которого является равенство параметров эквивалентной схемы замещения двигателя

$$x_\mu = r'_2 / s,$$

где x_μ – главное индуктивное сопротивление; r'_2 – активное сопротивление вторичного элемента, приведенное к параметрам индуктора.

3. Режим электрического торможения. ТЛЭП осуществляет электрическое торможение ЭПС до полного останова. Тормозная характеристика, представленная на рис. 8.3.15, реализуется следующим образом. В диапазоне скоростей $v_{\text{max}} > v_d > v_{\text{min}}$ осуществляется режим генераторного торможения, а при $v_d < v_{\text{min}}$ – динамическое торможение. Генера-

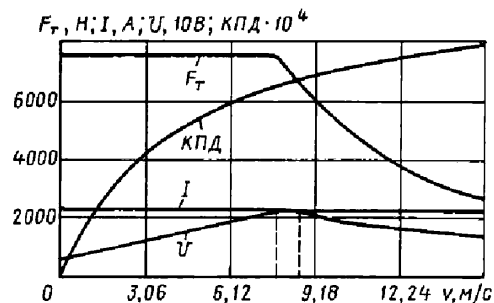


Рис. 8.3.16. Характеристики ТЛЭП в двигательном режиме

торный режим электрического торможения формируется в том случае, если линейная скорость движения v превышает скорость магнитного поля индуктора, определяемую частотой f_1 :

$$f_1 + f_2 = 2\tau / v.$$

При $v_d < v_{\text{min}}$ комплект преобразовательного оборудования подает в обмотки индуктора постоянный ток и двигатель реализует динамическое торможение.

Энергия генераторного торможения может быть отдана в тяговую сеть при наличии в ней потребителя или сброшена через блок регулирования на тормозные резисторы.

Блоки тормозных резисторов трубчатого типа сопротивлением 4,7 Ом и длительной мощности 27 кВт размещены на крыше вагонов ЭПС.

8.3.3. ПРИМЕНЕНИЕ ЛИНЕЙНЫХ ТЯГОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ В МЕТРОПОЛИТЕНЕ

В некоторых случаях, в частности, для метрополитена, предлагается сохранить колесную систему подвеса, но применить линейный тяговый двигатель.

Основное преимущество в этом случае состоит в том, что на тележке вагона под колесными парами размещается только линейный тяговый двигатель без редуктора [25]. Сила тяги (торможения) передается тележке вагона напрямую линейным двигателем (рис. 8.3.17). Капитальные затраты на подвижной состав с линейным электроприводом за счет упрощения трансмиссии по сравнению с подвижным составом, оборудованным классическим электроприводом, могут быть снижены примерно на 5...10 %. Однако появляются дополнитель-

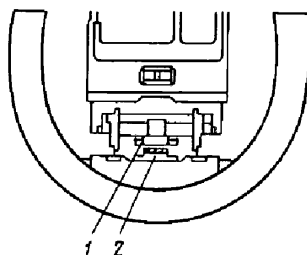


Рис. 8.3.17. Применение линейного асинхронного двигателя для метрополитена:
1 – индуктор ЛАД; 2 – вторичный элемент



Рис. 8.3.18. Поезд серии 12-000 с линейным асинхронным двигателем для метро г. Токио

ные затраты, связанные с оснащением трассы вторичным элементом линейного двигателя.

При сохранении габаритов пассажирского салона уменьшается высота вагона, что позволяет уменьшить диаметр тоннеля метрополитена примерно на 10 %. Это, по оценке специалистов Японии, позволяет снизить капитальные затраты на сооружение тоннеля примерно в 2 раза.

Поезд серии 12-000 для метро г. Токио представлен на рис. 8.3.18. В трех городах Канады и США эксплуатируются колесные экипажи с ОЛАД. Питание постоянным током при напряжении 600 В подводится через контактный рельс. На экипаже расположен инвертор с широтно-импульсной модуляцией на силовых транзисторах. Частота регулируется в пределах 0...60 Гц, что соответствует скорости движения 0...90 км/ч. В эксплуатации расход энергии на 30 % больше, чем в вагонах с вращающимися тяговыми двигателями постоянного тока. Это объясняется низким значением коэффициента мощности ЛАД. Кроме того, значительно снизились расходы на эксплуатацию и ремонт подвижного состава, что в целом свидетельствует об эффективности применения линейных двигателей в метро.

Глава 8.4

ДИНАМИКА ТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ С ЛИНЕЙНЫМ ПРИВОДОМ

В основу выбора схемно-конструктивных решений связи кузова вагона на магнитном подвесе с его ходовыми частями (модулями, тележками) положен опыт эксплуатации

высокоскоростного подвижного состава железнодорожного транспорта (типа ЭР-200) и имеющиеся сведения об экипажах на магнитном подвесе с линейным тяговым двигателем. Транспорт на магнитном подвесе, имеющий постоянный зазор 10 ± 2 мм относительно путевой структуры, можно сравнивать с колесным транспортом, если предположить, что его колеса заменены электромагнитными лыжами, а на рельсах закреплена эфемерная прокладка толщиной 10 мм с коэффициентом трения, равным или близким к нулю. В таком варианте в ходовой части вагона (тележки типа ТСК-1) не должно измениться ничего, кроме замены колес на электромагнитные лыжи. Все элементы рессорного, подвешивания кузова и устройства гашения колебаний должны остаться без изменения, так как на экипаж при высоких скоростях движения ($v = 200$ км/ч) также действуют возмущающие силы от воздействия пути и подвижного состава.

8.4.1. ВИДЫ КОЛЕБАНИЙ СИСТЕМ, ЗАДАЧИ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ

Поступательное движение транспортной системы сопровождается колебаниями. Возникая в результате взаимодействия поезда и пути, колебательные процессы ухудшают его тягово-динамические качества и условия перевозки пассажиров, ускоряют износ оборудования и пути, вызывают дополнительную затрату энергии, расходуемой на движение. Колебания существенно влияют на выбор параметров ходовых частей и кузова, а также определяют плавность хода и устойчивость экипажа при его движении.

Исследование колебаний являются одной из главных задач динамики экипажа. На основе этих исследований выбирают наиболее рациональные параметры упругого подвешивания, а также конструктивное решение, расположение и крепление оборудования, обеспечивающие устойчивое безопасное движение и требуемую плавность хода. Результаты исследований колебаний являются исходными при выявлении причин шума и возможных путей снижения его уровня.

В зависимости от поставленной задачи конечной целью исследования колебаний является определение перемещений, скоростей, ускорений и соответствующих динамических нагрузок одной из колеблющихся поддрессорных масс. Задачей исследования может быть также оценка перемещений неподдрессоренных масс для определения устойчивости и управляемости транспортной системы.

Возникающие при движении экипажа динамические силы вызывают его колебания, имеющие сложный характер. Основным источником возмущающих сил являются взаимодействие ходовых частей и пути. Обычно рассматривают два вида колебаний, вызываемых возмущающими силами:

собственные экипажа, которые могут быть обусловлены единичным отклонением поддрессорного элемента от его равновесного положения, например при проезде единичной неровности, криволинейного участка пути и т.д., и в дальнейшем совершаются без каких-либо внешних сил;

вынужденные, которые возникают при воздействии на экипаж внешних, в том числе периодических, возмущающих сил.

Колебания удобно рассматривать в прямоугольной системе координат (рис. 8.4.1). Продольные и поперечные горизонтальные

перемещения поддрессоренных масс обозначим соответственно x_i и y_i , а вертикальные z_i , углы поворота этих масс относительно их главных центральных осей инерции – θ_i вокруг продольной оси, вокруг поперечной оси и ψ_i вокруг вертикальной оси (где i – порядковый номер поддрессоренной массы).

Максимально возможное число перемещений (степеней свободы) любой поддрессоренной массы в идеальном случае равно шести, однако в реальной колебательной системе оно зависит от числа ограничений этих перемещений, которые обусловлены кинематической схемой конструкции (кинематическими связями). Количество степеней свободы $W_{с.с}$ реальной колебательной системы равно сумме возможных степеней свободы входящих в нее поддрессоренных масс ($6i$) за исключением наложенных кинематических связей k_c :

$$W_{с.с} = 6i - k_c. \quad (8.4.1)$$

Например, для колебательной системы, эквивалентной тележечному вагону и состоящей из трех поддрессоренных масс, число возможных степеней свободы равно $6 \cdot 3 = 18$. Однако поскольку кузов представляет собой наложенную кинематическую связь, рамы тележек не могут перемещаться относительно кузова и относительно друг друга по оси x (вдоль пути). Следовательно, число степеней свободы системы уменьшается на две, т.е. до 16.

Колебательные системы, эквивалентные транспортному средству, аналогичные показанной на рис. 8.4.1, описываются с помощью дифференциальных уравнений высшего порядка со многими неизвестными. Эти уравнения могут быть составлены двумя методами:

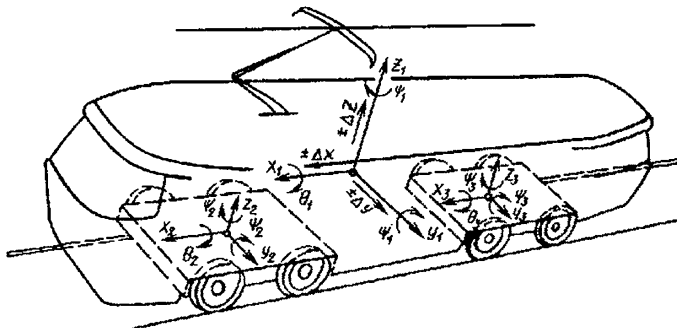


Рис. 8.4.1. Виды колебаний транспортной системы

1) с использованием общего уравнения кинестатики, объединяющего принцип возможных перемещений и принцип Даламбера;

2) составлением дифференциальных уравнений Лагранжа второго рода.

При составлении дифференциальных уравнений по первому методу координаты являются зависимыми между собой величинами, что для многомассовых колебательных моделей затрудняет его использование. При помощи уравнения Лагранжа второго рода дифференциальные уравнения составлять проще. Вместо зависимых между собой координат в этом случае вводят независимые обобщенные координаты. Уравнение Лагранжа второго рода

$$\frac{dT}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = Q'_i, \quad (8.4.2)$$

где T и Π – соответственно кинетическая и потенциальная энергия колебательной системы; q_i – обобщенная координата перемещения (при n степенях свободы системы $i = 1, 2, 3, \dots$); Q'_i – обобщенная сила, соответствующая координате q_i .

В выражении (8.4.2) сила Q'_i состоит из возмущающей силы Q_i и силы сопротивления (рассеяния) R_i . Для большинства рассматриваемых колебательных систем, эквивалентных подвижному составу, последние могут быть приняты пропорциональными обобщенным скоростям \dot{q}_i .

Колебания экипажей с точки зрения аналитической механики обычно квалифицируют как малые. В этом случае их кинетическая энергия практически не зависит от обобщенных координат перемещений и член $\frac{\partial T}{\partial q_i}$ в уравнении (8.4.2) может быть приравнен нулю. Выделив из обобщенных сил Q'_i силы сопротивления перемещению $\frac{\partial R_i}{\partial \dot{q}_i}$, представляющие собой производную функции рассеяния R_i по обобщенной скорости \dot{q}_i , пропорциональные обобщенным скоростям, представим уравнение Лагранжа (8.4.2) в виде:

$$\frac{dT}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = Q_i, \quad (8.4.3)$$

где $\frac{\partial R_i}{\partial \dot{q}_i}$ – диссипативная функция (функция рассеяния).

Составление уравнения (8.4.3) для конкретной схемы практически сводится к определению в принятой системе обобщенных ординат значений T , Π и R их частных производных.

Собственные колебания простейших моделей экипажа. *Собственные колебания одномассовой системы с упругим элементом без гасителя колебаний.* Методику исследований колебаний экипажа и их взаимосвязь с параметрами механического оборудования, в частности подвески, целесообразно проследить сначала при рассмотрении наиболее простых схем, отражающих с некоторым приближением особенности колебательных процессов движущегося экипажа и их зависимость от конструкции его ходовых частей и пути.

В качестве такой схемы может быть рассмотрена колебательная система с одной степенью свободы, представляющая собой массу m на упругом элементе, например, пружине с жесткостью c (рис. 8.4.2, а). Положение системы с одной степенью свободы определяется только одной обобщенной координатой $q_1 = z_1$, и, следовательно, ее движение может быть описано дифференциальным уравнением

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_1} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_1} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_1} = Q_1. \quad (8.4.4)$$

Для рассматриваемого случая

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_1} = \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{z}} = m\ddot{z} \quad \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_1} = 0;$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial q_1} = \frac{\partial \Pi}{\partial z} = Cz; \quad Q_1 = 0.$$

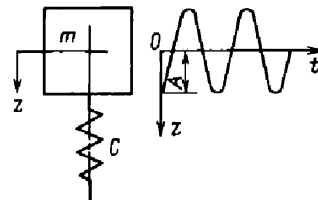


Рис. 8.4.2. Одномассовая колебательная система с упругим элементом без гасителя и график ее колебаний

С учетом выражений (8.4.4) уравнение Лагранжа для рассматриваемой системы примет вид:

$$m\ddot{z} = Cz = 0. \quad (8.4.5)$$

Решение этого уравнения имеет вид

$$z = A_1 e^{p_1 t} + A_2 e^{p_2 t}, \quad (8.4.6)$$

где $p_{1,2}$ – корни характеристического уравнения; A_1 и A_2 – постоянные, определяемые из постоянных условий.

Характеристическое уравнение для этого случая

$$mp^2 + C = 0, \quad (8.4.7)$$

а его корни $p_{1,2} = \pm j\sqrt{\frac{C}{m}} = \pm jS$, откуда

$$S_{1,2} = \pm\sqrt{C/m}. \quad (8.4.8)$$

Колебательная система, отклоненная однажды от равновесного состояния на величину A , будет затем совершать незатухающие колебания с амплитудой A и круговой частотой n ,

т.е. $n = \frac{S}{2\pi}$. Частота этих колебаний, как следует из выражения (8.4.8), зависит только от собственных параметров системы m и C . Системы, способные совершать собственные незатухающие колебания с амплитудой, равной начальному отклонению, называют консервативными.

Собственные колебания одностепенной системы на упругом элементе с гасителем колебаний. Консервативных систем в природе не существует, так как $R_i \neq 0$. Свободные колебания любой неконсервативной системы, вызванные единичным отклонением, неизбежно должны затухать. Скорость и характер затухания колебаний зависят от величины и вида сил сопротивления.

Собственные колебания одностепенной системы на упругом элементе с гасителем колебаний. Консервативных систем в природе не существует, так как $R_i \neq 0$. Свободные колебания любой неконсервативной системы, вызванные единичным отклонением, неизбежно должны затухать. Скорость и характер затухания колебаний зависят от величины и вида сил сопротивления.

Колебательная система (рис. 8.4.3) помимо массы m , установленной на пружине с жесткостью C , имеет гаситель колебаний.

Рассмотрим случай, когда сила сопротивления гасителя пропорциональна скорости перемещения массы m и характеризуется коэффициентом сопротивления k . Для этого слу-

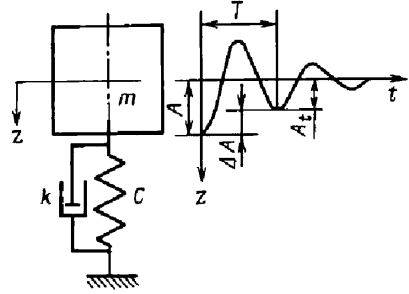


Рис. 8.4.3. Одностепенная колебательная система с упругим элементом и гасителем и график ее колебаний

чая в формуле (8.4.4) диссипативная функция системы (функция рассеяния) $\frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i} = k\dot{z}$ и

уравнение рассматриваемой неконсервативной колебательной системы может быть записано в виде:

$$m\ddot{z} + k\dot{z} + Cz = 0. \quad (8.4.9)$$

Общее решение уравнения (8.4.9) может быть представлено в виде (8.4.6).

Характеристическое уравнение рассматриваемой колебательной системы

$$mp^2 + kp + C = 0, \quad (8.4.10)$$

и его корни

$$p_{1,2} = -\frac{k}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{k}{2m}\right)^2 - \frac{C}{m}} = -\frac{k}{2m} \pm j\sqrt{\left(\frac{k}{2m}\right)^2 - S^2}, \quad (8.4.11)$$

где S – частота собственных колебаний.

Колебательному процессу соответствует неравенство

$$\left(\frac{k}{2m}\right)^2 < S^2. \quad (8.4.12)$$

Тогда

$$p_{1,2} = -\frac{k}{2m} \pm jS_k, \quad (8.4.13)$$

где

$$S_k = \sqrt{\left(\frac{k}{2m}\right)^2 - S^2}. \quad (8.4.14)$$

угловая скорость свободных колебаний одно-массовой системы с затуханием.

Решение уравнения (8.4.10) при условии (8.4.12) имеет вид:

$$z = Ae^{-\frac{k}{2m}t} \cos(S_k t + \alpha). \quad (8.4.15)$$

С увеличением времени t колебательный процесс этой системы в отличие от системы без гасителя затухает. Скорость затухания определяется величиной $\frac{k}{2m}$ экспоненциаль-

ного множителя $e^{-\frac{k}{2m}t}$. При $t \rightarrow \infty$ величина $z \rightarrow 0$. Если величина $S_k = 0$, что соответствует случаю $\frac{k}{2m} - S \geq 0$, то движение системы теряет колебательный характер и происходит по аperiодическому закону.

Коэффициент сопротивления, соответствующий этому случаю (критический коэффициент сопротивления), $k_{кр} = 2\sqrt{Cm}$. Отношение $k/k_{кр} = D$ – коэффициент демпфирования или коэффициент аperiодичности. Для подвижного состава городского электрического транспорта величина $D = 0,15 \dots 0,3$.

Подставляя величину D в формулу (8.4.14) можно показать, что угловая частота собственных колебаний рассматриваемой системы с затуханием S_k практически не отличается от частоты собственных колебаний системы S без гасителя (при $\frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i} = 0$), т.е.

$$S_k = S = \sqrt{C/m}. \quad (8.4.16)$$

Условие (8.4.16) существенно упрощает определение частоты колебаний системы. Так, если принять, что A – начальное отклонение системы от положения равновесия, то через промежуток времени $t = T = 2\pi/S$ (где T – период колебаний)

$$A_1 = Ae^{-\frac{k}{2m}T} = Ae^{-\frac{\pi k}{mS}} \approx A \left(1 - \frac{\pi k}{mS}\right), \quad (8.4.17)$$

а изменение амплитуды за один период

$$\Delta A = A - A_1 = A \left[1 - \left(1 - \frac{\pi k}{mS}\right)\right] = A\xi, \quad (8.4.18)$$

где $\xi = \frac{\pi k}{mS}$ – логарифмический декремент затухания.

Анализ корней характеристического уравнения (8.4.10) позволяет оценить устойчивость движения системы. Если действительная часть всех значений S отрицательная, то система является динамически устойчивой, если действительная часть хотя бы одного значения числа S положительна, то система динамически неустойчива.

Вынужденные колебания простейших моделей экипажа. *Вынужденные колебания одномассовой системы на упругом элементе с гасителем колебаний.* Поступательное движение колебательной системы по неровностям пути сопровождается постоянным воздействием на нее внешних сил (рис. 8.4.4). В этом случае в правой части уравнения (8.4.3) $Q_1 \neq 0$.

Полагая, что обобщенная сила соответствует обобщенной координате $q_1 = \delta$ $Q_1 = P \sin \Omega t$ (где Ω – частота вынужденных колебаний), уравнение системы можно представить в виде:

$$m\ddot{z} + k\dot{z} + Cz = P \sin \Omega t. \quad (8.4.19)$$

Величина P может быть выражена через жесткость пружины C и 1/2 высоты синусоидальной неровности h_0 :

$$P = Ch_0. \quad (8.4.20)$$

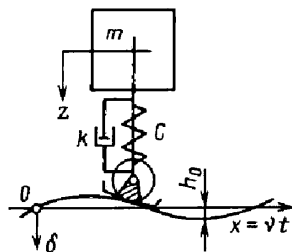


Рис. 8.4.4. Схема движения одномассовой колебательной системы по пути с синусоидальной неровностью

Решение неоднородного дифференциального уравнения (8.4.19) представляет сумму решений соответствующего однородного уравнения (левая часть уравнения) и частного решения неоднородного уравнения, последнее имеет вид:

$$z_1 = B_1 \sin \Omega t + B_2 \cos \Omega t, \quad (8.4.21)$$

где B_1 и B_2 – постоянные.

Подставляя выражения (8.4.21) в уравнение (8.4.19), можно показать, что оно удовлетворяется, если B_1 и B_2 являются корнями линейных уравнений:

$$\begin{aligned} -B_1 \Omega^2 + 2B_2 \frac{k}{2m} \Omega + B_1 S^2 &= 0; \\ -B_2 \Omega^2 - 2B_1 \frac{k}{2m} \Omega + B_2 S^2 &= \frac{Ch_0}{m}. \end{aligned} \quad (8.4.22)$$

Решая систему уравнений (8.4.22), получим

$$\begin{aligned} B_1 &= \frac{Ch_0}{m} \frac{S^2 - \Omega^2}{(S^2 - \Omega^2)^2 + 4 \left(\frac{k}{2m} \right)^2 \Omega^2}; \\ B_2 &= \frac{Ch_0}{2m} \frac{2 \left(\frac{k}{2m} \right) \Omega}{(S^2 - \Omega^2)^2 + 4 \left(\frac{k}{2m} \right)^2 \Omega^2}. \end{aligned} \quad (8.4.23)$$

Подставив (8.4.23) в (8.4.21), найдем частные решения уравнения (8.4.19). Общее решение уравнения (8.4.19) с учетом (8.4.15) будет иметь вид:

$$\begin{aligned} z &= e^{-\frac{k}{2m}t} A \cos(S t + \alpha) + \frac{Ch_0}{m} \times \\ &\times \left[\frac{S^2 - \Omega^2}{(S^2 - \Omega^2)^2 + 4 \left(\frac{k}{2m} \right)^2 \Omega^2} \sin \Omega t - \right. \\ &\left. - \frac{2 \left(\frac{k}{2m} \right) \Omega}{(S^2 - \Omega^2)^2 + 4 \left(\frac{k}{2m} \right)^2 \Omega^2} \cos \Omega t \right]. \end{aligned} \quad (8.4.24)$$

Первый член правой части, содержащий множитель $e^{-\frac{k}{2m}t}$, представляет свободные затухающие колебания, второй – вынужденные. При установившемся движении системы свободные колебания быстро затухают и величина z определяется только вторым членом уравнения (8.4.24).

Амплитуда вынужденных колебаний

$$B = \sqrt{B_1^2 + B_2^2} = \frac{h_0}{\sqrt{\left(1 - \frac{\Omega^2}{S^2}\right)^2 + \frac{4 \left(\frac{k}{2m}\right)^2 \Omega^2}{S^4}}}. \quad (8.4.25)$$

Текущее положение массы при вынужденных колебаниях

$$z_B = B \sin(\Omega t - \beta), \quad (8.4.26)$$

где $\beta = \frac{2\pi\Omega}{S^2 - \Omega^2}$ – угол фазового сдвига вынужденных колебаний и возмущающей силы. Выражение, входящее в уравнение (8.4.25),

$$\partial_k = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\Omega^2}{S^2}\right)^2 + \frac{4 \left(\frac{k}{2m}\right)^2 \Omega^2}{S^4}}}, \quad (8.4.27)$$

называется динамическим коэффициентом. Он зависит от соотношения частот Ω/S и вели-

чины $\frac{kS}{2m}$. Принимая $k = 0$, получим, что в

случае вынужденных колебаний без затухания динамический коэффициент

$$\partial_k = \left[1 - \frac{\Omega^2}{S^2} \right]^{-1}. \quad (8.4.28)$$

При $\Omega = S$ величина $\partial_k \rightarrow \infty$, а следовательно, $B \rightarrow \infty$. Это явление называется резонансом.

В системах с затуханием, где $k \neq 0$, резонанс проявляется в форме резкого возрастания амплитуды колебания. Это нарастание тем меньше, чем больше коэффициент демпфи-

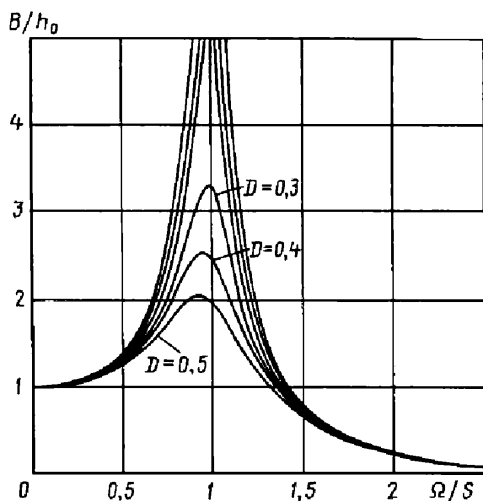


Рис. 8.4.5. Зависимость B/h_0 (Ω/S) при различных коэффициентах демпфирования D

вания системы $D = \frac{k}{2\sqrt{mC}}$. На рис. 8.4.5

показаны зависимости B/h_0 от отношения частот Ω/S при разных значениях D .

При $\Omega \ll S$ амплитуда вынужденных колебаний $B = h_0$, т.е. поступательно перемещающаяся поддресоренная масса практически копирует форму неровности пути. При $\Omega \gg S$ амплитуда вынужденных колебаний $B \rightarrow 0$. В рассмотренных случаях ($\Omega \ll S$ и $\Omega \gg S$) амплитуда B вынужденных колебаний с затуханием практически равна амплитуде вынужденных колебаний без затухания.

Из формулы (8.4.25), полагая $\frac{k}{2m} \ll S$,

получим выражение для определения резонансной амплитуды

$$B_{\text{рез}} \approx \frac{h_0 S m}{k} \approx \frac{h_0}{2D}. \quad (8.4.29)$$

При проектировании экипажа обычно стремятся обеспечить его хорошие ходовые качества при движении с резонансной скоростью по пути с заданной высотой неровности h_0 . Важнейшими параметрами колебательных систем, характеризующие резонансные условия, является частота ее собственных колеба-

ний и отношение $\frac{h_0}{2D}$.

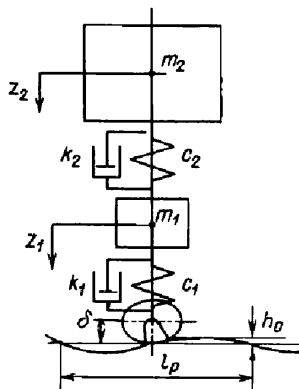


Рис. 8.4.6. Схема движения двухмассовой колебательной системы по пути с синусоидальной неровностью

Вынужденные колебания двухмассовой системы. Простейшей колебательной моделью транспортного экипажа при допущении, что путь является абсолютно жестким, может служить колебательная система, показанная на рис. 8.4.6, где обозначено:

m_1 и m_2 — поддресоренные массы соответственно ходовых частей и кузова;

k_1 и C_1 — соответственно коэффициент сопротивления гасителя и жесткость первой ступени подвешивания;

k_2 и C_2 — то же, второй ступени подвешивания.

Поскольку коэффициент сопротивления, реализуемый в подвеске экипажа, практически не оказывает влияния на частоту собственных колебаний системы, ограничимся рассмотрением консервативной системы с двумя степенями свободы без учета сил сопротивления.

Уравнение Лагранжа второго рода (8.4.3) в этом случае может быть представлено в следующем виде:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = Q_i; \quad \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_2} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_2} = 0. \quad (8.4.30)$$

Обозначим текущее положение масс m_1 и m_2 соответственно через z_1 и z_2 . В процессе колебания силы, сжимающие пружину, $N_1 = C_1 z_1$ и $N_2 = C_2 (z_2 - z_1)$. При этом члены, входящие в левые части уравнений системы (8.4.30),

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{z}_1} \right) = m_1 \ddot{z}_1; \quad \frac{\partial \Pi}{\partial z_1} = C_1 z_1 - C_2 (z_2 - z_1);$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{z}_2} \right) = m_2 \ddot{z}_2; \quad \frac{\partial \Pi}{\partial z_2} = C_2 (z_2 - z_1). \quad (8.4.31)$$

Для обобщенной силы $Q_1 = P \sin \Omega t$ уравнения (8.4.31) принимают вид:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{z}_1 + C_1 z_1 - C_2 (z_2 - z_1) &= P \sin \Omega t; \\ m_2 \ddot{z}_2 + C_2 (z_2 - z_1) &= 0. \end{aligned} \quad (8.4.32)$$

Решение системы (8.4.32) может быть определено уравнениями:

$$z_1 = a_1 \sin (St + \alpha); \quad (8.4.33)$$

$$z_2 = a_2 \sin (St + \alpha). \quad (8.4.34)$$

Характеристическое уравнение системы (8.4.32)

$$p^4 + \left(\frac{C_1 + C_2}{m_1} + \frac{C_2}{m_2} \right) p^2 + \frac{C_1 C_2}{m_1 m_2} = 0. \quad (8.4.35)$$

После решения биквадратного уравнения (8.4.35) относительно S^2 могут быть найдены два вещественных и положительных решения, из которых вычисляются две собственные частоты системы:

$$\begin{aligned} S_{1,2} = \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{C_1 + C_2}{m_1} + \frac{C_2}{m_2} \right)} \mp \\ \mp \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{C_1 + C_2}{m_1} + \frac{C_2}{m_2} \right)^2 - \frac{C_1 C_2}{m_1 m_2}}. \end{aligned} \quad (8.4.36)$$

Определение собственных частот колебаний масс m_1 и m_2 из выражений (8.4.36) представляет большую трудность. Поэтому целесообразно оценить возможные пути упрощенного решения. Для этого введем обозначения:

$$S_{n2} = \sqrt{\frac{C_2}{m_2}} - \text{парциальная частота мас-}$$

сы m_2 ;

$$S_{n1} = \sqrt{\frac{C_1 + C_2}{m_1}} - \text{парциальная частота}$$

массы m_1 .

Парциальной называют частоту собственных колебаний рассматриваемой массы, когда другие массы, связанные с ней упругими элементами, приняты неподвижными.

После подстановки введенных обозначений в выражение (8.4.35) получим

$$\begin{aligned} \frac{S_2}{S_{n2}} &= \sqrt{\frac{1}{2} \left(1 + \frac{S_{n1}^2}{S_{n2}^2} - \sqrt{\left(1 - \frac{S_{n1}^2}{S_{n2}^2} \right)^2 + 4 \frac{m_2}{m_1}} \right)}; \\ \frac{S_1}{S_{n1}} &= \sqrt{\frac{1}{2} \left(1 + \frac{S_{n2}^2}{S_{n1}^2} + \right.} \\ &\quad \left. + \sqrt{\left(1 + \frac{S_{n2}^2}{S_{n1}^2} \right)^2 + 4 \frac{m_2}{m_1} \left(\frac{C_2^2}{(C_1 + C_2)^2} \right)} \right). \end{aligned} \quad (8.4.37)$$

Из уравнений (8.4.37) следует, что отношение действительной и парциальной частот в одинаковой мере зависит от отношений m_1 / m_2 и C_1 / C_2 .

Влияние массы m_1 на частоту S_2 колебаний массы m_2 оценивают графически по погрешности при допущении, что собственная частота массы m_2 равна ее парциальной частоте (рис. 8.4.7).

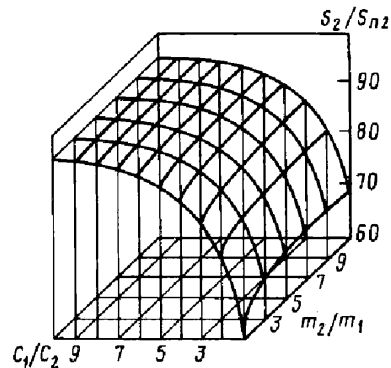


Рис. 8.4.7. Влияние отношения масс m_1 / m_2 и жесткостей упругих элементов C_1 / C_2 на собственную частоту S_2

Плавность хода. Она определяет собой не только его комфортабельность, но и в значительной мере долговечность работы как самого подвижного состава, так и путевых устройств. С ростом скоростей движения повышение плавности хода приобретает все большее значение. Колебания, возникающие при движении экипажа, вредно отражаются на самочувствии пассажиров.

При специальных испытаниях на виброплатформе было установлено, что человек легко переносит частоты колебаний 0,5...2 Гц, в то время как при действии колебаний с частотой 5...8 Гц ускорения колебаний тела человека \ddot{z}_T превышают ускорения колебаний платформы $\ddot{z}_{пл}$ в 3 раза (рис. 8.4.8). Значительное влияние на пассажиров имеет также изменение ускорений кузова подвижного состава.

В виде многообразия факторов, определяющих процесс движения экипажа, количественная оценка плавности хода основывается на данных, полученных в результате специальных лабораторных исследований. На основе экспериментальных исследований воздействия синусоидальных колебаний с различными постоянными амплитудами и частотами на организм человека на железнодорожном транспорте влияние динамических качеств подвижного состава на утомляемость человека принято определять показателем

$$W_{ni} = 2,7 \sqrt[10]{A^3 n_i^5}, \quad (8.4.38)$$

где A – амплитуда колебаний, см; n_i – частота колебаний, Гц; $i = 1, 2, \dots, q$.

Если амплитуду A гармонических колебаний выразить через амплитуду ускорений $\ddot{z}_{i\max}$:

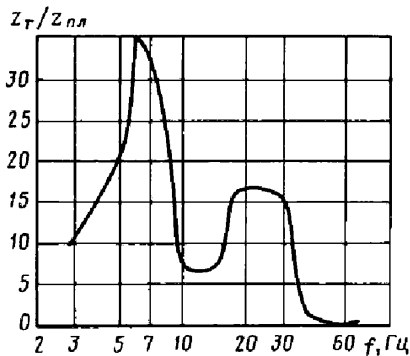


Рис. 8.4.8. Ускорения тела человека при колебаниях

$$\ddot{z}_{i\max} = aS^2 = a(2\pi n_i)^2, \quad (8.4.39)$$

где $S = 2\pi n_i$ – круговая частота, то формула (8.4.38) примет вид:

$$W_{ni} = 2,7 \sqrt[10]{\frac{\ddot{z}_{i\max}^3}{(4\pi^2)^3 n_i}} = 0,896 \sqrt[10]{\frac{\ddot{z}_{i\max}^3}{n_i}}. \quad (8.4.40)$$

Для сокращения вычислений при определении показателя плавности хода применяют номограмму (рис. 8.4.9), построенную на основании формулы (8.4.40). Влияние частоты колебания на утомляемость человека учитывается в формуле (8.4.40) коэффициентом k , т.е. считают

$$W_{ni} = 0,896k \sqrt[10]{\frac{\ddot{z}_{i\max}^3}{n_i}}. \quad (8.4.41)$$

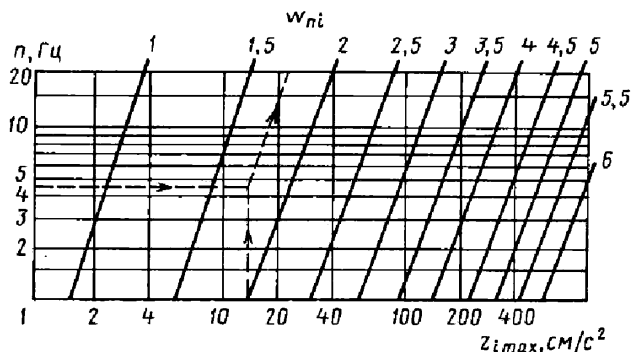


Рис. 8.4.9. Номограмма для определения показателя плавности хода W_{ni}

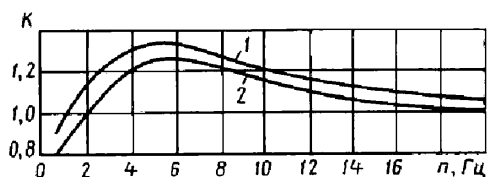


Рис. 8.4.10. Зависимости коэффициента утомляемости K от частоты n колебаний в горизонтальной 1 и вертикальной 2 плоскостях

Значение коэффициента k зависит от частоты колебаний в вертикальной и горизонтальной плоскостях (рис. 8.4.10).

Величина W_{ni} , определяемая по формулам (8.4.40), (8.4.41), принята на железнодорожном транспорте в качестве показателя плавности хода подвижного состава: отличный $W_{ni}=1$; хороший $W_{ni}=2$, удовлетворительный $W_{ni}=3$, допустимый $W_{ni}=4$, опасный $W_{ni}=5$, предельный для пассажирских вагонов $W_{ni}=3,25$.

Для безрельсового (автомобильного) транспорта некоторых зарубежных стран плавность хода

$$F = 3,6 \sqrt[10]{A^3 n^5}. \quad (8.4.42)$$

Принята следующая оценка комфортабельности по показателю F :

$F=0$ незначительная некомфортабельность; $F=1$ едва заметная некомфортабельность; $F=2$ заметная, не дающая ощущения некомфортабельность; $F=3$ небольшая некомфортабельность; $F=4$ некомфортабельность; $F=5$ очень большая некомфортабельность.

Для ориентировочной оценки плавности хода подвижного состава (железнодорожного и автомобильного) иногда используют упрощенные показатели: фактические значения ускорений или средние квадратичные вертикальные ускорения, определяемые в характерных точках экипажа при его движении по произвольному микропрофилю пути.

Следует отметить, что приведенные выше показатели плавности хода не дают непосредственного представления о физиологическом воздействии колебаний на состояние че-

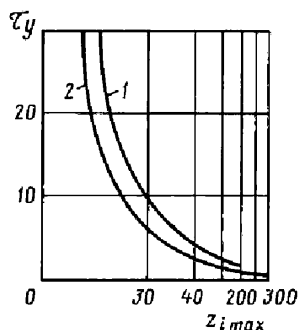


Рис. 8.4.11. Зависимость времени утомляемости τ_y пассажира от ускорений колебаний $z_{i \max}$ при частоте 1,4 Гц:

1 – вертикальные колебания;
2 – горизонтальные колебания

ловека. Поэтому наряду с изложенной методикой используются другие методики оценки плавности хода, в частности по времени утомляемости τ_y пассажира (длительности езды, после которой пассажиры начинают ощущать усталость). На основании лабораторных исследований строят для ряда частот зависимости времени утомляемости τ от ускорения колебаний \ddot{z}_{\max} . На рис. 8.4.11 приведена такая зависимость для частоты 1,4 Гц. Кривая 1 относится к вертикальным, кривая 2 – к горизонтальным колебаниям.

Группируя результаты обработки осциллограммы ускорений по частотам и амплитудам на основании зависимостей, подобных изображенной на рис. 8.4.11, устанавливают допустимое время пребывания пассажира в подвижном составе.

Все критерии определения показателя плавности хода исходят из предположения синусоидального характера колебаний.

8.4.2. МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ МАГНИТНОЙ ПОДВЕСКИ И КОНЦЕПЦИИ УПРАВЛЕНИЯ

Существует динамическая связь между движением экипажа с магнитным подвесом и колебанием направляющего пути. Для анализа устойчивости движения, путевого комфорта и безопасности и создания алгоритма управления ЭМП требуется динамический анализ полной системы, состоящей из экипажа, направляющего пути и системы управления подвеской (рис. 8.4.12).

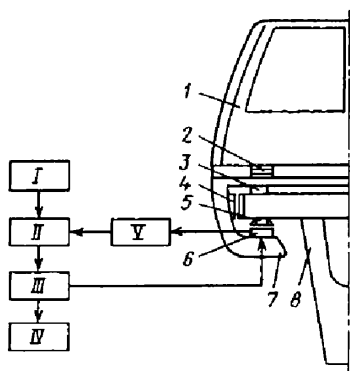


Рис. 8.4.12. Система МПМ вагонов TR05 и TR06:

I – номинальный зазор; *II* – система управления;
III – тяговый магнит; *IV* – источник питания;
V – датчик зазора; 1 – кузов; 2 – вторичная подвеска;
 3 – тормозной башмак; 4 – направляющий магнит;
 5 – линейный двигатель; 6 – несущий магнит;
 7 – тележка; 8 – направляющий путь

Транспортное средство на магнитном подвесе является сложной электромеханической системой со многими степенями свободы. Вследствие симметрии системы плоские продольные колебания в ней протекают независимо от других колебательных движений экипажа. Кроме того, перемещения экипажа предполагаются малыми за исключением поступательного перемещения, происходящего с постоянной скоростью на прямом участке пути. Уравнения динамики экипажа могут быть составлены путем использования принципа освобождаемости и введения сил магнитной левитации (рис. 8.4.13). Полная математическая модель магнитоплана приводится к составлению подмодели экипажа с магнитным подвеском, пути и путевых неровностей, составленную модели системы экипаж–путь.

Экипажи обычно моделируются как системы точек или как системы твердых тел. Сложность моделей зависит от цели анализа. Математическое описание дается системой обыкновенных дифференциальных уравнений второго порядка. Действие магнитов подвески заменяется сосредоточенными силами. Хотя электромагниты являются сильно нелинейными элементами, линеаризованная модель, описываемая обыкновенным дифференциальным уравнением первого порядка, оказывается вполне приемлемой.

Модель пути состоит из бесконечной последовательности одинаковых независимых элементов балочной структуры типа Бернулли–Эйлера. Общий прогиб пути можно разделить на детерминированную часть, вызванную нагрузкой движущих магнитных сил, и стохастическую, обусловленную случайными неоднородностями пути.

Детерминированный прогиб элемента пути определяется хорошо известным частным дифференциальным уравнением четвертого порядка, которое можно заменить бесконечной системой обыкновенных дифференциальных уравнений. Приближенное решение, включающее конечное число собственных форм, можно считать приемлемым. Математическое описание путевой структуры с помощью периодических функций существенно упрощает анализ динамического поведения экипажа. Случайные неровности пути обусловлены наличием неровности в виде прямоугольной ступеньки.

Ввиду особой важности для работоспособности конструкции обеспечения надлежащих запасов динамической устойчивости путевой структуры во всех эксплуатационных режимах работы системы проводятся специальные теоретические и экспериментальные исследования.

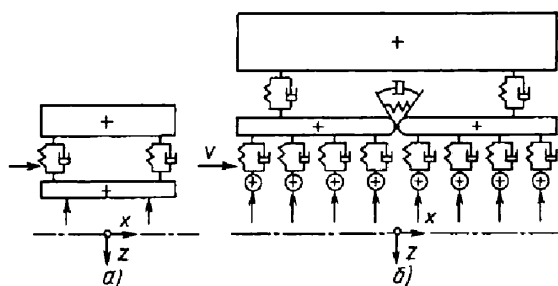


Рис. 8.4.13. Модели экипажа различной сложности:

$a - f = 4, m = 2$; $b - f = 13, m = 8$

Экспериментальные исследования, проведенные в 1985 – 1990 гг. экипажами Комет-I, Комет-II, TR05 и TR06 (Германия) с целью изучения адаптации системы ЭМП к пути с различным концептуальным подходом к методам управления и структуре вторичного подвешивания на экипаже, отражают суть проблемы создания новых видов транспорта, заключенной в синтезе задач динамики и управления.

Концепции централизованного управления, применяемые к исследованию экипажей с жестким подвешиванием электромагнитов к промежуточной раме, при необходимости могут быть изменены перепрограммированием алгоритмов бортового компьютера. Однако концепция централизованного управления ведет к высокой сложности системы, поскольку необходим четырехкратный запас надежности для удовлетворения требуемым нормам безопасности. Значительный клиренс у экипажей с жестким корпусом приводит к повышенному потреблению энергии.

Параллельно развитию экипажей модульной структуры получило развитие децентрализованное управление несущими магнитами экипажа на магнитном подвешивании. Принцип децентрализованного управления предполагает использование избыточного числа несущих магнитов и таким образом гарантирует надежность системы подвешивания. Упругая связь между магнитами и кузовом позволяет уменьшить клиренс экипажа и расход энергии.

Первые испытания экипажей с жестким подвешиванием электромагнитов показали, что такой экипаж не в состоянии приспособиться к путевым возмущениям с длиной волны короче, чем длина экипажа, поскольку это связано с необходимостью увеличения номинальных зазоров для поглощения возмущений. Кроме того, нельзя достичь высоких скоростей движения по условиям комфорта даже тогда, когда длина экипажа меньше длины пролета путевой структуры. Большой зазор в путевой структуре требует использования мощных магнитов, что в свою очередь связано с уменьшением диапазона изменения напряжения и силы тока.

В качестве первого приближения к реальному экипажу были предложены экипажи модульной структуры, когда магниты закрепляются через первичную подвеску к рамам магнитов, которые связываются с кузовом с по-

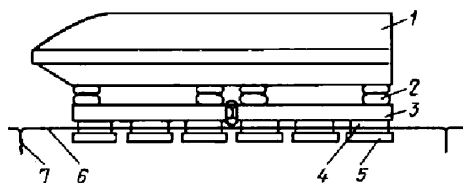


Рис. 8.4.14. Модульная структура экипажей Комет-I и TR05:

1 – кузов; 2 – подвеска кузова; 3 – рама магнита; 4 – магнитная подвеска; 5 – подъемный магнит; 6 – путь; 7 – поддерживающая опора

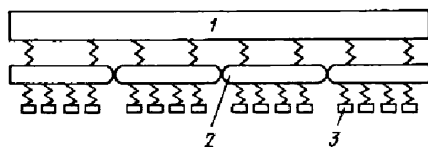


Рис. 8.4.15. Механическая структура управляющих систем (TR06):

1 – кузов; 2 – рама магнитов; 3 – магнит

мощью вторичного подвешивания (рис. 8.4.14, рис. 8.4.15). Так как такая структура при соответствующем выборе элементов подвеса позволяет приспособиться к неровностям пути даже на высокой скорости, может быть реализован уменьшенный номинальный зазор, приводящий к значительному снижению массы и мощности системы подвешивания. Дополнительно могут быть предъявлены требования к путевому комфорту со сравнительно простыми элементами пассивной подвески. Путем сравнения ходовых качеств Комет-I и Комет-II доказаны преимущества модульной системы.

При этом рассматривается несколько вариантов систем управления ЭМП подвесом. В концепции централизованного управления обработка всех данных, требуемая для законов управления, производится в бортовом компьютере. Преимущество такой системы управления в исследуемых экипажах очевидно: изменение параметров или алгоритмов управления может быть реализовано путем внесения изменений в программу бортового компьютера. В случае экипажа на магнитном подвесе такое централизованное управление ведет к высокой сложности системы, поскольку необходима четырехкратная избыточность надежности для удовлетворения требуемых стандартов безопасности.

Система децентрализованного управления использует избыточное число магнитов.

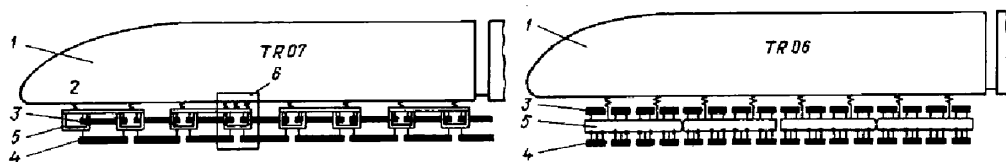


Рис. 8.4.16. Кинематическая схема экипажей на магнитном подвесе TR06, TR07:
1 — кузов; 2 — вторичная подвеска; 3 — направляющие магниты; 4 — подъемные магниты;
5 — левитационный модуль; 6 — элемент шарнирной связи между модулями

Каждый из таких магнитов получает питание от своего генератора. Система управления в сочетании с самим магнитом представляет базовую подсистему в децентрализованном управлении.

Когда применяется децентрализованное управление для подъема и ведения экипажа модульной структуры, единица, состоящая из системы управления и несущего магнита, называется магнитным колесом. При конструировании системы управления магнитное колесо рассматривается независимо от рамы магнитов и кузова экипажа.

Практически одновременно в России и Германии после цикла теоретических и экспериментальных исследований появились разработки экипажей, основанных на децентрализованных системах управления с модульными структурами экипажей, включающих набор магнитных колес: TR07 (рис. 8.4.16) и B250 (рис. 8.4.17).

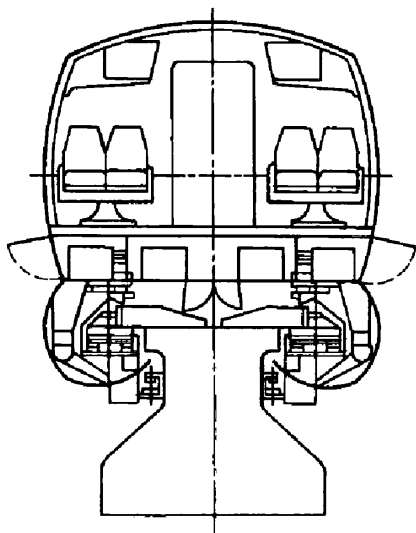


Рис. 8.4.17. Экипаж B250 (Россия) с электромагнитным подвесом и ЛАД

8.4.3. ОСОБЕННОСТИ ДИНАМИКИ ТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ НА МАГНИТНОМ ПОДВЕСЕ

Основными проблемами при разработке скоростных транспортных систем на ЭМП является обеспечение:

- устойчивости при полном составе возмущений;
- фильтрации возмущений и помехозащищенности системы;
- высокой степени адаптивности к неровностям пути;
- минимума массы вагона и погонной массы путевой структуры;
- простоты и надежности приборов, датчиков, конструктивных элементов.

Центральной проблемой является обеспечение устойчивости движения экипажа и его благоприятных динамических свойств с учетом динамических связей с упругой путевой структурой. Эта проблема должна решаться одновременно с традиционными для транспортных систем высокого класса проблемами обеспечения баланса подъемной силы и веса, боковой возмущающей силы и восстанавливающей, силы тяги двигателя и суммарной силы сопротивления во всех штатных и эксплуатационных режимах и при полном составе возмущений. Одновременно требуется обеспечение экономичности системы и высокой эксплуатационной надежности и адаптивности к типовым отказам.

Анализ зарубежного опыта и комплекс исследований, проведенных в России, позволили выработать концепцию подвески по схеме "электромагнитных лыж", которые представляют собой шарнирные кинематические цепи из жестких модулей по два электромагнита и одному линейному двигателю в каждом, крепящимся к корпусу через посредство упруговязких связей. Каждый модуль, рассматриваемый независимо, имеет четыре степени свободы: две в горизонтальной плоскости

и две в вертикальной плоскости. Причем модуль сочетает в себе функции левитации, тяги и боковой стабилизации. Устойчивость в вертикальной плоскости обеспечивается системой автоматической стабилизации, автономной для каждого магнита, устойчивость в горизонтальной плоскости – за счет краевых эффектов.

При такой схеме подвески отсутствует промежуточная силовая рама, применяемая, например, на TR06, т.е. используется один уровень подвески с собственной частотой, достаточно низкой для фильтрации основных возмущений. Важной особенностью является совмещение в едином модуле функций несущего, ведущего и тянущего элементов.

Реализация таких решений позволяет получить следующие преимущества:

- лучшую адаптивность к пути;
- экономии массы вагона за счет исключения рамы и вторичной подвески;
- сохранение комфортности при высокой надежности подвески.

Аналогичная разработка предложена в системе TR07, что дало возможность снизить массу вагона по сравнению с TR06 на 19 т при сохранении надежности и высокого уровня комфортности.

Одной из основных задач является нахождение метода управления спектром собственных колебаний лыжи путем изменения положения датчиков зазора по длине модуля. Решение задачи позволило выбрать оптимальное положение датчиков (приблизительно $1/6$ длины модуля от его конца), при котором достигается максимальная плотность спектра. Это и обеспечивает возможность ограничиться одним уровнем подвески, не нарушая условий комфортности и эксплуатационной надежности. Последняя достигается многократным функциональным резервированием, заложенным в конструкцию лыжи, чего нет у одиночных магнитов, применяемых на TR06.

В результате математического и физического моделирования было установлено, что конструкция лыжи обеспечивает принятие на себя части нагрузки, связанной с отказом, работоспособными элементами лыжи.

Следует отметить, что такая схема, кроме всего прочего, обеспечивает возможность синтеза системы управления подъемной силой одного электромагнита с последующим анализом устойчивости замкнутой системы в целом.

Центральным вопросом создания системы подвески является разработка и реализация

закона управления электромагнитом (алгоритма стабилизации), обеспечивающего выполнение всего комплекса требований к устойчивости, фильтрации, помехозащищенности и др. В первую очередь – это устойчивость движения при полном составе возмущений с учетом технологических и эксплуатационных разбросов параметров во всех штатных ситуациях и при любом единичном отказе одного из основных элементов. Проблема эта сводится к решению следующих взаимосвязанных задач:

1) разработке адекватной математической модели электромагнита как элемента контура замкнутой системы автоматического регулирования и ее всесторонней экспериментальной проверке во всем рабочем диапазоне частот;

2) разработке на ее основе законов управления (алгоритмов стабилизации) с различными составами измерений и приборной реализации, включая датчиковую аппаратуру и преобразовательную технику;

3) исследование динамики и устойчивости замкнутой системы объект–регулятор, включая переходные процессы, отработку возмущений, всплытие, всестороннее исследование динамических характеристик и сравнение теоретических и экспериментальных характеристик во всех номинальных предельных режимах.

Создание путевой структуры для транспортной системы на магнитной подвеске также требует решения ряда задач: теоретических (в области динамики взаимодействия с управляемыми электромагнитами), технологических, конструктивных и др.

Сложность их объясняется необходимостью высокой точности монтажа и юстировки ферромагнитного рельса и особыми требованиями к жесткости путевой структуры (низшей частоте собственных колебаний рельса относительно бетонных опор порядка 70...100 Гц).

Следует отметить, что нетрадиционность для строительной практики возникающих задач определяется, в первую очередь, тем, что вагон, электромагнитная лыжа, путевая структура и система управления электромагнитами образуют единую динамическую систему. Поэтому, в частности, возможно возникновение динамической неустойчивости рельса, подобной по физической сущности флаттеру крыла самолета или висячего моста при определенной скорости набегающего потока воздуха.

Особую опасность представляют колебания рельса относительно железобетонной эстакады, так как присоединенная масса и логарифмический декремент колебаний в этом случае минимальны. Допустимое минимальное значение собственной частоты при принятом законе управления электромагнитом составляет порядка 70 Гц.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Винокуров В.А., Галенко А.А. Горелов А.Т., Фиронов А.Н.** Наземный транспорт на новых технологических принципах. М.: МИИТ, 2004.

2. **Демонстрационная** система на магнитном подвесе со сверхпроводящими магни-

тами // Железные дороги мира. 2005. № 3. С. 55 – 62.

3. **Сверхпроводящие** машины и устройства / Под ред. Форнера и Шварца. М.: Мир, 1977. 163 с.

4. **Якимец И.В., Винокуров В.А., Наровлянский В.Г.** Магнитный подвес на основе высокотемпературных сверхпроводников для транспортных систем // Электричество. 1996. № 5.

5. **Ямамура.** Теория линейных асинхронных двигателей. Л.: Энергияатомиздат, 1983. 180 с.

6. <http://www.rtri.or.jp>

7. <http://www.mvp.de>

8. <http://www.rzd.ru>

9. <http://www.monorail.ru>

10. <http://hsst.jp>

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

А

Аварийно-предупредительный сигнал и защита дизеля 108
Автоматизированная система управления электровозом (АСУЭ) 422 – 425
Автомотрисы 103, 501, 559
Авторегулятор 335, 339
Авторежим 330
Автономный рефрижераторный вагон 555
Автоспектр 55
Автосцепка 103, 499, 560

- зарубежных железных дорог 506
- нежесткая 499
- полужесткая 496
- типа "Нейшнэл" 506
- типа "Сибата" 506
- унифицированная 506

Автосцепка-динамометр 484
Адаптивный синтез 72
Аккумуляторные промышленные электровозы 206
Алгоритм управления линейного электродвигателя 627
Антифрикционные композиционные материалы 85
Асимметричный токоприемник 458
Асинхронный линейный электродвигатель 596
Атомовоз 191

Б

Базовые характеристики 438
Бандаж термообработанный 27
Безопасность движения 47, 101
Безотказность 110
Бескорпусная букса 295
Бесчелюстные тележки тепловозов 227
Блок управления реостатным тормозом (БУРТ) 396
Блочная конструкция кузова 573
Боковые скользуны 21
Боксование колес 35, 467
Бортовая аппаратура и оборудование 48
Бортовой компьютер 47, 49
Букса с резиновыми прокладками 294

- роликовая 295

Буксовые подшипники 269
Буксовые узлы вагонов 293

- с двухповодковой связью 268
- с одноповодковой связью 269
- рычажного типа 268
- с цилиндрическими направляющими 267

В

Вагон 20 – 22, 468

- двухярусный 522
- для живой рыбы 551
- коксотушильный 537

- для молока 548
- для промышленного транспорта 535
- специализированный крытый 522
- универсальный крытый 512

Вагон-весы 541

Вагон-ледник 548

Вагон-хоппер 525

Вагонный парк 20

Векторное управление асинхронным тяговым электродвигателем (АТД) 422

Вентиляция 563

Вертикальные ускорения кузова 135

Видимость и обзорность 137

Виды тяги 12

Воздухораспределитель 329

- комбинированный. Классификация 334

Воздушный фильтр 327

Вынос подвижного состава 24, 29

Высокоскоростной пассажирский поезд 11

Высокоскоростные железные дороги 11

- магистрали 12 – 16, 43
- электропоезда 210

Г

Габарит подвижного состава 23 – 30

- приближения строений 23, 24

Газотепловозы 186

Газотурбинный двигатель 171

- со свободной турбиной 180

Газотурбовоз 170, 183

- с гидромеханической передачей 178

- с механической передачей 177
- на сжиженном газе 178
- с электрической передачей 172

Гасители колебаний вагонов 302

Гидравлическая передача 39

Гидравлические гасители колебаний вагонов 303

- локомотивов 278

Гидравлический поглощающий аппарат 503

Гидрогазовый поглощающий аппарат 504

Гидромуфта 393

Гидротрансформатор 392

Главная рама локомотивов 147

- тепловоза 148
- электровоза 148

Главный резервуар 324

Городские транспортные системы 620

Грузооборот 9

Грузоподъемность 469

Грузовые вагоны 510

Генераторы управления 473

Д

Двухдисковый колесный центр 261

Дизель 104, 156

- вспомогательный 183

Дизель-генератор 553

Дизель-поезд 151, 159, 162, 542

- с конструкционной скоростью движения 200 км/ч 169
- с локомотивной тягой 170

Динамика транспортной системы 629

- фрикционной системы 68

Динамическая грузоподъемность роликовых подшипников 296

- нагрузка вагонов 484

- система 67

Динамический тормоз 614

Дисковый тормоз 342

Долговечность вагонов 493

- подшипников качения 78

Думпка 535

Ж

Жесткая автосцепка 499

Жесткость пружины 273

- упругих элементов 304

Жизненный цикл локомотива 310

И

Измерительно-вычислительный комплекс Lab VIEW 492

Измерительно-регистрирующие приборы 488

Изотермический вагон 548

Импульсный преобразователь 454

Индекс распространения пламени 562

Интегральное регулирование 46

Интегральный критерий конструктивной эффективности 127

Испытания вагонов 477

- лабораторные и стендовые 478
- полигонные 136
- статические прочностные вагонов 484
- теплотехнические 136
- тормозные 484
- ударные вагонов 424
- узлов локомотивов 131

К

Кабина машиниста 125

Колебания галопирования 238

- подпрыгивания 238

Колеса вагонов 290

- локомотивов 257
- цельнокатанные 259
- цельнолитые 290

Колесно-моторный блок 281

Колесный центр 258

Колодки тормозные 337

Коэффициент возврата энергии 217

- демпфирования критический 306
- динамики 144
- дымообразования 562
- запаса устойчивости колеса на рельсе 483
- усталости оси колесной пары 264
- использования грузоподъемности вагона 471
- рекордной скорости движения 10
- сцепного веса 231
- конструктивной перегрузки 426
- мощности 31, 435
- нагрузки колесной пары 32
- перегрузки конструктивной 426
- сцепления колеса с рельсом 144
- тары 471
- тяги 103

Кран машиниста 315

Критерий структурного состояния 77

Критерии прочности колес 261

- эффективности локомотива 127

Кузов вагона 568

- из алюминиевого сплава 574
- закрытого типа тепловозов 140
- несущего типа локомотива 141

Л**Линейный электропривод 598****Листовые рессоры 270****Локомотив 18 – 20, 96, 138**

- маневровый 18, 103, 207
- с ядерной установкой 191

Люлочное подвешивание 234, 251**М****Магнитное подвешивание 12. Колес-
бания 629****Магниторельсовый тормоз 252, 342****Межгабаритное пространство 24****Металлополимерные фрикционные
узлы 81****Механизм автосцепки 500****Механическая прочность рельса 12**

- часть тормоза 334

**Модели экипажа на магнитном
подвешивании 639****Моделирование динамической сис-
темы магнитного подвешивания
638****Модель пути 639****Модельная адаптация 73****Монорельсовая транспортная сис-
тема 622****Мостовая схема обнаружения бок-
сования колес 461****Мотор-вагонный подвижной состав
211****Мотор-генераторы 459****Мотор-компрессоры 459****Моторно-осевые подшипники 282****Мягкий тормоз 311****Н****Нагрузка от колеса на рельс 32****Нагрузочные характеристики 428****Надежность вагонов 492, 560**

- локомотивов 109

Наземный городской транспорт 620**Накопители энергии 210****Напольные сигналы 50****Направляющие поводки 239****Напряжения в колесе 258****Несамоходный подвижной состав 18****Нормы прочности 142****Нормируемый показатель надежно-
сти 114****О****Обобщенные критерии конструк-
тивной эффективности локомоти-
вов 127****Опасные отказы 102****Опирающие кузова 238****Опорно-рамное подвешивание ТЭД
242****Опрокидывающий момент 34****Органы обнаружения боксования
колес 460****Оси колесных пар вагонов 289**

- локомотивов 263

Основные элементы кузова 150**Особенности испытания электровозов
138**

- проектирования колес 261

- тележек тепловозов 224

Осушка сжатого воздуха 327**Отказ вагона 493**

Отпускной вентиль 313

Охлаждение дизеля 156

П

Пантограф 455

Параметры обмоток 361, 364

- потока отказов 496
- электропоездов пригородного сообщения 217

Паротурбовоз 189

Пассажирские вагоны 559, 572

Пассажирооборот 9

Передача тепловоза 384

Перспективные накопители энергии 210

- тележки 248

Питательная магистраль 328

Плавность хода 637

Планировка пассажирских вагонов 566

Платформы специализированные 528

- универсальные 520

Пневмодогружатели 34

Пневматическая часть тормоза вагонов 310

- локомотивов 328

Подвешивание вагонов 300

- локомотивов 270

Подвижной состав 18, 37, 46, 83

Поглощающие аппараты 501

- с эластомерами 504

Подвеска редуктора 288

Подвешивание кузова 234

Подвижной состав 18, 51, 60, 97

Пожарная безопасность 562

Полоз токоприемника 456

Полувагон с глухим кузовом 527

- специализированный 526
- универсальный 514

Поток отказов вагонов 496

Предел выносливости колеса 262

Предельная скорость движения 12

Преобразователь электропоездов 453

Преобразовательное оборудование 596

Приборы питания 315

- торможения 315
- управления 315

Привод рычажный тормозной рычажной передачи (ТРП) вагонов 340

- токоприемника 458

Прогибомер 498

Проектное очертание подвижного состава 30

Производительность компрессора 318

Промышленные локомотивы 18

Промышленный транспорт 535

Проскальзывание колеса 34

Простые силовые статические преобразователи 451

Пружинно-фрикционные аппараты 401

Пружины вагонов 300

- локомотива 271

Р

Равновесие фрикционной системы 69

Равновесная скорость движения 42

Рама пассажирского вагона 572

- электропоезда 149

Рамная сила 476

Расчет оси колесной пары 291

Расчетно-экспериментальная оценка надежности 496

Расчетные режимы вагонов 474

- допускаемые напряжения 143

Расчетный тормозной коэффициент
346

Реакторы 191, 449

Регилирование магнитного потока
205

- напряжения на тяговом электродвигателе (ТЭД) 205
- режимов работы электровозов 202

Регулятор давления 326

Режим тяги 401

Резиновый поглощающий аппарат
502

Резинометаллические рессоры вагонов 301

- элементы 275

Резисторное торможение 455

Результирующая намагничивающей силы 358

Ремонтопригодность 493

Рессоры пневматические 300

- тарельчатые 302
- типа МЕГИ 277

Ресурс вагона 492

Рефрижераторный подвижной состав 552

С

Самосмазывающиеся полимерные материалы 87

Самоходный подвижной состав 19

Сверхпроводимость 596

Сверхпроводники 617

Сглаживающие реакторы 449

Сила тяги 31

Силовая установка газогенераторного тепловоза 189

- тепловоза 104

- турбовоза 171

- турбопоезда 184

Система автоматического управления рекуперативным торможением 409

- водоснабжения 585
- диагностики 106
- обнаружения предельных сил сцепления 467

Система подачи газа 188

- управления 106

Системы вентиляции и кондиционирования воздуха 589

- наклона кузова вагона в кривых 14
- освещения вагона 589
- отопления вагона 584
- подвески контактного провода 12
- энергоснабжения вагонов 561

Сопротивление движению 12

Сочлененные транспортеры 535

Способы передачи нагрузки 245

- связи рамы тележки с буксовым узлом 246

Средства противопожарной безопасности 562

Стабилизация кузова 241

Стенды для испытания вагонов 478

- локомотивов 131

Стенд-горка 482

Стенд-пресс 482

Степень негабаритности подвижного состава 15

Стоп-кран 331

Строительное очертание подвижного состава 30

Сцепление колес 36

Сцепной вес 32

Т**Тара вагона 470****Тележки грузовых вагонов 246**

- с комбинированной опорой кузова 225
- с поперечной связью с кузовом 226
- с радиальной установкой колесных пар 232
- тепловозов 229
- унифицированные тепловозов 225
- четырехосные вагонов 248
- электровозов 234
- Теория Флоке 71

Тепловоз 117, 139, 338

- газогенераторный 100

Теплопаровоз 189**Технико-экономическая эффективность локомотивов 126****Топливная система 183****Торможение 310****Тормоз 311**

- вспомогательный локомотива 126
- жесткий 311
- полужесткий 311
- фрикционный 309

Тормозная колодка 83, 335

- магистраль 314, 328
- сила 345
- система 561

Тормозной башмак 335

- вентиль 313
- путь 347
- цилиндр 330, 339

Транспортеры 533**Трансферкар 540****Трансформатор стержневой конструкции 444****Требования к колесным парам локомотивов 254****Трехосные тележки вагонов 247****Трибоспектральная идентификация 54****Турбопоезд 170, 183****Тяга электрическая. Классификация систем 193****Тяговая батарея 208****Тяговые двигатели в метрополитене 628****Тяговый преобразователь 208**

- привод локомотивов 281 – 288
- монорельсовой транспортной системы 624
- электродвигатель 208, 351, 425

У**Узел подвешивания ТЭД 284**

- трения 51, 74

Универсальная пневматическая часть грузовых вагонов 329**Унифицированный соединительный рукав 314****Управление с заданием частоты скольжения колеса 419**

- надежностью локомотива 115
- с углом нагрузки 420

Упруго-роликовый скользун 250**Ускоренимеры 489****Х****Характеристики асинхронного тягового электродвигателя (АТД) 377**

- упругих элементов 304
- холостого хода 378

- электропоездов 218

Холодильное оборудование 553

Холодильно-отопительная установка 557

Холодопроизводительность 555

Ц

Цепи вспомогательные электровоза 417

Централизованное управление 640

Цистерна специализированная 530

- унифицированная 519

Ш

Шарнирно-рычажная связь 233

Шкворень 223

Шлаковоз 539

Э

Экстренное торможение 310, 342

Эластичное пятниковое устройство 227

Эластомерный поглощающий аппарат 504

Электрическая аппаратура автоматического управления электровозом 401

- передача 385 – 390

Электрические цепи электровозов 390 – 414

Электрическое оборудование 196

- торможение 389

Электровоз 19, 120, 185. Классификация 195

Электровоздухораспределитель 313, 331

Электродвигатель индукторный 598

- синхронный 596
- тяговый (см. тяговый электродвигатель)

Электронная аппаратура управления 401

СПРАВОЧНОЕ ИЗДАНИЕ

**Анисимов Петр Степанович, Винокуров Владимир Алексеевич,
Воробьев Владимир Иванович и др.**

МАШИНОСТРОЕНИЕ. ЭНЦИКЛОПЕДИЯ

ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

Том IV-23

Редактор *З.М. Рябкова*

Художественный редактор *Т.Н. Галицына*

Корректор *М.Я. Барская*

Инженеры по компьютерному макетированию:

Т.Ю. Зотова, Е.В. Кораблева, М.Н. Рыжкова, Т.А. Сынкова, М.А. Филатова

Сдано в набор 27.03.2007 г. Подписано в печать 01.07.2008 г. Формат 70×100 ¹/₁₆.

Бумага офсетная. Гарнитура Times NR. Печать офсетная.

Усл. печ л. 53,3. Уч.-изд. л. 68,5. Тираж 1000 экз. Заказ

ОАО "Издательство "Машиностроение", 107076, Москва, Стромынский пер., 4

Оригинал-макет подготовлен в Издательско-полиграфическом центре
Тамбовского государственного технического университета
392000, Тамбов, Советская, 106, к. 14

Отпечатано в ГУП ПГШ "Типография "Наука" РАН,
121099, г. Москва, Шубинский пер., 6

ЭНЦИКЛОПЕДИЯ "МАШИНОСТРОЕНИЕ"

В 40 ТОМАХ

Энциклопедия издается совместно с Российской Академией наук с 1995 г.

Энциклопедия содержит в справочном виде основы теории, методы расчета, проектирования и конструирования машин, основные сведения о материалах и технологических процессах. В ней обобщены передовой опыт и современное состояние научно-технического развития в различных отраслях промышленного комплекса с учетом сложившихся мировых тенденций.

Предлагаемое издание рассчитано на инженерно-технических работников: конструкторов, технологов, материаловедов, а также на преподавателей и студентов высших учебных заведений.

ПОЛНЫЙ ПЕРЕЧЕНЬ ТОМОВ ЭНЦИКЛОПЕДИИ "МАШИНОСТРОЕНИЕ"

Раздел I. ИНЖЕНЕРНЫЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТОВ

Под общей редакцией
акад. РАН К.С. Колесникова

Том I-1.** **Математика.** *Под ред. чл.-корр. РАН У.Г. Пирумова, д-ра техн. наук В.С. Зарубина*

Том I-2.** **Теоретическая механика. Термодинамика. Теплообмен.** *Под. Ред. акад. РАН К.С. Колесникова и акад. РАН А.И. Леонтьева*

Том I-3.** **Динамика и прочность машин. Теория механизмов и машин.** *В двух книгах. Под ред. акад. РАН К.С. Колесникова*

Том I-4.** **Автоматическое управление. Теория.** *Под ред. акад. РАН Е.А. Федосова*

Том I-5.** **Стандартизация и сертификация в машиностроении.** *Под. ред. проф. Г.П. Воронина*

Раздел II. МАТЕРИАЛЫ В МАШИНОСТРОЕНИИ

Под общей редакцией
д-ра техн. наук Е.Т. Долбенко

Том II-1. Физико-механические свойства. Испытания металлических материалов. *Под ред. д-ра техн. наук Е.И. Мамаевой*

Том II-2. Стали. Чугуны.** *Под ред. акад. РАН О.А. Банных, д-ра техн. наук Н.Н. Александрова*

Том II-3. Цветные металлы и сплавы. Композиционные металлические материалы.** *Под ред. акад. РАН И.Н. Фридляндера*

Том II-4. Неметаллические конструкционные материалы.** *Под ред. чл.-корр. РАН В.В. Васильева*

Раздел III. ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА МАШИН

Под общей редакцией
чл.-корр. П.Н. Белянина

Том III-1. Технологическая подготовка производства. Проектирование и обеспечение деятельности предприятия.** *Под ред. д-ра техн. наук А.В. Мухина*

Том III-2. Технологии заготовительных производств.** *Под ред. д-ра техн. наук В.Ф. Мануйлова*

Том III-3. Технология изготовления деталей машин.** *Под ред. д-ра техн. наук А.Г. Сулова*

Том III-4. Технология сварки и пайки.** *Под ред. акад. РАН и НАН Украины Б.Е. Патона*

Том III-5. Технология сборки в машиностроении.** *Под ред. чл.-корр. РАН Ю.М. Соломенцева*

Том III-6. Технология производства изделий из композиционных материалов, пластмасс, стекла и керамики.** *Под ред. д-ра техн. наук В.С. Боголюбова*

Том III-7. Измерения, контроль, испытания и диагностика.** *Под ред. чл.-корр. РАН В.В. Ключева*

Том III-8. Технологии, оборудование и системы управления в электронном машиностроении.** *Под ред. д-ра техн. наук Ю.В. Панфилова*

Раздел IV. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ МАШИН

Под общей редакцией
акад. РАН К.С. Колесникова,
акад. РАН К.В. Фролова,
чл.-корр. РАН П.Н. Белянина,
чл.-корр. РАН В.В. Васильева,
д-ра техн. наук Е.Т. Долбенко

Том IV-1. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка.** *Под ред. д-ра техн. наук Д.Н. Решетова*

Том IV-2. Электропривод. Гидро- и пневмопривод. Вибропривод

Том IV-3. Надежность машин.** *Под ред. чл.-корр. РАН В.В. Ключева*

Том IV-4. Машины и оборудование кузнечно-прессового и литейного производства.** *Под ред. д-ра техн. наук Ю.А. Бочарова, д-ра техн. наук И.В. Матвеевко*

Том IV-5. Машины и агрегаты металлургического производства.** *Под ред. д-ра техн. наук В.М. Синицкого*

Том IV-6. Оборудование для сварки.** *Под ред. акад. РАН и НАН Украины Б.Е. Патона*

Том IV-7. Металлорежущие станки и деревообрабатывающее оборудование.** *Под ред. д-ра техн. наук Б.И. Черпакова*

Том IV-8. Подъемно-транспортные машины. *Под ред. д-ра техн. наук А.В. Вершинского*

Том IV-9. Строительные, дорожные и коммунальные машины. Оборудование для производства строительных материалов.** *Под ред. акад. РАСХН, проф. И.П. Ксеновича*

Том IV-10. Оборудование и агрегаты нефтегазового производства. *Под ред. д-ра техн. наук А.И. Владимирова*

Том IV-11. Вакуумные и компрессорные машины. Машины и аппараты холодильной и криогенной техники. *Под ред. д-ра техн. наук А.М. Архарова*

Том IV-12. Машины и агрегаты химических и нефтехимических производств.** *Под ред. д-ра техн. наук М.Б. Генералова*

Том IV-13. Машины и агрегаты текстильной и легкой промышленности.** *Под ред. д-ра техн. наук И.А. Мартынова*

Том IV-14. Двигатели внутреннего сгорания. *Под ред. д-ра техн. наук Г.С. Корнилова*

Том IV-15. Колесные и гусеничные машины.** *Под ред. д-ра техн. наук В.Ф. Платонова*

Том IV-16.** **Сельскохозяйственные машины и оборудование.**
Под ред. акад. РАСХН, проф. И.П. Ксеновича

Том IV-17.** **Машины и оборудование пищевой и перерабатывающей промышленности.** *Под ред. д-ра техн. наук С.А. Мачихина*

Том IV-18. **Котлы. Паровые и газовые турбины.** *Под ред. акад. РАН Ю.С. Васильева*

Том IV-19. **Электрические машины. Гидравлические машины.**

Том IV-21.** **Самолеты и вертолеты.** В трех книгах. *Под общей ред. д-ра техн. наук В.Г. Дмитриева*

Кн. 1.** **Аэродинамика, динамика полета, прочность.** *Под ред. акад. РАН Г.С. Бюшгенса*

Кн. 2.** **Проектирование, конструкции и системы самолетов и вертолетов.** *Под ред. акад. РАН А.М. Матвеевко*

Кн. 3. **Авиационные двигатели.** *Под ред. д-ра техн. наук В.А. Скибина*

Том IV-22. **Ракетно-космическая техника.** *Под ред. акад. РАН В.П. Легостаева*

Том IV-23. **Подвижной состав железных дорог.** *Под ред. д-ров техн. наук Б.А. Лёвина, П.С. Анисимова*

Том IV-24. **Горные машины**

Том IV-25.** **Машиностроение ядерной техники.** В двух книгах.
Под ред. д-ра техн. наук Е.О. Адамова

Примечание. ** – вышедшие тома.

Телефоны: (495) 269-66-00, 269-52-98.

Факс (495) 269-48-97 (круглосуточно)

[Http://www.mashin.ru](http://www.mashin.ru). E-mail: realiz@mashin.ru