

Б.И.Кувалдин

ПРИЦЕПНОЙ СОСТАВ ЛЕСОВОЗНЫХ ДОРОГ

Издание второе, переработанное

*Допущено Министерством высшего и среднего
специального образования СССР в качестве
учебного пособия для студентов вузов, обуча-
ющихся по специальности «Лесоинженерное
дело»*



МОСКВА
ИЗДАТЕЛЬСТВО
«ЛЕСНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ»
1979

904441

ВОЛОГОДСКАЯ
областная библиотека
им. И. В. Бабюшкина

ОФИЦИАЛЬНЫЕ РЕЦЕНЗЕНТЫ: Кафедра сухопутного транспорта леса Архангельского лесотехнического института и Ю. М. Шевченко (ЦНИИМЭ).

Кувалдин Б. И. Прицепной состав лесовозных дорог: Учебное пособие для вузов.— 2-е изд. перераб.— М.: Лесн. пром-сть, 1979.— 240 с.

Автор учебного пособия доктор технических наук, профессор МЛТИ. Первое издание учебного пособия вышло в 1964 г.

В книге дается общая характеристика прицепного состава лесовозных дорог и перевозимого груза. Основная часть книги посвящена прицепному составу безрельсовых дорог — автомобильным прицепах, полуприцепах и роспускам, а также щеповозам. Излагаются основы теории движения прицепного состава по дорогам. Рассмотрен прицепной состав рельсовых дорог, включая вагоны для перевозки хлыстов по дорогам нормальной колеи, а также особенности современного санного прицепного состава. Даются рекомендации по техническому обслуживанию и ремонту всех видов прицепного состава.

Учебное пособие рассчитано на студентов лесотехнических вузов, может быть полезно учащимся техникумов.

Табл. 18, ил. 90, библиогр.— 34 назв.

К $\frac{31502-078}{037(01)-79}$ 34—79 3001000000

ПРЕДИСЛОВИЕ

Решениями партии и правительства предусматривается техническое перевооружение всех отраслей народного хозяйства, в том числе лесной и деревообрабатывающей промышленности.

В настоящее время лесовозные дороги оснащаются новыми более совершенными типами автомобильных прицепов и железнодорожных вагонов современной конструкции с высокими динамическими качествами, прочностью и эксплуатационной надежностью, соответствующими трудным условиям эксплуатации. Научно-исследовательские и конструкторские организации лесной промышленности и машиностроительные заводы, изготавливающие прицепной подвижной состав, ведут большую работу по его совершенствованию.

Со времени выхода первого издания учебного пособия для высших учебных заведений «Подвижной состав лесовозных дорог» прошло более 10 лет. За прошедший период существенно изменились конструкции прицепного подвижного состава, а его роль еще более повысилась в связи с тем, что с увеличением мощности тяговых средств все большая масса груза перевозится на прицепном подвижном составе. Увеличение осевых нагрузок привело к тому, что и прочность дорожных конструкций на лесовозных дорогах в настоящее время определяется главным образом воздействием прицепного состава.

Прицепной подвижной состав в настоящее время изучается студентами лесотехнических вузов как лесоинженерной (№ 0901), так и лесомеханической специальностей (№ 0519). Студенты, специализирующиеся в области сухопутного транспорта леса, прицепной подвижной состав изучают в составе курса «Дорожно-строительные машины и подвижной состав».

В настоящем учебном пособии приводятся сведения о конструкции различных типов прицепного подвижного состава, их отдельных узлов и основных параметрах, характеризующих данный тип подвижного состава. Кроме того, приведены материалы, необходимые для производства прочностных расчетов конструкций подвижного состава, а также данные, характеризующие динамическое воздействие колес на дорожную кон-

струкцию, которые нужны для расчета дорожных одежд или рельсового пути.

Инженерам, выпускаемым лесотехническими вузами и факультетами, необходимо иметь достаточные знания не только о тяговых средствах лесовозных поездов, но и о конструкции применяемых в настоящее время и перспективных типах автомобильных прицепов и железнодорожных вагонов.

При подготовке второго издания учебного пособия автору большую помощь оказали рецензии на первое издание книги и замечания по проекту проспекта пособия, сделанные проф. Б. А. Ильиным.

Автор выражает глубокую благодарность за помощь в подборе материалов главному конструктору Демиховского машиностроительного завода В. П. Николаеву, доцентам С. Г. Осколкову и П. Д. Клычкову, инженеру Ф. Н. Кустову.

Во втором издании учебного пособия § 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8 и 9 главы 5 написаны совместно с инженером С. Б. Кувалдиным.

РАЗДЕЛ I

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПРИЦЕПНОГО СОСТАВА И ПЕРЕВОЗИМОГО ГРУЗА

Глава I

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

§ 1. РОЛЬ И ЗНАЧЕНИЕ ПРИЦЕПНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Прицепным подвижным составом называются подвижные устройства для перевозки грузов и людей, не имеющие собственных тяговых средств. Прицепной подвижной состав в виде автомобильных прицепов, железнодорожных вагонов или саней вместе с передвигающими их тяговыми машинами образуют лесовозные поезда. Прицепной подвижной состав является одним из видов наиболее массового оборудования лесозаготовительных предприятий.

Для эффективного использования имеющихся на лесозаготовительных предприятиях тяговых машин необходимо иметь такое количество прицепного подвижного состава, которое позволит обеспечить максимальную производительность автомобилей и локомотивов на вывозке леса. Без достаточного количества технически исправного прицепного подвижного состава самые хорошие и мощные тяговые машины обречены на простои. Успешное выполнение плана вывозки древесины в значительной степени зависит от того, как содержится и эксплуатируется прицепной подвижной состав, насколько хорошо работники предприятий знают устройство прицепов и вагонов, умеют использовать их грузоподъемность и обеспечивают быструю их оборачиваемость.

Значение прицепного подвижного состава для работы лесозаготовительных предприятий очень велико. Его количество, качество, грузоподъемность и исправность влияют на производительность тяговых машин и работу всей лесовозной дороги.

Затраты на приобретение и подготовку подвижного состава занимают значительное место в общей сумме капиталовложений. Задача состоит в том, чтобы обеспечить его эффективную и длительную работу и высокий коэффициент технической готовности, а также полное использование имеющегося в лесозаготовительных предприятиях прицепного подвижного состава.

В период с 1950—1955 гг. происходил переход на повсеместную вывозку хлыстов, а затем и деревьев. Переход на вывозку хлыстов вызвал необходимость создания специальных конструкций автомобильного прицепного состава, приспособленного для размещения такого груза. Для узкоколейных лесовозных железных дорог были созданы специальные вагоны-сцепы. В последние годы созданы и выпускаются машиностроительными заводами специальные вагоны для железных дорог нормальной колеи, на которых хлысты можно перевозить за сотни километров от мест заготовки до крупных лесопромышленных комплексов. В результате совместной работы специалистов ЦНИИМЭ и Демиховского машиностроительного завода для узкоколейных железных дорог создана новая конструкция вагонов-сцепов, более удобных для перевозки деревьев и хлыстов различной длины. Все расширяющееся производство щепы непосредственно на лесозаготовительных предприятиях потребовало создания специализированного автомобильного подвижного состава для перевозки щепы. Таким образом, идет непрерывная исследовательская и конструкторская работа по созданию более совершенных и отвечающих требованиям технологического процесса образцов прицепного подвижного состава. Как при разработке конструкции прицепного подвижного состава, так и при выборе или оценке его эксплуатационных качеств должны учитываться следующие основные требования, характеризующие соответствие подвижного состава технологии работ, условиям эксплуатации и особенностям перевозимого груза:

- перевозка всей заготовленной древесины, т. е. перевозка хлыстов без обрезки вершинной части или с минимальными размерами обрезаемой вершинной части;

- удобство погрузки и механизированной выгрузки древесины;

- достаточная прочность и хорошая устойчивость в условиях движения по неровным поверхностям дорожного полотна и неровностям лесовозных дорог;

- высокие технические характеристики конструкции при ее минимальной массе и наибольшей грузоподъемности единицы подвижного состава;

- надежная передача продольных тяговых и тормозных усилий по длине поезда;

- использование автоматических тормозов и автосцепки; возможно меньшее удельное сопротивление движению подвижного состава;

- достаточная износоустойчивость конструкции и ремонтпригодность (технологичность ремонтов);

- хорошая проходимость по кривым плана и продольного профиля;

- хорошее сочетание с конструкцией тяговых машин;

соответствие категории и конструкции дорог и возможно меньшее динамическое воздействие на дорогу.

Для наилучшей эксплуатации прицепного подвижного состава на вывозке леса необходимо:

полное использование грузоподъемности прицепов и вагонов;

простои за рейс под погрузкой и разгрузкой свести к минимуму;

добиваться однотипности конструкций прицепного состава на данной дороге и на предприятии в целом;

проводить своевременные технические осмотры и ремонты, обеспечивая высокий коэффициент технической готовности парка;

добиваться более высокого коэффициента использования подвижного состава.

Соблюдение приведенных технических и эксплуатационных требований позволяет обеспечить высокую пропускную способность лесовозных дорог и успешно решать задачи транспортного освоения лесных массивов.

§ 2. КЛАССИФИКАЦИЯ ПРИЦЕПНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Прицепной подвижной состав лесовозных дорог может быть прежде всего разделен на прицепы, катящиеся по пути, и на прицепы, скользящие по поверхности дороги.

Прицепы делятся в зависимости от вида дорог и применяемых тяговых средств на автомобильные, тракторные и вагоны железных дорог. К скользящим по пути прицепам относятся все виды саней, которые в зависимости от вида тяги могут быть автомобильными и тракторными.

Прицепной подвижной состав автомобильных дорог. Основные параметры автомобильного прицепного состава так же, как и самих автомобилей, определяются транспортным законодательством, назначением и особенностями его эксплуатации. Необходимость в применении того или иного вида прицепного состава зависит от вида груза и автомобиля и от необходимой конструктивно-технологической комплектации автопоезда. При комплектации автопоезда связь между тяговым и прицепным составом может применяться как тяговая, так и опорная.

Тяговая связь передает в основном продольные усилия, т. е. тяговые и тормозные. Вертикальная нагрузка на связь возможна только от массы самого сцепного устройства.

Опорная связь передает как продольные, так и вертикальные усилия, которые распространяются от части массы перевозимого груза или прицепного состава.

В зависимости от расположения перевозимого груза и характера динамической связи между тяговым средством и при-

цепным составом последний имеет три разновидности: собственно прицепы, полуприцепы и прицепы-ропуски. Прицепы представляют собой несамоходные транспортные средства, сопряженные с тягачом только тяговой связью и передающие всю вертикальную нагрузку от собственной массы и массы груза на опорную поверхность через свои колеса. Таким образом, они принимают на свои колеса всю вертикальную нагрузку и могут транспортировать груз независимо от других прицепов. Полуприцепы представляют собой несамоходные транспортные средства, передающие часть вертикальной нагрузки от собственной массы и массы груза на дорожную одежду через свои колеса, а часть на седельный тягач через опорно-цепное устройство. Лесовозные полуприцепы имеют раму, которая одним концом опирается на оси полуприцепа, а другим при помощи опорно-цепных устройств на раму автомобиля. При вывозке хлыстов полуприцепы используются в составе автопоезда вместе с ропусками, которые присоединяются к полуприцепу и поддерживают второй конец пачки хлыстов. Применение автопоездов, состоящих из полуприцепа с ропуском, дает возможность автомобилям не ожидать погрузки и использовать сменный прицепной состав, что при коротких расстояниях вывозки позволяет значительно увеличить производительность автомашин.

Полуприцепы, оборудованные специальным кузовом, широко используются для перевозки щепы и короткомерных лесоматериалов. При установке емкостей полуприцепы используют для перевозки горячего, а также для поливки снежно-ледяных и ледяных дорог.

Прицепы-ропуски представляют собой тележки, специально предназначенные для перевозки длинномерных грузов, например бревен или хлыстов, масса которых передается на дорожное покрытие через колеса тягового автомобиля и через колеса ропуска. Собственная масса ропусков передается на опорную поверхность через колеса. Ропуск имеет сменную связь с тяговым средством — при наличии полезной нагрузки опорная связь, а при ее отсутствии (без груза) — тяговая. В настоящее время ропуски в негрузовом направлении обычно перевозятся в лес на тягаче, имеющем для этого специальные приспособления. Груз можно перевозить на ропусках только в сцепке с автомобилем или полуприцепом.

Все виды автомобильных прицепов могут быть одноосными, двухосными, трехосными, четырехосными и многоосными.

Лесовозный автомобильный прицепной состав, предназначенный для перевозки такого специфического вида груза, как хлысты и деревья, снабжается специальным технологическим оборудованием. Вместо платформ и кузовов автомобиля и прицепы оборудуются специальными опорными устройствами — кониками, через которые вертикальные нагрузки передаются на

раму транспортного средства. Коники представляют собой вращающуюся в горизонтальной плоскости балку, на концах которой установлены откидные стойки. В средней части балки сквозь нее проходит шкворень. Откидные стойки коника имеют специальные замки, которые по условиям техники безопасности открываются с противоположной от разгружаемой стороны прицепа. В вертикальном положении стойки закрепляются тросами или цепями. Некоторые виды лесовозных автопоездов имеют специальные приспособления для самопогрузки, выгрузки и подтаскивания древесины.

Тракторные прицепы применяются двухосные, трехосные и четырехосные. По своей конструкции они мало чем отличаются от автомобильных прицепов. С более широким распространением колесных тракторов стали применяться и тракторные полуприцепы, рама которых передним концом опирается на седельное устройство трактора. Примером такого тракторного полуприцепа может служить агрегат ЛТ-143, разработанный Кавказским филиалом ЦНИИМЭ, предназначенный для транспортировки отходов древесины.

Вагоны железных дорог представляют собой самоходные транспортные средства (повозки), предназначенные для перевозки грузов и людей по рельсовым путям. Рельсовые пути различаются по ширине колеи на железные дороги нормальной колеи (в СССР 1520 мм, в других странах 1435 мм) и на железные дороги узкой колеи (в СССР 750 мм). В зависимости от ширины колеи вагоны также делятся на вагоны для дорог нормальной и узкой колеи. Вагоны всех железных дорог делятся на грузовые и пассажирские.

Грузовые вагоны в зависимости от вида и размеров перевозимых грузов делятся на ряд типов: крытые вагоны, полувагоны, платформы, транспортеры, цистерны, а также различные специализированные вагоны, применяемые главным образом на промышленном транспорте (шлаковозы, чугуновозы, щеповозы и др.).

Крытые вагоны, имеющие закрытый со всех сторон кузов, предназначаются для перевозки сыпучих и штучных грузов, требующих защиты от атмосферных осадков.

Полувагоны предназначаются главным образом для перевозки различных навалочных грузов, а также бревен и мелких лесоматериалов. Полувагоны, предназначенные для перевозки сыпучих материалов, например для балластных материалов, обычно имеют открывающиеся люки для разгрузки.

Платформы служат для перевозки штучных и насыпных, а также длинных и громоздких грузов, механизмов, машин и др. Кузов платформы обычно образуется настилом пола, продольными и поперечными бортами. На лесовозных узкоколейных железных дорогах (УЖД) платформы широко используются для перевозки сортиментов, пиломатериалов, горюче-сма-

зочных материалов, балластных материалов, трелевочных тракторов и других грузов.

Транспортеры предназначены для перевозки громоздких и особенно тяжелых грузов. Они имеют шесть, восемь и более осей. Обычно средняя часть рамы транспортеров располагается возможно ниже для облегчения погрузки, выгрузки и размещения громоздких грузов. В последние годы возникла необходимость создать такие транспортеры для лесовозных УЖД, на которых можно было бы перевозить тяжелые лесосечные машины. Работа по созданию конструкции таких транспортеров проводится в ЦНИИМЭ и на ряде лесозаготовительных предприятий.

Цистерны представляют собой вагон, кузовом которого является прочно укрепленная металлическая емкость для перевозки наливных грузов.

Специфические особенности такого вида груза, как хлысты, потребовали создания вагонов специального назначения для лесовозных железных дорог. Такими вагонами являются вагоны-сцепы.

Вагоны-сцепы имеют сочлененную конструкцию, состоящую из двух полусцепов. Полусцепы — это специальные платформы без пола с облегченной вагонной рамой, например в виде бруса равного сопротивления. На раме каждого из полусцепов устанавливаются поворотные коники или рамы, на которые опирается перевозимая пачка хлыстов. Данная конструкция позволяет значительно снизить собственную массу вагона. Специализированные вагоны-сцепы в настоящее время выпускаются промышленностью. На 1.01.1977 г. в лесозаготовительных предприятиях имелось свыше 19,4 тыс. полусцепов.

Прицепы, скользящие по пути. Прицепным подвижным составом, ходовые части которого при движении скользят по пути, являются различные виды саней, используемые при вывозке древесины. В прошлом столетии на вывозке древесины применялись в основном сани с конной тягой. Широко применялись сани с тягой санных поездов гусеничными тракторами в довоенный период. В последнее время санный подвижной состав почти не применяется, хотя использование санных роспусков при автомобильной вывозке позволяет увеличить нагрузку на рейс автопоезда. Для вывозки леса по снежным и ледяным дорогам созданы конструкции санного подвижного состава как для перевозки сортиментов, так и для вывозки хлыстов. При вывозке леса тракторами широко применялись однополосные конструкции саней с использованием одноколейных ледяных дорог. При вывозке леса по снежной или бесколейной поливной автомобильной лесовозной дороге используются двухполосные сани.

Санный прицеп состоит из двух сцепленных между собой подсанков, на кониках которых располагается груз. Та-

ким образом, в этом случае вес перевозимого груза распределяется между подсанками прицепа.

Санный полуприцеп имеет жесткую раму, один конец которой укреплен на подсанке, а другой прикрепляется к опорно-сцепным устройствам автомобиля. При вывозке дров или короткомерных сортиментов рама полуприцепа оборудуется платформой. При вывозке длинномерных хлыстов в средней части рамы полуприцепа устанавливается поворотный коник и полуприцеп в этом случае обязательно используется с роспуском.

Санный роспуск представляет собой только один снабженный коником подсанок, сцепленный с автомобилем. В этом случае пачка хлыстов или бревен располагается на кониках роспуска и автомобиля (или полуприцепа), между которыми и распределяется масса.

Глава 2

ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРИЦЕПНОГО СОСТАВА И ПЕРЕВОЗИМОГО ГРУЗА

§ 1. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПРИЦЕПНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ЛЕСОВОЗНЫХ ДОРОГ

Для определения и сравнения экономической эффективности различных типов подвижного состава применяют ряд специальных показателей и характеристик. Собственная масса единицы подвижного состава в незагруженном состоянии называется его тарой. Для снижения затраты энергии на передвижение лесовозных поездов целесообразно массу тары снижать, не уменьшая массы груза. Это достигается рациональной конструкцией и уменьшением металлоемкости. Трафарет массы тары обычно наносится на боковых балках рамы прицепов и вагонов. Наибольшая масса груза, которая допускается к перевозке на данном прицепе или вагоне, называется его грузоподъемностью. Сумма грузоподъемности и тары представляет полную массу (брутто) прицепа или вагона. Полная масса единицы прицепного состава, разделенная на число осей, называется осевой массой (ГОСТ 3163—76). Этот показатель в значительной степени характеризует возможность движения подвижного состава по дорогам различной прочности. Величина допустимой осевой массы нормируется.

На автомобильных дорогах СССР весовые параметры автомобилей, прицепов и автопоездов регламентируются ГОСТ 9314—59, в которых предусмотрено деление подвижного состава автомобильных дорог на две группы: группа А — авто-

мобили и автопоезда, предназначенные для эксплуатации на автомобильных дорогах первой и второй категорий с усовершенствованными капитальными покрытиями, а также на других дорогах, проезжая часть которых рассчитана на пропуск подвижного состава этой группы; группа Б — автомобили и автопоезда, предназначенные для эксплуатации на всех автомобильных дорогах общей сети СССР.

Установленные стандартом предельно допускаемые весовые параметры подвижного состава автомобильных дорог приведены в табл. 2.1.

2.1. Предельно допускаемые весовые параметры подвижного состава автомобильных дорог

Наименование параметров	Весовые параметры подвижного состава по группам	
	А	Б
Масса, приходящаяся на одиночную наиболее нагруженную ось при расстоянии между смежными осями более 2,5 м, т	10,0	6,0
То же при расстоянии между смежными осями от 1,4 до 2,5 м	9,0	5,5
свыше 1,25 до 1,39 м	8,0	5,5
свыше 1,0 до 1,25	7,0	4,5

Полная масса автотранспортных средств при общем количестве осей 6 и более не должна превышать 52 т для группы А и 34 т для группы Б. Во время движения автопоездов по мостам их фактическая полная масса при расстоянии между крайними осями 8 м не должна превышать 30 т, при 14 м — 42 т и при 20 м — 52 т.

Ограничения указанных параметров имеют важное значение для надежной работы дорожных одежд и особенно мостов, рассчитываемых на определенные предельные нагрузки.

В настоящее время в различных странах все большее значение приобретает унификация ограничений как по массе, так и по габариту. Эта унификация осуществляется на основе рекомендаций международных организаций по стандартизации. Нормы габаритных параметров и ограничений для социалистических стран соответствуют рекомендациям Совета Экономической Взаимопомощи (СЭВ), а для капиталистических стран Европы в основном соответствуют рекомендациям Европейской экономической комиссии (ЕЭК). Все эти рекомендации и данные для большинства штатов США при эксплуатации автотранспорта по государственным и федеральным дорогам приведены в табл. 2.2.

Установленные стандартом СССР предельно допустимые осевые массы 10 и 9 т для подвижного состава группы А и 6,0 и 5,5 т для группы Б являются результатом исследований

2.2. Ограничения размера массы автомобилей, прицепов и автопоездов в СССР, США и рекомендации международных организаций

Наименование стран и рекомендаций международных организаций	Масса, т, приходящаяся		Максимальная полная масса, т			
	на одну ось	на двухосную тележку	автомобиля	прицепа	двухзвенного автопоезда	
					седельного	прицепного
СССР	10	18	25	25	40	40
США	8,15	14,5	22,6	22,6	33	33
Рекомендации ЕЭК	10	16	22	—	36	38
Рекомендации СЭВ	10	18	22	—	36	38

и обобщения опыта эксплуатации автопарка на отечественных и зарубежных дорогах. Сопоставляя данные табл. 1 и 2, можно видеть, что в СССР нормативы установлены в основном в соответствии с рекомендациями СЭВ, но с несколько завышенными значениями максимальной полной массы.

На железных дорогах также нормируется наибольшее значение осевой массы. На дорогах общего пользования МПС колеи 1520 мм у грузовых вагонов она не должна превышать 21 т (у пассажирских вагонов 18 т). На путях промышленного транспорта у специализированных вагонов осевая масса достигает 40 т. На железных дорогах узкой колеи в зависимости от типа локомотивов и пути наибольшая осевая масса вагонов нормируется в пределах 4; 6,5 и 8 т.

Полная масса транспортного средства, разделенная на его общую длину, называется погонной массой (на 1 пог. м пути). Ее величина нормируется исходя из прочности мостов и других искусственных сооружений. На автомобильных дорогах общего пользования средняя погонная масса от автопоезда на 1 пог. м пути не должна превышать 1 т, на железных дорогах широкой колеи 6,5 и на узкоколейных железных дорогах 3 т.

Коэффициент тары. Этот коэффициент представляет собой одну из важнейших технико-экономических характеристик конструкций прицепного состава. Техническим коэффициентом тары называется отношение собственной массы (тары) подвижного состава к его полезной массе:

$$K_t = \frac{T}{P},$$

где K_t — технический коэффициент тары; T — тара единицы подвижного состава, т; P — полезная масса, т.

Чем меньше коэффициент тары, тем меньше приходится перевозить в лес и обратно собственной массы прицепного состава, приходящейся на 1 т груза. С уменьшением коэффициента тары увеличивается эффективность работы тяговых машин (автомобилей и локомотивов) на вывозке леса.

Коэффициент тары сам по себе не определяет полностью эксплуатационных достоинств прицепного подвижного состава, зависящих также от использования грузоподъемности транспортных средств и наличия порожних пробегов. Коэффициент тары, учитывающий использование грузоподъемности подвижного состава, называется погрузочным. Его величина определяется по формуле

$$K_{\pi} = \frac{T}{P} \cdot \frac{100}{\varepsilon},$$

где ε — использование грузоподъемности вагона или прицепа, %.

Коэффициент тары, дополнительно учитывающий пробеги подвижного состава в груженом и порожнем состоянии, называется эксплуатационным:

$$K_{\varepsilon} = \frac{T}{P} \cdot \frac{100}{\varepsilon} \cdot \frac{100}{\beta},$$

где β — отношение пробега подвижного состава с грузом к общему пробегу, %.

При прочих равных условиях коэффициент тары характеризует экономическую целесообразность данной конструкции подвижного состава.

§ 2. ГАБАРИТ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Для безопасного движения по дорогам подвижной состав всех видов дорог должен иметь поперечное очертание, не превышающее определенных размеров.

Предельное поперечное очертание, перпендикулярное оси дороги, в котором, не выходя наружу, должен помещаться установленный на прямом и горизонтальном пути подвижной состав (как в порожнем, так и в нагруженном состоянии), включая нормированные допуски, называется габаритом подвижного состава. Предельное поперечное очертание, перпендикулярное оси дороги, внутрь которого не должны выступать никакие элементы и части сооружений и устройств, находящихся рядом с дорогой, называется габаритом приближения строений. Пространство между габаритом приближения строений и габаритом подвижного состава (а также между габаритами смежных транспортных средств) называется междугабаритным и служит для обеспечения безопасности движения при возможных смещениях подвижного состава или самого пути.

Габаритом погрузки называется предельное поперечное, перпендикулярное оси пути очертание, в котором, не выходя наружу, должен помещаться погруженный на открытый подвижной состав груз (с учетом упаковки и креплений).

Габарит автопоездов и автомобильных прицепов. Поперечный габарит автомобилей и автомобильного прицепного состава по ГОСТ 9314—59, введенному с 1 января 1960 г., установлен в виде прямоугольника шириной 2,5 и высотой 3,8 м. В этот габарит должно полностью вписываться все оборудование автомобилей и автопоездов. При высоте автомобильных прицепов более 3,1 м должна быть предусмотрена возможность временного уменьшения их высоты до пределов, обеспечивающих перевозку по железной дороге.

В отличие от железнодорожных составов у автомобильных поездов при их движении по дорогам общей сети должны соблюдаться нормативы предельной длины автопоезда. Это связано с условиями движения автопоездов по кривым и размерами устраиваемых на кривых уширений для вписывания подвижного состава. В СССР полная длина автопоезда не должна превышать: для автопоезда в составе тягача с полуприцепом или автомобиля с одним прицепом — 20 м, для автопоезда из автомобиля с двумя и более прицепами 24 м. Сопоставление габаритных ограничений, принятых на автомобильных дорогах СССР, с аналогичными ограничениями, принятыми в США и рекомендуемыми международными организациями, приводится в табл. 2.3.

2.3. Габаритные ограничения автомобильных поездов и подвижного состава

Наименование стран и рекомендаций международных организаций	Ширина, м	Высота, м	Максимальная длина, м				
			автомобиля	прицепа	двухзвенного автопоезда		трехзвенного
					седельного	прицепного	
СССР	2,5	3,8	12,0	—	20,0	20,0	24
США	2,44	4,1	10,7	12,2	15,3	15,3	—
Рекомендации ЕЭК	2,5	4,0	12,0	—	15,0	17,2	—
Рекомендации СЭВ	2,5	3,8	12,0	—	15,0	18,0	22

Примечание. Прочерк указывает, что данный параметр законодательством не ограничивается.

Как видно из таблицы, в нашей стране габаритные ограничения имеют большие размеры, чем в других странах и даже несколько превышают рекомендации международных организаций. Длина автопоезда 15,3 м в США допущена только

в 10 штатах, а в большинстве штатов составляет всего 13,7 м. Конечно, такие ограничения относятся только к государственным и федеральным дорогам. Кстати, незначительная допускаемая длина автопоезда препятствует распространению в США вывозки хлыстов.

Габаритная ширина прицепов, полуприцепов и роспусков должна быть в пределах наибольшей ширины основного тягового автомобиля. Погрузочная высота роспуска должна соответствовать высоте платформы или коника автомобиля, с которым используется данный роспуск. Просвет под осями (кли-

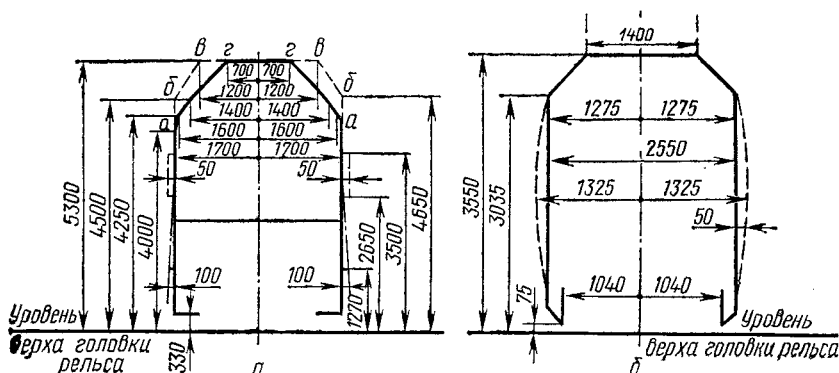


Рис. 1. Габариты прицепного подвижного состава железных дорог:
а — габарит 1-Т вагонов нормальной колеи; б — габарит Т_у грузовых и пассажирских вагонов для железных дорог колеи 750 мм

ренс) у автомобильных прицепов должен быть не менее чем у основного тягового автомобиля. Колея прицепов должна быть увязана с размером колеи основного тягового автомобиля.

На лесовозных автомобильных дорогах длина автопоездов нормами не регламентируется и устанавливается в зависимости от тяговых усилий автомобиля или длины перевозимых хлыстов. В данном случае вписывание автопоездов в кривые обеспечивается за счет специально устраиваемых уширений на кривых, размер которых значительно превышает уширения, устраиваемые на дорогах общего пользования.

Габариты вагонов. Для вагонов широкой колеи железных дорог СССР ГОСТ 9238—73 установлены следующие габариты подвижного состава:

габарит 1-Т для подвижного состава, допускаемого к обращению на всей сети железных дорог СССР; наибольшая ширина по этому габариту 3400 мм и наибольшая высота от головок рельсов 5300 мм (рис. 1, а);

габарит Т для подвижного состава, допускаемого к обращению по отдельным участкам реконструированных линий дорог

колеи 1520 мм, наибольшая ширина по этому габариту 3750 мм; наибольшая высота от головок рельса та же, что и в габарите 1-Т;

габариты 0-Т, 01-Т, 02-Т и 03-Т для подвижного состава, допускаемого к обращению как по сети железных дорог СССР колеи 1520 мм, так и по железным дорогам зарубежных стран с колеей 1435 мм.

Габариты вагонов железных дорог СССР имеют существенные преимущества по сравнению с габаритами зарубежных железных дорог, так как они позволяют строить вагоны бóльших размеров и с бóльшей кубатурой. Габарит погрузки для вагонов нормальной колеи ограничивает ширину груза размером 3250 мм и высоту от верха головок рельса 5300 мм, причем самая верхняя часть высотой 1300 мм представляет собой трапецию с верхней стороной 1240 мм.

Для грузовых и пассажирских вагонов железных дорог узкой колеи (750 мм) по ГОСТ 9720—76 установлен габарит T_y (рис. 1, б). Максимальная ширина габарита составляет 2550 мм и наибольшая высота 3550 мм. Предельные очертания груза, находящегося на платформах узкой колеи, нормируются ГОСТ 9720—76. Максимальная ширина груза не должна превышать 2450 мм, высота 3500 мм, причем верхние 500 мм по высоте представляют собой трапецию с верхней стороной 1400 мм. Следует иметь в виду, что указанные выше размеры габарита по ширине подвижной состав может иметь только в направляющих или в близко к ним расположенных сечениях. У вагонов такие сечения находятся по шкворням пятников тележек или по осям колесных пар двухосных вагонов. В остальных сечениях по длине вагонов максимально допускаемые горизонтальные строительные размеры определяются путем уменьшения соответствующих габаритных размеров с каждой стороны на величины ограничений, вызываемых поперечными смещениями подвижного состава при вписывании его в кривые. Формулы для определения этих ограничений в зависимости от радиуса кривой и размеров вагона приводятся в ГОСТ 9720—76. Для лесовозных узкоколейных вагонов-сцепов при кривой радиусом 100 м размеры дополнительных ограничений составляют 300—400 мм.

Проектируемый подвижной состав не должен выходить за предельные строительные очертания не только по номинальным размерам, но и с учетом заводских допусков при изготовлении вагонов и прицепов. При ремонте, реконструкции и проектировании подвижного состава и перевозке по железным дорогам различных грузов должен строго соблюдаться установленный габарит подвижного состава.

904441

§ 3. ОСОБЕННОСТИ ГРУЗА, ПЕРЕВОЗИМОГО ЛЕСОВОЗНЫМ ПРИЦЕПНЫМ ПОДВИЖНЫМ СОСТАВОМ

Специфика прицепного подвижного состава лесовозных дорог в значительной степени определяется особым характером перевозимого груза. Рассмотрим эти особенности применительно к наиболее массовым видам лесных грузов: пачкам хлыстов и древесной щепе.

Особенности хлыстов как груза. Эти особенности проявляются в характере размещения хлыстов на подвижном составе, в статических деформациях пакета хлыстов, динамическом воздействии груза на подвижной состав и в воздействии последнего на дорогу.

Первые широкие исследования пакета хлыстов были выполнены проф. Б. Г. Гастевым (1955—1962). В последующем эти исследования были продолжены З. С. Цофиным (1962—1964), В. И. Мельниковым (1955—1957), В. П. Репняковым (1968—1974), И. И. Соромотиным (1965—1972) и другими. Выполненные теоретические и экспериментальные исследования позволили выявить основные особенности и характеристики такого специфического груза как пакеты хлыстов, перевозимых подвижным составом лесовозных дорог.

Хлыст — ствол поваленного дерева, отделенный от корневой части и очищенный от сучьев (ГОСТ 17462—72). Хлысты являются одним из видов особенно специфических грузов. Их формы и размеры зависят от сочетания ряда факторов: породы дерева, возраста, типа леса, почвенно-гидрологических и географических условий произрастания, климатических условий и пр. Средние высоты эксплуатационных насаждений в СССР колеблются от 10 до 35 м, причем на каждый разряд высот приходится некоторый объем эксплуатационных запасов. При создании конструкций лесовозного подвижного состава необходимо правильно определить длину хлыстов (или деревьев), предназначенных к перевозке на создаваемом типе прицепов или вагонов.

Определение длины хлыстов производится по материалам учета лесного фонда СССР. Используя эти материалы, строят кривые нормального распределения запасов по разрядам высот деревьев. В целом по СССР насаждения высотой 18—24 м составляют 68% всех запасов. Для насаждений Северного Урала, Сибири и Дальнего Востока на длину хлыстов от 19 до 25 м приходится до 60% общего запаса. В европейской части СССР преобладают насаждения с длиной хлыстов до 19,5 м. Исследования, посвященные анализу таксационных характеристик лесов с точки зрения определения характеристик хлыстов как объекта транспорта, выполнялись Н. И. Неумоиным (1958), З. С. Цофиным (1969), И. И. Соромотиным (1968) и другими.

Наиболее распространенные диаметры хлыстов на расстоянии 1,3 м от комлевого среза (на этой высоте диаметры стволов деревьев измеряются при таксационных обследованиях насаждений) для насаждений европейской части лежат в диапазоне от 20 до 26 см и в азиатской части СССР от 25 до 40 см. Насаждения, имеющие длину хлыстов от 9 до 24 м, составляют 84,6%, а от 9 до 26 м 94,9% общих запасов. С учетом обломки или обрезки неделовой части хлысты длиной от 9 до 24 м составляют 95,1% запасов и длиной 24—26 м 3,63%. В лесосырьевых базах Урала, Сибири и Дальнего Востока, тяготеющих к лесопромышленным комплексам, по исследованиям И. И. Соромотина и материалам Гипролестранса распределение насаждений по длине стволов следующее: стволы длиной до 19 м составляют 16%, от 19 до 25 м 69% и свыше 25 м 15% запасов насаждений.

Диаметр хлыстов в любом сечении на расстоянии x от комля при известном диаметре хлыстов d_0 на расстоянии 1,3 м от комлевого среза можно определить по эмпирической формуле Б. Г. Гастева

$$d_x = (1,0233d_0 - 0,03006d_0x - 0,0000016d_0x^2) 0,7445d_0^{0,08}.$$

Кроме характеристик отдельных хлыстов или деревьев очень важно знать характеристики пакета хлыстов, так как на подвижном составе перевозят не отдельные хлысты, а пакеты из них. Пакет хлыстов можно упрощенно представить в виде составной балки, но следует иметь в виду, что при изгибе такого пакета между отдельными хлыстами возникают значительные силы трения и сцепления. Составные балки без связей оказывают значительно меньшее сопротивление поперечному изгибу ввиду сдвига по швам отдельных балок. Уравнение упругой линии пакета хлыстов впервые было получено Б. Г. Гастевым [6]. Для определения момента инерции пакета хлыстов проф. Б. Г. Гастев ввел понятие коэффициента жесткости пакета хлыстов. Этот коэффициент представляет отношение прогиба монолитной балки по середине ее длины f_m к прогибу пакета хлыстов, т. е. $\psi = \frac{f_m}{f}$.

В этом случае момент инерции пакета хлыстов I_{Π} равен

$$I_{\Pi} = \psi I_m,$$

где I_m — момент инерции монолитной балки тех же размеров, что и пакет хлыстов, см⁴.

Таким образом, коэффициент жесткости представляет собой отношение момента инерции пакета хлыстов к моменту инерции монолитной балки тех же размеров. Коэффициент жесткости можно рассматривать как состоящий из двух коэффициентов: ψ_x и $\psi_{тр}$. Первый учитывает жесткость отдельных

хлыстов в пакете, а второй — влияние сил трения между хлыстами внутри пакета хлыстов.

$$\psi = \psi_{хл} + \psi_{тр} = \frac{\Sigma I_x}{I_m} + \psi_{тр}, \quad (2.1)$$

где ΣI_x — сумма экваториальных моментов инерции отдельных хлыстов в пакете.

При опытах с пакетами хлыстов Б. Г. Гастев получил приближенную эмпирическую зависимость ψ от числа рядов x в пакете хлыстов по вертикали

$$\psi = 0,583 \frac{1}{x^2}. \quad (2.2)$$

Уравнение (2.1) можно представить в виде

$$1 = \frac{\psi_{хл}}{\psi} + \frac{\psi_{тр}}{\psi}. \quad (2.3)$$

Используя эмпирическую зависимость (2.2), можно установить, что значение $\frac{\psi_{хл}}{\psi}$ составит от 0,733 при $x=2$ до 0,776 при $x=10$. Значения $\frac{\psi_{тр}}{\psi}$ в тех же случаях уменьшаются от 0,265 до 0,224. Величина $\frac{\psi_{тр}}{\psi}$ соответствует величине коэффициента f_d , характеризующего трение и сцепление хлыстов внутри пакета. Из приведенных выражений можно получить

$$\psi = \frac{\Sigma I_x}{I_m} \cdot \frac{1}{(1 - f_d)}. \quad (2.4)$$

Как можно видеть, величина f_d влияет на коэффициент жесткости пакета хлыстов. В свою очередь коэффициент трения и сцепления хлыстов зависит от породы древесины, от степени обледенения поверхности, наличия выступов от сучьев и других факторов. Для учета влияния этих факторов В. П. Репняков* предложил систему коэффициентов

$$f_d = f_{дпр} K_{п} K_{N} K_o K_c K_r.$$

Здесь: $f_{дпр}$ — приведенное значение коэффициента трения; $K_{п}$ — поправка на породу хлыстов; K_N — поправка на величину нормального давления; K_o — поправка на наличие обледенения на поверхности хлыстов; K_c — поправка на наличие выступов от сучьев; величина этого коэффициента может быть принята равной 1,17; K_r — поправка на период года, причем K_r для зимних условий равна 1,0.

* Репняков В. П. Исследование некоторых вопросов, связанных с определением коэффициента жесткости пакета хлыстов. — Межвузовский сборник «Лесосечные, лесоскладские работы и транспорт леса». Вып. II. Л., 1973.

Величина указанных коэффициентов определяется по эмпирическим формулам:

$$\left. \begin{aligned} f_d &= \frac{0,360 + 4,57v_c}{1 + 39v_c}, \\ K_n &= \frac{d + ev_c}{1 + fv_c}, \\ K_N &= \frac{N}{1,52N - 710}, \\ K_o &= \frac{v_c}{1,73v_c - 0,044}, \\ K_r &= 1,85 + \frac{760}{N}. \end{aligned} \right\} \quad (2.5)$$

В этих формулах v_c — скорость относительного скольжения, м/с; N — нормальное давление, кгс; d , e , f — постоянные коэффициенты эмпирических уравнений связи, приведенные в табл. 2.4.

2.4. Коэффициенты эмпирических формул

Породы деревьев	d	e	f
Ель	2,09	2,930	4,200
Осина	1,70	0,925	0,736
Сосна	1,20	6,090	7,780
Смешанные породы	1,19	7,270	2,540

Опыты показали, что f_d для пакетов из хлыстов ели больше, чем для пакета из хлыстов смешанных пород на 60%. Наличие обледенения уменьшает силы трения на 20—40%.

Определение момента инерции пакета хлыстов, рассматриваемого как монолитная балка I_M , производится по формуле

$$I_M = \sum_{i=1}^{i=n} (I_c + y_c^2 F_c), \quad (2.6)$$

где n — число хлыстов в пакете; I_c — экваториальный момент инерции поперечного сечения хлыстов; y_c — расстояние от центра тяжести сечения хлыстов до нейтральной оси пакета; F_c — площадь сечения хлыста.

В связи с трудоемкостью расчетов по приведенной формуле большей частью пользуются приближенными способами определения I_M по формуле

$$I_M = \frac{k_3 b h^3}{12}, \quad (2.7)$$

где k_3 — коэффициент полндревесности пакета хлыстов; h — высота пакета хлыстов, м; b — ширина пакета хлыстов, принимаемая в соответствии с размерами полезной части коников, м.

Величина коэффициента полндревесности пакета хлыстов большей частью находится в диапазоне 0,55—0,65. По данным И. И. Соромотина, при обмерах штабелей хлыстов и деревьев, перевозимых на сцепах двухосных платформ колеи 1520 мм, коэффициент полндревесности пакетов хлыстов составлял 0,5, а деревьев всего 0,3. Такие значения им рекомендованы для расчетов.

Площадь поперечного сечения пакета хлыстов равна $S_I = \frac{q}{\gamma k_3}$,

где q — интенсивность распределенной нагрузки от массы хлыстов по длине пакета, т/м; γ — объемная масса древесины, т/м³. При укладке хлыстов комлями в разные стороны нагрузка от пакета хлыстов рассматривается как равномерно распределенная. При погрузке хлыстов комлями в одну сторону интенсивность нагрузки изменяется неравномерно и зависит от сбега древесных стволов. Наибольший сбег имеет место в комлевой части и наименьший в средней части стволов. Кривая сбега имеет сложный вид, в связи с чем для характеристики изменения массы хлыстов по длине пакета используют приближенные зависимости. Одна из таких зависимостей (предложена

З. С. Цофиным) имеет вид

$$q = q_0 - kx^u, \quad (2.8)$$

где q — интенсивность изменения массы пакета хлыстов в произвольном сечении, т/м; q_0 — то же в начальном, комлевом сечении; k — коэффициент сбега пакета хлыстов, характеризующий сред-

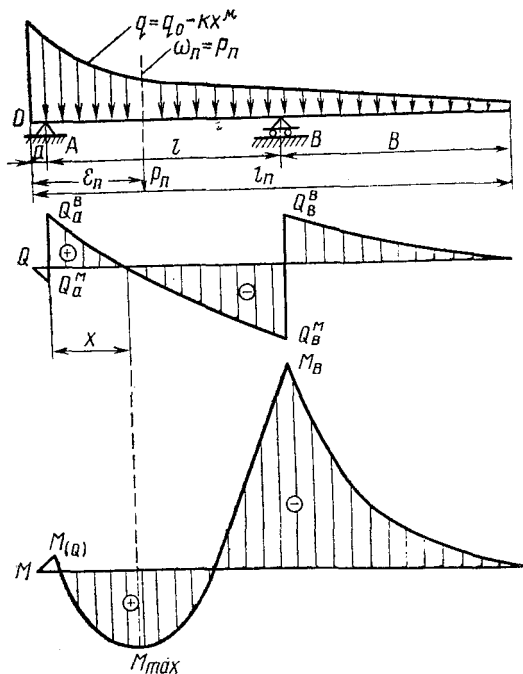


Рис. 2. Грузовая площадь эпюры хлыстов, эпюры поперечной силы Q и изгибающего момента M для находящегося на кониках пакета хлыстов:

l — расстояние между кониками; a — расстояние от комлевого конца хлыстов до переднего коника; b — расстояние свеса хлыстов (на рис. 2— B)

ний сбега для всего пакета; μ — опытный коэффициент, зависящий от таксационных характеристик древесных стволов; x — текущая длина пакета хлыстов.

Площадь, ограниченная кривой, описанной приведенным уравнением и двумя ординатами, называется грузовой площадью. Форма грузовой площади пакета хлыстов, лежащего на двух опорах (кониках), приведена на рис. 2. Масса части пакета, расположенного между любыми точками a и b на оси абсцисс, при использовании уравнения (2.8) равна

$$P_{ab} = \int_a^b q dx = q_0(b-a) - \frac{k}{\mu+1} (b^{\mu+1} - a^{\mu+1}). \quad (2.9)$$

Расстояние от комлевого конца пакета до его центра тяжести равно

$$\epsilon_{\Pi} = \frac{\int_0^{l_{\Pi}} q x dx}{\int_0^{l_{\Pi}} q dx} = \frac{l_{\Pi}}{2} \cdot \frac{q_0 - \frac{2k}{\mu+2} l_{\Pi}^{\mu}}{q_0 - \frac{k}{\mu+1} l_{\Pi}^{\mu}}. \quad (2.10)$$

Здесь l_{Π} — длина пакета хлыстов, м.

Координаты центра тяжести для пакета хлыстов обычно находятся в интервале $(0,30 \div 0,36) l_{\Pi}$.

Давление, приходящееся от пакета хлыстов на коники подвижного состава, может быть определено в виде опорных реакций A и B :

$$\begin{aligned} A &= P_{\Pi} [l_{\Pi} - (b + \epsilon_{\Pi})] : l, \\ B &= P_{\Pi} (\epsilon_{\Pi} - a) : l, \end{aligned} \quad (2.11)$$

где l — расстояние между кониками, м; b — свес вершинной части хлыстов за коником, м; a — расстояние от комлевого конца пакета хлыстов до опоры A , м.

В таксации леса диаметр стволов измеряется на высоте груди примерно на 1,3 м от комлевого среза. Если обозначить интенсивность массы пакета в этом сечении q_{τ} , то

$$q_0 = q_{\tau} + k \cdot 1,3^{\mu}. \quad (2.12)$$

Из последнего выражения можно определить величину коэффициента сбега

$$k = \frac{q_{\tau}}{l_{\Pi}^{\mu} + 1,3^{\mu}}. \quad (2.13)$$

Показатель степени μ может быть определен из трансцендентного уравнения

$$\frac{(\mu+1) l_{\Pi}^{\mu} - l_{\Pi}^{\mu}}{(\mu+1) (l_{\Pi}^{\mu} - 1,3^{\mu})} = \frac{v_{\Pi}}{S_{\Pi} l_{\Pi}} = K_{\Phi, \Pi}. \quad (2.14)$$

Величина $K_{\Phi, \Pi}$, приводимая в правой части уравнения (1.14), называется коэффициентом формы пакета хлыстов. Его

величина зависит от длины пакета и степени обрезки вершинной части пакета хлыстов. Коэффициент формы может быть определен по данным непосредственных измерений объема древесных стволов в пакете, длины пакета $l_{\text{п}}$ и площади поперечных сечений древесной массы пакета в сечении $S_{\text{п}}$, находящемся на расстоянии 1,3 м от комлевого среза. Приближенное определение коэффициента формы может быть сделано по табл. 2.5.

2.5. Ориентировочные значения коэффициента формы пакета хлыстов

Длина пакетов	Значения коэффициента формы пакетов	
	хлыстов	деревьев
$l_{\text{п}} = l_{\text{д}}$	—	0,410—0,535
$l_{\text{п}} = 0,95l_{\text{д}}$	0,430—0,475	—
$l_{\text{п}} = 0,90l_{\text{д}}$	0,464—0,507	0,507—0,568
$l_{\text{п}} = 0,80l_{\text{д}}$	0,514—0,561	0,561—0,636
$l_{\text{п}} = 0,70l_{\text{д}}$	0,575—0,618	0,618—0,692

Коэффициент формы возрастает с уменьшением отношения $l_{\text{п}}/l_{\text{д}}$. При незначительном колебании значений диаметров стволов в пакете следует принимать большие значения коэффициента формы. Для деревьев меньшие значения коэффициента формы принимаются при незначительном количестве сучьев. Его наибольшее значение соответствует объему сучьев, составляющих 9—12% объема стволов.

Установив величину коэффициента формы пакета, можно методом итераций решить уравнение (1.14) и установить величину показателя μ *. Для наиболее распространенного случая, когда длина вершинной отрезаемой части хлыстов составляет 0,1 их длины, т. е. $l_{\text{п}} = 0,9l_{\text{д}}$, приводится график (рис. 3) для определения показателя степени μ . На оси абсцисс графика находят величину длины пакета и от этого значения проводят линию вверх до пересечения с кривой, соответствующей значению установленного ранее коэффициента формы пакета. Ордината точки пересечения этих линий показывает значение величины μ . Ход решения на графике показан пунктирной линией.

Динамические характеристики пакета хлыстов. При движении подвижного состава по неровностям дороги возникают колебания пачки хлыстов, расположенных на его кониках. В связи с тем, что пакет хлыстов не является жесткой монолитной массой, на движение подвижного состава влияет динамическая характеристика пакета хлыстов. В этом случае колебания под-

* Б. И. Кувалдин, З. С. Цофин. Определение параметров уравнения, характеризующего грузовую линию пакета хлыстов.— Лесной журнал, 1964, № 6.

вижного состава затухают значительно быстрее, чем при перевозке на том же подвижном составе сортиментов. Это обстоятельство фиксировалось в исследованиях автора на лесовозных УЖД и в исследованиях И. П. Ковтуна (1971) на лесовозных автопоездах. Экспериментальные исследования показали, что собственные колебания пакета хлыстов составляют от 100 до 250 кол/мин. Частота колебаний уменьшается с увеличением расстояния между кониками. Если при расстоянии между кониками 10—11 м частота равна 200—230 кол/мин, то при расстоянии между кониками 14—15 м она равна 100—

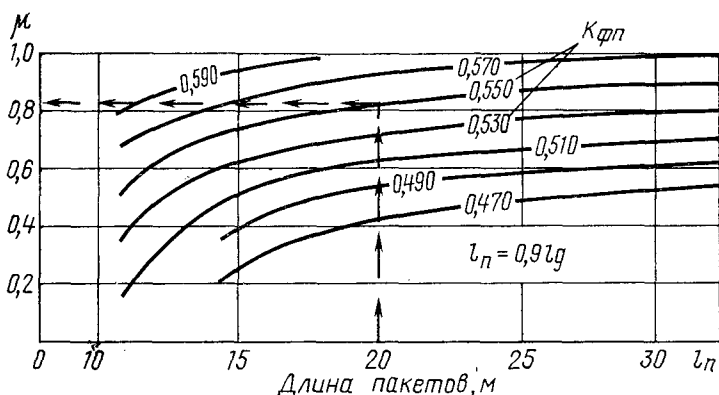


Рис. 3. График для определения показателя степени μ

120 кол/мин. Исследования на аналоговых ЭВМ, выполненные Н. Г. Игнатовым (1975 г.), показали, что частота колебаний пакета растет с уменьшением базы вагонов и увеличением консолей пакета. Число колебаний у пакета хлыстов меньше, чем у отдельного хлыста, что является результатом наличия сил внутреннего сопротивления в древесине и трения хлыстов между собой. Собственные колебания пачки хлыстов довольно быстро затухают. По экспериментальным данным З. С. Цофина, величина коэффициента затухания зависит от расстояния между кониками подвижного состава:

$$\eta_z = \frac{2090}{l_k^3}, \quad (2.15)$$

где η_z — коэффициент затухания; l_k — расстояние между кониками, на которые опирается пакет хлыстов, м.

Приведенные материалы показывают, что груз в виде пакета хлыстов имеет существенные специфические особенности, которые должны учитываться как при проектировании, так и при эксплуатации прицепного подвижного состава лесовозных дорог.

Особенности щепы как груза. Древесная щепа — технологическое сырье для целлюлозной промышленности, сравнительно новый вид груза, предъявляемый как автомобильному, так и железнодорожному транспорту для перевозок. Если в 1976 г. предприятиями Минлеспрома СССР было выработано 8,56 млн. м³ щепы, то к 1980 г. ее производство должно составить 12,6 млн. м³. Щепа представляет собой продукт измельчения отходов от лесозаготовок и лесопиления, в частности кроны деревьев, некондиционных участков разделяемых стволов, отходов лесопильных предприятий и деревообрабатывающих комбинатов. Размер фракций достигает 20—25 мм. Масса 1 пл. м³ щепы основных пород в свежесрубленном состоянии (при средней влажности) составляет для пихты и кедра 0,71 т, для ели 0,72, осины 0,76, сосны 0,80, лиственницы и березы 1,0 и для твердолиственных пород 1,10. Среднее распределение различных пород в щепе составляет: хвойных 63,6, мягколиственных 35,4%, твердолиственных 1,0%.

Особые физико-механические свойства щепы как груза проявляются в следующих показателях: сравнительно небольшой удельный вес, смерзаемость, склонность к дополнительному уплотнению при особых способах погрузки и перевозки.

Основными факторами, влияющими на величину массы насыпного кубометра являются: влажность щепы, плотность древесины щепы различных пород и способ образования насыпной массы. Поэтому для характеристики щепы необходимо учитывать процентное соотношение пород древесины, из которой вырабатывается щепа. Влажность щепы зависит от состояния исходной древесины и состояния щепы, обусловленного сроками хранения. Для свежесрубленной древесины она колеблется для хвойных пород от 50 до 150%, для мягколиственных от 50 до 120% и твердолиственных от 40 до 120%. Значительное влияние на плотность щепы оказывает способ погрузки. При использовании механических средств погрузки (цепные и ленточные конвейеры, грейферы) коэффициент перевода насыпной массы в плотную равен 0,36, при использовании для погрузки пневмотранспортных средств 0,42—0,45. Для приближенных расчетов этот коэффициент принимают равным 0,40. Переводной коэффициент из кубометров насыпной массы щепы в тонны (насыпная объемная масса) при погрузке механическими средствами равен: $K=0,30 \text{ т/м}^3$ и при погрузке пневмотранспортом — $0,370 \text{ т/м}^3$. По опытным данным, средний переводный коэффициент составляет 0,294.

Самая качественная щепа используется в целлюлозно-бумажной промышленности для варки сульфитной целлюлозы. Наличие минеральной примеси в такой щепе должно быть не более 0,3%. Стоимость щепы при загрязнении ее лишь до 1% снижается на 30%. Если минеральные примеси составят более 1%, то такая щепа бракуется. Поэтому к подвижному составу,

подаваемому под щепу, предъявляются повышенные требования в отношении чистоты кузова.

Открытое хранение и перевозка в открытых емкостях вызывают увеличение влажности щепы, и обычно она составляет 65—70%. Из-за высокой влажности происходит прилипание мелочи к кондиционной щепе (что затрудняет сортировку), а также происходит образование сводов. Зимой высокая влажность приводит к смерзаемости щепы. При влажности свыше 45—48% она смерзается и примерзает к деревянным и стальным поверхностям при $T = -5^{\circ}\text{C}$ и ниже. В то же время если в подвижной состав загружается ранее замороженная щепа, то при транспортировке она не смерзается и нормально выгружается, если в пути не происходило ее оттаивание.

Указанные выше особенности щепы вызывают значительные трудности при ее выгрузке.

РАЗДЕЛ II.

ПРИЦЕПНОЙ ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ БЕЗРЕЛЬСОВЫХ ДОРОГ

Глава 3

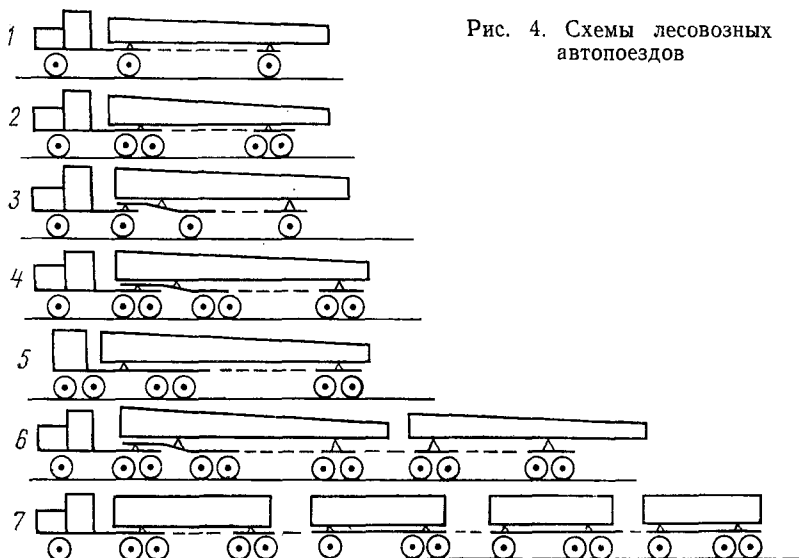
КОНСТРУКЦИЯ КОЛЕСНОГО ПРИЦЕПНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГ

§ 1. ОСОБЕННОСТИ ВЫВОЗКИ ЛЕСА АВТОПОЕЗДАМИ

Интенсивность использования автомобилей в лесной промышленности много выше, чем в других отраслях народного хозяйства. По данным В. П. Татарина, производительность на автотонну в год у лесовозных автомобилей выше почти в 2 раза. Это происходит потому, что при вывозке древесины одиночные автомобили практически не используются и, как правило, автомобили работают в составе автопоездов. До последних лет масса груженого древесиной автопоезда лимитировалась мощностью двигателя. В связи с повышением мощности двигателей на лесовозных автотягачах в настоящее время масса лесовозных автопоездов значительно возросла и в равнинной и слабо холмистой местности уже не ограничивается мощностью двигателя, а только условиями размещения груза, габаритами автопоездов и допустимой нагрузкой на шины. В настоящее время наиболее распространенным является автопоезд, состоящий из автомобиля, имеющего поворотный коник, на который опирается передний конец пачки бревен или хлыстов, и роспуска, на поворотный коник которого опирается задний конец пачки леса (рис. 4, поз. 1, 2 и 5). При достаточной мощности двигателя автомобиля и отсутствии подъемов, ограничивающих массу груза, такой автопоезд может перевозить утроенную по сравнению с грузоподъемностью тягового автомобиля массу груза. Преимущества данной схемы автопоезда особенно возросли после того, как были разработаны устройства, позволяющие в негрузовом направлении перевозить роспуск не за машиной, а погруженным на тяговый автомобиль.

При отсутствии на трассе больших подъемов в грузовом направлении иногда используется автопоезд, имеющий седельное сцепное устройство, полуприцеп и роспуск (рис. 4 поз. 3 и 4). Такая схема автопоезда позволяет перевозить еще большую

массу груза, чем в первом случае, и полнее использовать мощность двигателя автомобиля, но наличие двух шарниров на продольной оси автопоезда определяют возможность «складывания» автопоезда и осложняют его маневры, особенно в условиях лесосеки. Тем не менее автопоезда такого типа в благоприятных условиях могут быть использованы, в частности, для второй ступени вывозки леса без заезда на лесосеку, при перевозке лесоматериалов только по благоустроенным дорогам. Схема лесовозного автопоезда, состоящего из автомо-



биля и одного седельного полуприцепа с удлиненной рамой (схема, имеющая один шарнир), используется все чаще для перевозки сортиментов и полухлыстов на горных лесовозных дорогах. Кроме того, такая схема используется при создании автопоездов-щеповозов, водополивочных машин, самосвалов для перевозки дорожно-строительных материалов, трейлеров для перевозки лесозаготовительной техники и т. д.

При перевозке сортиментов иногда используется схема лесовозного автопоезда, состоящего из автомобиля с ропуском, за которым следует отдельный прицеп. Эта схема (см. рис. 4 поз. 6 и 7) используется также при двухкомплектной вывозке пачек хлыстов поз. 6 по зимним лесовозным дорогам. В ряде случаев прицепы для перевозки сортиментов или хлыстов устраивают из двух сочлененных лесовозных ропусков, на коники которых укладывают пачки сортиментов или хлыстов. Прицепы применяются также при вывозке леса колесными тракторами.

При создании лесовозных автопоездов, имеющих несколько единиц прицепного состава, необходимо обеспечить движение их колес по одному следу без значительных отклонений в сторону при движении по кривым. При использовании одного роспуска это обеспечивается крестовой сцепкой. Гораздо сложнее обеспечить движение по следу прицепов. Кроме того, при увеличении числа единиц прицепного состава уменьшается доля сцепных осей в составе автопоезда и тем самым уменьшается отношение сцепной массы к полной массе автопоезда, что ухудшает условия его трогания с места и снижает величину преодолеваемых им подъемов. Количество возможного числа осей в автопоездах характеризуется данными табл. 3.1.

3.1. Применяемые схемы автопоездов с колесным прицепным составом

Схема автопоезда	Число осей					Род груза
	Автомобиль	Роспуск	Полуприцеп	Прицеп	Всего	
Автомобиль и роспуск	2—3	1—3	—	—	3—6	Бревна, хлысты, деревья
Автомобиль с полуприцепом	2—3	—	1—2	—	3—5	Сортименты, щепа, дробленка, различные грузы
Автомобиль и прицеп	2—3	—	—	2—4	4—7	То же
Автомобиль, полуприцеп и роспуск	2—3	1—3	1—2	—	5—8	Хлысты и деревья
Автомобиль, полуприцеп и прицеп	2—3	—	1—2	2—4	5—9	Сортименты, щепа, дробленка
Автомобиль, роспуск и прицеп	2—3	1—3	—	2—4	5—10	Сортименты, полухлысты, хлысты
Автомобиль и три роспуска	2—3	—	—	—	8—12	Бревна, хлысты, полухлысты

Известно, что превышение нормативной нагрузки на оси пагубно сказывается как на состоянии дорог, так и на состоянии подвижного состава. В то же время с увеличением числа прицепных осей снижается проходимость и маневренность лесовозного автопоезда, повышается вероятность заноса и его складывания на спусках. Поэтому правильный выбор схемы автопоезда представляет важную и не простую задачу. Надо ожидать, что в ближайший период основной тип автопоезда будет состоять из автомобиля со всеми ведущими осями и двухосного или трехосного (при увеличении грузоподъемности автомобиля) роспуска. Исследуется возможность применения четырехосного роспуска. При применении двухступенчатой вывозки может применяться и схема, включающая полуприцеп и роспуск. В том и другом случае очень важное значение имеет правильное рас-

пределение нагрузки по осям прицепного и тягового состава. Правильное распределение нагрузки достигается за счет изменения расстояния между роспуском и автомобилем путем регулирования длины дышла и тросов сцепки. Необходимое для правильного распределения нагрузки расстояние между кониками l определяется из уравнения моментов относительно точки A (рис. 5) — опоры на коник автомобиля:

$$\sum M = Q_r(C - a) - R_p l.$$

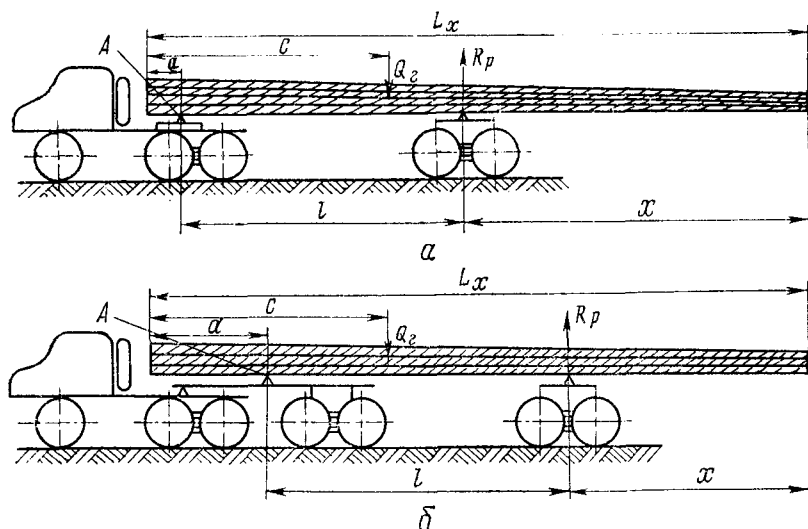


Рис. 5. Схемы расположения груза на кониках лесовозных автопоездов:
а — автотягач с роспуском, б — с полуприцепом и роспуском

Приравнивая к нулю сумму моментов, получаем $l = \frac{Q_r(C - a)}{R_p}$.

В приведенных формулах: Q_r — масса груза, т; R_p — часть массы груза, приходящаяся на коник роспуска, т; a — средняя величина расстояния между передним концом пачки хлыстов и коником принимается для коника, расположенного на автомобилях, 1,0 м и для коника, расположенного на раме полуприцепа, 2,5 м; C — расстояние от переднего края пачки древесины до ее центра тяжести; для отдельных хлыстов принимается 0,33 L_x , для деревьев 0,37 L_x и для отдельных сортиментов, груженых в разнокомелицу, 0,5 L_x . Для пакетов при вывозке хлыстов приведенную величину можно увеличивать на 10%.

Свес хлыстов за задним коником равен: $x = L_x - (l + a)$, где L_x — длина хлыстов или деревьев. Величина свеса для хвойных и мягколиственных пород должна быть не больше 8—10 м и для твердолиственных 10—13 м [20]. Задаваясь предельным

значением x , можно определить возможную нагрузку автопоезда по условиям размещения груза. В табл. 3.2 приведены основные схемы лесовозных автопоездов, применяемые в настоящее время, и рекомендуемое распределение нагрузки на автомобиль и роспуск. Состав автопоездов в таблице показан в виде марок автомобиля и единиц прицепного состава, соединенных знаком плюс.

3.2. Основные схемы лесовозных автопоездов

Тип автопоезда	Нагрузка, кН		
	автомобиля	роспуска	общая
ЗИЛ-131Л + ТМЗ-802	35	60	95
МАЗ-509 + ТМЗ-803	55	105	160
МАЗ-509А + ТМЗ-803	60	105	165
Урал-375 + ТМЗ-803	50	100	150
КрАЗ-255Л + ТМЗ-803	80	150	230
КрАЗ-260Л + ЛТ-56	90	190	280
МоАЗ-7411 + 2-Р-25	200	250	450
КНWF-12т + ТМЗ-803	120	150	270
КНWF-12т + ЛТ-56	120	170	290
КамАЗ-5320 + ТМЗ-802	70	80	150

В настоящее время обсуждается возможность применения роспусков с нагрузками на оси свыше 10 кН.

При использовании для вывозки древесины автомобильных дорог общего пользования возможность использования высоких нагрузок на рейс значительно осложняется. Прежде всего трудно выполнить предельный габарит по длине автопоезда (20 м с одним прицепом и 24 с двумя и более) и, кроме того, правила дорожного движения не допускают, чтобы груз выступал за габарит прицепа больше чем на 2 м.

§ 2. ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ АВТОМОБИЛЬНОГО ПРИЦЕПНОГО СОСТАВА

Специфический характер груза, перевозимого лесовозным подвижным составом, приводит к необходимости создавать особое технологическое оборудование, которое частично размещается и на тяговых автомобилях. К технологическому оборудованию относят такие специальные опорные устройства для груза, как коники со стойками, специальные рамы для предварительной погрузки, специфические сцепные приборы в виде крестообразной сцепки и разработанное в ЦНИИМЭ складывающееся дышло, обеспечивающее погрузку роспусков на лесовозные автомобили. Сюда же следует отнести и ограждение кабины лесовозных автомобилей, а также приспособления для погрузки роспуска на автомашину.

Коник представляет собой несущую балку, которая вращается в горизонтальной плоскости вокруг расположенного в ее центре шкворня (рис. 6). Свободный поворот коника вокруг шкворня обычно допускается на $30\text{--}45^\circ$. По концам коника шарнирно закрепляются вертикальные стойки, с помощью которых груз удерживается от раскатывания в сторону. Стойки, как правило, устраиваются металлическими, хотя в отдельных

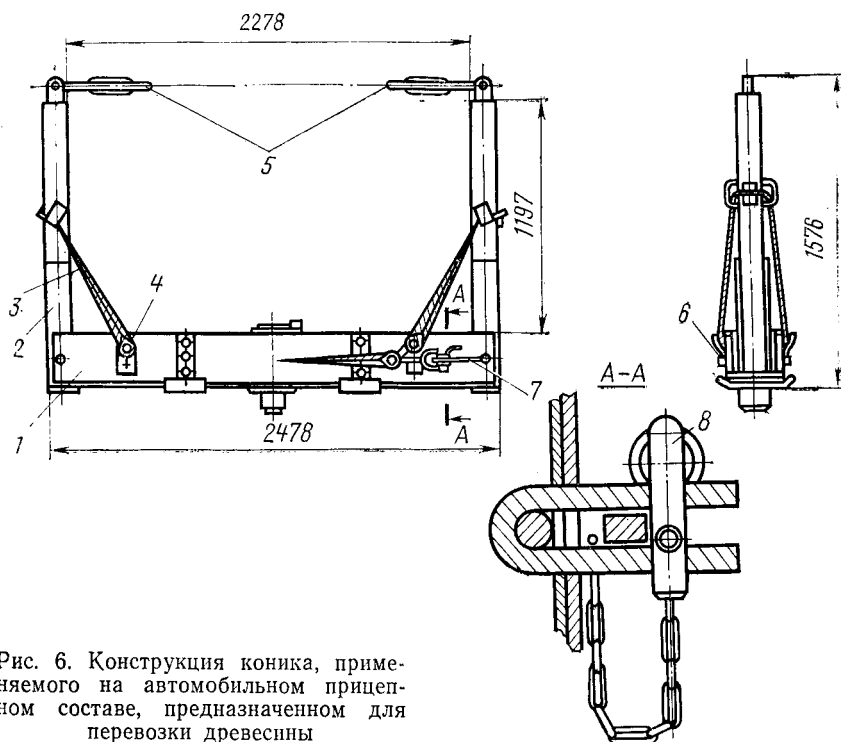


Рис. 6. Конструкция коника, применяемого на автомобильном прицепном составе, предназначенном для перевозки древесины

случаях применяются и деревянные. Стойки снабжаются специальными замками, удерживающими их в вертикальном положении (в последнее время в скандинавских странах для устройства стоек широко применяется алюминий, что позволяет сократить массу технологического оборудования в автопоезде до 0,5 т и тем самым увеличить его грузоподъемность). Край коника не должны выходить за габаритную ширину подвижного состава. Для устранения продольного перемещения хлыстов по конику (например, при резком торможении) поверхность коника устраивают рифленой или типа гребенки. Поворотные устройства коников могут быть в виде специальных пятников или скользящих одна по другой дуг или опорных листов. Поворот коника при движении без груза предупреждается сто-

порными пальцами. Для удобства погрузки разномерных хлыстов и предупреждения выпадения коротких хлыстов, находящихся в нижнем ряду пачки, целесообразно устраивать коники с предложенной ЛТА поддерживающей рамкой.

На рис. 6 показана конструкция коника лесовозного прицепа-ропуски модели 9383. Стойки 2 присоединены к основанию 1 шарнирно пальцами 6 и в вертикальном положении удерживаются канатами 3. Один конец каната закрепляется на основании неподвижно на пальце 4, а другой запирается рычагом 7. В целях предотвращения самопроизвольного открывания стоек рычаг стопорится фиксатором 8. Как стойки, так и основание представляют собой сварные конструкции коробчатого сечения. Основание коника в средней части имеет втулку для шкворня. На раму прицепа коник ставится так, чтобы нижняя часть втулки шкворня вошла в верхнее гнездо шкворня рамы прицепа. Вертикальный шкворень фиксируется шайбой, гайкой и шплинтом. Вверху стойки соединяются цепью 5.

Лесовозные автомобили, у которых кузов заменен кониковой опорой, должны иметь ограждение кабины в виде цельно-сварной решетчатой конструкции из прокатного металла. Эта решетка предохраняет кабину от повреждения грузом. Она также используется для размещения направляющего блока тягового троса, который служит для погрузки ропуска на автомобиль при движении его в лес.

Специальные сцепные устройства в виде крестообразной сцепки устраиваются между машиной и ропуском. Такой вид сцепки обеспечивает движение колес ропусков по следу колес автомобиля и вписывание автопоезда в кривые (кинематика и расчет крестообразной сцепки рассматриваются в 3-й главе). При крестообразной сцепке (рис. 7) на лесовозном автомобиле укрепляется тяговая балка 1 с определенными расстояниями между отверстиями, к которым присоединяются тросы 3 и 5 крестообразной сцепки. Противоположные концы тросов охватывают тяговую балку ропуска 6 и закрепляются на его раме регулировочными рымами 7. Изменение длины тросов можно регулировать и зажимами 2. К сцепному устройству автомобиля крепится также и дышло 4 ропуска. В связи с тем, что ропуск, движущийся без груза, имеет беспокойный ход, вибрирует и в связи с этим разбалчивается, а также уменьшает маневренность автопоезда, в ЦНИИМЭ были созданы устройства для погрузки ропуска на автомобиль. Такое оборудование имеется на автомобилях ЗИЛ-157В, МАЗ-509 и КрАЗ-255Л. Оно включает накатные площадки с буксирной рамой, лебедки с канато-блочной системой, складывающееся телескопическое дышло с замком. Для колес погружаемого на автомобиль ропуска устраиваются две накатные площадки в виде наклонных плоскостей, укрепленных на заднем конце автомобиля по бокам (по ширине колес ропуска). Буксирная рамка П-образной

формы в средней части имеет перекладину с отверстием для шарнирного крепления наконечника дышла. Наконечник закрепляется фиксаторами от боковых поворотов. Буксирные рамки имеют вертикальные щеки, которые при погрузке роспуска оказываются между его колесами, предохраняя роспуск от боковых смещений. Роспуск затаскивается на тяговую машину при помощи лебедки. При этом фиксатор дышла открывается, и дышло начинает складываться. При завершении погрузки роспуска дышло входит в гнездо в верхней половине ограждения, где фиксируется специальным замком. Перед погрузкой роспуска автопоезд должен устанавливаться на прямом

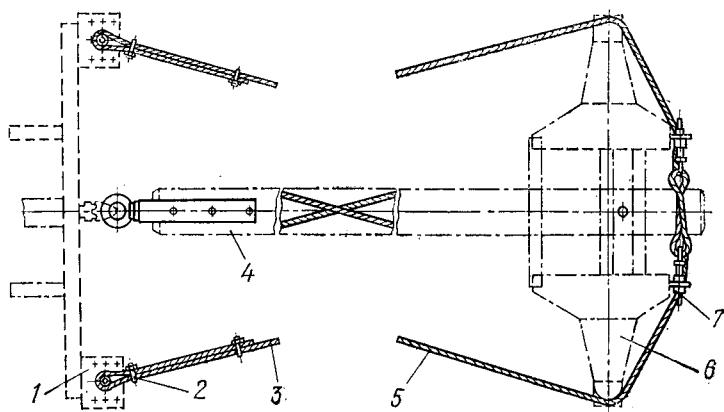


Рис. 7. Схема крестообразной сцепки автомобиля с роспуском

участке. По мере натяжения троса лебедкой складывающееся дышло приподнимает переднюю часть роспуска и колеса последнего вкатываются на накатные площадки (рис. 8). Продолжительность погрузки и разгрузки составляет 3—5 мин на каждую операцию.

Имеется ряд конструкций автопоездов, оборудованных приспособлениями для самопогрузки леса на автопоезд. Такие автопоезда не зависят от наличия погрузочных средств на лесосеке, что предотвращает простоя из-за ожидания погрузчика. Лесовозные автопоезда-самоагрегатчики применяются в разрозненных и расстроенных лесосеках с малым запасом древесины, при малых объемах погрузки, на предприятиях Министерства лесного хозяйства РСФСР и союзных республик, для вывозки леса при санитарных, восстановительных и выборочных рубках. Все способы самопогрузки можно разбить на три группы: боковая погрузка с помощью канато-блочной системы; контейнерная погрузка; погрузка с помощью гидрокрана.

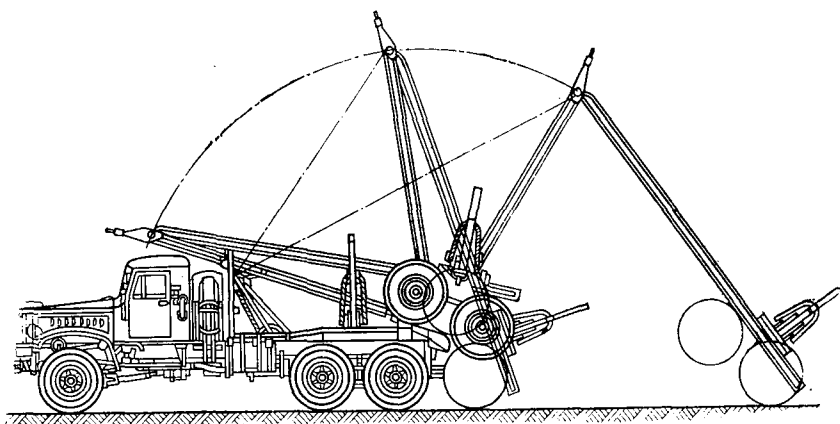


Рис. 8. Схема погрузки лесовозного роспуска ТМЗ-803 на автомобиль КрАЗ-255Л

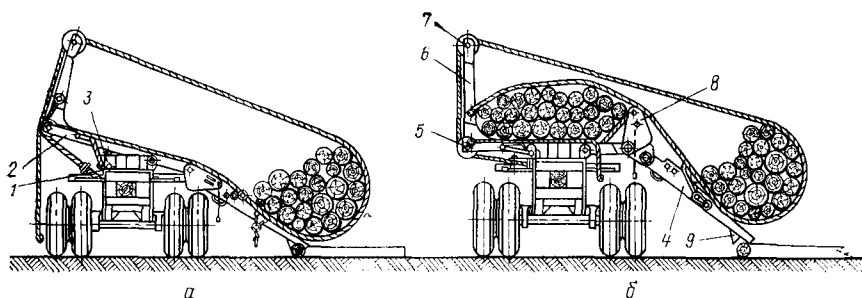


Рис. 9. Схема самозагрузки лесовозных автопоездов ЛК-9, ЛМ-1, ЛТ-24, ЛТ-25:

a — загрузка первой пачки; *б* — загрузка второй пачки; 1, 5, 7 — нижний, верхний и боковой блоки; 2 — основание коника; 3 — люлька; 4 и 8 — откидная и вспомогательная стойки; 6 — мачтовая стойка; 9 — упор

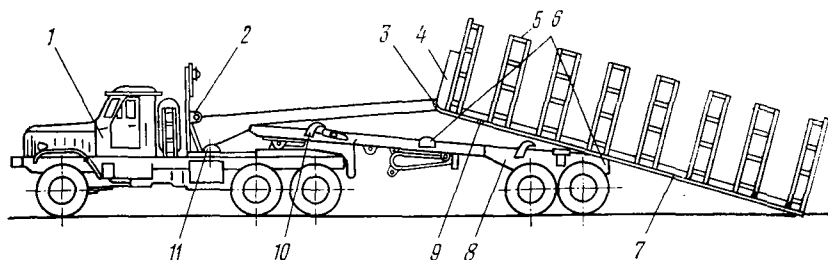


Рис. 10. Самозагружающийся контейнерный автопоезд АК-2:

1 — тягач; 2 — кронштейн; 3 — блок; 4 — направляющий клин; 5 — съемные стойки; 6 — направляющие боковые щеки; 7 — контейнер; 8 — полуприцеп; 9 — палец; 10 — замок; 11 — лебедка

В первой группе технологическим оборудованием является лебедка на лесовозном автомобиле, имеющая дистанционное управление, привод канато-блочной системы и коники, которые могут наклоняться и имеют с одной стороны неоткидные стойки — мачты (рис. 9), а с другой — откидные погрузочные стойки, причем опускание и подъем вспомогательных стоек и открывание замков автоматизированы (за исключением сортиментовоза, у которого стойки закрываются обычными замками). Откидные стойки при погрузке являются покатами и аутригерами для коника. Такой способ самопогрузки применяется на автопоездах ЛТ-24 и ЛТ-25 и сортиментовозе, разработанных Комигипрониилеспромом.

При второй группе способов самопогрузки используются специальные контейнеры, снимаемые с автопоезда и загружаемые на земле, которые также являются дополнительным технологическим оборудованием. После загрузки этого контейнера (любым способом) автопоезд, состоящий из седельного тягача и полуприцепа, подходит к контейнеру, совмещая возможно более точно продольные оси (рис. 10). Затем трос лебедки автомобиля пропускают через блоки контейнера и автомобиля, создавая полиспасть, с помощью которого контейнер затягивается на полуприцеп (сконструированный на базе роспуска ТМЗ-803). При разгрузке трос зацепляется одним концом за анкер и вторым концом за контейнер, и при движении машины вперед контейнер сползает с машины. Такой способ применяется на автопоездах АСК-1, ЛТ-43 и АК-2, сконструированных Иркутским филиалом ЦНИИМЭ.

При третьей группе способов погрузки в состав дополнительного технологического оборудования включается гидроманипулятор (на базе ПЭ-0,8) со сменными рейферными захватами, который устанавливается на автомобиле непосредственно за кабиной водителя. Рейферные захваты имеют поворотные устройства, обеспечивающие поворот на 300° . Груз в виде короткомерных хлыстов или бревен погружается на раму полуприцепа ОдаЗ-885, оборудованного стойками (рис. 11). Такой способ погрузки применяется на автопоезде ЛТГ-95М, конструкция которого разработана Кавказским филиалом ЦНИИМЭ.

С увеличением количества единиц прицепного состава в автопоездах, а также с увеличением его грузоподъемности и насыщенности технологическим оборудованием, доля его стоимости в основных средствах предприятий все более возрастает. Оптовая цена автомобильного и тракторного подвижного состава публикуется в периодически выпускаемых сборниках прейскуранта № 21-01.

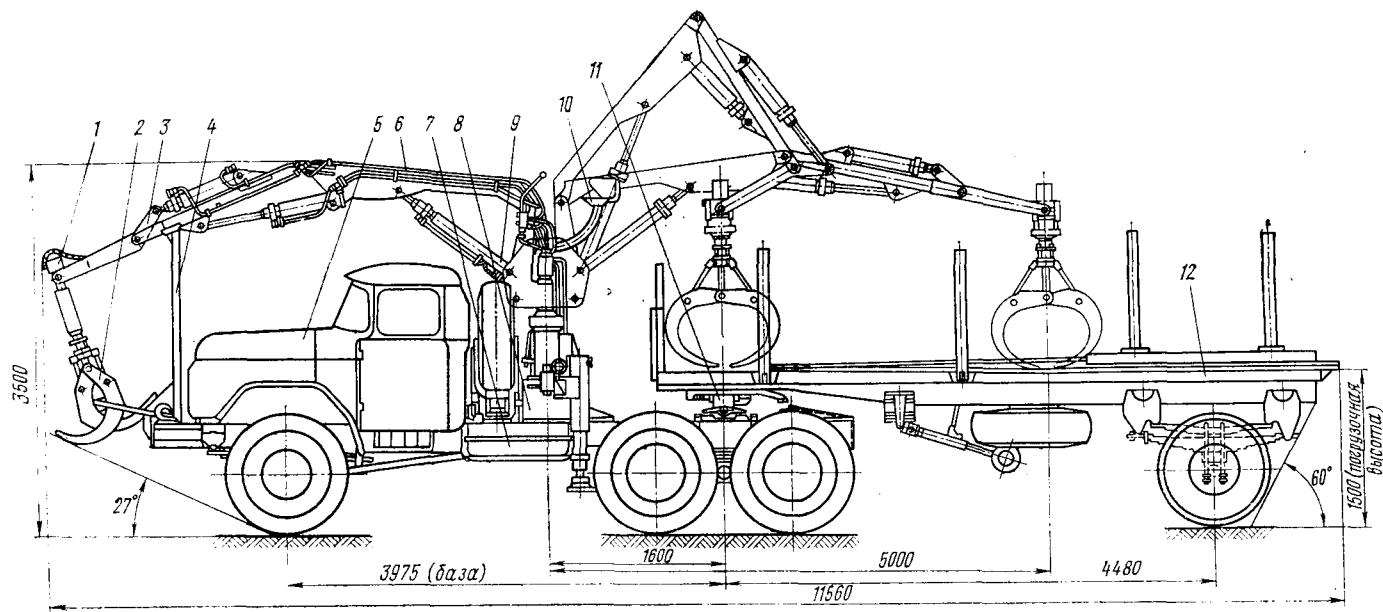


Рис. 11. Саморазгружающийся автопоезд ЛТГ-95М с гидроманипулятором:

1 — гидропривод поворота грейферного захвата; 2 — грейферный захват; 3 — стрела; 4 — опоры стрелы; 5 — автомобиль ЗИЛ-131В; 6 — гидрокоммуникация; 7 — топливный бак; 8 — рама гидроманипулятора; 9 — гидроцилиндр; 10 — сиденье оператора и пульт управления; 11 — седло; 12 — полуприцеп ОдАЗ-885Л (со стойками)

§ 3. ЛЕСОВОЗНЫЕ ПРИЦЕПЫ-РОСПУСКИ

Лесовозный прицеп-ропуск представляет собой простейший вид подвижного состава. Обычно он состоит из ходовой части в виде одной или двух колесных осей. Над осями располагаются рессоры, на которые опирается наддресорная часть в виде рамы, являющейся опорой для вращающегося коника. На конструкцию и размер рамы влияют грузоподъемность роспуска, а также конструкция и наличие рессорной подвески. Эта часть могла бы состоять всего из одной-двух балок, но, для того чтобы опорная поверхность коника роспуска была на одной высоте с опорной поверхностью коника автомобиля (или полуприцепа), приходится устраивать специальную конструкцию — надрамник, через который нагрузка от коника передается на раму, а затем на колеса. К раме роспуска крепится дышло. В настоящее время у двухосных роспусков, предназначенных для перевозки хлыстов, специальных рессор не делают, так как сам груз (пачка хлыстов) представляет собой как бы большую листовую рессору с значительным внутренним трением. В этом случае нагрузка от коников передается на колеса посредством балансирной подвески в виде бруса, соединяющего две оси роспуска. Пачка хлыстов, а также пневматические колеса в какой-то степени выполняют функции рессоры.

При перевозке сортиментов или полухлыстов, т. е. более жесткого груза, как показали исследования Кавказского филиала ЦНИИМЭ¹, на роспусках **надо иметь рессоры**. В этом случае при передвижении по дорогам, имеющим неровности, у безрессорного роспуска наблюдается более интенсивный рост динамического воздействия на путь, что приводит к его разрушению и значительно ограничивает скорости движения автопоезда. Для повышения эффективности использования автомобилей в ряде случаев целесообразно повышать грузоподъемность роспусков. В то же время повышение грузоподъемности ограничено допустимыми нагрузками на ось, которые, как указано выше, для машин группы А установлена в 100 кН. В связи с этим в настоящее время разрабатываются конструкции трехосных и четырехосных роспусков большей грузоподъемности.

Роспуски представляют собой как бы простейшую единицу подвижного состава. Из двух роспусков может быть создан прицеп, а из одного роспуска с удлиненной рамой с седельным устройством — полуприцеп. Ропуск вместе с полуприцепом представляет собой смежный прицепной состав. В номенклатуре подвижного состава роспуск условно обозначают буквой Р, цифра перед буквой показывает число осей, а цифра после буквы — его грузоподъемность в тоннах. Применение того или

¹ Аблонский Е. И., Ливанов А. П., Бурлак А. П. Влияние рессорной подвески на динамику двухосного роспуска при транспортировке крупномерных хлыстов. — Труды ЦНИИМЭ, вып. 125. 1972.

инного типа роспуска зависит от марки автомобиля и от условий эксплуатации. При работе лесовозных автопоездов в зимний период или летом на дорогах с твердым покрытием без съезда на слабое грунтовое основание можно применять любой роспуск требуемой грузоподъемности с примерно одинаковой погрузочной высотой коников роспуска и автомобиля (или роспуска и полуприцепа). Разность в погрузочной высоте коников роспуска и автомобиля должна быть не больше 200—300 мм. Лесовозные роспуски работают в трудных условиях на лесосеках и усах лесовозных дорог с затрудненными условиями проезда, в связи с чем у них должны быть клиренс и колея колес одинаковые с колеей тяговых машин.

Одноосные роспуски. Одноосные роспуски используются, как правило, с автомобилями, имеющими относительно небольшую грузоподъемность. В этом случае вертикальная нагрузка передается на ось обычно через две полуэллиптические рессоры, расположенные вдоль рамы роспуска, в связи с чем размер рамы определяется длиной этих рессор. При поперечном расположении рессор (применяются редко) рама может быть значительно укорочена до размеров опорного устройства коников. У лесовозных роспусков в раму монтируется тяговая балка, к которой прикрепляются тросы крестообразной сцепки. В зависимости от грузоподъемности рессоры устанавливаются как с подрессорниками, так и без них. Дышло у роспусков, предназначенных только для перевозки бревен и пиломатериалов (брусья, доски), устраивается короткое (деревянное или металлическое) с петлей на переднем конце. В ряде случаев применяются деревянные дышла, длина которых определяется на месте в зависимости от длины перевозимых лесоматериалов. Дышло крепится к раме шкворнем, а роспуск дополнительно прикрепляется к автомобилю двумя растяжками с регулировочными муфтами.

Одноосные роспуски широко применяются в народном хозяйстве не только для перевозки древесины, но и для перевозки других длинномерных грузов: сортового металла, труб, строительных конструкций и пр.

Лесовозные автомобильные одноосные роспуски применяются с автомобилями типа ЗИЛ.

Все роспуски имеют полуэллиптические рессоры, тормоза колодочные с пневматическим приводом.

Двухосные роспуски. Двухосные роспуски используются с автомобилями большой грузоподъемности. Их конструкция примерно такая же, как и одноосных роспусков, но нагрузка от рамы на колеса передается обычно через балансирную подвеску для того, чтобы она равномерно распределялась на обе оси. Такая подвеска представляет собой раму из двух жестких балансиров, насаженных на общую ось. При балансирной подвеске в случае переезда роспуска через неровности вертикаль-

Техническая характеристика одноосных роспусков

Показатели	Марка роспусков		
	ТМЗ-804	ТМЗ-804А	1-Р-5М
Нагрузка на коник, кН	50	50	50
Масса, кг:			
собственная	1332	1150	1000
полная	6332	6150	6000
Коэффициент тары	0,26	0,23	0,20
Габарит, мм:			
длина с дышлом	3180	3180	3625
ширина	2365	2365	2284
высота (без груза)	2500	2500	2550
Колея, мм	1790	1790	1740
Высота погрузки, мм	1420	1420	1450
Дорожный просвет, мм	435	435	450
Тип шины	260—20	260—20	260—20
Давление воздуха внешних шин, МПа . .	0,45	0,45	0,45

ное перемещение рамы и груза вдвое меньше, чем у одноосных роспусков.

Рамы роспусков сварные металлические из профильного двутаврового или швеллерного проката. Они состоят из продольных и поперечных балок, усиленных ребрами жесткости и косынками. Первоначально тросы крестообразной сцепки крепились непосредственно к передним концам балансиров. В последних конструкциях в рамы включены специальные тяговые балки для крепления тросов. Как указывалось выше, в последнее время двухосные роспуски изготавливаются безрессорными, в связи с чем рамы имеют специальные жесткие опоры для установки на оси балансиров. Их крепление к оси производится стремянками. У роспусков с рессорным подвешиванием используются как эллиптические, так и цилиндрические рессоры. Для предохранения осей колес от проворачивания в гнездах балансиров устраивают упоры или устанавливают специальные реактивные тяги.

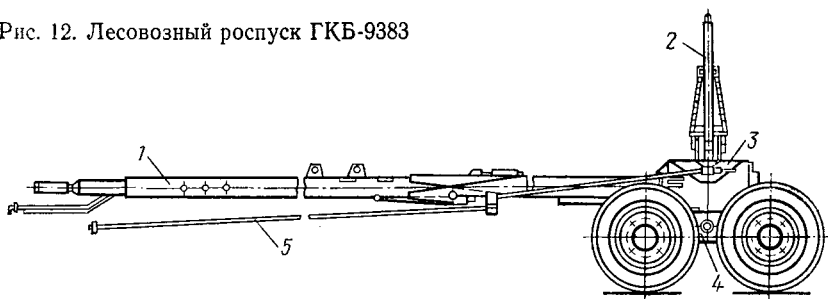
Конструкцию двухосных лесовозных прицепов-роспусков рассмотрим на примере модели ГКБ*-9383. Эта модель изготавливается Тавдинским механическим заводом в трех комплектациях: ГКБ-9383-010 со складывающимся дышлом для автомобиля КрАЗ-255Л, ГКБ-9383-011 со складывающимся дышлом для автомобиля МАЗ-509 и ГКБ-9883-012 с коротким металлическим дышлом. Двухосный прицеп-роспуск модели ГКБ-9383 двух первых комплектаций состоит из следующих основных узлов (рис. 12): складывающегося дышла 1, коника 2 в сборе, рамы 3 в сборе, тележки балансирующей 4 в сборе, крестообразной сцепки 5, а также пневматического привода тормозов и

* ГКБ — головное конструкторское бюро по тракторным и автомобильным прицепах в г. Балашеве.

электрооборудования. Роспуск имеет безрессорную балансирующую подвеску.

Рама роспуска имеет сварную конструкцию (рис. 13). В своей верхней части по бокам закрыт листами боковин (щек) 1, которые соединены между собой балками 3, 4, 6, 7, 11. На раме имеются гнезда шкворня 5 и 9 для коника и дышла, а также кронштейны фиксации дышла 14, натяжного устройства крестообразной сцепки 12 и тяговых балок 2. На нижней проекции рамы показаны скользуны 13. Интересной особенностью конструкции рамы является то, что поперечные балки — передняя 8 и задняя 10, имеющие трубчатое сечение, являются одновременно и воздушными баллонами для тормозного устройства роспуска.

Рис. 12. Лесовозный роспуск ГKB-9383



Складывающееся дышло устанавливается в окно рамы роспуска до совмещения отверстий его втулки с верхним и нижним гнездами рамы, а также втулки шкворня роспуска. Дышло состоит (рис. 14) из передней 2 и задней 5 балок сварной конструкции. Между собой они соединены осью шарнира 8. Шарнирное соединение балок, из которых состоит дышло, обеспечивает погрузку роспуска на шасси тягача при его холостом пробеге. Телескопический наконечник 1 соединяется с балкой пальцем 7. Телескопическое устройство позволяет регулировать длину дышла при перевозке хлыстов длиной от 24 до 27 м. Для предотвращения складывания дышла при поворотах оно имеет автоматический замок 3. Резиновый буфер 4 предназначен для смягчения удара при раскладывании дышла. Гнездо 6 дышла служит для его соединения шкворнем с рамой роспуска. Кронштейны 9 устраиваются для установки тросовой сцепки. Трубопроводы пневмосистемы 10 и электрические провода 11 проложены внутри дышла. Масса складывающегося дышла — 744,5 кг, расстояние от его центра до поверхности дороги 1100 мм.

Балансирная тележка роспуска (рис. 15) предназначена для установки и крепления его несущих элементов (рамы и коника). Она состоит из двух балансиров 3 с осью ба-

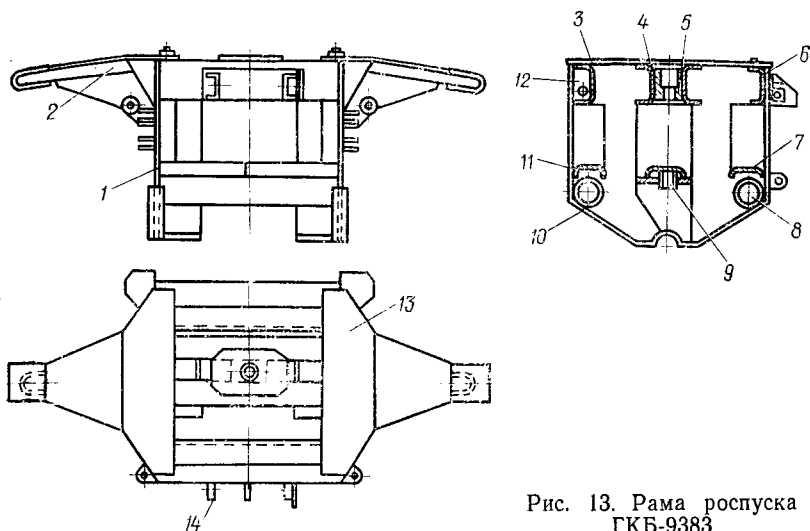


Рис. 13. Рама роспуска
ГКБ-9383

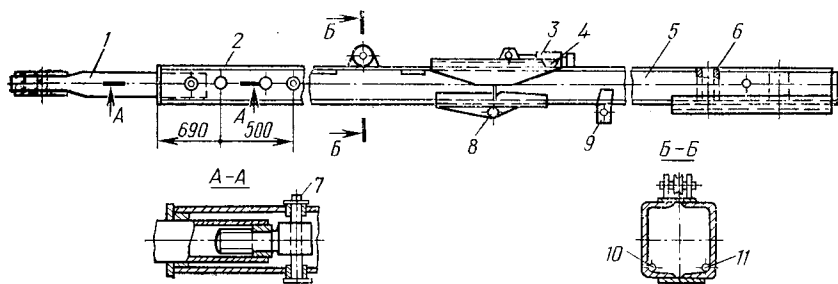


Рис. 14. Складывающееся дышло

лансиров 8 и двух осей 1 с колесами и тормозами. Крепление балансиров на колесных осях осуществляется крышками 4, стремянками 5 и гайками, а на оси балансиров гайкой 6 и контргайкой 7. Реактивная штанга 2 удерживает колесную ось от проворачивания при торможении колес роспуска. Ступицы с тормозными барабанами, колеса, тормозные колодки и камеры применяются те же, что и на автомобилях МАЗ.

Роспуск для перевозки деревьев¹. Обычные роспуски плохо приспособлены для перевозки леса по дорогам общего пользования. Правила дорожного движения указывают, что груз не может выступать сзади за габаритом прицепа более чем на 2 м. Крайней габаритной точкой роспуска являются колеса и, следовательно, хлысты, находящиеся на роспуске ТМЗ-803, не

¹ «Лесная промышленность», 1977, № 4.

могут выступать за коник более чем на 3,15 м. При таком небольшом свесе вывозку хлыстов при правильном распределении нагрузки по коникам автомобиля и роспуска производить невозможно.

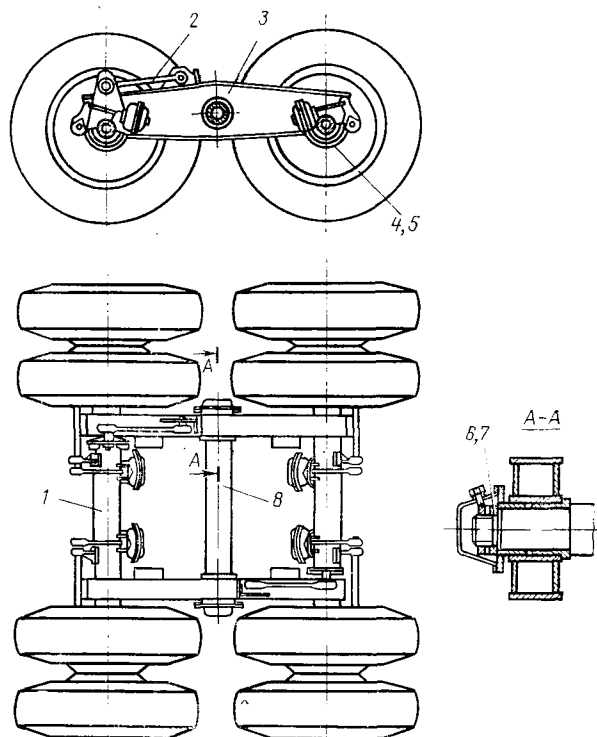


Рис. 15. Балансирная тележка роспуска

Техническая характеристика двухосных лесовозных роспусков

Показатели	Тип роспусков				
	ТМЗ-802	ТМЗ-803	ТМЗ-803А	ГКБ-9383	ЛТ-56
Нагрузка на коник, кН	80	150	150	150	200
Собственная масса, кН	2465	3360	2875	4140	4600
Усилие, передаваемое груженым роспуском (через две оси) на дорогу, кН	104,65	183,60	178,75	191,5	246,0
Расстояние между стой- ками коников, мм . . .	2100	2260	2260	2278	2350
Высота стоек, мм . . .	1200	1215	1215	1197	1350
Тормоза	Барabanного типа		Нет	Колодочный	
Тип дышла	деревян- ное длинное	склады- вающееся металли- ческое	деревян- ное длинное	складывающееся металлическое	

При вывозке деревьев с целью более полного использования срубаемой древесной массы ветви и сучья выходят за пределы габарита, создавая опасность для встречных и обгоняющих автомобилей. В результате приходится обрезать все выступающие части кроны, в силу чего до нижнего склада доходит только ее незначительная часть. Кроме того, на обычных роспусках крона значительно загрязняется. В связи с этим появились конструкции роспусков, которые предотвращают загрязнение и необходимость обрезки кроны (рис. 16). Эта конструкция пред-

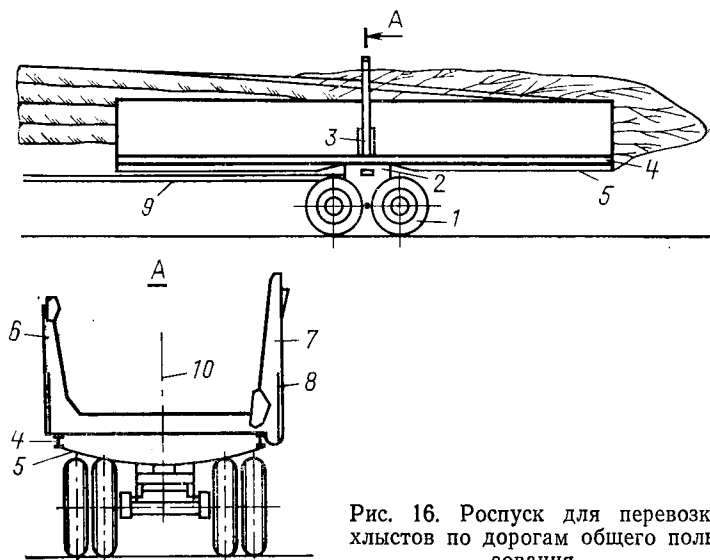


Рис. 16. Роспуск для перевозки хлыстов по дорогам общего пользования

ложена работниками Латвийского научно-исследовательского института лесохозяйственных проблем. Роспуск состоит из ходовой части 1, рамы 2 и коника 3, но к конику прикреплен каркас 4 с днищем 5. К стойкам 6 и 7 прикреплены стенки 8. С тягачом роспуск связан посредством дышла 9 и крестообразной сцепки. Конструкция лотка, образованного днищем 5 и стенками 8, вместе с коником вращается на раме 2 вокруг оси 10 при необходимости изменения погрузочной стороны. В транспортном положении конструкция шарнирно закрепляется фиксатором, установленном на дышле.

Днище лотка 5 находится значительно ниже опорной поверхности коника, благодаря чему сучья деревьев имеют достаточное пространство для размещения. Автопоезд может загружаться как челюстным (или иным) погрузчиком, так и одним из способов самопогрузки. Благодаря значительной длине лотка допускаемый свес концов деревьев за коником возрастает (он равен расстоянию от коника до конца лотка плюс 2 м), и с по-

мощью такого роспуска дерева можно перевозить и по дорогам общего пользования. Конечно, в этом случае масса прицепа увеличивается (на 1200 кг) и соответственно снижается грузоподъемность и возникает невозможность его погрузки на автомашину. Но такой роспуск предназначен главным образом для работы при относительно небольших расстояниях вывозки и в населенных районах при необходимости использования автомобильных дорог общего пользования.

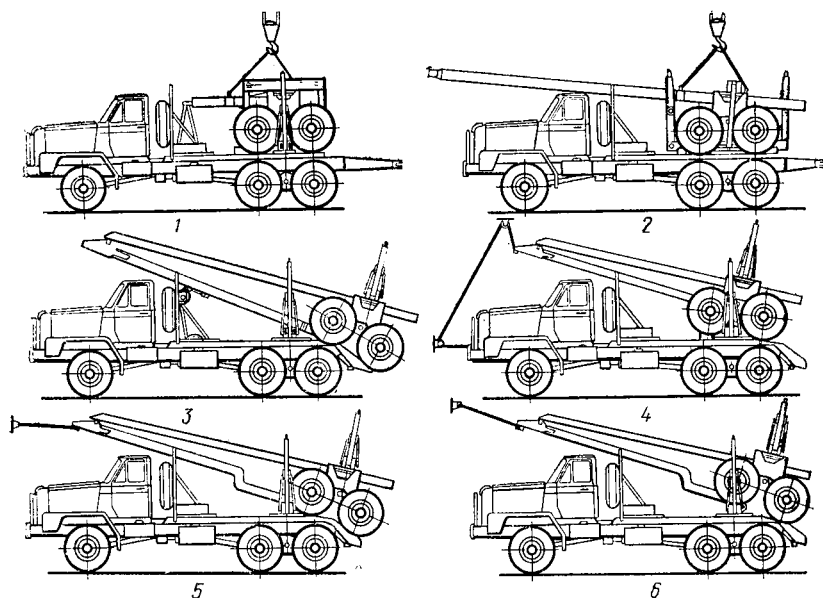


Рис. 17. Компоновочные схемы размещения роспуска на шасси автомобиля

Перевозка роспусков в негрузовом направлении. При движении в лес незагруженный роспуск первоначально возили прицепленным к машине. В таком положении малейшая неровность дороги вызывает тряску и вибрации роспуска, шины изнашиваются, износ и разрушение дороги усиливаются. Поэтому еще в 60-е годы в леспромпхозах Красноярского края стали перевозить незагруженный роспуск на автомобилях, погружая его с помощью простейшей тросо-блочной системы (схемы 1 и 2 на рис. 17). При перевозке роспуска на машине снижается износ роспуска и его шин, улучшается проходимость и управляемость автомобиля и условия труда водителя, увеличивается скорость движения и уменьшается расход топлива, увеличивается маневренность автомобиля-тягача на лесосеке.

В то же время при погрузке роспуска возникает необходимость в дополнительном погрузочном оборудовании либо вне

машины, либо на машине. В последнем случае несколько снижается грузоподъемность автопоезда. Дополнительное время на погрузку и разгрузку роспуска при небольших расстояниях вывозки уменьшает производительность. При больших расстояниях перевозки роспуск должен так размещаться на машине, чтобы обеспечить хорошую плавность хода машины. Большая работа, выполненная в ЦНИИМЭ, привела к разработке оригинальных устройств в виде складывающегося дышла и ряда приспособлений, обеспечивающих самопогрузку роспуска на автомобиль. Компоновочные схемы (см. рис. 17) показывают различные условия погрузки и размещения роспуска на автомобиле. Схемы 1 и 2 применяются при нескладывающемся дышле. Использование этих схем возможно при наличии как в местах погрузки леса, так и на нижних складах специальных погрузочных механизмов. На четырех нижних схемах (3, 4, 5 и 6) показан роспуск с складывающимся дышлом. В этом случае погрузка и разгрузка роспуска производятся без разъединения сцепки, и для осуществления этих операций требуются менее мощные погрузочные средства, так как роспуск не поднимается, а катится сначала по поверхности дороги, а затем по накатным плоскостям, устраиваемым на шасси автомобиля. Эти четыре схемы между собой различаются расположением переднего вертикального шарнира относительно оси балансиров задних мостов и расположением центра тяжести роспуска (со сложенным дышлом) как относительно этого шарнира, так и по отношению к оси балансиров задних мостов автомобиля.

П. Д. Клычков [13] сформулировал следующие условия, обеспечивающие эффективность способов перевозки роспусков со складывающимся дышлом:

минимальная масса монтируемого на автомобиле оборудования;

высокие показатели плавности хода автомобиля с погруженным роспуском;

равновесие и устойчивое транспортное положение роспуска с дышлом на автомобиле, а также и возможность саморазгрузки под действием незначительных сил инерции;

замкнутость кинематической оси, т. е. определенность движений всех звеньев в процессе вкатывания и скатывания роспуска.

Первое условие выполняется при отсутствии на автомобиле каких-либо грузоподъемных средств. В связи с тем, что погрузка роспуска производится всегда на нижнем складе, действительно более целесообразно иметь одну лебедку на все автомобили.

Второе условие выполняется, когда проекция на ось абсцисс координаты центра тяжести роспуска совпадает (или проходит близко) с координатой оси балансиров заднего моста.

Третье условие обеспечивается, когда горизонтальная координата центра тяжести системы роспуск — дышло проходит вблизи точки, вокруг которой происходит вращение передней части дышла при вкатывании и скатывании (т. е. вблизи переднего шарнира дышла).

Четвертое условие выполняется в том случае, если расстояние от поверхности дороги до среднего шарнира дышла будет меньше, чем расстояние от среднего шарнира до центра шкворня роспуска плюс половина

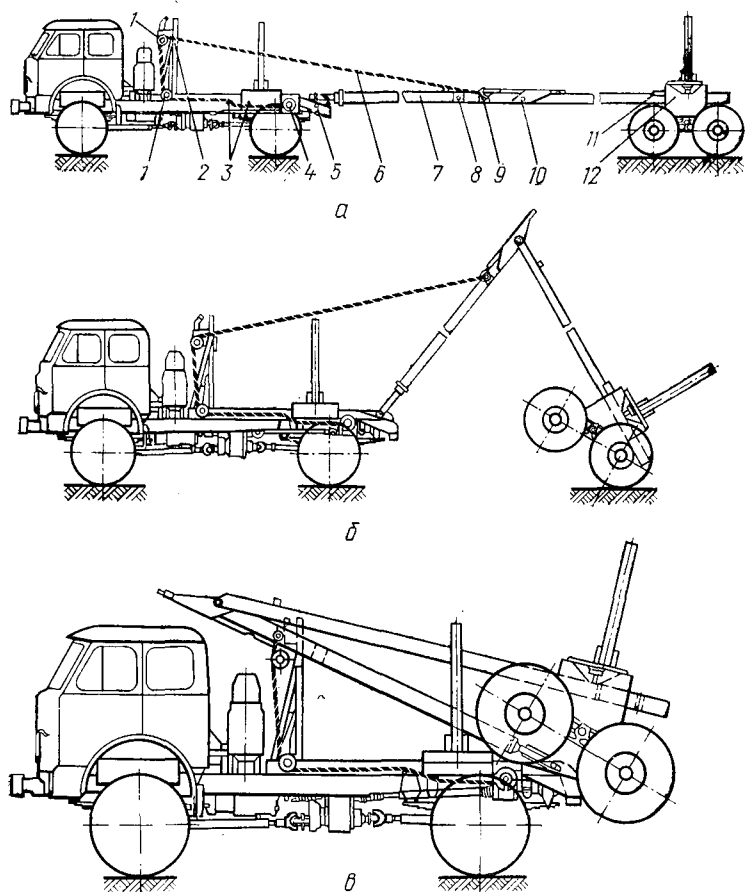


Рис. 18. Схема погрузки роспуска на автомобиль МАЗ-509:

а — автопоезд перед началом погрузки; *б* — процесс погрузки; *в* — автомобиль с погруженным роспуском; 1 — направляющие блоки; 2 — замок, удерживающий дышло; 3 — обводные ролики; 4 — лебедка; 5 — накатные плоскости; 6 — тяговый трос; 7 — дышло; 8 — гнездо крепления дышла; 9 — шкворень крепления тягового троса к дышлу; 10 — фиксирующий шкворень шарнира дышла; 11 — фиксирующее замковое устройство; 12 — замок, удерживающий дышло в гнезде ограждения

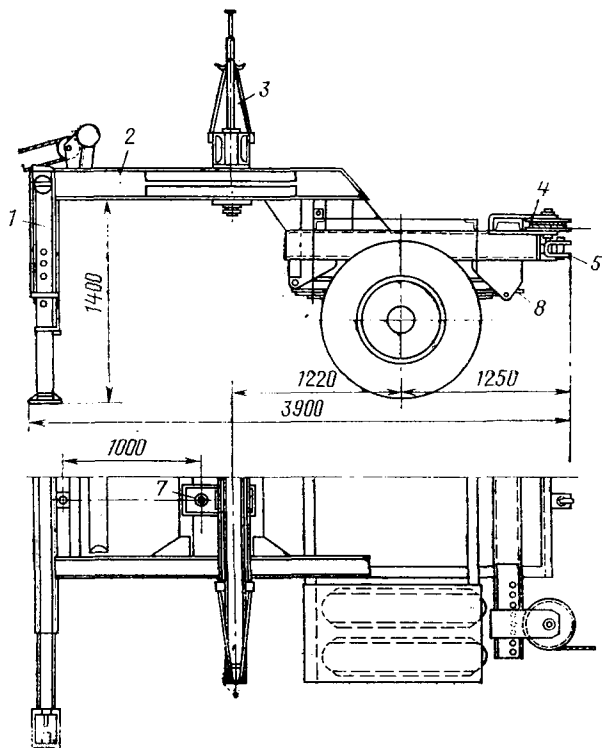
базы колес роспуска. Таким образом, выбор наиболее целесообразной схемы погрузки и разгрузки роспусков представляет собой сложную технико-экономическую задачу, оптимальное решение которой зависит не только от технических мероприятий, но и от дальности вывозки древесины, скорости и условий движения автопоезда.

В настоящее время основные марки лесовозных автомобилей МАЗ-509 и КрАЗ-255Л снабжены оборудованием для самопогрузки роспусков (см. схему 3, рис. 17). Эта схема более целесообразна при большом расстоянии вывозки, когда время, затрачиваемое на погрузку и разгрузку роспуска, составляет небольшую долю по отношению к времени всего рейса. На рис. 18 показана последовательность операций при погрузке роспуска на лесовозный автомобиль МАЗ-509.

§ 4. ПОЛУПРИЦЕПЫ

Для перевозки древесины используются как специализированные лесовозные полуприцепы, так и полуприцепы общего пользования. В последние годы созданы специализированные лесовозные полуприцепы для перевозки технологической щепы и перевозки короткомерных сортиментов. Применение полуприцепов позволяет значительно увеличить массу транспортируемого одним автомобилем груза. В тех случаях, когда автопоезд, предназначенный для перевозки хлыстов или деревьев, включает автомобиль-тягач, полуприцеп и роспуск, один из опорных коников устанавливается на раме полуприцепа, а второй — на роспуске. В этом случае увеличение расстояния от кабины автомобиля до коника позволяет укладывать хлысты с значительным передним свесом (до 3,5 м), что улучшает развеску груза и уменьшает задний свес хлыстов. Полуприцепы могут работать только со специально оборудованными автомобилями, не имеющими грузового кузова и коника и являющимися тягачом и частично грузонесущим средством для полуприцепов. Такие автомобили имеют специальный опорно-сцепной прибор, выводы от тормозной магистрали для присоединения тормозной системы полуприцепа и выводы для присоединения электрооборудования. База у таких автомобилей делается укороченной, а задний свес рамы уменьшен. Использование полуприцепов позволяет увеличить грузоподъемность автопоезда, не повышая нагрузки от колес на дорожную одежду и тем самым предотвращая разрушающее действие больших колесных нагрузок подвижного состава. В номенклатуре подвижного состава полуприцепы условно обозначаются «ПП». Цифра перед буквами обозначает количество осей, а после букв грузоподъемность полуприцепа в т (например, 2-ПП-18). Большое преимущество автопоездов, включающих автоприцепы, является возможность их загрузки в отсутствие автомобиля и тем самым работы со сменными составами. Надо полагать, что с увеличением расстояния вывозки древесины и применением двухступенчатой вывозки использование автопоездов с полуприцепами должно значительно возрасти.

Лесовозные полуприцепы для перевозки хлыстов. Большинство созданных конструкций лесовозных полуприцепов для



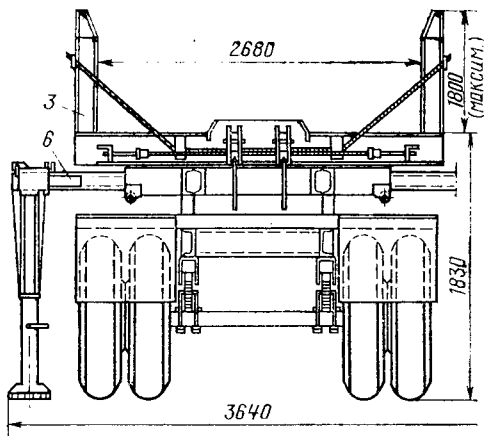


Рис. 19. Лесовозный полуприцеп 1-ПП-13:

1 — опорная стойка; 2 — рама; 3 — стойка коника;
 4 — блок сцепки; 5 — сцепное устройство;
 6 — кронштейн выдвижной; 7 — плита коника;
 8 — рессоры

перевозки хлыстов и деревьев аналогичны и различаются только размерами, грузоподъемностью и типом используемых шин. Рама у них имеет незначительную длину. В качестве примера на рис. 19 показана конструкция полуприцепа 1-ПП-13, разработанного Гипролестрансом. Лесовозные полуприцепы имеют конструкцию, состоящую из ходовой части и металлической рамы с седельно-сцепным устройством, опорными приспособлениями и закрепленного на раме поворотного коника со стойками. Коник на полуприцепе воспринимает нагрузку, которая передается как на колеса автомобиля, так и на колеса полуприцепа. Для правильного распределения нагрузки коник должен устанавливаться на строго определенном расстоянии от оси седельного устройства, которое обозначим l_k . Обозначим паспортную грузоподъемность автомобиля P_a и осей полуприцепа $P_{оп}$. Допустимая нагрузка на коник полуприцепа $Q_{пп}$ равна $Q_{пп} = P_a + P_{оп}$. Если расстояние от оси седельного устройства до вертикальной оси, проходящей через центр ходовой части полуприцепа l , то величина l_k должна быть равна

$$l_k = \frac{Q_{пп} - P_a}{Q_{пп}} l.$$

Рама лесовозных полуприцепов, предназначенных для перевозки хлыстов, в своей передней части иногда устраивается изогнутой вверх, что позволяет понизить высоту расположения коника, а тем самым и общую высоту погрузки древесины и снизить положение центра тяжести пакета хлыстов. Рама состоит из двух лонжеронов с приваренными к ним поперечными связями. Ее передняя часть имеет снизу срез, облегчающий сцепку полуприцепа с седельным устройством автомобиля. В передней части снизу устанавливается опорная плита и сцепной шкворень, который при сцепке попадает в седельное устройство тягача. Под лонжеронами рамы в месте их изгиба вверх приваривается трубчатая ось, на которой шарнирно подвешиваются лапы опорного устройства. Оно используется при отцепке полуприцепа от автомобиля.

Гнездо для шкворня коника вварено в поперечину, находящуюся в средней части рамы. Эта поперечина используется как опора для поворотного коника. Коник металлический с двумя шарнирно закрепленными стойками. Стоечный замок в соответствии с требованиями техники безопасности открывается со стороны противоположной открываемым стойкам. В задней части рамы полуприцепа имеется тяговая балка с устройствами для крепления тросов крестообразной сцепки и дышла роспуска.

Ходовая часть полуприцепов состоит обычно из одной или двух осей, на которые насаживается ступица, вращающаяся на роликовых подшипниках. Под нижней частью заднего конца рамы приварены опорные кронштейны рессор. Передний конец

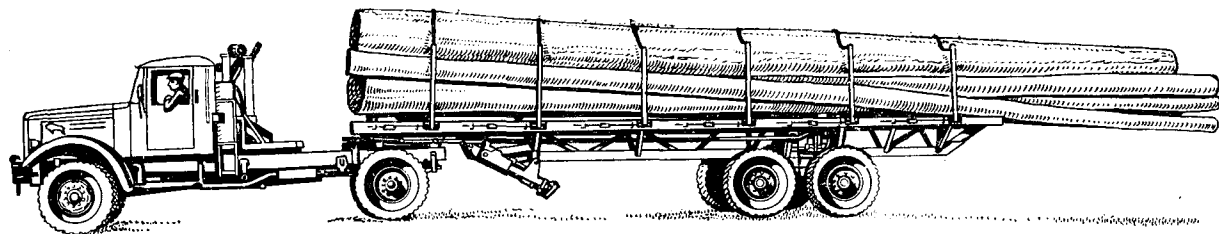
рессор крепится пальцем, а опора заднего конца устраивается свободная без заделки, так как при загрузке рессоры должны иметь возможность выпрямляться. Колесная ось к рессоре и подрессорникам крепится также, как у автомобилей, — стремянками. Колеса и ступицы обычно используются от тех автомобилей, для работы с которыми предназначен полуприцеп.

Отличную от описанных конструкцию имел полуприцеп 2-ПП-9 с укороченной облегченной рамой без передних лап. На раме полуприцепа имеются три отверстия для шкворня коника, что позволяет его устанавливать в разные положения и тем самым регулировать загрузку тягового автомобиля. Подробное описание конструкции полуприцепа 2-ПП-9 приведено в первом издании книги [16].

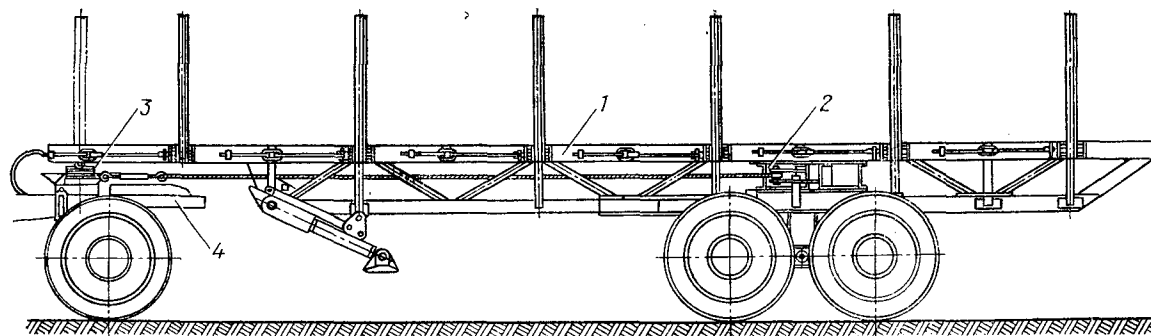
В тех случаях, когда полуприцепы предназначаются для перевозки короткомерных сортиментов и автопоезд состоит только из автомобиля и полуприцепа (без роспуска), на них коник не устанавливается, а рама полуприцепа в этом случае устраивается длинной. Такие полуприцепы по существу мало отличаются от полуприцепов общего пользования и, в частности, некоторые полуприцепы общего пользования выпускаются в лесном исполнении, как например полуприцеп ОдАЗ-885Л. При работе в горных условиях требуется обеспечить высокую маневренность автопоезда, а чем дальше отстоят колеса полуприцепа от автомобиля, тем больше след его колес отходит от следа колес автомобиля при движении автопоезда в кривых. Исследования Кавказского филиала ЦНИИМЭ показали, что при базе полуприцепа, превышающей базу тягача в 2,0—2,5 раза, необходимо на полуприцепах применять управляемые колеса. На рис. 20 показан полуприцеп для перевозки полухлыстов и короткомерных хлыстов конструкции Кавказского филиала ЦНИИМЭ. Как можно видеть, его рама конструктивно выполнена в виде фермы, внутри которой расположены тросы оригинального поворотного устройства, разработанного Кавказским филиалом ЦНИИМЭ. Это поворотное устройство (рис. 21, а) имеет устанавливаемый на тягаче копир 1 с захватным клином 4 и укрепленную на раме полуприцепа в ее передней части тяговую балку 2, имеющую два роликовых толкателя 3, а также прикрепленные к тяговой балке тросы управления. Клин 4 обеспечивает жесткое соединение копира с седельным устройством и его поворот вместе с тягачом относительно полуприцепа. При складывании автопоезда копир 1 поворачивается вместе с седельным устройством тягача и тем самым вызывает поворот тяговой балки 2 на раме полуприцепа. При этом перемещаются крестообразно перекрещивающиеся тросы управления, вызывающие поворот ходовой оси полуприцепа. Описанное устройство позволяет осуществлять быструю сцепку и расцепку тягача с полуприцепом и обеспечивает поворот рамы полуприцепа на значительный угол.

Техническая характеристика лесовозных полуприцепов

Показатели	Марка полуприцепов			
	ГКБ-9374	2-ПП-8	1-ПП-13	2-ПП-18
Грузоподъемность, т	13,2 (сортименты)	8,0	13,0 (хлысты)	18
Масса полуприцепа, кг:				
собственная	4 000	1890	3 255	3 957
полная	17 200	9890	16 255	21 957
Масса автопоезда, т:				
в снаряженном состоянии	11,65	10,66	14,6	17,7
полная	25,0	27,0	39,0	50,0
Габарит, мм:				
длина	7560	5130	3950	6745
ширина	2500	2650	3000	3300
высота	3270	2730	3350	3400
Расстояние от шкворня сцепного устройства до оси колес полуприцепа, мм	5145		2300	
Колея, мм	1900	1750	1900	2030
Наименьший дорожный просвет, мм	470	380	470	490
Внутренние размеры платформы, мм:				
длина	7040	—	—	—
ширина	2250	—	—	—
высота	1600	—	—	—
Погрузочная высота, мм	1670	1630	1646	1950
Площадь платформы, м ²	15,8	—	—	—
Объем платформы, м ³	25,2	—	—	—
Число колес	4	8	4	8
Шины	320—508 (12—20)	12—18	320—508	12—20
Давление воздуха в шинах, МПа	0,45	0,35	0,5	0,5
Тормоза	Барабанного типа	—	—	—
Распределение полной массы с грузом при горизонтальном положении полуприцепа, кг:				
на седельное устройство	7 200	5400	7300	12 000
на ось полуприцепа	10 000	4590	7950	9 957
Расстояние между стойками, мм	2250	2390	2680	2980
Высота стоек, мм	1400	1100	1800	1450
Смещение коника (вперед) от оси колес (балансира) полуприцепа, мм	—	1550	1150	1850
Вынос сцепного крюка (назад) относительно колес (балансира) полуприцепа, мм	—	1305	1120	1545
Тип подвески	Безрессорная балансирующая			
Рекомендуется для седельных тягачей	МАЗ-5431	ЗИЛ-130В	МАЗ-509С, МАЗ-5431	КрАЗ-258



a



б

Рис. 20. Полуприцеп конструкции Кавказского филиала ЦНИИМЭ:
a — автопоезд с грузом; *б* — конструкция полуприцепа

При продольном размещении тросов управления (рис. 21, б) используются двуплечие качающиеся рычаги 4 (толкатели) с роликами 2, соприкасающиеся с копиром 1. Они установлены на осях 3 в кронштейнах рамы полуприцепа. Тяги 5 соединяют задние концы толкателей с Т-образным рычагом 6, к которому крепятся продольные тросы управления 7, соединенные своими задними концами с кронштейнами 8 поворотной ходовой оси полуприцепа. При складывании автопоезда происходит обкаты-

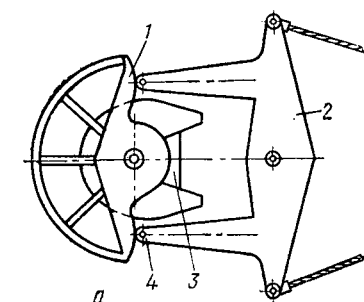
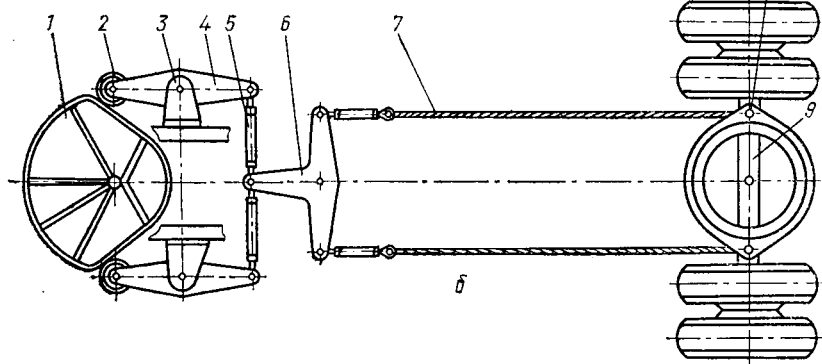


Рис. 21. Поворотные устройства полуприцепов, обеспечивающие быструю сцепку-расцепку автопоезда:

а — с перекрещивающимися тросами; б — с продольными тросами



вание роликов 2 по копиру 1, соединенному с седельным устройством тягача, что вызывает поворот рычагов 4. Эти рычаги тягами 5 поворачивают Т-образный рычаг 6, что вызывает поворот оси 9 у полуприцепа. При достижении угла складывания 15° поворот осей прекращается, так как ролики 2 толкателей 4 достигают той части копира, у которой кривизна постоянна.

Полуприцепы общего пользования. Полуприцепы общетранспортного назначения широко используются в лесозаготовительных организациях для перевозки хозяйственных грузов. Кроме того, они являются базой для создания специализированных полуприцепов, как например щеповозов (см. § 5). В настоящее время заводами выпускается значительная номенклатура полуприцепов с бортовыми платформами, предназначенными для

перевозки грузов, не требующих защиты от атмосферных осадков.

Общий вид бортового полуприцепа показан на примере полуприцепа МАЗ-5245 (рис. 22). На рисунке обозначены: рессорная подвеска 5, ось с колесами 4, рама 3, опорное устройство 2 и платформа с бортами 1. В передней части полуприцепа с нижней стороны крепится сцепной шкворень. Аналогичное устройство имеют и другие полуприцепы, но у полуприцепов

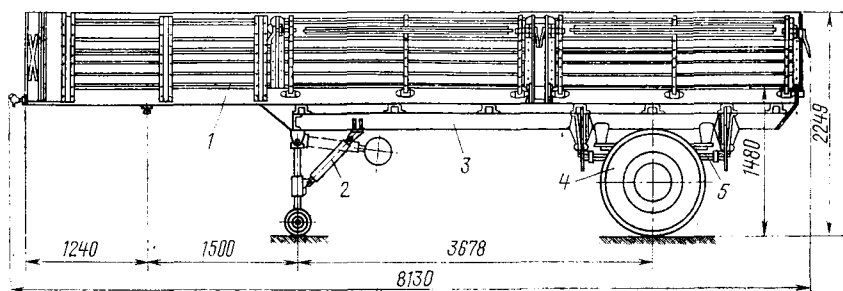


Рис. 22. Полуприцеп общетранспортного назначения МАЗ-5245 с бортовой платформой

Техническая характеристика бортовых полуприцепов общего назначения

Показатели	Марка полуприцепа				
	ММЗ-5846	ОдАЗ-885	КАЗ-717	МАЗ-5245	ОдАЗ-760
Наибольшая грузоподъемность, кН	70	75	115	140	140
Собственная масса, кг	2550	2850	4140	3800	4800
Габарит, мм:					
длина	6300	6385	7690	8130	8840
ширина	2455	2455	2476	2500	2500
высота	2000	2000	1980	2225	2270
Внутренние размеры платформы, мм:					
длина	6050	6070	7500	7875	8525
ширина	2250	2220	2240	2320	2200
высота	600	590	590	745	590
База, мм	4120	4480	4650	5180	6100
Колея колес, мм	1740	1790	1790	1920	1790
Погрузочная высота, мм	1400	1400	1390	1480	1550
Площадь платформы, м ²	13,5	13,5	16,8	18,0	18,8
Число осей	1	1	2	1	2
Размер шин	260—20	260—20	260—20	12,00—20	260—20
Коэффициент тары	0,364	0,38	0,37	0,272	0,333

Примечание. Под базой понимается расстояние от шкворня прицепного устройства до оси колес или балансира полуприцепа.

ОдАЗ-760 и ҚАЗ-717 ходовая часть состоит из двухосной тележки.

Рамы и платформа полуприцепа. На автомобильных полуприцепах общетранспортного назначения рамы устраивают без изгиба или с очень незначительным уступом в передней части, так как в этом случае необходимо иметь ровную площадку платформы. Большей частью применяются сварные рамы (у ММЗ-5846 — клепано-сварная) с продольными лонжеронами из прокатных швеллеров. У полуприцепа ОдАЗ-885 швеллер № 30, у ҚАЗ-717 швеллер № 27, у МАЗ-5245 нижний швеллер № 16 и верхний № 14а. У полуприцепа ОдАЗ-760 лонжерон таврового сечения, сваренный из трех полос стали, а у ММЗ-584 лонжероны штампованные, сечения близкого к швеллеру. На рис. 23 показана рама полуприцепа ОдАЗ-885. Ее длина 6100 и ширина 2240 мм. Два продольных лонжерона 2 составляют основу рамы. Они имеют переменную высоту профиля за счет вырезки стенки и подгибки и приварки нижних полок. Снизу в передней части рамы к лонжеронам приварен опорный лист 3 толщиной 10 мм с приклепанным к нему шкворнем. Все поперечины 1, 4 и 5 рамы полуприцепа и обвязка 7 гнутые из листовой стали. Для облегчения рамы на поперечинах сделаны отверстия. В местах приварки поперечин к лонжеронам сделаны усиления в виде объемных косынок 9. К поперечинам и обвязке рамы приварены кронштейны центральных стоек бортов 8. Петли 6 для крепления бортов приварены к боковым обвязкам и задней поперечине, а к лонжеронам в задней части кронштейна — подвески 10 и 11. К ним же в средней части приварены кронштейны 12 крепления опорного устройства.

Платформа полуприцепа ОдАЗ-885 состоит из пола и металлических бортов, из которых передний закреплен жестко (приварен) к передней поперечине, а задний и боковые — открывающиеся. Имеются две откидные центральные стойки. Пол — металлический из приваренных к раме металлических стальных листов, боковые борта разделены на две части. Борт состоит из профилированного листа, трех средних и двух крайних стоек, верхней и нижней обвязок, петель и крючков, которые служат для увязки груза или крепления тента.

Подвеска полуприцепов. Как у полуприцепов общего назначения, так и у специализированных (например, щеповозов) подвеска проектируется зависимая, рессорная переменной жесткости. У одноосных полуприцепов ось подвешивается к раме (рис. 24) при помощи двух основных 10 и двух дополнительных 1 продольных полуэллиптических рессор. Основная и дополнительная рессоры совместно прикрепляются к подушке оси стремянками 9. Для того чтобы ограничить прогиб рессоры при максимальных динамических усилиях, в центре рессоры сверху укрепляется в накладке 3 резиновый буфер, который при максимальных прогибах упирается в приваренный к лонжерону

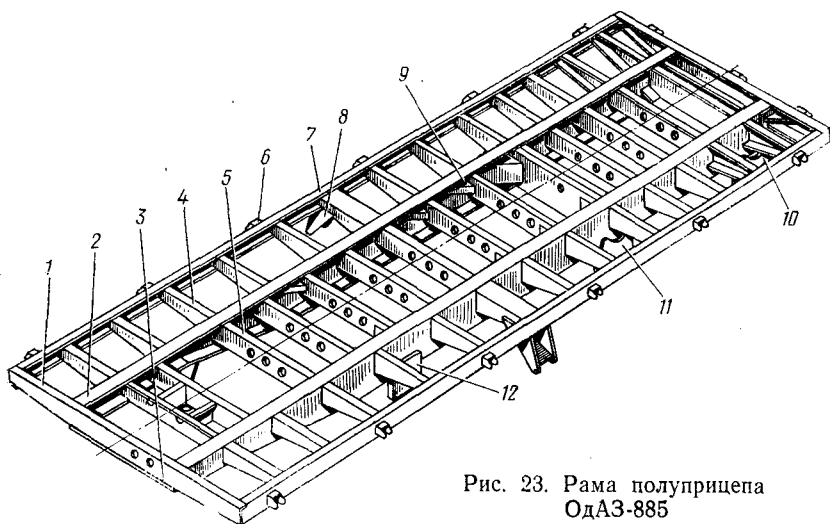


Рис. 23. Рама полуприцепа
ОдАЗ-885

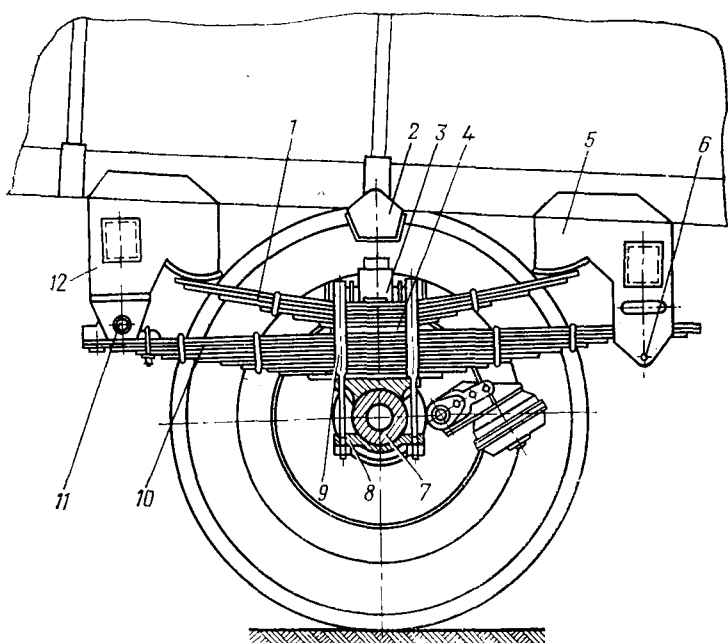


Рис. 24. Рессорная подвеска одноосного полуприцепа:

1 — дополнительная рессора; 2 — упор; 3 — накладка рессоры; 4 — прокладка дополнительной рессоры; 5 — кронштейн задний; 6 — болт рессоры; 7 — ось; 8 — накладка рессоры нижняя; 9 — стремянка рессоры; 10 — основная рессора; 11 — палец рессоры; 12 — кронштейн передний

рамы упор 2. Передний конец коренного листа основной рессоры имеет отъемное накладное ушко с втулкой, которое при помощи пальцев 11 соединяется с кронштейном 12 рамы (или кузова) полуприцепа. Задние концы имеющих одинаковую длину коренного и подкоренного листов основной рессоры свободно опираются и скользят по цилиндрической поверхности внутренней части заднего кронштейна 5. Щеки заднего кронштейна стянуты болтом 6, проходящим через распорную втулку. Дополнительная рессора свободно опирается своими концами

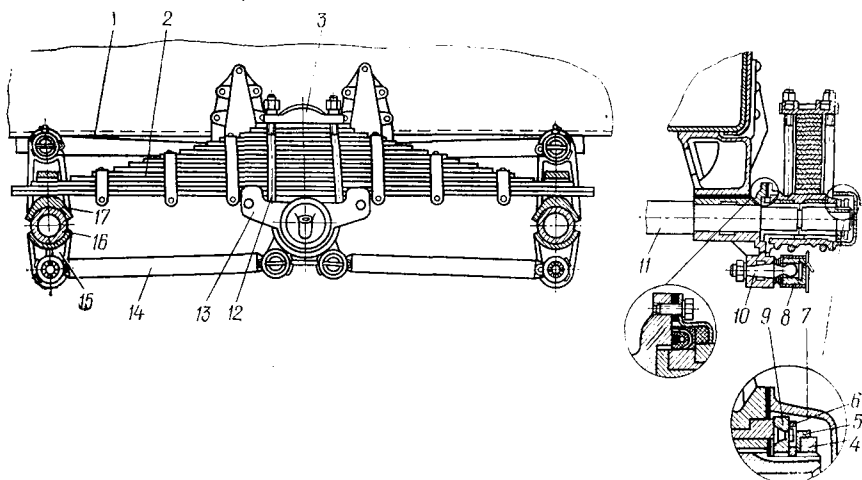


Рис. 25. Рессорная подвеска двухосных полуприцепов:

1 — верхняя реактивная штанга; 2 — рессора; 3 — накладка рессоры; 4 — контргайка; 5 — шайба отгибная; 6 — замочная шайба; 7 — колпак балансира; 8 — сухарь; 9 — гайка балансира; 10 — шаровой палец; 11 — ось балансирной подвески; 12 — стремянка; 13 — балансир; 14 — нижняя реактивная штанга; 15 — кронштейн нижней реактивной штанги; 16 — ось колес; 17 — опора рессоры

на специальные площадки кронштейнов, причем эта рессора касается кронштейнов и включается в работу только при нагруженном полуприцепе. На рис. 24 показана подвеска полуприцепов-щеповозов. Аналогичное устройство имеют и рессоры полуприцепов ОдАЗ-794 и ОдАЗ-885, заимствованные от автомобиля ЗИЛ-130В.

На полуприцепах ОдАЗ-832, ОдАЗ-795 и МАЗ-5245 использованы рессоры автомобиля МАЗ-200. Рессоры полуприцепа ММЗ-584Б имеют дополнительные штанги для передачи тяговых и тормозных усилий. У двухосных полуприцепов (ОдАЗ-760 и КАЗ-717) используется балансирная рессорная подвеска (рис. 25), унифицированная с подвеской автомобиля Урал-375. Она включает две продольные полуэллиптические рессоры 2, балансирное устройство и систему реактивных рычагов и штанг. В данном случае рессора является также и балансиром и воспринимает как вертикальные, так и боковые усилия от колес.

Тяговые усилия и тормозной момент передаются через верхние 1 и нижние 14 реактивные штанги. С каждой стороны имеются по две нижние реактивные штанги. Каждая головка реактивной штанги имеет шаровой палец 10, который находится в двух сухарях 8 и поджимается пружиной и пробкой. Концы рессор 2 входят в проушины опор 17, приваренных на осях колес 16. Средняя часть рессор стремянками 12 прикреплена к балансирам 13 втулками из цинкового сплава. Балансиры 13 качаются на оси балансирной подвески 11, запрессованной в кронштейны, жестко закрепленные на раме тележки. Балансиры крепятся на оси при помощи гайки 9 балансира, контргайки и стопорной шайбы. Максимальное перемещение колес вверх также ограничено резиновыми буферами.

Оси и ступицы. В зависимости от грузоподъемности как самого полуприцепа, так и тяговой машины полуприцепы выпускаются одноосными или двухосными. Балки осей, как правило, изготавливаются из горячекатаных бесшовных труб. Такие балки имеют наибольшую жесткость на кручение и прочность при минимальной массе. Соединение балки оси (трубы) с цапфами на полуприцепах последних выпусков производится прессовой посадкой. Цапфа свободно вставляется в трубу балки оси после нагрева последней до температуры 400°С. Такое соединение выдерживает боковое усилие до 500 кН. На полуприцепах МАЗ и КАЗ применяются балки осей с оттянутыми горячей штамповкой цапфами. К балке оси привариваются подушки крепления рессор и площадки для установки кронштейнов крепления тормозных камер пневматического привода тормозов. В имеющиеся в кронштейнах отверстия входят концы валов разжимных кулаков. Ступицы колес устанавливают на цапфе оси на двух конических роликовых подшипниках. Ступицы закрепляют посредством гайки, замочной стопорной шайбы и контргайки. Наружный конец втулки ступицы закрыт крышкой с прокладкой. Вытекание смазки из ступицы предотвращается сальниками. Как правило, на полуприцепах применяются барабанные тормоза колодочного типа, унифицированные с тормозами автомобиля-тягача.

Приведенная на рис. 26 ось полуприцепа в сборе и конструкция ступицы используются на полуприцепах ОдАЗ-760, ОдАЗ-885, ОдАЗ-935 и на полуприцепе-щеповозе ЛТ-57. Ступица полуприцепа имеет утолщенный фланец, в котором установлены шпильки для укрепления колеса и тормозного барабана. На каждую ступицу с ее наружной стороны устанавливается по два колеса. Торможение колес обеспечивается работой тормозной камеры 9 и разжимного кулака 10. Между разжимным кулаком и колодками имеются ролики, снижающие трение и улучшающие эффективность торможения. Колодки свободно опираются на эксцентриковые оси и стягиваются двумя пружинами. У полуприцепов МАЗ-5245, а также ОдАЗ-740, ОдАЗ-795,

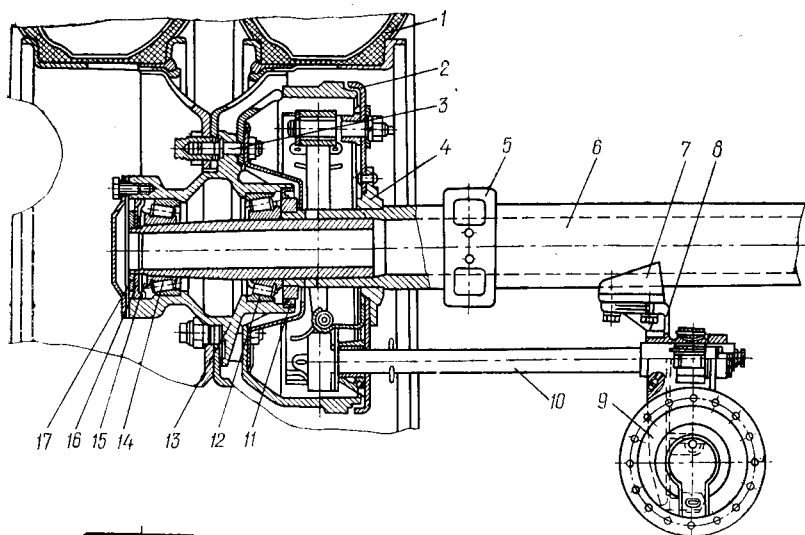


Рис. 26. Ось полуприцепа в сборе:

1 — колесо; 2 — тормозной барабан; 3 — шпилька крепления колес; 4 — фланец; 5 — подушка рессоры; 6 — ось; 7 — подушка крепления тормозной камеры; 8 — кронштейн тормозной камеры; 9 — тормозная камера; 10 — кулак разжимной; 11 — сальник; 12 — подшипник внутренний; 13 — ступица; 14 — подшипник наружный; 15 — гайка внутренняя; 16 — шайба замочная; 17 — гайка внешняя

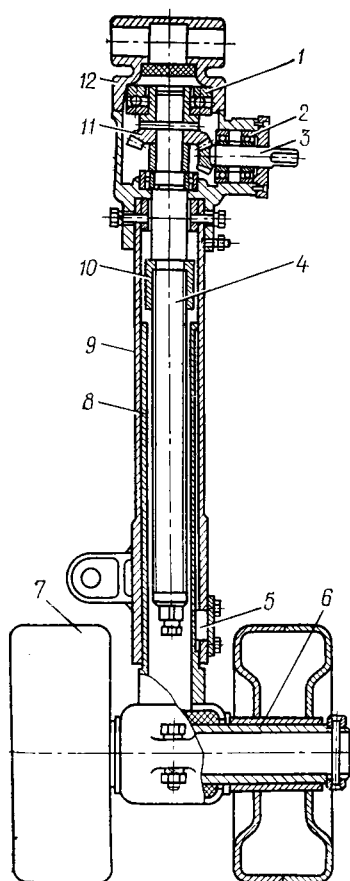


Рис. 27. Опорное устройство полуприцепа:

1 — упорный подшипник; 2 — радиальный подшипник; 3 — ведущая шестерня; 4 — винт опорного устройства; 5 — шпонка; 6 — ось опорных катков; 7 — опорный каток; 8 — подвижная труба; 9 — труба корпуса; 10 — гайка; 11 — ведомая шестерня; 12 — картер редуктора

ОдАЗ-832 и у щеповоза ЛТ-7 колесные тормоза унифицированы с тормозами автомобиля МАЗ-200.

Опорное устройство полуприцепа предназначается для поддержания его передней части, когда полуприцеп находится в отцепленном состоянии. Опорное устройство полуприцепов общего пользования и полуприцепов-щеповозов состоит из двух винтовых домкратов в виде трубчато-телескопической конструкции, устойчивой в отношении продольного изгиба. Каждый из домкратов передает усилие на поверхность дороги спаренными катками диаметром 225 мм. Привод к домкратам осуществляется через пару конических шестерен, винт и гайку от рукоятки, действующей на один или одновременно на оба домкрата.

На рис. 27 показано опорное устройство, используемое на полуприцепе МАЗ-5245 и на полуприцепах-щеповозах ЛТ-7 и ЛТ-57. Это устройство состоит из двух домкратов, установленных справа и слева под рамой (или кузовом) полуприцепов. Привод домкратов — раздельный, ручной с использованием съемной специальной рукоятки. В транспортном положении домкраты убираются и крепятся под рамой полуприцепа штырями. Для установки опорных катков в рабочее положение необходимо вынуть запорные пальцы и отсоединить домкраты от кронштейнов растяжек, а затем, поставив домкраты в вертикальное положение, закрепить их продольными растяжками. В верхней части опорного устройства размещен литой картер редуктора 12, в котором находится коническая пара домкрата. Ведущая шестерня 3 представляет собой одно целое с вращаемым рукояткой приводным валом, а ведомая 11 насажена на винт 4, верхний конец которого установлен в упорном подшипнике 1. Гайка 10 винта укреплена в подвижной трубе 9 домкрата и при вращении винта передвигается вдоль него, поднимая или опуская катки 7 домкрата. Положение подвижной трубы фиксируется шпонкой 5, расположенной в пазу трубы корпуса 9. К выдвинутой трубе снизу прикреплены спаренные штампованные катки.

При вращении съемной рукоятки по часовой стрелке катки опускаются, против часовой стрелки — поднимаются. При резком возрастании усилия на рукоятке при подъеме следует прекращать подъем, так как винт находится в предельном верхнем положении. Резкое возрастание усилия при опускании свидетельствует о том, что винт находится в предельном нижнем положении. У рассматриваемого домкрата передаточное отношение редуктора равно трем, что затрудняет подъем передней части полуприцепа. У других полуприцепов внешний вид домкратов почти такой же, но они жестко закреплены на рамах и имеют в редукторе дополнительную пару цилиндрических шестерен, за счет чего передаточное число увеличено до 6. Максимальный ход катков у рассмотренного опорного устройства 260 мм, а на других полуприцепах общего пользования

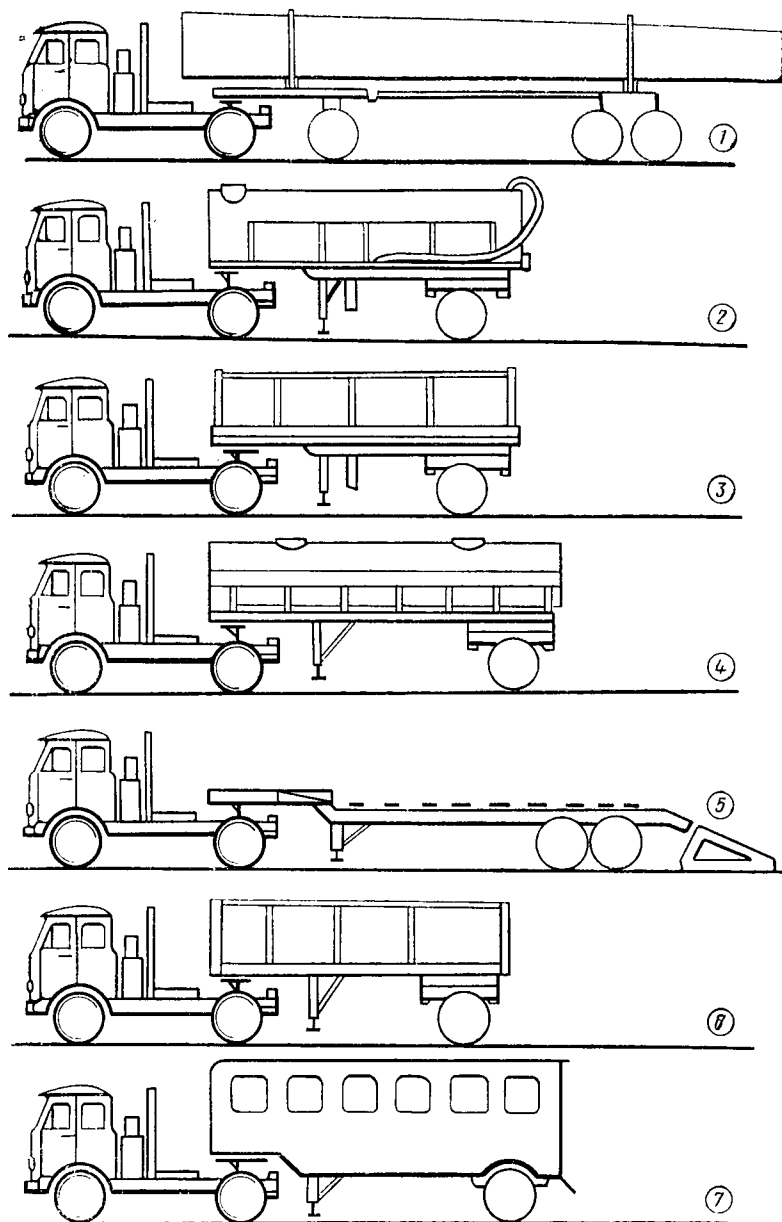


Рис. 28. Специализированные полуприцепы к автомобилю МАЗ-509С:

- 1 — одноосный полуприцеп; 2 — водополивочная машина; 3 — самосвальный полуприцеп;
 4 — полуприцеп-бензовоз; 5 — трейлер-тяжеловоз; 6 — полуприцеп кузовной; 7 — полуприцеп-автобус

410—430 мм. Максимально допустимое усилие на один домкрат почти у всех полуприцепов составляет 50—57 кН (у ОДАЗ-760 оно равно 85 кН).

Раздельный привод домкратов опорного устройства МАЗ-5234, полуприцепов-фургонов ОДАЗ-832, ОДАЗ-795 и ОДАЗ-935, а также щеповозов ЛТ-7 и ЛТ-57 обеспечивает более удобную сцепку и расцепку автопоезда на неровной площадке, хотя и увеличивает трудоемкость и расход времени на эти операции.

Специализированные полуприцепы. Преимуществом полуприцепов является то, что при одном и том же автотягаче седельного типа могут быть использованы полуприцепы различного назначения в зависимости от потребности в данный момент. Особенно важное значение это имеет в леспромхозах, где вывозка происходит преимущественно в зимнее время. Так, по лесозаготовительным объединениям Сибири и Дальнего Востока в IV и I кварталах вывозится 60—70% годового плана. Поэтому во многих предприятиях в летний период имеет место простой лесовозных автопоездов, в то время как зимой они работают с перегрузкой. В летний период ощущается большой недостаток в автосамосвалах, автоцистернах и в кузовных автомашинах для перевозки хозяйственных грузов и стройматериалов. Кроме того, в последнее время все большая потребность ощущается в трейлерах-тяжеловозах для перевозки имеющих большую массу современных лесосечных машин. Недостаток специализированных полуприцепов на предприятиях вынудил некоторые объединения создавать их собственными силами в центральных ремонтных мастерских. Например, конструкторско-технологическое бюро объединения Томлеспром¹ разработало семь конструкций специализированных полуприцепов, показанных на рис. 28. Хотя не все конструкции оказались удачными, потребность в специализированных полуприцепах вызывает их создание собственными силами.

Производство трейлеров-тяжеловозов было организовано Гособъединением Союзлесреммаш. Полуприцеп-тяжеловоз ЛВ-67 грузоподъемностью 20 т имеет габарит: длина 9710, ширина 2900, высота 1945, высота погрузки 1000, дорожный просвет 420 мм, собственная масса 6560 кг. Такой полуприцеп-тяжеловоз обеспечивает перевозку тяжелых лесозаготовительных машин по дорогам с твердым покрытием со скоростью 40 км/ч, по грунтовым дорогам — 25 и по лесовозным усам 10—15 км/ч.

В связи со значительной потребностью в полуприцепах для перевозки тяжелого лесозаготовительного оборудования создан также полуприцеп-тяжеловоз МАЗ-845.

¹ Лесозаготовки и лесотранспорт.— Сборник научно-исследовательских работ Сибирского технологического института. Красноярск, 1973.

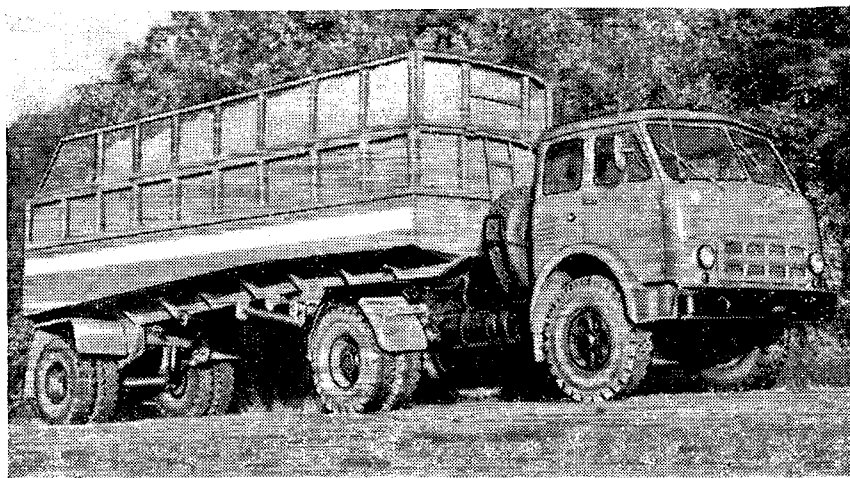


Рис. 29. Общий вид полуприцепа-щеповоза ЛТ-7

§ 5. ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ ЩЕПЫ (ПОЛУПРИЦЕПЫ-ЩЕПОВОЗЫ)

Необходимость перевозок все возрастающего количества щепы и специфические особенности этого вида груза привели к необходимости создания специального прицепного состава для перевозки щепы непосредственно от установок по изготовлению щепы до потребителя или при дальних перевозках до пунктов перегрузки на железнодорожный подвижной состав или водный транспорт. В порядке координации научно-исследовательских и проектно-конструкторских работ создание прицепов-щеповозов для автомобильных дорог было поручено Кавказскому филиалу ЦНИИМЭ (г. Краснодар), который успешно выполнил эту работу. В процессе обоснования основных параметров будущих специализированных транспортных средств для перевозки щепы в Кавказском филиале ЦНИИМЭ была выполнена большая исследовательская работа. Конструкторская работа по созданию конкретных полуприцепов-щеповозов выполнялась совместно с Радомышльским машиностроительным заводом им. Октябрьской революции (г. Радомысль Житомирской обл.), который и изготавливает в настоящее время полуприцепы-автощеповозы ЛТ-7 и ЛТ-57 (рис. 29). Они предназначены для транспортировки измельченной древесины в виде технологической щепы, стружки, опилок и пр. (а также и других сыпучих грузов с малой объемной массой) по дорогам с твердым покрытием в различных климатических условиях. Полуприцеп-щеповоз ЛТ-7 предназначен для работы с седель-

ным тягачом МАЗ-504Г и щеповоз ЛТ-57 с автомобилем-тягачом ЗИЛ-130В1.

Оба полуприцепа-щеповоза имеют одинаковый унифицированный кузов, подъемное устройство, гидрооборудование, систему обогрева и вибрации кузова, привод тормозов. Они представляют собой полуприцепы-самосвалы безрамной конструкции с открытой платформой и задним бортом и состоят из следующих основных узлов: кузова, подъемного устройства, системы обогрева и вибрации кузова, подвески, осей с колесами, опорного устройства, тормозной системы, электрического и гидравлического оборудования. Ниже будут рассмотрены только те части устройства полуприцепов, которые связаны со спецификой перевозимого груза. Остальные части рассмотрены в соответствующих параграфах настоящей главы.

Кузов. Основное отличие данного полуприцепа от других состоит в особенностях кузова, конструкция которого обеспечивает размещение возможно большего количества щепы; пре-

Техническая характеристика автощеповозов

Показатели	Марка автощеповоза	
	ЛТ-7	ЛТ-57
Базовый седельный тягач	МАЗ-504Г	ЗИЛ-130В1
Максимальная масса груза, кг (на дорогах с твердым покрытием)	12 300	7 100
Масса щеповоза с грузом, кг	17 500	11 200
Масса полуприцепа (без тягача), кг	5 200	4 100
Объем кузова, м ³	37	24
Распределение усилий, кН:		
на седельное устройство	75	46
на ось полуприцепа	100	66
Расстояние от оси шкворня до оси колес полуприцепа (база полуприцепа), мм	5 860	5 860
Колея задних колес (между серединами двойных скатов), мм	1 900	1 790
Расстояние от оси катков опорного устройства до оси шкворня, мм	1 500	1 500
Дорожный просвет под осью колес	380	400
Габарит полуприцепа, мм:		
длина	8 040	8 040
ширина	2 500	2 500
высота в транспортном положении	3 750	2 900
» при поднятом кузове	7 620	7 050
Внутренние размеры кузова, мм:		
длина	7 720	7 720
ширина:		
в передней части	2 060	2 060
» задней »	2 180	2 180
высота:		
в передней части	2 060	1 260
» задней »	2 460	1 660
Время подъема груженого кузова, с	90	100
» опускания пустого »	70	90
Давление масла в системе максимальное, МПа	12	9+1
Емкость маслобака, л	80	80

дупреждение ее смерзания, благоприятные условия для разгрузки щепы.

Кузов (рис. 30) несущего типа, металлический, состоит из основного кузова 11, легкоъемных надставных бортов 2, соединенных попереху стяжкой 7, и укороченного по высоте заднего борта 6, опирающегося на упор 5. В нижней части заднего борта имеется замок 8. Для лонжеронов основного корпуса использованы швеллеры. К ним в задней части приварены кронштейны рессор, а в средней — кронштейны для крепления опорных устройств. В передней части внутри кузова выступает силовой корпус 1, в нише которого устанавливается гидроподъемник. Передняя часть силового корпуса закрыта кожухом в виде отсека для облегчения высыпания щепы из пространства между передним бортом и силовым корпусом.

Лонжероны кузова в своей средней части соединены между собой тяговой балкой, изготовленной из двух швеллеров. К ней приварены кронштейны крепления осей тяговой рамы 10. Передняя часть кузова на 120 мм уже заднего борта. Оба указанных мероприятия облегчают разгрузку щепы.

Боковые стенки основного кузова имеют свободное пространство между металлическими листами, а днище — двойное для обогрева кузова в холодное время года. Под кузовом имеются кронштейны 9 для крепления электрического вибратора. На внутренних частях боковых стенок в задней части кузова ранее укреплялись гидроцилиндры 3 с рычагами 4, с помощью которых открывался задний борт. Испытания показали, что в этих гидроцилиндрах необходимости нет и в последних модификациях щеповозов они не ставятся.

Надставные борта у щеповоза ЛТ-7 изготавливаются из металлической сетки. Они установлены на основном кузове в петлях. В верхней части надставные борта закреплены тросовыми стяжками. Кузов щеповоза ЛТ-57 не имеет надставных бортов, в связи с чем его емкость меньше. От кузова щеповоза ЛТ-7 он отличается также конструкцией кронштейнов рессор.

Подъемное устройство. Подъемное устройство обеспечивает разгрузку щеповоза, осуществляя подъем передней части кузова с созданием уклона пола до 50°. При подъеме передней части кузова происходит подкатывание тягача к полуприцепу или полуприцепа к тягачу. Это подкатывание также происходит под действием усилий, создаваемых подъемным устройством. На рис. 31 показаны схемы разгрузки щеповоза. При разгрузке на открытом складе щепы тягач и полуприцеп расторможены и при подъеме кузова происходит подкатывание тягача или полуприцепа (рис. 31, а). После разгрузки тягач отъезжает вперед до полного опускания кузова. При разгрузке в приемное устройство прицеп заторможен, в результате чего происходит подкатывание тягача к полуприцепу и высыпание щепы в приемник емкости или на конвейер (рис. 31, б).

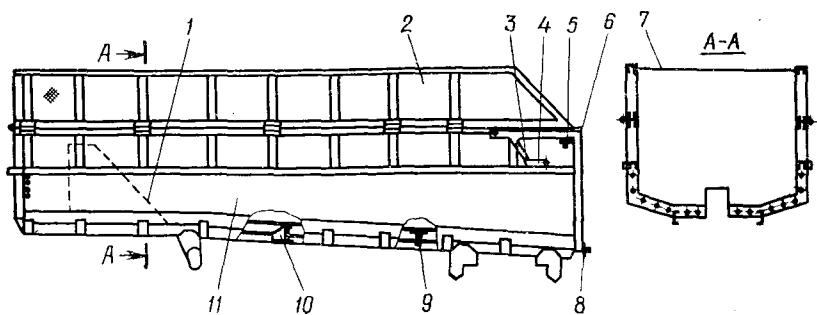
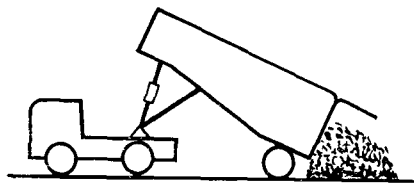
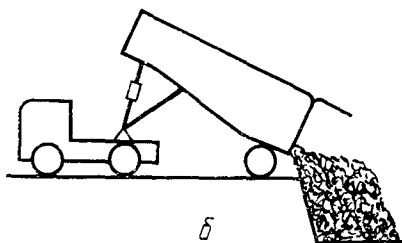


Рис. 30. Кузов полуприцепа-щеповоза

Рис. 31. Схемы разгрузки щеповоза:
а — на открытом складе щепы; б — в приемное устройство



а



б

В состав подъемного устройства входит (рис. 32) опорная платформа 1 с амортизатором 2 и упряжным шкворнем 3, гидropодъемник 4 и тяговая рама 5.

Опорная платформа имеет сварную конструкцию и состоит из опорного листа, отогнутого в передней части, и приваренных к нему двух продольных и двух поперечных

ребер жесткости. К продольным ребрам приварены кронштейны, в которых устанавливаются пальцы тяговой рамы. Если обычно у полуприцепов опорная платформа бывает жестко присоединена к раме полуприцепа, то в данном случае кузов щеповоза свободно опирается на платформу и соединен с ней только посредством тяговой рамы, которая передним концом шарнирно соединена с опорной плитой, а задним концом — с кузовом.

Тяговая рама сварной конструкции состоит из двух продольных швеллеров, связанных перемычками, и закрыта металлическим листом. Передний конец тяговой рамы на пальцах шарнирно установлен в кронштейнах, приваренных к продольным ребрам опорной платформы, а задний также шарнирно в кронштейнах 6 тяговой балки 7 кузова. Шаровые опоры гидropодъемника установлены в сферических опорных пятах на силовом корпусе кузова с одной стороны и с другой — на опорной платформе. Крепление каждой опоры гидropодъемника на опорных пятах производится накидной гайкой и стопорным пружинным кольцом. Как пальцы тяговой рамы, так и сфери-

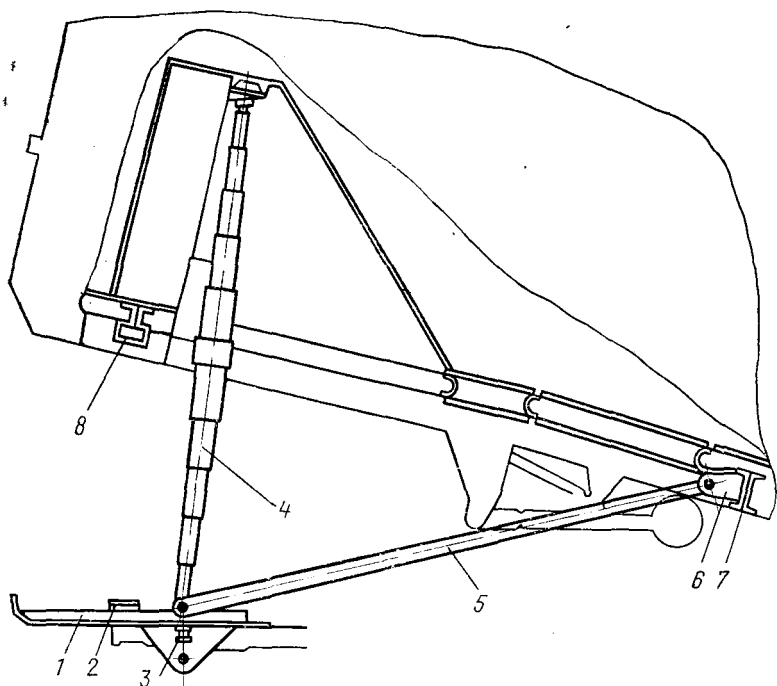
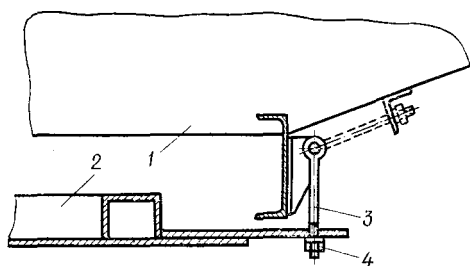


Рис. 32. Подъемное устройство

Рис. 33. Закрепление опорной платформы на кузове

ческие опорные пяты снабжены масленками. В транспортном положении упорная балка 8 кузова лежит на амортизаторах 2, гидropодъемник прикрыт силовым корпусом, а тяговая балка лежит между лонжеронами кузова.



Опорная плита не имеет жесткой связи с кузовом, поэтому при отцепке полуприцепа от автомобиля она может упасть на землю. В связи с этим перед отцепкой полуприцепа ее нужно застопорить специальным приспособлением (рис. 33), которое включает два поворотных болта 3, установленных в кронштейнах на лонжеронах кузова 1 и закрепленных в транспортном положении гайками 4 на кузове. Для стопорения опорной платформы 2 при отцепке полуприцепа от автомобиля тягача необходимо отвернуть гайки, ввести поворотные болты в прорезь пластины опорной платформы 2 и завернуть гайки 4. После того, как произошла обратная сцепка автомобиля с полупри-

цепом, опорная платформа должна быть освобождена от такого временного фиксирования и поворотные болты должны быть вынуты из прорезей платформы и снова закреплены на кузове щеповоза.

Основной частью подъемного устройства является телескопический гидроподъемник одностороннего действия, входящий в систему гидрооборудования полуприцепа. В эту систему кроме гидроподъемника входят два гидроцилиндра заднего борта (одностороннего действия) и разъемный клапан. Гидроподъемник состоит из двух последовательно соединенных теле-

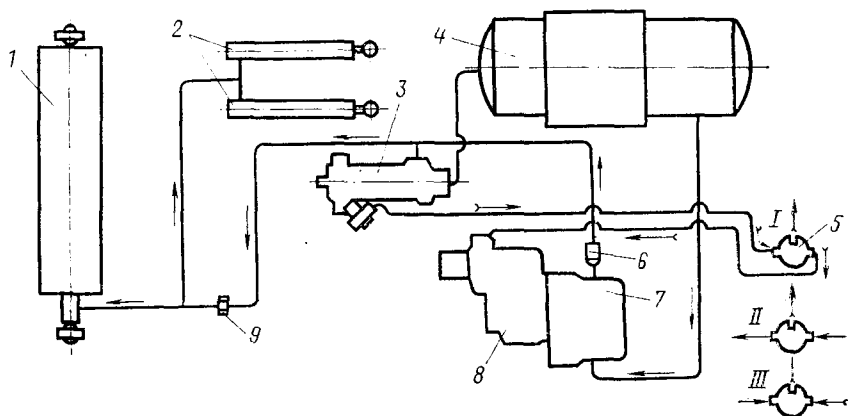


Рис. 34. Схема работы механизма подъема кузова автощеповоза ЛТ-7

скопических пятизвенных гидроцилиндров, соединенных муфтой. Подача масла производится через отверстие у нижней шаровой опоры и маслопроводную трубку. При подаче масла в гидроподъемник выдвижные звенья последовательно от большего диаметра к меньшему выдвигаются, поднимая кузов и подкатывая полуприцеп к тягачу.

Задний борт у ранее изготовлявшихся щеповозов также открывался гидроцилиндрами. Управление механизмом подъема и гидравлическая система у щеповозов ЛТ-7 и ЛТ-57 имеют различия.

Механизм подъема кузова ЛТ-7. Гидравлический механизм подъема у автощеповоза ЛТ-7 имеет пневматическое дистанционное управление. Он состоит (рис. 34) из установленных на автомобиле одноступенчатой коробки отбора мощности 8 с приводом от коробки перемены передач, масляного насоса (НШ-46) 7, обратного 6 и перепускного клапанов 3, пневмораспределительного крана 5 и масляного бака 4, а также из гидроподъемника 1, разъемного клапана 9 и двух цилиндров заднего борта 2, устанавливаемых на полуприцепе. Подъ-

емный механизм обеспечивает как подъем кузова, так и его опускание и остановку в любом промежуточном положении.

На схеме римскими цифрами показаны три команды пневмораспределительного клапана:

I — «Подъем платформы». В этом случае происходит подъем кузова и открывание заднего борта, при этом насос включен, а перепускной клапан закрыт.

II — «Опускание платформы». В этом случае происходит опускание кузова и закрытие заднего борта; насос выключен, перепускной клапан открыт.

III — «Стоп». В этом случае кузов фиксируется в поднятом на любой угол положении или же в опущенном положении для транспортировки; насос выключен, перепускной клапан закрыт.

Кроме указанных устройств в конструкции предусмотрен специальный тросик, присоединенный одним концом к перепускному клапану на шасси автомобиля, а другим — к крючку, помещенному на тяговой раме. При подъеме кузова на угол 48° свободный ход тросика выбирается, после чего тросик натягивается и открывает перепускной кран. Это соответствует моменту, когда самое нижнее (наименьшего диаметра) звено выходит на 300—350 мм. При открывании перепускного крана происходит автоматическое встряхивание кузова, способствующее разгрузке.

Механизм подъема кузова ЛТ-57. Гидравлический механизм подъема кузова у автощеповоза ЛТ-57 имеет рычажное механическое управление (рис. 35). Он состоит из одноступенчатой коробки отбора мощности с рычагом 4, крана управления 3, масляного насоса 6 и масляного бака 2, установленных на автомобиле, гидроподъемника 1 и гидроцилиндров заднего борта 9, установленных на полуприцепе, а также трубопроводов сливного 3, всасывающего 7 и высокого давления 8.

Для управления подъемом и опусканием кузова используется рычаг 4 коробки отбора мощности и крана управления, который установлен в кабине автомобиля справа от рычага переключения передач. Его можно установить в одно из трех положений: среднее (нейтральное), заднее (подъем кузова) и переднее (опускание кузова). Работа гидравлического механизма подъема и опускания кузова показана на схеме, приведенной на рис. 35. На этой схеме римскими цифрами обозначены следующие положения:

I — подъем кузова. Для обеспечения этой операции рычаг 4 отводится назад, включая коробку отбора мощности, следовательно, насос 6 работает и масло из бака 2 по трубопроводу 7 поступает в насос и через обратный клапан *H*, канал 3 и трубопровод высокого давления 8, нагнетается в гидроподъемник 1 и гидроцилиндры заднего борта 9.

II — остановка кузова при его перегрузке или достижении максимального угла подъема (рычаг 4 отведен назад). В том

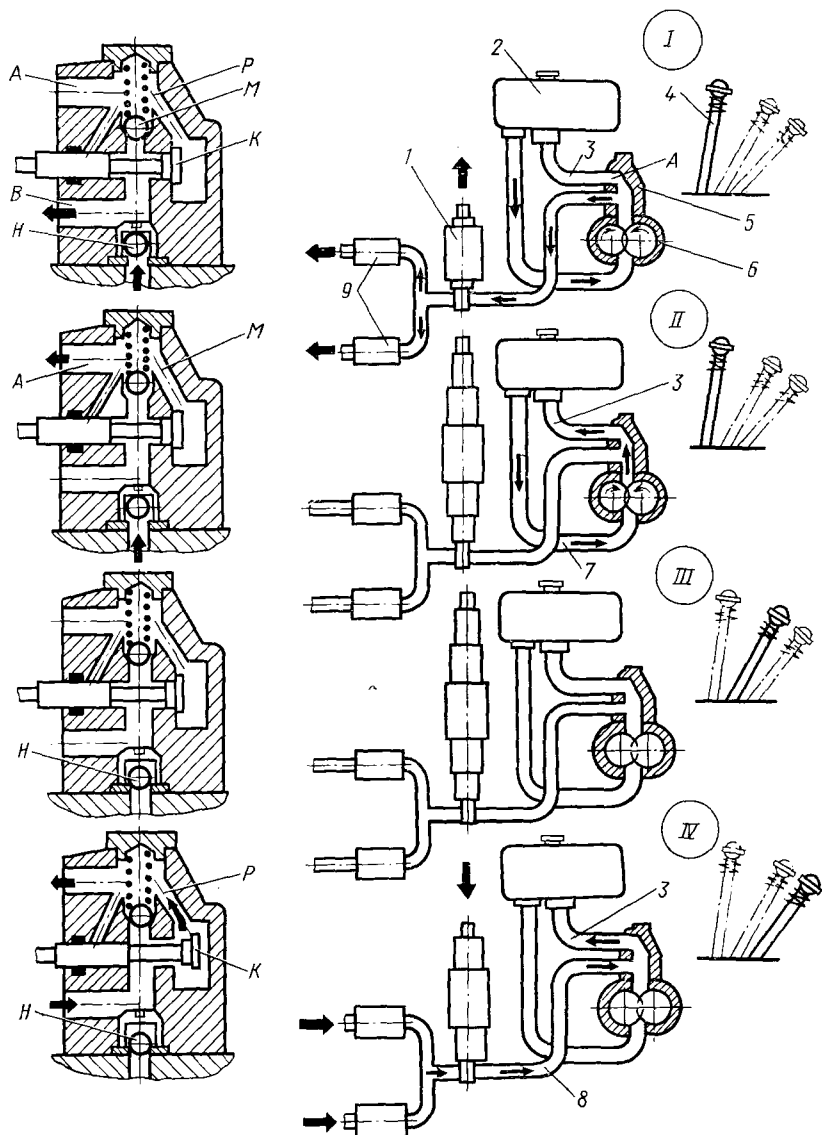


Рис. 35. Схема работы гидросистемы механизма подъема кузова автощеповоза ЛТ-57

и другом случае при работающем насосе давление в системе превысит предел 9—10 МПа, при котором срабатывает предохранительный клапан *М* в кране управления и масло через канал *А* и сливной трубопровод *З* поступает в масляный бак.

III — остановка кузова водителем переключением рычага в среднее нейтральное положение. В этом случае коробка отбора мощности отключается, насос перестает работать, обратный клапан *Н* закрыт, масло, находящееся в гидроподъемнике, оказывается запертым и кузов останавливается в любом промежуточном положении как при подъеме, так и при опускании.

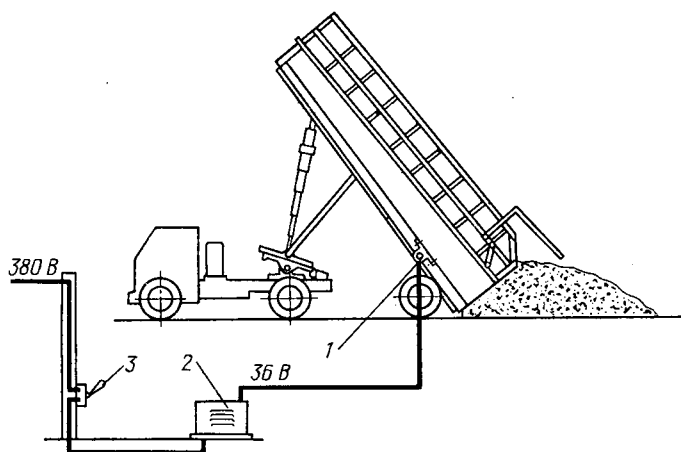
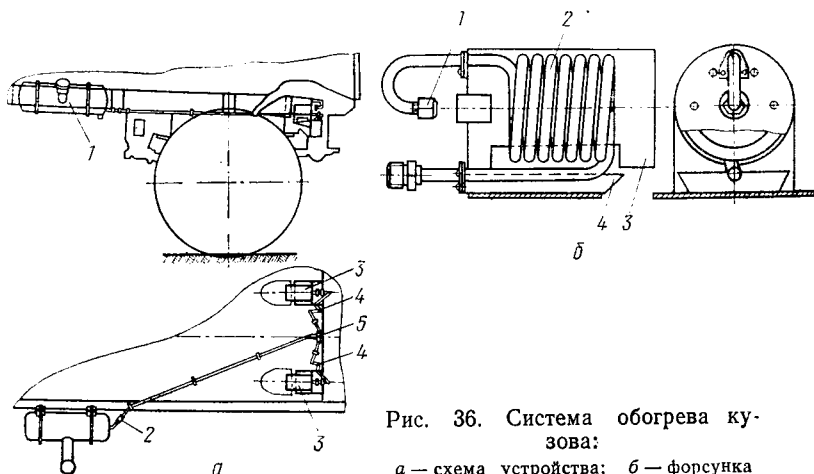
IV — опускание кузова. Для опускания кузова рычаг *4* переводится в крайнее переднее положение. В этом случае насос не работает, плунжер-золотник *К* открывается путем перемещения вперед (на схеме в правую сторону) и открывает путь маслу из канала высокого давления *В* через сливной канал *Р* в канал *А*. Таким образом, из гидроподъемника *1* и гидроцилиндров *9* под действием массы кузова и заднего борта масло выливается в масляный бак через трубопровод *8*, кран управления и трубопровод *З*.

После полного опускания кузова рычаг *4* коробки отбора мощности должен быть переведен в нейтральное положение.

Дополнительные устройства для облегчения выгрузки щепы. В ряде случаев выгрузка щепы крайне затрудняется и становится почти невозможной. Это относится к зимним условиям в основных лесозаготовительных районах, когда щепа смерзается и примерзает к стенкам и днищу кузова. Попытки уменьшить примерзание, смазывая какими-либо веществами внутренние поверхности кузова, значительного эффекта пока не дали. В связи с этим Кавказским филиалом ЦНИИМЭ были предложены еще два дополнительных устройства: система обогрева кузова и система вибрации, причем вторая система собственно не является принадлежностью щеповоза и вибратор только временно устанавливается на кузове щеповоза.

Система обогрева кузова смонтирована для облегчения разгрузки щепы в зимнее время на кузове щеповоза (рис. 36, *а*). Она включает топливный бак *1*, топливопровод *2*, с запорным краном тройник *5*, регуляторы потока игольчатого типа *4*, форсунки *3*, а также воздухопровод с запорным краном. Топливный бак рассчитан на 15 л дизельного топлива. Форсунки представляют собой (рис. 36, *б*) змеевики *2* с жиклером *1*, на конце они окружены кожухом *3*, а с нижней стороны имеют поддон *4*. Форсунки установлены на балке задних кронштейнов кузова. При разжигании форсунок их поддон наполовину заполняют дизельным топливом и зажигают его. Через 2—3 мин змеевик разогревается. После этого открывают топливный кран и кран воздухопровода, соединяющий баллон с сжатым воздухом (ресивер) с топливным баком. Под давлением сжатого воздуха из ресивера топливо поступает к нагретым форсункам

и, вырываясь под давлением через жиклеры форсунок, сгорает, находясь в газообразном состоянии. При этом образуется удлиненное факелообразное пламя, разогревающее воздух, находящийся между двойным дном и двойными боковыми стенками кузова. В результате нагрева внутренних обшивоч-



ных листов кузова примерзшая щепа оттаивает и становится доступной для выгрузки. Размер и интенсивность рабочего пламени форсунок могут быть изменены при помощи регуляторов потока игольчатого типа. Обогрев кузова должен производиться до въезда на разгрузочную площадку при остановке щеповоза

в специальном отведенном месте со строгим соблюдением правил пожарной безопасности. После достаточного прогрева кузова оба запорных крана закрываются для гашения пламени и затем производится разгрузка.

При значительных объемах перевозок щепы и низких температурах в течение длительного времени более целесообразно не пользоваться форсунками щеповоза, а подвести к разгрузочной площадке теплоноситель в виде пара или горячего воздуха, который и пропускается через полость обогрева воздуха.

Система вибрации кузова. Нормальное высыпание щепы происходит в теплое время года и при температурах выше -3° . При более низких температурах для ускорения разгрузки и равномерного высыпания щепы на транспортер значительный эффект дает система вибрации кузова (рис. 37). Она состоит из электровибратора 1, трансформатора 2, пульта управления 3 и соединительных электролиний напряжения 380 и 36 В. Электровибратор марки С-414 устанавливается в кронштейне, расположенном снизу в задней части кузова. Его рабочее напряжение 36 В. Вибратор и остальное оборудование являются принадлежностью разгрузочной площадки и устанавливаются на прибывшем щеповозе на время его разгрузки. Рабочее питание электровибратора обеспечивается от сети обычным напряжением 380/220 В через понижающий трансформатор ТС-2,5/0,5.

§ 6. ЛЕСОВОЗНЫЕ АВТОМОБИЛЬНЫЕ ПРИЦЕПЫ

Использование в народном хозяйстве автомобилей с прицепами все более расширяется. В настоящее время автомобили КамАЗ, как правило, эксплуатируются в составе автопоезда, состоящего из автомобиля и двухосного прицепа. В то же время в лесной промышленности специализированные лесовозные прицепы используются сравнительно редко, да и то они обычно состоят из двух роспусков. Более широко прицепы используются лесозаготовительными организациями для перевозки хозяйственных грузов. В номенклатуре прицепного состава прицепы условно обозначаются следующим образом: буква П обозначает наименование группы подвижного состава, цифра перед буквой указывает число осей, а цифры, стоящие после буквы, — грузоподъемность прицепа в тоннах. Тракторные прицепы обозначаются по той же системе, но название группы подвижного состава обозначается буквами ТП.

На лесовозных автомобильных дорогах применяются как специальные прицепы для перевозки древесины, так и автомобильные прицепы общего назначения, которые используются для перевозки щепы и дробленки, хозяйственных грузов, ГСМ, механизмов и машин. Кроме того, автомобильные прицепы применяются для размещения котлопунктов и передвижных столовых и ремонтных мастерских, сварочных агрегатов и пр.

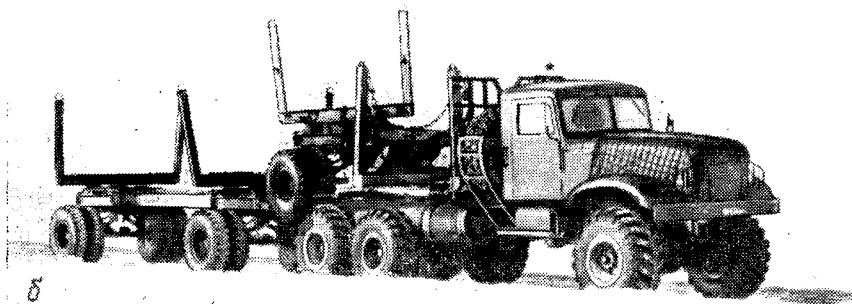
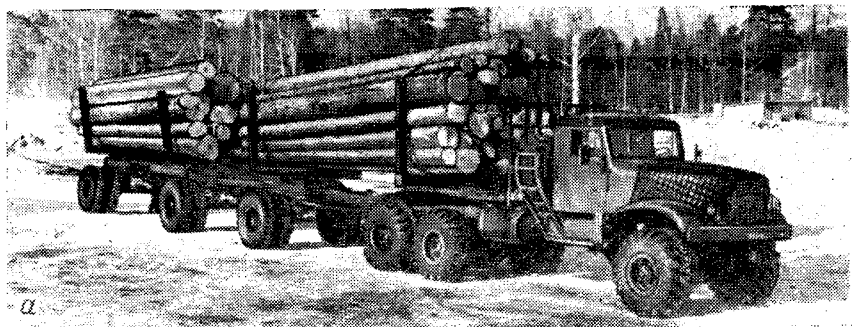


Рис. 38. Двухкомплектный лесовозный автопоезд на базе КрАЗ-255 конструкции СибНИИЛП с роспуском 1-Р-8Т и прицепом, скомплектованным из двух таких же роспусков:

а — с грузом; б — без груза с одним из роспусков, перевозимом на тягаче.

Лесовозными называются прицепы, предназначенные специально для перевозки деревьев и хлыстов. Они обычно комплектуются из двух лесовозных роспусков. От прицепов общего пользования они отличаются тем, что не только кузова, но и рамы, объединяющей все грузонесущие оси, в этом случае нет, что снижает размер их собственной массы.

В зависимости от длины перевозимых лесных грузов два роспуска между собой соединяются либо прямой, либо крестообразной сцепкой. При прямой сцепке тяговые усилия от первого роспуска ко второму передаются через дышло. Во втором случае тяговое и направляющие усилия передаются через тросовые стяжки, а дышло имеет с роспуском шарнирную связь, которая обеспечивается поворотом дышла вокруг шкворня, для чего в рамах роспуска устраиваются специальные окна.

Прицеп для перевозки бревен или полухлыстов имеет два коника, расположенных на отдельных тележках, представляющих обычные роспуски (рис. 38). Такого типа лесовозные прицепы применялись, например, при эксплуатации колесных трак-

торов К-700 в леспромхозах Сибири и при вывозке сортиментов автомобилями на большие расстояния по дорогам общего пользования (Канский леспромхоз). Большой частью в лесозаготовительных предприятиях все же используются автомобильные прицепы общетранспортного назначения, тем более, что шасси таких прицепов удобно для размещения на нем не только платформы, но и цистерны, кузова вагончика и т. п. В качестве примера рассмотрим конструкцию двухосного прицепа с бортовой платформой МАЗ-8926 (выпускается

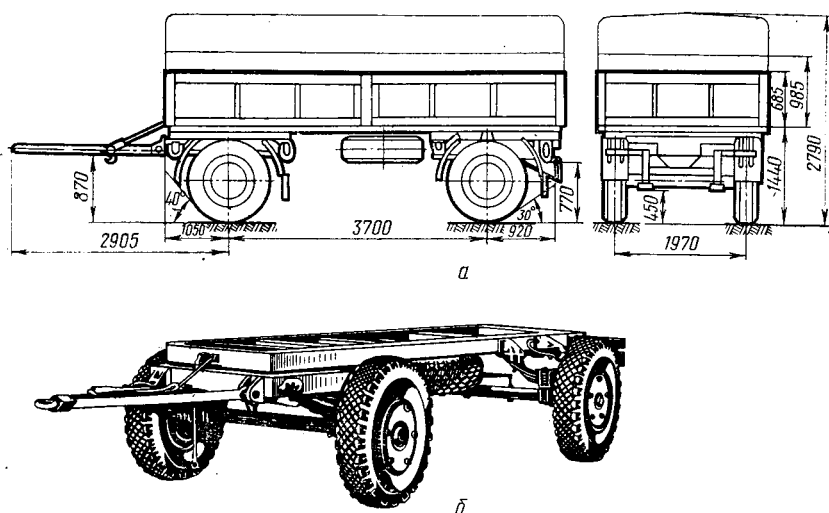


Рис. 39. Автомобильные прицепы:

а — прицеп МАЗ-8926 с бортовой платформой; б — прицеп-шасси МАЗ-8925

с 1974 г.) и двухосного прицепа-шасси МАЗ-8925 (выпускается с 1975 г.). Оба прицепа имеют примерно одинаковую техническую характеристику.

Прицеп МАЗ-8926 (рис. 39, а) имеет бортовую платформу с полезной нагрузкой для дорог с усовершенствованными покрытиями 8000 кг и для остальных дорог 6000 кг. Рама прицепа — сварная, лонжероны штампованные швеллерного типа (с буксирным прибором типа МАЗ-500А). Впереди у прицепа поворотная тележка со сварной рамой из штампованных профилей. С рамой тележки шарнирно соединено сварное трубчатое дышло со съемной петлей. В горизонтальной плоскости дышло поддерживается специальным приспособлением винтового типа. Поворотное устройство бесшкворневого типа в виде шарикового поворотного круга. Угол поворота тележки $\pm 41^\circ$. Прицеп имеет две оси, на каждой из которых размещены по два колеса, обод 216В-508 (8,5В-20). Запасное колесо имеет

приспособление для подъема и опускания. Балки осей колес — трубчатого сечения, подвески передней и задней осей — зависимые на продольных полуэллиптических рессорах. Колеса бездисковые с бортовыми замочными кольцами. Шины — пневматические 320—508 с давлением воздуха в них при нагрузке 8000 кг 0,56 МПа и при нагрузке 6000 кг 0,48 МПа. Тормоза — пневматические на все колеса барабанного типа. Стояночный тормоз — механический, действует на все тормозные колодки колес задней оси.

Платформа прицепа имеет деревянный пол с двумя продольными металлическими полосами; борта платформы — металлические, причем в них имеются места для установки в транспортном положении дуг и связей. Площадь платформы 13 м², объем с основными бортами 8,8 м³, с надставными бортами 12,7, с дугами и тентом 17,3 м³.

Характеристика платформы прицепа МАЗ-8926

Масса, кг:	
в снаряженном состоянии	3 810
с надставными бортами, дугами и тентом	4 000
полная с нагрузкой, кг:	
8000	12 000
6000	10 000
Длина, мм	5 500
Ширина, мм	2 500
Наименьший дорожный просвет, мм	450
Наибольшая скорость автопоезда, км/ч	85

Прицеп МАЗ-8925 (рис. 39, б) представляет собой шасси без кузова и предназначен под монтаж спецоборудования и спецкузовов. По конструкции он аналогичен предыдущему прицепу. Этот прицеп удобен для лесозаготовительных предприятий, так как позволяет на нем монтировать необходимое оборудование в виде самосвального кузова, цистерны, вагончика и пр.

Характеристика прицепа МАЗ-8925

Полезная нагрузка, кг	7 000
Масса, кг:	
в снаряженном состоянии	3 000
полная	10 000
Распределение полной массы через ось, кг:	
переднюю	5 000
заднюю	5 000
Наименьший дорожный просвет, мм	430
Наибольшая скорость, км/ч	85

§ 7. ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЕ АВТОМОБИЛЬНОГО ПРИЦЕПНОГО СОСТАВА

Электрооборудование обеспечивает световую сигнализацию и освещение транспортной единицы. Ниже излагаются общие сведения об электрооборудовании любых видов автомобильного прицепного состава.

Питание электроэнергией розпусков, полуприцепов и прицепов осуществляется от автомобилей-тягачей. Система электрооборудования прицепного состава — однопроводная, в качестве второго провода используется металлический кузов прицепного состава. Номинальное напряжение принимается таким же, как у автомобилей-тягачей, т. е. 12 или 24 В в зависимости от марки автомобиля. Прицепной состав оборудуется внешними световыми приборами в соответствии с ГОСТ 8769 — 75 (Внешние световые приборы автомобилей, тракторов, прицепов и других транспортных средств. Расположение, цвет, видимость).

Каждая единица прицепного состава должна иметь сзади два указателя поворота красного цвета и два стоп-сигнала, указывающих на торможение. Красный цвет стоп-сигнала должен быть отчетливо виден ночью не менее чем на 100 м. Применение в фонарях сигнала торможения рассеивателей иного, кроме красного, цвета, не допускается, чтобы предотвратить дезориентацию водителей. Фонарь для освещения номерного знака должен обеспечивать его ясную видимость на расстоянии не менее 20 м. Каждый прицеп или полуприцеп должен быть оборудован отражателями света (световозвращателями по ГОСТ 20961 — 75). Их ставят по два спереди и сзади, а при длине прицепной единицы более 8 м дополнительно на каждой стороне; при длине от 6 до 8 м устанавливаются по два светоотражателя I категории с каждой стороны, при длине от 8 до 10 м по три и при длине свыше 10 м по четыре световозвращателя с каждой стороны. Цвет передних световозвращателей должен быть белым, боковых — оранжевый, а задних треугольных — красным. При освещении фарами дальнего света задние отражатели должны быть видны на расстоянии 150 м. Указатели поворота УП5 состоят из корпуса, рассеивателя и ободка. Внутри него расположен одноконтakтный патрон для лампочки. У ряда тягачей в цепь сигнализации поворота включается прерыватель, благодаря чему свет указателя поворотов мигающий и хорошо выделяется среди других источников света.

Провода для удобства монтажа объединяют в пучки, причем каждый отдельный провод должен иметь различный цвет оплетки. Провода соединяются на четырех клеммовых панелях ПС2-А2, закрытых крышками. Присоединение электрооборудования прицепного состава к автомобилю производится при помощи семиклеммного штепсельного разъема ПС-300, который состоит из розетки ПС-300Р и штепсельной вилки ПС-300В. В розетке имеются четыре гнезда и три штыря, а в вилке — наоборот.

Для соединения приборов электрооборудования прицепного состава между собой применяются провода марки ПГВА (автомобильные провода низкого напряжения с резиновой изоляцией, без оплетки) и АОЛ (провод низкого напряжения с резиновой изоляцией в оплетке из хлопчатобумажной пряжи, лаки-

рованный) сечением 1,5 мм². В связи с низким напряжением во избежание больших потерь запрещается применять скрутки проводов или укрепление наконечников без пайки. Пайка производится оловянистым припоем ПОС-30 или ПОС-40 с применением в качестве флюса канифоли. Применение травленой соляной кислоты запрещается, так как хлористый цинк разрушает изоляцию и способствует быстрому окислению жил.

§ 8. ТОРМОЗНЫЕ УСТРОЙСТВА НА АВТОМОБИЛЬНОМ ПРИЦЕПНОМ ПОДВИЖНОМ СОСТАВЕ

Наличие тормозных устройств является одним из главных факторов безопасности движения. В первый период развития автомобильной вывозки леса, когда масса груза, перевозимого автопоездом, была сравнительно небольшой, лесовозные роспуски не имели тормозных устройств. По мере увеличения мощности двигателей лесовозных автомобилей, массы перевозимого груза и скорости движения возрастала и необходимость в эффективных тормозных средствах, обеспечивающих безопасность движения автопоездов. Особенно велика роль тормозов в горных условиях, где имеет место ограниченная видимость и незначительная ширина земляного полотна дорог. В таких условиях тормозные устройства автотягача являются недостаточными и не обеспечивают остановки автопоезда в пределах расчетного тормозного пути. Тормозная система прицепного подвижного состава должна обеспечивать надежность и автоматичность работы тормозов вне зависимости от взаимного расположения звеньев автопоезда. В случае отрыва какого-либо прицепа от тягового автомобиля должно быть обеспечено его автоматическое затормаживание и остановка.

В настоящее время наиболее широкое распространение на автопоездах получил пневматический привод тормозных систем. Преимущества этого привода состоят в возможности экстренного автоматического торможения транспортных единиц в случае их отрыва от тягового автомобиля, а также возможность торможения прицепов без приведения в действие тормозов автомобиля. Пневматический привод тормозной системы устраивается по двум схемам (однопроводной и двухпроводной). В первой схеме тормозная система автомобиля и прицепного состава соединяются между собой одним трубопроводом, который служит и для передачи сжатого воздуха от компрессора автомобиля в тормозную систему прицепа и для управления процессом торможения. Во второй схеме автомобиль с прицепным составом соединяется двумя трубопроводами: один из них служит для подачи сжатого воздуха в тормозную систему прицепных единиц, а другой — для управления процессом торможения. Однопроводная система пневматического привода тормозов автопоезда является более простой и удобной и по-

этому рекомендована для применения на автопоездах средней и большой грузоподъемности.

Кроме указанных видов привода иногда применяется пневмогидравлический привод. В этом случае привод колесных тормозов — гидравлический, а управление гидравликой осуществляется сжатым воздухом посредством пневмопривода. Применяемый на автомобилях гидравлический привод неудобен на автопоездах в виду трудности обеспечения требуемой герметичности в гибких соединениях между тягачом и прицепом.

Однопроводной пневматический привод тормозов. Однопроводной пневматический привод тормозов используется в лесовозных роспусках ТМЗ-802 и ТМЗ-803, а также на полуприцепах Минского и Мытищинского машиностроительных заводов.

На рис. 40 показана схема однопроводного пневматического привода тормозов тягового автомобиля и прицепа. Сжатый воздух в систему поступает от компрессора 1, установленного на автомобиле или седельном тягаче. Сжатый воздух из компрессора по трубопроводу, пройдя через регулятор давления 2, поступает в предварительный резервуар 3, а после его наполнения — в главный резервуар 4. После наполнения резервуаров до установленного давления (обычно свыше 0,5 МПа) регулятор давления 2 прекращает подачу воздуха от компрессора в резервуар. Из резервуаров сжатый воздух поступает в кран управления 10 тормозами тягового автомобиля и прицепов. Кран управления тормозами разделен на три отдельные камеры А, Б и В. Камера В соединена с резервуарами и всегда находится под давлением сжатого воздуха; камера А сообщается с тормозными цилиндрами или тормозными камерами 9 автомобиля (на схеме показана одна камера), а камера Б сообщается с магистралью прицепа по трубопроводу 6, имеющему соединительную головку 5. Когда педаль 11 (рис. 40, а) тормоза не нажата, тормозные камеры или цилиндры 9 автомобиля через камеру А соединены с атмосферой и колеса автомобиля не затормаживаются. В это время магистраль прицепа (или нескольких прицепов) через камеру Б соединяется с резервуарами автомобиля и компрессором, и воздушные баллоны 7 (один или два), размещаемые на прицепе, через воздушораспределительный клапан 8 наполняются воздухом. В этот период тормозные камеры 12 прицепа также через воздушораспределитель 8 соединены с атмосферой, и колеса прицепа также не замораживаются.

При нажатии водителем на педаль 11 соединение тормозных камер автомобиля с атмосферным воздухом перекрывается, и сжатый воздух из резервуаров через камеру А крана управления 10 поступает к тормозным камерам автомобиля и осуществляет торможение. Одновременно с этим в кране управления производится соединение камеры Б с атмосферным воздухом, и сжатый воздух из магистрали прицепа через камеру Б

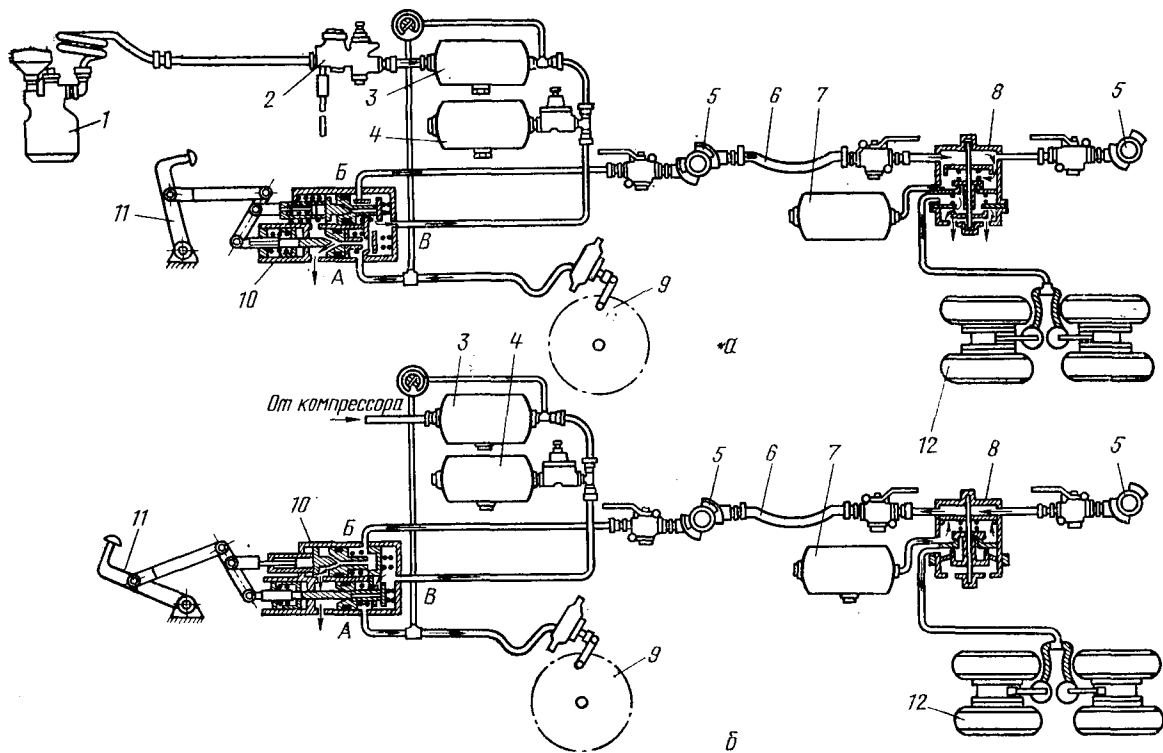


Рис. 40. Схема однопроводного пневматического привода тормозов автомобиля и прицепа:
 а — незаторможенное состояние; б — заторможенное состояние

выпускается в атмосферу. В связи со снижением давления в магистрали прицепа расположенный на прицепе воздухораспределительный клапан срабатывает, перекрывает соединение тормозных камер с атмосферой и сжатый воздух из воздушных резервуаров прицепа поступает в тормозные камеры 12 колес прицепа, затормаживая прицеп. Для прекращения действия тормозов прицепа необходимо снова увеличить давление в магистрали прицепа, для чего необходимо снять нажатие с педали 11 тормоза в кабине водителя тяговой машины.

Воздухораспределитель. Воздухораспределитель устанавливается на прицепе и при однопроводной системе предназначен для непосредственного привода тормозов прицепного состава. Воздухораспределитель старой конструкции (описанной в первом издании) не полностью удовлетворял требованиям ГОСТ 4364—67, но на некоторых полуприцепах он еще применяется. В настоящее время требуется, чтобы начало подъема давления в приводе к колесным тормозам прицепного состава соответствовало снижению давления воздуха в магистрали, соединяющей автомобиль и прицепной состав, на величину не менее 0,06 МПа и не более 0,08 МПа, а время от начала торможения до момента, когда давление в самой удаленной тормозной камере достигает 90% давления при полном торможении, должно составлять не более 0,6 с.

Новый воздухораспределитель (рис. 41) в 1,5 раза сокращает время срабатывания колесных тормозов прицепного состава, увеличивая синхронность их действия с тормозами автомобиля и повышая тем самым безопасность движения и устойчивость автопоезда при торможении. Этот результат достигается главным образом за счет увеличения размеров проходных сечений воздухораспределителя.

Корпус воздухораспределителя 2 закрыт с двух сторон крышками 1 и 6. Внутреннее пространство разделено перегородкой с отверстиями, в одно из которых вставлено седло обратного клапана 9, а через другое проходит шток 5. По обе стороны перегородки имеются поршни 8 и 12, которые жестко связаны со штоком и вместе с ним образуют следящую систему. Соединение поршня 12 и штока 5 происходит при помощи фланца штока и стопорного кольца 10. Во фланце штока устроен также разгрузочный клапан 11.

Уплотнение между поршнями и корпусом достигается применением резиновых манжет 3 и 7, а уплотнение между штоком и корпусом с помощью резинового кольца 4.

При работе воздухораспределителя в однопроводной системе сжатый воздух, поступающий от автомобиля через магистраль, подводится к полости А, а затем через клапан 9 в полость Б и через выходное отверстие к воздушным баллонам прицепа. Таким образом происходит их зарядка сжатым воздухом. В этот период давление в полости Б на 0,01—0,06

МПа меньше, чем в полости *А*, в связи с чем поршень 8 и следящая система находятся в крайнем верхнем положении. В этом состоянии полости *Б* и *В* разъединены, так как разгрузочный клапан 11 давлением воздуха и усилием пружины прижимается к седлу поршня 12. Полость *В*, соединенная с тормозными камерами колес, при этом положении через отверстие в нижней крышке 1 и фильтр соединяется с атмосферой. Описанное положение частей воздухораспределителя соответствует отсутствию торможения и наполнению сжатым воздухом воздушных баллонов прицепного состава.

При необходимости в торможении водитель нажимает на тормозную педаль, в результате чего давление в магистрали и полости *А* воздухораспределителя падает. В связи с этим обратный клапан 9 под действием разности давлений в полостях *А* и *Б* и пружины закрывается и разобщает между собой эти две полости. Следящая система под действием избыточного давления в полости *Б* смещается вниз. При этом разгрузочный клапан 11 опускается на седло нижней крышки, разобщая полость *В* с атмосферой (т. е. с полостью *Д*). По мере дальнейшего снижения давления в полости *А* седло поршня отходит от клапана 11 и образуется зазор, через который сжатый воздух из полости *Б*, соединенной с воздушным резервуаром прицепа, поступает в полость *В* и к тормозным камерам колес (рис. 40)

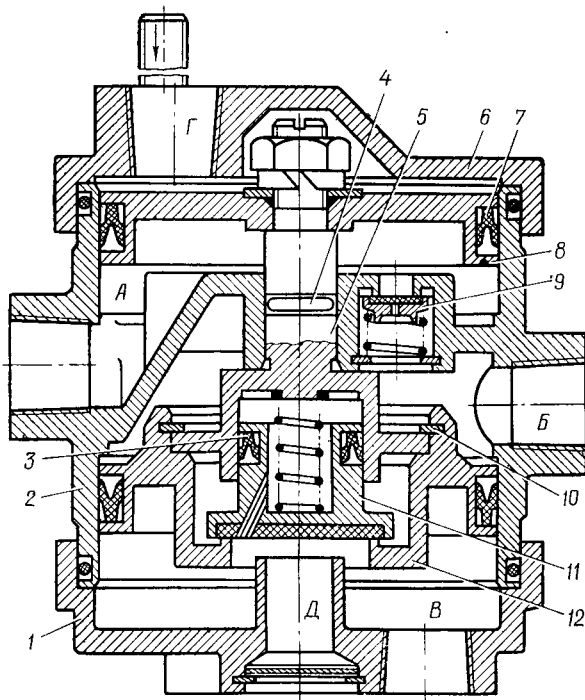


Рис. 41. Воздухораспределитель

прицепного состава. С увеличением давления в полости *В* возрастает и усилие, противодействующее перемещению следящей системы вниз. При возрастании давления в этой полости следящая система начинает смещаться вверх, и клапан *11* садится на седло в поршне *12*, не отрываясь в то же время от седла в крышке *1*. Таким следящим действием воздухораспределителя создается строго определенное соотношение между давлениями в полостях *А* и *В*. (Полость *Г* используется только при двухпроводной системе.) При снятии водителем ноги с педали тормоза в соединительную магистраль поступает сжатый воздух, давление в полости *А* возрастает, перемещая следящую систему вверх. При этом открывается клапан *11*, соединяя полость *В* (и тем самым тормозные камеры колес) с атмосферой через полость *Д*, прекращая торможение. В тормозных камерах (см. рис. 40) диафрагма со штоком под давлением пружины возвращается в исходное положение, освобождая колодки колесных тормозов от соприкосновения с тормозными барабанами.

Воздухопроводы тормозной системы устраиваются из стальных трубок, концы которых присоединяются к штуцерам при помощи конусных муфт, затягиваемых колпачковыми гайками. Трубки прокладываются по лонжеронам рам. Воздухопроводы, идущие от лонжеронов рам и тележек к тормозным камерам, устраиваются из резиновых шлангов со специальными армированными наконечниками. Воздушные резервуары крепятся к рамам хомутами и подкладками. В их нижней части имеются краны, через которые ежедневно необходимо спускать конденсат, выдуваемый сжатым воздухом, иначе на внутренней поверхности резервуаров может появиться ржавчина. Герметичность резервуаров проверяется гидравлическим испытанием на давление 1,4 МПа.

Пневмогидравлическая система тормозов. При пневматическом приводе время срабатывания тормозов больше, чем при гидравлическом, что особенно отрицательно сказывается на поездах большой длины. В связи с этим на таких автопоездах все чаще применяется пневмогидравлическая система привода тормозов. Пневмогидравлическая система на прицепах состоит из воздухопроводов, крана ручного управления воздушного резервуара (для сжатого воздуха), бачка с тормозной жидкостью и пневмогидропереходника. В этом случае привод на колесах — гидравлический, а управление гидравликой осуществляется сжатым воздухом.

Пневмогидропереходник (рис. 42) представляет собой соединенные вместе камеру пневматического усилителя *4* с обычным главным тормозным цилиндром *3* гидравлических тормозов. Пневмогидропереходник, устанавливаемый на прицепном составе, имеет подвод воздуха как в полость *2* справа от пневматического поршня, так и в полость *1* слева от поршня.

В отторможенном состоянии сжатый воздух заполняет тормозную магистраль, соединяющую автомобиль с прицепом, и полость 2 пневмогидроусилителя. С повышением давления воздух, отгибая края резиновой манжеты поршня, проникает в полость 1 и затем по воздухопроводу в баллон прицепа. При торможении давление в магистрали, а следовательно, и в полости 2 пневмогидропереходника падает, и поршень вместе со штоком перемещается вправо под давлением сжатого воздуха, поступающего из баллона в полость 1. При этом шток давит на пор-

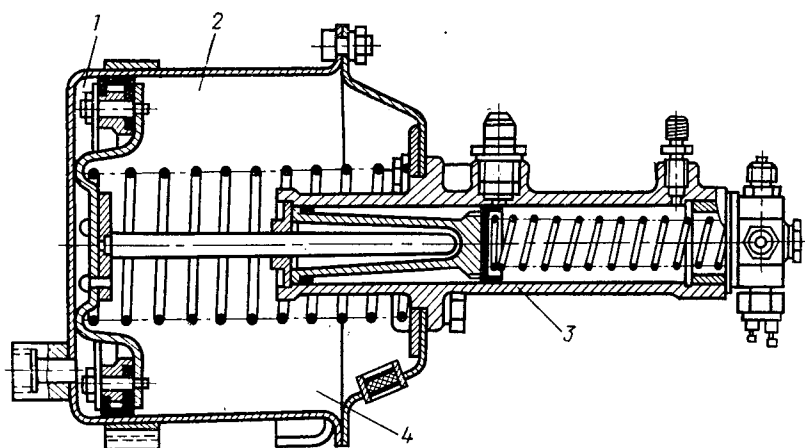


Рис. 42. Пневмогидропереходник

шень гидравлического цилиндра, осуществляя торможение прицепного состава. Для ручного торможения имеется специальная рукоятка, связанная с резьбовой втулкой и штоком, упирающимся в поршень. Гидропневматический привод обеспечивает и несколько большую синхронность действия тормозов автомобиля и прицепного состава, чем чисто пневматический привод.

Оба рассмотренных привода, решая главные задачи, все же не обеспечивают полной одновременности торможения, особенно при длинных автопоездах. В этом отношении наилучшие показатели имеет электрический привод, который в настоящее время разрабатывается.

В связи с все увеличивающейся массой груза автопоездов требования к способам торможения увеличиваются. Поэтому используются различные конструкции замедлителей, которые особенно необходимы для автопоездов, работающих на дорогах с переменным продольным профилем. С помощью замедлителей поглощается часть кинетической энергии автопоезда, которая

при их отсутствии полностью должна поглощаться тормозами. На лесовозных автотягачах марок МАЗ-509 и КраЗ-255Л применяются компрессионные замедлители, основанные на перекрытии выпускного трубопровода двигателей заслонкой при одновременном прекращении подачи горючего. Тормозящее действие двигателя, работающего в таких условиях, как компрессор, пропорционально создаваемому давлению в выпускном трубопроводе. Применение на лесовозных автопоездах компрессионных замедлителей обеспечивает более плавное снижение скорости движения, предотвращает разгон автопоездов при больших и затяжных спусках и снижает нагрев и износ основных тормозов автомобиля и прицепного состава.

§ 9. ТЯГОВО-СЦЕПНЫЕ ПРИБОРЫ

Тягово-сцепные приборы обеспечивают соединение прицепного подвижного состава с тяговыми автомобилями и между собой. Существуют два основных типа соединения: крюк-петля и шкворень-петля. Соединения первого типа состоят из буксирного крюка, установленного на автомобиле-тягаче и связанного с прицепной единицей жесткого дышла с петлей. Кованый крюк буксирного прибора имеет запор для закрывания зева крюка после надевания петли дышла. При этом под воздействием тягового усилия перемещающийся во втулке крюк сжимает упругий элемент.

Соединение типа крюк-петля применяется в СССР, США, Англии, Франции и других странах. В ряде Центрально-Европейских стран применяется соединение типа шкворень-петля.

Сцепная петля представляет собой кольцо с отростком в виде цилиндрического стержня или бобышки.

Сцепные устройства прежде всего должны удовлетворять таким общетехническим требованиям, как простота конструкции, небольшая масса и удобство эксплуатации и ремонта. Они безусловно должны обеспечивать надежность действия, которая зависит от прочности основных узлов, конструктивного совершенства замочных и предохранительных элементов и систематичности технических осмотров. Специфическим является требование к сцепным устройствам обеспечивать высокую гибкость, которая оценивается числом степеней свободы и размерами углов независимого относительного поворота (углов гибкости). Эти углы нормированы (в градусах) для прицепных поездов ГОСТ 2349—75 и для седельных ГОСТ 9917—61. Размеры тягово-сцепных устройств в настоящее время стандартизированы. Стандарты устанавливают основные технические требования к тягово-сцепным устройствам, а также число типоразмеров и порядок установки и крепления устройств. По ГОСТ 2349—75 предусмотрены пять типоразмеров тяговых крюков: Т-1, Т-2, Т-3, Т-4, Т-5 (табл. 3.3).

Для всех типоразмеров тяговых крюков установлен одинаковый диаметр зева, равный $48 \pm 1,2$ мм и, следовательно, один типоразмер петли дышла. Диаметр прутка, из которого отковывается сцепная петля, 42 мм (кроме Т-5) и внутренний диаметр сцепного отверстия $90 \pm 0,7$ мм. Установление одного размера зева и петли обеспечивает возможность взаимосцепления и взаимозаменяемости автомобилей и прицепов.

Стандарт предусматривает свободное вращение тяговых крюков вокруг своей продольной оси, которая должна совпа-

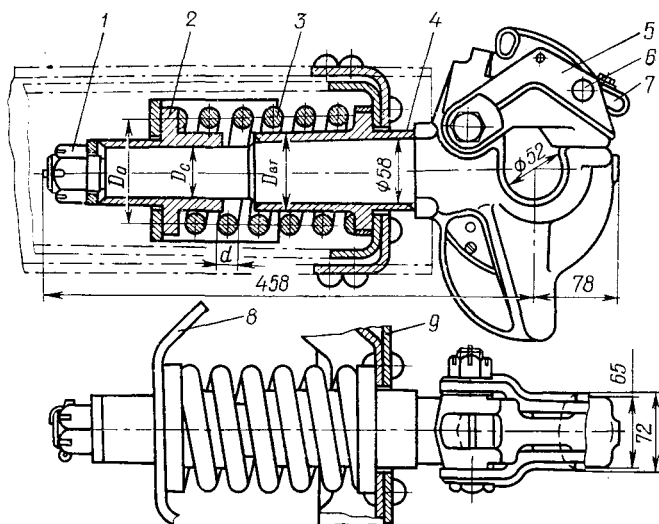


Рис. 43. Конструкция тягового крюка автомобиля (МАЗ-200)

дать с продольной осью симметрии автомобиля. В то же время вращение сцепных петель исключается.

Тяговые крюки. Типичная конструкция представлена на рис. 43. Тяговый крюк обычно монтируется на задней поперечине 9

3.3. Типоразмеры тяговых крюков

Типоразмер	Полная масса прицепа, кг		Вертикальное статическое давление, Н, от сцепной петли не более
	эксплуатируемого по дорогам общей сети	эксплуатируемого по грунтовым дорогам	
Т-1	3 000	1 500	980
Т-2	8 000	4 500	2450
Т-3	17 000	9 500	2450
Т-4	30 000	15 000	2450
Т-5	Свыше 30 000	Свыше 15 000	2450

рамы тягача и дополнительной поперечине 8. Рогообразная часть отковывается за одно целое с его стержнем. Сцепная петля дышла прицепного состава при сцепке вставляется в зев крюка, который запирается откидной защелкой 5. Замок 7, поворачивающийся вокруг оси 6 и нагруженный пружиной, предотвращает самопроизвольное откидывание защелки 5. Две втулки 4 и 2 направляют осевое движение тягового стержня. Между ними вставлена с предварительным поджатием амортизационная пружина 3. Тяговые усилия крюка передаются на гайку 1. Осевой ход тягового крюка ограничен зазором между торцовыми поверхностями направляющих втулок. При применении спиральных пружин зазор составляет обычно 30 — 40 мм. Поперечное сечение рогообразной части имеет вид таврового с диаметром описанной окружности 74 мм. Обычно тяговые крюки и сцепные петли изготавливаются из сталей 40, 45 и др., причем их рабочая поверхность подвергается термообработке.

В целом сцепка в виде крюк-петля проста, надежна и имеет небольшую массу. Однако выполнение операций по сцепке и расцепке неудобно и даже опасно. Кроме того, эта конструкция не предотвращает возрастания зазоров в связи с постепенным износом сопрягаемых деталей.

В отличие от прицепов и роспусков полуприцепы соединяются с тягачами специальным шарнирным седельно-сцепным устройством, которое допускает отклонение тягача относительно полуприцепа как в вертикальной, так и в горизонтальной плоскостях. Седло, на которое опирается передняя часть полуприцепа, устанавливается на раму автомобиля обычно с небольшим смещением вперед от задней оси автомобиля (или балансира), что позволяет лучше распределить нагрузку на автомашину между ее осями. За седлом (в сторону прицепа) размещаются салазки, обеспечивающие соединение седельного устройства с полуприцепом. На верхней плите седельного устройства имеется автоматический замок, состоящий из двух захватов, которые автоматически запирают шкворень полуприцепа. Для сцепки тягач подается к полуприцепу задним ходом. При этом шкворень полуприцепа проходит между склизам салазок, входит в развилку плиты, раздвигает захваты, которые затем запираются. Так автоматически осуществляется сцепка полуприцепа с тягачом. После сцепки опоры полуприцепа поднимают и закрепляют в транспортном положении. Сцепной шкворень, соединяющий полуприцеп с тягачом, устанавливается на опорной плите в передней части рамы полуприцепа. Этот шкворень должен иметь строго определенные размеры, нормированные ГОСТ 12017 — 74.

При полной массе полуприцепа до 40 000 кг сцепной шкворень должен выдерживать статическое тяговое усилие не менее 280 кН, а при полной массе свыше 40 000 кг — не менее 560 кН.

Перед расцепкой тягача с полуприцепом необходимо предварительно опустить передние поддерживающие опоры полуприцепа и разъединить воздухопровод тормозной системы и электропроводку. После этого отодвигается защелка опорно-сцепного прибора и рукояткой замок отводится в переднее положение. При этом захваты шкворня освобождаются, и при отезде тягача шкворень полуприцепа выходит наружу, раздвигая в сторону захваты. Основным недостатком опорно-сцепного устройства с фиксацией сцепки шкворнем является появление зазоров в его элементах и прежде всего в шарнирах из-за износа сопряженных деталей. Кроме того, надежность сцепки недостаточна, так как при износе шкворня или захватов и их поломке дополнительных дублирующих связей между тягачом и полуприцепом не имеется.

§ 10. ПРИЦЕПНОЙ СОСТАВ С АКТИВНЫМИ ОСЯМИ

До настоящего времени еще не созданы конструкции лесовозного прицепного состава с активными осями, так как удельная мощность существующих двигателей лесовозных автомобилей-тягачей еще недостаточна. Длительное время она составляла всего 4—5 кВт на тонну перевозимого груза и только в последние годы поднялась до 6—6,5 кВт/т. Конструкции прицепного состава с активными осями целесообразно создавать в тех случаях, когда у автомобиля-тягача имеется излишняя, не реализуемая по условиям сцепления ведущих колес мощность, т. е. при возрастании удельной мощности лесовозных автопоездов до 7,5—9 кВт/т. У лесовозного поезда, состоящего из автомобиля и роспуска, применение активных осей в связи с большим и переменным расстоянием до роспуска нецелесообразно. Применение активных осей возможно только у автопоездов, состоящих из седельного автомобиля, полуприцепа и роспуска, передача мощности у них осуществляется именно на оси полуприцепа, которые также становятся ведущими.

Выполненные исследования условий применения полуприцепов с активными осями [11] приводят к следующим выводам:

для предотвращения буксования и проскальзывания колес прицепа и снижения энергетических потерь из-за повышенного сопротивления движению конструкция должна допускать кинематическое рассогласование между колесами тягача и прицепа не более 3—4 %;

конструкция привода должна рассчитываться на преодоление участков бездорожья с общим коэффициентом дорожного сопротивления до $\phi = 0,3$.

Для лесовозных автопоездов целесообразно применять привод периодического действия, который используется только для преодоления труднопроезжаемых участков. В этом случае привод рассчитывается для работы в узком диапазоне скоростей

при низких передачах. Такое условие значительно упрощает конструкцию привода.

Наиболее простым и целесообразным способом активизации осей полуприцепов (или прицепов) является отбор мощности от двигателя тягача. Отбор мощности различается на механический, гидрообъемный и электрический.

Механический привод может осуществляться с передачей крутящего момента обычной карданной передачей или же с передачей крутящего момента через шкворень седельно-сцепного устройства.

Первая схема ограничивает угол возможного складывания между продольными осями автомобиля и прицепа из-за боль-

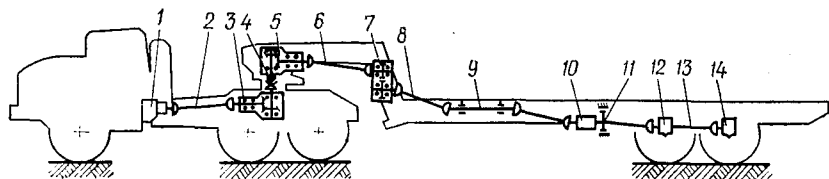


Рис. 44. Кинематическая схема активного автопоезда с механическим приводом колес полуприцепа:

1 — коробка отбора мощности; 2, 6, 8, 9, 13 — карданные валы; 3 — нижний редуктор тягача; 4 — муфта включения; 5 — верхний редуктор; 7 — цилиндрический редуктор; 10 — механизм включения; 11 — стояночный тормоз; 12, 14 — мосты полуприцепа

ших углов шарниров кардана, что существенно ограничивает маневренность автопоездов. Поэтому предпочтительнее вторая схема передачи крутящего момента. В этом случае крутящий момент от раздаточной коробки с помощью карданного вала подводится к передаче через полый шкворень седельно-сцепного устройства. В дальнейшем передача к ведущему мосту полуприцепа осуществляется карданными валами. Кинематическая схема механического привода колес полуприцепа показана на рис. 44. С применением указанной схемы включение активных колес полуприцепа производится от коробки отбора мощности 1 движением рычага водителем.

Крутящий момент через карданный вал 2, нижний 3 и верхний 5 редукторы опорно-сцепного устройства подводится к промежуточному цилиндрическому редуктору 7. Применение этого редуктора обуславливается необходимостью синхронизации числа оборотов колес автомобиля и полуприцепа. Далее крутящий момент передается через карданные валы 8 и 9 к механизму 10, через который крутящий момент подводится к мостам полуприцепа 12 и 14.

При чисто механической конструкции привода и в частности механизма автоматического включения 10 привода колес полуприцепа происходит некоторое запаздывание трогания колес полуприцепа в трудных дорожных условиях. Поэтому в послед-

нее время стали использовать электропневматические муфты, автоматически включающие (и выключающие) привод колес полуприцепа в соответствии с положением рычага коробки отбора мощности. Кроме того, для предохранения от поломок элементов передачи при перегрузках используют муфты предельного момента или срезаемые шпонки и шпильки.

Гидрообъемный привод. Активизация колес полуприцепа с помощью гидрообъемного привода получает все большее распространение. При его применении используются две основные схемы:

с отбором мощности непосредственно от коленчатого вала двигателя;

с отбором мощности от коробки отбора мощности.

При первой схеме можно использовать привод в широком диапазоне оборотов путем установки многоступенчатого редуктора за гидромотором. В то же время при применении этой схемы возникает трудность осуществления движения задним ходом. При применении второй схемы диапазон использования гидропривода ограничен максимально допустимыми оборотами гидронасоса. В то же время по второй схеме значительно упрощается отбор мощности на гидронасос, так как он производится от стандартных коробок отбора мощности. Движение задним ходом при использовании второй схемы не требует специальных дополнительных устройств.

Для привода периодического действия применяют плунжерные (аксиальные и радиальные) и лопастные (шиберные) объемные гидромашины. При применении аксиально-плунжерных и лопастных гидромоторов можно использовать стандартные ведущие мосты и унифицировать агрегаты ходовой части полуприцепов и автомобиля-тягача. Радиально-плунжерные высокомоментные моторы обычно используют встроенными в колеса (мотор-колесо). В этом случае масса трансмиссии уменьшается.

Конструктивная схема автопоезда с приводом гидрообъемной передачи от коробки отбора мощности приводится на рис. 45. На этой схеме обозначены: 1 — приборы гидросистемы; 4, 10, 12 — карданные валы; 7 — трубопроводы высокого давления; 9 — гидромотор; 13 — ведущий мост полуприцепа.

От коробки отбора мощности 3, включаемой водителем, приводится гидромотор 5. Магистраль 8 служит для отвода дренажа от гидромотора в магистраль подпитки 6 и подпиточный бачок 2. Редуктор 11 предназначен для увеличения крутящего момента гидродвигателя. В данном приводе используются аксиально-плунжерные гидромашины, которые, как указывалось выше, позволяют использовать гидропривод только при двух низших передачах. При применении привода от коробки отбора мощности используется закрытая схема гидропривода с принудительной подпиткой. Закрытая схема более проста и компактна по сравнению с открытой, в связи с чем она и используется

A technical drawing of a mechanical assembly, likely a part of a vehicle or machine. The drawing shows a side view of a component with various parts labeled with numbers 1 through 13. The assembly includes a main body with a curved top, a horizontal shaft or arm extending from the center, and two large circular wheels or rollers at the bottom. The numbered parts are: 1 (a small rectangular component on the top left), 2 (a bolt or nut on the top left), 3 (a small circular component on the left wheel), 4 (a small rectangular component on the left wheel), 5 (a small rectangular component on the left wheel), 6 (a small rectangular component on the left wheel), 7 (a small rectangular component on the left wheel), 8 (a long horizontal shaft or arm), 9 (a small rectangular component on the right wheel), 10 (a small rectangular component on the right wheel), 11 (a small rectangular component on the right wheel), 12 (a small rectangular component on the right wheel), and 13 (a small rectangular component on the right wheel).

гистрالي в пополнительный бачок. При выключенном гидроприводе осей полуприцепа подпитка гидронасоса не требуется, и все масло сбрасывается в пополнительный бачок.

93

и переменный ток, а отбор мощности производится как непосредственно от двигателя, так и через коробку отбора мощности. На рис. 46 приводится конструктивная схема электрического привода постоянного тока опытного полуприцепа к тягачу ЗИЛ-137. Как можно видеть, привод генератора 5 осуществляется не непосредственно от двигателя тягача 1, а от коробки отбора мощности 2, установленной на коробке перемены передач 10 тягача через карданную передачу 3 и редуктор 4. Передаваемый постоянный ток по проводам поступает к электродвигателю 6, находящемуся на полуприцепе, который через редуктор 7 и двухступенчатую раздаточную коробку 8 вращает колеса. Для синхронности оборотов колес тягача и полуприцепа в цепь возбуждения тягового двигателя и генератора включены регулировочные реостаты. На схеме цифрой 9 обозначен возбуждатель (генератор ГСР-6000), который вращается от шкива вентилятора через клиноременную передачу.

Выше описана одна из схем периодически работающего электрического привода. Приводы постоянного действия имеют малое распространение и применяются на большегрузных многозвенных автопоездах.

§ 11. САННЫЙ ПРИЦЕПНОЙ СОСТАВ¹

В настоящее время санный прицепной состав на автомобильных дорогах применяется редко. В значительной мере это объясняется тем, что предприятия получают колесные роспуски готовыми, а санные конструкции приходится изготавливать (кроме поковок) на месте, отвлекая на это рабочих от основных работ. Большинство конструкций санного прицепного состава для вывозки древесины по зимним дорогам были разработаны свыше 20 лет назад. Основным материалом для их изготовления являлась древесина, а потому прочность и надежность конструкции были недостаточными. Поэтому в настоящее время в лесозаготовительных предприятиях и на зимних дорогах применяются колесные роспуски. Применение санных роспусков осложнено и тем обстоятельством, что в настоящее время колесный роспуск вместе с шарнирным дышлом и устройствами для его перевозки изготавливаются серийно и представляют собой как бы неразрывное целое с лесовозным автомобилем, в то время как массовое производство санных роспусков и их поставки предприятиям не налажены.

В то же время известно, что правильно спроектированный санный прицепной состав имеет меньший коэффициент тары, допускает значительно большие нагрузки на коники, имеет меньшее сопротивление движению и позволяет экономить резину и зна-

¹ Этот вопрос значительно подробнее излагается в первом издании учебного пособия.

чительные денежные средства. При организованном снабжении предприятий с сезонной зимней вывозкой централизованно изготовляемым санным подвижным составом он может найти широкое применение и позволит увеличить производительность автомобилей и снизить стоимость вывозки древесины.

Вывозка санным прицепным составом может производиться при комплектовании автопоездов по различным схемам (рис. 47). При вывозке сортиментов очень эффективна схема I в виде двухкомплектного автопоезда, состоящего из автомобиля, рос-

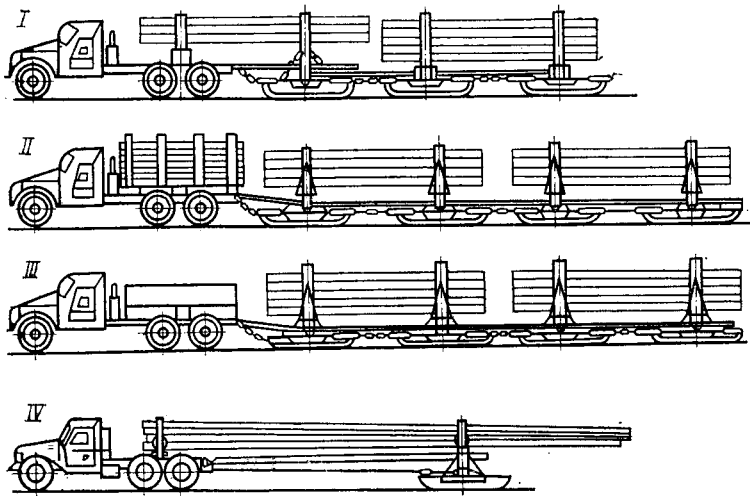


Рис. 47. Схемы автомобильных поездов с санным прицепным составом:

I — автомобиль, роспуск, полуприцепы; II — автомобиль с полезным грузом и санные прицепы; III — автомобиль с балластом в кузове и прицепы; IV — автомобиль с роспуском

пуска и санного прицепа. Эта схема может быть использована и при вывозке хлыстов и полухлыстов.

Схемы II и III применяются также главным образом при вывозке сортиментов (например, к сплавной реке) и при благоприятном профиле дороги. При использовании ледяных дорог грузоподъемность таких автопоездов на некоторых предприятиях Коми АССР достигала 80—120 м³. В этом случае в состав автопоезда включают несколько комплектов саней. Применялись такие автопоезда и при вывозке хлыстов. Сам лесовозный автомобиль в этом случае либо используется для перевозки короткомерной древесины (схема II), либо загружается постоянным балластом и используется только как тягач.

Схема IV при вывозке хлыстов является наиболее удобной.

Был период, когда на лесозаготовках большое распространение имела тракторная вывозка по ледяным дорогам. В этом

случае применялись как двухполосные сани, которые двигались по двум ледяным колеям, так и однополосные, имеющие меньшее сопротивление движению и требующие меньших трудозатрат на содержание одной ледяной колеи. На снежных дорогах применялись только двухполосные сани.

В последние годы ценную инициативу проявил Северный научно-исследовательский институт (СевНИИП) в г. Архангельске, который разработал конструкции санного хода к серийным авто-

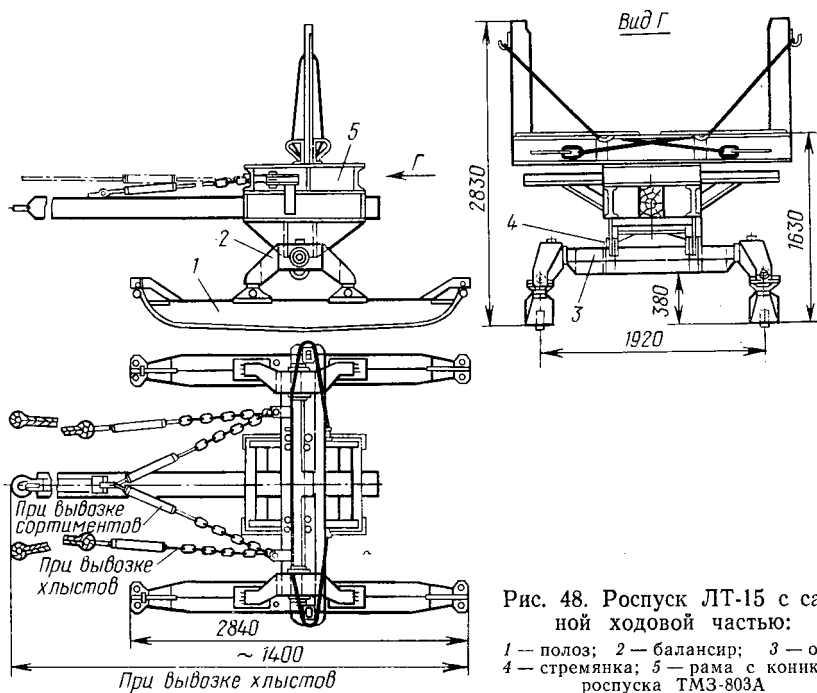


Рис. 48. Роспуск ЛТ-15 с санной ходовой частью:

1 — полоз; 2 — балансир; 3 — ось; 4 — стремянка; 5 — рама с конником роспуска ТМЗ-803А

мобильным роспускам, которыми можно заменять пневматические колеса на серийных роспусках. При этом была выполнена большая исследовательская работа по изучению распределения давления на полоз, исследованию конструктивных параметров и изучению как износостойкости различных материалов, так и сопротивления троганию саней при использовании этих материалов¹.

Конструкция саней (рис. 48). Несмотря на многообразие конструкций санных роспусков и прицепов, можно выделить основные элементы конструкций, имеющиеся почти у всех типов сан-

¹ Морозов С. И., Савельев Н. Э. Сменная санная двухполосная ходовая часть к прицепу-роспуску 2-Р-8А./Труды СевНИИП, вып. 1, Архангельск, 1969, с. 127—134.

ного прицепного состава. Такими элементами являются: ходовая часть в виде полозьев с подрезами (у однополозных саней есть еще лыжи), поперечные брусья, подкониковые брусья или подушки, коники со стойками и тягово-цепные устройства.

Полозом называется опорный брус специальной формы, находящийся в непосредственном взаимодействии со снежной или ледяной колеей. Полоз обычно состоит из двух частей — собственно полоза и подреза. У деревянных саней полоз устраивается в виде бруса прямоугольного сечения, концы которого имеют овальную конфигурацию. Для уменьшения сопротивления движению снизу к полозу прикрепляется металлическая полоса. Крепление осуществляется болтами с потайными головками с нижней стороны. Гайки болтов с верхней стороны полоза периодически подтягиваются для компенсации деформаций древесины. У сменной санной ходовой части (к металлическим роспускам) полоз устраивается в виде сварной металлической конструкции из углеродистой стали, а его нижняя поверхность облицована полосой нержавеющей стали толщиной 5—6 мм. Нержавеющая сталь позволяет снизить сопротивление движению. По концам полозьев имеются устройства для крепления и натяжения подреза.

Металлический подрез в передней и задней частях имеет закругления радиусом 350 см. Высота подъема носка полоза 250 мм над поверхностью дороги.

Поперечные брусья на двухполозных санях соединяют между собой полозья и воспринимают всю вертикальную нагрузку, которую и передают на полозья. Особенно напряженно работает их среднее сечение. Длина брусьев на 20—30 см больше ширины хода саней. В ряде конструкций саней для ледяных дорог соединение бруса с полозьями устраивается шарнирно с тем, чтобы допустить незначительные (на $1-1,5^\circ$) повороты полозьев в горизонтальной плоскости для лучшего вписывания в мелкие неровности колеи и уменьшения тем самым сопротивления движению. У сменного санного хода (к металлическим роспускам) соединение двух полозьев в единую конструкцию осуществляется с помощью стяжной оси, которая несет часть функций нижнего бруса.

У однополозных саней поперечных брусьев обычно бывает два. Они жестко прикрепляются к центральному полозу и образуют раму. С каждой стороны к концам поперечных брусьев прикрепляются лыжи, на которые опирается санный прицеп при наклоне в сторону.

Подкониковые брусья (подушки) применяются только у роспусков для того, чтобы обеспечить одинаковое по высоте положение коников на роспуске по отношению к автомобилю. Коники на санях старых конструкций устраивались в виде деревянного бруска с концами, имеющими металлическую оковку, в которых своими нижними концами шарнирно крепятся стойки.

В вертикальном положении стойки удерживаются стоечными тро-сами. В последних конструкциях роспусков ЛТ-14 (2-Р-8А) и ЛТ-15 (2-Р-15А) вся верхняя часть роспуска остается от типо-вых колесных роспусков и в нее никаких изменений не вносится.

Тягово-сцепные устройства санных роспусков такие же, как и при колесном прицепном составе. При вывозке сортимен-тов у роспуска применяется короткое дышло, при вывозке хлы-стов — длинное дышло и крестообразная сцепка. Комплекты сан-ей, состоящие из двух подсанков, соединяются между собой как параллельной, так и крестообразной сцепкой, в зависимости от расстояния между подсанками. Для предотвращения набегания саней друг на друга устраивают распорные буферные брусья.

Созданные в СевНИИП конструкции санных роспусков с сменной ходовой частью (см. рис. 48) имеют оригинальную конструкцию. В целях улучшения проходимости и увеличения клиренса у них применены специальные балансиры, которые обеспечивают возможность качания полозьев в вертикальной плоскости, что устраняет возможность дополнительных напря-жений в элементах конструкции. Балансиры с рамой соединя-ются шарнирно благодаря оси.

Техническая характеристика санных роспусков со сменной ходовой частью

Показатели	Марка роспуска	
	ЛТ-14	ЛТ-15
Типы лесовозных автомобилей, для которых пред- назначены роспуски	ЗИЛ-131, ЗИЛ-157, Урал-375	МАЗ-509, КрАЗ-255Л
Грузоподъемность, т	8	15
Ширина колеи, мм	1740	1920
Габарит, мм:		
длина	2450	2840
ширина	2240	2046
высота	2500	2830
Дорожный просвет, мм	415	380
Собственная масса, кг	1244	1724
В том числе ходовой части	474	885

При проектировании санного подвижного состава удельное давление на поверхность у саней, предназначенных для движе-ния по ледяной колее, можно допустить до 0,6 МПа и для саней, предназначенных для движения по снежным дорогам, 0,2 МПа.

§ 12. СОДЕРЖАНИЕ И РЕМОНТ АВТОМОБИЛЬНОГО ПРИЦЕПНОГО СОСТАВА

Продление срока работы прицепного подвижного состава и поддержание его в исправном состоянии может быть обеспечено только при систематическом и качественном выполнении техни-ческого обслуживания и ремонта.

Техническое обслуживание автомобильного прицепного состава по срокам, выполняемым операциям и трудоемкости подразделяется на ежедневное техническое обслуживание (ЕО), первое техническое обслуживание (ТО-1) и второе техническое обслуживание (ТО-2).

Ремонт обычно производится по потребности. При текущем ремонте (ТР) устраняют неисправности, заменяя или ремонтируя все неисправные детали, кроме основных (балок осей колес, рессор, опорных устройств полуприцепов и пр.).

При капитальном ремонте полностью восстанавливают техническое состояние прицепа состава, обеспечивая нормальную работу узлов до очередного капитального ремонта. Его производят, если рама, кузов и большинство узлов требуют капитального ремонта. Обычно новый лесовозный прицепной состав, работающий в трудных условиях, имеет пробег до капитального ремонта 70—80 тыс. км. Для нового прицепного состава, работающего в удовлетворительных условиях, пробег до капитального ремонта обычно составляет 100 тыс. км. В заводских инструкциях указываются размеры пробега до капитального ремонта для выпускаемых конструкций. Так, для лесовоз-

Техническая характеристика двухполосных саней

Показатели	Марка саней					
	СПП-6х		1-РД-12		2-ПД-20	
	ропуск	прицеп	ропуск для МАЗ-509, КрАЗ-255Л	для ЗИЛ-131, ЗИЛ-157, Урал-375	для МАЗ-509, КрАЗ-255Л	для ЗИЛ-131, ЗИЛ-157, Урал-375
Грузоподъемность, т	6	12	12	12	20	20
Масса саней, кг	926	1128	1417	1378	2208	2134
В том числе метизы	360	540	650	650	1192	1192
Коэффициент тары	0,15	0,10	0,12	0,11	0,11	0,11
Габариты, мм:						
длина (без дышла)	2428	6350	2510	2510	6440	6440
ширина	2396	2396	2466	2466	3266	3266
высота	2100	1544	2480	2480	2480	2480
Высота погрузки, мм	1300	744	1480	1480	980	980
Расстояние между стойками, мм	2000	2000	2000	2000	2800	2800
Высота стойки, мм	800	800	1200	1000	1500	1500
Ширина колеи, мм	1676	1676	1920	1720	1920	1720
Дорожный просвет, мм	275	275	320	320	320	320
Опорная длина ползьев, мм . .	1980×	1980×	1880×	1880×	1880×	1880×
	2	4	2	2	4	4
Ширина подреза полоза, мм . .	100	100	200	200	200	200
Удельное давление подрезов ползьев, МПа	0,175	0,170	0,179	0,178	0,148	0,147
Минимальный радиус поворота, м	18	20	20	20	20	20
Тип сцепки	Прямая или крестообразная					

ного роспуска ГКБ-9383 срок службы до капитального ремонта устанавливается 100 тыс. км, для ТМЗ-802 80 тыс., для полуприцепа МАЗ-5205А 125 тыс., а для двухосного полуприцепа ОДАЗ-9370 300 тыс. км.

Трудоемкость каждого вида технического обслуживания и ремонта лесозаготовительного оборудования указаны в Положении о техническом обслуживании лесозаготовительного оборудования [30].

Нормативы на техническое обслуживание и ремонт лесовозного прицепа-роспуска ТМЗ-803 следующие:

Вид обслуживания или ремонта	ЕО	ТО-1	ТО-2	ТР	КР
Периодичность, км	ежеднев- но	1700	8500	по по- треб- ности	78 000
Трудоемкость, чел.-ч	0,39	1,69	7,80	3,65	—

К приведенным трудозатратам на ТО и ТР добавляются трудозатраты на вспомогательные работы (20—30% от общих трудозатрат на ТО и ТР).

Техническое обслуживание. Ежедневное обслуживание (ЕО) проводится раз в сутки после окончания работы на линии. Основное назначение ЕО — общий внешний контроль, выявление и предупреждение неисправностей и поддержание требуемого внешнего вида. При этом производится мойка прицепного состава, осмотр состояния коников и стоек, рамы, подвески колес и шин брызговиков, номерных знаков и окраски. Производится проверка состояния и надежности сцепных устройств, регулировка натяжения тросов крестообразной сцепки. У полуприцепов проверяется состояние опорных катков и механизм их подъема. Проверяется действие приборов и сигнализации. У щеповозов проверяется механизм стопорения опорной платформы и уровень масла в маслобаке гидросистемы подъема кузова. Проверяются места соединений гидравлической, пневматической и электрической системы тягача и прицепного состава, герметичность привода тормозов и надежность работы стояночного привода. У щеповозов проверяется поступление масла в гидроподъемник (путем подъема кузова на 5—10°). Проверяется давление в шинах и при необходимости производится их подкачка. В конце ЕО выпускается конденсат из воздушного баллона тормозной системы.

Первое техническое обслуживание (ТО-1). Пробег прицепного состава при движении по щебеночным, гравийным, булыжным и другим твердым покрытиям до ТО-1 составляет 1500—2200 км, а при движении по грунтовым, горным и разбитым щебеночным и гравийным дорогам снижается до 1000—1200 км. При производстве ТО-1 также выполняется осмотр и проверка состояния всех основных деталей прицепного состава, а также номерных знаков, окраски замков стоек и бортов платформы.

Проверяются и при необходимости подтягиваются гайки стремянок рессор, гайки колес, винты крепления вкладышей кронштейнов рессор, гайки пальцев и т. д. Кроме проверки герметичности трубопроводов тормозной системы проверяется шплинтовка пальцев штоков тормозных камер и ход самих штоков; в случае, если ход превышает 40 мм или разность хода штоков тормозных камер на оси свыше 12 мм, то производится регулировка тормозов. При необходимости устраняют утечку воздуха. Регулируется длина тросов крестообразной сцепки. У щеповозов проверяется герметичность и состояние трубопроводов гидросистемы и самого гидроподъемника. Проверяются держатели запасного колеса. При проверке состояния ручного тормоза его при необходимости регулируют. Смазываются трущиеся детали и узлы через пресс-масленки и капельные масленки в соответствии с картой смазки и заводской инструкцией.

Второе техническое обслуживание (ТО-2). Пробег прицепного состава между двумя ТО-2 при движении по щебеночным, гравийным, булыжным и другим твердым покрытиям составляет 7500—10 000 км, а при движении по грунтовым, горным и разбитым щебеночным и гравийным дорогам 5000—6000 км.

При проведении ТО-2 необходимо кроме работ первого технического обслуживания выполнить следующие работы. Проверить состояние балки оси колес, проверить состояние и герметичность трубопроводов и приборов тормозной системы; при необходимости устранить утечку воздуха. Закрепить воздушные баллоны. Снять ступицы колес с тормозными барабанами, проверить состояние тормозных барабанов, колодок, накладок пружин и подшипников колес. Закрепить тормозные камеры колес к кронштейнам и кронштейны к балкам осей. Заменить смазку в ступицах колес, поставить ступицы на место и отрегулировать затяжку подшипников ступиц. Проверить шплинтовку пальцев штоков тормозных камер пневмопривода тормозов; при необходимости отрегулировать зазоры между тормозными колодками и барабанами колес. После ТО-2 проверить действие тормозов. Проверить и отрегулировать воздухораспределитель. Проверить исправность привода и действие стояночного тормоза; при необходимости произвести регулировку.

У щеповозов произвести регулировку устройства ограничения подъема кузова. Проверить состояние дисков колес, шин и давление воздуха в них, при необходимости подкачать воздух; переставить шины в соответствии со схемой перестановки. Смазать узлы тросов в соответствии с картой смазки.

Многие из указанных работ совпадают с аналогичными операциями, выполняемыми при ТО автомобилей. Остановимся на работах, специфических для прицепного состава лесовозных автопоездов.

Содержание сцепных устройств. Крестообразная сцепка автопоездов, предназначенных для вывозки хлыстов или деревьев,

является специфичной именно для лесовозного подвижного состава. Для того чтобы обеспечить движение колес роспуска по следу колес автомобиля или с минимальными отступлениями от него, необходимо обеспечить правильное и одинаковое натяжение обоих тросов. При повороте лесовозного автопоезда расстояние между кониками автомобиля и роспуска уменьшается, что приводит к возникновению растягивающих усилий в дышле и в хлыстах. При большой величине этих усилий происходит проскальзывание хлыстов по коникам, поворот в вертикальной плоскости рамы роспуска, продольный прогиб хлыстов, а также боковое скольжение роспуска и автомобиля.

Излишне большое натяжение тросов крестообразной сцепки приводит к возрастанию в них внутренних сил, что при малых радиусах поворотов может привести к обрыву стяжек; при недостаточном натяжении не обеспечивается движение колес роспуска по следу колес автомобиля. В том и другом случае ухудшается управляемость автопоездом при его движении назад.

Как указывал П. Д. Клычков [13], для нормальной работы тросы стяжки должны иметь предварительное натяжение около 3—4 кН, а при работе автопоездов на колежных и горных дорогах 6 кН. Наиболее просто отрегулировать величину натяжения можно, например, по способу, предложенному Г. П. Мальцевым. Для такой регулировки требуется иметь простейший пружинный динамометр с ценой делений на циферблате не более 5 Н и металлический рычаг длиной 2—2,5 м. Предварительно проезжая с роспуском 20—30 м по прямой и на глаз по стреле провисания создают примерно одинаковое натяжение тросов при помощи имеющихся регулировочных муфт. Затем конец меньшего плеча рычага ($1/15$ — $1/20$ длины) присоединяют к тяговой балке или раме автомобиля, центральную точку рычага соединяют с растяжкой, а к концу длинного плеча (например, 2 м) прилагают усилие, измеряемое пружинным динамометром (рис. 49). Натяжение в тросовой стяжке равно усилию динамометра, увеличенному пропорционально соотношению плеч рычага. После обеспечения установленной величины натяжения регулируется натяжение второй тросовой стяжки. Разность в предварительно создаваемых натяжениях не должна превышать 8—10% величины усилия.

Регулировка натяжений тросов должна производиться периодически, так как они периодически вытягиваются и особенно неравномерно на дорогах, где в грузовом направлении повороты производятся преимущественно в одну сторону. При отсутствии динамометра натяжение (менее точно) можно отрегулировать по стреле провисания.

Для тросов диаметром 19 мм (масса 1 пог. м 1,25 кг) величины стрелы провисания в зависимости от предварительного натяжения и расстояния между точками закрепления приводятся в табл. 3.4.

Для промежуточных значений длины тросов величина стрелы провисания может быть определена интерполяцией.

Проверка пневматического привода. При проверке пневматического привода тормозов следует делать последовательную проверку всей системы. Соединительная головка (тип Б.1), с помощью которой тормозная система прицепного состава присоединяется к тормозной системе автомобиля, имеет корпус с помещенным в нем стержнем и прокладочным кольцом, которое в свою очередь стопорится пружинным кольцом.

Шарнирно укрепленная защитная крышка предохраняет внутреннюю часть от попадания грязи и пыли. При проверке

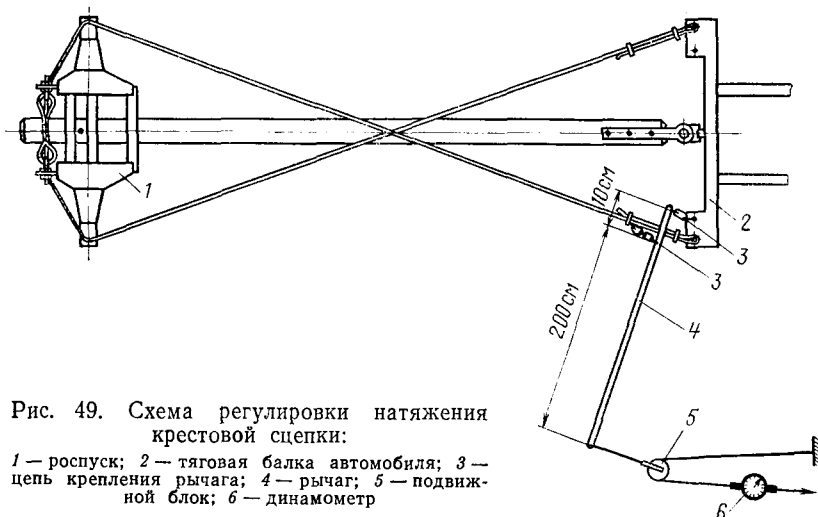


Рис. 49. Схема регулировки натяжения крестовой сцепки:

1 — роспуск; 2 — тяговая балка автомобиля; 3 — цепь крепления рычага; 4 — рычаг; 5 — подвижной блок; 6 — динамометр

герметичности присоединительной головки давление воздуха по манометру должно быть 0,55 МПа. Головка проверяется путем погружения в воду или мыльную пену. После испытания головка насухо протирается. Как указывалось, ежедневно следует спускать конденсат из воздушного баллона. Это делается, пока

3.4. Величины натяжения троса крестообразной сцепки в зависимости от стрелы провисания

Натяжение троса, Н	Стрела провисания, мм, при расстоянии между точками закрепления, м			Натяжение троса, Н	Стрела провисания, мм, при расстоянии между точками закрепления, м		
	7	9	11		7	9	11
3000	26	42	62	6000	13	21	31
4000	20	32	48	8000	10	16	24
5000	15	25	38				

воздух в баллоне находится еще под давлением и будет выдувать конденсат. При несоблюдении данной рекомендации баллоны сильнее подвергаются коррозии и срок их службы сокращается. При ТО-2 с помощью мыльной пены проверяется, нет ли утечки воздуха через кран выпуска конденсата и кран отбора воздуха (если последний имеется). При утечке надо притереть конусы пробки и заменить пружину. Раз в год воздушный баллон надо снимать с рамы и тщательно очищать все поверхности внутри и снаружи паром и водой. Баллоны испытываются на герметичность гидравлически при давлении 0,8 МПа и на прочность при давлении 1,3 МПа. Запрещается испытывать баллон сжатым воздухом. При работе предприятия в горных условиях может наблюдаться нехватка сжатого воздуха в баллоне в связи с необходимостью длительного торможения. В этом случае прицепной состав должен оборудоваться дополнительным баллоном, присоединяемым последовательно. Проверка на герметичность тормозных камер производится при проведении ТО-2. Она выполняется так же, как и у автомобилей. Кран ручного управления тормозами, который используется при их оттормаживании, испытывается при давлении сжатого воздуха 0,55 МПа по манометру. При повышенной утечке кран разбирают, детали промывают с мылом и протирают до удаления всех следов грязи и черных пятен; при необходимости притирают рабочие поверхности.

Герметичность воздухораспределителя (см. рис. 41) проверяется в следующем порядке: снимается крышка, резьбовые отверстия бобышек корпуса, в которые подается воздух из баллона, заглушаются пробками, а в полость А подается воздух. Кисточкой наносят мыльную пену на все уплотняемые места. Затем последовательно проверяется герметичность между корпусом и поршнями, штоком и верхним поршнем, разгрузочным клапаном и седлом поршня, штоком и разгрузочным клапаном. При этом в том же порядке мыльная эмульсия наносится по торцу поршня, вокруг гайки, крепящей поршень, по торцу седла и на отверстие в подошве разгрузочного клапана. Чтобы проверить герметичность обратного клапана, снимают верхний поршень; нижнюю крышку устанавливают и прижимают к корпусу, затем заглушают пробками резьбовые отверстия в бобышках нижней крышки и корпуса, кроме отверстия в полости Б. Сжатый воздух подводится к полости Б, а кисточкой наносят мыльную эмульсию на аксиальное отверстие в перегородке корпуса. Кроме того, нанесением эмульсии на сетчатый фильтр можно проверить герметичность между разгрузочным клапаном и седлом нижней крышки, нанося эмульсию по торцу крышки — проверить герметичность между нижней крышкой и корпусом, нанесением эмульсии в месте выхода штока из перегородки корпуса — проверить герметичность между корпусом и штоком. После этого проверяется герметичность между верхней крышкой

и корпусом, для чего крышка устанавливается на место, заглушаются пробками все резьбовые отверстия, кроме отверстия в полость 1, в которую подается сжатый воздух. При этом эмульсия наносится по торцу верхней крышки.

Ход следящей системы и клапанов проверяется при снятых верхней и нижней крышках. Ход следящего механизма при его перемещении из одного крайнего положения в другое должен быть не менее 9 мм. Ход обратного клапана при его утапливании должен быть не менее 3 мм, а для разгрузочного — не менее 5 мм. Если обнаружена утечка воздуха через манжеты поршней следящего механизма, то либо заменяется манжета, либо (при наличии) зачищаются задиры и риски на внутренней поверхности корпуса. При нарушении герметичности может также потребоваться замена уплотнительных колец штока, а также замена клапанов, очистка их седел от отложений посторонних частиц с притиркой седел мелкой шкуркой. Падение давления в системе при свободном положении педали не должно превышать 0,05 МПа в течение 15 мин по показанию манометра пневмосистемы тягача.

Опорное устройство. У полуприцепов необходимо обеспечить надежную работу домкратов опорного устройства. Уход за ними состоит в очистке от грязи, подтяжке креплений, в защите подъемной трубы от ржавчины периодической смазкой. В первый период эксплуатации полуприцепов примерно после 100 подъемов и опусканий следует домкраты снять, разобрать, винт с гайкой промыть керосином и заменить смазку в подвижной и наружной трубах. Характерные неисправности опорных устройств следующие: при вращении рукоятки подвижная труба с катками не поднимается и не опускается (или вращается). Эта неисправность вызывается срезкой шпонки на валу ведущей системы или при вращении трубы — шпонки трубы корпуса. Если винт опорного устройства теряет устойчивость, то разрушен упорный подшипник, который требуется заменить. Если подвижная труба с катками выпадает из трубы корпуса, то требуется заменить фиксатор, соединяющий гайку с подвижной трубой. Затрудненное вращение рукоятки (с большим усилием) обычно свидетельствует о разрушении ведущей конической шестерни.

Механизм подъема. У полуприцепов-щеповозов необходимо периодически проверять работу механизма подъема кузова. Если кузов не поднимается при замедленном подъеме и его самопроизвольном опускании, то большей частью требуется заменить манжету перепускного клапана. Реже эти явления могут быть связаны с повреждением седла обратного клапана. В последнем случае надо исправить или заменить седло. Если не включается коробка отбора мощности, то это свидетельствует либо о необходимости замены возвратной пружины в камере коробки отбора, либо связано с другими неисправностями (заедание штока и др.), для чего необходимо разобрать коробку.

Сварочные работы. Ремонт прицепного подвижного состава связан с двумя видами работ: а) заменой каких-либо неисправных деталей новыми (или реставрированными); б) сваркой деталей рамы, коников, стоек элементов подвески, кузова, опорных устройств и др. Металл сварных швов должен быть плотным, без шлаковых включений, пор, непроваров и трещин. Важно проконтролировать отсутствие трещин в околошовной зоне.

Высокое качество обеспечивает сварка в среде углекислого газа, струя которого предохраняет сварной шов от окислительного действия воздуха. При применении газозащитных горелок и полуавтоматов используют сварочную проволоку марок С-08ГС, С-08Г2С и С-12ГС. Наилучшие свойства шва получают при использовании проволоки С-08Г2С. При проведении дуговой сварки рекомендуются электроды Э42 и Э42А.

Консервация и длительное хранение. При постановке прицепного состава на длительное (больше месяца) хранение необходимо выполнить следующие работы:

вымывать и вытереть насухо; удалить коррозию и нанести защитную окраску на места с поврежденной окраской;

покрыть неокрашенные детали и узлы нейтральной смазкой;

поднять на козлы или подставки для разгрузки шин; шины и другие резиновые детали предохранить от воздействия прямых солнечных лучей;

рукоятку кранов ручного торможения поставить в положение, соответствующее расторможенному состоянию;

произвести контроль состояния рессор и при необходимости листы рессор (листовых) смазать графитной смазкой;

проверить наличие смазки в картерах опорного устройства и в ступицах колес.

При более длительном хранении (5—6 мес и больше) необходимо снимать воздухораспределительный клапан и хранить его в сухом помещении. В этом случае все отверстия воздухопроводов и воздухораспределителя закрываются пробками. Желательно также снять колеса и хранить их в помещении.

Глава 4

ОСНОВЫ ТЕОРИИ ДВИЖЕНИЯ И РАСЧЕТОВ НА ПРОЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЬНОГО ПРИЦЕПНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

§ 1. ОСНОВНЫЕ КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СВЯЗИ ПРИЦЕПНОГО СОСТАВА

На дорогах прицепной состав за тяговой машиной может двигаться по различным траекториям, характер которых определяется типом прицепного состава, конструкцией и параметрами сцепки прицепов с тяговой машиной и между собой.

С кинематической точки зрения структура автомобильного поезда определяется количеством и характеристикой составляющих его звеньев и способом их шарнирного соединения, т. е. типом связи. Основой классификации автопоездов служит характеристика звеньев и связей [6, 8].

Транспортное звено — законченная конструкция, основные параметры которой (масса, размеры и пр.) закладываются в прочностной расчет сцепных устройств тормозных систем, активных приводов. Само название — транспортное звено — показывает определенность его функционального назначения. К транспортным звеньям относятся автомобили-тягачи и тракторные колесные тягачи, т. е. ведущие звенья автопоездов, а также и прицепные звенья: прицепы, полуприцепы, роспуски.

В ряде случаев в самом транспортном звене имеются шарнирные связи между его отдельными частями. Эти связи могут оказывать определяющее влияние на характер движения автомобильного поезда. Поэтому при рассмотрении поворотных устройств и кинематики движения автопоездов приходится учитывать имеющиеся в составе транспортных звеньев «неизменяемые системы», которые условно рассматриваются как твердые тела, из которых скомпоновано транспортное звено. Эти неизменяемые системы представляют собой элементарные, или кинематические звенья [11]. Характерной особенностью этих звеньев является движение их ходовых элементов на опорной поверхности по самостоятельной траектории, отличающейся от траектории смежных звеньев.

Понятие «транспортное звено» более широкое, хотя в некоторых случаях эти понятия могут и совпадать, например для одноосного тягача и одноосного прицепа. В то же время, например, двухосный прицеп состоит из двух кинематических звеньев: первое включает переднюю ось, подрамник и дышло и второе — раму с задней осью.

Элементарное кинематическое звено включает ходовую ось с поворотными или неповоротными колесами и несущий элемент в виде рамы или дышла. Кинематические звенья разделяются на два рода: к первому относятся звенья, у которых ходовая ось перпендикулярна продольной оси звена при любых относительных перемещениях (в плоскости движения) сопряженных звеньев; ко второму — звенья, у которых ходовая ось устанавливается под различными углами (в плоскости движения) к продольной оси звена, в зависимости от относительных перемещений сопряженных с ним звеньев.

Различают также пассивные элементарные звенья, передвигающиеся под действием внешнего тягового усилия, и активные, у которых тяговое усилие реализуется в плоскости контактов шин ходовых колес с поверхностью дороги.

Связь между кинематическими звеньями конструктивно осуществляется шарнирами, допускающими относитель-

ные перемещения звеньев в плоскости движения. Связь может быть неуправляющей и управляющей. Неуправляющая связь не меняет взаимного расположения продольной и ходовой осей элементарного звена при его повороте относительно связи. Такая связь осуществляется в одной точке (буксирный крюк — петля дышла). Управляющая связь может изменять угол между продольной и ходовой осями звена при его повороте в плоскости движения относительно связи. Она различается на прямую и обратную. Прямая — при повороте данного звена относительно сопряженного с ним переднего звена и обратная — при повороте относительно заднего звена. В отличие от неуправляющей управляющая связь может реализоваться не менее чем в двух точках, одна из которых обеспечивает передачу тягового усилия, а вторая управляет поворотом ходовой оси или управляемых колес на ходовой оси.

В зависимости от характера усилий связь разделяется на тяговую и опорную. Тяговая — как показывает название, передает продольные тяговые и тормозные усилия. В этом случае могут быть лишь незначительные вертикальные усилия, например, от массы деталей дышла (буксирный крюк с петлей дышла). Опорная — передает и продольные и вертикальные усилия, как например, в опорно-сцепном устройстве седельного тягача или через коник автомобиля, на который опирается пачка длинномерной древесины.

Прицепы сопрягаются с предшествующим транспортным звеном тяговой связью. Полуприцепы имеют с предшествующим транспортным звеном — автотягачом опорную связь. Роспуски с тяговым звеном имеют сменную связь: при наличии груза — опорную (или опорно-тяговую), а при его отсутствии и буксировании незагруженного роспуска — тяговую. В зависимости от типа динамической связи в автотранспортной литературе [11] различают следующие виды автопоездов: прицепные, у которых между всеми транспортными звеньями связь тяговая (буксирующий автомобиль с прицепами); седельные (опорно-сцепные) — с опорной связью между транспортными звеньями. Обычно такой поезд состоит из седельного тягача и прицепа; седельно-прицепные, в которых применена смешанная связь: между седельным тягачом и полуприцепом — опорная, а между полуприцепом и следующим за ним прицепом — тяговая; особые — к ним относят поезда, состоящие из автомобиля и роспуска (наиболее распространенный лесовозный автопоезд), автопоезда-панелевозы, тяжеловозные, активные и пассажирские поезда прицепного и сочлененного типов.

Выделение автопоездов с роспусками в группу автопоездов особого типа обусловлено особенностями их конструкции и компоновки. Такой автопоезд состоит из автомобиля-тягача, оборудованного коником, и роспуска с коником (одно-, двух- или трехосного). В нашей стране с самого начала применения таких

автопоездов используется автоматическое управление движением ропуска в виде прямой или крестообразной сцепки, работа которых рассмотрена ниже. В зарубежной практике довольно широко применяется и ручное управление движением ропуска, для чего на нем в специальном седле размещается оператор, который при помощи рулевого управления осуществляет управление колесами ропуска. Применение ручного управления колесами ропуска в современных условиях недопустимо по правилам техники безопасности, также недопустимы излишние затраты труда.

§ 2. КИНЕМАТИКА ДВИЖЕНИЯ ЛЕСОВОЗНЫХ АУТОПОЕЗДОВ

При движении автопоезда на прямых участках пути происходит взаимное отклонение автомобиля и ропуска из-за неровностей дороги в вертикальной плоскости. При вогнутых переломах профиля (рис. 50, а) расстояние между кониками умень-

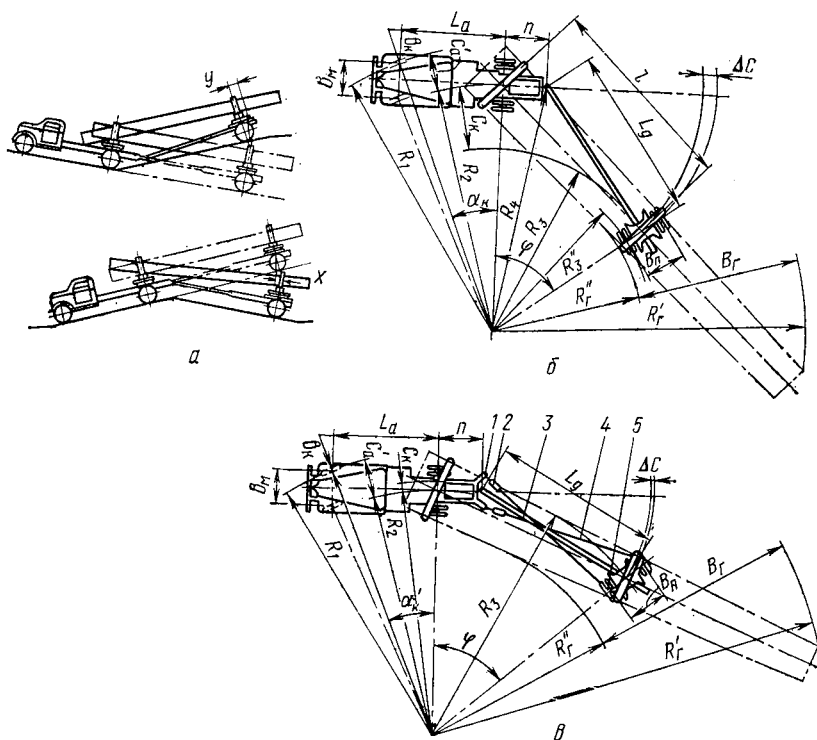


Рис. 50. Взаимное положение тяговой машины и ропуска:

а — на дороге с подъемами и уклонами; б — при движении на повороте с прямой сцепкой; в — при движении на повороте с крестообразной сцепкой: 1 — тяговая балка автомобиля; 2 — стяжные муфты; 3 — дышло; 4 — трос; 5 — тяговая балка ропуска

шается на величину y , а при выпуклых переломах профиля увеличивается на величину x .

Наиболее сложные взаимные изменения траектории движения транспортных единиц, составляющих автопоезд, происходят при его движении по кривым. Рассмотрим кинематику движения автопоезда (автомобиль — роспуск) по кривым при двух основных видах сцепки: прямой и крестообразной.

Прямая сцепка (рис. 50, б). Основным условием движения автомобиля с роспуском по кривой без поперечного скольжения колес является пересечение продолжения всех колесных осей в одной точке, т. е. поворот вокруг общего мгновенного центра вращения. В соответствии с рис. 50, б примем следующие обозначения:

L_d — расстояние от центра прицепной серьги дышла до шкворня коника роспуска (длина дышла), м; n — расстояние от задней оси автомобиля до буксирного прибора, м; R_1 — радиус поворота по колее внешнего переднего колеса автомобиля (минимальное значение у МАЗ-509 составляет 11,5 м и у КрАЗ-255Л 12,5 м), м; R_2 — радиус поворота середины задней оси двухосного или середины оси балансирных рессор трехосного автомобиля, м; R_3 — радиус поворота для траектории шкворня коника роспуска, м; R_4 — радиус поворота для траектории центра буксирного устройства автомобиля, м; l — расстояние между шкворнями коников [на прямом участке $l = (n + L_d)$, м].

Смещение траектории движения роспуска представляет разность радиусов поворота его центра и середины задней оси автомобиля:

$$C_k = R_2 - R_3, \quad (4.1)$$

$$\text{где } R_2 \approx \sqrt{\left(R_1 - \frac{b_m}{2}\right)^2 - L_a^2}; \quad R_3 = \sqrt{R_4^2 - L_d^2},$$

$$R_4 = \sqrt{R_2^2 + n^2},$$

где b_m — ширина машины, м; поэтому

$$R_3 = \sqrt{R_2^2 + n^2 - L_d^2}. \quad (4.2)$$

Следовательно,

$$C_k = R_2 - \sqrt{R_2^2 + n^2 - L_d^2}. \quad (4.3)$$

Уменьшение расстояния между кониками равно

$$\Delta l = n + L_d - \frac{nR_3 + L_d R_2}{R_4}. \quad (4.4)$$

Как видно из формулы, и радиус поворота роспуска, и смещение его траектории по отношению к траектории движения

автомобиля, и изменение расстояния между кониками зависят кроме радиуса поворота R_2 от соотношения между выносом сцепного крюка n и длиной дышла L_d .

Возможны следующие соотношения:

$$\begin{array}{ll} \text{при } n < L_d & R_3 < R_2; \\ \text{при } n = L_d & R_3 = R_2; \\ \text{при } n > L_d & R_3 > R_2. \end{array}$$

Большшей частью в применяемых конструкциях $n < L_d$, что вызывает смещение роспуска внутрь колеи и уменьшение расстояния между кониками, которое тем больше, чем больше L_d и меньше n . Особенно значительное смещение и уменьшение расстояния между кониками происходит при малых радиусах поворота и длинных дышлах L_d . Так, при радиусе поворота $R_2 = 25$ м и $n = 1,5$ м смещение колеи составляет при расстоянии между кониками 4,5 м — 18 см, 6,5 м — 51 см и при расстоянии 9,0 м — 115 см. Уменьшение расстояния между кониками соответственно составит 17; 40 и 82 см [13]. Уменьшение расстояния между кониками на поворотах вызывает сжатие пружины буксирного крюка, а при ее закрытии и перемещение груза на кониках. Поэтому при вывозке хлыстов и большом значении L_d прямую жесткую сцепку прицепа и автомобиля применять нельзя.

При равноплечей сцепке при $n = L_d$ колея роспуска и задних колес автомобиля совпадает, но при этом наблюдается наибольшая степень уменьшения расстояния между кониками. Попытки применения равноплечей сцепки не получили распространения. При $n = 0$, т. е. при переносе буксирного устройства на шкворень коника расстояние между кониками будет оставаться без изменений, но смещение колеи роспуска значительно возрастает, что видно из формулы (4.3).

Как видно из произведенного анализа, прямая сцепка может успешно применяться только при небольших значениях l и L_d , что и происходит на практике.

Крестообразная сцепка. Такая сцепка тяговых машин с прицепным составом и прицепов между собой в лесной промышленности впервые была применена с началом использования тракторных санных поездов, когда в системах, двигавшихся по ледяной колеиной дороге, имелось по 20—25 тяжело груженных саней, которые все двигались по одной колее. С переходом на автомобильных дорогах на вывозку хлыстов крестообразная сцепка стала широко применяться в автопоездах.

Кинематика поворота лесовозного автопоезда с крестообразной сцепкой является более сложной, так как в этом случае автопоезд представляет собой четырехзвенный механизм (два жестких стержня и две перекрещивающиеся гибкие связи), а при наличии дышла — пятизвенный (рис. 50, в). В этом случае к заднему концу рамы автомобиля прикрепляется тяговая балка 1 , к которой закреплены крестообразно натянутые тросы, имеющие

стяжные муфты 2. Дышло 3 одним концом прицеплено к буксирному устройству автомобиля, а другим присоединено к раме роспуска. Задние концы тросов 4 крепятся к тяговой балке 5 роспуска.

Крестообразная сцепка должна удовлетворять следующим требованиям: обеспечивать постоянную траекторию движения роспуска по отношению к автомобилю без провисания тяговых тросов; допускать минимальное смещение траектории колес роспуска по отношению к траектории колес автомобиля при движении автопоезда по кривой постоянного радиуса; при движении на прямых участках дорог обеспечивать движение роспуска без смещения по отношению к траектории колес автомобиля; отклонение траектории роспуска при движении в кривых должно происходить во внешнюю сторону по отношению к траектории колес автомобиля.

Первое исследование кинематики крестообразной сцепки было выполнено В. А. Горбачевским (1956). Разработанный им метод позволял определять расчетные параметры по способу последовательного приближения. Излагаемый метод определения параметров крестообразной сцепки, разработанный В. П. Лахно¹ (1961), позволяет непосредственным расчетом установить оптимальные параметры элементов крестообразной сцепки. В этом методе расчета принимаются следующие допущения: длина тросов сцепки постоянна; зазоры в шарнирах креплений и соединениях отсутствуют; база крестообразной сцепки может изменяться только в определенных пределах.

В соответствии с рис. 51 расстояние между вертикальными осями, проходящими через центры поворота относительно сцепного крюка (точка O_2) и шкворня коника роспуска (точка O_4), обозначается L_k и называется базой крестообразной сцепки. При движении на прямой ее длина (обозначается L_{k0}) равна длине дышла L_d , т. е. $L_{k0} = L_d$.

Обозначим m — смещение точек крепления F и A тросов сцепки на тяговой балке автомобиля относительно сцепного крюка и k — смещение точек P и B относительно точки O_4 — шкворня дышла роспуска. Размеры m и k называются выносом тяговой балки автомобиля и роспуска соответственно.

Конечно, соединение роспуска с автомобилем не является абсолютно жестким, тем более что плоскости расположения дышла и тросов крестообразной сцепки не совпадают и происходит «распирание» коников автомобиля и роспуска при $m \neq 0$. На поворотах база крестообразной сцепки изменяет свою величину, т. е.

$$\Delta L_k = L_k - L_{k0} \neq 0.$$

Обозначим дополнительно:

Z — расстояние между центрами тяговых балок (на прямой это расстояние Z_0), м; n — вынос сцепного крюка, м; φ — угол

¹ Лахно В. П., Лахно Р. П. Автомобильные лесовозные автопоезда. М. Гослесбумиздат, 1961.

$$Z = \sqrt{(L_{K0} - m - k)^2 + 0,25 (b_1 + b_2)^2 - 0,25 (b_1 \cos \lambda + b_2 \cos \omega)^2}. \quad (4.5)$$

$$R_2 = \frac{1}{\sin \varphi} [Z \cos \omega + (n + m) \cos \varphi + k], \quad (4.6)$$

$$R_3 = \frac{1}{\sin \varphi} (Z \cos \lambda + n + m + k \cos \varphi). \quad (4.7)$$

$$\text{Здесь } \lambda = \arctg \frac{b_2 \sin \varphi}{b_1 + b_2 \cos \varphi}, \quad \omega = \varphi - \lambda; \quad L_{\kappa 0} = C - n. \quad (4.8)$$

113

На основе анализа кинематики движения автопоездов В. П. Лакно были получены следующие формулы для определения оптимальных параметров тяговой балки автомобиля:

$$m = \frac{0,5b_2^2(R_3 + R_2 \cos \varphi - n \sin \varphi)(1 - \cos \varphi) - [R_2^2 + 2R_3^2 - R_2 \times \\ \times 2[L_{k0} + n - R_3 \sin \varphi - k(1 - \cos \varphi)] \times \\ \times (R_3 \cos \varphi + k \sin \varphi) + n^2 - 2n(R_3 \sin \varphi - k \cos \varphi) - L_{k0}(L_{k0} - 2k)]}{\times (R_2 - R_3 \cos \varphi - k \sin \varphi) + 0,5b_2^2(1 - \cos \varphi)} \times \\ \times \frac{(R_2 - R_3 \cos \varphi - k \sin \varphi)}{\sin \varphi}. \quad (4.9)$$

$$b_1 = b_2 \frac{R_3 - R_2 \cos \varphi - (n + m) \sin \varphi}{R_2 - R_3 \cos \varphi - k \sin \varphi}. \quad (4.10)$$

Угол между осями задних колес автомобиля и осями задних колес роспуска равен

$$\varphi = \arctg \frac{n}{R_2} + \arccos \frac{R_2^2 + R_3^2 + n^2 - L_{k0}^2}{2R_3 \sqrt{R_2^2 + n^2}}. \quad (4.11)$$

При определении параметров сцепки в формулы (4.9), (4.10) и (4.11) подставляются расчетные значения R_2 и R_3 . За расчетные значения R_2 принимаются минимально возможные значения, определяемые по минимальным величинам R_1 . Если не предполагается допускать никаких смещений роспуска в кривых, то $R_2 = R_3$. Если же принята определенная величина допустимого смещения роспуска $C_k = C_{кр}$, то

$$R_3 = R_2 + C_{кр}.$$

Угол ω имеет определенные конструктивные ограничения. Так, у роспуска ТМЗ-803 максимальный угол поворота дышла составляет 25° . Минимальные радиусы поворота по колее переднего наружного колеса автомобиля при испытаниях оказались равными у МАЗ-509 16 м, у КраЗ-255Л 18 м.

Приведенные выше формулы позволяют рассчитать основные параметры крестообразной сцепки и их оптимальные значения. При правильно рассчитанной сцепке смещение роспусков невелико и происходит при входе во внешнюю кривую, а при выходе — во внутреннюю сторону кривой. Размер смещения зависит главным образом от величины радиуса поворота и величины смещения буксирного прибора автомобиля. Правильная работа крестообразной сцепки обеспечивается необходимым натяжением тяговых тросов. При крестообразной сцепке также происходит уменьшение расстояния между кониками автомобиля и роспуска, но оно в 3—4 раза меньше, чем при прямой сцепке.

Подбор параметров крестообразной сцепки целесообразно делать таким образом, чтобы траектория движения колес рос-

пуска при проходе по кривой постоянного радиуса находилась бы между траекториями движения передних и задних колес автомобиля. При этом изменение расстояния между кониками автомобиля и роспуска будет меньше, чем при совпадении траекторий колес роспуска и задних колес автомобиля.

§ 3. СОПРОТИВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЮ АВТОМОБИЛЬНОГО ПРИЦЕПНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА И АВТОПОЕЗДОВ

Сопротивление движению автомобильного прицепного состава без учета сопротивлений, вызванных профилем пути и закруглениями, состоит главным образом из сопротивления качению и сопротивления воздушной среды, причем вторая составляющая у лесовозного подвижного состава имеет значительно больший удельный вес, чем у автомобилей.

Сопротивление качению прицепного состава вызывается затратами на деформацию пневматических шин (гистерезисные потери), потерями на деформацию дорожной одежды и грунта, на толчки и удары при наезде колес прицепного состава на неровности дорожного покрытия и на трение в подшипниках колес. При движении по дорогам с твердым покрытием полное сопротивление качению прямо пропорционально нагрузке на дорогу:

$$P_f = f \sum G, \quad (4.12)$$

где G — нагрузка на дорожную поверхность; f — коэффициент сопротивления движению.

Коэффициент сопротивления движению определяется опытным путем, как отношение силы сопротивления P_f качению к нормальной реакции грунта R ;

$$f = \frac{P_f}{R}.$$

При движении по грунтовым дорогам с слабоукатанной поверхностью, а также по лесосекам с влажными грунтами образуются колеи. В этом случае основными потерями являются потери на деформацию грунта. Требующееся для этого усилие равно:

$$P_f = \xi \sqrt{\frac{H}{D}} \sum G, \quad (4.13)$$

где H — глубина образующейся колеи, см; D — диаметр колеса, см; ξ — коэффициент, величина которого в зависимости от состояния грунта, составляет от 0,6 до 1.

Величина коэффициента сопротивления движению зависит как от состояния поверхности дороги, так и от давления в шинах [8]. Средние значения этого коэффициента приводятся в табл. 4.1.

4.1. Величина коэффициента сопротивления движению для пневматических шин

Наименование дорожной одежды или вида дороги	Шины	
	высокого давления	низкого давления
Асфальт и цементобетон	0,015—0,020	0,018—0,022
Щебеночно-гравийная обработанная вяжущим	0,020—0,025	0,020—0,030
Гравийная	0,023—0,035	0,023—0,035
То же, с небольшими выбоинами	0,030—0,040	0,030—0,040
Пластино-лежневая	0,020—0,030	0,020—0,030
Грунтовая сухая:		
укатанная	0,030—0,045	0,030—0,045
слабоукатанная	0,045—0,060	0,040—0,050
после дождя	0,050—0,150	0,045—0,080
Песок:		
сухой сыпучий	0,120—0,300	0,080—0,120
влажный	0,100—0,150	0,070—0,090
Снежная укатанная	0,030—0,050	0,030—0,040
Рыхлый снег глубиной 40 см	0,200—0,300	0,100—0,120

При тяговых расчетах на автомобильных дорогах общего пользования считают, что до 50 км/ч коэффициент сопротивления движению не зависит от скорости [3]. В нормативных документах Минлеспрома СССР сопротивление движению лесовозных автопоездов принимают постоянным, не зависящим от скорости.

Опыты, выполненные В. Т. Суриковым (МЛТИ) и В. А. Горбачевским (ЦНИИМЭ), показывают, что фактически скорость движения оказывает влияние на величину коэффициента сопротивления движению. В опытах указанных исследователей, проведенных на хорошей гравийной дороге, были получены следующие значения коэффициента:

$$\text{МАЗ-501} + 2\text{-Р-15}$$

$$f = 0,015 + 3 \cdot 10^{-4} v;$$

$$\text{ЗИЛ-157В} + 2\text{-ПП-18} + 2\text{-Р-5} \quad f = 0,0135 + 1,8 \cdot 10^{-4} v + 10^{-7} v^3;$$

$$\text{КрАЗ-214} + 2\text{-ПП-18} + 2\text{-Р-12} \quad f = 0,0135 + 1,4 \cdot 10^{-4} v + 10^{-7} v^3.$$

Первая формула действительна в диапазоне $v=2 \div 3$ км/ч и две последние в диапазоне $v=3 \div 60$ км/ч.

Как можно видеть, для лесовозных автопоездов, состоящих из автомобиля с несколькими единицами прицепного состава, сопротивление движению зависит от скорости.

Сопротивление движению для автопоездов больше, чем для одиночных автомобилей или прицепов. Относительное увеличение сопротивления качению с увеличением числа единиц прицепного состава, по данным Б. В. Решетникова, характеризуется следующими коэффициентами: при одном прицепе 1,08, при двух — 1,10 и при трех — 1,12.

Как видно из приведенных данных, на сопротивление движению колесного прицепного состава значительное влияние оказывает и давление в шинах. При движении подвижного состава по твердым покрытиям коэффициент

сопротивления увеличивается с уменьшением давления в шинах. При качении по мягкой поверхности на величину коэффициента сопротивления движению влияют глубина колеи, тип и состояние грунта, диаметр колеса и воспринимаемая им вертикальная нагрузка. Уменьшение давления воздуха в шине приводит к уменьшению глубины колеи, однако при этом увеличиваются и внутренние потери в шине. Поэтому для каждой шины можно определить величину давления в ней, при которой на данной поверхности коэффициент f имеет наименьшее значение.

Сопротивление воздушной среды при движении автопоезда вызывается реактивным давлением встречного воздуха, сопротивлением, создаваемым выступающими частями автопоезда, трением наружных поверхностей о близлежащие слои воздуха и затратами мощности на завихрение воздушных струй за автомобилем и в промежутках, около колес, под кузовом или пачкой хлыстов.

Сила сопротивления воздушной среды (H) равна

$$P_B = k_B F v^2, \quad (4.14)$$

где F — лобовая площадь автомобиля, m^2 ; v — скорость движения, m/c ; k_B — коэффициент сопротивления воздуха (коэффициент обтекаемости), $H \cdot c^2/m^2$, который численно равен силе сопротивления воздуха в H , создаваемой одним квадратным метром лобовой площади подвижного состава при его движении со скоростью $1 m/c$.

Величину F для одиночных автомобилей можно принимать (приблизительно) равной $0,8 BH$, где B и H габаритные ширина и высота автомобилей. Для груженых автопоездов $F = 0,9 BH$. Для лесовозных автопоездов с автомобилями ЗИЛ-157 и ЗИЛ-131 $F = 5 m^2$ (для негруженых $4 m^2$); для КрАЗ-255Л и КрАЗ-260Л $F = 9,3 (7,2) m^2$ и для МАЗ-509 $F = 7 (5,5) m^2$.

Величину коэффициента сопротивления воздуха для грузовых автомобилей обычно рекомендуется принимать $0,70$. Для грузовых автомобилей с фургоном проф. Г. В. Зими́лев¹ предлагает $K_B = 1,24$. Б. В. Решетников² предлагает увеличение сопротивления воздуха при наличии прицепов учитывать следующими коэффициентами: при одном прицепе $1,32$, при двух $1,59$ и при трех прицепах $1,84$. По данным специальных опытов В. Т. Сурикова, для лесовозных автопоездов, груженых хлыстами, $K_B = 2,8 \div 3,0$. Следует иметь в виду, что коэффициенты, предложенные Б. В. Решетниковым, относятся к обычным прицепам, поверхность которых более обтекаемая, чем поверхность автопоезда, груженного хлыстами, и поэтому для лесовозных автопоездов коэффициент должен быть большим, но до сих пор продувки лесовозного автопоезда, груженного хлыстами (или его модели), в аэродинамической трубе не производилось.

¹ Зими́лев Г. В. Теория автомобиля. М., Машгиз, 1959.

² Решетников Б. В. Экспериментальное исследование коэффициента сопротивления движению автопоезда. — Труды/ХАДИ, вып. 11, 1951.

§ 4. ВОЗДЕЙСТВИЕ КОЛЕС ПРИЦЕПНОГО СОСТАВА НА ДОРОГУ

Длительное время считалось, что для прочности дорожных одежд и их основания определяющим является вертикальная нагрузка от колес автомобилей. Действительно, на автомобильных дорогах общего пользования, как правило, нагрузки на оси прицепного состава меньше или равны осевой нагрузке автомобилей.

В лесной промышленности для более эффективного использования автомобилей в виду наличия такого специфического вида груза, как хлысты, целесообразно передавать на роспуск нагрузку, в 1,8—2,0 раза превышающую допустимую нагрузку на коник автомобиля-тягача. В силу этого создается такое положение, что воздействие колес роспуска на дорожную одежду превышает воздействие колес автомобиля. Это обстоятельство было отмечено, например, в работах Ю. М. Анастасюка (ЦНИИМЭ, 1971—1973 гг.), указавшего, что воздействие на дорожную одежду роспуска ТМЗ-803А превышает воздействие колес автомобилей МАЗ-509 и КраЗ-255Л.

4.2. Коэффициенты для приведения различных автомобилей и прицепов к осевой нагрузке 10 т

Нагрузка на ось, т	Значения коэффициентов приведения		
	по нормам ВСН 46—74	по результатам научно-исследовательских работ	
		СССР	Франция
4	0,02	0,02	0,028
6	0,10	0,10	0,08
7	0,36	0,25	0,15
8	0,43	0,37	0,31
9	—	0,50	0,56
9,5	0,68	0,67	—
10	1,0	1,0	1,0
12	—	2,0	3,4
13	—	3,0	6,2

В настоящее время расчет дорожных одежд производится с учетом нагрузки, передаваемой от колесной оси на дорожное покрытие (Инструкция по проектированию дорожных одежд нежесткого типа Минтрансстроя СССР ВСН 46—72). При этом действительное число единиц подвижного состава пересчитывается на число осей с нагрузкой 6 (для группы Б) или 10 т (для группы А). Величина коэффициентов для приведения числа автомобилей или прицепов с различной нагрузкой на ось к числу расчетных автомобилей быстро возрастает (не пропорционально) с увеличением осевой нагрузки. В табл. 4.2 приво-

дится величина этих коэффициентов для приведения различной осевой нагрузки к нагрузке группы А (10 т).

Аналогичная зависимость была получена и Американской ассоциацией дорожных инженеров (в ААШО). В данном случае за единичную нагрузку, к которой приводятся все остальные, принята 8 т:

Нагрузка на ось, т	4	6	7	8	9	10	12	13
Коэффициент приведения .	0,05	0,30	0,55	1,0	1,5	2,25	4,0	7,0

Как можно видеть, осевая нагрузка, например 10 т, эквивалентна 2,2—2,7 проходам осей с нагрузкой 8 т, а движение оси с нагрузкой 13 т по воздействию на дорогу эквивалентно проходу 7—8 осей с нагрузкой 8 т. Вот почему увеличение осевой нагрузки у роспусков сверх 9—10 т вызывает обоснованное возражение специалистов-дорожников, указывающих, что это вызовет значительное удорожание дорог.

Влияние осевой нагрузки на напряженное состояние дорожных одежд и земляного полотна четко прослеживается в опытах А. А. Фаденкова (Лесной журнал, 1976, № 6, с. 166—168). Эти опыты показывают, что установка шин увеличенного размера с пониженным внутренним давлением на колеса большегрузного роспуска ЛТ-56 не может полностью возместить с точки зрения равнозначности напряжений по глубине дороги значительного увеличения нагрузки на колесо. Такая компенсация возможна лишь для верхних слоев дорожной одежды. В табл. 4.3 приводятся основные результаты этих опытов.

4.3. Основные результаты опытов А. А. Фаденкова по определению напряжений под осями подвижного состава с различной нагрузкой

Показатели	Виды подвижного состава		
	КрАЗ-255Л тягач, задние колеса	ЛТ-56 (2-Р-20)	ТМЗ-803
Модели шин	ВЗ-3	Я-307	ИЯВ-13
Нагрузка на колесо, кН	38,8	64,7	46,5
Давление в шине, МПа	0,40	0,34	0,55
Напряжения, МПа:			
на глубине 25 см	0,206	0,192	0,198
в %	100	93	96
на глубине 45 см	0,086	0,110	0,093
в %	100	128	104
на глубине 70 см	0,030	0,043	0,034
в %	100	143	113

Приведенные результаты также показывают, что в настоящее время устойчивость и прочность дорожного полотна лесовозных дорог определяется главным образом воздействием осей лесовозного прицепного состава.

§ 5. РАСЧЕТ КОНСТРУКЦИИ ПРИЦЕПНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ЛЕСОВОЗНЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГ

Определение грузоподъемности. При проектировании и расчете прицепного подвижного состава важнейшим показателем является величина массы груза, которая может быть перевезена. Она ограничивается величиной допустимой нагрузки на пневматические колеса. Для удобства использования прицепного состава большей частью применяемый на нем тип колес и шин унифицируют с тяговой машиной. Поэтому возможная грузоподъемность роспусков и прицепов ограничена числом осей и колес, а у полуприцепов грузоподъемностью автомобиля-тягача, для которого предназначен полуприцеп, с одной стороны, и, с другой — числом осей и колес полуприцепа. Следовательно, допустимая статическая нагрузка $Q_{ст}$ на проектируемые единицы прицепного состава ограничена и не может превышать величины

$$Q_{ст} = n n_k q_{ш} - q', \quad (4.15)$$

где n — число осей; n_k — число колес на оси; $q_{ш}$ — допустимая нагрузка на шину; q' — собственная масса единицы прицепного состава.

Величина допустимой нагрузки на пневматические шины приводится в табл. 4.4.

4.4 Допустимые нагрузки на пневматические шины

Обозначение шины	Норма слон- ности	Тип протек- тора	Макси- мально допустимая нагрузка, кг	Давление при макси- мальной нагрузке, МПа	Макси- мально допустимая скорость, м/с
240—508	10	У	1500	0,50	28,0
240—508Р	10	У	1400	0,60	28,0
260—508Р	12	У	1860	0,60	28,0
260—508	10	У	1550	0,45	23,6
260—508	12	У	2030	0,60	28,0
280—508	12	Д	2080	0,53	28,0
300—508 (11,00—20)	12	Д	2350	0,53	28,0
320—508 (12,00—20)	8	ПП	2200	0,42	22,2
320—508 (12,00—20)	14	У	2730	0,56	22,2
370—508 (14,00—20)	10	ПП	2500	0,32	20,8
370—508 (14,00—20)	16	ПП	3800	0,42	14,0
1300×530—533	12	ПП	4000	0,40	20,8
1300×530—533	14	У	4000	0,40	20,8

В приведенной таблице численное обозначение обычных торондных шин, например 320—508, показывает ширину профиля шины — первое число и посадочный диаметр обода — второе число, для широкопрофильных шин первое число — наружный диаметр шины в миллиметрах, второе — ширина профиля (например, 1300×530). Условные обозначения рисунков протектора: У — универсальный, Д — дорожный, ПП — повышенной проходимости.

При проектировании роспусков следует иметь в виду, что грузоподъемность роспуска не должна превышать грузоподъемности автомобиля более

чем в 2 раза, в случае превышения этого отношения свес концов хлыстов за коником роспуска становится недопустимым.

Вертикальные динамические усилия. В процессе движения автопоезда по неровностям дороги в его деталях и узлах возникают вертикальные динамические усилия, значительно превышающие усилия от статической нагрузки. Поэтому расчетные вертикальные усилия, действующие на элементы подвижного состава, определяют с учетом динамического коэффициента β , показывающего во сколько раз динамическое усилие превышает статическое. Этот коэффициент определяется экспериментально при движении груженого лесовозного автопоезда с разными скоростями по дороге с эталонными неровностями различной высоты. Первые такие испытания были выполнены в ЦНИИМЭ. Испытания проводились с роспуском 2-Р-8, на которых размещался как гибкий (хлысты), так и жесткий грузы. При движении через неровность первой оси роспуска происходило первичное возбуждение колебаний наддрессорной части роспуска, а при проходе колесами второй оси — вторичное возбуждение колебаний. Анализ данных этих испытаний показывает, что для гибкого груза коэффициент вертикальной динамики не превышает 2,3. В тех же условиях (при стальных рессорах) для жесткого груза коэффициент вертикальной динамики был в 1,25 раза больше, чем для гибкого груза. При проведении испытаний установлено, что величина коэффициента β , определенного по записям динамических деформаций изгиба коника роспуска, такая же, как и величина динамического коэффициента для осей роспуска.

Сравнительные испытания рессорных и безрессорных роспусков, выполненные в Кавказском филиале ЦНИИМЭ (см. сноску на с. 39), показали, что для рессорного роспуска 2-Р-15Т величина максимального динамического коэффициента при скорости 15 км/ч также не превышала величины $\beta=2,3$; что же касается безрессорного роспуска ТМЗ-803Р, то в данном случае величина динамического коэффициента при первичном возбуждении колебаний достигала значения 2,8 (при скорости 30 км/ч), а при вторичном возбуждении колебаний даже величины 2,9. Во всех случаях наибольшая высота неровностей составляла 12,5 см. При движении автопоезда по обычной гравийной дороге динамический коэффициент не превышал величины $\beta=1,6$ при скорости 50 км/ч.

При исследовании взаимодействия системы пакет хлыстов — двухзвеновой автопоезд — дорога Г. Д. Храмцев получил величину динамического коэффициента для осей роспуска в пределах 2,3—2,6. По данным экспериментальных исследований, Н. И. Плужников получил коэффициент динамичности для двухосных безрессорных роспусков равный 2,2—2,4. По экспериментальным данным А. Р. Демидова (ЦНИИМЭ), коэффициент динамичности для роспуска при переезде через препятствие высотой 10 см составил 1,97, при препятствии высотой 15 см 2,15 и при высоте препятствий 20 см 2,44.

Как можно видеть из приведенного краткого обзора, для безрессорного роспуска коэффициент динамичности достигает 2,6—2,8 и для роспусков с рессорами β не превышает 2,3.

Следует указать, что приведенные динамические коэффициенты относятся к деталям роспуска. Что касается динамического коэффициента, относящегося к воздействию колес на дорогу, то благодаря влиянию пневматических шин он много меньше.

Расчет стоек и коника. Расчетная схема поворотного коника со стойками одинакова как для коников автомобильных прицепов-ропусков, так и для коника вагонов-сцепов УЖД. Расчетная схема обычно включает несущую балку коника и две шарнирно закрепленные стойки, которые дополнительно закреплены тросами или цепями, образующими раскосные стяжки. В последнее время все чаще применяются также коники со стойками, жестко закрепленными на их концах. Коники с жестко прикрепленными стойками начали применяться у лесовозных вагонов-сцепов ЛТ-22. Жестко закрепленные стойки применяются также на лесовозных вагонах железных дорог МПС.

Специфическая нагрузка в виде пачки бревен или хлыстов создает распорные усилия, действующие на стойки подвижного состава. Экспериментальные исследования по определению распорных усилий в штабеле хлыстов были выполнены И. И. Сормотиным [26] в Бисертском леспромпхозе. В результате обработки опытных данных им были получены уравнения, аппроксимирующие зависимость интенсивности распора q тс/м² (отнесенной к единице длины штабеля) от высоты штабеля H в метрах. Без учета нижнего ряда хлыстов, практически не создающего распорного усилия, изменение интенсивности распора выражается уравнением

$$q = a + bH. \quad (4.16)$$

Для беспрокладочного штабеля величина коэффициента $a=0,868$ и $b=-0,299$. При учете нижнего ряда хлыстов изменение усилий характеризуется кривой третьего порядка

$$q = \frac{H}{a + bH + cH^2}. \quad (4.17)$$

Размер коэффициентов равен $a=1,977$, $b=-0,256$, $c=0,251$. Равнодействующая усилий распора R на отрезке высоты стойки от H_2 до H_1 на длине участка пачки хлыстов l определяется для первого случая по формуле

$$R = l \int_{H_2}^{H_1} (a + bH) dH = l (H_2 - H_1) (a + bH_1/2 + bH_2/2).$$

Для второго случая с учетом нижнего ряда хлыстов

$$R = l \int_{H_2}^{H_1} \frac{H}{a + bH + cH^2} dH = \frac{l}{c} \left(\frac{1}{2} \ln \frac{a + bH_2 + cH_2^2}{a + bH_1 + cH_1^2} - \frac{b}{\sqrt{4ac - b^2}} \right) \left(\operatorname{arctg} \frac{2cH_2 + b}{\sqrt{4ac - b^2}} - \operatorname{arctg} \frac{2cH_1 + b}{\sqrt{4ac - b^2}} \right).$$

Для рассматриваемого случая $4ac - b^2 > 0$.

Некоторым неудобством приведенных формул является то, что здесь величина H должна отсчитываться от низа стойки. Величину распорного давления можно определять по методам статики сыпучих тел. Анализ опытных данных распределения распора по длине стойки показал, что они близко совпадают с значениями, полученными по формуле Кулона при средних значениях угла внутреннего трения $\varphi=10^\circ$, плотности $\rho=0,895$ и коэффициента полндревесности 0,5. По опытным данным, точка приложения равнодействующей

щей распорных усилий находится на высоте $(0,40 \div 0,41)H$, где H — высота штабеля.

Следует сказать, что приведенные данные относятся к статическим условиям и надо полагать, что при воздействии вибраций и сотрясений распорное усилие увеличится. Интенсивность распорного усилия увеличивается с верхнего конца стойки вниз. Анализ опытных данных И. И. Соромотина показывает, что распорное усилие увеличивается пропорционально расстоянию от верхнего конца стойки с интенсивностью $5,7 \text{ кН/м}^2$ на каждый метр расстояния от верхнего конца стойки. Если обозначить L_k — длину части пачки хлыстов в метрах, приходящуюся на одну стойку, то величина распорного усилия q'_k , отстоящего от вершины стойки на расстоянии $(h_c - a)$, будет равна

$$q'_k = 5700 L_k (h_c - a).$$

При отсутствии раскосных стяжек максимальное распорное усилие будет у нижнего конца стойки и равно $5700 L_k h_c$. Кроме распорного усилия на стойку действует горизонтально направленная центробежная сила $Q_{ц}$:

$$Q_{ц} = Mv^2/R, \quad (4.18)$$

где M — масса груза, кг; v — скорость, м/с. При конструировании лесовозных распусков обычно принимают для условий движения по веткам и усам $v = 5,6 \text{ м/с}$ (20 км/ч) при радиусе кривой $R = 40 \text{ м}$.

Для движения по автомобильным дорогам общего пользования учитывают следующее соотношение между минимальным радиусом и скоростью движения:

$$R \leq \frac{v^2}{g(\mu \pm 1)}.$$

Коэффициент поперечной силы μ обычно при расчетах принимается равным $0,2$. При уклоне проезжей части $i = 0$ имеем

$$v^2 = 0,2gR$$

и, следовательно,

$$Q_{ц} = 0,2gM. \quad (4.19)$$

Центробежную силу можно рассматривать как приложенную в центре тяжести поперечного сечения груза.

Нагрузка от ветра определяется с учетом удельного давления ветра, равного 500 Па , на боковую проекцию пачки груза.

Следовательно,

$$Q_{в} = 500 h_c L_k \text{ Н},$$

где $Q_{в}$ — боковая сила, являющаяся результатом давления ветра, Н.

Точка приложения ветровой нагрузки несколько не совпадает с центром тяжести сечения (при раскосных стяжках), но ввиду незначительной разницы в координатах точек приложения этих сил в расчете можно принимать, что обе поперечные силы приложены в центре тяжести сечения. Наиболее неблагоприятное сочетание, когда эти силы направлены в одну сторону.

Определение центра тяжести груза. Центр тяжести груза определяется как общий центр тяжести двух геометрически правильных фигур — прямоугольника и трапеции. Площадь прямоугольника

$$S_{\Pi} = (h_c - a) l_k$$

и площадь трапеции

$$S_{\text{тр}} = \frac{l_k + (l_k - 2a)}{2} a.$$

Расстояние от основания прямоугольника до его центра тяжести

$$l_{\text{пр}} = \frac{h_c - a}{2},$$

расстояние от меньшей стороны трапеции до ее центра тяжести

$$l_{\text{тр}} = \frac{a}{3} \cdot \frac{2l_k + (l_k - 2a)}{l_k + (l_k - 2a)}$$

(размеры l_k и a показаны на рис. 52).

Расстояние от оси балки коника до общего центра тяжести обеих фигур

$$h_{\text{ц}} = \frac{1}{6} \cdot \frac{3l_k h_c - a^2 (l_k - 4a)}{l_k h_c - a (l_k + 1) + l_k}. \quad (4.20)$$

Опорные реакции в скользунах и пятнике определяются из уравнения моментов. Опорная реакция в правом скользуна определяется из равенства

$$(Q_{\text{ц}} + Q_{\text{в}}) h_{\text{ц}} - Q_{\text{ск}} \left(\frac{l_k}{2} - b \right) = 0.$$

Следовательно

$$Q_{\text{ск}} = \frac{(Q_{\text{в}} + Q_{\text{ц}}) h_{\text{ц}}}{0,5l_k - b}. \quad (4.21)$$

Горизонтальная реакция в подпятнике

$$Q_{\text{п}}^{\text{г}} = Q_{\text{ц}} + Q_{\text{в}},$$

вертикальная

$$Q_{\text{п}}^{\text{в}} = Q_{\text{к}} - Q_{\text{ск}},$$

Обычно вертикальная реакция в скользунах находится в пределах 0,10—0,20 от вертикальной реакции в подпятнике. Как указано выше, распределенная нагрузка от распорного усилия, приложенная к стойкам, возрастает от вершины стоек до точки крепления раскосных тросов. Обозначим распределенную нагрузку на стойку от центробежной силы $q_{\text{ц}}$ и от ветровой нагрузки $q_{\text{в}}$. Эпюры этих распределенных нагрузок прямоугольные. Эпюры суммарных распределенных нагрузок, действующих на правую часть рамы, приводятся на рис. 52, б.

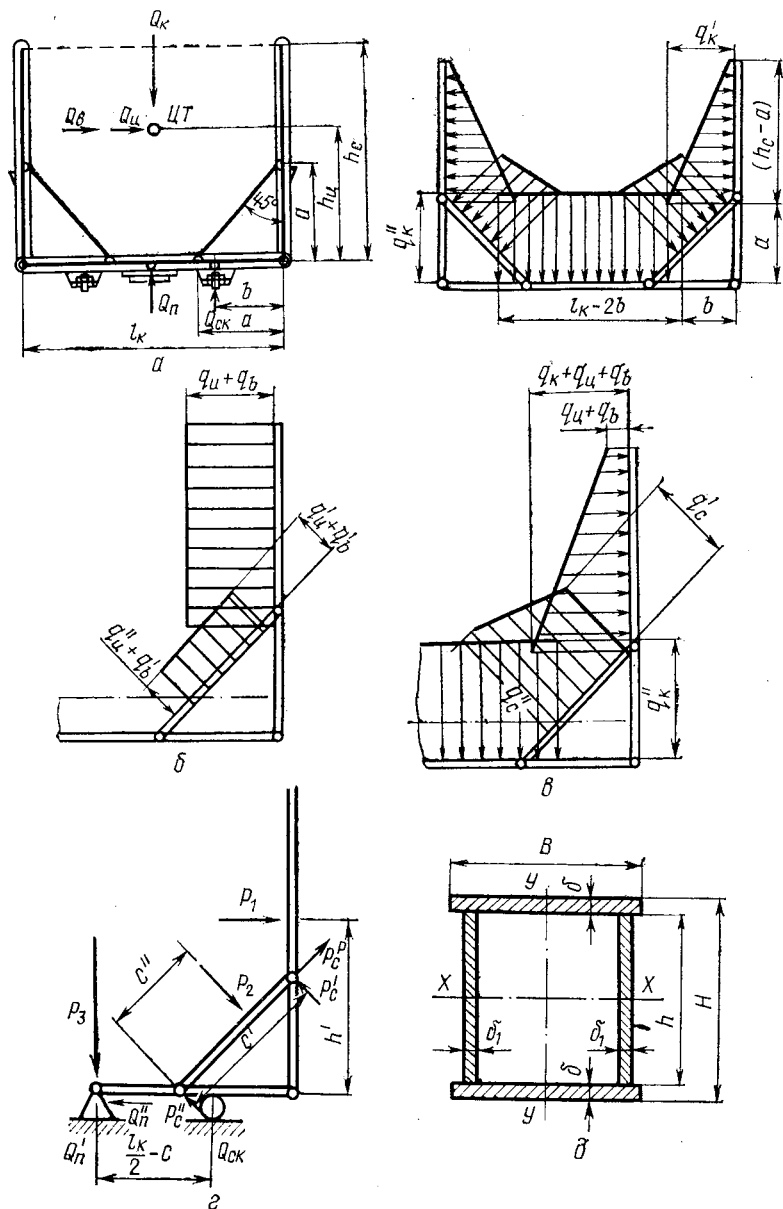


Рис. 52. Расчет коников и стоек лесовозного подвижного состава:
 а — расчетная схема; б — эпюра распределенных нагрузок от силы бокового давления ветра и центробежной силы; в — суммарная эпюра распределяющих нагрузок; г — эпюра сосредоточенных сил; д — поперечное сечение стойки

Распределенные нагрузки на стяжках равны:
в верхнем конце

$$q'_c = q'_k \sin 45^\circ + q'_c + q'_b,$$

в нижнем конце стяжки

$$q''_c = q''_k \sin 45^\circ + q''_c + q''_b.$$

Эпюры суммарных распределенных нагрузок, включающих нагрузки от веса груза, центробежной силы и ветра, приводятся на рис. 52, в.

Определение сосредоточенных сил. Имея эпюры суммарных распределенных нагрузок, можно определить сосредоточенные силы, эквивалентные площадям этих эпюр (рис. 52, з). Обозначим: P_1 — горизонтальное усилие, действующее на стойку; P_2 — усилие, действующее на стяжку и нормальное к ней; P_3 — усилие, действующее на пятник. Внутренние усилия в шарнирах могут быть определены путем последовательного рассмотрения элементов расчетной схемы. Поперечные реакции в узлах стяжек равны:
в верхнем узле

$$P'_c = P_2 c' / c', \quad (4.22)$$

в нижнем узле

$$P''_c = P_2 (c' - c'') / c'. \quad (4.23)$$

Продольное усилие P^p_c , на которое должна рассчитываться стяжка, может быть найдено из уравнения моментов относительно шарнира правой стойки-балки

$$P_1 h' + P'_c \sin 45^\circ a - P^p_c a \sin 45^\circ = 0.$$

При построении эпюр на участках стяжки распределенные нагрузки проектируются на направление, нормальное к стяжкам. В этом случае их величина по концам стяжек равна

$$q'_c = q_{цв} \sin 45^\circ, \quad q''_c = q_{цн} \sin 45^\circ,$$

$q_{цв}$ и $q_{цн}$ — центробежные нагрузки соответственно на верхнем и нижнем участках стойки.

Распределенная нагрузка от ветра может быть определена аналогично. Усилие, направленное вдоль стяжки, равно

$$P^p_c = \frac{P_1 h'}{a \sin 45^\circ} + P'_c. \quad (4.24)$$

Поперечная сила в шарнире стойки равна

$$\frac{P_1 (h' - a)}{a},$$

а продольная сила в стойке

$$P^p_c + P'_c \sin 45^\circ.$$

Составляя уравнение моментов для каждого узла, можно последовательно определить усилия во всех шарнирах.

Для определения напряжения от изгиба стоек необходимо найти наибольший изгибающий момент. В данном случае он будет равен

$$M_c = P_1(h' - a). \quad (4.25)$$

В зависимости от формы и размеров сечения стойки определяется ее момент сопротивления. В последнее время часто применяют прямоугольное и квадратное сечения (например, типа показанного на рис. 52, б). В этом случае момент сопротивления

$$W_x = \frac{BH^3 - (B - 2\delta)h^3}{6H}. \quad (4.26)$$

Максимальные напряжения будут равны

$$\sigma = M_c / W_x \quad (4.27)$$

При определении изгибающего момента коника следует рассматривать случай, когда в одном из скользунов имеется зазор, и балка коника от подпятника до одного из ее концов представляет собой консоль. Наибольший изгибающий момент находится в сечении подпятника. При расчете коника вертикальное усилие, действующее на него, определяется с учетом коэффициента динамики (обычно принимается 2,3) и коэффициента, учитывающего неравномерность нагрузки (обычно принимается 1,3). Стойки большей частью изготовляются из стали 09Г2 с пределом текучести $\sigma_T = 310$ МПа. Для основания коника может использоваться лист из Ст. 3 с пределом текучести $\sigma_T = 240$ МПа.

Расчет рам прицепного состава. Расчет рам роспусков наиболее прост ввиду симметричности нагрузки и передачи вертикальных усилий от коника до оси роспуска (или оси балансиров) в одной плоскости. Более сложным является расчет лонжеронов полуприцепов, особенно в тех случаях, когда полуприцепы предназначены для перевозки не только длинномерных грузов и на лонжероны действуют различные по величине силы. Кроме того, непостоянное сечение лонжеронов полуприцепа вызывает необходимость учитывать его собственную массу по отдельным участкам, располагая усилия, соответствующие собственной массе, в центре каждого участка. Нагрузки от коников принимаются с учетом коэффициента вертикальной динамики. С достаточной точностью можно рассчитать рамы полуприцепов и прицепов графоаналитическим методом. В этом случае на графическое изображение лонжерона (обычно в масштабе 1 : 10) наносят места расположения вертикальных нагрузок и в стороне строят силовой многоугольник в определенном (произвольном) масштабе. Веревочный многоугольник вычерчивают под изображением лонжерона в том же масштабе, что и лонжерон. Как известно, изгибающий момент в любом сечении балки равен произведению полюсного расстояния силового многоугольника, взятого в масштабе сил, на ординату веревочного многоугольника и измеренного в том же сечении в масштабе длин. Эпюру изгибающих моментов вычерчивают под веревочным многоугольником и на том же чертеже под соответствующими сечениями лонжерона вычерчивают графики момента сопротивлений лонжерона рамы и график изменения величины напряжений по длине лонжерона. В зависимости от величин полученных на различных участках лонжерона напряжений вносят изменения в ранее

намеченную конструкцию рамы, облегчая или усиливая отдельные части лонжерона.

Произвести точный расчет рам с учетом всех видов напряженного состояния и всех особенностей приложения нагрузки трудно. Поэтому обычно удовлетворяются указанным выше приближенным расчетом. Так, реакции рессор берут исходя из предположения, что они симметричны и действуют вертикально, хотя в действительности реакция направлена по оси рессорной серьги.

Оценка прочности рам производится по допускаемым напряжениям, определяемым по пределу текучести материала рамы. При одноосном растяжении или сжатии допускаемое напряжение $[\sigma] = \sigma_T / k_b$, (4.28)

где σ_T — предел текучести материала; k_b — коэффициент безопасности, учитывающий концентрацию напряжений, качество сборки, нестабильность механических свойств металла; этот коэффициент при точных методах расчета и при наличии достоверных экспериментальных данных принимают 1,3—1,5, а при приближенных способах 3,0—3,5.

В тех местах рамы, где имеется сложное напряженное состояние, характеризующееся нормальным напряжением σ и касательным τ , при оценке прочности используют эквивалентное напряжение, вычисляемое на основании энергетической теории прочности по формуле $\sigma_3 = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$.

Материалом для изготовления рам прицепов служат углеродистые стали с содержанием углерода 0,20—0,30. Для облегчения прицепного состава целесообразно при изготовлении рам использовать низколегированные стали. Согласно рекомендациям ЦНИИ промышленных сооружений и Промстальконструкции для сварных стальных конструкций при замене углеродистой стали с пределом текучести 240 МПа сталью с пределом текучести 350 МПа толщина и, следовательно, масса растянутых элементов конструкции уменьшается на 29,4%, а изгибаемых элементов на 20,7%.

Применение низколегированных сталей по сравнению с углеродистыми эффективно лишь в том случае, если при этом достигается снижение массы деталей не менее чем на 15—17%.

Расчет осей. Конструкция и размеры осей должны обеспечивать достаточную прочность, гарантирующую безопасность движения в любых эксплуатационных условиях; достаточную жесткость, чтобы не нарушалась параллельность колес, а также возможность снижения массы неподрессорных частей прицепного состава. На концах осей имеются цапфы, размеры которых обычно назначаются такими же, как у применяемых с прицепами автомобилей. Это позволяет использовать те же ступицы и подшипники, какие применяются у тяговой машины. Для прикрепления рессор к осям устраивают специальные полки прямоугольной формы с отверстиями для крепления рессор. Иногда оси делают из квадратного или круглого проката, но они в большинстве случаев оказываются неоправданно тяжелыми. В последнее время применяют более целесообразные конструкции — трубчатые, двутаврового профиля или даже коробчатого сечения.

При расчете ось рассматривают как балку, лежащую на двух опорах (рессоры или балансиры) и нагруженную на концах силами (цапфы колес). Опасным является сечение в месте передачи усилий от рессор или балансиров.

Обозначим: a — расстояние (в метрах) от плоскости качения дисков до центра приложения вертикального давления на ось; n — число осей, на

которые передается нагрузка Q_k от коника; k_n — коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки на отдельные колеса (1,3—1,5). В этом случае изгибающий момент равен

$$M_n = \frac{Q_k k_n a}{2n} \text{ Н·м.} \quad (4.29)$$

При установке тормозов появляются дополнительные моменты и напряжения в осях увеличиваются под действием реактивного тормозного момента. Изгибающий момент на кручение равен

$$M_{кр} = \psi_{сц} \frac{Q_n}{2n} R, \quad (4.30)$$

где $\psi_{сц}$ — коэффициент сцепления шин с дорогой (0,5); R — радиус расчетного колеса, м.

Следует подчеркнуть, что наилучшие показатели в отношении величины массы и прочности имеют трубчатые оси. Для трубчатых и круглых осей проф. Е. А. Чудаков рекомендует напряжения определять по формуле

$$\sigma = \frac{M_n + \sqrt{M_n^2 + M_{кр}^2}}{2W} \text{ Па.}$$

Ступицы и подшипники прицепов, как указывалось выше, принимают стандартными, и их расчет здесь поэтому не приводится. По ГОСТ 14650—69 для автомобильных прицепов и полуприцепов должны применяться следующие типы осей: при осевой массе 4 т А4 и Б4, при осевой массе 6 т А6 и Б6 и при осевой массе 10 т Б10. Число шпилек при применении осей Б4 должно быть шесть, при осях А4 и Б6 восемь и при осях А6 и Б10 десять.

Расчет сцепных устройств. Расчет стержня крюка или вилки. Стержень тягового крюка или вилки испытывает постоянные по знаку, но пульсирующие по величине напряжения растяжения (II вид нагрузки). Диаметр тягового стержня равен

$$D_c = \sqrt{\frac{4P_p}{\pi [\sigma_p]}} \text{ м.} \quad (4.31)$$

Здесь P_p — расчетная нагрузка, Н; σ_p — допускаемое напряжение 100—200 МПа, в зависимости от термообработки; в учебных расчетах можно принимать 150 МПа.

Расчет ведется на наибольшую нагрузку, возникающую при трогании с места, причем принимается максимальное значение тягового усилия, возможного по условиям сцепления, т. е.

$$P_p = 1,2 P_{сц} \varphi_{сц},$$

где $P_{сц}$ — усилие, передаваемое сцепными осями автомобиля на дорогу.

Диаметр шкворня в сцепном устройстве равен

$$D_{ш} = \sqrt{\frac{4P_p}{2\pi [\tau_{ср}]}} \text{ м.} \quad (4.32)$$

Допускаемое напряжение на срез принимается $(\tau_{ср}) = 60 \div 120$ МПа.

Тяговые приборы изготавливаются из стали марки 40 или 45.

Расчет дышла. Дышло прицепа рассчитывается на растяжение, но то же, что и в предыдущем расчете усилие, т. е. максимально возможную силу тяги при заторможенном или упирающемся в препятствие прицепе. Кроме того, дышло должно проверяться на устойчивость от сжимающих усилий, возникающих при маневрах и движении автомобиля назад. При этом предусматривается, что сжимающее усилие может действовать под углом до 15° к оси дышла.

Требуемая площадь сечения F дышла при проверке на сжатие равна

$$F = \frac{P_p}{1,4} + 0,577kl^2 \text{ см}^2, \quad (4.33)$$

где k — коэффициент, равный для швеллера 7, для круглого сечения 4, для квадратного 12; l — длина дышла, м.

Расчет тяговых тросов крестообразной сцепки. Тяговые тросы крестообразной сцепки подбираются по максимальному усилию, возникающему при прохождении автопоезда по кривой, определяемому из следующего выражения (В. П. Лахно):

$$F_{тр} = P_p \sqrt{1 + \frac{b_1^2 + b_2^2 + 2b_1b_2 \cos \varphi}{4Z^2}} \text{ Н}, \quad (4.34)$$

или по более упрощенной формуле

$$F_{тр} = P_p \sqrt{1 + \frac{b_1^2 + b_2^2 + 2b_1b_2 \cos \varphi}{4L_d^2}} \text{ Н},$$

где P_p — тяговое усилие в кривых при увеличенном сопротивлении движению, кг; b_1 — расстояние между точками крепления тяг на тяговой балке автомобиля (ширина тяговой балки), м; b_2 — расстояние между точками крепления тяг на роспуске (ширина тяговой балки роспуска), м; Z — расстояние между точками D и E (см. рис. 51), м; φ — угол между продольными осями автомобиля и роспуска при минимальном радиусе поворота автомобиля (см. рис. 51); L_d — длина дышла, равная $L_d = c - n$, здесь c — расстояние между кониками автомобиля и роспуска, м; n — вынос сцепного крюка автомобиля (см. рис. 51), м.

Величины P_p , Z и φ определяются из следующих выражений:

$$P_p = Q/g (f + f_{кр} + i_p) \text{ Н};$$

$$Z = \sqrt{(R_{2 \min} - R_{3 \min} \cos \varphi - k \sin \varphi)^2 + (R_{3 \min} \sin \varphi - n - m - k \cos \varphi)^2} \text{ м}.$$

Значение φ определяется по формуле (4.11), подставляя вместо R_2 значение $R_{2 \min}$ и вместо R_3 — $R_{3 \min}$.

Здесь Q — полная масса (брутто) прицепного состава, кг; f — коэффициент сопротивления движению; $f_{кр}$ — коэффициент дополнительного удельного сопротивления движению на кривых (безразмерная величина); i_p — расчетный максимальный подъем, ‰; $R_{2 \min}$ и $R_{3 \min}$ — минималь-

ные радиусы поворота автомобиля и роспуска, м; m и k — вынос тяговых балок автомобиля и роспуска (см. рис. 51), м; $L_{\text{ко}}$ — база крестообразной сцепки, равная $L_{\text{ко}} = C - n$, м.

При правильно рассчитанной крестообразной сцепке минимальные радиусы поворотов автомобиля $R_{2 \min}$ и роспуска $R_{3 \min}$ можно принимать одинаковыми, т. е. $R_{2 \min} = R_{3 \min}$.

Расчет размеров тяговых балок автомобиля. Расчет элементов крестообразной сцепки включает в себя определение расстояния между точками крепления тяговых тросов крестообразной сцепки на тяговой балке автомобиля b_1 (ширина тяговой балки автомобиля) и смещение этих точек относительно центра сцепного крюка m (вынос тяговой балки автомобиля). Вынос считается положительным, если точки крепления тяговых тросов смещены назад (по ходу автомобиля) относительно центра зева сцепного крюка, и отрицательным — при смещении вперед. Расстояние между точками крепления тяговых тросов крестообразной сцепки на тяговой балке роспуска b_2 (ширина тяговой балки роспуска) и смещение этих точек относительно оси колес одноосного или оси балансиров двухосного роспуска k (вынос тяговой балки роспуска), как правило, задаются конструктивно при проектировании роспуска.

Расчет ширины и выноса тяговой балки автомобиля можно проводить аналитическим и графическим путем.

Например, необходимо рассчитать размеры тяговой балки автомобиля для автопоезда, состоящего из автомобиля ЗИЛ-151 и роспуска 2-Р-8, при вывозке хлыстов длиной $L_x = 24$ м.

Исходные данные следующие:

Вынос сцепного крюка автомобиля n , м	1,75
Минимальный радиус поворота середины оси балансирующей подвески задней тележки трехосного автомобиля или оси задних колес двухосного автомобиля R_2 , м	10
Вынос тяговой балки роспуска K , м	0,153
Ширина тяговой балки роспуска b_2 , м	2
Смещение траектории роспуска * $R_3 - R_2 = C_{\text{кр}}$	0
Расстояние между кониками автомобиля и роспуска C , м	10,5
Длина дышла $L_g = C - n = L_{\text{ко}}$, м	8,75

А. Аналитический расчет (метод В. П. Лахно).

1. Определяем угол поворота φ оси (см. гл. 4, § 2) балансиров роспуска относительно оси балансирующей подвески автомобиля

$$\varphi = \arctg \frac{1,75}{10} + \arccos \frac{10^2 + 10^2 + 1,75^2 - 8,75^2}{2 \cdot 10 \sqrt{10^2 + 1,75^2}} = 61^\circ 23' 17''.$$

2. Определяем вынос тяговой балки автомобиля m относительно оси сцепного крюка

$$m = \frac{ab - qd}{ld + bf} = \frac{3,674955 \cdot 1,042250 - 0,246713 \cdot 5,076934}{3,282876 \cdot 5,076934 + 1,042250 \cdot 0,877883} = 0,147 \text{ м},$$

* Смещение траектории роспуска определяется как разность радиусов поворота середины оси одноосного роспуска или середины оси балансиров двухосного роспуска R_2 и середины задней оси двухосного автомобиля или середины оси балансирующей подвески трехосного автомобиля R_3 . Буквы «р» в индекс обозначают, что эти радиусы являются расчетными.

$$a = R_3 - R_2 \cos \varphi - n \sin \varphi = 10 - 10 \cdot 0,478875 - 1,75 \cdot 0,877883 = 3,674955;$$

$$b = 0,5b_2^2(1 - \cos \varphi) = 0,5 \cdot 2^2(1 - 0,478875) = 1,042250;$$

$$q = R_2^2 + R_3^2 - 2R_2(R_3 \cos \varphi + k \sin \varphi) + n^2 - 2n(R_3 \sin \varphi - k \cos \varphi) - L_{k0}(L_{k0} - 2k) = 10^2 + 10^2 - 2 \cdot 10(10 \cdot 0,478875 + 0,153 \cdot 0,877883) + 1,75^2 - 2 \cdot 1,75(10 \cdot 0,877883 - 0,153 \cdot 0,478875) - 8,75(8,75 - 2 \cdot 0,153) = 0,246713;$$

$$d = R_2 - R_3 \cos \varphi - k \sin \varphi = 10 - 10 \cdot 0,478875 - 0,153 \cdot 0,877883 = 5,076934;$$

$$l = 2[L_{k0} + n - R_3 \sin \varphi - k(1 - \cos \varphi)] = 2[8,75 + 1,75 - 10 \times 0,877883 - 0,153(1 - 0,478875)] = 3,282875;$$

$$f = \sin \varphi = 0,877883.$$

3. Определяем ширину тяговой балки автомобиля

$$b_1 = b_2 \frac{R_3 - R_2 \cos \varphi - (n + m) \sin \varphi}{R_2 - R_3 \cos \varphi - k \sin \varphi} = 2 \cdot \frac{10 - 10 \cdot 0,478875 - (1,75 + 0,147) \cdot 0,877883}{10 - 10 \cdot 0,478875 - 0,153 \cdot 0,877883} = 1,397 \text{ м.}$$

Б. Графический расчет (метод В. П. Лахно) приведен в первом издании книги. Для обеспечения хорошего следования колес роспуска по колею тяговой машины при перевозке в производственных условиях хлыстов разной длины необходимо на тяговой балке автомобиля иметь набор отверстий, обеспечивающих возможность изменения точек крепления тяговых тросов при изменении длины хлыстов.

Стоимость автомобильного прицепного состава. При курсовом и дипломном проектировании для правильного определения объема капитальных вложений и составления смет необходимо знать не только прочность и кинематические особенности прицепного состава, но и его стоимость. По данным прейскуранта № 21—01 (ч.1) на конец 1978 г. цена различных типов роспусков и полуприцепов в рублях составляла:

роспуск лесовозный ГKB 9383:

со складывающимся дышлом	2900
со съёмным дышлом	2680

роспуск лесовозный:

TM3 802 (8 т)	1600
TM3 802A	1250

полуприцеп бортовой:

КАЗ 717	2430
ОДАЗ 885	1250
МАЗ 5245	1800

Прейскурантные цены периодически пересматриваются и уточняются по мере совершенствования конструкции прицепного состава.

РАЗДЕЛ III

ПРИЦЕПНОЙ ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ ЛЕСОВОЗНЫХ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

Глава 5

УСТРОЙСТВО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В лесной промышленности используются в основном железные дороги колеи 750 мм (узкоколейные). В последние годы протяжение лесовозных узкоколейных железных дорог уменьшилось в связи с истощением сырьевых баз ранее построенных дорог. Из оставшихся 247 дорог 27 также не обеспечены сырьевым фондом. В то же время дороги, имеющие сырьевую базу, удлиняются, в связи с чем ежегодно строится около 800 км пути. Общее протяжение лесовозных узкоколейных дорог, по данным ЦНИИМЭ на 1.01.1977 г., составляет по Минлеспрому СССР 15,1 тыс. км и по другим министерствам и союзным республикам примерно 1,6 тыс. км. На лесовозных УЖД имеется свыше 1700 тепловозов и 10 000 мотовозов. Число вагонов достигает 30 тыс., в том числе 27,9 тыс. грузовых и 1445 пассажирских, в числе грузовых вагоны и платформы составляют 8,3 тыс., цистерн почти 2 тыс. [27, 33]. При вывозке леса по железным дорогам нормальной колеи используется подвижной состав Министерства путей сообщения (МПС) СССР.

Прицепной подвижной состав лесовозных железных дорог состоит из вагонов общего назначения (крытых вагонов, платформ и др.), специального лесовозного подвижного состава, пассажирских и специальных вагонов различного назначения.

Платформы используются для перевозки сортиментов, пиломатериалов и дров, для перевозки балластных материалов и строительных грузов, а также для перевозки оборудования и различных хозяйственных грузов. Крытые вагоны используются для перевозки продовольственных и хозяйственных грузов, а специально оборудованные и для перевозки рабочих. Специальные лесовозные вагоны созданы для перевозки хлыстов, полухлыстов и деревьев. Для перевозки одного грузового пакета они комплектуются попарно и такой комплект называется вагоном-сцепом.

Для перевозки отдельных видов специфических грузов также имеются специально сконструированные вагоны: для перевозки воды и горюче-смазочных материалов — цистерны, для перевозки балласта — саморазгружающиеся полувагоны, для перевозки тяжелой лесозаготовительной техники — транспортеры и пр. В зависимости от назначения вагоны устроены различно, но в них имеются элементы общие для любого типа вагона: ходовые части, рама, кузов, ударно-цепные приборы и тормозные устройства. У специальных лесовозных вагонов вместо кузова имеется специальное технологическое оборудование для размещения и удержания древесных стволов — коник (или рамный коник). К ходовым частям вагонов относятся устройства, обеспечивающие безопасное передвижение вагона по рельсовому пути с расчетной скоростью движения: колесные пары, буксы, рессоры и тележки. По устройству ходовых частей вагоны делятся на тележечные и бестележечные и могут быть двух-, трех-, четырех- и многоосными. С увеличением числа осей можно либо уменьшить нагрузку на ось и тем самым снизить ее воздействие на путь, либо увеличить грузоподъемность вагона. В настоящее время на УЖД двухосные вагоны почти не применяются. Как правило, вагоны имеют четыре оси, объединенные в две двухосные тележки, что облегчает проход вагонов в кривых малых радиусов. Важной характеристикой ходовых частей вагона, кроме осевой нагрузки, является жесткая база, т. е. расстояние между параллельными крайними осями, жестко связанными рамой вагона или тележки. Чем меньше жесткая база, тем лучше проходимость вагона в кривых. Расстояние между шкворнями двухосных тележек называется базой вагона. У бестележечных вагонов база вагона совпадает с жесткой базой. Расстояние между осями крайних колесных пар одной тележки называется базой тележки.

Рама вагона воспринимает действующие на вагон вертикальные и горизонтальные усилия и обычно состоит из скрепленных в жесткую конструкцию продольных и поперечных балок, а у некоторых лесовозных вагонов — из одной мощной хребтовой балки. У вагонов общего назначения рама является основанием кузова, а у лесовозных вагонов-сцепов — основанием, на котором размещается технологическое оборудование вагона.

Кузов вагона служит для размещения груза, и конструкция его зависит от вида груза. Специальный лесовозный вагон кузова не имеет, что позволяет снизить массу тары.

Ударно-цепные приборы устраиваются для сцепления вагонов между собой и с локомотивами, а также для передачи тяговых и сжимающих усилий от одного вагона к другому. Продольные ударные усилия воспринимаются буферами, а тяговые и тормозные усилия передаются через цепные стяжки и крюки или через автосцепки.

Тормозные устройства обеспечивают искусственное увеличение сопротивления движению при остановке или требуемом уменьшении скорости поезда. Они бывают ручные, прямодействующие и автоматические. Тормозные устройства состоят из средств управления и тормозного оборудования. Все части вагона должны соответствовать проектным размерам, установленным ГОСТами и техническими условиями.

Следует указать на некоторые особенности подвижного состава узкоколейных железных дорог по сравнению с вагонами дорог нормальной колеи.

В связи с вдвое более узкой колеей при той же разнице в уровне рельсов угол перекаса пути и угол наклона подвижного состава на узкоколейных путях вдвое больше, поэтому и неравномерность нагрузки от подвижного состава на рельсы правой и левой сторон на УЖД больше, чем на дорогах нормальной колеи. Статическая устойчивость узкоколейных вагонов меньше. Отношение ширины вагонов узкоколейных дорог (по габариту) к ширине колеи равно 3,2—3,3, в то время как на железных дорогах нормальной колеи (1520 мм) оно равно 2,2—2,4. Отношение высоты узкоколейных вагонов к ширине колеи составляет 4,2—4,4, а на дорогах нормальной колеи 3,5—3,6.

У узкоколейных вагонов диаметр колес меньше, чем у вагонов нормальной колеи, и обычно равен 500—610 мм, а на дорогах нормальной колеи колеса товарных вагонов имеют диаметр 900—950 мм. Благодаря меньшему диаметру колес инерционные усилия необрессоренных вращающихся масс у узкоколейных вагонов значительно меньше. Уменьшение диаметра вагонов сказывается и на понижении центра их тяжести и влияет на повышение его устойчивости. В то же время меньший диаметр колес вызывает увеличенный износ поверхности катания колес, усиливает удары в стыковых зазорах, увеличивает сопротивление движению и вызывает неблагоприятное воздействие на вагон при движении по неровностям пути.

В связи с временным назначением лесовозных узкоколейных железных дорог и необходимостью устраивать пути возможно дешевле подвижной состав этих дорог должен быть в максимальной степени поставлен в зависимости от параметров легкого узкоколейного пути и проектироваться таким образом, чтобы не вызвать усиления, удорожания и утяжеления пути. В отличие от дорог общего пользования нормальной колеи, где путь должен соответствовать подвижному составу и где обычно определяющими являются параметры подвижного состава, лесовозный узкоколейный путь и подвижной состав должны проектироваться совместно, с учетом взаимовлияния их параметров.

Краткая историческая справка. Первое массовое строительство узкоколейных вагонов — свыше 500 было осуществлено в 1873—1880 гг. для узко-

колейной дороги Мальцевского торгово-промышленного товарищества, которая связывала группу механических заводов, лесоразработки, лесозаводы и пристани. Вагоны строились на Людиновском и Радвицком машиностроительных заводах. В 1883 г. «Лесной журнал» выступил за широкое использование узкоколейных железных дорог в лесной промышленности. Узкоколейные вагоны, кроме мальцевских заводов, начали строиться с 1896 г. на Мытищинском машиностроительном заводе, с 1903 г. на Усть-Катавском вагоностроительном заводе на Южном Урале и с 1903 г. на Торецком заводе. Русскими инженерами из Первого общества подъездных путей были созданы оригинальные образцы подвижного состава с цельнолитой буксой, бесчелюстным рессорным подвешиванием и автоматическим торможением, а также специальный подвижной состав в виде отдельных тележек для перевозки лесных грузов. Академик В. Н. Образцов высоко оценивал конструкции подвижного состава для перевозки леса, указывая на то, что отказ от кузова и платформы позволяет иметь очень низкий коэффициент тары.

В дореволюционной России узкоколейные дороги достигли наибольшего протяжения к 1906 г. — 4450 км. В годы Советской власти УЖД получили значительное развитие и в качестве промышленного транспорта и к 1935 г. их протяженность достигла 13 тыс. км. В этот период они начали широко применяться и в лесной промышленности. К 1940 г. вагонный парк лесовозных УЖД достигал почти 10 тыс. вагонов, но на вывозке древесины использовались платформы общего назначения, специально спроектированный подвижной состав по существу отсутствовал. В послевоенный период лесовозные узкоколейные железные дороги получили большое развитие и к 1962 г. их протяжение достигло 26 тыс. км. Однако с 1964 г. бывш. Гослескомитет принял решение прекратить дальнейшее проектирование лесозаготовительных предприятий на базе узкоколейных железных дорог. В. П. Татаринов [27] указывает, что такое однозначное решение для всех лесных районов страны, как показала жизнь, было ошибочным. Оно не усилило строительства лесовозных дорог круглогодичного действия, а ослабило его. В настоящее время узкоколейные железные дороги являются одним из факторов, обеспечивающих более равномерную поставку народному хозяйству древесины. Их строительство при годовых грузооборотах свыше 300—350 тыс. м³ дешевле, чем строительство автомобильных дорог, а себестоимость перевозок ниже.

С развитием вывозки хлыстов появилась потребность в специализированном подвижном составе. Такой подвижной состав начал проектироваться и строиться по инициативе ЦНИИМЭ. Первоначально использовались обычные платформы, переоборудованные на месте, затем были созданы конструкции сцепов, состоящие из небольших двухосных тележек, связь между которыми осуществлялась через пачку хлыстов (тележки ЦКБ, РТ-2). Такой подвижной состав имел незначительный коэффициент тары, но требовал частичной обрезки хлыстов и не позволял установить на подвижном составе автотормозное оборудование. После ряда вариантов в ЦНИИМЭ совместно с конструкторским бюро Днепродзержинского вагоностроительного завода были разработаны специальные вагоны-сцепы ЦНИИМЭ — ДВЗ, которые длительное время выпускались первоначально Днепродзержинским, а затем Алтайским вагоностроительным заводом. В то же время специализированный подвижной состав для торфяной промышленности выпускал Демиховский

машиностроительный завод в Московской области. С 1969 г. выпуск всех видов вагонов для УЖД был поручен Демиховскому машиностроительному заводу, в том числе и лесовозных вагонов-сцепов, а также платформ, крытых вагонов, пассажирских и других вагонов для дорог узкой колеи. Конструкторское бюро завода проделало большую работу по совершенствованию конструкций вагонов различных типов. В 1977 г. завод перешел на серийный выпуск новых лесовозных вагонов-сцепов моделей 43-043, 43-082 (ЛТ-22). В то же время работниками завода совместно с научными сотрудниками ЦНИИМЭ ведется работа по созданию новой конструкции технологического оборудования лесовозных вагонов-сцепов.

Стоимость вагонов. Вагонный парк на лесовозных УЖД обычно по своей стоимости превосходит парк тяговых машин (локомотивов) и составляет значительную часть основных средств предприятия. Для правильного составления смет и определения эксплуатационных расходов при курсовом и дипломном проектировании в высших учебных заведениях необходимо иметь данные о цене различных типов прицепного подвижного состава. Такие данные на 1977 г. следующие:

	Цена, руб
Полусцеп ЦНИИМЭ—ДВЗ на подшипниках скольжения:	
нетормозной	1110
тормозной	1260
Сцепы (комплект) ЛТ-22 (зав. № 43-082) на подшипниках скольжения	2600
Платформа лесовозная ЛТ-14 (зав. № 43-083):	
на подшипниках скольжения	1200
» » качения (зав. № 43-084)	1950
Платформа 20 т (зав. № 203) на подшипниках качения	3070

Запасные комплекты

Колесная пара с роликовыми подшипниками	270
Тележка грузоподъемностью 9 т нетормозная с подшипниками скольжения	255
Тележка грузоподъемностью 9 т с литыми боковинами и подшипниками качения, тормозная	900

§ 2. ВИДЫ И ОСОБЕННОСТИ ПРИЦЕПНОГО СОСТАВА ЛЕСОВОЗНЫХ УЗКОКОЛЕЙНЫХ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

На лесовозных узкоколейных железных дорогах применяются различные конструкции вагонов. Наибольшую долю из общего количества вагонов составляют специальные лесовозные вагоны-сцепы. На 1.01.1977 г. на предприятиях Минлеспрома СССР их имелось 13 580. Второе место по удельному весу занимают платформы различных типов. На тот же период их имелось 8380. Удельный вес парка цистерн, крытых и других вагонов сравнительно небольшой. Пассажирских вагонов имелось

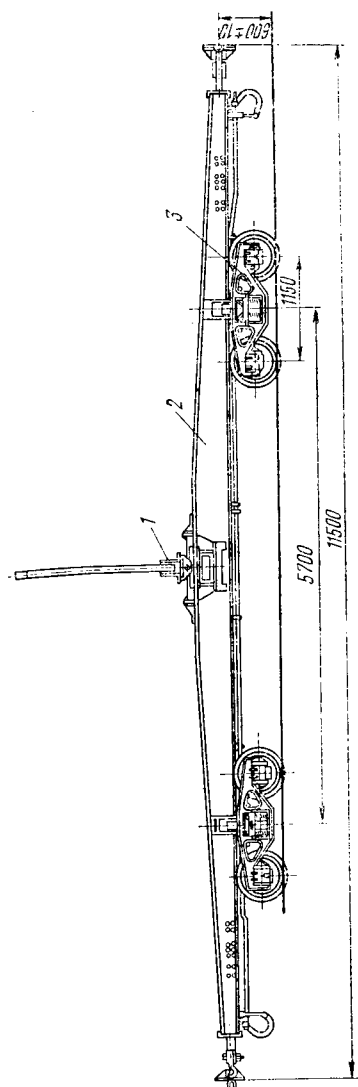
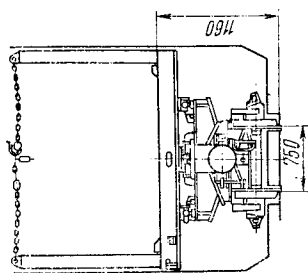


Рис. 53. Лесовозный вагон-сцеп типа ЦНИИМЭ—ДВЗ:
1 — коник; 2 — хребтовая балка; 3 — тележка

1445. В последнее время выявилась потребность в специальных вагонах-транспортёрах для перевозки на лесосеки тяжёлых лесозаготовительных машин.

Вагоны-сцепы ЦНИИМЭ — ДВЗ. Это специальные лесовозные вагоны-сцепы, состоящие из двух одинаковых единиц — четырехосных полусцепов (рис. 53), непосредственно соединённых между собой радиально-поворотными ударно-тяговыми приборами. Каждый из полусцепов вместо обычной у вагонов рамы имеет хребтовую балку с ударно-тяговыми приборами, коник, установленный посередине хребтовой балки, две двухосные тележки и тормозную систему. Значительная часть полусцепов (в зависимости от требований) снабжается автоматическими тормозами. Остальная часть имеет только пролетную трубку с концевыми кранами.

Хребтовая балка, на которую устанавливается коник, ударно-тяговые приборы и тормозное оборудование, имеет коробчатое прямоугольное сечение. Она сварена из вертикальных листов толщиной 6 мм и горизонтальных — 10 мм. Для повышения прочности, снижения веса и экономии металла хребтовая балка изготавливается в виде бруса равного сопротивления. Под коником и над центрами тележек на хребтовой балке укреплены дополнительные поперечные балки с прикрепленными к ним скользунами и пятниками.

На хребтовой балке каж-

дого полусцепа установлены металлические коники оригинальной конструкции. Коник состоит из штампованной балки с двумя стойками, шарнирно закрепленными по ее концам. На конике установлены замки стоек с автоматическим механизмом запора и верхней предохранительной цепью. Особенностью коника является то, что он может не только поворачиваться вокруг шкворня, но и перемещаться в продольном направлении до 200 мм в каждую сторону.

Полусцеп имеет два радиально-поворотных самоцентрирующихся ударно-тяговых прибора, которые служат для сцепления полусцепов между собой и локомотивом и для передачи и смягчения растягивающих и сжимающих продольных усилий.

Особенностью конструкции ударно-тягового прибора сцепов ЦНИИМЭ — ДВЗ является возможность буфера поворачиваться в горизонтальном направлении, что улучшает вписывание в кривые малого радиуса. В то же время в практике эксплуатации сцепов выяснилось, что допускать излишне большой угол поворота не следует и необходимо устанавливать ограничитель угла поворота буферного стержня. В среднем положении буфер фиксируется специальным устройством. Конструкция ударно-тягового прибора позволяет сцеплять вагоны-сцепы ЦНИИМЭ — ДВЗ со всеми другими типами подвижного состава УЖД. Двухосные тележки вагонов-сцепов первоначально, когда изготавливались на Днепродзержинском заводе, имели расстояние между центрами осей 1300 мм. При таком расстоянии при одинаковой нагрузке на ось напряжения в рельсовом основании на 10—15% меньше, чем при расстоянии в 1150 мм, которое имеется в тележках вагонов-сцепов, выпускаемых в настоящее время.

В настоящее время тележки также имеют штампованно-сварные боковины из стальных листов. Тележка с такими боковинами и при той же прочности имеет меньшую массу. Рессорное подвешивание первоначально применялось комбинированное из одной эллиптической рессоры и двух витых цилиндрических пружин с каждой стороны. Опыт эксплуатации тележек показал, что сама пачка хлыстов имеет значительное внутреннее трение, в связи с чем в рессорном подвешивании можно оставить только по две цилиндрические пружины. С 1976 г. осуществлен переход на чисто пружинное подвешивание. Для лесовозного подвижного состава было более целесообразным двухрежимное подвешивание (для груженого и порожнего режимов).

Колесная пара сцепов имеет стальные цельнолитые колеса с диаметром по кругу катания 500 мм. Колесная ось III типа, букса литая стальная с закрывающейся крышкой и подшипниками скольжения. Часть сцепов выпускается с роликовыми подшипниками. На полусцепах с установленным тормозным оборудованием вдоль хребтовой балки размещается магистральный воздухопровод. На кронштейне хребтовой балки установлен воздухораспределитель, а несколько ниже, у центра балки, запас-

ной резервуар. На противоположной стороне полусцепы размещается тормозной цилиндр, шток которого соединен с тормозной рычажной передачей. Через систему тяг, рычагов и триангелей тормозное усилие передается к тормозным колодкам. Величина нажатия тормозных колодок составляет при автоматическом торможении на груженом режиме 15 кН на ось, на порожнем режиме 5 кН на ось.

Вагоны-цепы ЦНИИМЭ — ДВЗ по своей конструкции являются оригинальными, они специально приспособлены для перевозки леса. Их кинематическая схема и замена обычной рамы хребтовой балкой предохраняют длинные и тяжелые пакеты хлыстов от продольного перемещения при рывках, торможении и при толчках поезда. Особенности этого вагона являются также новая конструкция плавающего коника и оригинальный автоматический механизм запора стоек.

Техническая характеристика вагонов-цепов ЦНИИМЭ — ДВЗ

Грузоподъемность, т	24
Тара (с автотормозом), т	9,48
База полусцепы, мм	5 700
База тележки, мм	1 150
Длина полусцепы (по сцепкам), мм	11 500
Ширина максимальная, мм	2 400
Высота от уровня головки рельсов, мм	1 160
Коэффициент тары (нетормозной)	0,32 (0,29)
Нагрузка от оси на рельсы, кН	40
Конструктивная скорость, м/с	14

В то же время за годы эксплуатации выявился и ряд недостатков этой конструкции, часть которых была устранена без коренного изменения конструкции. Так, были перенесены скользуны с внутренней стороны боковин тележек на внешнюю сторону, что увеличило устойчивость надрессорной части при боковых колебаниях. Выяснилось, что эксплуатация автоматической тормозной системы и в частности регулировка воздухораспределителя в условиях сравнительно небольших лесовозных дорог практически не осуществима и что более правильно было бы использовать не автоматический, а простой прямодействующий тормоз.

Недостатком цепов ЦНИИМЭ — ДВЗ является невозможность изменения расстояния между смежными полусцепами, входящими в один комплект, в соответствии с длиной перевозимых хлыстов, а также недостаточный диапазон длин для хлыстов, которые можно перевозить на этих сцепках. В связи с этим в Лесотехнической академии им. С. М. Кирова (Я. Г. Меньшуткин и др.), а затем и в ЦНИИМЭ была начата разработка новой конструкции цепов, лишенных этого существенного недостатка. С 1977 г. Демиховский машиностроительный завод начал серийное изготовление новых лесовозных вагонов-цепов моделей 43-043 и 43-082 (ЛТ-22).

Вагоны-сцепы ЛТ-22. Они предназначены для вывозки хлыстов длиной от 10 до 24 м без предварительной сортировки. Это было достигнуто путем устройства рамного коника и телескопической вставки между полусцепами одного комплекта, что является главным отличием вагонов-сцепов ЛТ-22 от ранее выпускаемых вагонов-сцепов ЦНИИМЭ — ДВЗ.

Вагон-сцеп ЛТ-22 (рис. 54) состоит из четырех двухосных тележек, на которые опираются две хребтовые балки, соединенные телескопической вставкой. Хребтовые балки этих вагонов отличаются тем, что они располагаются выпуклостью вниз, что несколько понижает центр тяжести и позволяет сделать верхнюю сторону балок ровной. На хребтовых балках смонтированы два поворотных рамных коника, каждый из которых имеет возможность продольного перемещения вдоль оси вагона-сцепы. По концам хребтовых балок находятся ударно-тяговые приборы.

В зависимости от модификации вагона-сцепы (тормозной или нетормозной) на хребтовых балках монтируются автоматический тормоз или пролетные трубы.

Рамные коники, смонтированные на хребтовых балках, крепятся болтами к специальному механизму продольного перемещения. Рамный коник состоит из двух поперечных и двух продольных балок (рис. 54). На концах продольных балок установлены два серийных коника с автоматическим запором стоек.

Возможность перемещения рамных коников вдоль оси вагона-сцепы обеспечена смонтированным внутри хребтовой балки механизмом продольного перемещения маятникового типа. Этот механизм состоит из траверсы, соединенной с хребтовой балкой с помощью подвесок с пальцами. В свою очередь подпятник рамного коника также соединен пальцем с траверсой. При перемещении рамного коника вдоль продольной оси вагона траверса описывает круговую траекторию, а масса коника и лежащего на нем груза стремятся вернуть траверсу в положение равновесия. Этим обеспечивается автоматический возврат коника в первоначальное положение. Перемещению траверсы в сторону середины вагона-сцепы и раскачиванию груженных коников препятствует упор. Она может перемещаться только в сторону концов сцепы.

Такая конструкция механизма продольного перемещения обеспечивает в любых условиях автоматическую центрацию порожнего рамного коника вагона-сцепы. Однако она имеет и недостатки. Эта конструкция достаточно сложна и нетехнологична в изготовлении и при ремонте, а также имеет значительную массу. Кроме того, из-за выреза в верхней части хребтовой балки ее сечение ослабляется в самом нагруженном месте и его приходится усиливать дополнительной балкой. Поэтому в настоящее время прорабатывается возможность установки пятника серийных вагонов-сцепов ЦНИИМЭ — ДВЗ с механизмом про-

20895, 22895, 24895

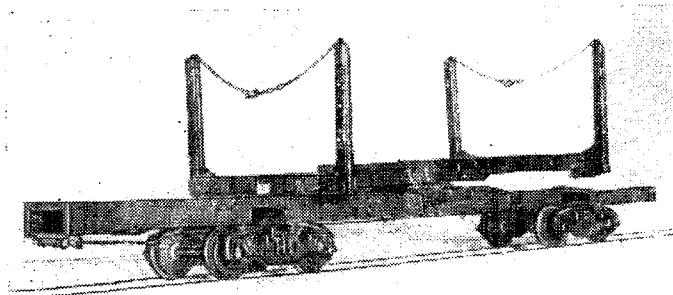
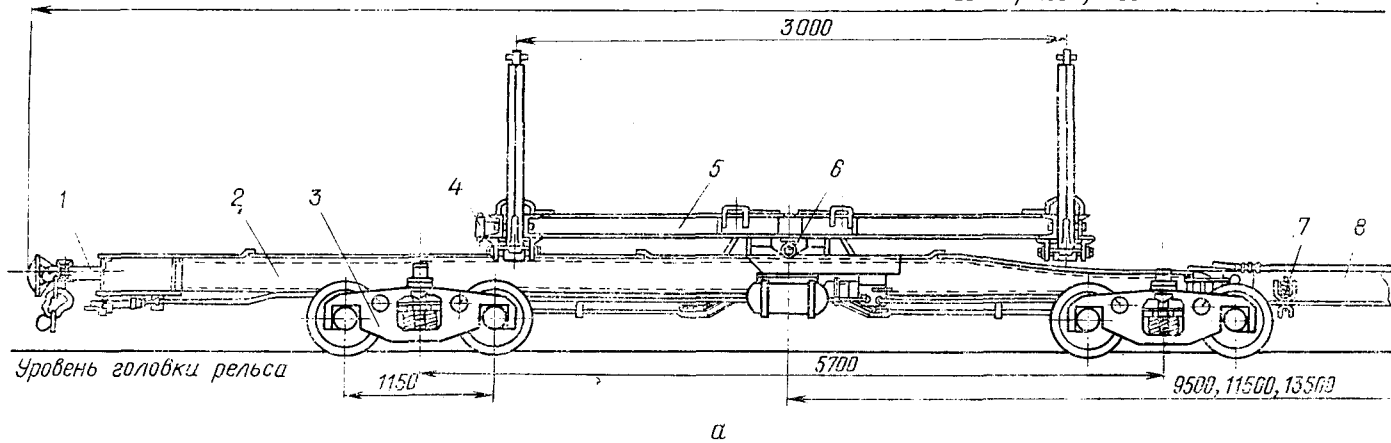


Рис. 54. Лесовозный вагон-сцеп ЛТ-22:

а — чертеж полусцепа: 1 — ударно-тяговый прибор; 2 — хребтовая балка; 3 — тележка; 4 — фиксатор; 5 — рамный коник; 6 — пятник; 7 — пружинный амортизатор; 8 — телескопическая вставка; б — общий вид сцепа

дольного перемещения в виде рессоры или пружины под рамный коник. Унификация узлов вагонов-сцепов ЦНИИМЭ — ДВЗ и ЛТ-22 значительно упрощает и удешевляет конструкцию.

Для соединения полусцепов между собой и изменения базы вагона-сцепы предназначена телескопическая вставка, состоящая из обоймы и двух штанг. На обойме смонтированы опорные ролики и упоры, необходимые для предохранения от выпадания штанг из обоймы при раздвижке, и два пружинных амортизатора. В раздвинутом положении концы штанг опираются через ролики на пружины. Таким образом, под действием вертикальной силы (выпавший хлыст, удар) вся телескопическая вставка прогибается, что предохраняет ее от остаточных деформаций. Для изменения длины телескопической вставки необходимо выбить палец и провести раздвижку (сдвижку) полусцепов.

Однако телескопическая вставка данной конструкции очень сложна в изготовлении и ремонте, поэтому в 1977 г. была разработана и испытана вставка облегченной и упрощенной конструкции (см. рис. 71).

Техническая характеристика вагона-сцепы ЛТ-22

Грузоподъемность, т	28
Грузоёмкость, м ³ :	
при погрузке в разнокомелицу	35
» » комлями в одну сторону	20
Длина перевозимых хлыстов, м	10—24
Масса вагона без груза, т:	
тормозного	9,48
нетормозного	8,85
Коэффициент тары	0,338; 0,316
Нагрузка от оси на рельс, кН	46
Нагрузка на путь, кН/пог. м	14,4
Ширина по конику, мм	2432
База вагона-сцепы, м	9,5; 11,5; 13,5
» полусцепы, м	5,7
» тележки, мм	1150
Высота несущей поверхности коника от головки рельса . .	1100
Минимальный радиус прохождения кривых, мм	40

В связи с имеющимися конструктивными недостатками вагона-сцепы ЛТ-22, в КБ Демидовского машиностроительного завода разработан модернизированный вагон-сцеп 43-043 для перевозки хлыстов, отличающийся принципиально новой конструкцией рамного коника, который имеет цельносварные стойки.

Предварительные испытания показали целесообразность использования такой конструкции на лесовозных железных дорогах. Данная конструкция отличается большей надежностью, простотой и технологичностью как при изготовлении, так и в эксплуатации.

§ 3. ВАГОНЫ УЗКОКОЛЕЙНЫХ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ РАЗЛИЧНЫХ ГРУЗОВ

Платформы составляют значительную долю вагонного парка железных дорог узкой колеи. Основное преимущество платформ состоит в том, что на них можно перевозить почти любой вид груза. При переходе на вывозку хлыстов в первые годы сцепы для перевозки хлыстов также составляли из обыкновенных платформ. Широкое применение имеют платформы для перевозки навалочных грузов, таких, как песок, гравий и другие балластные материалы. Платформы обычно являются базой для создания различных путевых механизмов: путевых кранов, ремонтно-строительных и путеукладочных поездов и др. В настоящее время изготавливаются две разновидности платформ: платформа относительно большой грузоподъемности (20 т) и платформа средней грузоподъемности (14 т) модель 43-083, конструкция которой разработана в ЦНИИМЭ, и ей присвоен индекс ЛТ-14. Эти платформы выпускаются Демиховским машиностроительным заводом.

На лесовозных узкоколейных дорогах в составе парка вагонов имеются и крытые вагоны, используемые для перевозки грузов, требующих защиты от атмосферных осадков. Это главным образом продовольственные товары, а также различные штучные грузы. В настоящее время выпускается один тип такого вагона.

Для большого количества тяжелых лесозаготовительных машин необходимо обеспечить доставку на лесопункты, мастерские участки и лесосеки значительного количества нефтепродуктов. Для их доставки изготавливаются вагоны-цистерны.

Платформа грузоподъемностью 20 т. Четырехосная платформа грузоподъемностью 20 т (модель 43-08) предназначена для перевозки лесоматериалов, а также навалочных и штучных грузов широкой номенклатуры, не требующих защиты от атмосферных осадков (рис. 55). Платформа имеет мощную сварную раму из прокатных профилей, основные несущие элементы которой выполнены из низколегированной стали марки 09Г2. Хребтовая балка рамы изготовлена из двух двутавров № 27, боковые балки из швеллера № 27, шкворневые, концевые, промежуточные и продольные — из листового материала. Настил пола выполнен из досок толщиной 50 мм с металлической армировкой. Боковые и торцовые борта платформы — цельнометаллические из специальных гнутых профилей, запоры болтов — клиновые. Боковые борта состоят из трех частей и откидываются вниз, а торцовые — внутрь на пол платформы. На боковых балках рамы имеются скобы для установки стоек и увязочные кольца. Платформа оборудована пневматическим тормозом и типовым ударно-сцепным прибором. Ходовой частью платформы служат тележки колеи 750 мм с литыми боковинами и шкворне-

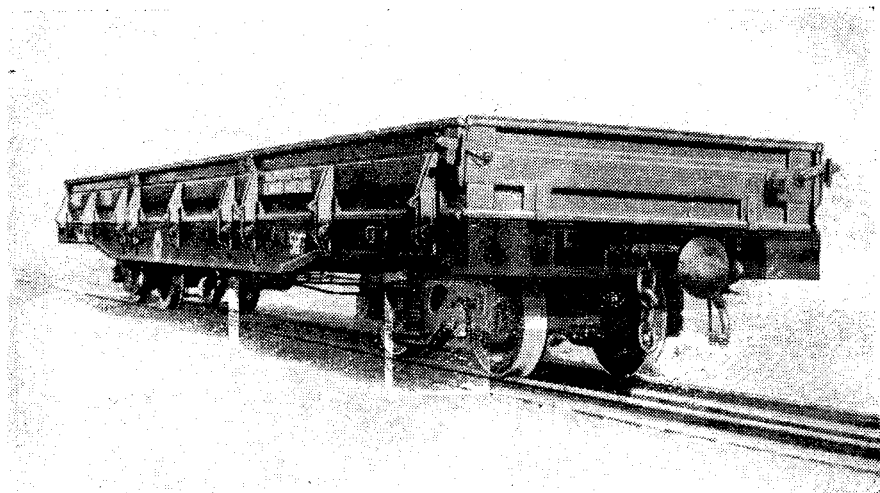


Рис. 55. Платформа грузоподъемностью 20 т (модель 43-08)

выми балками с центральным комбинированным рессорным подвешиванием, состоящим из двух пружин и листовой рессоры, колесные пары — типа V с буксами на подшипниках качения.

Основные технические показатели платформы

Грузоподъемность, т	20
Масса без груза, т	7,55
Площадь пола, м ²	20,6
Объем кузова, м ³	10,2
База, мм:	
платформы	6 900
тележки	1 300
Длина, мм:	
по сцепкам	10 638
» буферным брусам	9 700
кузова внутри	9 600
Ширина, мм, наибольшая:	2 454
по раме	2 230
кузова внутри	2 130
Высота бортов, мм	500
» от уровня головок рельсов, мм:	
наибольшая	1320
до пола	800
до оси сцепок	620
Коэффициент тары	0,377
Удельная площадь, м ² /т	1,02
Нагрузка от оси на рельсы, кН	68,8
» на 1 пог. м пути, »	25,9
Конструктивная скорость, м/с	16,7

Особенностью рассматриваемой конструкции является то, что движение этой платформы с откинутыми бортами недопустимо,

так как при этом нарушается габарит подвижного состава, установленный по ГОСТ 9720—76. Большая грузоподъемность и прочность платформы является ее преимуществом. Все основные параметры платформы должны удовлетворять требованиям ГОСТ 22419—77.

Лесовозная платформа ЛТ-14 (рис. 56) предназначена для вывозки сортиментов, а также для перевозки хозяйственных грузов и лесозаготовительной техники (трелевочных тракторов). Несущая рама платформы изготовлена из низколегированной стали 09Г2Д, что позволило снизить коэффициент тары до 0,286 и дало возможность перевозить на ней трелевочные тракторы, представляющие сосредоточенную нагрузку массой 13 т на длине 3 и 2 м (установка трактора вдоль и поперек платформы).

В соответствии с техническим заданием платформа ЛТ-14 должна выпускаться в шести модификациях: бортовая с автоматическим тормозом, с тормозной будкой и с пролетными трубами и небортовая тех же видов. Демиховский машиностроительный завод выпускает две модификации этой платформы — небортовую с пролетными трубами или с тормозом.

Технологическое оборудование платформы ЛТ-14 состоит из специальных скоб для установки стоек при перевозке древесины, расположенных по бортам и торцам платформы (всего 20). В будущем предполагается снабжать платформы инвентарными металлическими стойками взамен используемых в настоящее время разовых деревянных.

Платформа ЛТ-14 снабжена также съемными металлическими поперечными прокладками, укладываемыми поперек пола платформы. Они обеспечивают возможность заведения тросов под лесные грузы при их разгрузке с платформы.

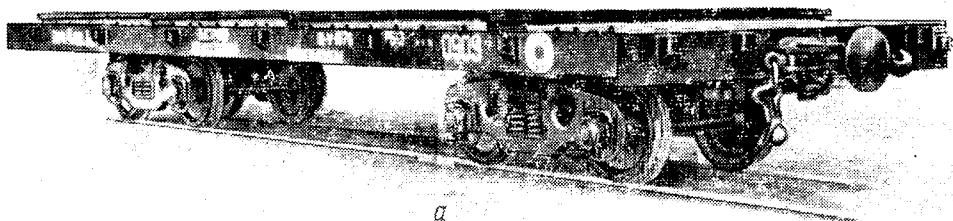
Основные технические показатели платформы ЛТ-14

Грузоподъемность, т	14
Масса тары, т	4
Площадь пола, м ²	16,5
База тележки, мм	1150
» платформы, мм	4700
Длина, мм:	
по концевым балкам	7500
» буферным брусом	8410
Ширина, мм:	
по концевым балкам	2230
максимальная	2410
Высота от уровня головок рельсов, мм:	
максимальная	844
до пола	766
до оси сцепок	620
Конструктивная скорость, м/с	14

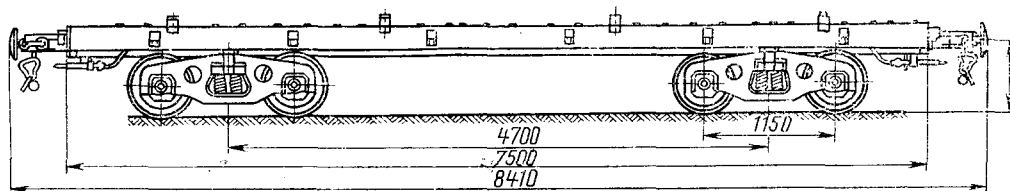
Ходовой частью платформы служат две универсальные тележки грузоподъемностью 9 т на подшипниках качения или скольжения. Это те же тележки, которые используются и на

Рис. 56. Платформа ЛТ-14
грузоподъемностью 14 т:

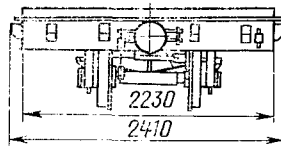
a — общий вид выпускаемой
платформы; *б* — чертеж плат-
формы с автоматическим и руч-
ным тормозом и тормозной пло-
щадкой



a



б



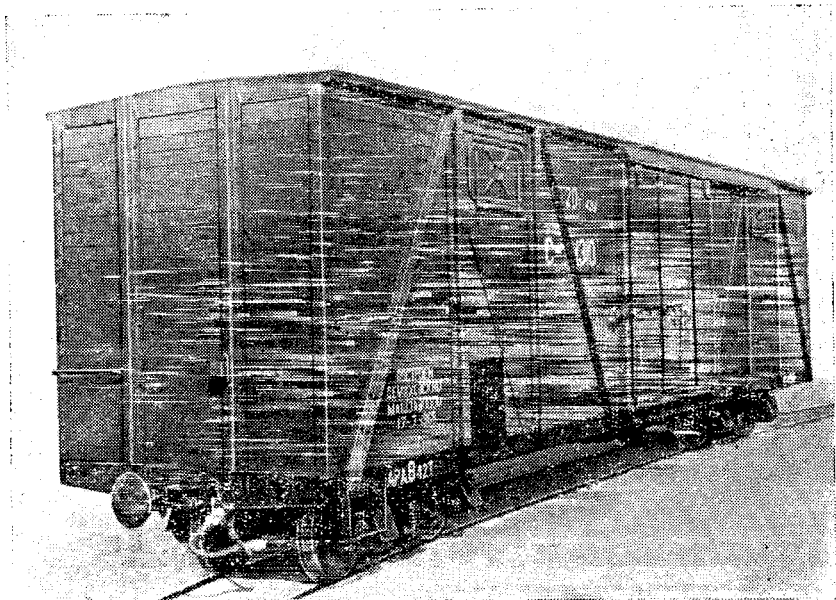


Рис. 57. Крытый вагон грузоподъемностью 20 т

лесовозных вагонах-сцепках. Минимальный радиус вписывания платформы равен 50 м, что обеспечивает возможность ее эксплуатации и на временных путях (усах). Следует указать, что платформа имеет и один существенный недостаток, не учтенный ее конструкторами. Ее длина недостаточна для перевозки рельсов и рельсовых звеньев, и такие платформы без переделки не могут быть использованы для комплектования строительно-ремонтного поезда.

Крытый вагон грузоподъемностью 20 т (модель 41-013). Четырехосный универсальный крытый вагон, изготавливаемый Демидовским машиностроительным заводом, предназначен для перевозки штучных грузов большой номенклатуры, а также зерна и других сыпучих грузов, требующих защиты от атмосферных осадков. Вагон (рис. 57) имеет раму сварной конструкции, кузов с раскосно-стоечными боковыми фермами, обшитыми досками, торцевой стеной и крышей. Все несущие элементы вагона изготовлены из низколегированной стали марки 09Г2. Стальная сварная рама состоит из хребтовой, двух боковых, двух шкворневых, двух поперечных балок и двух буферных брусев. Пол вагона изготовлен из досок толщиной 48 мм. Кузов вагона состоит из двух торцовых и двух боковых стен со стальным сварным каркасом, обшитым досками толщиной 22 мм. Крыша вагона выполнена из дуг, покрытых сверху стальным ли-

стом толщиной 1,5 мм, внутри она подшита древесноволокнистыми плитами. В середине каждой боковой стены имеются дверной проем с задвижной самоуплотняющейся дверью, позволяющей грузить сыпучие грузы без щитов, а также два загрузочных люка. Вагон выпускается в двух вариантах: с крытой тормозной площадкой и без нее.

Основные технические показатели вагона

Грузоподъемность, т	20
Масса тары, т	8,5
Объем кузова, м ³	42,3
База, мм:	
вагона	6 900
тележки	1 300
Длина, мм:	
по сцепкам	10 640 (11 240)
по буферным брускам	9 700 (10 300)
кузова внутри	9 656
Ширина, мм:	
максимальная	2 510
по раме	2 100
внутри	2 056
Высота от уровня головок рельсов, мм:	
максимальная	3 030
до оси сцепок	620
до уровня пола	800
Высота боковых стен, мм	2 100
Размер в свету, мм:	
дверного проема	1950×1830
загрузочного люка	690×370
Коэффициент тары	0,43 (0,445)
Удельный объем, м ³ /т	2,12
Нагрузка от оси на рельсы, кН	71,5
Нагрузка на 1 пог. м пути, кН	26,9
Конструктивная скорость, м/с	16,7

Примечание. В скобках указаны значения для тормозных вагонов.

Вагон оборудован типовым однобуферным ударно-сцепным прибором и автоматическим тормозом. Ходовой частью служат тележки с литыми боковинами, имеющие базу 1300 мм, т. е. такие же, как и у платформы грузоподъемностью 20 т. Основные параметры грузовых вагонов узкой колеи должны соответствовать требованиям ГОСТ 21049—75.

Цистерна для нефтепродуктов. Четырехосная цистерна грузоподъемностью 20 т предназначена для перевозки нефтепродуктов по железным дорогам колеи 750 мм. Цистерна (рис. 58) имеет безрамную конструкцию. Несущий котел сварной конструкции изготовлен из стали ВСПЗсп5 ГОСТ 380—71. Он имеет колпак диаметром 900 мм. Снаружи и внутри котла имеются лестницы для чистки котла и эксплуатационных надобностей. Использование котла как несущей конструкции позволило снизить коэффициент тары цистерны. Следует иметь в виду, что

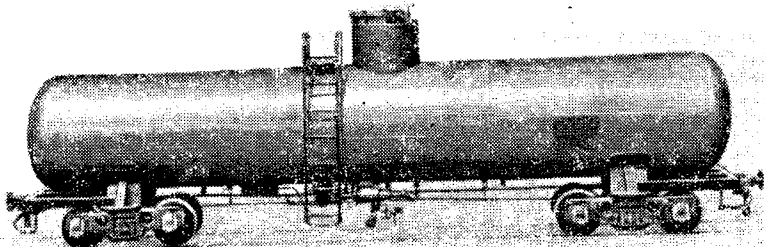


Рис. 58. Цистерна для нефтепродуктов

толщина стенок котла неодинакова. Нижняя часть котла сварена из листового металла толщиной 8 мм, а верхняя — 6 мм.

Цистерна оборудована специальным сливным двусторонним прибором, который открывается и закрывается при помощи механического привода со штурвалом, расположенным сверху

Основные технические показатели вагона-цистерны

Масса, т	8,7
Объем котла, м ³ :	
полный	20
полезный	19,5
База, мм:	
вагона	6 900
тележки	1 300
Длина, мм:	
по осям сцепления	10 640
» концевым балкам рамы	9 700
котла	9 700
Ширина максимальная, мм	1 900
Диаметр котла, мм	1 600
Высота от головок рельсов, мм:	
максимальная	3200
до оси сцепок	620
Условное рабочее давление в котле, МПа	0,15
Коэффициент тары	0,435
Удельный объем, м ³ /т	0,96
Нагрузка от оси на рельсы, кН	71,75
» на 1 пог. м пути, кН	27,2
Конструктивная скорость, м/с	16,7

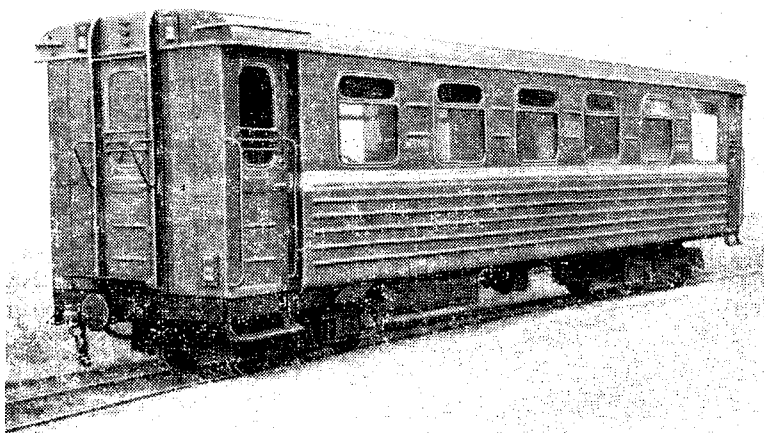


Рис. 59. Пассажирский вагон ПВ-40

внутри колпака. Для доступа к колпаку имеются лестница и верхняя площадка. Котел через две сварные из прокатных профилей короткие полурамы опирается на типовые литые двухосные тележки колеи 750 мм с центральным комбинированным рессорным подвешиванием и колесными парами с осями типа V.

Цистерна оборудована автоматическим пневматическим тормозом и типовым для узкой колеи ударно-тяговым прибором.

Пассажирский вагон типа ПВ-40 (модель 48-051) предназначен для перевозки пассажиров по железным дорогам колеи 750 мм и широко используется для перевозки рабочих от поселков к местам производства лесосечных работ. Вагон имеет цельнометаллический сварной кузов несущей конструкции (рис. 59). Внутренняя обшивка выполнена столярными плитами. В качестве теплоизоляции применяется пенополистирол.

В вагоне имеются пассажирский салон, туалет, котельное отделение и два входных тамбура. Пассажирский салон оборудован жесткими диванами для сидения, установленными в два ряда вдоль центрального прохода. Над диванами расположены багажные полки. Окна имеют откидные форточки и съемные рамы. Освещение вагона — электрическое централизованное от локомотива и аккумуляторной батареи. Вентиляция — естественная через форточки окон и вытяжные дефлекторы, установленные на крыше. Водоснабжение — самотечное, отопление — индивидуальное от котла с расширителем, сеть — с верхней разводкой труб.

Вагон оборудован автоматическим и ручным тормозами, объединенной несквозной упряжью, у которой ударные приборы (буфера) совмещены со сцепками (цепные стяжки), т. е. имеют типовой ударно-тяговый прибор.

Ходовой частью служат две двухосные челюстные тележки с рамами сварной конструкции. Тележки имеют двойное надбуксовое подвешивание, а также жесткую люльку. Колеса тележек цельнометаллические, буксы — с подшипниками скольжения.

На базе этого вагона выпускается также его модификация ВС-1 — вагон-столовая (модель 48-053), рассчитанная на 16 человек.

§ 4. ВАГОНЫ ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ ДРЕВЕСИНЫ ПО ЖЕЛЕЗНЫМ ДОРОГАМ ОБЩЕГО ПОЛЬЗОВАНИЯ

Лесные грузы занимают значительный удельный вес в работе железных дорог (МПС) общего пользования (по величине тонно-километровой работы 4-е место и по объему отправления 5-е место). Из вагонного парка МПС для перевозки лесных грузов наиболее широко используются универсальные полувагоны и платформы. Однако, как и в зарубежных странах, в последний период вагонный парк стал все более пополняться специализированными вагонами, в частности и для лесных грузов. Это вызвано тем, что лесные материалы являются весьма сложными грузами в отношении их транспортабельности. Круглый лес, например, различается по длине от 0,5 до 18 м, а по толщине от 3 до 34 см и более. Длина перевозимых хлыстов составляет от 9 до 25 м. Сложными грузами являются имеющие много типоразмеров пиломатериалы, древесные плиты и технологическая щепка, смерзающаяся зимой. В настоящее время для перевозки специфических лесных грузов на железных дорогах МПС применяются следующие виды специализированных вагонов: платформы для перевозки хлыстов и вагоны для перевозки щепы.

Платформа для перевозки хлыстов. В результате длительной исследовательской работы, выполненной в Свердловском НИИ лесной промышленности [26] и Всесоюзном НИИ вагоностроения, разработана специализированная платформа, предназначенная для перевозки хлыстов от места погрузки до деревообрабатывающего предприятия. На таких платформах можно перевозить хлысты длиной от 8 до 25 м. Четырехосная платформа (модель 13-469) имеет мощную раму, состоящую из хребтовой балки, двух боковых, двух лобовых, двух шкворневых, семи поперечных основных и семи поперечных поддерживающих балок. Несущие элементы платформы изготовлены из низколегированной стали марки 09Г2Д ГОСТ 19281—71 или ГОСТ 19282—73. Хребтовая балка у платформы выполнена из двух двутавров № 60, перекрытых сверху листом толщиной 10 мм, а снизу усиленных полосами толщиной 12 мм. На хребтовой балке установ-

лены упорные угольники автосцепок. Боковая балка изготовлена из двутавра № 55. Хребтовые и боковые балки переменного сечения по форме близки к брусу равного сопротивления изгибу. Концевая балка состоит из вертикального листа толщиной 8 мм и горизонтальных толщиной 10 мм. Шкворневые балки имеют замкнутое коробчатое сечение.

У платформы на боковых балках приварено по шесть стоек переменного сечения. Между стойками установлены стальные гребенки высотой 100 мм для предохранения древесины от смещения вдоль платформы.

Техническая характеристика платформы

Колея, мм	1520
Грузоподъемность, т	56
Масса тары, т	29,18
База, мм:	
вагона	19 000
тележки	1 850
Длина, мм:	
по осям автосцепок	25 080
по концевым балкам рамы	24 000
Ширина, мм:	
максимальная	3 100
по раме	2 700
Коэффициент тары	0,52
Нагрузка от оси на рельсы, кН	213
Нагрузка на 1 пог. м, кН	33,3

Характерной особенностью платформы являются находящиеся на ней постоянные стойки, которые имеют специальное устройство, позволяющее использовать верхнюю, суженную часть габарита погрузки. Это устройство представляет собой Г-образный поворотный кронштейн, устанавливаемый в верхней части каждой вертикальной стойки. При погрузке хлыстов кронштейн поворачивают вокруг вертикальной оси на 180°, создавая для груза ограничения по габариту в верхней части вагона. Благодаря этому пакет хлыстов не требует дополнительной увязки. При разгрузке кронштейны разворачивают.

Вагон-щеповоз. Специализированный вагон-щеповоз выпускается с 1973 г. Он представляет собой полувагон грузоподъемностью (для щепы) 34,4 т, который загружается через верх кузова. Кузов вагона — прямоугольный в плане, металлический цельносварной. Пол кузова вагона — плоский, состоит в основном из 20 крышек разгрузочных люков (по 10 с каждой стороны), открывающихся наружу вагона. Для предупреждения ударов при открытии люков и облегчения подъема крышек при закрывании на люках установлены торсионы. Разгрузка вагона осуществляется либо самотеком через разгрузочные люки, либо (в зимний период) щепу выгружают с применением бурорыхлительных и вибрационных машин.

На зарубежных железных дорогах специализированный подвижной состав для перевозки древесины применяется довольно широко. Так, фирма Пульман Стэндард изготавливает специальный вагон (Блуакс) для транспортировки длинных бревен, стружки и других видов древесины. Вагон длиной 23,3 м имеет объем 198,2 м³ и собственную массу 38,5 т, его грузоподъемность составляет 79,3 т. Разгрузочные боковые люки имеют длину свыше 15,5 м. Кузов вагона может устанавливаться как на две двухосные тележки, так и на трехосные в зависимости от допускаемой осевой нагрузки на путь.

Перевозки технологической щепы в США и Канаде также осуществляются большей частью в специализированных хопперах и полувагонах с емкостью кузова от 100 до 200 м³. Вагоны имеют прочные армированные кузова, позволяющие использовать при выгрузке щепы накладные вибраторы. В некоторых случаях для разгрузки щеповозов используются вагоноопрокидыватели.

§ 5. КОЛЕСНЫЕ ПАРЫ И БУКСЫ

Колесная пара вагонов состоит из стальной оси, на которую напрессованы литые или штампованные колеса (рис. 60). Колесные пары являются важнейшими частями вагона. На шейки

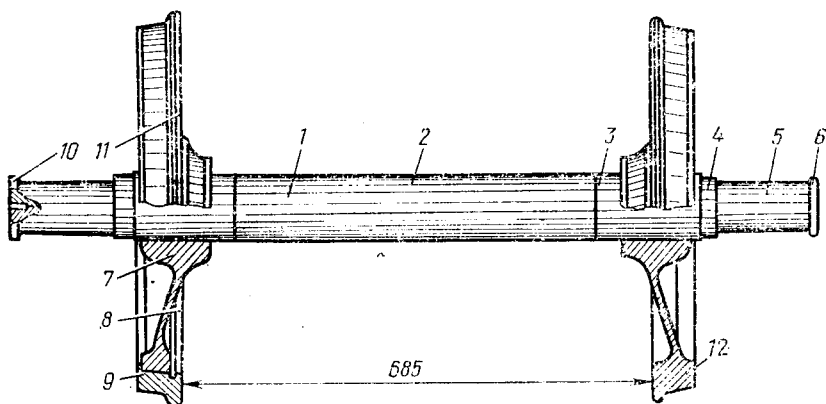


Рис. 60. Колесная пара:

1 — вагонная ось; 2 — средняя часть; 3 — подступичная часть; 4 — предподступичная; 5 — шейка; 6 — буртик; 7 — колесный центр; 8 — укрепляющее кольцо; 9 — бандаж; 10 — отверстия на торцах для установки на центры токарного станка; 11 — бандажное колесо с дисковым центром; 12 — безбандажное (цельнокатаное) колесо

оси колесной пары опирается рама вагона через рессоры, буксы и подшипники. Колесные пары не только несут на себе массу вагона, но и направляют его движение по рельсовому пути, воздействуют на путь и в свою очередь воспринимают удары от неровностей пути.

Колеса бывают бандажные и безбандажные. Бандажные колеса — сборные, состоят из колесного центра и съемного бандажа. Безбандажные колеса бывают штампованные стальные

или литые чугунные: у них колесный центр и обод, сделанный по профилю бандажа, объединены в одно целое. В настоящее время на подвижном составе узкоколейных дорог в основном применяются безбандажные колеса, обладающие рядом преимуществ. На внутреннем краю обода колеса имеется гребень, предохраняющий колесную пару от схода с рельсов. У вагонных колес толщина гребня, измеренная на расстоянии 18 мм от его вершины, должна составлять у стальных колес вагонов узкой колеи не более 25 мм, а у чугунных — не более 28,5 мм. Высота гребня у всех вагонных колес 25 мм. Начиная от гребня поверхность катания колеса делается слегка конической, в средней части с уклоном $\frac{1}{20}$, затем с уклоном $\frac{1}{10}$ и оканчивается на краю фаской под углом 45° . Коническая поверхность катания колес способствует устойчивости движения в прямых участках и облегчает прохождение вагоном кривых участков пути.

Стальные колеса (рис. 61, а) вследствие своей крепости, легкости и долговечности в последние годы получают все большее распространение на лесовозных узкоколейных дорогах. Их изготавливают диаметром по кругу катания от 500 до 700 мм и шириной обода от 100 до 115 мм. Диск колес имеет толщину у ступицы 25 мм и у обода 19 мм. На рис. 61, а показано колесо для осей с нагрузкой 9 т; для лесовозных вагонов-сцепов применяются аналогичные по конструкции колеса с диаметром по кругу катания $540+10$ мм.

Чугунные литые колеса (рис. 61, б) в связи с простотой их изготовления все еще имеют широкое распространение на подвижном составе железных дорог узкой колеи. Чугунные колеса для УЖД изготавливаются диаметром по кругу катания от 500 до 700 мм (обычно 540 и 610 мм). Диаметр колеса измеряется по кругу, расположенному на расстоянии 48 мм от внутренней грани гребня. Ширина обода чугунных колес вагонов узкой колеи находится в пределах от 90 до 115 мм. Особенностью литых чугунных колес является твердая отбеленная поверхность, которая практически не поддается обработке резцами, в связи с чем после износа или при повреждении эти колеса не ремонтируются, а заменяются новыми. К недостаткам этих колес следует отнести значительную массу, образование раковин на поверхности гребня и отколы гребней.

Соединение колес с осями выполняется прессовой посадкой на гидравлическом прессе, оборудованном манометром и самопишущим прибором. Внутреннюю поверхность ступицы колеса чисто вытирают и смазывают растительным маслом. Давление запрессовки в зависимости от диаметра подступичной части оси приводится в табл. 5.1.

При запрессовке колес необходимое давление можно установить по манометру:

$$P = \frac{\pi D^2}{4} W \eta. \quad (5.1)$$

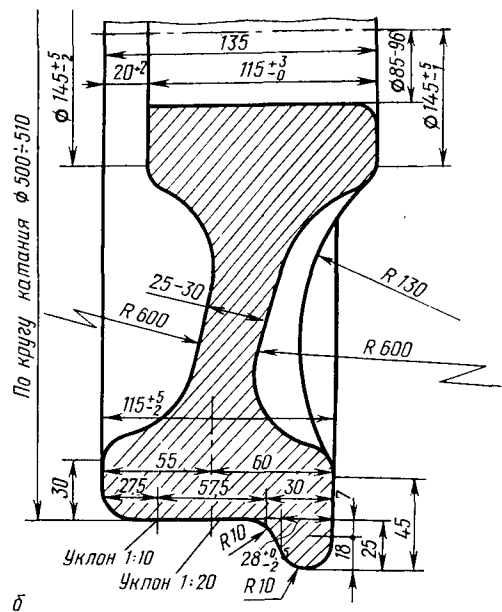
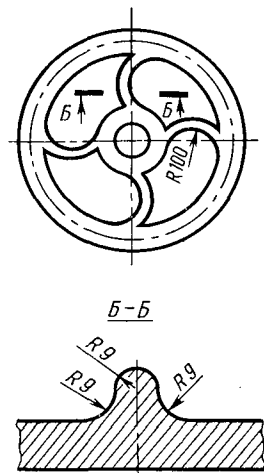
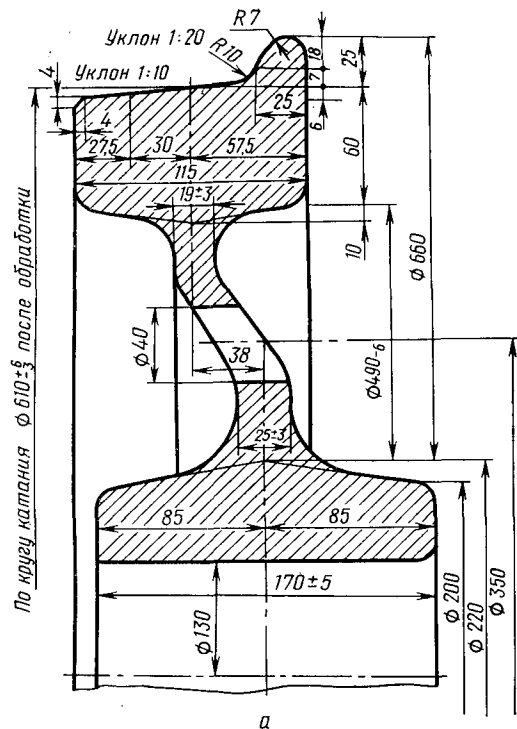


Рис. 61. Разрезы вагонных колес:

а — стальное колесо с диаметром круга катания 610 мм и шириной обода 115 мм; б — чугунное цельнолитое колесо с диаметром круга катания 500—510 мм и шириной обода 115 мм

5.1. Давление запрессовки колес вагонов узкой колеи

Номинальный диаметр подступичной части оси, мм	Давление напрессовки для стальных центров, кН		Давление напрессовки для чугунных центров с надетыми бандажами и для чугунных колес, кН
	с надетыми бандажами	без бандажей	
80—90	250—400	190—350	200—350
90—100	280—450	210—350	200—350
100—110	310—500	230—400	250—400
110—120	340—550	250—430	250—450
120—130	370—600	270—470	300—500

Примечание. Насадка чугунных центров на ось без бандажей не допускается.

Из этой формулы можно определить показание манометра W , которое надо иметь при запрессовке:

$$W = \frac{4P}{\pi D^2 \eta} \text{ Па,} \quad (5.2)$$

где D — диаметр поршня пресса, м; η — коэффициент полезного действия пресса; примерно 0,94—0,96; P — давление, необходимое для запрессовки колес на ось (см. табл. 5.1), Н.

Давление при запрессовке должно возрастать равномерно, не снижаясь. Для обеспечения необходимых давлений запрессовки внутренний диаметр ступицы устанавливается меньше наружного диаметра подступичной части оси на величину относительного натяга, составляющего от 0,075 до 0,25 мм, в зависимости от диаметра осей и материала колес.

Для обеспечения безопасного движения колесной пары в рельсовой колее расстояние между внутренними гранями колес (насадка колес) строго регламентируется. Для бандажных и стальных безбандажных колес с шириной бандажа или обода колеса 100 и 115 мм это расстояние должно составлять 685 мм с допуском +1 и —3 мм, для стальных колес шириной бандажа или обода колеса от 90 до 100 мм $690 \pm \frac{1}{3}$ мм, для чугунных колес $681 \pm \frac{2}{3}$ мм, причем оба колеса должны находиться на одинаковом расстоянии от середины оси. Изготовление колесных пар вагонов УЖД регламентируется ГОСТ 4912—73.

Оси вагонных колес (рис. 62). Вагонные оси изготовляют из круглой прокатной стали осевой заготовки, причем для вагонов УЖД допускается изготовление осей и из стали использованных осей вагонов широкой колеи. Диаметры оси по ее длине меняются. Конечные участки оси называются шейками. Для плавного перехода от сравнительно тонких шеек к подступичным частям, имеющим больший диаметр, устраиваются предподступичные части с цилиндрической поверхностью. Части оси,

на которые напрессовываются ступицы колес, называются подступичными; они также обтачиваются по цилиндрической поверхности. Середина оси обозначается керном.

По ГОСТ 3873—61 установлено шесть типов и размеров осей для вагонов узкой колеи (табл. 5.2).

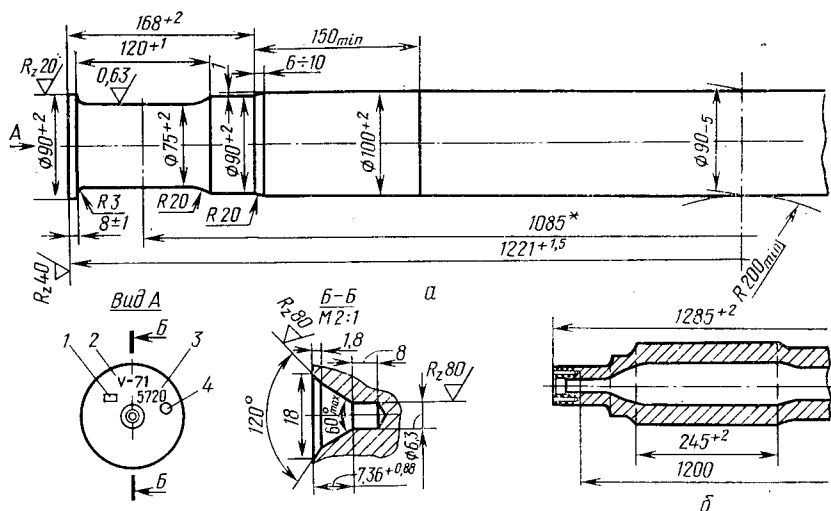


Рис. 62. Оси колесной пары вагонов-цепов:

а — обычная конструкция (ось III ГОСТ 3873—70); 1 — знак предприятия; 2 — дата изготовления; 3 — номер оси; 4 — клеймо ОТК; б — пустотелая ось для вагонов УЖД

Для лесовозного подвижного состава, имевшего нормативную нагрузку на ось 40 кН (4 тс), как можно видеть из приве-

5.2. Типы и размеры вагонных осей для узкоколейных железных дорог, введенные с 1961 г.

Тип оси	Основные размеры, мм			Статические нагрузки на рельс от оси вагона не более, т	
	Диаметр шейки оси	Длина шейки	L_1	грузового	пассажирского
III	75	120	1085	4,0	4,0
IV	95	150	1160	7,5	6,5
V	100	170	1200	9,0	—
PIII	70	106	1085	4,0	4,0
PIV	80	149	1160	7,5	6,5
PV	100	145	1200	9,0	—

Примечание. Р — оси с роликовыми подшипниками; L_1 — конструктивный размер, определяющий расстояние между центрами приложения нагрузки, мм.

денной таблицы, должны были применяться оси типов III и РIII, как это и было в действительности. Однако теоретическое и экспериментальное исследование напряженного состояния указанных осей, выполненное Ю. Л. Шевченко (Труды ЦНИИМЭ, вып. 115, 1971, с. 53—74), показало, что указанные оси имеют значительные резервы в отношении прочности и что, используя указанные типы осей, нагрузка на ось может быть увеличена до 45 кН. Эти исследования были использованы при подготовке ГОСТ 3873—70, по которому установлены следующие размеры статической нагрузки от оси на рельсы (кН):

Тип оси	III	V	РIII
Грузовые вагоны	45	90	45
Пассажирские вагоны	40	—	40

Размеры осей те же, что указаны в табл. 4.2

В связи с этим грузоподъемность сцепов новой конструкции (ЛТ-22) при том же количестве и типе осей была увеличена на 4 т, что дало значительный экономический эффект.

В окончательно изготовленных осях не допускаются овальность и конусность шейки более 0,3 мм; овальность подступичной части — более 0,05 мм, конусность — более 0,1 мм. На окончательно обработанной оси выбивают знаки маркировки. Условное обозначение осей: например, ось III 3873—70.

На вагонах нормальной колеи в последнее время начали применять полые оси, литые или из специальных бесшовных труб с посадкой концов. Полые (пустотелые) оси имеют меньшую массу, позволяют экономить металл и уменьшать воздействие неподрессоренных масс на рельсовый путь. Пустотелые оси разработаны и для узкоколейных вагонов (рис. 62, б). Испытания опытной партии с такими осями показали их хорошие эксплуатационные качества.

Буксы предназначены для передачи нагрузок от рамы вагона через подшипники на шейки колесных осей, для сохранения смазки и размещения смазочных устройств, для защиты подшипника и шейки оси от попадания пыли, снега, воды и пр. По типу подшипников буксы вагонов делятся на две группы: с подшипниками скольжения и с подшипниками трения качения (роликовые). Букса с подшипниками скольжения (рис. 63, а) состоит из корпуса буксы, подшипника, устройства для подвода смазки к шейке оси (полюстер или подбивка), крышки и уплотняющих устройств.

Буксы могут прикрепляться к раме тележки болтами, для чего в корпусе делают вертикальные отверстия (например, в поясных тележках старых типов узкоколейных платформ). Они могут также устанавливаться в специальные направляющие, отлитые заодно с боковинами, как у тележек сцепов с литыми боковинами. В этом случае на боковых стенках буксы устраивают широкие пазы. Проем в раме тележки (боковине),

в которой устанавливается букса, называется буксовой челюстью. Применяются также бесчелюстные тележки, рама которых опирается на пружины, помещенные на приливах, отлитых вместе с буксами. По виду применяющихся в буксах смазочных устройств они разделяются на подбивочные, у которых смазочным устройством являются подбивочные хлопчатобумаж-

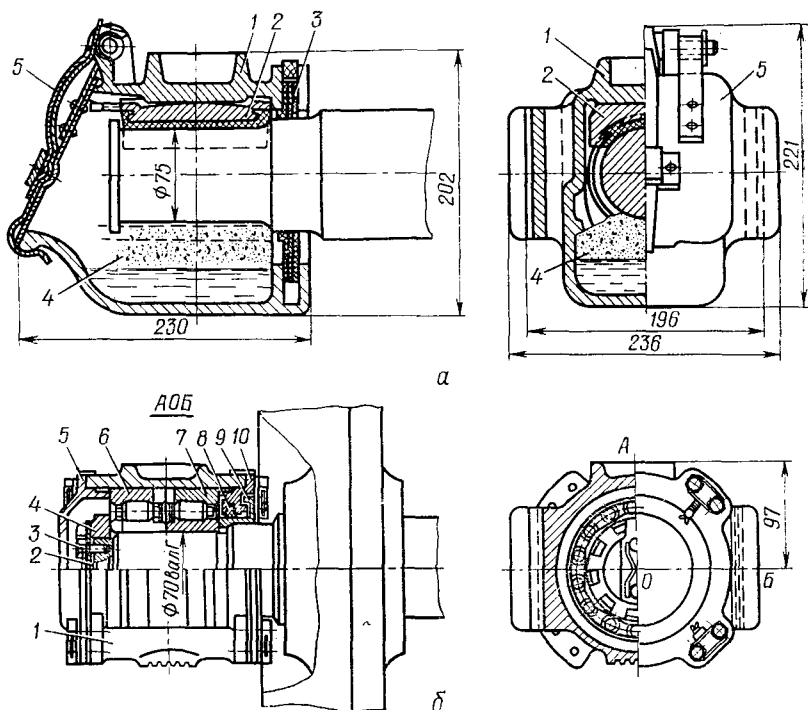


Рис. 63. Вагонные буксы:

а — буксы с подшипниками скольжения вагонов ЦНИИМЭ—АВЗ: 1 — корпус; 2 — подшипник; 3 — пылевая шайба; 4 — полстер или подбивка; 5 — крышка; б — букса с цилиндрическими роликоподшипниками: 1 — корпус; 2 — стопорная планка; 3 — болт; 4 — стяжная гайка; 5 — передняя крышка; 6, 7 — роликовые подшипники; 8 — войлочное кольцо; 9 — уплотняющий воротник; 10 — задняя крышка

ные концы, и полстерные, у которых смазка из нижней части буксы подается на шейку оси при помощи специальных полстерных щеток, поддерживаемых пружинным прибором — полстером. Корпус буксы отливается из стали или серого чугуна.

Все буксы с задней стороны корпуса имеют две стенки с овальными отверстиями, между которыми вставляется пылевая шайба, изготовленная из войлока или технического сукна, обшитого снаружи брезентом. Пылевая шайба плотно обхватывает предподступичную часть оси колесной пары и защищает буксы от попадания через данное отверстие пыли, грязи и снега.

Плотность прилегания пылевой шайбы к предподступичной части оси имеет очень важное значение, поэтому внутренний диаметр пылевой шайбы делают несколько меньшим, чем наружный диаметр подступичной части. В настоящее время все более широкое распространение находят пылевые шайбы из маслоустойчивой и морозоустойчивой резины с внутренней металлической армировкой. На наружной стороне буксы имеется отверстие, которое закрывается крышкой, плотно прижимаемой пружиной. Наличие большого переднего отверстия позволяет быстро осмотреть шейку оси, подшипник и подбивку, залить смазку в буксу, а также сменить подшипник. При смене подшипника буксу немного приподнимают домкратом, после чего подшипник удаляется из буксы. Установка подшипника производится в обратном порядке. Часто применяется специальный вкладыш для облегчения выемки подшипника. Он устанавливается между подшипником и верхней стенкой корпуса буксы.

Подшипники предназначены для передачи давления от груза и кузова (или рамы) вагона на осевую шейку. Это давление через рессорное подвешивание и раму тележки передается на верхнюю стенку буксы и должно равномерно распределяться по поверхности подшипника, для чего последний пригоняется к шейке оси. При статической нагрузке давление подшипника скользящего трения должно быть от 2 до 4 МПа. Подшипник скользящего трения состоит из стального или чугунного корпуса, на котором снизу заливается слой бронзы, а затем слой антифрикционного сплава. Бронзовое армирование предохраняет шейку оси от повреждения корпусом подшипника при случайном выплаве баббита или другого сплава. Подшипники узкоколейных грузовых вагонов и лесовозных вагонов-сцепов бронзовой армировки не имеют.

Подшипники делают на 3—6 мм короче длины шейки оси для того, чтобы обеспечить их свободное перемещение вдоль шейки при проходе вагона по кривым. Корпус подшипника изготавливается из чугуна. Баббитовая заливка применяется во всех типах подшипников скользящего трения независимо от материала корпуса. На подшипниках узкоколейных вагонов применяется как свинцовый баббит, так и цинково-алюминиевый. Отделение ремонта ЦНИИМЭ успешно внедряет на лесозаготовительных предприятиях при ремонте и восстановлении подшипников лесовозных вагонов-сцепов полиамидные смолы. Эксплуатационные испытания подшипников скольжения лесовозных сцепов, проведенные в Вологдалеспроме, показали, что износ полиамидно-графитового покрытия подшипников в 1,5—2 раза меньше, чем у серийных подшипников, залитых баббитом Б-16. Срок службы таких подшипников составлял 6—8 мес.

Антифрикционный сплав (баббит) заливается в корпус подшипника и скрепляется с ним благодаря углублениям. Диаметр баббитовой заливки при проточке устраивают на 0,5—1 мм

больше диаметра шейки оси для создания масляного клина в зазоре, образующемся между подшипником и шейкой оси.

Устройство подшипников скольжения для вагонов узкоколейных железных дорог должно соответствовать ГОСТ 16952—71, по которому армирование выполняется только при осевой массе свыше 5 т. Корпусы подшипников должны быть литые из стали марок 15Л и 20Л (допустимо и 25Л). Штампованные поковки должны выполняться из стали марок Ст. 1, Ст. 2, Ст. 3, а литые — из чугуна марок СЧ 15—32 или СЧ 21—40. В качестве антифрикционного слоя рекомендуется кальциевый баббит марки БКА. Твердость баббитового слоя должна быть не менее НВ 18 по истечении 2,5 ч и не менее НВ 23 по истечении 24 ч после заливки.

Буксы с роликовыми подшипниками качения (рис. 63, б), применяемые на лесовозных вагонах-сцепках, состоят из корпуса 1, передней 5 и задней 10 крышек, лабиринтного уплотнения 9 в виде кольцевой проточки в корпусе буксы и задней крышке, войлочного кольца 8 (применяется не всегда), стяжной гайки или шайбы 4, стопорной планки 2, болтов 3 и двух радиальных роликовых подшипников 6 и 7.

Имеется несколько модификаций букс с подшипниками качения, применяющихся на вагонах. Так, в одной из последних модификаций — буксе КПр-4 изменена конструкция заднего уплотнения: вместо пылевой шайбы и одинарного лабиринтного уплотнения сделано двойное лабиринтное уплотнение, а пылевая шайба в виде войлочного кольца не ставится, вместо стяжной гайки 4 применена упорная шайба, которая крепится тремя болтами, zakonтренными проволокой. Передняя крышка буксы в настоящее время крепится не восемью, а четырьмя болтами. Но принципиальная схема устройства буксы остается прежней. Подшипники применяются с короткими цилиндрическими роликами, внешний 232614Л1 и внутренний 3042614Л1. Внешние кольца удерживаются передней крышкой буксы.

Цилиндрические роликовые подшипники по способу посадки различают на подшипники с горячей, прессовой и втулочной посадками. У подшипников на лесовозных сцепках предусматривается горячая посадка. При этом способе внутренние кольца подшипников, нагретые в масляной ванне до температуры 90—110°, свободно надеваются на шейку оси. Диаметр внутреннего кольца при такой посадке должен быть меньше диаметра оси на величину натяга, т. е. в пределах 0,015—0,04 мм. Остывая кольцо сжимается и прочно закрепляется на шейке оси.

Большим преимуществом роликовых подшипников является как небольшой расход смазки, так и длительность работы букс без осмотра и до заправки смазки. Смазка применяется консистентная марки 1-13 или 1-ЛЗ, которая закладывается в корпус буксы.

Тележки вагонов. В настоящее время подавляющее большинство грузовых вагонов выпускается на тележках. Применение тележек позволяет увеличить грузоподъемность вагонов без увеличения нагрузок на ось. Рама вагона устанавливается на двух тележках при помощи пятников и скользунов, допускающих свободное поворачивание тележек относительно рамы, что облегчает движение вагона по кривым участкам пути. На лесовозном подвижном составе, а также на других грузовых вагонах узкоколейных железных дорог, применяется одинарное рессорное подвешивание, на пассажирских вагонах узкой колеи — двойное. Рессорное подвешивание размещается в тележке.

Двухосные тележки грузовых вагонов разделяются по конструкции боковых рам (боковин), которые могут быть поясными, литыми и штампованными.

Поясные тележки состоят из двух сборных боковин, надрессорной балки, поперечной связи, представляющей подрессорную балку, двух комплектов рессор, двух колесных пар с буксами и устройствами рычажной тормозной передачи. В настоящее время в связи с большой трудоемкостью их изготовления, обслуживания и ремонта они не изготавливаются, но имеются на вагонах и платформах старой постройки. Их конструкция подробно описана в первом издании книги [16].

Тележки с литыми боковинами (рис. 64) имеют базу 1300 мм, некоторое время устанавливались под лесовозные вагоны-сцепы.

В настоящее время тележки используют под платформами грузоподъемностью 20 т, а также под вагонами-цистернами и крытыми вагонами. Эти тележки зарекомендовали себя с положительной стороны. Они прочные, почти не требуют ремонта в эксплуатации. Шкворневая балка имеет упорные бурты, ограничивающие ее боковое перемещение. В соответствии с ГОСТ 4913—77 как литые боковые рамы, так и шкворневые балки должны изготавливаться из стали марок 20Л-III, 25Л-III, 20ГЛ, 20Г1ФЛ, выплавленной в мартеновских или электрических печах. Рамы и балки должны быть подвергнуты термической обработке и не должны иметь коробления и прогиба.

Литые боковые рамы применяются двух видов: с вырезами для размещения букс и отлитые заодно с корпусами букс. На вагонах УЖД применяются тележки с боковыми рамами первого типа, так как в этом случае имеется возможность быстро заменять колесные пары при агрегатном методе ремонта. Рессорное подвешивание — одинарное с комбинированным рессорным комплектом, масса тележки 1720 кг.

Тележки с штампованными боковинами в последнее время получили наибольшее распространение и применяются на лесовозных вагонах-сцепках как ЦНИИМЭ-ДВЗ,

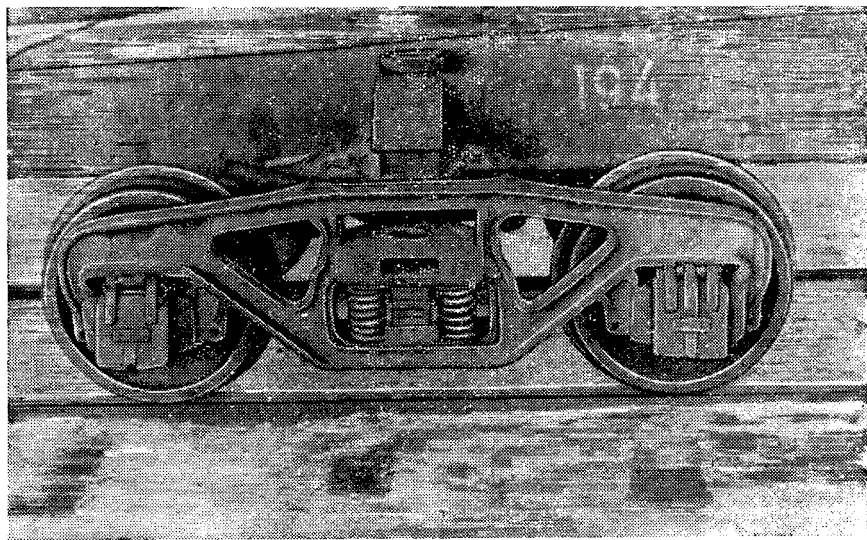


Рис. 64. Тележка с литыми боковинами

так и на новых ЛТ-22. Штампо-сварные боковины при одинаковой прочности имеют меньшую массу, что очень существенно (рис. 65). В данном случае боковины тележки сварены из двух штампованных листов толщиной 6 мм и имеют коробчатое се-

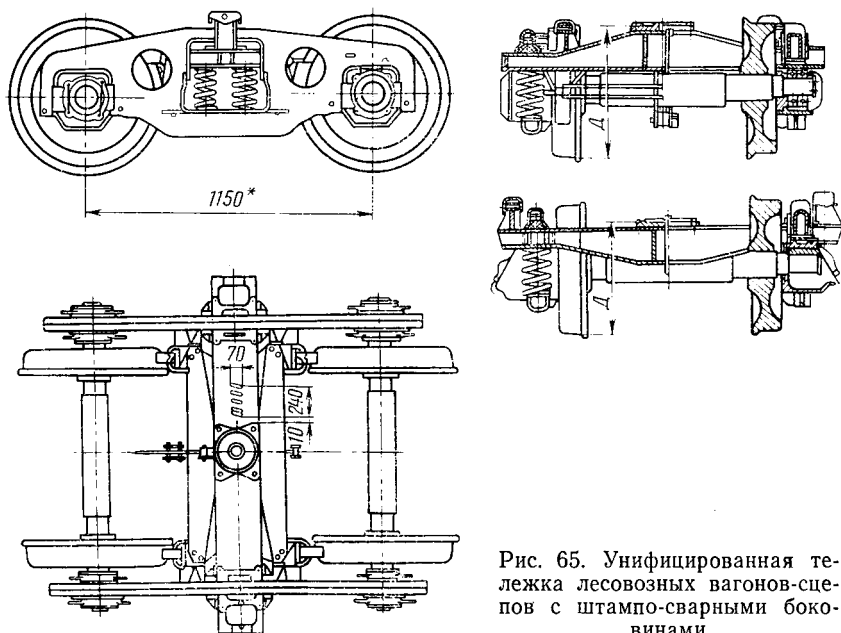


Рис. 65. Унифицированная тележка лесовозных вагонов-сцепов с штампо-сварными боковинами

чение. Надрессорная шкворневая балка устраивается также сварной из стальных листов с замкнуто-коробчатым сечением. У сцепов ЦНИИМЭ-ДВЗ надрессорная балка устанавливается выпуклостью вверх, а у сцепов ЛТ-22 она устанавливается выпуклостью вниз, так как в последнем случае нет опасности задевания хлыстами за буферные тарелки. Масса тележки составляет 950—1020 кг. Все элементы конструкции тележек должны соответствовать техническим требованиям ГОСТ 4911—75.

Рессорное подвешивание. Рессорным подвешиванием называется совокупность всех деталей, устанавливаемых для смягчения действия динамических нагрузок. В настоящее время для грузовых вагонов узкой колеи применяются два типа рессорного подвешивания в зависимости от расчетной осевой нагрузки. Для тележек с осевой нагрузкой 4,5 т применяется унифицированный осевой комплект, состоящий из двух цилиндрических пружин, который устанавливается на каждой из боковин. Такая конструкция обладает большой простотой и технологичностью изготовления, а также низкими затратами на техобслуживание и ремонт. Техническая характеристика рессорного подвешивания таких тележек следующая:

Гибкость рессорного подвешивания тележки, мм/т	2,55
» одного пружинного комплекта, мм/т	5,1
Прогиб комплекта под тарой, мм	3
Прогиб пружинного комплекта под статической нагрузкой, мм	20,7

Основным недостатком такого подвешивания является почти полное отсутствие демпфирующих свойств, хотя при вывозке хлыстов внутреннее трение в пакете хлыстов в какой-то мере устраняет этот недостаток.

Для тележек с осевой нагрузкой 9 т на платформах грузоподъемностью 20 т применяется комбинированное рессорное подвешивание, состоящее из четырех цилиндрических пружин и эллиптической рессоры. Эти рессорные комплекты имеют гибкость 3 мм/т, прогиб под статической нагрузкой 20 мм и прогиб под максимальной нагрузкой 37 мм.

§ 7. РАМЫ И УДАРНО-ТЯГОВЫЕ ПРИБОРЫ

Рамы вагонов. Рамы лесовозных узкоколейных вагонов являются основанием для устройств, непосредственно воспринимающих нагрузку от лесных грузов. На раме крепят ударно-тяговые приборы, коники и тормозное оборудование.

Рама вагонов общего пользования служит основанием для кузова и обычно состоит из системы скрепленных между собой балок, образующих прямоугольник, ограниченный двумя боковыми продольными брусьями и двумя концевыми поперечными буферными брусьями.

Основными нагрузками на раму являются вертикальные от веса груза и кузова. Кроме того, на раму действуют продольные тяговые и ударные усилия, а также дополнительные динамические нагрузки, возникающие при движении вагона.

Рамы тележечных вагонов в зависимости от характера ударно-тяговых приборов делятся на два типа: рамы без хребтовых балок со сквозной упряжью, проходящей через всю раму вагона (сейчас не применяются), и с хребтовыми балками, приспособленными для установки сцепки или автосцепки с каждого конца вагона.

Сквозная (неразрезная) упряжь составляет в поезде непрерывную цепь, передающую тяговые усилия таким образом, что рама каждого вагона воспринимает только часть тягового усилия локомотива, равную сопротивлению движению данного вагона. Такая упряжь имеет тяговые крюки со штангами, проходящими через весь вагон и один пружинный аппарат в середине вагона. Несквозная (разрезная) упряжь передает тяговые усилия таким образом, что рама вагона воспринимает на себя полностью все усилия, необходимые для передвижения остальных единиц подвижного состава. В этом случае крюк с коротким стержнем через гайку с шайбой давит на пружину, расположенную между шайбой и внутренней стороной буферного бруса. Пружина передает усилие тяги через раму вагона на крюк другого конца вагона и далее через стяжку на следующий вагон. При этом вагоны приходят в движение не все сразу, а последовательно, от первого до последнего. При несквозной упряжи требуется более мощная рама вагона, имеющая хребтовые балки.

Вагоны современной постройки имеют рамы с хребтовыми балками. Рамы специальных лесовозных вагонов, не имеющих кузова, состоят в основном также из хребтовых балок.

Рамы узкоколейных вагонов общего назначения (рис. 66, а) и крытых вагонов состоят из хребтовой балки 1, двух буферных брусьев 2, двух шкворневых балок 4, двух поперечных балок 3 и двух боковых балок 5. По концам хребтовой балки имеются упоры для тягово-сцепного прибора.

Рама новой лесовозной платформы ЛТ-14 состоит из боковых балок (швеллеры № 22) и хребтовой балки из швеллера № 27.

Рама лесовозного полусцепа ЦНИИМЭ — ДВЗ имеет совершенно особый необычный вид, так как по существу представляет собой одну мощную балку с дополнительными устройствами (рис. 66, б). На этой балке установлены коник, ударно-тяговые приборы и тормозное оборудование. Хребтовая балка имеет каркас 1 коробчатого прямоугольного сечения переменного размера. Толщина вертикальных листов 6 мм и горизонтальных 10 мм. Для того чтобы предотвратить задевание хлыстов при их прогибе за концы балки, последняя устанавли-

вается выпуклостью вверх. К нижней части хребтовой балки приварены две поперечные шкворневые балки 2 тележек, имеющие пятники и боковые скользуны. В середине длины хребтовой балки полусцепа укреплена поперечная шкворневая балка коника. По концам хребтовой балки, в значительной мере внутри ее короба, размещены ударно-тяговые приборы.

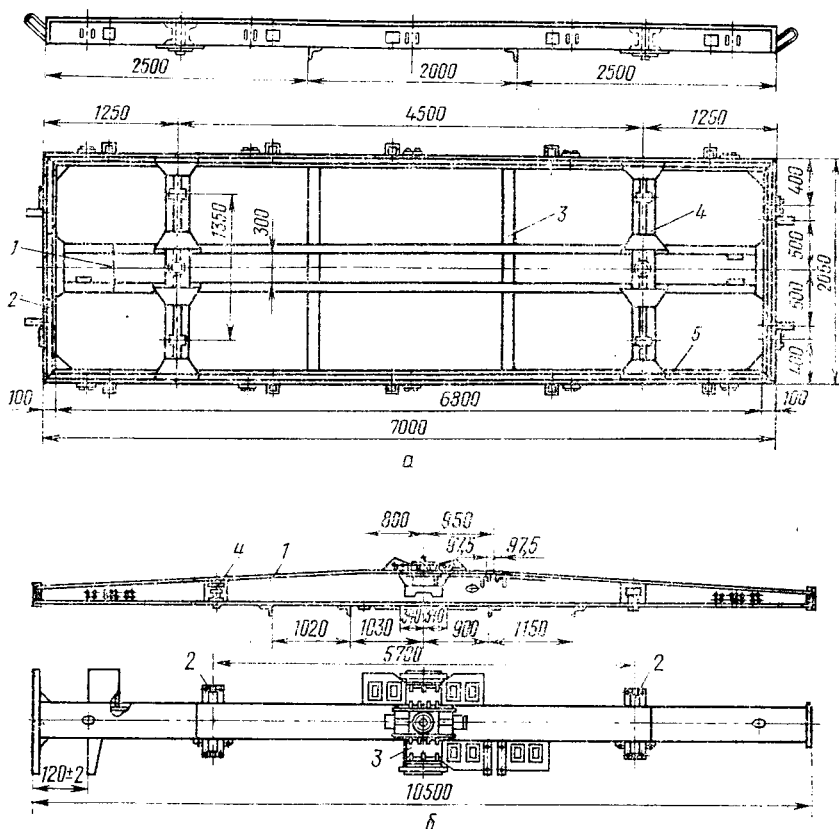


Рис. 66. Рамы узкоколейных вагонов:

а — рама платформы: 1 — хребтовая балка; 2 — буферный брус; 3 — поперечная балка; 4 — шкворневая балка; 5 — продольная боковая балка; б — рама лесовозного полусцепа ЦНИИМЭ—ДВЗ: 1 — каркас; 2 — поперечные шкворневые балки тележек; 3 — поперечные шкворневые балки; 4 — маневровый захват

Рама вагона-сцепы ЛТ-22 представляет собой мощную хребтовую балку с установленным на ней специальным технологическим оборудованием. Ее каркас также имеет коробчатое переменное сечение и сварен из листов стали толщиной 6 и 10 мм. Форма хребтовой балки приближена к брусу равного сопротивления, причем в отличие от ранее выпускавшихся вагонов-сцепов выпуклость ее направлена не вверх, а вниз. В отли-

чие от хребтовых балок сцепов ЦНИИМЭ — ДВЗ внутренние консоли (со стороны телескопической вставки) отсутствуют. На внешних консолях хребтовой балки смонтированы ударно-тяговые приборы.

Несущие конструкции лесовозных вагонов узкой колеи изготавливаются из низколегированной стали 09Г2Д.

Ударно-тяговые приборы служат для соединения вагонов с локомотивом и между собой, а также для передачи тяговых усилий и смягчения толчков при движении поездов при маневрах.

Ударно-тяговые приборы по своему устройству состоят из буфера, воспринимающего и передающего ударные усилия, и сцепного прибора, предназначенного для сцепления вагонов и передачи действия тяговых усилий.

На четырехосных вагонах узкой колеи обычно устанавливается центральный однобуферный ударно-тяговый (ударно-сцепной) аппарат с двумя цепями и крюками, имеющими предохраняющие от саморасцепа приспособления. Для правильной работы буферов их центры у двух смежных вагонов должны совпадать. Разница в высоте центров буферных тарелок, находящихся в составе вагонов, не должна превышать 75 мм.

На узкоколейных вагонах, имеющих хребтовые балки, т. е. почти на всех вагонах современной постройки, устанавливаются приборы несквозной упряжи. Общий вид сцепки узкоколейных вагонов между собой показан на рис. 67.

Устройство ударно-сцепного прибора для узкоколейных вагонов общего пользования, имеющих расстояние между швеллерами хребтовой балки 300 мм, показано на рис. 68, а. У вагонов, имеющих расстояние между балками 220 мм, ударно-тяговый прибор такой же, но отличается размерами некоторых деталей. Удар в буферную тарелку прибора другим вагоном передается через пружинный аппарат на заднюю упорную плиту и затем через упорные кронштейны на хребтовую балку. Тяговое усилие через цепи сцепного прибора и буферный стержень упруго передается хребтовой балке рамы через цилиндрические пружины и переднюю упорную плиту. При такой конструкции в случае замедления поезда или движения на спуске задние вагоны, набегая на передние, сжимают буферные пружины и длина поезда уменьшается. При увеличении скорости поезда нажатие буферов прекращается и происходит разжатие или отдача спиральных пружин. Такая конструкция облегчает трогание поезда с места, если было произведено его предварительное сжатие.

Из-за длинных консолей, затрудняющих сцепку и прохождение вагонов в кривых, конструкция ударно-тягового прибора лесовозных сцепов несколько отличается от описанного. В этих приборах (рис. 68, б) буферный стержень с тарелкой может поворачиваться в горизонтальной плоскости.

Рис. 67. Сцепка узкоколейных вагонов между собой:

1 — балансир; 2 — упряжной крюк; 3 — трехзвенная цепь; 4 — буферный стержень

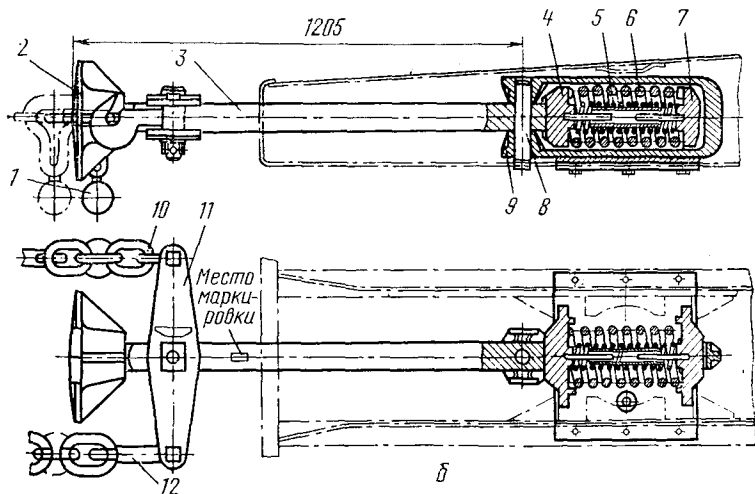
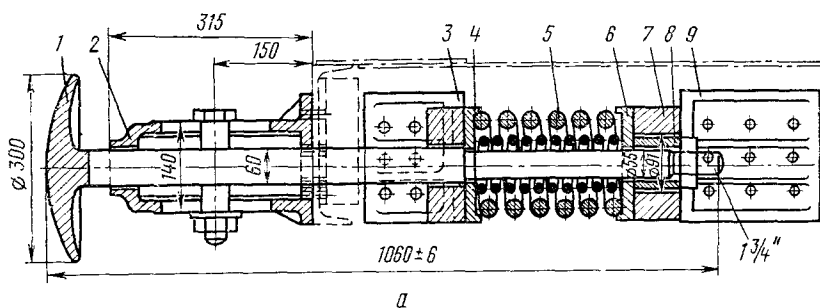
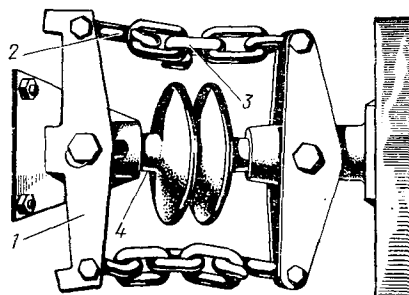


Рис. 68. Конструкция ударно-тяговых приборов:

а — ударно-тяговый прибор несквозной сцепки вагона: 1 — буферный стержень; 2 — буферный стакан; 3 — передние упорные угольники; 4 — передняя шайба буферной пружины; 5 — аппаратная пружина; 6 — задняя шайба пружины; 7 — задняя упорная плита; 8 — втулка; 9 — задние упорные угольники; 6 — радиально-поворотный самоцентрирующий ударно-тяговый прибор на сцепках: 1 — противовес; 2 — буферная тарелка; 3 — стержень; 4 — передняя плита; 5 — внутренняя цилиндрическая пружина; 6 — наружная цилиндрическая пружина; 7 — задняя нажимная плита; 8 — валик; 9 — тяговый хомут; 10 — цепная стяжка; 11 — балансир; 12 — упряжной крюк

Радиально-поворотный ударно-тяговый прибор вагонов сцепов ЦНИИМЭ — ДВЗ состоит из буферного стержня с тарелкой диаметром 340 мм, наружной и внутренней цилиндрических витых пружин, балансира и цепного стержня с противосомом и крюками. Буферная тарелка сверху срезана на 40 мм для предохранения от задевания хлыстов. Общий зазор между нагруженными на вагон-сцеп нижними хлыстами и верхней частью буферной тарелки составляет 400—430 мм, средний диаметр внутренней пружины 65 мм и наружной 127 мм. Диаметр прутка внутренней пружины 19 мм и наружной 33 мм. Для полного сжатия внутренней пружины необходимо усилие 2,1 т и для наружной 5,1 т. Расстояние от оси поворота буферного стержня до буферной тарелки 1200 мм. Центрирование буфера после прекращения нагрузки осуществляется пружинными ограничителями в виде полос листовых рессор, которые давят на прямоугольный конец буферного стержня и механически устанавливают его в среднее положение.

Как можно видеть из описания ударно-тяговых приборов, на узкоколейном подвижном составе для смягчения продольных усилий применяются пружинные амортизирующие устройства. При незначительных нагрузках в условиях установившегося режима движения работает только внутренняя пружина. При возникновении продольных усилий большой величины, например при торможении или маневрах, обе пружины работают параллельно. Пружинный поглощающий аппарат, устанавливаемый на вагонах, имеет ход 50 мм и эффективность 3250 Н·м. Эффективность оценивается кинетической энергией удара, воспринимаемой амортизатором при его полном сжатии. Конечное усилие полного сжатия достигает 120 кН, начальная затяжка — 10 мм. Исследования и практический опыт показывают, что для того, чтобы обеспечить возможность соударений со скоростями 5 км/ч (по нормативам ПТЭ) расчетное усилие, воспринимаемое ударно-тяговым аппаратом, должно быть повышено со 120 до 300 кН. ВНИИвагоностроения совместно с Демиховским машиностроительным заводом разрабатывают более совершенную конструкцию резино-металлического поглощающего аппарата по типу применяемых на вагонах дорог нормальной колеи. В применяемых в настоящее время на вагонах пружинных аппаратах практически отсутствует необратимое поглощение энергии удара. Пружинные аппараты имеют большую отдачу, которая приводит к появлению в поезде больших растягивающих усилий (оттяжек).

Проектируемые резино-металлические аппараты имеют значительные диссипативные свойства, рассеивая необратимо до 50% энергии удара, при небольшой собственной массе. Разработанные резино-металлические аппараты взаимозаменяемы с серийными пружинными. Конструкция бескорпусного резино-металлического аппарата показана на рис. 69.

Техническая характеристика резино-металлических поглощающих аппаратов

	Бескорпусный		Корпусный	
Продольное усилие, кН	300	410	300	360
Ход, мм	35	47	65	70
Энергоемкость, Нм	5400	7500	7500	9150

Упоры для ограничения хода в корпусном аппарате предусмотрены в самом корпусе, что позволяет исключить средние упорные кронштейны в хребтовой балке вагонов.

Разработанные резино-металлические аппараты взаимозаменяемы с серийными пружинными и в настоящее время их экспериментальные экземпляры установлены на вагонах.

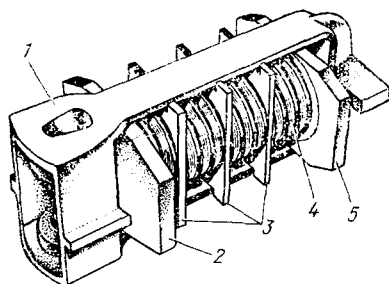


Рис. 69. Резино-металлический поглощающий аппарат (бескорпусный):

1 — тяговый хомут; 2 и 5 — передняя и задняя упорные плиты; 3 — направляющие; 4 — резино-металлический элемент

Автосцепка. Обычные конструкции ударно-тяговых приборов требуют применения ручного труда при сцепке вагонов, причем работа по сцепке вагонов является довольно опасной, так как она производится вручную. Неосторожность сцепщика может привести к несчастному случаю. Кроме того, при обычной сцепке происходят значительные потери времени на маневровые работы. Поэтому и на узкоколейных дорогах были затрачены значительные усилия на разработку конструкции автосцепки.

Автосцепные устройства по своей конструкции разделяются на нежесткие и жесткие. Нежесткой называется сцепка, допускающая взаимное перемещение корпусов смежных автосцепок, сцепленных в вертикальном направлении. Жесткой называется автосцепка, которая имеет в сцепленном состоянии продольную ось на одной прямой с осью корпуса смежной автосцепки. Для лесовозных УЖД разработана сцепка АУ-5. Эта сцепка является полужесткой, так как при взаимном смещении двух приборов до определенных значений она работает, как нежесткая, а по достижении этого предела, как жесткая. Вагоны с такой сцепкой могут сцепляться между собой на кривых радиусом 50 м и больше, а также могут проходить без расцепки переломы продольного профиля со смещением центров сцепления до 240 м. Однако эксплуатация оборудованных автосцепкой вагонов-сцепов показала, что ввиду очень длинных консолей рам (хребтовых

балок) и неровностей на временных путях, значительно превышающих возможности работы автосцепных устройств, при вывозке хлыстов применять автосцепные устройства невозможно. В то же время вагоны узкой колеи, имеющие нормальную длину консолей рам (от крайних наружных колес тележек), работают с автосцепкой хорошо.

§ 8. ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ЛЕСОВОЗНЫХ ВАГОНОВ-СЦЕПОВ

Как указывалось выше, технологическим оборудованием называются дополнительные устройства, связанные с технологией лесозаготовок, которая определяет как размеры перевозимой древесины, так и сам способ перевозки древесины на транспортных средствах.

У первых вариантов сцепов ЦНИИМЭ — ДВЗ, а также у короткобазных платформ-сцепов Т-55 применялись коники со стойками, удерживаемыми наклонными цепями. Опыт эксплуатации таких коников показал, что они имеют недостаточно удовлетворительную конструкцию. При погрузке пачка хлыстов ложится непосредственно на кониковую цепь и последняя подвергается сильным динамическим ударам. В зимний период это вызывало даже разрывы цепи. Ввиду внецентренного приложения усилия, передаваемого через натянутую цепь, горизонтальная балка коника начинала скручиваться. В связи с постоянно действующей большой динамической нагрузкой наблюдалось вытягивание цепей, что приводило к отклонению стоек коника в сторону и нарушению габарита. Поэтому в настоящее время на сцепах ЦНИИМЭ — ДВЗ применяется конструкция стоек с автоматическим запором. Специальные испытания и длительная производственная эксплуатация этих коников показали их надежность и удобство в работе. Основные детали механизма запора стоек следующие (рис. 70, а): упорный ролик 1, рычаг 4, сектор 6.

Механизм запора стоек работает следующим образом. При нахождении груза на сцепе и закрытой стойке рычаг 4 из-за эксцентриситета между осью упорного ролика 1 и осью поворота рычага стремится повернуться на валу 3, но упирается противовесом в сектор 6. При разгрузке сцепа рабочий на другой стороне коника поднимает рукоятку 8 до уровня наклонного паза и перемещает рукоятку тяги на себя. При этом усилие через тягу 7 передается на сектор 6, который в свою очередь, поворачиваясь на валу 5, своей передней частью выходит из паза рычага 4. В последующем сектор и рычаг поворачиваются настолько, что стойка коника откидывается, а зуб сектора входит в зацепление с зубом рычага.

При закрывании стойки ее прежде всего необходимо поставить в вертикальное положение. При этом ее конец слегка

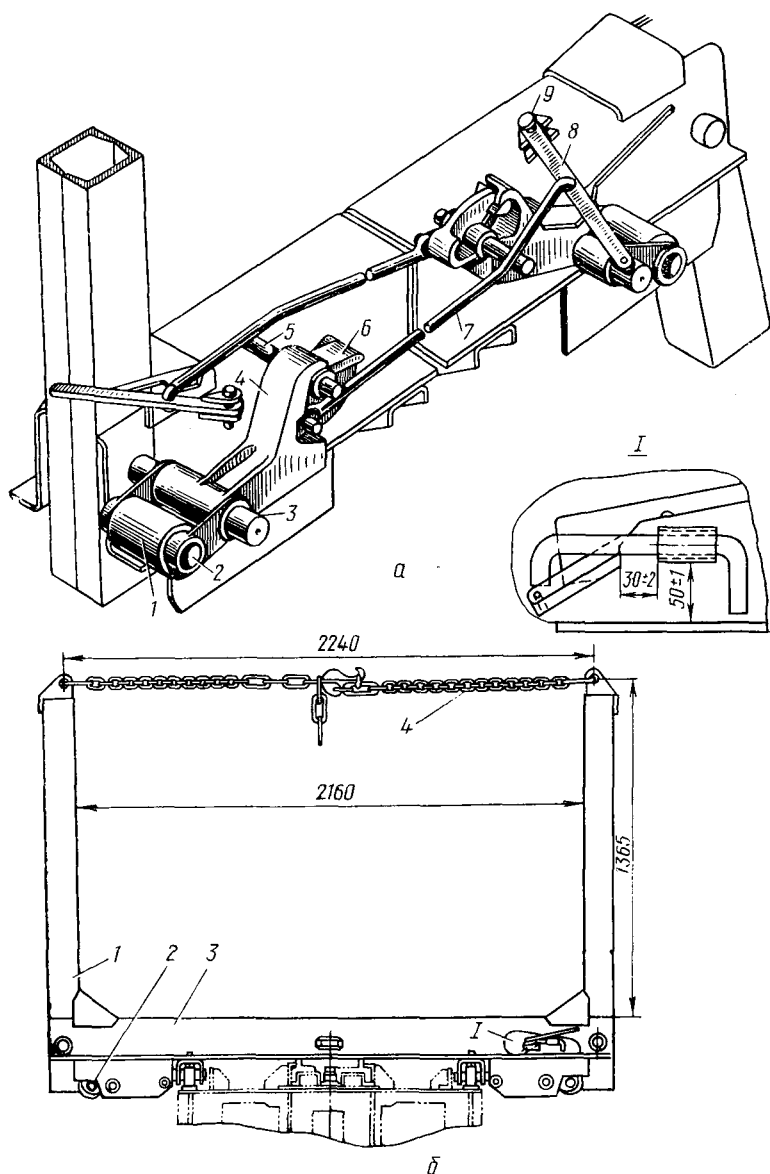


Рис. 70. Коник лесовозных вагонов-сцепов:

a — механизм запора стоек коника: 1 — упорный ролик; 2 — вал ролика; 3 — вал рычага; 4 — рычаг; 5 — вал сектора; 6 — сектор; 7 — тяги; 8 — рукоятка; 9 — вал рукоятки; *б* — общий вид коника: 1 — стойка; 2 — механизм запора стоек; 3 — балка коника; 4 — верхние предохранительные цепи стоек

нажимает на ролик замка и выводит зубья сектора и замка из зацепления. В то же время сектор под действием силы тяжести занимает транспортное положение и тянет за рукоятку,двигающуюся по наклонному вырезу. Рукоятка автоматически попадает в вертикальный вырез, фиксируя транспортное положение замка.

Весь механизм запора расположен внутри балки коника и, следовательно, защищен от ударов при погрузке и разгрузке. В эксплуатационных условиях необходимо следить за величиной эксцентриситета при закрытом положении замка между осью упорного ролика и осью поворота рычага. Иногда увеличение эксцентриситета вызывается большим зазором между сектором и опорной поверхностью паза рычага. В этом случае на сектор или паз рычага наваривают необходимой толщины пластинку.

Конструкция всего коника сцепа ЦНИИМЭ — ДВЗ показана на рис. 70, б. Внизу в середине горизонтальной балки коника приварен пятник. Стойки, укрепленные в вырезах по концам горизонтальной балки, сварены из двух швеллеров № 12.

Коник сцепов ЦНИИМЭ — ДВЗ может не только поворачиваться вокруг шкворня, но и перемещаться в продольном направлении по хребтовой балке на 200 мм в каждую сторону. При передвижении пятник коника перемещается в параллелях по цилиндрическим роликам, устроенным в виде рольганга. Перемещение балки коника ограничивается упорами, к которым шарнирно прикреплены кулачки. Поворотом кулачков горизонтальная балка коника фиксируется в среднем положении. При движении сцепа с грузом хлыстов на одном из полусцепов кулачки коника должны быть открыты, обеспечивая ему свободу продольного перемещения, а на другом полусцепе коник может быть закреплен в среднем положении.

Технологическое оборудование вагона-сцепы ЛТ-22 состоит из рамного коника (турникета), установленного на пятнике хребтовой балки вагона. Коник представляет собой раму коробчатого сечения, составленную из швеллеров № 12 с закрепленными по ее концам серийными унифицированными кониками, применяющимися на сцепах ЦНИИМЭ — ДВЗ. В первоначальной конструкции пачка хлыстов опиралась именно на эти коники, но затем конструкция была изменена, и в центре рамы установлена опорная балка, воспринимающая основную вертикальную нагрузку от пачки хлыстов и передающая ее через пятник рамного коника на хребтовую раму. Расстояние между центрами коников (по длине вагона) было установлено 4200 мм, затем уменьшено до 3000 мм. По бокам и с торцов рамного коника приварены пластины скользунов, опирающиеся в момент перекосов коника на хребтовую балку. Ввиду того, что основная нагрузка воспринимается центральной поперечной балкой, а коники являются по сути только ограничителями габарита,

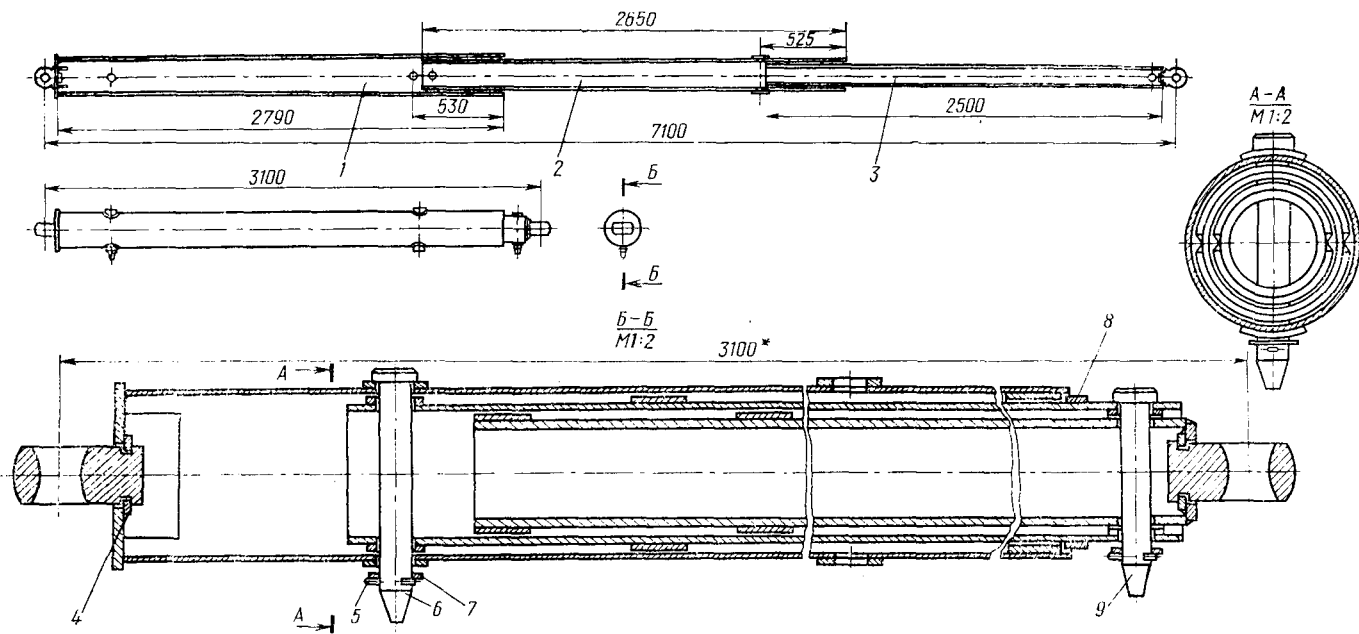


Рис. 71. Телескопическая вставка вагонов-сцепов ЛТ-22:

1, 2, 3 — трубы соответственно убывающих параметров; 4 — шайба упорная серьги телескопической вставки; 5 — шплинт; 6 и 9 — фиксирующие пальцы; 7 — шайба; 8 — центрирующая втулка

в настоящее время проходит испытания вагон-сцеп с облегченными цельносварными кониками, с наглухо закрепленными стойками. Такая конструкция коников позволяет отказаться от верхней связи, что снижает трудозатраты при погрузочно-разгрузочных операциях, повышает безопасность труда рабочих из-за исключения возможности саморазгрузки сцепа и позволяет уменьшить массу конструкции и трудозатраты при обслуживании и ремонте.

Другим видом специфического технологического оборудования вагонов-сцепов ЛТ-22 является телескопическая вставка (рис. 71). Она состоит из трех труб разного диаметра, входящих одна в другую, что позволяет изменять ее длину, а следовательно, и базу вагона-сцепа с 9,5 до 11,5 и 13,5 м. Кроме этого, замена соединения полусцепов между собой телескопической вставкой вместо консолей хребтовой балки с тягово-сцепными приборами дает значительный выигрыш в отношении уменьшения собственной массы сцепа.

Конструкция вагона-сцепа с изменяемой базой на основе телескопической вставки имеет ряд недостатков (трудность раздвижки и др.), поэтому необходимо проведение дальнейших научно-исследовательских и конструкторских работ по совершенствованию лесовозных вагонов.

Технологическое оборудование лесовозной платформы ЛТ-14 состоит из приваренных к раме по периметру специальных скоб для установки лесных деревянных стоек по шесть с боков и по четыре по торцам платформы. Кроме этого, на полу платформы установлены съемные поперечные металлические прокладки для облегчения подвода тросов при разгрузке платформы. При необходимости перевозки на платформе трелевочных тракторов или другой техники с массой до 13 т эти прокладки убирают. Прорабатывается вопрос о комплектовании платформы инвентарными металлическими стойками, что позволит снизить трудозатраты по увязке груза и повысить безопасность труда.

§ 9. ТОРМОЗНЫЕ УСТРОЙСТВА НА ВАГОНАХ

Тормозные устройства на вагонах позволяют создать искусственное сопротивление движению — торможение для регулирования скорости поезда в соответствии с расписанием движения, профилем пути и сигналами. На прицепном составе железных дорог торможение производится фрикционным способом за счет трения прижимаемых тягами тормозных колодок о рабочую поверхность колес. Колодочные тормоза на вагонах утаиваются с ручным приводом и с пневматическим (воздушным) приводом. На узкоколейных железных дорогах длительное время использовались только ручные тормоза. В 1955—1957 гг. ЦНИИМЭ совместно с ВНИИВагоностроения провели исследо-

вания, послужившие базой составления технических условий на автоматические тормоза для подвижного состава лесовозных (и других) узкоколейных железных дорог. При этом первоначально конструкция тормозов вагонов колеи 750 мм была основана на применении того же оборудования, что и на железных дорогах нормальной колеи и, в частности, воздухораспределителя МТЗ-270 (описан в первом издании настоящей книги). В последующем был разработан новый воздухораспределитель № 270—006, который в настоящее время применяется на подвижном составе узкой колеи. Ручные тормоза и в настоящее время применяются на некоторых видах платформ, но на лесовозных вагонах-сцепках практически невозможно размещать тормозные будки из-за выступающих частей пакетов хлыстов. В связи с этим лесовозные вагоны-сцепы оборудуются только автоматическими воздушными тормозами.

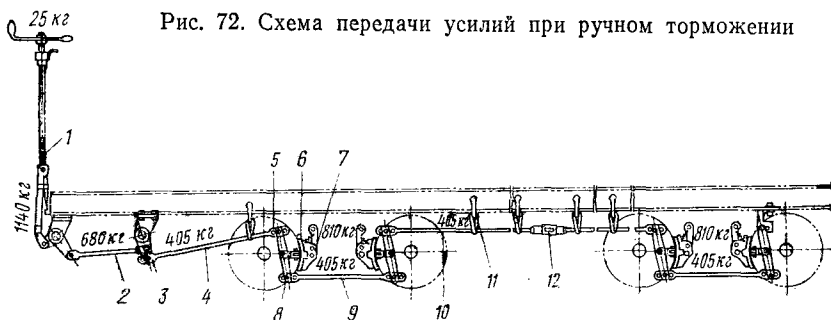


Рис. 72. Схема передачи усилий при ручном торможении

Ручные тормоза на вагонах узкоколейных дорог. Ручной тормоз (рис. 72) приводится в действие усилием тормозного кондуктора, приложенным к рукоятке тормозного винта 1. Тормозной винт вертикально устанавливается на тормозной площадке вагона (на рисунке не показана). Нижний конец винта упирается в пятник. При вращении винта по нему перемещается гайка с цапфами, которые в свою очередь двумя тягами из полосового железа соединены с кривым (по форме) малым тормозным рычагом. Его другой конец шарнирно прикреплен к раме платформы. Малый тормозной рычаг соединяется коротким рычагом с главной тормозной тягой 2, которая своим другим концом присоединена к средней точке вертикального рычага 3, к нижней точке которого в свою очередь присоединена треугольная тяга 4. Эта тяга соединяется с вершиной тормозного треугольника-триангеля 5, на концах которого укреплены тормозные башмаки 7, а в них тормозные колодки 6.

Вершина триангеля первой оси тележки средним вертикальным рычагом 8 и средней тягой 9 соединяется с вершиной второго триангеля той же тележки вагона. Тормозное усилие на вторую тележку передается при помощи передаточной тяги 10

со стяжной муфтой 12. Тяга подвешена к хребтовой балке под вагоном на подвесках 11. Аналогичную рычажную передачу имеет и тормозная система второй тележки платформы. Приведенная схема дает равномерное распределение тормозного усилия только при относительно небольшой длине вагона, что в данном случае и имеет место. Все тормозные тяги и рычаги делают из стали, а тормозные колодки отливают из чугуна.

Ручные тормоза имеют простое устройство и невысокую стоимость. Однако они имеют существенные недостатки, так как их эффективное применение зависит от слышимости сигналов, подаваемых с локомотива, а также от внимательности и одновременности работы тормозильщиков и кондукторов. Ручными тормозами трудно регулировать торможение поезда и, что особенно важно для лесозаготовительных предприятий, для их обслуживания необходимо иметь в бригаде большое число тормозильщиков.

Автоматический воздушный тормоз лесовозных сцепов. Воздушные тормоза подвижного состава получили наибольшее распространение. Автоматические воздушные тормоза устроены так, что осуществляют торможение при выпуске воздуха из тормозной магистрали (разрыв, разъединение рукавов, или соединение с атмосферой). Это обеспечивается установкой на всех тормозных вагонах, кроме тормозных цилиндров, еще запасных резервуаров для сжатого воздуха. В неавтоматических тормозах сжатый воздух подается в тормозные цилиндры непосредственно из тормозной магистрали, при разрыве которой торможение прекращается. Автоматические воздушные тормоза делятся на неистощимые и истощимые в зависимости от того, пополняется ли в процессе торможения запас воздуха и поддерживается ли тормозная сила при длительном непрерывном торможении. Современный отечественный тормоз является неистощимым и безотказно работает в любых климатических условиях.

Устройство и принцип действия воздушного автоматического тормоза вагонов рассмотрим на примере схемы с простейшим воздухораспределителем (рис. 73). На локомотиве для получения сжатого воздуха устанавливается компрессор (на тепловозах и электровозах) или паровоздушный насос (на паровозах). Из компрессора или паровоздушного насоса сжатый воздух поступает в главные резервуары 2, а из него к крану машиниста 4, служащему для управления тормозом. При наполнении главных резервуаров воздухом и повышении давления до 0,7—0,8 МПа компрессор выключается. Через весь состав проходит магистральный воздухопровод 5, и при положении крана машиниста, показанном на верхней схеме, в него поступает сжатый воздух. Каждый тормозной вагон имеет, кроме магистрального воздухопровода воздухораспределитель 6, запасной резервуар 7 и тормозной цилиндр 8. Магистральные трубы, про-

ходящие через каждый полусцеп, заканчиваются гибкими соединительными рукавами 9 и соединительными головками 10.

Перед отправлением поезда, а также периодически во время движения производят зарядку тормозной системы вагонов, т. е. наполняют ее сжатым воздухом. При зарядке сжатый воздух, поступая в воздухохораспределитель, отжимает его поршень

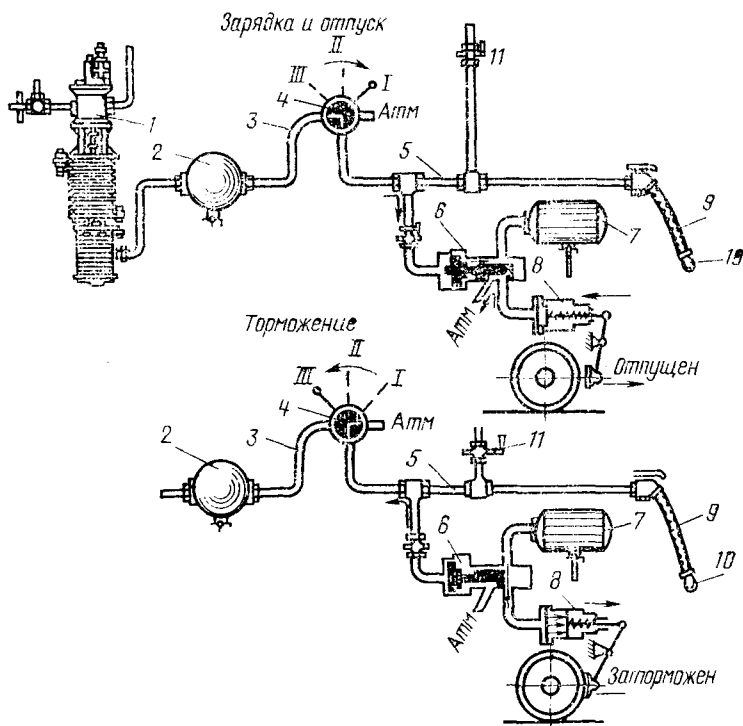


Рис. 73. Схема устройства и принципа действия воздушного автоматического тормоза:

1 — компрессор; 2 — главный резервуар; 3 — напорная труба; 4 — кран машиниста; 5 — воздухопровод; 6 — воздухохораспределитель; 7 — запасной резервуар; 8 — тормозной цилиндр; 9 — соединительный рукав; 10 — соединительная головка; 11 — стоп-кран; Атм — атмосферная полость

в правую часть, т. е. в такое положение, при котором происходит соединение полости тормозного цилиндра 8 с атмосферой. При этом сжатый воздух может проходить через узкий воздухопровод с калиброванным отверстием в запасной резервуар и заполнять его. Этот запас сжатого воздуха в последующем используется для торможения. Давление воздуха в магистрали после зарядки достигает 0,5 МПа.

При необходимости торможения машинист ставит кран 4 в такое положение, при котором часть воздуха из магистрали выходит в атмосферу (нижняя схема). Ввиду понижения давления в левой полости воздухохораспределителя его поршень пе-

редвинется влево и соединит запасной резервуар, наполненный сжатым воздухом, с тормозным цилиндром. При этом отверстие, дающее доступ в атмосферу, будет перекрыто. Под действием сжатого воздуха, поступающего в тормозные цилиндры из запасного резервуара, поршни тормозных цилиндров придут в движение и вызывают нажатие тормозных колодок на колеса. Степень нажатия тормозных колодок на колеса зависит от величины давления воздуха в тормозном цилиндре, которое в свою очередь связано с величиной снижения давления воздуха в магистрали. Если давление воздуха в магистрали снизится на 0,12—0,15 МПа, произойдет полное служебное торможение поезда (положение крана *III*); при меньшем снижении давления будет происходить неполное (ступенчатое) торможение. Степень снижения давления в магистрали зависит от положения рукоятки крана машиниста. При открывании стоп-крана *II* вагона при обрыве поезда, при расцепке рукавов или при повороте крана машиниста в положение *II* происходит экстренное торможение. Таким образом, тормоз обеспечивает автоматическое торможение при любых обстоятельствах, вызывающих снижение давления воздуха в магистрали.

Для прекращения торможения необходимо повысить давление в магистрали, для чего кран машиниста ставят в *I* положение. При этом в левой полости воздухораспределителя давление повышается, его поршень и золотник отходят вправо, соединяя тормозной цилиндр с атмосферой и запасные резервуары с магистралью. При выходе сжатого воздуха из тормозного цилиндра его поршень под действием пружины возвращается в прежнее положение, а тормозные колодки отходят от колес.

Приведенный на схеме воздухораспределитель с органом двух давлений является схемой многих простейших тормозов (Вестингауза, Кнорре и др.). Тормоз с таким воздухораспределителем не является прямодействующим, так как сжатый воздух в тормозном цилиндре не пополняется из магистрали от локомотива. В этом случае давление в тормозном цилиндре не участвует в управлении. Такой тормоз может работать на любом зарядном давлении и имеет легкий отпуск, так как достаточно повысить давление в магистрали на 0,01—0,02 МПа, как поршень воздухораспределителя вместе с золотником перейдет в другое положение.

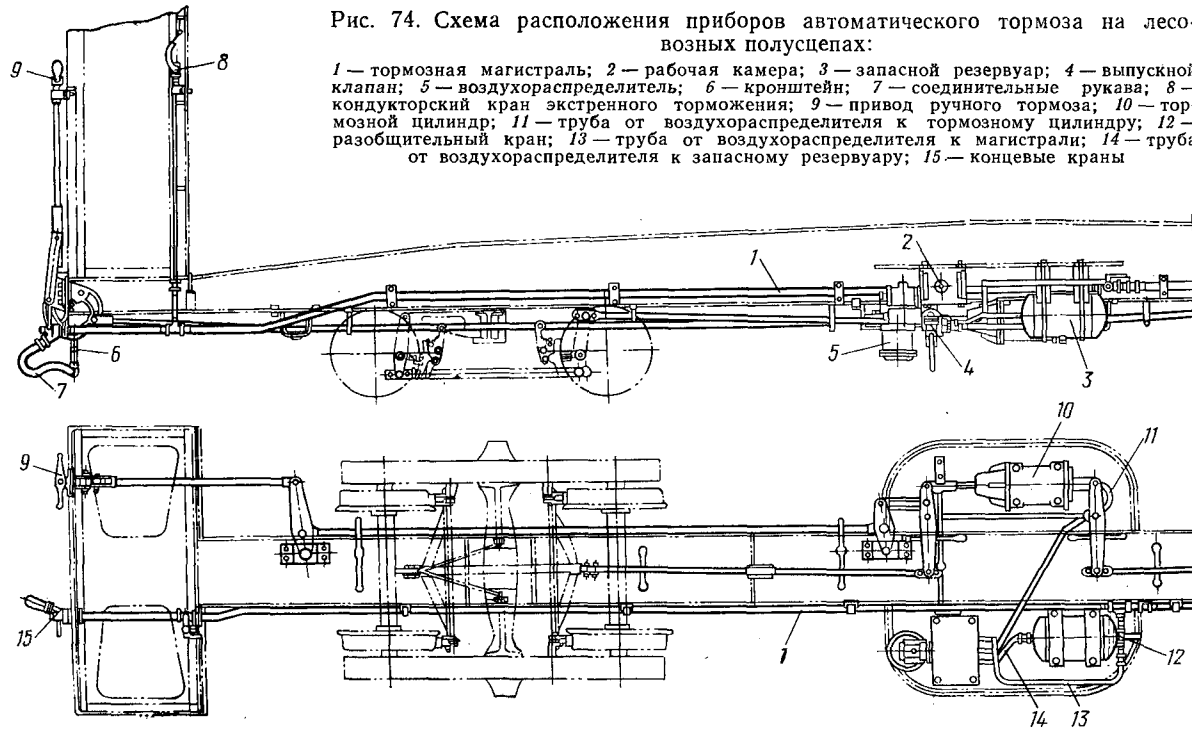
Тормоза, работающие на любом зарядном давлении в магистрали и имеющие легкий отпуск, называются нежесткими или мягкими.

Рассмотрим устройство и работу автоматических воздушных тормозов на лесовозных вагонах-сцепках ЦНИИМЭ — ДВЗ. На каждом из тормозных полусцепов монтируется оборудование (рис. 74).

Магистральная труба. Тормозная магистраль *I* укрепляется на хребтовой балке полусцепы и с обоих концов заканчивается

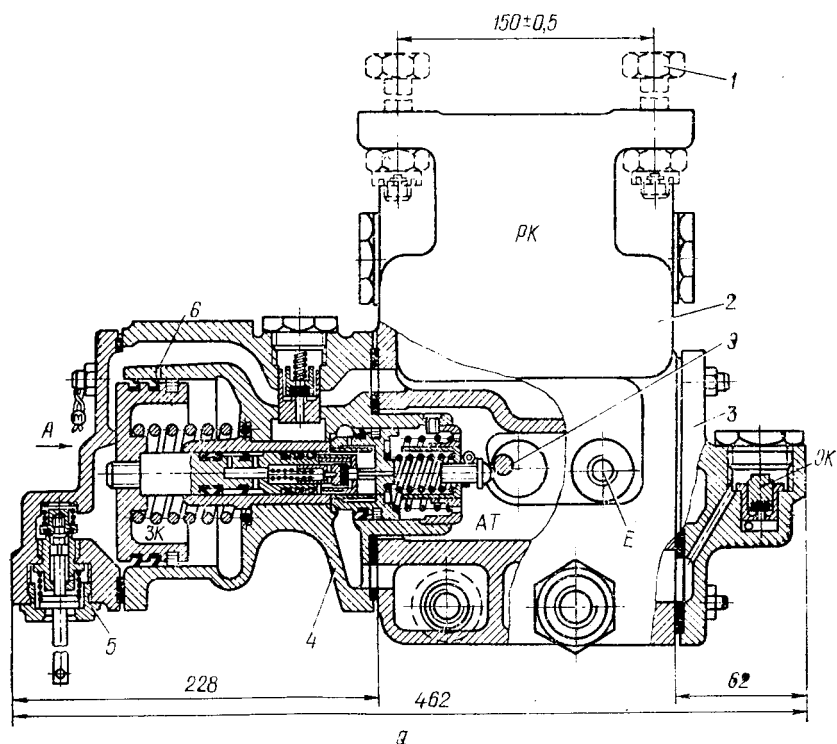
Рис. 74. Схема расположения приборов автоматического тормоза на лесовозных полусцепях:

1 — тормозная магистраль; 2 — рабочая камера; 3 — запасной резервуар; 4 — выпускной клапан; 5 — воздухораспределитель; 6 — кронштейн; 7 — соединительные рукава; 8 — кондукторский кран экстренного торможения; 9 — привод ручного тормоза; 10 — тормозной цилиндр; 11 — труба от воздухораспределителя к тормозному цилиндру; 12 — разобщительный кран; 13 — труба от воздухораспределителя к магистрали; 14 — труба от воздухораспределителя к запасному резервуару; 15 — концевые краны



гибкими соединительными рукавами 7 (рис. 74) с соединительными головками. Соединительные рукава служат для присоединения к тормозным магистралям или пролетным трубам смежных вагонов. Кроме тормозной магистрали на вагоне размещены резервуар сжатого воздуха 3, воздухораспределитель 5, тормозные цилиндры 10, рычажная система и тормозные колодки. Зарядка тормозов перед отправлением поезда производится следующим образом. Сжатый воздух от компрессора, находящегося на локомотиве, поступает в главный резервуар (также на локомотиве) и через кран машиниста поступает в тормозную магистраль, а затем в воздушные резервуары на вагоне. При этом ручка ставится в положение отпуска. При постановке ручки в тормозное положение сжатый воздух выходит из магистрали через кран машиниста, давление в тормозной магистрали снижается и тормозная система вагона-сцепы приводится в действие. Эффективность и по существу все действие тормозов на прицепном составе зависят от исправности и работы воздухораспределителя.

Воздухораспределитель. Воздухораспределитель № 270-006 (рис. 75) состоит из рабочей камеры 2 с переключателем грузовых режимов, главной части 4 с выпускным клапаном 5 и



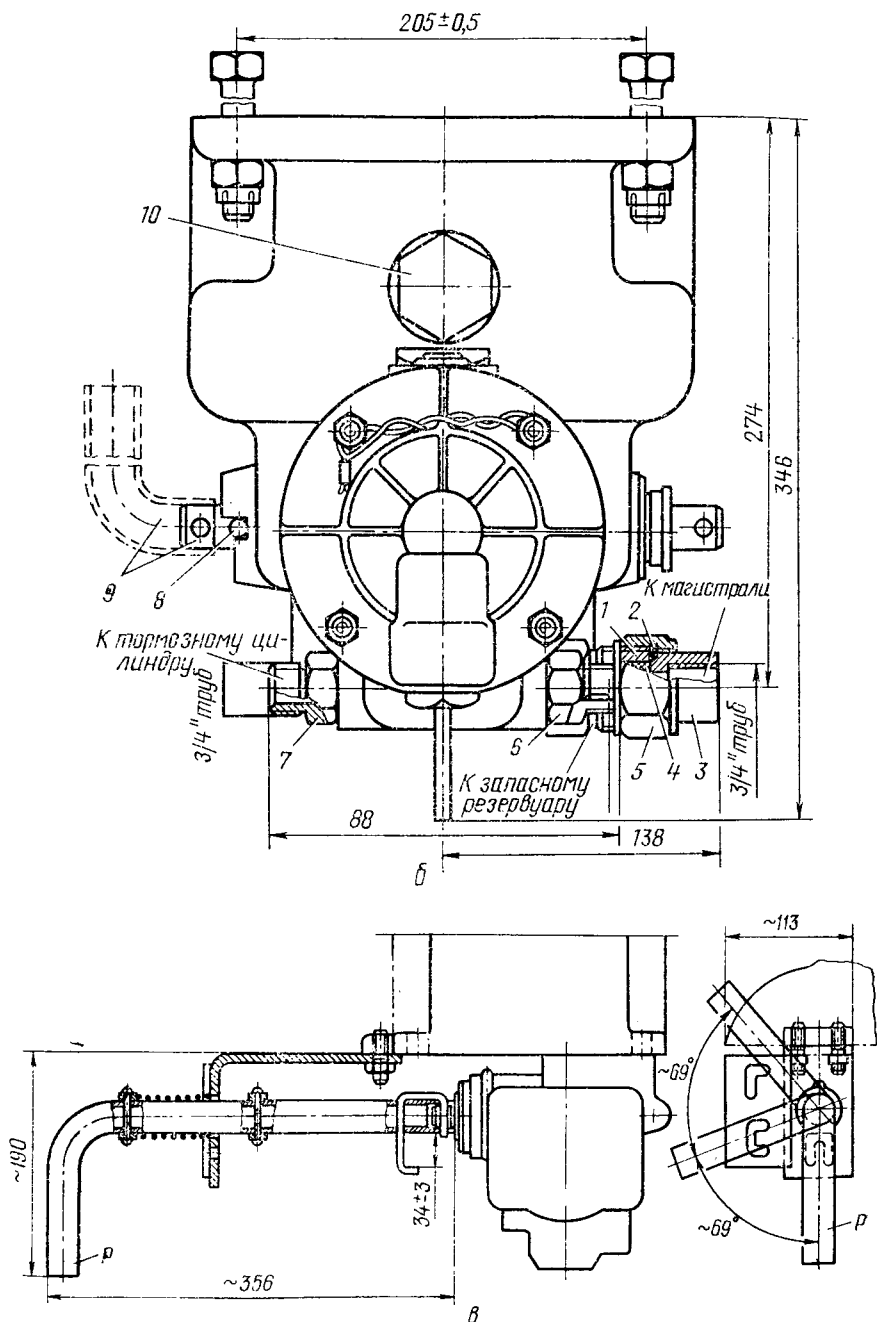


Рис. 75. Воздухораспределитель № 270-006:

а — устройство; б — вид по стрелке А; в — режимный переключатель

крышки 8. К воздухораспределителю подводятся трубы от магистральной трубы, тормозного цилиндра и запасного воздушного резервуара.

Камера является несъемной частью воздухораспределителя и подвешивается четырьмя болтами 1 на раме вагона, а у лесовозных вагонов-сцепов — к хребтовой балке на кронштейне. В корпусе находится рабочий резервуар объемом 4,5 л и атмосферная полость, в которой имеется режимный переключатель с эксцентриком Э. На рис. 75, б он показан с левой стороны (9). Режимный переключатель служит для переключения грузовых режимов. Его фиксация обеспечивается штифтом 8. В корпус камеры ввернуты штуцеры 1, 7 и 6 с накидными гайками 5, наконечниками 3 для труб, резиновыми кольцами 2 и сеточными колпачками 4. Заглушки 10 герметически закрывают отверстия, необходимые для постановки стержней при отливке внутренней полости резервуара. Наружная часть режимного переключателя показана на рис. 75, в. Ручка Р переключателя может устанавливаться на порожний режим (буква П показана пунктиром внизу), средний — С или груженный — Г режимы торможения. Для этого ручка переключателя устанавливается против одной из указанных букв.

Главная часть воздухораспределителя (рис. 76) включает корпус 1, в который запрессованы втулки 7 и седло 14 обратного клапана 12. Главный поршень 2 имеет две резиновые манжеты 3 и фетровое кольцо 5 (с пружиной 4) для смазывания цилиндрической поверхности корпуса. Пружина 6 упирается одним концом в главный поршень, а другим в выточку корпуса. Под воздействием передаваемого ею усилия (первоначальный натяг около 200 Н) поршень перемещается в крайнее отпущенное положение. Шток 8, имеющий шесть резиновых манжет 9 и седло 26 с клапаном 27, ввернут в главный поршень. Шток имеет полость, в которой находится пружина 28.

Уравнительный поршень 16 находится в правой части корпуса. Он имеет уплотнительную резиновую манжету 25 и фетровое смазочное кольцо 24 с пружиной.

Седло клапана 27 имеет в уравнительном поршне отверстие диаметром 2,8 мм. Этот поршень прижимается пружинами: большой 17 и малой 19. Они регулируются упорками 20 (первая) и 21 (вторая) с винтом 22, который одновременно является ограничителем хода уравнительного поршня при переводе режимной упорки 21 с груженого режима на порожний в заторможенном состоянии воздухораспределителя. Винт 22 закрепляется шплинтом 23. Упорка 20 крепится винтом 18, который входит в один из ее двух вырезов. При порожнем режиме эксцентрик режимного валика находится в крайнем правом положении. В этом случае головка винта 22 не касается эксцентрика, малая пружина 19 выключается и не давит на уравнительный поршень 16.

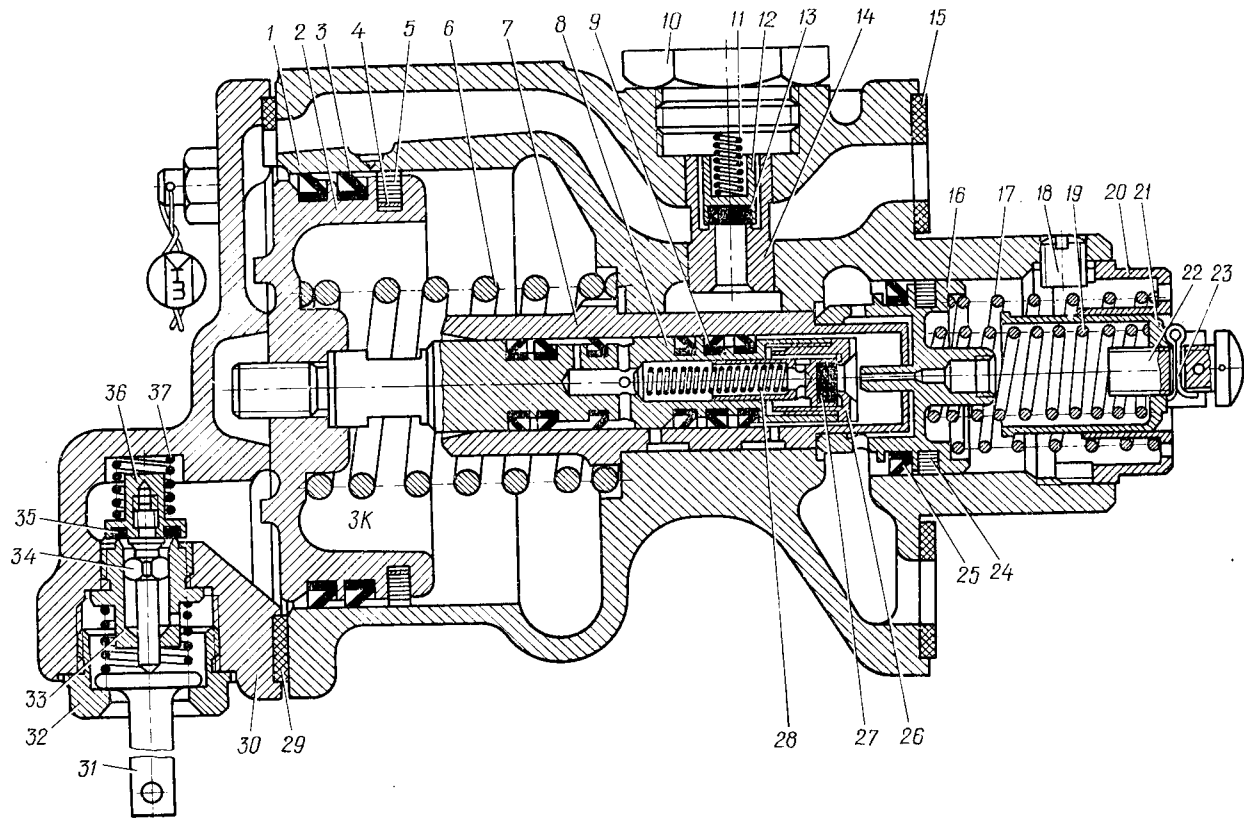


Рис. 76. Главная часть воздухораспределителя № 270-006

При грузежном режиме (см. рис. 75, а) эксцентрик Э имеет крайнее левое положение и винт 22 упирается в него, включая малую пружину. При среднем режиме эта пружина включается только частично. Обратный клапан 12 с резиновым уплотнением 13 и пружиной 11 находится в верхней части корпуса. Этот клапан закрыт заглушкой 10. Крышка 30 с уплотнительной резиновой прокладкой 29 прикреплена с левой стороны корпуса. В крышке находится отпускной клапан, который состоит из седла 33, направляющей 34, резинового уплотнения 35, собственно клапана 36 и пружины 37. К седлу 32 пружиной прижимается стержень 31. Прокладка 15 является уплотнением между приварным фланцем камеры и главной частью. Регулирование времени зарядки запасного воздушного резервуара производится с помощью ниппеля с калиброванным отверстием 1,3 мм, который запрессован в магистральный канал корпуса 1.

Действие воздухораспределителя. Для изучения работы воздухораспределителя рассмотрим схему его действия. Эта схема соответствует положению его частей при зарядке и полном отпуске тормозов.

Главный поршень воздухораспределителя делит внутреннюю полость на золотниковую камеру ЗК, имеющую объем 0,9 л и рабочую камеру РК объемом 4,5 л.

При зарядке воздух из магистрали, пройдя через сеточный колпачок подходит к обратному клапану ОК, находящемуся в крышке, и через калиброванное отверстие в золотниковую камеру ЗК, а затем в рабочую камеру РК и к отпускному клапану. Обратный клапан в данном случае препятствует возможности возврата воздуха обратно в магистраль. При крайнем левом положении главного поршня тормозной цилиндр сообщается с атмосферой.

При разрядке снижение давления в магистрали медленное (0,05 МПа за 1 мин) и воздухораспределитель не срабатывает на торможение, что является показателем его мягкости действия. Это происходит потому, что воздух из золотниковой и рабочих камер не успевает проходить обратно в магистраль и необходимый для перемещения главного поршня перепад давлений не возникает. Такая пониженная чувствительность работы воздухораспределителя позволяет производить разрядку тормозов после отцепки локомотива без затормаживания вагонов.

При торможении снижение давления в магистрали производится со скоростью 0,006 МПа/с и выше в результате чего одновременно с магистралью снижается давление в золотниковой камере ЗК, соединенной с ней через обратный клапан ОК. При понижении давления в золотниковой камере на 0,04 МПа усилие пружины, сопротивляющейся движению главного поршня, преодолевается и последний передвигается вправо на 6—8 мм, перекрывая своей манжетой отверстие 6 (рис. 75, а) и тем са-

мым прекращая сообщение рабочей камеры с золотниковой. При этом тормозной цилиндр разобщается с атмосферой. По мере дальнейшего перемещения вправо главного поршня клапан 27 (рис. 76, а) внутри штока отходит от своего седла и воздух из запасного резервуара ЗР поступает в ТК и в тормозной цилиндр. Возрастание давления в камере ТК и тормозном цилиндре вызывает перемещение вправо уравнильного поршня, преодолевающего сопротивление режимных пружин.

При прекращении разрядки магистрали и золотниковой камеры главный поршень остановится, а за ним и уравнильный поршень. При этом клапан 27 внутри штока сядет на свое седло, разобщая воздушный резервуар на вагоне с тормозным цилиндром.

При полном служебном торможении, когда разрядка магистрали и золотниковой камеры достигает 0,15—0,16 МПа (в рабочей камере давление понижается на 0,03 МПа), главный поршень передвинется на 24 мм до упора в торец втулки, а уравнильный на 17 мм. Дальнейшее уменьшение давления в магистрали уже не вызовет увеличения давления в тормозном цилиндре, а только увеличит количество выпускаемого воздуха.

Предельное давление в тормозном цилиндре зависит от регулировки режимных пружин. Оно должно быть при порожнем режиме 0,12—0,16 МПа на груженом 0,38—0,43 и на среднем 2—3 ат. Время наполнения тормозных цилиндров до давления 0,2 МПа на груженом режиме и на 0,08 МПа на порожнем определяется темпом разрядки магистрали и золотниковой камеры, а также размером отверстия 2 (1,7 мм) в плунжере.

Отпуск тормозов происходит при повышении давления в атмосфере. При этом давление в рабочей камере несколько повышается ввиду сокращения объема. При выравнивании давления с обеих сторон поршня произойдет его остановка и прекращение выпуска воздуха из тормозного цилиндра, т. е. ступень отпуска. При дальнейшем повышении давления в тормозной магистрали будут происходить последующие ступени отпуска. Полный отпуск происходит после того, как давление в магистрали будет ниже зарядного на 0,02 МПа. Такой отпуск давления ниже зарядного повышает надежность отпуска тормозов у вагонов в хвостовой части поезда. После полного служебного торможения при зарядном давлении 0,5 МПа полный отпуск с снижением давления в тормозном цилиндре до 0,04 МПа происходит за 10—13 с.

В случае необходимости отпуска тормоза вручную на 3—5 с отжимают в сторону стержень отпускного клапана. При этом воздух быстро выйдет из рабочей камеры, и главный поршень переместится в отпускное положение.

Основные особенности воздухораспределителя № 270-006. Клапанно-поршневая конструкция с мягким резиновым уплотнением позволяет производить его сборку без

притирки. Особенностью конструкции является ступенчатое торможение и ступенчатый отпуск. При служебном торможении наполнение тормозных цилиндров происходит до 50 % максимального давления в зависимости от скорости разрядки магистрали. Конструкция позволяет производить выравнивание по длине поезда скорости наполнения тормозных цилиндров и тем самым повышает плавность торможения. При высокой чувствительности как в процессе торможения, так и отпуска воздуха распределитель обладает высокой мягкостью 0,05 МПа/мин. Улучшение отпуска и повышение управляемости тормозами по-

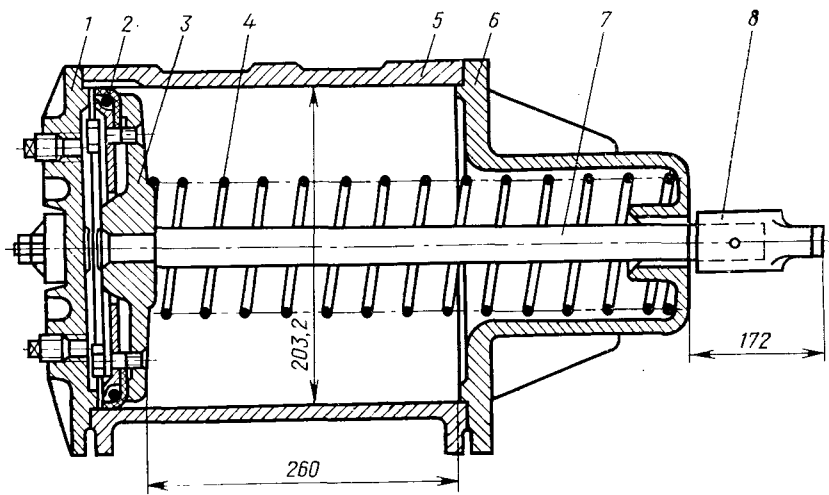


Рис. 77. Тормозной цилиндр

зволяет машинисту регулировать движение при малых скоростях без остановки поезда. Воздухораспределитель обеспечивает высокую неистощимость, так как обеспечивает питание воздушного резервуара при всех процессах торможения и отпуска и сохраняет воздух в запасном резервуаре и при маневровой работе и при отцепке вагона.

Тормозной цилиндр. При торможении сжатый воздух из воздухораспределителя поступает в тормозной цилиндр (рис. 77), который состоит из корпуса 5, задней 1 и передней 6 крышек, поршня 3, штока 7, уплотнительного воротника 2 и отпускной пружины 4. С помощью головки 8 тормозной цилиндр соединяется с рычажной системой. Поступающий сжатый воздух, преодолевая сопротивление отпускной пружины, оказывает давление на поршень и через рычажную передачу заставляет колодки прижиматься к рабочим поверхностям колес. При отпуске тормозов сжатый воздух из тормозного цилиндра выходит, и отпускная пружина передвигает поршень и рычажную передачу

в исходное положение, при котором тормозные колодки отходят от колес.

Нажатие тормозных колодок. При большом нажатии тормозных колодок может произойти прекращение вращения колес, т. е. так называемое их заклинивание. При этом ввиду трения неподвижного колеса о рельс рабочая поверхность колеса искажается, происходит так называемый скользун. Колесо со скользном при вращении бьет по рельсам, что может привести и иногда приводит к их излому. В связи с этим нажатие тормозных колодок на ось ограничивается величиной, которая предотвращает заклинивание. Ручной тормозной привод рассчитывается так, чтобы нажатие колодок на одну ось у лесовозных сцепов не превышало 7,5 кН, у 20-тонных платформ 10 кН, у платформ 10—14 т не больше 9 кН, у крытых вагонов 15 и у пассажирских 9 кН. При работе автотормоза нажатие может осуществляться в двух режимах: груженом и порожнем. У лесовозных вагонов-сцепов при груженом режиме нажатие составляет 15 кН и на порожнем 7,5 кН, у 20-тонных платформ 27 и 13 кН, у крытых грузовых вагонов 25 и 12,5 кН и у пассажирских вагонов 19 и 9 кН соответственно.

Прямодействующие тормоза. Следует отметить, что автоматические тормоза все еще не получили значительного распространения на лесовозных узкоколейных железных дорогах. Это происходит из-за отсутствия на УЖД специальных контрольно-тормозных пунктов с необходимым оборудованием, сложности конструкции и отсутствия квалифицированных специалистов для обслуживания и ремонта автотормозов. В связи с этим на дорогах с затяжными спусками в ряде случаев используют для торможения одну-две груженные платформы, оборудованные автоматическими или ручными тормозами. Первые ставятся сразу вслед за локомотивом, а с ручными тормозами — в конце поезда, где торможение производит кондуктор. В связи с этим предложено¹ вместо пневматического автоматического тормоза использовать пневматический прямодействующий тормоз, не имеющий устройств для автоматического затормаживания, а управляемый машинистом локомотива. В этом случае нет необходимости ни в воздухораспределителе, ни в воздушном резервуаре, и тормозные цилиндры непосредственно подключаются к магистрали. Испытания показали возможность использования такого тормоза в тех случаях, когда для торможения достаточно одного-двух тормозных вагонов в составе, а тормозной кран типа № 394 машиниста следует заменить на более простой прямодействующий кран № 254. На тех узкоколейных дорогах, где продольный профиль исклю-

¹ Игнатов Н. Г., Приходько В. И. Применение прямодействующего тормоза на лесовозном подвижном составе колеи 750 мм.— Лесозаэксплуатация и лесосплав, 1973, № 13, с. 8—9.

чает возможность разрывов поездов и где нет очень длительных затяжных спусков, применение такого тормоза более целесообразно, чем сцепка одиночных тормозных платформ, не обеспечивающих необходимых тормозных усилий.

§ 10. ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ И РЕМОНТ ВАГОНОВ УЗКОКОЛЕЙНЫХ ЛЕСОВОЗНЫХ ДОРОГ

Обеспечение исправного состояния вагонов достигается как правильной их эксплуатацией, так и организацией технического осмотра и ремонта. Для вагонов существуют следующие виды ремонтов: текущий, периодический (сезонный), годовой и капитальный.

Осмотр и текущий ремонт вагонов выполняются на центральных станциях или на нижних складах лесозаготовительных предприятий, на путях выгрузки древесины, на специально выделяемых путях или на путях приема и отправления поездов.

Для осмотра и ремонта вагонов назначаются осмотрщики вагонов, работающие под руководством мастера по ремонту подвижного состава. Для осмотра вагонов осмотрщики предварительно узнают у диспетчера о времени подхода очередного поезда и перед его прибытием выходят на путь к месту остановки хвостового вагона. Прежде всего производится осмотр подходящего поезда на ходу. При этом обращается внимание на работу и состояние тормозов, колесных пар, букс и пр. Замеченные на ходу или отмеченные поездной бригадой неисправности в последующем после остановки поезда осматриваются более подробно.

Стоящие вагоны осматривают начиная с устройств для крепления груза: стоек, стоечных замков, коников. Затем осматриваются хребтовая балка и ударно-сцепные приборы. При осмотре вагонов проверяется износ и состояние отдельных частей деталей и соответствие их установленным размерам, обеспечивающим безопасность движения, а также наличие и исправность действия сцепных и ударных устройств.

Обнаруженные неисправности, подлежащие устранению, осмотрщики указывают в книге технического осмотра и отмечают на вагонах мелом, а в случае необходимости отцепного ремонта сообщают об этом диспетчеру для подачи вагонов в депо или на специальные ремонтные пути. По меловым отметкам осмотрщиков ремонтные бригады устраняют все неисправности.

При безотцепочном текущем ремонте выполняются следующие работы: смена надрессорных и подрессорных балок, буферных пружин упряжного крюка, упряжной цепи, балансиров и балансирных валиков, тормозных колодок, крепление и регулировка рычажной передачи, смена подшипников, буксовых крышек, тормозных башмаков, крепление металлических частей, расположенных на раме или хребтовой балке вагона.

В целях качественного и своевременного осмотра вагонов и устранения неисправностей на междупутьях целесообразно иметь открытые стеллажи для крупных деталей и крытые стеллажи или будки для мелких деталей, требующихся для ремонта вагонов, в количестве трехсуточной потребности. Номенклатура деталей составляется в зависимости от типов и количества обслуживаемых вагонов. На пунктах технического осмотра должен быть необходимый инструмент и измерительный инструмент в частности: толщиномер, шаблон для измерения радиусов гантелей, штихмасс для измерения расстояния между внутренними гранями бандажей, а также для измерения базы тележек. Пути, на которых производится ремонт вагонов, должны быть хорошо освещены.

Отцепка вагонов для ремонта в вагонном депо или на специально выделенных путях может производиться, если обнаружены следующие технические неисправности: излом надрессорных балок и рессорных кронштейнов, неисправности колесных пар и рам тележек, требующие их замены, неисправности ударно-сцепного аппарата, требующие его смены, неисправности рам вагонов или хребтовой балки, которые не могут быть устранены в короткий срок.

Периодические виды ремонта выполняются для приведения вагонов в такое состояние, которое обеспечивает исправную работу деталей до следующего периодического ремонта (кроме тех, срок службы которых без ремонта короче срока между периодическими ремонтами). Виды, сроки и периодичность ремонтов лесовозных узкоколейных вагонов приводятся в табл. 5.3.

Годовой ремонт выполняется, как показывает его название, ежегодно, кроме вагонов новой постройки, которые первому годовому ремонту подвергаются через 2 года после постройки. При годовом ремонте проверяется техническое состояние вагонов и их деталей и устраняются имеющиеся неисправности.

Капитальный ремонт является основным видом ремонта, при котором по существу обновление вагона производится заменой изношенных и неисправных деталей новыми.

Ремонт вагонов осуществляется по принципу замены негодных узлов и деталей ранее изготовленными, новыми или отремонтированными. Предварительно по книге учета инвентарного парка выбирают вагоны, которые подлежат плановому виду ремонта в наступающем месяце, и составляют план их ремонта. Отобранные вагоны очищают, промывают и подают для ремонта в вагонное депо или на специализированные пути. Затем их осматривает мастер по ремонту подвижного состава или начальник депо и все выявленные недостатки включает в дефектную ведомость. Эта ведомость является основным документом для выписки нарядов на работы и требований на запасные части и материалы. При выявлении дополнительных работ в процессе

ремонта мастер их может дописать в дефектную ведомость в раздел «Дополнительные работы».

Ремонт узкоколейных вагонов организуется по стационарно узловому методу, при котором выполнение ремонтных работ производится на одной позиции, без перемещения вагона по цеху с производством замены негодных узлов и деталей. Снятые с вагона узлы осматривают, разбирают, неисправные или изношенные детали заменяют новыми или отремонтированными, затем их собирают и сдают мастеру. Сдача узлов в ремонт производится по ведомости, получение готовых узлов из кладовой — по требованию. Для создания необходимого задела узлов и деталей ремонтно-механическим мастерским предприятия ежемесячно выдается заказ-наряд на изготовление определенного количества и номенклатуры вагонных деталей. Для обеспечения выпуска из ремонта продукции, отвечающей установленным стандартам и альбомным размерам, ремонтно-механические мастерские должны быть снабжены альбомами рабочих чертежей в зависимости от типа вагонов.

Приемка работ производится: от исполнителей — мастерами, окончательно — начальником депо.

Вагоны-сцепы не должны допускаться в эксплуатацию, если обнаруживаются следующие неисправности:

хребтовые балки: сквозные трещины любого направления в вертикальных или горизонтальных листах хребтовой балки, прогиб хребтовой балки более 100 мм по ее длине или изгиб в горизонтальной плоскости 50 мм, трещины любого размера в местах крепления деталей тормоза, трещины и надломы в буферной части;

тележки: поломки и трещины в боковой раме и наддрессорной балке, трещина или поломка пятника или скользуна, отсутствие шкворня, болта или заклепки, крепящих пятник к наддрессорной балке, зазоры между скользунами более 16 мм и менее 2 мм;

колесные пары: трещины оси любого размера и направления, протертости глубиной более 2 мм, а при роликовых буксах 1 мм, изогнутость оси, трещина в ступице и диске колеса или колесного центра, сдвиг или ослабление колеса на оси, задиры на предступичной части или шейке оси, трещины на поверхности катания и гребня колеса, а также раковины и выщербины глубиной свыше 3 мм и длиной свыше 25 мм, ползун (выбойна) глубиной более 2 мм, а также длиной более 50 мм, прокат для стальных колес свыше 8 мм и чугунных — 7 мм и толщина гребня менее 16 мм, у чугунных — 18 мм на расстоянии 18 мм от его вершины;

буксы и подшипники: разбитые с отколами и трещинами, пропускающие смазку, буксы, трущиеся об ось, с отсутствующей крышкой, с поломанным или сдвинувшимся с места подшипником, а также подшипник с выдавленным или выплав-

ленным баббитом; буксы с роликовыми подшипниками, имеющие нагрев, а также при ослабших болтах крышки;

рессоры и пружины: при отсутствии или поломке пружины, при просевших рессорах и пружинах, не имеющих просвета между витками;

ударно-тяговые приборы: при трещинах или поломке буферного стержня, тарелки, цепей, балансиров, при поломке буферной пружины, при коротком или изогнутом крюке, когда нельзя осуществить сцепку со смежным вагоном, при отогнутом носке крюка или износе его зева свыше 5 мм, при изгибе буферного стержня, препятствующем его перемещению, при разнице между центрами буферных тарелок смежных вагонов более 75 мм, при высоте оси буфера над головкой рельсов менее 555 или более 630 мм;

конники: при неисправном механизме запора стоек или недопустимом износе деталей замка, при эксцентриситете между осью валика рычага и осью валика ролика, превышающем 12—14 мм, при отсутствии верхних, предохранительных цепей стоек коника или разрыве звеньев цепей, при трещинах в стойках или их погнутости, при трещинах в балке коника или ее погнутости более 30 мм, с неисправным механизмом подвижного пятника и при зазорах между хребтовой балкой и опорными роликами свыше 2 мм; у рамных коников пропеллерность более 60 мм по длине и неисправность фиксатора недопустимы;

автоматические и ручные тормоза: приборы не приходят в действие при разъединении воздушной магистрали, при утечке в тормозной магистрали, при отсутствии или повреждении деталей рычажной передачи и отсутствии смазки в шарнирных соединениях, отсутствии предохранительных приспособлений и контролирующих приборов, при неисправных пружинах тормозных колодок и толщине колодок менее 12 мм, изломе башмака и неправильном закреплении тормозных колодок;

телескопическая вставка: не допускаются трещины сквозные на штангах и обойме, а также в местах приварки бобышек под соединительные пальцы, износ пальцев более 5 мм, прогиб вставки без нагрузки более 10 мм, а также изгиб в горизонтальной плоскости более 10 мм, трещины на серьгах в любых местах, поломка пружин амортизатора.

При погрузке в вагон-сцеп стойки должны находиться в запертом положении, коники—перпендикулярно оси пути. Груз укладывать равномерно на обе стороны коника. Односторонняя перегрузка определяется по зазорам скользунов тележки и хребтовой балки, а в движении—покачиванием пачки хлыстов. После погрузки закладки следует открыть, чтобы создать возможность перемещения подвижного пятника при движении сцепа в кривых участках пути. Площадку, по которой передвигается подвижной пятник, нужно периодически очищать от грязи и мусора. Смазку в буксах колесных осей, имеющих подшипники

скольжения, необходимо менять в зависимости от сезона. Летняя (Л): смазочный мазут 80%, технический вазелин 15%; солидол 5%; зимняя (З): смазочный мазут 95%, солидол 5%.

При температуре воздуха зимой ниже 30° рекомендуется на девять частей зимней смазки добавлять одну часть керосина. Для роликовых подшипников применяется смазка 1-13 или 1-ЛЗ.

Для обеспечения исправного состояния вагонного парка лесовозных железных дорог необходимо производить профилактическое ежесменное и сезонное обслуживание, а также текущие годовые и капитальные ремонты вагонов. В табл. 5.3. указаны виды уходов и ремонтов, предусмотренные Временным положением о техническом обслуживании и ремонте основных видов лесозаготовительного оборудования, а также примерные сроки нахождения вагонов в ремонте и затраты рабочей силы на их выполнение.

5.3. Периодичность, трудоемкость и простои при выполнении технических уходов и ремонтов лесовозных вагонов-сцепов и платформ железных дорог узкой колеи

Вид ТО	Периодичность ТО или ремонта	Трудозатраты на один вид ТУ или ремонта, чел.-ч	Простой при проведении ТУ или ремонта, ч
Лесовозные вагоны сцепы			
ЕЧ	Ежесменно	0,15 на полусцеп	0,15 на полусцеп
ГР	1 раз в год	30	14
СУ	2 раза в год	4	2
ТР	По потребности	30 в год (2 на 1000 км)	28 в год
КР	6 лет или 90 000 км (5 лет или 75 000 км)	90 (100)	4 дня
Платформы			
ЕУ	Ежесменно	0,15	0,15
ГР	1 раз в год	50	14
СУ	2 раза в год	4	4
ТР	По потребности	45 в год	42
КР	4 года (3 года)	3 на 100 км	6 дней

П р и м е ч а н и е. В строке капитального ремонта (КР) цифры в скобках относятся к подвижному составу, уже проходившему капитальный ремонт.

При выполнении ремонтных работ специфичность данного вида оборудования проявляется главным образом при разборке и смене отдельных узлов и деталей вагона и сцепа.

Тележка вагонов-сцепов. Для смены или ремонта тележки ее необходимо выкатить из-под сцепа. Для этого нужно расшплинтовать шкворень и отвернуть его гайку, приподнять хреб-

товую балку домкратом или краном и после выкатки из-под нее тележки опустить балку на специальные козлы или шпальную клетку. Для смены колесной пары снимаются подбуксовые струнки и затем поднимаются боковины тележки. Для смены подшипника в буксе домкрат устанавливают под буксу, а между головкой домкрата и буксой устанавливается деревянная прокладка. Подшипник вынимается специальным крюком. Им же вынимается и подбивка. При смене рессорного комплекта следует поднять полусцеп на высоту, необходимую для разгрузки рессор. При смене букс или колесной пары сцеп должен быть надежно закреплен тормозными башмаками (или шпальной вырезкой) для предупреждения его внезапного откатывания при подъеме.

Ударно-тяговой прибор. В связи с тем, что пружины ударно-тягового прибора вставляются в предварительно сжатом состоянии, снять поглощающий аппарат и буферный стержень у вагона-сцепы без специального приспособления трудно. Поэтому до того, как выбить валик, соединяющий буферный стержень и тяговый хомут, буферные пружины должны быть предварительно сжаты съемником так, чтобы валик освободился от нагрузки пружин, затем его выбивают через отверстие в верхнем листе хребтовой балки. Для того чтобы плита после снятия нагрузки от съемника не уперлась в кронштейн, между тяговым хомутом и передней нажимной плитой должны вставляться прокладки. После этого буферный стержень и фрикционный аппарат легко снимаются.

Коник. Для снятия коника с вагона-сцепы ЦНИИМЭ—ДВЗ необходимо расшплинтовать гайку шкворня, отвернуть ее и затем снять коник осторожно, чтобы не повредить резьбу шкворня. Для замены роликов подвижного пятника или выполнения ремонта самого пятника необходимо снять упор пятника. После снятия упора снимается и пятник.

Глава 6

РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ЧАСТЕЙ ВАГОНОВ

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

При проектировании и расчете новых конструкций подвижного состава важно определить грузоподъемность намеченного к постройке вагона. При этом проектировщик стоит перед необходимостью учесть большое количество различных факторов для того, чтобы получить оптимальное решение задачи. Вагоны большой грузоподъемности более выгодны, так как уменьшаются затраты на сцепку, тормозное оборудование, ходовую часть, раму и пр. В этом случае снижается коэффициент тары

и удельные затраты металла на 1 т массы перевозимого груза. Снижаются также и эксплуатационные затраты на содержание и ремонт вагона и на маневровые работы. В то же время, если возрастание грузоподъемности произойдет за счет увеличения осевой нагрузки, то это может вызвать необходимость применения более мощных рельсов, а также усиления и удорожания всей конструкции пути и в конечном счете приведет не к снижению, а к увеличению транспортных расходов. Поэтому при проектировании и расчете конструкций вагона должен одновременно проверяться уровень напряженного состояния путевой конструкции, так как он зависит не только от осевой нагрузки, но и от расстояния между осями. Это особенно важно для лесовозных и торфозовных узкоколейных дорог, которые прокладываются по слабым основаниям и должны сохранять возможность переноса пути (рельсошпальный решетки) на новое место. На дорогах общего пользования, как правило, к конструкции пути предъявляются требования, чтобы она по прочности и устойчивости обеспечивала движение подвижного состава с установленными скоростями. На лесовозных железных дорогах необходимо подвижной состав создавать в соответствии с параметрами действующего пути. Поэтому для того, чтобы не было необходимости в усилении и удорожании пути, у создаваемого подвижного состава нагрузка на ось не может превосходить допускаемых значений. В связи с этим максимальная масса вагона брутто должна быть не больше

$$Q_{бр} = Q_r + Q_t = nq, \quad (6.1)$$

где $Q_{бр}$ — масса груженого вагона брутто, т; Q_r — масса перевозимого груза, т; Q_t — масса тары вагона, т; n — число осей; q — допустимая масса, приходящаяся на одну ось, т.

Используя опыт лучших конструкций подвижного состава, можно задаваться прогрессивным значением коэффициента тары k_t . В этом случае

$$Q_r = \frac{nq}{1 + k_t}. \quad (6.2)$$

Для лесовозных железных дорог в силу особенностей груза максимально возможная грузоподъемность определяется также габаритом вагона и длиной пакетов хлыстов.

Если обозначить: F_x — возможную площадь поперечного сечения пакета хлыстов, ограниченную по условиям габарита, m^2 ; L_n — среднюю длину пакета хлыстов, м; γ — объемную массу древесины; k_3 — среднее значение коэффициента полнодревесности, то масса тары проектируемого подвижного состава не должна превосходить величины

$$Q_t = k_t F_x L_n \gamma k_3. \quad (6.3)$$

Линейные размеры лесовозного подвижного состава определяются габаритом подвижного состава (шириной и высотой ва-

гона) и длиной хлыстов. Минимальная длина лесовозного вагона при наличии тормозной площадки сцепа равна

$$L_{\min} = L_x + 2b + T + \delta, \quad (6.4)$$

где L_x — расчетная длина хлыстов, м; b — длина буферов (обычно 0,8 м); T — размер тормозной площадки по длине вагона (обычно 0,8—0,9 м); δ — зазор между тормозной площадкой и пакетом хлыстов, равный 0,3—0,4 м.

Все размеры вагонов выбирают таким образом, чтобы габарит подвижного состава был использован полностью.

§ 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ РАСЧЕТНЫХ УСИЛИЙ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ЭЛЕМЕНТЫ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Для расчета узлов подвижного состава на прочность основной нагрузкой является статическая. Кроме статического вертикального усилия для расчета ряда элементов подвижного состава необходимо также знать динамическую нагрузку, которая, как правило, устанавливается на основе испытаний при движении поездов с различными скоростями как на специальных опытных участках, так и при длительных пробегах в эксплуатационных условиях. К динамическим нагрузкам относятся центробежное усилие, возникающее при движении по кривым участкам пути, давление ветра, силы инерции и усилия, вызываемые колебаниями вагона на рессорах.

Величина центробежной силы зависит от массы вагона, минимального радиуса кривых и скорости движения:

$$Ц = \frac{Mv^2}{R}, \quad (6.5)$$

где M — масса, кг; v — скорость, м/с; R — радиус кривой, м.

Ветровая нагрузка определяется с учетом удельного давления ветра на боковую проекцию кузова, равного 500 Н/м². Равнодействующая этой нагрузки считается приложенной к центру тяжести площади боковой поверхности кузова.

Особенно сложным является обычно определение эксплуатационных нагрузок, величину которых устанавливают на основе экспериментальных данных по кривым частот. Если усилия изменяются в зависимости от времени $P_t = f(t)$ и в каждый момент времени имеют значение P_i , то, определив частоту (повторяемость) каждого из значений нагрузки, находят ее среднее значение

$$P_{\text{ср}} = \frac{P_1 n_1 + P_2 n_2 + \dots + P_i n_i}{n_1 + n_2 + \dots + n_i} = \frac{\sum P_i n_i}{\sum n_i}. \quad (6.6)$$

Величина отклонений индивидуальных значений усилий (или напряжений) от среднего значения показывает размер рассеивания, или вариации, данной величины. Мерой, или характери-

стикой, рассеивания в математической статистике является среднее квадратичное отклонение

$$S = \sqrt{\frac{\sum (P_{\text{ср}} - P_i)^2}{n}}. \quad (6.7)$$

При наличии нескольких различных групп усилий, зависящих от различных вызывающих их появление факторов, среднее квадратичное отклонение для всей композиции различных нагрузок определяется по формуле

$$S_0 = \sqrt{S_1^2 + S_2^2 + \dots + S_i^2}. \quad (6.8)$$

В технических расчетах за максимальную величину исследуемых усилий (или напряжений) принимают значение, равное

$$P_{\text{max}} = P_{\text{ср}} + 2,5S. \quad (6.9)$$

Минимальная величина определяется по аналогичной формуле, но со знаком минус перед вторым членом. Как известно, в этом случае в пределах $\pm 2,5S$ находится 99,4% всех значений исследуемой величины.

Силы инерции возникают при изменении скорости движения поезда:

$$Q_{\text{и}} = M \frac{dv}{dt}. \quad (6.10)$$

Наибольшее замедление (отрицательное ускорение) возникает при экстренном торможении. Ускорение при трогании и при возрастании скорости значительно меньше, кроме случайных резких рывков или толчков при маневрах. Размер максимального тормозного усилия одного вагона, которое может быть реализовано, определяет возможную величину противоположно направленной силы инерции. Эта максимальная величина зависит от величины коэффициента сцепления колес с рельсами:

$$Q_{\text{и}} = Q_{\text{бр}} \mu. \quad (6.11)$$

На узкоколейных железных дорогах эта максимальная величина силы инерции может быть реализована только на вагонах, оборудованных автотормозами. Силы инерции дополнительно нагружают передние по ходу тележки и разгружают на ту же величину задние оси.

С учетом сил инерции дополнительная нагрузка в связи с поворотом кузова на пятник тележки равна

$$P_{\text{ип}} = \frac{Q_{\text{и}} h_{\text{ц}}}{l_{\text{в}}}, \quad (6.12)$$

где $h_{\text{ц}}$ — высота центра тяжести кузова с грузом над плоскостью пятников, м; $l_{\text{в}}$ — база вагона, м; μ — коэффициент сцепления колес вагона с рельсами, обычно принимаемый равным 0,2.

Высота центра тяжести по вертикали определяется по массе отдельных частей вагона и по ординатам их центров тяжести от уровня головок рельса. Обозначая через P_1, P_2, P_3 и P_n массу отдельных частей вагона и груза, а расстояние центра тяжести от головки рельса $h_1, h_2, h_3 \dots, h_n$, получим высоту центра тяжести над уровнем рельса

$$\frac{\sum_{i=1}^{i=n} P_i h_i}{\sum_{i=1}^{i=n} P_i}.$$

Дополнительные усилия, возникающие в связи с колебаниями надрессорного строения, учитываются экспериментально определяемым коэффициентом динамичности

$$\beta = \frac{Q_d}{Q_{ст}}, \quad (6.13)$$

где Q_d — наибольшая нагрузка, возникающая при колебании вагона во время движения, Н; $Q_{ст}$ — статическая нагрузка, Н; $\beta = 1 + K_{вд}$; где $K_{вд}$ — коэффициент вертикальной динамики.

Коэффициент вертикальной динамики, а точнее коэффициент динамической добавки для платформ с пружинным подвешиванием по экспериментальным данным автора равен

$$K_{вд} = 0,1 + 0,11v. \quad (6.14)$$

Формула действительна при $1 < v < 10$ м/с.

Первые исследования специальных лесовозных вагонов-сцепов с различными тележками и типами рессорного подвешивания выполнил А. И. Логинов (Труды ЦНИИМЭ, XIV, 1960). Им были предложены следующие обобщенные формулы для различных типов рессорного подвешивания:

а) для магистральных путей удовлетворительного качества

$$K_{вд} = 0,15 + \frac{0,65v}{f_{ст}}, \quad (6.15)$$

где $f_{ст}$ — статический прогиб рессорного подвешивания, мм; v — скорость, м/с (формула действительна в интервале скоростей 3—10 м/с);

б) для безбалластных путей (усов)

$$K_{вд} = 0,15 + \frac{2,3v}{f_{ст}} \quad (6.16)$$

(формула действительна в диапазоне скоростей 1—5 м/с).

Г. К. Ленюк (ЛТА, 1968) при опытах с серийными сцепами и вагонами-сцепами ЛТА — Ленлес при $v = 9 \div 10$ м/с получил максимальные значения $K_{вд}$ в интервале $0,45 \div 0,60$. В последних по времени опытах Н. Г. Игнатова было получено, что при возрастании скорости v от 2 до 9 м/с средние из максималь-

ных значений $K_{вд}$ увеличивались от 0,15 до 0,3 для серийного вагона и от 0,1 до 0,27 для экспериментального сцепа (ЛТ-22 с клиновым гасителем пропорционального трения). При заездах по случайным участкам пути максимальные значения коэффициента вертикальной динамики для серийного вагона не превышали 0,37 и 0,30 для опытного.

Динамические качества хода вагона могут оцениваться как хорошие при $K_{вд} \leq 0,25$, как удовлетворительные при $K_{вд} \leq 0,40$ и как допустимые при $K_{вд} \leq 0,60$. При величине $K_{вд}$, превышающей 0,60, ход вагона является опасным.

В настоящее время при проектировании и расчете узкоколейных вагонов в основном руководствуются нормами для расчетов на прочность и проектирование механической части новых модернизированных вагонов железных дорог колеи 1520 мм (несамоходных), разработанных ВНИИвагоностроения и ЦНИИ МПС [32], так как специальные нормативные материалы для узкоколейных вагонов отсутствуют. По этим нормам все действующие на вагон нагрузки сводятся к следующим основным схемам их приложения: 1 — вертикальная; 2 — боковая; 3 — продольная; 4 — группы самоуравновешенных сил (вертикальных кососимметричных, горизонтальных от распора грузов и др.). Все нагрузки при расчетах условно принимаются действующими статически.

Центробежная сила при расчетах уменьшается на величину горизонтальной составляющей силы массы, возникающей вследствие возвышения наружного рельса в кривых, которая принимается равной для грузовых вагонов 7,5% вертикальной нагрузки брутто. При расчетах боковых стенок и шкворневых балок влияние боковых нагрузок учитывается увеличением нагрузки брутто для грузовых вагонов на 10% или путем соответствующего увеличения напряжений.

Величины продольных нагрузок принимаются исходя из двух режимов работы вагонов в эксплуатации: I — трогание с места, остановка и торможение поезда; III — движение поезда с наибольшей допустимой скоростью (II режим только для пассажирских вагонов МПС).

Усилия, возникающие при торможении, состоят из сил тормозной системы и сил инерции. Величина последних принимается при замедлении равном 0,2 g при отсутствии соударений вагонов в поезде, а при ударах между вагонами при замедлении равном 3g. Первый случай соответствует торможению с высокими скоростями движения, а второй — при остановочном торможении. В расчетах на прочность внутреннее давление в резервуарах пневматических тормозов принимается равным для тормозных магистралей 0,7 МПа и для напорных магистралей 1,0 МПа.

Нагрузки распора от насыпных грузов определяются из условий статики сыпучих тел. Активное статическое давление, при-

ходящееся на единицу площади поверхности вертикальных стенок кузова, определяется по формуле

$$p = \gamma y g \operatorname{tg}^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right),$$

где γ — объемная масса насыпного груза, кг/см³ (песок 1,8; щебень 1,4÷1,6, торф 0,5); y — расстояние от поверхности груза до точки, в которой определяется давление; φ — угол естественного откоса, рад (песок 40°, щебень 45, торф 50°).

Расчет вагонов в основном производится по допускаемым напряжениям и в отдельных случаях по запасам устойчивости, усталостной прочности и допускаемым напряжениям. Расчет на долговечность (технический ресурс) рекомендуется в качестве вспомогательного (по мере накопления опыта).

В основных несущих элементах вагона рекомендуется применять низколегированную сталь марки 09Г2Д или малоуглеродистую марки М16С мартеновского способа производства. Применение кипящей или полуспокойной стали марок ВСт. 3пс и ВСт. 3кп в этих элементах не допускается. В отдельных случаях при согласии заказчика применяют полуспокойную сталь ВСт. 3Гпс. Допускаемые напряжения для вагонных конструкций приводятся в табл. 6.1.

6.1. Рекомендуемые величины допускаемых напряжений

Наименование элементов вагона	Вид деформации	Расчетный режим	Допускаемые напряжения, МПа		
			Ст. 3, Ст. 20, М16С	Ст. 5, Ст. 30	09Г2Д и аналогичная
Детали кузова: хребтовые и шкворневые балки и рамы	Растяжение, сжатие, изгиб	I	0,9 σ_T^*	—	0,85 σ_T
	Срез	III	155	—	190
	Срез	III	95	—	115
	Растяжение, сжатие	I	0,9 σ_T	0,9 σ_T	0,85 σ_T
	Изгиб	III	165	185	200
	Срез	III	100	110	120
Детали тележки, за исключением колесной пары	Растяжение, сжатие, изгиб	I	0,9 σ_T	0,9 σ_T	0,85 σ_T
	Срез	III	155	165	180
	Срез	III	95	100	110
Детали тормоза	Растяжение, сжатие, изгиб	III	130	150	160
	Срез	III	80	90	100
	Смятие	III	110	130	140

* σ_T — предел текучести стали, МПа. Для случаев, не указанных в таблице, напряжение на срез принимается равным 0,6 от допускаемых напряжений.

§ 3. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ЭЛЕМЕНТОВ РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ, ОСЕЙ И ПОДШИПНИКОВ

Расчет элементов рессорного подвешивания. При расчете элементов рессорного подвешивания применяют условный метод, который предусматривает определение наибольших напряжений при воздействии расчетного усилия P_p , которое представляет собой произведение статической нагрузки на опытный коэффициент конструктивного запаса прогиба $k_{з.п.}$:

$$P_p = P_{ст} k_{з.п.} \quad (6.17)$$

Этот коэффициент принимают такой величины, чтобы при наибольших амплитудах колебания надрессорной части вагона не происходило полной осадки пружин до соприкосновения витков, а при листовых рессорах не было обратного прогиба. Величина этого коэффициента для грузовых вагонов МПС принимается не менее 1,9.

Исследования А. И. Логинова показывают, что для узкоколейных вагонов-сцепов величину $k_{з.п.}$ можно принимать 1,6—1,7 в зависимости от параметров тележки. По последним исследованиям Н. Г. Игнатова величина статического прогиба как на порожнем, так и при груженом режиме должна составлять 25—40 мм. Наилучшие результаты дает рессорное подвешивание с билинейной характеристикой¹. При испытаниях лесовозных сцепов ЦНИИМЭ — ДВЗ и ЛТ-22 оказалось, что при скоростях до 15 м/с применение демпфирования в рессорном подвешивании не обязательно, а при $v < 10$ м/с показатели динамики лесовозных сцепов без демпфирования даже лучше, чем у вагонов, имеющих гасители колебаний.

Если величина предельных динамических усилий установлена экспериментально или на основании достаточно точных расчетов, то расчетное усилие можно определять, используя коэффициент вертикальной динамики.

Расчет пружины. На изготавливаемых лесовозных вагонах-сцепках и платформах ЛТ-14 в рессорном подвешивании применяются только витые цилиндрические однорядные пружины.

Обозначим размеры пружины: d — диаметр прутка пружины; D — средний диаметр и R — средний радиус пружины; P_p — расчетное усилие, Н.

Скручивающий момент $M = P_p R$ вызывает возникновение касательных напряжений

$$\tau_1 = \frac{16 P_p R}{\pi d^3} G,$$

здесь величина коэффициента G равна

$$G = 1 + \frac{1,25}{c} + \frac{0,875}{c^2},$$

¹ Труды ЦНИИМЭ, вып. 115, Химки, 1971 и вып. 129, 1973. Труды БИТМ, вып. 25, Брянск, 1974.

где $c = \frac{D}{d} = \frac{2R}{d}$ — отношение среднего диаметра пружины к диаметру прутка. Это отношение называется индексом, или фактором, пружины. Фактор пружины c характеризует ее прочность и кривизну витков.

Прогиб пружины определяется по формуле

$$f = \frac{8P_p D^3 n}{d^4 G} = \frac{8P_p c^3 n}{dG}, \quad (6.18)$$

где G — модуль сдвига материала пружины; n — число витков. В свою очередь

$$n = \frac{f G d^4}{8 P_p D^3}. \quad (6.19)$$

По последней формуле определяют число витков при заданном прогибе f .

Жесткость пружины равна

$$k = \frac{P_0}{f} = \frac{G d^4}{8 D^3 n}. \quad (6.20)$$

Высота пружины в сжатом состоянии равна

$$H_{сж} = (n + 1) d,$$

в свободном состоянии

$$H_{св} = H_{сж} + f.$$

Для обеспечения устойчивости пружин, опоры которых не поворачиваются, отношение свободной высоты пружины к ее среднему диаметру должно удовлетворять условию $\frac{H_{св}}{D} \leq 3,5$ и, следовательно, $H_{св}$ не следует принимать более $3,5 D$.

Рессоры при движении вагона подвергаются длительному действию переменных напряжений, изменяющихся за время эксплуатации вагона миллионы раз. В результате этого возможно разрушение рессор, вызванное усталостью материала. В приведенном выше расчете характер работы рессор учитывается выбором величины допускаемых напряжений.

Расчет листовых рессор. При расчете листовых рессор незамкнутого типа обычно учитывают, что их конструкция работает как балка равного сопротивления и изгиб рессоры эквивалентен изгибу треугольной консоли длиной $\frac{L}{2}$, разрезанной на полосы.

Обозначим (см): L — длина рессоры; P_p — расчетная нагрузка; n — число листов; b — ширина листов; h — толщина листов. В этом случае напряжения от изгиба будут равны

$$\sigma = \frac{3}{2} \cdot \frac{P_p L}{n b h^2}, \quad (6.21)$$

а необходимое число листов в рессоре

$$n = \frac{3P_p L}{2bh^3 [\sigma]} . \quad (6.22)$$

Прогиб рессоры будет равен

$$f = \frac{3P_p L^3}{8Enbh^3} = \frac{P_p}{\kappa} .$$

Если учесть влияние хомута шириной a , то в приведенных формулах вместо L надо подставить $(L - a)$.

В связи с тем, что концы листов при изготовлении рессор обрезают не по треугольнику, а по трапеции и несколько верхних листов получаются той же длины, что и коренной лист, общее число листов n делят на группу коренных и наборных листов ($n = m + n_1$), учитывая разное влияние на прогиб коренных и наборных листов. Вместо n в уравнение подставляют

$$n = \frac{3m + 2n_1}{2} .$$

Кроме того, учитывают, что в действительности хомут жестко скрепляет листы только на ширине $\frac{a}{3}$. При этих поправках

$$f = \frac{3P_p \left(L - \frac{a}{3} \right)^3}{4Ebh^3 (3m + 2n_1)} .$$

Для эллиптических рессор прогиб f' равен удвоенному прогибу незамкнутых рессор, т. е. $f' = 2f$.

Подставляя значение P из формулы (6.21) с поправкой на действительную длину консолей, можно получить зависимость между прогибом и напряжениями:

$$f = \frac{(L - a)^3 \sigma}{4Eh} .$$

Подставляя сюда вместо σ допускаемое напряжение $[\sigma]$, находим максимально допустимую величину прогиба рессоры.

Расчет осей. При расчете вагонных осей получили распространение так называемые условные способы расчета. Все они применяются для вагонов общего пользования нормальной колеи. Условность этих методов заключается в том, что действие многообразных нагрузок, характер и место их приложения в той или иной мере упрощено и сводится к учету главным образом вертикальных сил. В нормах для расчетов на прочность и проектирования механически новых и модернизированных вагонов железных дорог колеи 1524 мм (теперь 1520 мм) принят условный метод расчета осей колесных пар, который и будет рассмотрен ниже. Этот метод предусматривает нагружение оси си-

стемой горизонтальных и вертикальных сил (рис. 78) с учетом динамической нагрузки равной 1,25 от статической и определение изгибающих моментов в трех сечениях по формулам:

$$M_I = \left(1,25 + \frac{h}{2b_2}\right) \frac{Q_{ст}l}{4} \text{ у внутренней галтели шейки, (6.23)}$$

$$M_{II} = \left[\left(1,25 + \frac{h}{2b_2}\right) \left(b_2 - \frac{S}{2}\right) + z \right] \frac{Q_{ст}}{2} \text{ в подступичной части, (6.24)}$$

$$M_{III} = \left[1,25 \left(b_2 - \frac{S}{2}\right) + \frac{z}{2} \right] \frac{Q_{ст}}{2} \text{ в средней части. (6.25)}$$

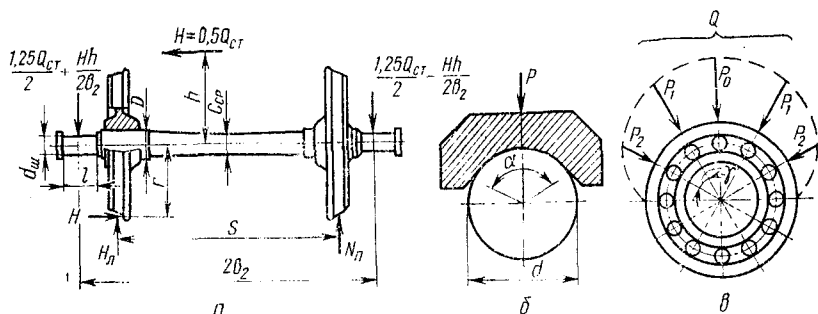


Рис. 78. Схема расчета колесной оси:

а — схема приложения сил при расчете по методу ЦНИИ МПС и НИИВ; *б* — схема нагружения подшипников скользящего трения; *в* — схема работы роликовых подшипников

В этих формулах: $Q_{ст}$ — статическая нагрузка на обе шейки оси от массы вагона (брутто); h — высота приложения горизонтальной нагрузки; т. е. высота центра тяжести надрессорной части вагона, $2b_2$ — расстояние между серединами шеек оси; S — расстояние между кругами катания колес; l — длина шейки оси с учетом допустимого износа ее по длине; z — радиус колеса по кругу катания.

По полученным значениям изгибающих моментов определяется соответственно наименьший диаметр шейки, подступичной и средней частей оси по формуле

$$d = \sqrt[3]{\frac{32M_i}{\pi [\sigma]}}, \quad (6.26)$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение для соответствующей части оси.

При расчете указанным методом допускаемое напряжение рекомендуется принимать равным для шейки оси 140 МПа, для подступичной части 165 и для середины оси 155 МПа. Указанный условный метод расчета, конечно, не учитывает всех сил, а динамическая добавочная нагрузка принимается постоянной,

так как $K_d=0,25$. Но следует сказать, что выполненные в ЦНИИМЭ исследования по измерению напряжений в осях лесовозных вагонов (Ю. Л. Шевченко) показали, что если для надрессорной части коэффициент вертикальной динамики равен 0,45—0,50, то для напряжений в осях динамический коэффициент более значительный. В уточненном способе расчета колесных осей действие сил и величины усилий более приближены к реальным условиям и, в частности, динамическое усилие учитывается по данным экспериментальных испытаний, более полно учтено действие горизонтальных сил — центробежной и силы давления ветра, силы взаимодействия колеса с рельсом в кривых и т. д. В то же время принимаются наиболее неблагоприятные сочетания максимальных нагрузок, что маловероятно. При определении горизонтальных сил путь считается абсолютно жестким, что особенно не соответствует условиям узкоколейных дорог и приводит к завышению величины боковых усилий. Кроме того, по этому способу действие кратковременных сочетаний максимальных нагрузок распространено на весь срок службы колесной пары.

Большое аналитическое и экспериментальное исследование напряженного состояния колесных осей лесовозных вагонов было выполнено Ю. Л. Шевченко (Труды ЦНИИМЭ, вып. 115, 1971, с. 53—74). Важной частью исследования является определение усталостной прочности осей лесовозных вагонов. Здесь основным критерием является коэффициент запаса прочности

$$n = \frac{\sigma_{-1dk}}{\sigma_a}, \quad (6.27)$$

где σ_{-1dk} — предел выносливости при симметричном цикле нагружения, определенный по натурным испытаниям или по испытаниям лабораторных образцов с поправкой на действительные размеры детали и с учетом концентрации напряжений; σ_a — эквивалентное напряжение, определенное по замеренным динамическим напряжениям вагонов оси.

В результате выполнения большой программы испытаний для наиболее нагруженных сечений для осей типов III и PIII при статической нагрузке не 40, а 50 кН были получены следующие величины коэффициентов запаса:

а) с упрочнением шейки накаткой роликом $n_I = \frac{2100}{690} = 3,04$

б) без упрочнения накаткой $n_I = \frac{1100}{690} = 1,59$

Для заступичной части оси:

а) с упрочнением накаткой $n_{II} = \frac{1480}{662} = 2,24$

б) без упрочнения накаткой $n_{III} = \frac{880}{662} = 1,33$

Как можно видеть, даже при статической нагрузке 50 кН во всех случаях коэффициенты запаса не выходили за пределы рекомендуемых 1,3—1,5, что и дало возможность повысить нормативные значения нагрузки на оси III типа до 45 кН.

Расчет подшипников. Расчет подшипников скольжения. При расчете вагонных подшипников скольжения определяют среднее удельное давление на поверхность подшипника q . При этом принимается, что давление распределяется равномерно по поверхности соприкосновения подшипников и осевой шейки (рис. 78, б).

$$q = \frac{P_p}{ld \sin \frac{\alpha}{2}}, \quad (6.28)$$

где P_p — полное давление на поверхность подшипника, Н; l — длина рабочей части подшипника, м; α — угол обхвата шейки рабочей частью подшипника, град, обычно 120° ; d — диаметр шейки, м.

Давление на поверхность подшипника должно быть таким, чтобы не происходило выдавливания смазки, ускоренного срабатывания антифрикционного слоя и нагрева подшипника или шейки. Величина давления для обычных вагонных подшипников равняется 3,5—4,5 МПа.

Для предупреждения нагрева шейки работа трения (Н·м/с) не должна превосходить определенного предела. Величина работы трения равна

$$T_\tau = \frac{P_p \pi d n \mu}{60} \text{ Н·м/с},$$

где μ — коэффициент трения; n — число оборотов шейки в 1 мин.

Обозначим A — механический эквивалент тепла. Количество тепла, выделяемого за 1 с при работе подшипника, равно

$$Q = \frac{T_\tau}{A} = \frac{P_p \pi d n \mu}{60 A}.$$

Пусть q' — количество тепла, которое может быть отведено с 1 см² площади проекции подшипника. Для обеспечения нормальной работы подшипника должно выполняться условие

$$q' \geq \frac{Q}{ld},$$

откуда

$$l \geq \frac{Q}{q'd} \geq \frac{P_p \pi d n \mu}{d A q' \cdot 60}.$$

Обозначим

$$\frac{A q' \cdot 60}{\pi \mu} = C, \quad l \geq \frac{P_p n}{C}. \quad (6.29)$$

По опытным данным подшипники работают удовлетворительно, если $C=190\,000$. Следовательно, по условиям отвода тепла длина шейки должна быть не меньше

$$l \geq \frac{P_p n}{190\,000} \text{ м.} \quad (6.30)$$

Размеры подшипника должны удовлетворять каждому из рассмотренных условий.

Расчет роликовых подшипников. Нагрузки на наиболее загруженный ролик при $z=10 \div 20$ для цилиндрических подшипников проверяются по формуле

$$P_0 = \frac{4,6P}{z}, \quad (6.31)$$

где P_0 — наибольшая нагрузка, приходящаяся на ролик, кГ; P — радиальная нагрузка на подшипниках, кГ; z — число роликов в подшипнике.

На рис. 78, в показана схема распределения давления между остальными роликами. Каждый из роликов, кроме верхнего, воспринимает усилие, равное

$$P_i = \frac{5P}{z} \cos n\gamma,$$

здесь n — порядковый номер рассматриваемого ролика.

Максимальные напряжения в ролике

$$\sigma_m = 61 \sqrt{\frac{P_0}{l} \left(\frac{2}{d} \pm \frac{1}{R_1} \right)} \text{ МПа,} \quad (6.32)$$

где P_0 — наибольшая нагрузка на ролик, кГ; d — диаметр ролика, см; l — длина ролика, см; R_1 — радиус беговой дорожки роликового подшипника, см. Знак плюс (+) берется для внутреннего кольца, а минус для наружного.

Допускаемые напряжения $[\sigma]=35$ МПа.

Для роликовых подшипников важно определение их долговечности. За расчетную долговечность принимают срок службы (в часах, миллионах оборотов, километрах), характерный для 90% всех подшипников.

При проектировании вагонной роликовой буксы подшипники подбирают следующим образом: устанавливают требуемую долговечность подшипников (в миллионах километров пробега или миллионах оборотов); находят эквивалентную нагрузку на подшипники; определяют требуемую величину коэффициента работоспособности; по каталогам подшипников с учетом найденной величины находят необходимые размеры подшипника.

При расчете грузовых вагонов МПС за расчетную долговечность принимают 1,2—1,5 млн. км.

Долговечность подшипников зависит от нагрузки:

$$nT = \left(\frac{C}{P_9} \right)^{m_1}, \quad \text{или} \quad C = P_0 (nT)^{\frac{1}{m_1}}. \quad (6.33)$$

Здесь m_1 — равно 3 для шариковых и 3,3 для роликовых подшипников; n — число оборотов в минуту (при определении n расчетный диаметр колеса принимают с учетом износа); T — долговечность, ч; C — коэффициент работоспособности, представляющий собой условную нагрузку, которую способен воспринимать подшипник при числе оборотов $n = 1$ об/мин и долговечности 1 ч ($T = 1$); P_9 — эквивалентная нагрузка на подшипник, представляющая собой условную нагрузку, действующую радиально и имеющую такое же влияние на долговечность подшипника, как и нагрузка, фактически действующая на него.

Эквивалентную нагрузку для грузовых вагонов можно определять по формуле

$$P_9 = k_6 P_{\pi} + mH. \quad (6.34)$$

Здесь P_{π} — расчетная радиальная нагрузка на подшипник; H — средняя постоянная осевая нагрузка, m — коэффициент перевода осевой нагрузки в радиальную; его значение для цилиндрических роликовых подшипников можно принять $m = 0$; для конических роликовых подшипников железнодорожных серий $m = 1,8$; k_6 — коэффициент, учитывающий характер работы подшипников (для грузовых вагонов 1,3—1,4).

Долговечность железнодорожных роликовых подшипников можно определить по формуле

$$C = 18,5 P_9 N^{0,3}, \quad N_{\pi} = \left(\frac{C}{18,5 P} \right)^{\frac{10}{3}},$$

здесь N — число оборотов подшипника, N_{π} — то же до разрушения.

Отсюда пробег S в километрах до разрушения будет равен

$$S = \pi D \left(\frac{C}{18,5 P_9} \right)^{\frac{10}{3}}, \quad (6.35)$$

где D — расчетный диаметр колеса, м.

§ 4. РАСЧЕТ РАМ И ОСНОВНЫХ ЧАСТЕЙ ТЕЛЕЖЕК

Элементы тележек вагонов рассчитывают на наибольшие нагрузки, действующие в возможном в эксплуатационных условиях сочетании. Основными элементами тележек, несущими нагрузку, являются шкворневая надрессорная балка и боковые рамы.

Как рамы тележек, так и их элементы рассчитываются на одновременное действие вертикальных боковых и кососимметричных нагрузок с учетом усилий, возникающих при торможении и при движении по кривым.

При расчете рам за расчетную принимается максимально допустимая нагрузка для данного типа осей. Для расчета прочности рам и элементов тележки применяют следующие две комбинации нагрузок:

а) одновременное действие вертикальной статической нагрузки и дополнительного вертикального усилия P_z , приложенного к подпятнику, и горизонтального усилия P_y , приложенного на уровне плоскости рамы поперек пути, а также горизонтального усилия P_x , учитывающего инерцию массы тележки;

б) одновременное действие вертикальной нагрузки брутто, умноженной на $(1+k_{вд})$, где коэффициент динамической добавки соответствует наибольшей скорости движения на прямых участках пути, и горизонтального бокового усилия, равного 0,5 расчетной статической вертикальной нагрузки брутто, действующей на раму тележки.

Суммарные напряжения в элементах тележки от нагрузок по первой или второй комбинации усилий не должны превосходить допускаемые напряжения для первого расчетного режима.

Усилие P_z определяется по формуле

$$P_z = \frac{N h_k}{2l} \frac{Q_k}{Q_{бр}},$$

где N — продольная расчетная сила для грузовых вагонов МПС (принимают 1500 кН); $Q_{бр}$ — масса вагона (брутто); Q_k — масса загруженного вагона без тележек; $2l$ — база вагона, м; h_k — расстояние от центра тяжести загруженного кузова до оси сцепных приборов, м.

Горизонтальное усилие P_y определяется по формуле

$$P_y = \left(\frac{Q_{бр}}{2} - n Q_{кп} \right) C + N \frac{L_b}{R},$$

где $Q_{кп}$ — масса колесной пары с буксами и другими укрепленными на ней деталями; n — число колесных пар; C — коэффициент, учитывающий центробежную силу (для тележек грузовых вагонов принимают $C=0$, для пассажирских $C=0,1$); $2L_b$ — длина вагона по осям сцепных приборов.

Продольное усилие P_x представляет собой силу инерции тележки при ускорении равном $3g$.

Рама тележки является пространственной статически неопределимой системой. Действующую на раму нагрузку разлагают на схемы симметричные и асимметричные относительно плоскостей симметрии. Такая группировка сил необязательна при использовании расчетной схемы, преобразуемой в основные системы путем приложения лишних неизвестных в упругом центре. В этом случае можно получать систему канонических уравнений, имеющую полностью разделенные неизвестные и обращенные в нуль побочные единичные перемещения.

При определении внутренних усилий, связанных со статической неопределимостью рамы, может быть применен любой из разработанных в строительной механике методов (изложенный в первом издании книги метод сил, метод

деформаций и др.). При расчетах элементов рам тележек различные виды деформаций учитываются следующим образом:

а) деформации изгиба могут не учитываться для элементов, имеющих малую жесткость, при их параллельной работе с элементами большей жесткости. Во всех остальных случаях деформации изгиба учитываются во всех элементах рамы, причем при сварных рамах деформации изгиба учитываются по всей длине элементов (между пересечениями линий расчетной схемы), а при наличии в рамах мощных узлов — только на длине элементов, расположенных между границами узлов;

б) деформации растяжения и сжатия учитываются только в тех элементах рамы, где продольные усилия имеют значительную величину;

в) деформации сдвига учитываются только в элементах, работающих на поперечный изгиб при их длине меньше четырехкратной высоты;

г) кручением элементов с открытым профилем сечения, работающих параллельно с мощными элементами закрытого профиля, можно пренебрегать; во всех остальных случаях при элементах рам, подвергнутых действию крутящих моментов, деформации кручения должны учитываться.

Глава 7

ОСНОВЫ ТЕОРИИ ДВИЖЕНИЯ ПРИЦЕПНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ЛЕСОВОЗНЫХ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

§ 1. ОСОБЕННОСТИ УЗКОКОЛЕЙНОГО РЕЛЬСОВОГО ПУТИ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ДВИЖЕНИЕ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Железнодорожный путь состоит из металлических рельсов, лежащих на поперечинах — шпалах, под которыми устраивается специальный балластный слой из упругого дренирующего материала, укладываемого на земляное полотно. Для соединения рельсов между собой и для прикрепления к шпалам служат стыковые и промежуточные скрепления.

Ширина колеи измеряется между внутренними гранями рельсов. В СССР на дорогах общего пользования она составляет 1520 мм, а на зарубежных дорогах 1435 мм. Дороги, имеющие более узкую колею, называют узкоколейными. В СССР стандартная ширина колеи узкоколейных дорог 750 мм.

Рельсы различаются по величине массы 1 пог. м. Обозначение Р24 или Р50 обозначает, что соответствующие рельсы имеют массу 1 пог. м примерно 24 и 50 кг.

Лесовозные узкоколейные дороги обеспечивают ритмичную вывозку древесины круглый год. Для строительства 1 км узкоколейного пути требуется следующее количество привозного материала: стали 40 или 54 т (в зависимости от типа рельсов), древесины (шпалы) 25—30 т, балластного материала (песка или гравия) 600—800 м³.

Особенности лесовозных узкоколейных дорог:

движение по узкоколейным железным дорогам происходит с небольшим удельным сопротивлением движению — 2—4 Н/кН, т. е. в 8—10 раз меньшим сопротивления движению на лесовозных автомобильных дорогах;

узкоколейные железные дороги (УЖД) имеют высокую степень переносности пути; рельсошпальная решетка может быстро сниматься и укладываться на новое место;

движение по УЖД происходит независимо от погодных условий и сезона года.

На условия движения подвижного состава оказывают влияние следующие особенности пути лесовозных УЖД:

1) его упругость значительно больше, чем на железных дорогах нормальной колеи. Обычно она характеризуется обратной величиной — жесткостью, определяемой отношением величины действующего усилия к вызываемому им прогибу. Жесткость узкоколейного пути составляет 50—100 кН на 1 см прогиба пути;

2) незначительная длина рельсов (8 м) и тем самым большое число стыков, вызывающих местные просадки концов рельсов и динамические удары колес подвижного состава;

3) более узкая колея (по сравнению с нормальной), благодаря чему при одинаковой разнице в уровне рельсов угол перекаса пути и угол наклона подвижного состава в 2 раза больше, чем на дорогах нормальной колеи;

4) временность пути и относительно небольшая грузонапряженность, что вызывает необходимость устройства непереносной части пути возможно более дешевой и в ряде случаев устройство пути без балласта;

5) относительно небольшая масса рельсов.

В связи со слабым основанием верхнего строения пути и необходимостью применения легких рельсов подвижной состав узкоколейных железных дорог следует поставить в зависимость от параметров относительно легкого узкоколейного пути и проектировать таким образом, чтобы не вызывать усиления, удорожания и утяжеления пути. Поэтому при проектировании прицепного подвижного состава необходимо прежде всего хорошо знать характеристику пути, для которого предназначается создаваемый подвижной состав и диапазон изменения этой величины.

Характеристикой рельсового пути, на которой основаны как его прочностные расчеты, так и оценка взаимовлияния пути и подвижного состава, является коэффициент относительной жесткости k , 1/см. Эта величина является функцией всех основных параметров пути: упругости его основания, числа и размеров шпал, типа рельсов и качества рельсовой стали.

Величина коэффициента k может быть определена расчетным путем, если известны все определяющие его значения ве-

личины [12], но правильное его величину находить опытным путем. Разработанная автором методика определения величины k состоит в следующем. На подошву рельсов исследуемого пути наклеиваются проволочные датчики сопротивления, и на ленте осциллографа фиксируется запись, характеризующая напряжения от изгиба в подошве рельсов. При проходе тележки вагона характер такой записи представляет собой два пика с максимальными напряжениями под осями тележки σ_{\max} с впадиной между ними, где фиксируется минимальное напряжение σ_{\min} , соответствующее середине расстояния между осями. Если последнее обозначить a , то

$$\frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\min}} = \frac{1 + e^{-ka} (\cos ka - \sin ka)}{2e^{-ka/2} \left(\cos \frac{ka}{2} - \sin \frac{ka}{2} \right)} \quad (7.1)$$

(при одинаковой величине максимального напряжения под колесами тележки).

Показательно-тригонометрическая функция в правой части формулы зависит только от базы тележки a (см) и величины k . Поэтому, если составить таблицу значений правой части формулы при известной величине a для вероятного интервала значений k , то, сравнивая с полученной таблицей отношение измеренных на осциллограмме ординат, характеризующих максимальное и минимальное напряжения, можно определить искомую величину k для пути, на котором производились опыты. Этот простой способ пригоден только при $\sigma_{\min} > 0$, т. е. не для всех значений k . Более универсальным является способ определения k путем измерения на осциллограмме напряжений изгиба в рельсах и расстояния от передней оси движущегося вагона или локомотива до места, где $\sigma = 0$, т. е. расстояния x_1 на рис. 79, а.

В этом случае

$$\sigma = \frac{P}{4kW} \sum e^{-k(x_1 + na)} [\cos k(x + na) - \sin k(x + na)] = 0.$$

Имея в виду, что $P/4k; W \neq 0$, и сократив на e^{-kx_1} , можно получить

$$kx_1 = \arctg \frac{\sum e^{-kna} (\cos kna - \sin kna)}{\sum e^{-kna} (\cos kna + \sin kna)}.$$

Здесь n — число расстояний a .

Обозначив функцию в правой части формулы y , можно подсчитать ее значение для основных типов подвижного состава, имеющих различные значения расстояний между осями a . Расчеты, выполненные автором, позволили построить график $y = f(k)$, приведенный на рис. 79, б. Таким образом, определив по осциллограмме величину x_1 , можно на графике $y = f(k)$ про-

вести наклонную линию с угловым коэффициентом равным χ_1 . Абсцисса точки пересечения проведенной прямой с кривой $y = f(k)$ показывает нам искомую величину характеристики пути k .

Определение величины k по записям прогибов рельсов возможно, но очень неудобно, так как максимумы прогибов рельсов

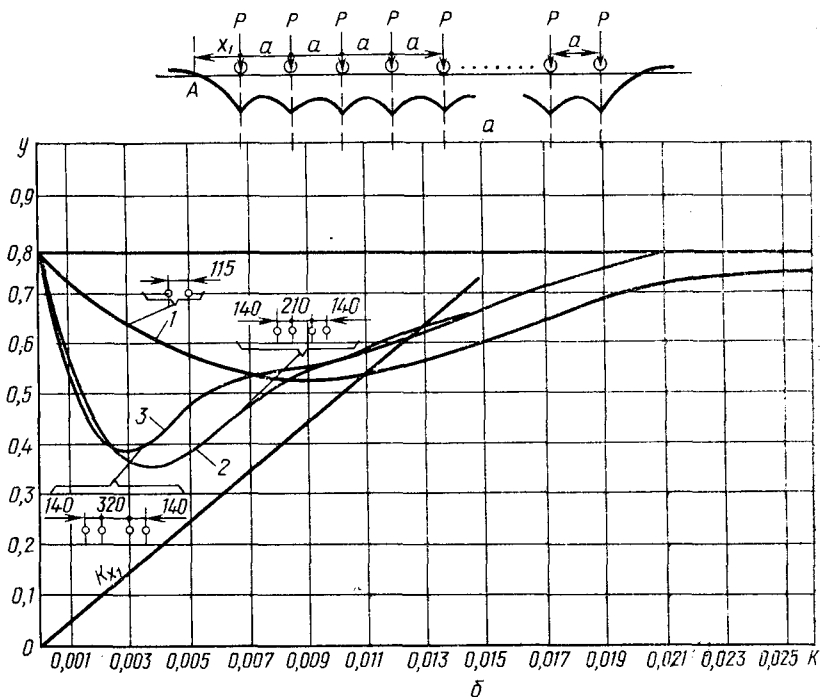


Рис. 79. Графический метод определения величины k :

a — вид осциллограммы напряжений в рельсах под колесами подвижного состава; b — график функции $y = f(k)$ и определение искомой величины k ; 1 — тележка счепа; 2 — тепловоз ТУ-6; 3 — тепловозы ТУ4, ТУ5, ТУ7

не находятся под осями подвижного состава и определять величину χ_1 в данном случае сложно.

Более просто определять величину k по отношению экстремальных значений прогибов рельса, т. е. $\frac{y_{max}}{y_{min}} = f(k, a)$, для прогибограммы, записанной под двухосной тележкой. Однако использовать этот способ возможно только для значений $k > \frac{\pi}{2a}$, так как при меньших значениях k кривая прогибов имеет один максимум и только при больших величинах k имеются два максимума с прогибом между ними. Расчетная фор-

мула для $\frac{y_{max}}{y_{min}}$ представляет трансцендентную функцию и рассчитывается на ЭВМ. Ниже приводятся значения ka и функции $\frac{y_{max}}{y_{min}}$ для отдельных точек, по которым можно построить кривую

$\frac{y_{max}}{y_{min}}$. . .	1,0	1,07	1,28	1,69	2,44	3,90	5,20	7,30	8,91	11,16
ka	. . .	1,6	2,0	2,4	2,8	3,2	3,60	3,80	4,0	4,10	4,20

Если отношения измеренных y_{max} и y_{min} находятся в указанных пределах, то можно, зная для данной тележки величину a , определить и величину k для пути, на котором производились опыты.

Для лесовозных УЖД величина k обычно находится в интервале 0,010—0,015 см⁻¹, для промышленных железных дорог нормальной колеи 0,007—0,013 см⁻¹.

§ 2. РАЦИОНАЛЬНОЕ РАЗМЕЩЕНИЕ ОСЕЙ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

На величину напряжений в элементах конструкции пути влияет не только нагрузка на ось, находящуюся над расчетным сечением, но и усилия, передаваемые на путь смежными осями тележки и даже близко расположенные оси другого рядом стоящего вагона. При правильной оценке влияния рядом расположенных других осевых нагрузок можно не только избежать недопустимо большого возрастания напряжений под расчетной осью, но даже достигнуть такого положения, когда максимальное напряжение под системой рядом расположенных осей будет не больше, а меньше, чем напряжение под одиночной осью с той же вертикальной нагрузкой. Создание конструкций подвижного состава с оптимальными расстояниями между его осями позволяет снизить напряжение в элементах пути, уменьшить их размеры и увеличить долговечность работы без снижения грузоподъемности транспортных средств¹.

Ходовая часть железнодорожного подвижного состава имеет двухосные, трехосные и четырехосные системы колесных нагрузок. Наиболее распространенными являются двухосные системы, представляющие собой тележки вагонов и тепловозов. В целях увеличения грузоподъемности вагонов в последнее время стали применять и трехосные тележки. Четырехосные системы колесных нагрузок имеют тепловозы с дышловой передачей и могут иметь лесовозные полусцепы при расстоянии между крайними осями двух смежных тележек равном их базе.

¹ Кувалдин Б. И. Вопросы совершенствования конструкции подвижного состава узкоколейных железных дорог. — Сборник «Исследования машин и механизмов лесозаготовительной промышленности». Труды МЛТИ, вып. 20. М., 1969, с. 134—143.

Напряжения изгиба в рельсах под системой осей, действующие на путь с усилиями P , определяются по формуле

$$\sigma_n^{(m)} = \frac{1}{4kW} \sum_{n=1}^{n=m} P_n \mu_n(x, k). \quad (7.2)$$

Индекс m в формуле указывает на число осей в системе; W — момент сопротивления рельса, см^3 .

Функция распределения напряжений по оси x в стороны от места действия вертикальной нагрузки имеет вид

$$\mu(x, k) = e^{-kx} (\cos kx - \sin kx), \quad (7.3)$$

где x — расстояние по рельсу от расчетного сечения, см .

Введем следующие обозначения:

$$\frac{P_1}{P} = A_1; \quad \frac{P_2}{P} = A_2; \quad \frac{P_3}{P} = A_3 \dots \frac{P_n}{P} = A_n.$$

Здесь P — нагрузка на ось, находящуюся над расчетным сечением.

Рассмотрим подвижной состав с равными расстояниями между смежными осями, как это и имеет место в большинстве работающих конструкций. Обозначим это расстояние a . Расстояния от расчетной оси до остальных осей будут последовательно равными $a, 2a, 3a, \dots, na$. Для того чтобы перейти к однозначной функции, выразим расстояние между осями через коэффициент относительной жесткости основания и рельса, т. е. $a = \lambda/k$, где λ — любое положительное число. С учетом принятых обозначений формула (7.2) примет вид

$$\sigma_n^{(m)} = \frac{P}{4kW} \sum A_n \mu(n\lambda). \quad (7.4)$$

Для оценки влияния смежных осей на величину напряжений в расчетном сечении будем определять безразмерным коэффициентом отношение максимального напряжения от изгиба в рельсах под действием данной системы осей $\sigma_n^{(m)}$ к максимальному напряжению в рельсах, вызываемому одиночной расчетной осью $\sigma_n^{(1)}$. Это отношение представляет собой коэффициент влияния смежных осей. В общем виде оно равно

$$\frac{\sigma_n^{(m)}}{\sigma_n^{(1)}} = \sum_{n=1}^{n=m} A_n \mu(n\lambda). \quad (7.5)$$

Для того чтобы при данной конструкции подвижного состава напряжения под расчетной осью были наименьшими, необходимо установить минимальные значения коэффициентов влияния смежных осей. Их величина зависит от расстояния между смежными осями a , жесткости пути, характеризуемой величиной k и соотношения осевых нагрузок. Расстояние между

осями, соответствующее минимальному значению коэффициента влияния смежных осей, будет являться оптимальным.

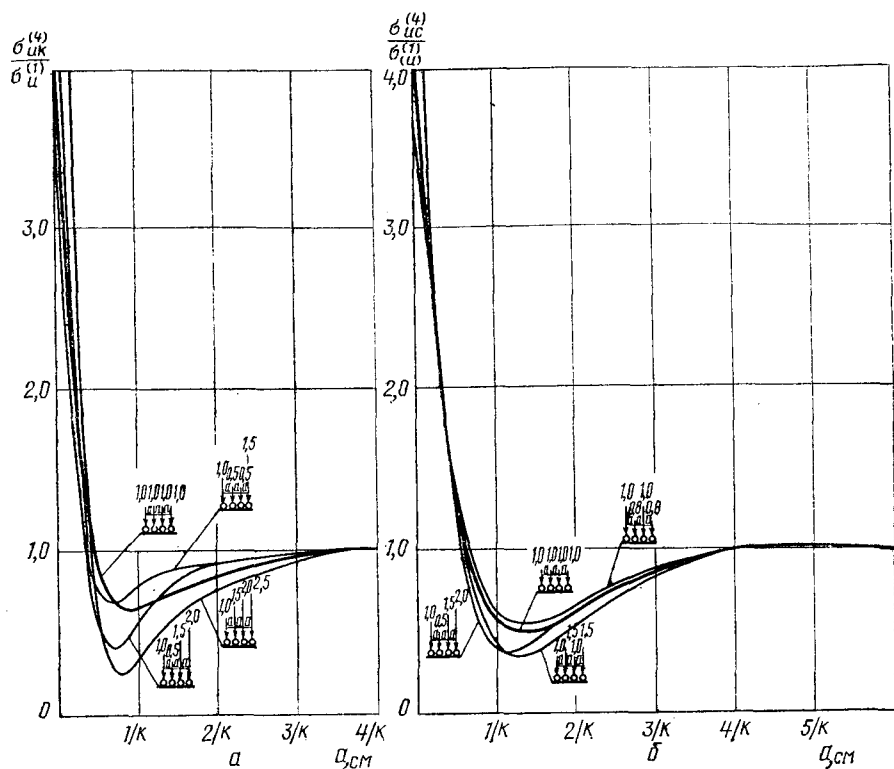
Рассмотрим систему из двух осей (двухосная тележка). В данном случае

$$\frac{\sigma_n^{(2)}}{\sigma_n^{(1)}} = 1 + A_1 e^{\lambda} (\cos \lambda - \sin \lambda). \quad (7.6)$$

Минимум функции имеет место при $\lambda = \pi/2$, т. е. при $a = 1,57/k$. Анализ показывает, что для двухосных систем при любом соотношении нагрузок на смежные оси оптимальное расстояние напряжений в рельсах остается неизменным и практически равным величине $1,4/k \div 1,6/k$. Применение тележек с оптимальным расстоянием между осями позволяет снизить напряжения в рельсах на 20—30% по сравнению с напряжениями, вызываемыми одиночной осью с той же нагрузкой. При $a < 0,8/k$ напряжения в рельсах быстро возрастают, и применение тележек с таким расстоянием между осями опасно.

При многоосных системах правая часть формулы (7.6) представляет собой более сложное трансцендентное уравнение. С целью определения характера изменения напряжений и отношения $\sigma^{(m)}/\sigma_n$ с изменением расстояния между осями в вычислительном центре Московского лесотехнического института (МЛТИ) были подсчитаны значения указанной функции для трехосных и четырехосных колесных систем с различными комбинациями нагрузок. На рис. 80 приведены графики функций для крайних осей трехосной системы, а на рис. 81 для средних и крайних осей четырехосной системы. Для крайних осей трехосных систем оптимальное расстояние между осями несколько изменяется по отношению к основному значению (при $A_1 = A_2 = A_3 = 1,0$), равному $1,1/k$. Индексы ИК и ИС на графиках показывают, что напряжения определяются под крайними или средними осями систем. При этом напряжение от системы колесных нагрузок на 30—34% меньше, чем напряжение под колесом одиночной оси с той же нагрузкой. Минимум напряжений под средней осью в этом случае такой же, как у двухосных тележек, т. е. при $a = 1,57/k$. Поскольку напряжения под крайними и средними осями различны, оптимальное расстояние устанавливается по совмещенному графику функций для крайних и средних осей и составляет $a_{\text{опт}} = 1,3/k \div 1,5/k$. В этом случае также не следует конструировать тележки с расстоянием между осями меньшим $0,6/k \div 0,8/k$, так как в противном случае напряжения под системой осей будут не меньше, а больше, чем под одиночной осью.

Для четырехосных систем при $a < 0,9/k$ максимальными являются напряжения под средними осями; при больших значениях a — под крайними. Оптимальные расстояния для напряжений под крайними и средними осями не совпадают: для



мещением осей подвижного состава можно достигнуть такого положения, когда напряжения в рельсах под системой осей становятся значительно меньше напряжений под одиночной осью (или под осями, расположенными на значительном расстоянии друг от друга), т. е. рациональное размещение осей подвижного состава позволяет уменьшить массу рельсов или без ее возрастания увеличить осевую нагрузку вагонов.

На временных путях лесовозных УЖД рельсо-шпальная решетка укладывается на слабое основание, где допускаемое давление на единицу площади незначительное. В таких условиях при устройстве узкоколейного пути трудно обеспечить требуемую норму допускаемого давления на шпальное основание, и при проектировании подвижного состава, предназначенного к работе на таких дорогах, необходимо обеспечивать возможное снижение удельного давления на шпалы и их основание.

Рассмотрим формулу для определения статического давления на шпальное основание

$$\sigma_{ш}^{(m)} = \frac{lk}{\alpha ab} \sum_{n=1}^{n=m} P_n \eta(k, x). \quad (7.8)$$

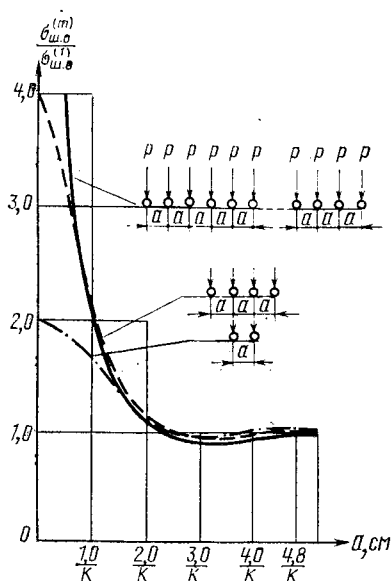


Рис. 82. График функции $\frac{\sigma_{\text{ш.о}}^{(m)}}{\sigma_{\text{ш.о}}^{(l)}}$, характеризующий изменение напряжения на поверхности шпального основания (балласт или грунт) в зависимости от расстояния между смежными осями вагонов

Здесь a — длина шпал и b — ширина нижней постели шпал, см; α — коэффициент изгиба шпал (0,90—0,95); l — расстояние между осями смежных шпал, см.

Функция распределения величины давления по длине рельсов (ось x) равна

$$\eta(k, x) = e^{-kx} (\cos kx + \sin kx). \quad (7.9)$$

Для того чтобы проанализировать влияние смежных колесных нагрузок на величину напряжений в основании шпал $\sigma_{\text{ш.о}}$ используем, как и выше, отношение максимального напряжения под системой колесных нагрузок $\sigma_{\text{ш.о}}^{(m)}$ к максимальному напряжению, вызываемому одной осью. При расстоянии между смежными колесными осями a и коэффициентах, оценивающих отношение смежных нагрузок к нагрузке, находящейся над расчетным сечением $B_1, B_2, B_3, \dots, B_n$ имеем:

$$\frac{\sigma_{\text{ш.о}}^{(m)}}{\sigma_{\text{ш.о}}^{(l)}} = \sum_{n=1}^{n=m} B_n \eta_n(\lambda_n). \quad (7.10)$$

В данном случае экстремальные значения величины $\sigma_{\text{ш.о}}^{(m)}/\sigma_{\text{ш.о}}^{(l)}$ определить сложнее, так как максимальные напряжения (и прогибы) рельсов находятся не в сечениях под действующими вертикальными силами и первоначально надо определять корни трансцендентных уравнений, соответствующих экстремальным значениям функций. Разработанная методика расчета была реализована в вычислительном центре МЛТИ. По полученным таблицам построен график коэффициентов влияния смежных осей в отношении напряжений в шпальном основании для двухосной, четырехосной и многоосной колесных систем, который приводится на рис. 82. Как можно видеть из графика, при расстоянии между смежными осями меньше $2,2/k$ напряжения в шпальном основании под любой системой колесных нагрузок больше, чем под одиночной осью. Только при очень значительном расстоя-

нии между осями, находящемся в диапазоне $2,3/k \div 3,2/k$, напряжения в шпальном основании под системой осей меньше, чем напряжения, вызываемые нагруженной одиночной осью. Реализовать такие значительные расстояния в конкретных конструкциях трудно, поэтому при проектировании подвижного состава следует определять, при каком расстоянии между смежными осями и заданной нагрузкой на ось напряжения в элементах рельсового пути (на поверхности шпал, под шпалами, под балластным слоем) будут иметь допускаемые значения. Во всяком случае для работы на путях со слабым основанием следует по возможности увеличивать базу тележек вагонов. Как и в предыдущем случае, при сравнении подвижного состава можно определять эквивалентную нагрузку и из условия равенства напряжений в шпальном основании под системой осей и под одиночной осью. Так, при величине $k=0,010 \div 0,015$ эквивалентная нагрузка (по давлениям на основание) у лесовозных сцепов с номинальной нагрузкой на ось 40 кН и тележкой с базой 115 см составляет 52—63 кН, а при тележках с базой 130 см соответственно 44—59 кН.

Эквивалентную нагрузку при использовании двухосных тележек находят по табл. 7.1 значений коэффициентов влияния смежных осей для напряжений в рельсах и для напряжений в шпальном основании.

7.1. Коэффициенты влияния смежных осей для двухосных тележек с расстоянием между осями равным a см

ka	Коэффициенты влияния смежных осей		ka	Коэффициенты влияния смежных осей	
	для напряжений в рельсах	для напряжений в шпальном основании		для напряжений в рельсах	для напряжений в шпальном основании
0	2,000	2,000	1,6	0,792	1,278
0,5	1,241	1,899	1,8	0,801	1,165
1,0	0,889	1,642	2,0	0,820	1,089
1,2	0,828	1,525	2,5	0,885	0,989
1,4	0,799	1,399	3,0	0,943	0,958

Для того чтобы определить величину коэффициента влияния смежных осей нужно знать среднее значение коэффициента относительной жесткости основания и рельса k для путей, на которых будет работать проектируемый прицепной состав. Затем для данного расстояния между осями тележек a определяют произведение ka и по нему находят значения коэффициента влияния смежных осей для напряжения в рельсах $\sigma_{\text{н}}^2/\sigma_{\text{н}}^1$ и для напряжений в шпальном основании $\sigma_{\text{ш. о}}^{(2)}/\sigma_{\text{ш. о}}^{(1)}$.

Вагон вместе с грузом представляет собой единую механическую систему со многими степенями свободы. Колесные пары из-за неровностей пути или неровностей на них самих, а также из-за имеющихся зазоров между гребнями колес и рельсами могут совершать различные угловые и линейные перемещения в пространстве. Передача вертикальных, горизонтальных, поперечных и продольных статических и динамических сил между грузом и рамой, рамой и тележками, тележками и парами осуществляется благодаря различным связям. Их конструкция обеспечивает необходимые линейные и угловые перемещения одних элементов конструкции вагона относительно других. Связи могут быть жесткими или упруго-деформированными (как линейными, так и нелинейными). Обычно груз и части вагона рассматриваются как элементы, обладающие лишь определенной массой, сосредоточенной в их центрах тяжести, и моментами инерции относительно осей X , Y , Z в пространстве. Из-за большого количества элементов и связей и их разнообразия при изучении динамики вагонов основное внимание уделяется принципиальным схемам и характеристикам связей.

Источником всех динамических возмущений подвижного состава является колесная пара, движущаяся по неровностям пути или имеющая неровности на рабочей поверхности. Обычно путь рассматривается как часть единой механической системы путь — вагон; при этом учитываются те основные особенности пути, которые определяют его динамическое взаимодействие с подвижным составом, т. е. деформативные свойства, рассеивание энергии колебаний, характер и параметры контактирования рельсов с колесными парами, характеристики неровностей рельсового пути и др.

Надрессорная часть движущегося вагона совершает собственные и вынужденные колебания. Собственные колебания в изолированных колебательных системах вызываются каким-либо начальным возбуждением. Они из-за сопротивления среды с течением времени затухают. Системы, в которых энергия колебаний расходуется на преодоление сопротивлений среды, называют диссипативными, а системы, в которых энергия в окружающую среду не рассеивается, — консервативными. Вынужденные колебания возникают, когда на систему все время действуют возмущающие силы.

Рассмотрим колебания простейшей системы (рис. 83). Обозначим: M — масса надрессорной части вагона, кг; m — масса неподрессоренных частей, кг, Q и q — соответствующие веса, Н; z_0 и z — перемещения надрессорной части вагона от линии Ot , м, при $t=0$ и при $t \neq 0$; z_k — ордината нагруженного рельсового пути при действии вертикальной силы $Q_{ст}$ ($Q_{ст} = Q + q$); z_p — просадка упругого рельсового пути под воздействием переменной

Уравнение частот для соответствующих однородных уравнений будет иметь вид

$$K^4 - (K_{11}^2 + K_{22}^2) K^2 + (K_{11}^2 - K_{12}^2) K_{22}^2 = 0,$$

корни которого можно определить из следующей формулы (после подстановки значений частот):

$$K_{1,2}^2 = \frac{1}{2} \left(\frac{\mathcal{K}_p + \mathcal{K}}{m} + \frac{\mathcal{K}}{M} \right) \pm \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{\mathcal{K}_p + \mathcal{K}}{m} + \frac{\mathcal{K}}{M} \right)^2 - 4 \frac{\mathcal{K}_p \mathcal{K}}{mM}}. \quad (7.13)$$

В данном случае $K_1^2 < K_2^2$. Оба корня положительные, а частоты расположены в следующем порядке:

$$0 < K_1 < K_{22} < K_{11} < K_2$$

(при $K_{22} < K_{11}$ как в нашем случае).

Таким образом, повышение жесткости рессор большое влияние оказывает на низшую частоту, которая ей пропорциональна. Изменение жесткости пути влияет на величину второй (высшей) частоты, что вызывает изменение величины обеих главных частот.

Рассмотрим изменения в поведении данной системы при воздействии возмущающих сил. Микронеровности пути в профиле в связи с просадками концов рельсов в стыках имеют вид, близкий к изображенному на рис. 83, б, а частота ударов в стыках зависит от длины рельсов. Заменяя действительный профиль пути кривой $z_K = \omega_{(x)}$ или принимая $x = vt$ (при $v = \text{const}$), получим $z_K = f(t)$. Обычно неровности аппроксимируются кривой вида $z = h \sin pt$, где $p = \frac{2\pi v}{L}$ и L — длина рельса. С учетом изложенного уравнения (7.11) и (7.12) примут вид¹

$$m\ddot{z}_p + (\mathcal{K}_p + \mathcal{K}) \ddot{z}_p - \mathcal{K}z = (mp^2h - \mathcal{K}h) \sin pt, \quad (7.14)$$

$$M\ddot{z} + \mathcal{K}z - \mathcal{K}z_p = \mathcal{K}h \sin pt. \quad (7.15)$$

Перемещение масс при воздействии возмущающих сил можно определить, получив частные решения соответствующих однородных уравнений, сделав подстановку в виде синусоидальных функций той же частоты

$$z_p = A_p \sin pt; \quad z = A \sin pt. \quad (7.16)$$

Подставляя z_p и z в уравнения (7.17) и (7.18) и сокращая на $\sin pt$, получим систему из двух уравнений, из которой опре-

¹ Подробнее см. Кувалдин Б. И. О влиянии упругости пути на колебания подвижного состава. — Лесной журнал, 1964, № 2, с. 56—69.

деляются A_p и A . Подставив полученные значения в (7.11), получим величину перемещений

$$z_p = \frac{h[\varepsilon p^2(M+m) - Mmp^4]}{p^4Mt - p^2(\varepsilon m + \varepsilon_p M + \varepsilon M) + \varepsilon \varepsilon_p} \sin pt, \quad (7.17)$$

$$z = \frac{h\varepsilon \varepsilon_p}{p^4Mt - p^2(\varepsilon m + \varepsilon_p M + \varepsilon M) + \varepsilon \varepsilon_p} \sin pt. \quad (7.18)$$

Анализируя полученные формулы, можно видеть, что вынужденные перемещения масс z_p и z не зависят от начальных условий. Они определяются величиной масс, величиной жесткости рессор и пути, амплитудой и законом изменения периодических

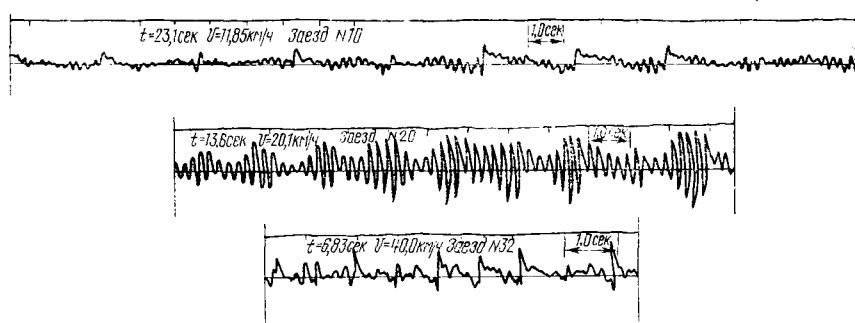


Рис. 84. Характерные записи колебаний вагона с чисто пружинным подвешиванием:

верхняя — при $v=3,2$ м/с; средняя — при $v=5,5$ м/с; нижняя — при $v=11,1$ м/с

неровностей пути. Кроме того, на величину амплитуд перемещений, кроме собственных параметров системы, влияет частота возмущающей силы, а следовательно, скорость движения. Амплитуда прогиба рессор увеличивается, достигая максимума при резонансных условиях, когда $p^2 = k_1^2$ или $p = k_2^2$. В связи с тем, что периодические неровности на большом протяжении не встречаются, непрерывного роста амплитуд колебаний не наблюдается. Однако значительное нарастание колебаний кузова при определенных скоростях движения, иногда называемых критическими, имеет место. На рис. 84, где воспроизводятся записи колебаний надрессорной части вагона, видно как при чисто пружинном рессорном подвешивании происходит нарастание колебаний. При необходимости их уменьшения в рессорной системе используются различные гасители колебаний. Для узкоколейного подвижного состава, кроме учета упругости пути, необходимо учитывать и диссипативные силы, имеющиеся как в конструкции пути, так и в пачке хлыстов.

Выше на простейшем примере был рассмотрен только один вид колебаний вагона. В действительности под влиянием верти-

кальных, продольных и поперечных сил в процессе движения возникают различные виды колебаний относительно вертикальных ZZ , продольных XX и поперечных YY осей вагона (рис. 85).

Главными видами колебаний являются следующие:

плоские вертикальные колебания (рис. 85, б) вагона (подпрыгивание), когда все наддрессорные части вагона параллельно перемещаются вверх и вниз по оси ZZ ; этот вид колебаний возникает под действием вертикальных возмущающих сил:

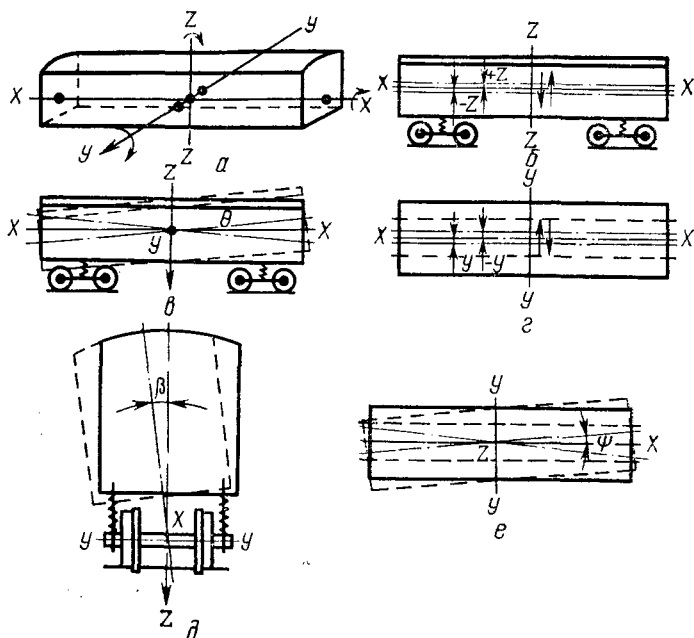


Рис. 85. Главные виды колебаний вагона:

а — схема вагона с координатными осями; б — плоские вертикальные колебания; в — продольная качка (галоупирование); г — боковое параллельное колебание; д — боковая качка; е — влияние вагона

продольная качка или галоупирование вагона (рис. 85, в), когда наддрессорные части периодически описывают дугу относительно оси YY ; этот вид колебаний возникает от ударов в стыках, от пучин, неровностей на колесах и обычно совмещается с подпрыгиванием;

боковое параллельное колебание наддрессорной части (рис. 85, г) или всего вагона с тележками вдоль оси YY (наблюдается редко);

боковая качка (рис. 85, д) представляет периодические угловые перемещения вокруг продольной оси XX ; боковая качка вызывается ударами на сдвинутых стыках, при выходе из кривых, от односторонних пучин и пр.;

влияние, т. е. периодические повороты кузова вокруг вертикальной оси ZZ (рис. 85, *e*) на некоторый угол; влияние вызывается коничностью бандажей, разной величиной диаметра колес, неправильной установкой осей и пр.; влияние значительно уменьшается при уменьшении зазоров между шириной колесной пары по рабочим поверхностям гребней колес и шириной колеи; подергивание — периодические перемещения вагона вдоль оси XX , что вызывается неравномерной силой тяги.

Каждое из видов колебаний может наблюдаться отдельно и в сочетании с другими видами. При совпадении периода возмущающих сил, вызывающих то или иное колебание с частотой собственных колебаний вагона, возможно появление резонансных условий, и соответствующая скорость для данного вида колебаний является критической. Метод определения критических скоростей для первого вида колебаний рассмотрен выше.

Такая сложная динамическая система, как сцеп из двух вагонов, каждый из которых имеет две двухосные тележки с грузом в виде гибкого пакета хлыстов, имеет бесконечное число степеней свободы. Для того чтобы получить возможность ее исследовать с помощью системы дифференциальных уравнений, вводят ряд упрощающих предположений, позволяющих ограничить число степеней свободы. В зависимости от характера задачи принимаемые допущения различны, но наиболее часто пользуются следующими:

- рассматривают систему как строго симметричную;
- колебания предполагают плоскими, не связанными функционально с другими видами колебаний;
- пакет хлыстов заменяют несколькими сосредоточенными массами;
- реальные конструкции заменяют сосредоточенными массами;
- упругие элементы и другие связи считают невесомыми;
- очень часто реальные нелинейные системы заменяют линейными;

колебания масс незначительны, что позволяет приводить дифференциальные уравнения к линейной форме;

путь принимают абсолютно жестким (обычно на дорогах нормальной колеи), а часть его массы, участвующей в колебательном процессе, игнорируют;

если учитывают упругость пути, то игнорируют силы сопротивления в его конструкции, а также принимают ряд других допущений.

Первое аналитическое и экспериментальное исследование динамики вагонов при вывозке хлыстов было выполнено Г. М. Васильевым (1955 г.). Первое исследование свободных и вынужденных колебаний пачки хлыстов, находящейся на сцепе из платформ, выполнено Б. Г. Гастевым [6]. Аналитические и экспериментальные исследования продольной динамики лесовозных вагонов-сцепов были сделаны Л. С. Матвеевко, В. И. Мельниковым,

Н. И. Гедзом, П. Н. Бутиным. Появление и все более широкое применение ЭВМ позволило постепенно приблизить механическую модель динамической системы к реальным конструкциям и учитывать нелинейные связи. В настоящее время схема, наиболее полно учитывающая все основные элементы и связи движущегося по УЖД сцепа с хлыстами, разработана совместно работниками ЦНИИМЭ. В данном случае сложная задача решается методами математического моделирования колебательного процесса на аналоговых машинах.

Очень интересное аналитическое и экспериментальное исследование бокового воздействия на путь лесовозного вагона-сцепы было выполнено в Архангельском лесотехническом институте (АЛТИ) [9]. В данном случае расчетная схема реального экипажа была представлена динамической системой из пяти твердых тел (четыре тележки и нагрузка), двух упругих тел (хребтовые балки полусцепов) и упругих связей — рессор, причем учитывалась их упругость не только в вертикальной, но и в горизонтальной плоскости. Для описания движения такой системы было получено 17 дифференциальных уравнений. Задача о боковом воздействии сцепы на путь при изменении параметров пути и подвижного состава была реализована на ЭЦВМ. Следует отметить, что с увеличением длины базы тележек боковые упругие отжатия рельсов, а следовательно, и боковое воздействие на путь со стороны колесных пар уменьшается. На уменьшение величины боковых сил при влинии экипажа влияет также некоторое уменьшение ширины колес и тем самым зазора между гребнями колес и рельсами.

Несмотря на исключительно важную роль аналитических расчетов, следует иметь в виду, что их выполнение всегда сопровождается рядом допущений упрощающих реальную динамическую систему. Кроме того, аппроксимирование реальных неровностей пути в плане и профиле какими-либо аналитическими функциями также приводит к известной приближенности расчетов. Поэтому исключительно важное значение для создания хорошего подвижного состава имеют экспериментальные исследования динамических характеристик вагонов и возмущающих факторов.

Наиболее обширные и всесторонние экспериментальные исследования колебаний лесовозных вагонов-сцепов выполнил в ЦНИИМЭ А. И. Логиннов. Затем такие исследования продолжали Ю. Л. Шевченко, Н. Г. Игнатов и другие. В ЛТА исследования вагонов-сцепов выполнял Я. Г. Меньшуткин; в Марийском политехническом институте В. И. Мельников, В. П. Репняков. Обширные исследования микронеровностей узкоколейного рельсового пути, как источника возмущающих сил, выполнены в АЛТИ.

В настоящее время создание новой конструкции вагонов проходит следующие этапы: составление технического задания на проектирование, разработка проектного задания и технического проекта, разработки рабочих чертежей, изготовление и испытание опытных промышленных образцов, изготовление промышленной партии вагонов и затем их серийное производство. Опытные образцы вагона проходят различные испытания, в том числе: заводские, комплексные динамические (прочностные, поездные, по воздействию на путь) и эксплуатационные. Во время динамических испытаний накапливается большой материал, который служит основой для дальнейшего улучшения динамических свойств прицепного подвижного состава.

§ 4. СОПРОТИВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЮ ПРИЦЕПНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ЛЕСОВОЗНЫХ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

Сопротивление движению является одним из важнейших факторов, определяющих экономическую эффективность железных дорог. Различают полное сопротивление движению отдельного экипажа или всего поезда W , измеряемое в ньютонах, и удельное сопротивление движению w , измеряемое в Н/кН, т. е. приходящееся на единицу передаваемого на путь данным подвижным составом усилия. Основным удельным сопротивлением движению w_0 называется сопротивление движению на прямом и горизонтальном пути. Сопротивление движению зависит от конструкции, параметров и состояния как подвижного состава, так и пути, по которому происходит движение. Если на автомобильных дорогах составляющую сопротивления движению, определяющую сопротивление воздушной среды, выделяют отдельно и не включают в основное сопротивление движению, то на железных дорогах эта составляющая отдельно не выделяется, и удельное сопротивление движению определяется экспериментально вместе с сопротивлением воздушной среды.

Основное удельное сопротивление движению узкоколейных вагонов по официальным рекомендациям, приведенным в Правилах тяговых расчетов МПС для вагонов узкой колеи, равно:
порожних

$$w_0'' = 1,2 + 0,02v + 0,0017v^2, \quad (7.19)$$

груженых

$$w_0'' = 1,0 + 0,04v + 0,00032v^2, \quad (7.20)$$

пассажирских ПВ-40

$$w_0'' = 1,7 + 0,04v + 0,0024v^2. \quad (7.21)$$

Из этих общих формул нельзя установить влияние различных параметров подвижного состава на величину сопротивления движению и, следовательно, на возможность его снижения в процессе конструирования вагонов. Поэтому следует рассмотреть его отдельные составляющие, особенно те, на величину которых влияет конструкция подвижного состава.

Основное сопротивление движению состоит из нескольких составляющих его частей, величина которых зависит от различных факторов: от трения между шейками осей и подшипниками, от качения колес по рельсам (при вилании), от ударов колес на стыках рельсов от реактивного воздействия воздушной среды, от прогиба пути и связанного с ним рассеяния энергии в элементах конструкции пути.

Сопротивление от трения шеек колесных пар в подшипниках. При вращении колеса между шейкой оси и подшипником возникает сила трения φP , где P — нагрузка на шейку и φ — коэффициент трения между шейкой и подшипником. Относительно центра шейки сила φP создает момент $\varphi P \frac{d}{2}$, где d — диаметр шейки оси. Этот момент на шейке можно заменить моментом на ободе колеса $\frac{D}{2} W_{ш}$, где D — диаметр колеса и $W_{ш}$ — величина, равная соответствующей составляющей сопротивления движению, но направленная

в противоположную сторону. Относя силу к одной тонне нагрузки, получаем составляющую удельного сопротивления движению

$$\omega_{\text{ш}} = 1000\varphi d/D.$$

Здесь d/D — отношение диаметра шейки к диаметру колес; эта величина для дорог широкой колеи составляет $1/8—1/9$, а для узкой колеи $1/7,2—1/7,8$ (вторая цифра для роликовых подшипников). Как можно видеть, при равных нагрузках на ось составляющая сопротивления движению, зависящая от трения между шейками оси и подшипниками у узкоколейного подвижного состава на $5—10\%$ больше, чем на дорогах широкой колеи.

Уменьшение величины указанной составляющей сопротивления движению достигается переводом железнодорожного подвижного состава на роликовые подшипники. Дело в том, что если величина коэффициента трения φ для подшипников скольжения составляет при $v=5\div 10$ м/с $\varphi_{\text{ск}}=0,004\div 0,010$, то для подшипников качения $\varphi_{\text{к}}=0,0015\div 0,0020$. Кроме того, для роликовых подшипников отношение d/D более благоприятно.

В то же время перевод на роликовые подшипники значительно удорожает стоимость подвижного состава. Специальные испытания сопротивления движению лесовозных вагонов-сцепов с обычными серийными подшипниками скользящего трения и с роликовыми подшипниками были выполнены в ЦНИИМЭ (Ю. Л. Шевченко) и АЛТИ (А. В. Дудин).

Были получены следующие формулы для лесовозных вагонов-сцепов с роликовыми подшипниками:

формула ЦНИИМЭ

$$\omega_0'' = 1,43 + 0,0047v + 0,0004v^2, \quad (7.22a)$$

формула АЛТИ

$$\omega_0'' = 1,12 + 0,14v + 0,0007v^2, \quad (7.22б)$$

где v — скорость вагона, км/ч.

Применение роликовых подшипников значительно снижает сопротивление движению, особенно сопротивление троганию с места.

На дорогах нормальной колеи снижение сопротивления движению при переходе на роликовые подшипники составляет $15—18\%$.

Сопротивление от качения колес по рельсам. Составляющая, зависящая от этого вида сопротивления, незначительна, так как в данном случае предполагается, что рельс лежит на сплошном жестком основании. Двигающееся колесо как бы гонит перед собой упругую волну металла по головке рельса и точка приложения суммарной реакции рельса перемещается вперед на величину плеча трения (качения) m . Для стальных бандажей и рельсов $m \approx 0,05$ мм, для дорог нормальной колеи указанная составляющая не превышает $0,3—0,4$ Н/кН.

Сопротивление от трения скольжения колес по рельсам. Указанная составляющая сопротивления движению обусловлена главным образом следующими причинами: конусностью бандажей и влиянием вагонов. Суммарное влияние этих двух факторов дает незначительную величину $0,10—0,15$ Н/кН.

Сопротивление от ударов колес на стыках рельсов. Величина этого сопротивления почти не связана с конструкцией подвижного состава. Оно зависит от скорости движения, расстояния между стыками (т. е. длины рель-

сов), величины зазора в стыках, прогиба рельсов и других факторов. В связи с полным отсутствием данных о влиянии стыков на сопротивление движению на УЖД автором были выполнены специальные опыты с вагоном-сцепом, нагруженным хлыстами, с которым совершались заезды по участку с рельсами Р18, первоначально имеющими обычную длину, а затем сваренными в стыках в 100-метровые плети. Полученные зависимости могут быть аппроксимированы следующими эмпирическими формулами:

для пути с рельсами обычной длины (8 м)

$$\omega_0^{\text{CT}} = 1,565 + 0,202v \text{ Н/кН}, \quad (7.23)$$

для пути с рельсами, сваренными в стыках,

$$\omega_0^{\text{bc}} = 1,792 + 0,0755v + 0,0051v^2 \text{ Н/кН}. \quad (7.24)$$

Полученные зависимости справедливы в интервале 8—18 км/ч. Абсолютная величина снижения основного сопротивления движению за счет сварки рельсов в стыках составляет 0,5—0,6 Н/кН, или примерно 15% общего сопротивления движению. Сопоставляя имеющиеся данные, можно установить, что рассматриваемая составляющая на дорогах узкой колеи примерно в 2 раза превышает аналогичную величину на железных дорогах нормальной колеи. Такой результат является следствием как меньшего радиуса колес, так и меньшей длины рельсов. За счет рассматриваемой составляющей сопротивление движению на УЖД увеличивается на 0,2—0,4 Н/кН по сравнению с дорогами нормальной колеи.

Воздушное сопротивление узкоколейных вагонов. При существующих на УЖД скоростях движения воздушное сопротивление незначительно и составляет 0,03—0,05 общего сопротивления движению. Эта составляющая увеличивается пропорционально скорости движения и с ее ростом является все более ощутимой величиной.

Воздушное сопротивление (полное) может быть подсчитано по формуле

$$W_{\text{в}} = 1,5C_{\text{ф}}S_{\text{в}}q_0 + C_{\text{пр}}S_{\text{пр}}q_0 + C_{\omega}F_{\text{ск}}q_0. \quad (7.25)$$

Здесь $C_{\text{ф}}$ — коэффициент трения о стенки кузова, примерно равный для узкоколейных вагонов-сцепов 0,003; $S_{\text{в}}$ — площадь боковой и верхней поверхности вагонов, м²; q_0 — скоростной напор, Н/м²; $C_{\text{пр}}$ — коэффициент трения воздуха для межвагонных промежутков (0,023—0,025); $S_{\text{пр}}$ — произведение периметра поперечного сечения вагона на длину межвагонного промежутка, м²; C_{ω} — коэффициент лобового сопротивления для подвагонных устройств ($\approx 1,0$); $F_{\text{ск}}$ — мидель подвижных устройств, м². Увеличенное сопротивление воздуха при неровных поверхностях вагона оценивается коэффициентом 1,5.

В приведенной формуле первый член представляет собой сопротивление от трения воздуха о боковые стенки и верх вагона; второй — сопротивление воздуха в межвагонных промежутках, третий — сопротивление частей, расположенных под вагоном. Для узкоколейных вагонов при $v=5\div 6$ м/с величина указанной составляющей равна около 0,1 Н/кН и при $v=10\div 11$ м/с ее величина возрастает до 0,5 Н/кН.

Сопротивление от прогиба пути, связанное с размещением осей подвижного состава. При движении одиночной колесной оси, создающей вертикаль-

ное усилие P и прогиб рельсов y_0 , составляющая удельного сопротивления движению, величина которой определяется рассеянием энергии в конструкции пути, может быть выражена зависимостью

$$w_{\pi} = \frac{A}{P} y_0^2. \quad (7.26)$$

Здесь A — параметр, характеризующий свойства рельсового основания и рассеяние энергии при прогибе пути.

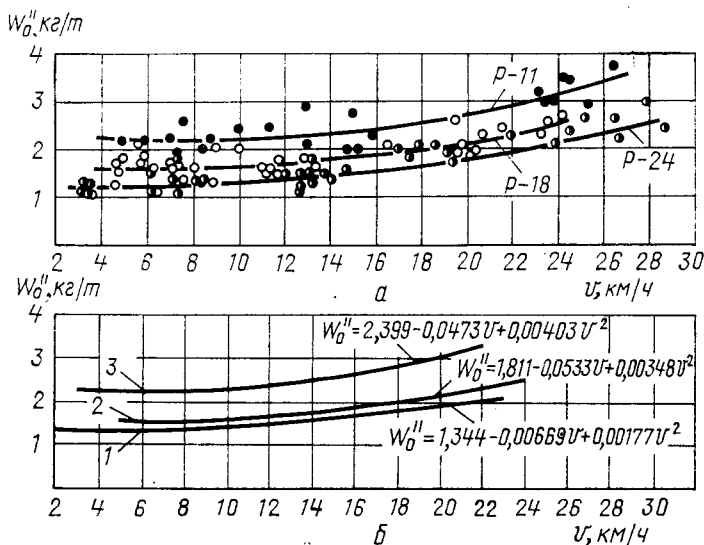


Рис. 86. Влияние параметров пути на величину основного удельного сопротивления движению лесовозного вагона-сцепы ЦНИИМЭ — ДВЗ:

a — влияние типа рельсов (при щебеночном балласте); b — влияние типа подшпального основания (при рельсах P18): 1 — основание из монолитного бетона; 2 — щебеночный балласт; 3 — основание из супесчаного грунта

Для того чтобы определить долю этой составляющей в полной величине основного удельного сопротивления движению w_0'' , автором были организованы специальные опыты, методика которых предусматривала заезды одного и того же сцепы с пачкой хлыстов по трем участкам пути с различным основанием под рельсо-шпальной решеткой с трехкратной сменой рельсов (P24, P18 и P11) на каждом из участков пути. В результате было установлено, что как свойства основания, так и тип рельса существенно влияют на удельное сопротивление движению и что, следовательно, потери энергии за счет ее рассеивания во время прохода колес значительны, так как разница в основном сопротивлении движению происходила за счет рассматриваемой составляющей.

На рис. 86, a приводятся кривые $w_0'' = f(v)$ для различных типов рельса при щебеночном балласте. На рис. 86, b приводятся аналогичные кривые для рельсов P18 при различных типах подшпального основания.

Сопоставление значений ω_0^* для различных участков пути и при разных типах рельсов позволило установить¹, что для узкоколейных железных дорог величина ω_n (от прогиба пути) составляет 20—50% основного удельного сопротивления движению. Ясно, что снижение этого вида сопротивления движению представляет собой важную задачу. С одной стороны, это можно осуществить, усиливая основание пути и применяя более мощные рельсы, а с другой — совершенствуя прицепной состав и более рационально размещая его оси.

Рассмотрим двухосную систему. При значительном расстоянии осей друг от друга (двухосный вагон) прогиб рельса под одной осью не за-

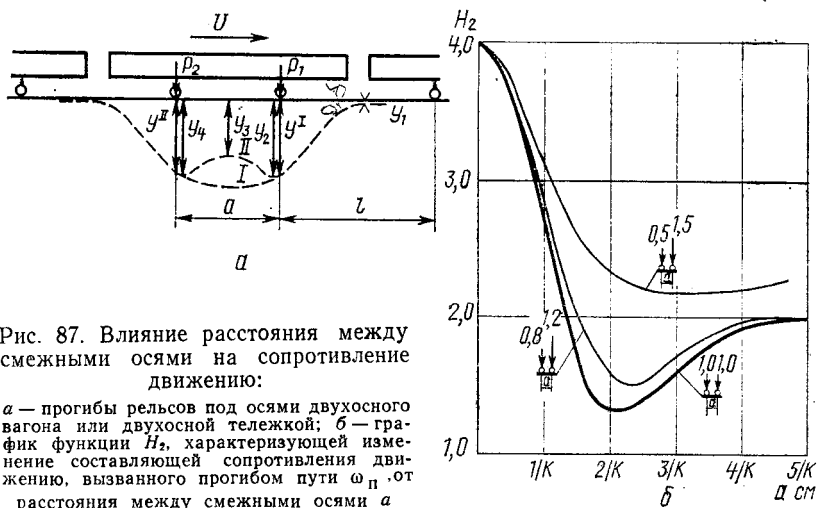


Рис. 87. Влияние расстояния между смежными осями на сопротивление движению:

a — прогибы рельсов под осями двухосного вагона или двухосной тележки; *b* — график функции H_2 , характеризующей изменение составляющей сопротивления движению, вызванного прогибом пути ω_n , от расстояния между смежными осями *a*

висит от усилия, передаваемого на рельс другой осью. При сближении осей кривые просадки рельсового пути между колесами могут иметь две формы (рис. 87, *a*): с одной вершиной (форма I) и с двумя вершинами (форма II).

В общем случае

$$\omega_n^2 = \frac{A}{2P} [y_2^2 + (y_4^2 - y_3^2)]. \quad (7.27)$$

Здесь (2) показывает, что рассматривается сопротивление движению двухосной системы.

При первой форме кривой $Y_2 = Y_4 = 0$, $Y_3 \neq 0$ и, следовательно,

$$\omega_n^{(2)} = \frac{A}{2P} Y_3^2.$$

При большом расстоянии между осями (II форма кривой) $Y_1 = 0$, $Y_3 = 0$, $Y_2 = Y_4 = 2Y_0$

¹ Кувалдин Б. И. Определение величины составляющей сопротивления движению, зависящей от прогиба пути. — Лесной журнал, 1971, № 5, с. 42—45.

и, следовательно,

$$W_{\Pi}^{(2)} = \frac{A}{2\rho} 4Y_0^2 = 2W_{\Pi}^{(1)}.$$

Обозначим

$$H_2 = \frac{1}{Y_0^2} [y_2^2 + (y_4^2 - y_3^2)]. \quad (7.28)$$

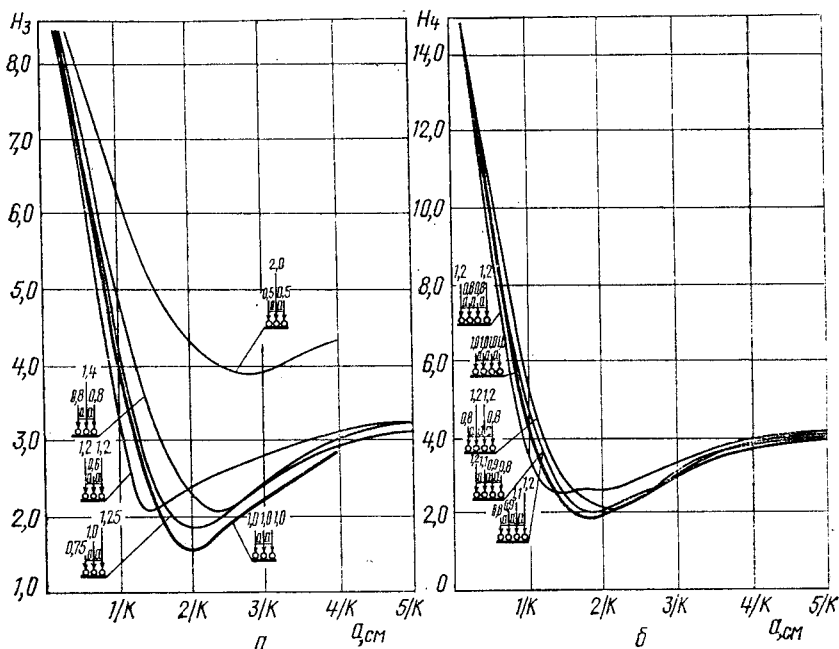


Рис. 88. Графики функций H :
 a — для трехосных систем H_3 ; b — для четырехосных систем H_4

Здесь $y_2 = Y_2/Y_0$; $y_3 = Y_3/Y_0$ и $y_4 = Y_4/Y_0$ — относительные прогибы пути. При этих обозначениях

$$W_n^{(2)} = \frac{A}{2P} Y_0^2 H_2. \quad (7.29)$$

В связи с тем, что и абсолютные и относительные прогибы пути зависят от расстояния между смежными осями вагонов, предлагаемая функция H_2 показывает влияние расстояния между осями на величину составляющей сопротивления движению, зависящей от прогиба пути. График функции H_2 приводится на рис. 87, б. Как можно видеть, при некотором a величина этой составляющей для двухосной системы (тележки вагона) может быть значительно меньше, чем для двух далеко расположенных осей. Оптимальное расстояние между осями $a_0 = 2,16/K$. Если пути характеризуются величиной

$K=0,015$, то оптимальное расстояние будет равно 1,4 м. Некоторые отклонения от оптимального значения в связи с вариациями величины K существенного влияния не оказывают. Графики на рис. 87, б показывают, что неравномерность распределения нагрузки по осям двухосной системы вызывает увеличение сопротивления движению.

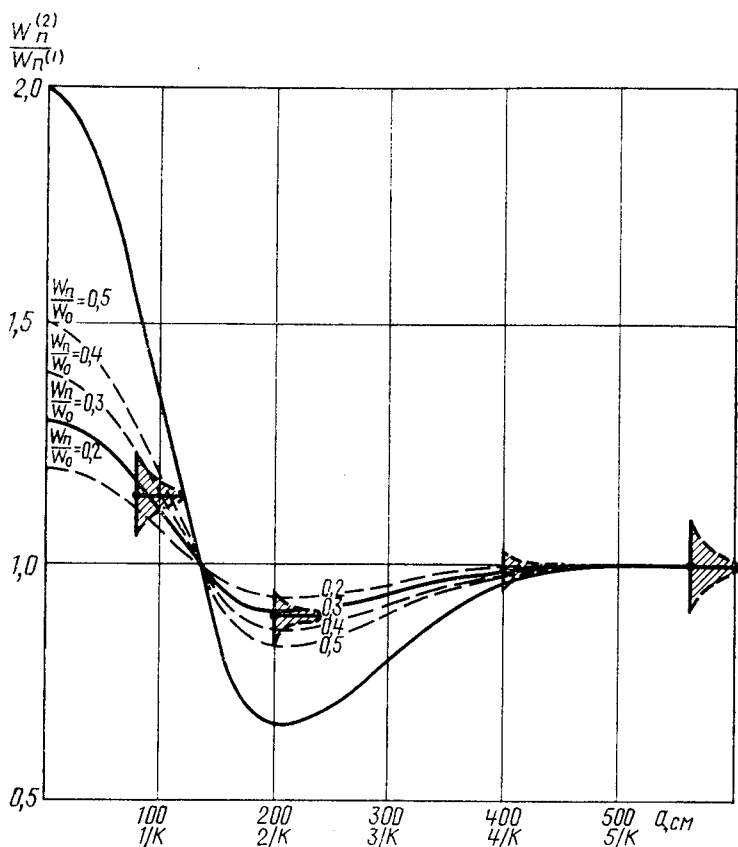


Рис. 89. Результаты опытов по определению зависимости основного удельного сопротивления движению от расстояния между осями a . Пунктирные линии на заштрихованных площадях являются кривыми распределения экспериментальных значений

Формулы для определения величины рассматриваемой составляющей для трехосной и четырехосной систем аналогичны формуле (7.29), но будут иметь свои функции H_3 и H_4 . В общем виде можно записать

$$W_{\Pi}^{(m)} = \frac{A_0 Y_0^2}{\sum_1^m P} H_m. \quad (7.30)$$

Графики функции H_3 и H_4 для соответствующих колесных систем с различными сочетаниями вертикальных усилий приведены на рис. 88. Для трехосных систем с равными вертикальными нагрузками $a_0 = (1,7 \div 1,9)/K$ и для


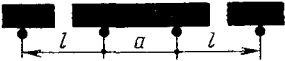
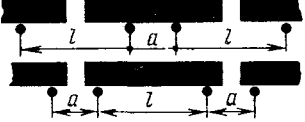
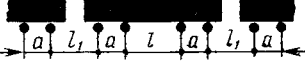


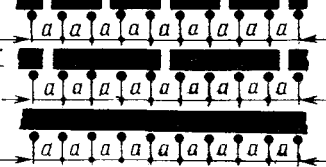
Варианты размещения осей подвижного состава	Число сближенных осей в группе, m	Оптимальное расстояние между сближенными осями, $a_{\text{опт}}$, см	Удельное сопротивление движению, зависящее от константы функции и параметров пути при $a = a_{\text{опт}}$, Н/кН
	1	—	$w_n^{(1)} = A \frac{y_0^2}{\rho}$
$a \geq \frac{3\pi}{2K}$ $l \geq \frac{3\pi}{2K}$ 	1	—	$w_n^{(2)} = w_n^{(1)}$
$a < \frac{3\pi}{2K}$ $l \geq \frac{3\pi}{2K}$ 	2	$\frac{2,1}{K} \div \frac{2,2}{K}$	$w_n^{(2)} = 0,67 w_n^{(1)}$
$a < \frac{3\pi}{2K}$ $l \geq \frac{3\pi}{2K}$ 	2	$\frac{2,1}{K} \div \frac{2,2}{K}$	$w_n^{(4)} = 0,67 w_n^{(1)}$
$a < \frac{3\pi}{2K}$ $l \geq \frac{3\pi}{2K}$ 	4	$\frac{1,7}{K} \div \frac{1,9}{K}$	$w_n^{(4)} = 0,47 w_n^{(1)}$
$a \leq \frac{3\pi}{2K}$ $l \geq \frac{3\pi}{2K}$ 	8	$\frac{1,6}{K} \div \frac{1,7}{K}$	$w_n^{(8)} = 0,40 w_n^{(1)}$
$a < \frac{3\pi}{2K}$ 	10	$\frac{1,6}{K}$	$w_n^{(10)} = 0,35 w_n^{(1)}$
	50	$\frac{1,0}{K}$	$w_n^{(50)} = 0,20 w_n^{(1)}$
	100	$\frac{1,0}{K}$	$w_n^{(100)} = 0,11 w_n^{(1)}$
	200	$\frac{0,9}{K}$	$w_n^{(200)} = 0,10 w_n^{(1)}$

Рис. 90. Зависимость удельного сопротивления движению, вызванного наличием просадки пути, от способа размещения осей прицепного состава и примеры объединения осей в группы с оптимальным расстоянием между смежными осями для снижения сопротивления движению

восьмиосных систем $a_0 = (1,6 \div 1,7)/K$. Рассматриваемая составляющая сопротивления движению является частью W_0'' , но тем не менее при проведенных нами опытах с двухосным вагоном, оси которого могли устанавливаться на

различном расстоянии от центра, было зафиксировано существенное снижение общего сопротивления движению при $\alpha_0 = 2,0 \div 2,1$ /К (рис. 89).

На приведенном графике показана теоретическая зависимость $\frac{W_{\pi}^{(2)}}{W_{\pi}^{(1)}} = f(a)$.

а также кривые для той же функции, но с учетом, что сопротивления, зависящие от прогиба пути, составляют 0,2; 0,3; 0,4 и 0,5 общего сопротивления движению (пунктирные линии). Расположение кривых распределения опытных значений удельного сопротивления движению (заштрихованные площади) для пути на щебеночном балласте соответствуют случаю, когда расматриваемая составляющая равна 0,2—0,3 общей величины ω_0'' .

Таким образом, можно так расположить оси вагонов, что только первая ось затрачивает значительную работу на прогиб пути. Остальные оси в данной группе, расположенные на определенном расстоянии от первой, почти не затрачивают работы на прогиб пути и тем самым в несколько раз уменьшают составляющую сопротивления движению, зависящую от прогиба пути. Такими группами осей являются обычные тележки вагонов (группа из двух осей), четырехосные вагоны или полусцепы, у которых расстояние между крайними внутренними осями двух тележек равно расстоянию между осями тележек. При близком расстоянии таких четырехосных систем друг от друга из них могут составляться восьмиосные системы. Примеры объединения осей в группы показаны на рис. 90. При наличии оптимального расстояния у двухосных тележек величина сопротивления движению, зависящего от прогиба рельсов W_{π} , снижается на 33%; при объединении осей в группы по четыре, с оптимальным межосевым расстоянием величина W_{π} снижается на 60%. При создании прицепного состава узкоколейных дорог есть реальная возможность наибольшую по величине составляющую общего сопротивления движению, зависящую от прогиба пути, уменьшить в 2 раза и более, чем можно существенно снизить суммарное сопротивление движению.

Таким образом, путем совершенствования конструкции подвижного состава возможно снизить и величину основного удельного сопротивления движению. Требования к величине расстояния между осями в целях снижения сопротивления движению примерно совпадают с изложенными выше рекомендациями, направленными на снижение давления на шпалы и шпальное основание. Увеличенные размеры базы тележек не должны превышать расстояния между смежными осями тележек узкоколейных тепловозов, размеры которых обеспечивают достаточно хорошую вписываемость в кривые.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автомобильный транспорт леса. Справочник под редакцией В. А. Горбачевского. М., 1973. 370 с.
2. Автомобилестроение. Справочник по государственным стандартам и отраслевым нормам. Т. 1, ч. 1 и 2. 1974. 328 с.
3. Бабков В. Ф., Андреев О. В., Замахаяев М. С. Проектирование автомобильных дорог, ч. I, М., 1970. 400 с.
4. Бурков М. С. Специализированный подвижной состав автомобильного транспорта. М., 1972. 280 с.
5. Вериго М. Ф. Динамика вагонов. М., 1971. 175 с.

6. Гастев Б. Г., Мельников В. И. Основы динамики лесовозного подвижного состава. М., 1967. 220 с.
7. Гольдштейн А. И., Панкин М. С. Специализированный подвижной состав автомобильного транспорта для промышленных и торговых грузов и коммунально-бытового обслуживания (атлас конструкций). М., 1971. 92 с.
8. Горбачевский В. А. Работа шин на лесотранспорте. М., 1970. 118 с.
9. Жабин В. И., Калинин Г. А., Шелкунов В. В. Воздействие лесовозного подвижного состава на железнодорожный путь. Архангельск. 1976. 99 с.
10. Зайчик М. И. и др. Тяговые машины и подвижной состав лесовозных дорог. М., 1967. 712 с.
11. Закин Я. Х. и др. Конструкции и расчет автомобильных поездов. Л., 1968. 330 с.
12. Ильин Б. А., Корунов М. М., Кувалдин Б. И. Проектирование, строительство и эксплуатация лесовозных дорог. М., 1971. 571 с.
13. Клычков П. Д. Водителю лесовозного автомобиля. М., 1976. 128 с.
14. Коган С. С., Крейнин А. А. Полуприцепы общетранспортного назначения. М., 1971. 123 с.
15. Кувалдин Б. И. Эксплуатация и ремонт лесовозных дорог. М., 1977. 264 с.
16. Кувалдин Б. И. Подвижной состав лесовозных дорог. М., 1964. 312 с.
17. Конструирование и расчет нежестких дорожных одежд /под редакцией Н. Н. Иванова. М., 1973. 328 с.
18. Лесовозный железнодорожный транспорт. Справочник. М., 1971. 125 с.
19. Ливанов А. П. и др. Руководство по эксплуатации автощеповозов ЛТ-7 и ЛТ-57. Химки, 1973. 80 с.
20. Меньшуткин Я. Г. Прицепной состав лесовозных дорог. Л., 1977. 84 с.
21. Мельников В. И., Гинзбург В. Л., Сергеев А. М. Подвижной состав железных дорог для перевозки лесных грузов (обзор). М., 1976. 41 с.
22. Нормы для расчетов на прочность и проектирование механической части новых и модернизированных вагонов железных дорог колеи 1524 мм (несамоходных). М., 1962.
23. Промышленный транспорт/Справочник под редакцией А. Т. Дерибаса. М., 1974. 560 с.
24. Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта. М., Минавтопром РСФСР, 1973. 48 с.
25. Саранча Г. А. Устройство, осмотр и ремонт вагонов узкой колеи. М., 1965. 276 с.
26. Соромотин И. И. Транспортировка леса в хлыстах по железным дорогам широкой колеи. М., 1972. 72 с.
27. Татаринов В. П. Повышение эффективности использования лесовозных дорог круглогодичного действия (обзор). М., 1977. 60 с.
28. Транспорт на торфяных предприятиях/Грачев В. А., Добровольский М. Н., Федоров В. В., Филиппов А. К. М., 1977. 221 с.
29. ЦНИИМЭ. Инструкция по эксплуатации буксовых узлов на роликовых подшипниках лесовозного подвижного состава колеи 750 мм. М., Химки, 1971. 47 с.
30. Прицеп-роспуск автомобильный лесовозный модели 9383 (техническое описание и инструкция по эксплуатации). Тавда, 1977. 35 с.
31. ЦНИИМЭ. Временное положение о техническом обслуживании основных видов лесозаготовительного оборудования. Химки, 1975. 85 с.
32. Нормы для расчетов на прочность и проектирование механической части новых и модернизированных вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). М., 1971. 120 с.
33. Шевченко Ю. Л., Илюшкин С. Н., Гмызин А. А. Узкоколейный подвижной состав леспромхозов. М., 1978. 152 с.
34. Прицепы и полуприцепы МАЗ./Высоцкий М. С. и др. М., 1978. 300 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Раздел I.	
ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПРИЦЕПНОГО СОСТАВА И ПЕРЕВОЗИМОГО ГРУЗА	
Глава I. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ	5
§ 1. Роль и значение прицепного подвижного состава	5
§ 2. Классификация прицепного подвижного состава	7
Глава 2. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРИЦЕПНОГО СОСТАВА И ПЕРЕВОЗИМОГО ГРУЗА	11
§ 1. Техничко-экономическая характеристика прицепного подвижного состава лесовозных дорог	11
§ 2. Габарит подвижного состава	14
§ 3. Особенности груза, перевозимого лесовозным прицепным подвижным составом	18
Раздел II.	
ПРИЦЕПНОЙ ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ БЕЗРЕЛЬСОВЫХ ДОРОГ	
Глава 3. КОНСТРУКЦИЯ КОЛЕСНОГО ПРИЦЕПНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГ	28
§ 1. Особенности вывозки леса автопоездами	28
§ 2. Технологическое оборудование автомобильного прицепного состава	32
§ 3. Лесовозные прицепы-ропуски	39
§ 4. Полуприцепы	49
§ 5. Подвижной состав для перевозки щепы (полуприцепы-щеповозы)	65
§ 6. Лесовозные автомобильные прицепы	75
§ 7. Электрооборудование автомобильного прицепного состава	78
§ 8. Тормозные устройства на автомобильном прицепном подвижном составе	80
§ 9. Тягово-сцепные приборы	87
§ 10. Прицепной состав с активными осями	90
§ 11. Санный прицепной состав	94
§ 12. Содержание и ремонт автомобильного прицепного состава	98
Глава 4. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ДВИЖЕНИЯ И РАСЧЕТОВ НА ПРОЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЬНОГО ПРИЦЕПНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА	106
§ 1. Основные кинематические связи прицепного состава	106
§ 2. Кинематика движения лесовозных автопоездов	109
§ 3. Соппротивление движению автомобильного прицепного подвижного состава и автопоездов	115
§ 4. Воздействие колес прицепного состава на дорогу	118
§ 5. Расчет конструкции прицепного подвижного состава лесовозных автомобильных дорог	120
Раздел III.	
ПРИЦЕПНОЙ ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ ЛЕСОВОЗНЫХ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ	
Глава 5. УСТРОЙСТВО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА	133
§ 1. Общие сведения	133
§ 2. Виды и особенности прицепного состава лесовозных узкоколейных железных дорог	137

§ 3. Вагоны узкоколейных железных дорог для перевозки различных грузов	144
§ 4. Вагоны для перевозки древесины по железным дорогам общего пользования	152
§ 5. Колесные пары и буксы	154
§ 6. Тележки вагонов и рессорное подвешивание	163
§ 7. Рамы и ударно-тяговые приборы	165
§ 8. Технологическое оборудование лесовозных вагонов-сцепов	172
§ 9. Тормозные устройства на вагонах	176
§ 10. Техническое обслуживание и ремонт вагонов узкоколейных лесовозных дорог	190
Глава 6. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ЧАСТЕЙ ВАГОНОВ	195
§ 1. Общие сведения	195
§ 2. Определение величины расчетных усилий, действующих на элементы подвижного состава	197
§ 3. Особенности расчета элементов рессорного подвешивания, осей и подшипников	202
§ 4. Расчет рам и основных частей тележек	209
Глава 7. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ДВИЖЕНИЯ ПРИЦЕПНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ЛЕСОВОЗНЫХ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ	211
§ 1. Особенности узкоколейного рельсового пути, влияющие на движение подвижного состава	211
§ 2. Рациональное размещение осей подвижного состава	215
§ 3. Колебания вагонов	222
§ 4. Сопротивление движению прицепного подвижного состава лесовозных железных дорог	229
Список литературы	237

Борис Иванович Кувалдин ^

ПРИЦЕПНОЙ СОСТАВ ЛЕСОВОЗНЫХ ДОРОГ

Редактор издательства Л. М. Зорина
Художественный редактор В. Н. Журавский
Переплет художника Л. С. Безуглина
Технический редактор Г. П. Васильева
Корректор О. А. Кознова

ИБ № 671

Сдано в набор 10.01.79. Подписано в печать 11.06.79. Т-10836. Формат 60×90/16. Бумага типографская № 2. Гарнитура литературная. Печать высокая. Усл. печ. л. 15,0. Уч.-изд. л. 17,34. Тираж 3900 экз. Заказ 138. Цена 90 коп.

Издательство «Лесная промышленность», 101000,
Москва, ул. Кирова, 40а

Ленинградская типография № 4 Ленинградского производственного объединения «Техническая книга» Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. Ленинград, Д-126, Социалистическая, 14.