

**ТЕХНИЧЕСКИЙ  
СПРАВОЧНИК  
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНИКА**



# ТЕХНИЧЕСКИЙ СПРАВОЧНИК ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНИКА

---

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

А. Ф. БАРАНОВ, Д. Д. БИЗЮКИН,  
М. И. ВАХНИН, Б. Н. ВЕДЕНИСОВ,  
И. В. ИВЛИЕВ, И. Д. МОЩУК,  
Е. Ф. РУДОЙ, А. П. ПЕТРОВ,  
В. Н. СОЛОГУБОВ, В. А. ШИЛОВСКИЙ

---

*Главный редактор*  
Е. Ф. РУДОЙ



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ТРАНСПОРТНОЕ  
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО

*Москва · 1952*

# ТЕХНИЧЕСКИЙ СПРАВОЧНИК ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНИКА

6-21  
6.4V

---

Том 6

ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ

4344

---

Ответственный редактор тома  
канд. техн. наук  
В. Н. СОЛОГУБОВ

\*



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ТРАНСПОРТНОЕ  
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО

Москва · 1952

#### АВТОРЫ ТОМА

Н. А. АЛБЕГОВ, канд. техн. наук; Б. К. ВАСИЛЬЕВ, инж.; С. В. ВЕРШИНСКИЙ, канд. техн. наук; Г. П. ВИНОГРАДОВ, канд. техн. наук; М. В. ВИНУРОВ, проф., докт. техн. наук; В. Г. ГОЛОВАНОВ, канд. техн. наук; А. С. ГОРДЕЕВ, доц., канд. техн. наук; П. А. ГУРСКИЙ, доц., канд. техн. наук; А. Н. ГУРЕВИЧ, канд. техн. наук; А. Б. ДОМБРОВСКИЙ, доц.; В. Ф. ЕГОРЧЕНКО, проф., докт. техн. наук; В. Н. ИВАНОВ, проф., докт. техн. наук; Б. Л. КАРВАЦКИЙ, проф., докт. техн. наук; К. П. КОРОЛЁВ, проф., докт. техн. наук; И. Н. МУЧКИН, канд. техн. наук; Г. В. ПОПОВ, инж.; П. Г. ПРОСКУРНЕВ, инж.; К. А. САФОНЦЕВ, инж.; И. Ф. СЕМИЧАСТНОВ, доц., канд. техн. наук; А. В. СЛОМЯНСКИЙ, доц., канд. техн. наук; А. Д. СТЕПАНОВ, доц., канд. техн. наук; С. П. СЫРОМЯТНИКОВ, академик; В. А. ТЕРНОВСКИЙ, доц., канд. техн. наук; В. А. ТРУБЕЦКОЙ, канд. техн. наук; Н. Ф. ХОХЛОВ, канд. техн. наук; В. С. ШАРОНИН, канд. техн. наук; Ю. П. ШЛЫКОВ, доц., канд. техн. наук.

\*

#### РЕЦЕНЗЕНТЫ ТОМА

*Паровозы:* А. М. ЕВТУШЕНКО, канд. техн. наук; В. Н. ИВАНОВ, проф., докт. техн. наук; В. В. ИВАНОВ, доц., канд. техн. наук; Н. И. ПАНОВ, доц., канд. техн. наук; А. В. СЛОМЯНСКИЙ, доц., канд. техн. наук; Л. И. УТЯНСКИЙ, инж. *Паровозы узкой колеи:* В. М. НЕТЫКСА, проф., докт. техн. наук; Г. С. ТОПОРНИН, инж. *Тепловозы:* А. Б. ДОМБРОВСКИЙ, доц.; А. А. ПОЙДО, канд. техн. наук; П. Е. ЯКОБСОН, лауреат Сталинской премии, доц., канд. техн. наук. *Вагоны:* А. А. ПОПОВ, проф., докт. техн. наук; П. Г. ПРОСКУРНЕВ, инж.; К. А. САФОНЦЕВ, инж.; В. С. СЕРАФИМОВИЧ, канд. техн. наук; П. И. ТРАВИН, инж.; К. Ф. ФОКИН, канд. техн. наук; В. П. ЩЕРБАКОВ, инж.; Л. А. ШАДУР, доц., канд. техн. наук. *Автоматические тормоза:* П. С. ТИХОНОВ, инж.; Ф. Д. ТКАЧЕНКО, инж. *Тяговые расчёты:* А. М. БАБИЧКОВ, проф., докт. техн. наук; А. И. КОРОСТЫЛЁВ, инж. *Графический материал:* В. С. ЛЕВИЦКИЙ, доц., канд. техн. наук; А. Ф. КЛЫКОВ, инж.

\*

#### РЕДАКЦИЯ ТОМА

В. Н. СОЛОГУБОВ, К. А. ШИШКИН, А. В. СЛОМЯНСКИЙ, Л. А. ШАДУР, С. В. САЛЕНКО

\*



# СОДЕРЖАНИЕ



От редакции шестого тома . . . . .	Стр. 6	Конструкция тепловозов (канд. техн. наук А. Н. Гуревич) . . . . .	Стр. 433
<b>ПАРОВОЗЫ</b> . . . . .	9	Двигатели внутреннего сгорания тепловозов, мотовозов и автомотрис (канд. техн. наук А. Н. Гуревич) . . . . .	447
Классификация паровозов (канд. техн. наук П. А. Гурский) . . . . .	9	Дизельные поезда и автомотрисы (инж. Б. К. Васильев) . . . . .	487
Историческая справка о паровозах (канд. техн. наук П. А. Гурский) . . . . .	10	Электрическая передача тепловозов (доц., канд. техн. наук А. Д. Степанов) . . . . .	497
Определение основных характеристик паровозов (доц., канд. техн. наук А. В. Сломанский) . . . . .	27	Гидравлическая передача (инж. Г. В. Попов) . . . . .	528
Котёл (доц., канд. техн. наук А. С. Гордеев) . . . . .	39	Механическая передача (доц., канд. техн. наук И. Ф. Семичастнов) . . . . .	537
Тепловая работа паровоза (акад. С. П. Сыромятников) . . . . .	90	Тепловозные холодильники (канд. техн. наук Н. Ф. Хохлов) . . . . .	549
Паровая машина (доц., канд. техн. наук В. А. Терновский) . . . . .	124	<b>ВАГОНЫ</b> . . . . .	567
Уравновешивание паровозов (проф., докт. техн. наук В. Н. Иванов) . . . . .	173	Классификация и характеристики вагонов (канд. техн. наук Г. П. Виноградов) . . . . .	567
Парораспределительные механизмы (доц., канд. техн. наук Ю. П. Шлыков) . . . . .	191	Конструкции грузовых и пассажирских вагонов (канд. техн. наук Г. П. Виноградов) . . . . .	595
Динамика парораспределительного механизма (канд. техн. наук И. Н. Мучкин) . . . . .	205	Автосцепка (канд. техн. наук В. Г. Голованов) . . . . .	642
Паровозные рамы (доц., канд. техн. наук В. А. Терновский) . . . . .	218	Динамика вагона (канд. техн. наук С. В. Вершинский) . . . . .	651
Колёсные пары (доц., канд. техн. наук В. А. Терновский) . . . . .	244	Прочность вагона (инж. П. Г. Проскурнев) . . . . .	713
Паровозные тележки (доц., канд. техн. наук В. А. Терновский) . . . . .	270	Расчёт узлов вагонов (инж. К. А. Сафонцев) . . . . .	750
Вписывание паровозов в кривые (проф., докт. техн. наук К. П. Королёв) . . . . .	289	Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха (проф., докт. техн. наук М. В. Винокуров) . . . . .	800
Рессорное подвешивание (доц., канд. техн. наук В. А. Терновский) . . . . .	315	<b>АВТОМАТИЧЕСКИЕ ТОРМОЗА</b> . . . . .	836
Смазочные устройства и способы смазки (канд. техн. наук В. С. Шаронин) . . . . .	344	Общие сведения (проф., докт. техн. наук В. Ф. Егорченко и канд. техн. наук Н. А. Албегов) . . . . .	836
Тендеры (канд. техн. наук В. С. Шаронин) . . . . .	355	Тормозное оборудование паровоза (проф., докт. техн. наук Б. Л. Карвацкий) . . . . .	839
Паровозы с конденсацией пара . . . . .	370	Тормозное оборудование вагонов проф., докт. техн. наук В. Ф. Егорченко и канд. техн. наук Н. А. Албегов) . . . . .	856
<b>ПАРОВОЗЫ УЗКОЙ КОЛЕИ</b> (канд. техн. наук В. А. Трубецкой) . . . . .	377	Обслуживание и управление (проф., докт. техн. наук В. Ф. Егорченко и канд. техн. наук Н. А. Албегов) . . . . .	869
Котёл . . . . .	377	<b>ТЯГОВЫЕ РАСЧЁТЫ</b> . . . . .	872
Машина . . . . .	398	Тяговые расчёты паровозов широкой колеи (канд. техн. наук П. А. Гурский) . . . . .	872
Экипаж паровоза . . . . .	416	Тяговые расчёты узкоколейных паровозов (канд. техн. наук В. А. Трубецкой) . . . . .	942
База узкоколейных паровозов . . . . .	424	<b>АЛФАВИТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ</b> . . . . .	950
Нагрузка на ось паровоза . . . . .	424		
<b>ТЕПЛОВОЗЫ, МОТОВОЗЫ, АВТОМОТРИСЫ И ДИЗЕЛЬ-ПОЕЗДА</b> . . . . .	427		
Классификация и тяговые свойства тепловозов, мотовозов и автомотрис (доц. А. Б. Домбровский) . . . . .	427		

## ОТ РЕДАКЦИИ ШЕСТОГО ТОМА

Задача шестого тома Технического справочника железнодорожника—дать командному составу железнодорожного транспорта основные сведения, касающиеся конструкций подвижного состава—локомотивов (за исключением электровозов) и вагонов. В томе приведены также необходимые данные для тепловых, динамических, прочностных и тяговых расчётов.

Содержание тома отражает достижения отечественных учёных, инженеров, изобретателей и новаторов производства в области науки и техники подвижного состава железных дорог Союза ССР.

При написании шестого тома ТСЖ были учтены Правила технической эксплуатации железных дорог СССР, действующие технические условия, инструкции и приказы Министерства путей сообщения, ОСТ и ГОСТ, а также ряд данных, содержащихся в научно-технической литературе.

В разделе «Паровозы» собраны и систематизированы важнейшие справочные данные об основных узлах и отдельных деталях паровоза, изложены основные методы их расчёта.

В вводных главах наряду с исторической справкой о сериях и их многочисленных разновидностях впервые приведены данные об опытных паровозах, построенных в течение последних трёх десятилетий.

Сводные данные о конструктивных характеристиках охватывают 46 серий паровозов паровозного парка СССР. По главнейшим сериям паровозов ФД, ИС, Л, СО, СУ, Э, Е<sup>а</sup> приведены более подробные справочные данные по отдельным узлам в соответствующих главах. Размерные показатели в таблицах взяты в основном из альбомов чертежей по состоянию на июль 1952 г.

Основные положения по определению главных характеристик паровозов кратко освещают вопросы, возникающие при выборе типов паровозов, разработке эксплуатационных требований к ним, составлении технических условий на проектирование и установлении главных размеров новых паровозов.

В главе «Котёл» приведены главные параметры и характеристики котлов паровозов серий ФД, ИС, Л, СО, ЭУ, ЭР, С, СУ, СУ<sup>м</sup>, Е<sup>а</sup> и курьерских паровозов типа 2-3-2 постройки Коломенского и Ворошиловградского паровозостроительных заводов. В таблицах указаны параметры котлов паровозов серии СО в трёх вариантах и серии ФД в двух вариантах их постройки (паровоз СО17—с «конусной» тягой дымовых газов, паровоз СО 18—с вентиляторной тягой дымовых газов и паровоз СО 19—с конденсацией выхлопного пара; паровоз ФД20—с мелкотрубным пароперегревателем и ФД21—с широкотрубным пароперегревателем). Кроме того, учтены работы по унификации и стандартизации деталей паровозов, а также рационализаторские и изобретательские предложения по усовершенствованию паровозного котла, получившие широкое распространение.

В главе «Паровая машина» даётся краткое описание конструкций паровозных паровых цилиндров для листовой и брусковой рам. Рассмотрены конструкции деталей паровых цилиндров и указаны их размеры для наиболее употребительных серий паровозов СССР (Э<sup>м</sup>, СО, Л, ФД, Е<sup>а</sup>, СУ). В этой главе описаны конструкции деталей поршневой группы, дышлового механизма, роликовых и игольчатых подшипников, подшипников скольжения с бронзовой армировкой. Вкратце изложены основные методы расчёта деталей поршневой группы дышлового механизма на прочность, в том числе метод расчёта штанг ведущих дышел (проф. В. Н. Иванова).

В главе «Тепловая работа котла», составленной покойным академиком С. П. Сыромятниковым, приводятся все основные данные по тепловому расчёту паровозов, базирующиеся на обобщении результатов многочисленных опытных тягово-теплотехнических исследований паровозов, в том числе и испытаний новых типовых паровозов.

В главе «Уравновешивание паровозов» изложены современные методы расчёта, получившие широкое распространение в практике проектирования, приведены краткие сведения об экспериментальных исследованиях в области уравновешивания и осно-

ванные на этих исследованиях рекомендации ЦНИИ МПС по уравниванию паровозов различных типов.

В главе «Парораспределительные механизмы» даны основные понятия и терминология по паровозным парораспределительным механизмам. Рассмотрены различные золотниковые диаграммы и область их применения. Изложен новый метод расчёта золотника по удельному время-сечению (или конструктивной характеристике парораспределения), учитывающему все основные размеры паровозной машины и элементы парораспределения. Рассмотрен способ построения эпюр парораспределений по методу проф. А. С. Раевского.

В главе «Динамика парораспределительного механизма» рассмотрены точный графо-аналитический метод динамического исследования и результаты, полученные по этому методу для паровоза серии ФД. Для сравнения приведены также результаты расчёта по более простому, но менее точному способу Щукина — Шестакова, получившему известное распространение при проектировании паровозов для определения напряжений в основных звеньях и шарнирах парораспределительного механизма.

В главе «Паровозные рамы» описаны конструкции листовых и брусковых рам, букс и колёсных пар, изложены теоретические методы расчёта рам на действие силы пара и на подъёмку домкратами, приведены сравнительные значения напряжений в элементах брусковых рам паровозов и действительные значения напряжений, замеренные по опытам ЦНИИ МПС, для рам паровозов ФД, Л и 1-5-2 постройки Улан-Удэнского завода. В этой главе приведены также данные опытного определения напряжений в раме паровоза ФД при подъёмке на домкратах, указаны конструктивные рекомендации ЦНИИ МПС по обеспечению необходимых продольных и поперечных зазоров в буксах. Рассмотрена конструкция самоустанавливающихся буксовых клиньев для паровоза ФД и роликовых букс ведущих колёс пассажирского паровоза 2-4-2. Помимо общепринятого метода расчёта колёсных пар по проф. А. С. Раевскому, приведены современные методы расчёта, разработанные В. А. Крыловым (ЦНИИ МПС).

В главе «Паровозные тележки» приведены данные о тележках основных типов паровозов и характеристика их возвращающих устройств, а также освещён метод определения прочности рам от действия на тележку горизонтальных и вертикальных сил.

В главе «Вписывание паровозов в кривые» отражены новейшие исследования в области боковых давлений на паровоз. Приведён новый метод определения отжатий рельсов. Этот метод расчёта позволяет получать для боковых давлений направляющих колёс паровозов величины, близкие к действительности. Коэффициенты, входящие в расчёты, другие характеристики пути и некоторые нормативы приведены на основании экспериментальных исследований, проведённых на отечественных железных дорогах в последнее время.

В главе «Рессорное подвешивание» приведены основные конструктивные данные и размеры для паровозов серий Э<sup>м</sup>, СО, Л, Е<sup>а</sup>, ФД, С, а также указаны методы расчёта рессор и витых пружин. На основании работ Д. В. Львова и Г. Н. Воробьёва рассмотрены критерии устойчивости рессорного подвешивания в поперечном направлении. В главе дано несколько примеров расчёта сбалансированных рессорных групп и определения точек приложения в них равнодействующих усилий.

В главе «Смазочные устройства и способы смазки» описаны все устройства для смазки трущихся узлов. Особое внимание уделено вопросу централизованной смазки, находящей всё более широкое применение в современном паровозном хозяйстве.

В главе «Тендеры» приведены характеристики тендеров грузовых и пассажирских паровозов в отношении их ёмкости, веса тары и вспомогательных устройств. Изложены соображения, касающиеся выбора наивыгоднейших тендеров по ёмкости воды и топлива.

В разделе «Паровозы узкой колеи» особое внимание уделено характеристикам новейших паровозов серий ПТ-4, ВП-1, ВП-2, Кч-4, ГР-6 и ОП-2.

В разделе «Тепловозы» рассмотрены конструкции созданных советскими инженерами и учёными современных тепловозов, дизель-поездов и автомотрис, являющихся новейшими образцами железнодорожной техники.

В главе «Конструкция тепловозов» приведены основные технические данные тепловозов СССР, краткие сведения о конструкции построенных тепловозов с электрической, механической, гидравлической и газовой передачами, а также дано описание серийных тепловозов ТЭ1 и ТЭ2.

В главе «Двигатели внутреннего сгорания» рассмотрены конструкции основных узлов двигателей и компрессорных тепловозов, дизель-поездов и мотовозов, работающих в настоящее время на дорогах СССР. Приведены характеристики двигателей и отдельных агрегатов, даны таблицы материалов основных деталей двигателя, сорта и нормы расхода смазок, применяемых на тепловозах.

В главе «Дизельные поезда и автомотрисы» дано краткое описание трёхвагонного дизельного поезда с механической передачей, шестивагонного дизельного поезда с электрической передачей и автомотрисы АП-1. В таблицах приведены основные технические данные дизельных поездов и автомотрис железных дорог СССР (5 типов дизельных поездов и 9 типов автомотрис).

В главе «Электрическая передача тепловозов» рассмотрены электрические схемы советских тепловозов, расчётные данные главных генераторов, тяговых электродвига-

телей, возбудителей и вспомогательных генераторов, технические данные аппаратов, применяемых в тепловозных схемах.

В главе «Гидравлическая и механическая передачи тепловозов» изложено устройство современных гидравлических и механических передач, приведены схемы этих передач, их технические характеристики и применяемые материалы и смазки.

В главе «Тепловозные холодильники» рассмотрены применяемые на тепловозах схемы охлаждения, конструкции холодильников и их технические характеристики. Дано определение основных параметров тепловозных холодильников.

Раздел «Вагоны» посвящён классификации, технико-экономическим показателям, общим конструктивным характеристикам основных типов грузовых и пассажирских вагонов железных дорог СССР, конструкциям основных узлов и отдельных деталей вагонов и их расчётам.

В главе «Автосцепка» описана советская автосцепка СА-3, которой оборудован почти весь вагонный парк Союза ССР.

В главе «Динамика вагона» освещены вопросы колебания вагонов, сил, действующих на вагон при движении в кривых, устойчивости вагонов, продольных усилий в упругих приборах и динамических испытаний вагонов.

В главе изложены данные теоретического и экспериментального исследования колебаний, требования к выбору параметров рессорного подвешивания, обеспечивающих плавный ход вагона. Приведены характеристики основных типов вагонов отечественного парка, необходимые при анализе их динамических качеств, сил, действующих на вагон при движении в кривых. Даны методы и формулы для определения величин нагрузок и их распределения между элементами вагонных тележек при динамическом вписывании вагонов в кривые, а также методы оценки и нормальные расчётные запасы устойчивости вагонов от схода колёсной пары с рельсов, от опрокидывания и от выхода из габаритов кузова вагона при его крене на рессорах под действием боковых сил. В этой же главе приведены способы оценки и результаты теоретического и экспериментального определения продольных усилий в поезде при стационарном и неустановившемся режиме его движения, а также перечень основных объектов измерений при динамических испытаниях вагонов. Помимо описания современной аппаратуры и приборов для динамических испытаний вагонов, приведён также перечень основных объектов измерений.

В главах «Прочность вагона» и «Расчёт узлов вагонов» даны нормы расчётных нагрузок, расчётные схемы, основные положения методов расчёта, допускаемые напряжения и конструктивные требования, необходимые для обеспечения прочности элементов вагонов, а также расчёты кузовов, осей, рамы вагона на вертикальные и горизонтальные нагрузки, рамы вагона с большим числом поперечных балок боковой стенки типа фермы, металлической стенки пассажирского вагона, рам тележек пассажирских вагонов с тонкостенными элементами, испытываемыми теснённое кручение, боковых рам тележек грузовых вагонов—поясной и литой.

В главе «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха» изложены методика определения теплопотерь в ограждениях кузова вагона, влияния солнечной радиации, проверка теплоустойчивости ограждений и затухания в них тепловых волн. Кроме того, приведены расчёты калориферов, применяемых в вагонах, и схемы устройств вагонных климатических установок с указанием расходуемой энергии для каждого типа установки.

Теплоустойчивость ограждений и тепловой инерции кузова вагона определена в соответствии с теорией О. Е. Власова, Л. А. Семёнова и К. Ф. Фокина.

Все цифровые значения приводятся на основании испытаний, проведённых в последнее время Научно-исследовательским институтом Министерства путей сообщения и Научно-исследовательским бюро Главвагона Министерства транспортного машиностроения.

В разделе «Автоматические тормоза» изложены основные данные о тормозной силе поезда, расчёте тормозного пути, здесь же приведены краткие описания и характеристики тормозных устройств на подвижном составе железных дорог СССР. В результате опытов 1950 — 1952 гг. по проверке тормозных путей в грузовых и пассажирских поездах в формулу ЦНИИ МПС для коэффициента трения тормозной колодки о колесо внесено изменение с целью повышения безопасности движения поездов и большей эффективности работы автотормозов.

Раздел «Тяговые расчёты» составлен на основе новых Правил производства тяговых расчётов, разработанных Всесоюзным научно-исследовательским институтом железнодорожного транспорта и утверждённых Министерством путей сообщения. В разделе отражены научно-исследовательские работы, проводимые в области тяги поездов и испытания локомотивов. В разделе приведены также данные для расчёта всех видов тяги (широкой и узкой колеи): паровозов, тепловозов и электровозов.

---

Редакция шестого тома ТСЖ просит читателей все замечания и пожелания направлять в Трансжелдориздат.

---

# ПАРОВОЗЫ



## КЛАССИФИКАЦИЯ ПАРОВОЗОВ

Паровозы разделяют на классы, типы и группы по следующим основным признакам.

По ширине колеи. Нормальной шириной колеи (расстояние между внутренними гранями головок рельсов) является ширина колеи, равная 1524 мм. Эту ширину колеи имеют все железные дороги СССР (за исключением некоторых веток) и многие подъездные пути.

Кроме дорог нормальной колеи, существуют дороги (подъездные пути различных хозяйственных организаций) узкой колеи — 1000 мм, 750 мм, 600 мм. Из последних в СССР наиболее распространена колея 750 мм. По этому признаку паровозы классифицируют на ширококолейные и узкоколейные.

По числу осей, или по осевой формуле. В этом случае паровозы различаются по числу движущих и вспомогательных (передних и задних) осей.

У нас в СССР число осей обозначается осевой формулой, под которой понимается условная запись, указывающая число передних вспомогательных (бегунковых) осей, число движущих (сцепных) осей и число задних вспомогательных (поддерживающих) осей. Эти числовые обозначения отделяются друг от друга черточками.

Например, осевая формула 1-5-2 обозначает, что паровоз имеет одну бегунковую ось, пять сцепных (движущих) и две поддерживающие оси. При отсутствии бегунковых или поддерживающих осей в осевой формуле вместо их числа ставится ноль, например: 0-4-0 или 1-5-0.

Если у паровоза движущие оси собраны в две или три группы, расположенные в отдельных рамах и приводящиеся в движение своими независимыми машинами, то такие паровозы называются сочленёнными. В осевой формуле таких паровозов число движущих осей каждой группы пишется отдельно и между ними ставится знак + (плюс).

Например: осевая формула 1-3+3-1 обозначает тип сочленённого паровоза, имеющего одну бегунковую ось (впереди), по три движущих оси в двух группах (рамах) и одну поддерживающую ось (сзади).

Осевая формула 2-4-1+1-4-2 обозначает сочленённый паровоз, имеющий две отдельные повозки: в первой из них имеются две бе-

гунковые оси, четыре движущие и одна поддерживающая ось, а во второй — одна бегунковая (передняя по отношению к задней повозке), четыре движущие и две поддерживающие оси.

Такое обозначение типов паровозов на наших дорогах введено в конце первого десятилетия XX в. До этого времени тип паровоза обозначался дробью, у которой числитель показывал число движущих осей, а знаменатель — число всех осей паровоза. По этой системе паровоз типа 1-5-2 обозначался бы как  $\frac{5}{8}$ . Неудобство такого обозначения заключалось в том, что оно не давало представления о размещении вспомогательных трёх осей. Такое написание может относиться к типам 1-5-2, 2-5-1, 3-5-0, 0-5-3.

По системе машины паровозы делят на классы: по числу цилиндров (двух-, трёх- и четырёхцилиндровые), расположению относительно рам (с наружными или внутренними цилиндрами, горизонтально расположенными или наклонными, с симметричным или несимметричным расположением), принципу действия пара (однократного или двукратного расширения).

По роду пара паровозы делят на работающие насыщенным паром и перегретым.

По размещению запасов воды и топлива паровозы разделяют на тендерные, когда запас воды и топлива находится в особой повозке — тендере, прикрепляемой к паровозу и которая с последним составляет единое целое, и бестендерные, или танк-паровозы, если запас воды и топлива размещают непосредственно на паровозе.

По роду службы все паровозы в зависимости от выполняемой ими работы (за исключением паровозов, обслуживающих промышленные предприятия, лесные разработки и пр.) делят на пассажирские, грузовые и маневровые.

От пассажирских паровозов требуется большая скорость, грузовых — большая сила тяги и маневровых — большая сила тяги при малой скорости и удобство работы на манёврах и передачах как передним, так и задним ходом.

Признаками пассажирских паровозов являются меньшее число движущих осей и наличие у них колёс большого диаметра (от 1700 до 2000 мм и выше), а грузовых — большое число движущих (сцепных) осей при отно-

сительно небольшом диаметре колеса (от 1 200 до 1 600 мм). В настоящее время резкие грани между пассажирскими и грузовыми паровозами постепенно стираются и такое разделение становится условным.

По роду отопления паровозы бывают: угольные (с ручной и механической подачей топлива, а также с пылеугольным отоплением), нефтяные и дровяные (а также торфяные). Для меньшего расхода топлива паровоз должен иметь топку, соответствующую данному виду топлива. Так, дровяное и торфяное отопление требует глубокую топку большого объема с относительно небольшой колосниковой решёткой, а угольное отопление (и особенно сжигание антрацитов) — топку меньшей глубины, но большей площади колосниковой решётки. Каждый паровоз можно приспособить для отопления любым видом топлива, но при этом надо учитывать, что не все виды топлива одинаково

экономично сжигаются и что паровоз будет развивать различную мощность.

Из всех перечисленных признаков классификации паровозов наибольшее значение имеет разделение паровозов на типы по числу осей (по осевой формуле) и по колее.

Классификация по качеству применяемого пара, системе машины, размещению запасов воды и топлива в настоящее время утратила свой практический смысл, так как паровозы насыщенного пара, с машинной двукратного расширения, трёх- и четырёхцилиндровые, бестендерные для железных дорог СССР не строятся. Отопление на подавляющем числе паровозов применяется только угольное, причём получает преимущественное распространение механическая подача угля в топку, что соответствует важнейшему направлению в развитии трудовых процессов в нашей стране — механизации трудоёмких процессов.

## ИСТОРИЧЕСКАЯ СПРАВКА О ПАРОВОЗАХ

Паровоз со дня основания рельсового пути и до последних дней является в нашей стране основной двигательной силой на железнодорожном транспорте.

Первый русский паровоз был построен в 1833 г. ниже-тагильскими механиками, отцом и сыном Е. А. и М. Е. Черепановыми. Паровоз Черепановых отличался рядом оригинальных конструктивных элементов, которые впоследствии получили широкое распространение во многих странах. Отечественное паровозостроение, несмотря на противодействие со стороны царских чиновников, развивалось своим, самобытным путём и во многих отношениях было более передовым по сравнению с зарубежным.

С 1845 г. на Александровском заводе (ныне Пролетарский паровозоремонтный завод) в Ленинграде началась постройка паровозов с тремя спаренными осями (0-3-0) весом 25—30 т для первой русской магистральной железной дороги С.-Петербург—Москва.

В 1858 г. заводом был выпущен грузовой паровоз с четырьмя спаренными осями 0-4-0 весом 42 т. До этого времени ни у нас, ни за границей таких паровозов не строили.

На 14 лет раньше, чем за границей, на русских дорогах появился впервые пассажирский паровоз типа 1-3-0 (1878 г.). Выпуск этого паровоза в то время позволил разрешить проблему увеличения скорости пассажирских поездов.

В 1899 г., намного раньше, чем в Америке, был построен паровоз сочленённого типа 0-3+3-0.

Перегрев пара на паровозах типа 2-3-0 серии З был применён в 1902 г.—на несколько лет раньше, чем в Америке, Англии и Франции, а отдельные конструкции пароперегревателей (Грубинского, Слуцкого) испытывались ещё в 1898—1899 гг.

В 1900 г. принцип двукратного расширения пара получил широкое распространение на паровозах разных типов. К тому времени появились пассажирские паровозы типа 2-2-0

с четырёхцилиндровой машиной тандем-компаунд.

В первое десятилетие XX в. многое было сделано по усовершенствованию типов пассажирского паровоза. Были построены паровозы типа 2-3-0 серии Б на Брянском заводе, К и КУ на Коломенском заводе, У и УУ на Путиловском заводе.

В 1911 г. Сормовским заводом был выпущен паровоз типа 1-3-1 серии С. Это был особенно удачный тип мощного по тем временам пассажирского паровоза, получившего широкое распространение и предназначенного для угольного отопления. В дальнейшем паровоз серии С типа 1-3-1 послужил прообразом для паровозов серии С<sup>в</sup> и СУ того же типа 1-3-1 постройки Коломенского завода.

Большим событием в развитии отечественного паровозостроения было появление в 1912 г. грузового паровоза типа 0-5-0 серии Э постройки Луганского завода. Этот паровоз оказался наиболее простым, мощным и экономичным среди всех применявшихся тогда паровозов. Паровоз этого типа до сих пор строится для дорог СССР.

Великая Октябрьская социалистическая революция создала все возможности для роста творческих сил во всех отраслях культуры, науки и техники нашей страны. Несмотря на тяжёлое состояние промышленности и транспорта, в первые же годы советской власти начало быстро развиваться паровозостроение.

В 1925 г. строится усиленный паровоз типа 1-3-1 серии СУ, который стал одним из распространённых типов пассажирского парка. В 1926—1927 гг. Путиловским заводом был выпущен трёхцилиндровый пассажирский паровоз типа 2-4-0 серии М.

В 1931—1932 гг. советскими инженерами были созданы самые мощные в Европе грузовой и пассажирский паровозы типа 1-5-1 серии ФД и типа 1-4-2 серии ИС.

В 1934 г. Харьковским заводом был создан тип паровоза, промежуточный между типом

0-5-0 серии Э и типом 1-5-1 серии ФД. Это паровоз типа 1-5-0 серии СО. В 1936 г. для этого паровоза был спроектирован и построен тендер-конденсатор. Паровоз серии СО, наряду с паровозами серии ФД, получил широкое распространение на железных дорогах СССР за годы довоенных сталинских пятилеток.

Кроме серийных паровозов, до войны было построено много опытных паровозов: высокоскоростные типа 2-3-2 (Коломенского и Ворошиловградского заводов), серий Э<sup>м</sup> и ФД с пылеугольным отоплением, серии ИС с обтекателем, ФД — с конденсацией пара, паровоз с камерным перегревателем и многие другие (см. стр. 24).

В 1945 г. был построен новый тип грузового паровоза 1-5-0 с нагрузкой на ось 18 т, диаметром движущих колёс 1500 мм и котлом с площадью колосниковой решётки 6 м<sup>2</sup>, мощностью 2 000—2 200 л. с. Выпуском этого паровоза советские паровозостроители решили чрезвычайно трудную задачу — паровозов типа 1-5-0 с такими параметрами нет нигде в мире. Этот паровоз в 1947 г. был принят на серийное производство, а коллективу конструкторов Коломенского завода, создавшему этот паровоз, Л. С. Лебедевскому, Г. А. Жилину, В. К. Чистову, Д. В. Львову, В. Д. Уткину и В. Д. Дьякову, была присуждена Сталинская премия.

В первой же послевоенной пятилетке были созданы опытные образцы более мощных грузовых паровозов типа 1-5-2 (Улан-Удэнского завода) и 1-5-2 с оригинальной машиной, разбегавшимися поршнями и с почти полным уравниванием сил инерции постройки Ворошиловградского завода, сочленённый паровоз типа 1-3+3-1 постройки Коломенского завода. Этот же завод создал опытный образец пассажирского паровоза типа 2-4-2 с нагрузкой на ось от 18 т, обеспечивающей его вседорожность. Впервые у этого паровоза все движущие, бегунковые, поддерживающие и тендерные оси оборудованы роликовыми подшипниками.

### СЕРИИ ПАРОВОЗОВ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ СССР

Под серией паровозов подразумеваются отдельные группы, объединяющие паровозы, построенные по одним и тем же чертежам различными заводами, в разное время и с незначительными конструктивными изменениями не принципиального характера.

Существуют основная серия и её разновидности (подсерии).

Для краткого обозначения серий в разных странах применяют буквенную, цифровую или же смешанную системы.

В дореволюционное время на железных дорогах России, принадлежавших как казне, так и частным железнодорожным компаниям, в обозначении отдельных разновидностей паровозов не было надлежащего порядка. Такое положение создавало большие затруднения в эксплуатации, особенно при перекомандировках паровозов с дороги на дорогу, и ремонте в связи с заказом запасных частей по сериям паровозов.

В 1912 г. по всей сети была введена единая система обозначения серий, которая в основных своих чертах действует и сейчас.

Основой этой системы является обозначение серии заглавной буквой или двумя, если серии присваиваются инициалы выдающегося деятеля нашей Родины, и обозначение верхним или нижним индексом (заглавной или строчной буквой) подсерии — разновидности этой серии. В последние годы разновидности серии стали обозначать цифрой, характеризующей изменившуюся нагрузку на ось (например ФД 20 и ФД 21; СО 17, СО 18 и СО 19), или же номером паровозов (например паровозы серии СУ, имеющие нумерацию от 200-01 до 216-00, постройки Коломенского завода, а паровозы серии СУ, имеющие нумерацию от 250-01 до 254-11, паровозы послевоенной постройки завода Красное Сормово, несколько отличающиеся от паровозов серии СУ постройки Коломенского завода).

Верхние индексы в обозначениях серий паровозов (преимущественно старых типов) обозначают:

**В** и **в** — подсерии паровозов с парораспределительным кулисным механизмом Вальсхарта, а **Д** и **д** — Джоя;

**У** и **у** — подсерии с усиленным котлом или машиной или с усилением котла и машины одновременно. Если паровозы строились с различными диаметрами колёс, то большие (заглавные) буквы индексов относятся к подсериям с большим диаметром, а малые (строчные) буквы к подсериям с меньшим диаметром движущих колёс;

**п** — подсерию с перегретым паром и машиной простого действия, а **ч** — с перегретым паром, но с машиной двукратного расширения (по имени проф. Чечотта, первым выступившего за применение при перегретом паре принципа двукратного расширения);

**к** — подсерию с применением конденсации пара в специальном тендере;

**м** — модернизированную подсерию с повторным усилением основной серии;

**р** — реконструированную подсерию, т. е. улучшенную по сравнению с основной серией.

Нижние индексы иногда вводились для обозначения завода, построившего паровоз, по начальной букве наименования завода, например, **б** — постройки Брянского завода, **к** — Коломенского, **х** — Харьковского и т. д.

Ниже приводится (в порядке алфавита) перечень серий паровозов железных дорог СССР с краткой характеристикой этих паровозов и некоторыми данными о их разновидности.

**А** — обозначение первой на нашей сети серии пассажирских паровозов типа 2-3-0, с диаметром движущих колёс  $D=1\,830$  мм, со сцепным весом 41,7 т, поверхностью нагрева  $H=152,3$  м<sup>2</sup>, площадью колосниковой решётки  $R=2,16$  м<sup>2</sup>. Имелось две подсерии:

**А<sup>д</sup>** — с двухцилиндровой машиной двукратного расширения, работающей насыщенным паром, с парораспределительным механизмом Джоя постройки Коломенского завода 1892 г.

**А<sup>в</sup>** — те же паровозы, но с кулисным парораспределением Вальсхарта, поступили на сеть в 1896 г. и с 1897 г. получили широкое распространение на Владикавказской, Рязано-Уральской и Юго-Восточной железных дорогах. В 1907 г. постройка этих паровозов прекратилась из-за недостаточной их мощности.

Впоследствии некоторое количество паровозов **А<sup>д</sup>** и **А<sup>в</sup>** для усиления их мощности было переделано в паровозы **А<sup>п</sup>** — с машиной однократного расширения и пароперегревателем.

В настоящее время паровозы серии **А**, как устаревшие и маломощные, исключаются из инвентаря.

**Б** — обозначение серии пассажирских паровозов типа 2-3-0 с пароперегревателем и двухцилиндровой машиной простого действия с диаметром движущих колёс 1 830 мм, со сцепным весом 47 т,  $H = 164,4 \text{ м}^2$  и  $R = 2,8 \text{ м}^2$ . Построены впервые в 1908 г. Брянским паровозостроительным заводом (отсюда серия **Б**) по заказу б. Московско-Киево-Воронежской ж. д. на основе усовершенствования паровоза серии **Г<sup>п</sup>**. Паровозы серии **Б** строились в период 1910—1918 гг. и получили распространение как на частных, так и на казённых дорогах. Всего построено около 250 паровозов этой серии. В настоящее время эти паровозы используют в местном сообщении.

**В** — обозначение серии пассажирских паровозов типа 2-3-0 с четырёхцилиндровой машиной двойного расширения системы Воклена — постройки 1901 г. (отсюда наименование серии—**В**). В настоящее время все исключены из инвентаря.

**Г** — обозначение серии пассажирских паровозов типа 2-3-0 с диаметром движущих колёс 1 730 мм и двухцилиндровой машиной двукратного расширения, со сцепным весом 50,2 т и площадью колосниковой решётки  $R = 2,8 \text{ м}^2$ . Паровозы этой серии строились в 1900—1901 гг. на Брянском заводе по проекту инж. В. И. Лопушинского и по заказу б. Владикавказской ж. д. Поставлялись они и на Китайско-Восточную дорогу. Широкого распространения не получили. В период 1904—1913 гг. Ростовскими главными мастерскими были все переделаны в подсерии **Г<sup>п</sup>** (с перегревом и машиной простого действия), с испаряющей поверхностью нагрева  $H = 169 \text{ м}^2$  и поверхностью перегревателя  $H_n = 47,5 \text{ м}^2$ . Сейчас часть этих паровозов работает на второстепенных линиях Северо-Кавказской ж. д.

**Д** — обозначение серии, объединяющей все старые пассажирские паровозы с двумя движущими осями (двухосные — отсюда наименование серии — **Д**). В настоящее время все паровозы этой серии исключены из инвентаря.

**Е** — обозначение серии грузовых паровозов типа 1-5-0, с диаметром движущих колёс 1 320 мм, сцепным весом 77,6—89 т, с перегревателем и двухцилиндровой машиной однократного расширения, построенных в 1915—1917 гг. и 1943—1945 гг. Построен-

ные по одному и тому же проекту паровозы серии **Е** отличаются между собой многими деталями вследствие вводимых изменений при каждом новом заказе. Паровозы серии **Е** разделяются поэтому на следующие подсерии:

**Е<sup>ф</sup>** (№ 1 — 27 и 36 — [250]) — всего 242 паровоза заказа 1915 г. заводу Балдвина в Филадельфии (отсюда индекс **ф**);

**Е<sup>с</sup>** (№ 251—350 и 401—406) — всего 106 паровозов заказа 1915 и 1916 гг. заводу АЛКО в Скенектеди (отсюда индекс **с**);

**Е<sup>к</sup>** (№ 351—400) — всего 50 паровозов заказа 1915 г. заводу Канадского паровозостроительного общества в Кингстоне (отсюда индекс «**к**»);

**Е<sup>л</sup>** (№ 501—925 и 1126—1175) — всего 475 паровозов заказа 1916—1917 гг.;

**Е<sup>а</sup>** — паровозы заказа 1943—1944 гг. со сцепным весом 87—89 т, с увеличенной поверхностью пароперегревателя с 61,3 до 75,0 м<sup>2</sup>, механическим отоплением и другими конструктивными изменениями;

**Е<sup>м</sup>** — паровозы заказа 1944 г. с усиленными пальцами ведущей оси, усиленными параллелью и ползуном и улучшенными некоторыми другими деталями;

**Е<sup>мв</sup>** — 13 паровозов серии **Е<sup>м</sup>**, оборудованные водоподогревателем типа смешения, установленным на паровозе, с отдельными питательными насосами для холодной (турбо-насос) и горячей воды (поршневой насос).

**Ж** — обозначение серии пассажирских паровозов типа 2-3-0, с диаметром колёс 1 700 мм, со сцепным весом 42,9 т;  $H = 167,0 \text{ м}^2$  и  $R = 2,22 \text{ м}^2$ . двухцилиндровой машиной двукратного расширения, с парораспределением Вальсхарта, строившихся начиная с 1895 г. для б. Московско-Рязанско-Казанской ж. д. В настоящее время паровозы серии **Ж** как устаревшие изъяты (за исключением нескольких единиц) из рабочего парка дорог.

**З** — обозначение серии пассажирских паровозов типа 2-3-0 с перегревателем и простой двухцилиндровой машиной однократного расширения, диаметром движущих колёс 1 700 мм, со сцепным весом 44,8 т,  $H = 146,6 \text{ м}^2$ ,  $H_n = 31,6 \text{ м}^2$ ,  $R = 2,34 \text{ м}^2$ . Эта серия образовалась в 1902 г. из серии **Ж**, когда на паровозе этой серии по проекту Е. Е. Нольтейна была переделана машина двукратного расширения на простую и установлен пароперегреватель.

Это первая серия паровозов в России, работающая перегретым паром, строилась до 1904 г. для Московско-Рязанско-Казанской ж. д. и Юго-Восточной ж. д. В настоящее время паровозы этой серии используются в местных поездках и на второстепенных линиях.

**И** — обозначение серии первых русских четырёхосных пассажирских (вернее грузо-пассажирских) паровозов типа 1-4-0 с перегревателем и простой двухцилиндровой машиной однократного расширения, диаметром движущих колёс 1 500 мм и сцепным весом 55,6 т,  $H = 163 \text{ м}^2$ ,  $H_n = 40,4 \text{ м}^2$  и  $R = 3,03 \text{ м}^2$ . Эти паровозы строились в ограниченном количестве в 1909 г. Коломенским заводом



для обслуживания грузо-пассажирских тяжёлых поездов на линиях б. Московско-Рязанско-Казанской ж. д. со слабым верхним строением пути и с усилившимся пассажирским движением. Паровозы серии И имеют с паровозами серии V (ижица) одинаковые котлы и машину.

**ИС** (Иосиф Сталин) — обозначение серии самых мощных в СССР (до 3 200 л. с.) пассажирских паровозов типа 1-4-2 с пароперегревателем, двухцилиндровой машиной однократного расширения, диаметром движущих колёс 1 850 мм, со сцепным весом 82 т. Первый такой паровоз был построен в 1932 г. Коломенским заводом по проекту ЦЛПБ. По решению XVII съезда ВКП(б) этот тип паровоза принят основным типом пассажирского парка. Он имеет много общих деталей с паровозом серии ФД (котёл, цилиндры, золотники, поршни, ползуны, арматуру, garnитуру и пр.). Серийная постройка на Ворошиловградском заводе началась в 1937 г. и продолжалась до Великой Отечественной войны.

**К** — обозначение серии пассажирских паровозов типа 2-3-0 с перегревателем, двухцилиндровой машиной однократного расширения, диаметром движущих колёс  $D = 1\,700$  мм, сцепным весом 47,4 т и расположением топки поверх рамы. Паровозы этой серии начали строиться Коломенским заводом (отсюда наименование серии **К**) с 1907 г. по заказу б. Московско-Рязанско-Казанской ж. д.

В 1911 г. этот паровоз был усилен: увеличены размеры котла, поднято котловое давление с 12 до 13 ат, диаметр движущих колёс увеличен с 1 700 до 1 900 мм, сцепной вес — до 48 т, поверхность нагрева — с 164,2 до 180,8 м<sup>2</sup>, поверхность перегревателя с 40 до 47,4 м<sup>2</sup>, площадь колосниковой решётки — с 2,72 до 3,14 м<sup>2</sup>, ось котла поднята до 3 290 мм от головки рельсов.

Такие паровозы получили обозначение серии **КУ**. Паровоз **КУ** являлся в то время одним из лучших образцов русского паровозостроения; он сочетал в себе необходимую мощность, быстроходность, экономичность, малую стоимость ремонта, простоту в уходе. Основной его недостаток — малая площадь колосниковой решётки для угольного отопления. В настоящее время эти паровозы работают в местных поездах на Московско-Рязанской ж. д.

**Лп** — обозначение серии пассажирских паровозов типа 2-3-1 с перегревателем, четырёхцилиндровой машиной однократного расширения, двумя ведущими осями, диаметром движущих колёс  $D = 1\,840$  мм, сцепным весом 51,9 т,  $H = 271,3$  м<sup>2</sup>,  $H_n = 85,5$  м<sup>2</sup> и  $R = 4,65$  м<sup>2</sup>. Первые паровозы были построены в 1915 г. по проекту инж. Лопушинского для б. Владикавказской ж. д. на Путиловском заводе (отсюда наименование серии **Л** с индексом **п**). Постройка их возобновилась в 1923 г. и продолжалась до 1927 г. Вследствие своей сложности и нефтяного отопления широкого распространения не получили.

**Л** — обозначение серии грузовых паровозов послевоенной постройки типа 1-5-0 со сцепным весом 91 т, перегревателем, двух-

цилиндровой машиной простого действия, диаметром движущих колёс 1 500 мм. Паровоз был спроектирован и построен в 1945 г. Коломенским заводом; с 1947 г. принят для серийного производства. Название серии дано по фамилии главного конструктора Коломенского завода Л. С. Лебединского.

**М** — обозначение серии пассажирских паровозов типа 2-4-0 с перегревателем, трёхцилиндровой машиной однократного расширения, диаметром движущих колёс 1 720 мм, сцепным весом 72,5 т. Первые паровозы построены в 1927 г. заводом «Красный путилевец». Испытания и эксплуатация этих паровозов выявили ряд их недостатков. В 1933 — 1934 гг. машину переделали в двухцилиндровую с одновременным повышением давления в котле с 13 до 14,5 ат, после чего таким паровозам присвоили подсерию **МР**.

**Н** — обозначение серии пассажирских паровозов типа 1-3-0, спроектированного и построенного для б. Николаевской ж. д. в 1892 г. по проекту Н. Л. Щукина, с двухцилиндровой машиной двукратного расширения, работающей насыщенным паром. Паровоз серии **Н** на протяжении многих лет его строительства претерпевал различные изменения и поэтому имеет многие подсерии, а именно:

**Н<sup>Д</sup>** — первоначальный тип с парораспределением Джоя, диаметром движущих колёс 1 900 мм, давлением пара 11,5 ат, сцепным весом 43,3 т,  $H = 161,7$  м<sup>2</sup>,  $R = 2,2$  м<sup>2</sup> (1892 г.);

**Н<sup>В</sup>** — те же паровозы, но с парораспределением Вальсхарта с заменой передней радиальной оси одноосной тележкой, с давлением пара 12 ат, сцепным весом 45 т,  $H = 143,2$  м<sup>2</sup>,  $R = 2,2$  м<sup>2</sup> (1902 г.);

**Н<sup>З</sup>** — те же паровозы, что и **Н<sup>В</sup>**, но для дорог с крутыми подъёмами, строились с диаметром движущих колёс 1 700 мм и сцепным весом 43,5 т (1907 г.);

**Н<sup>У</sup>** — тот же паровоз, что и **Н<sup>З</sup>**, но с давлением пара в котле 13 ат, сцепным весом 45 т,  $H = 156,9$  м<sup>2</sup>,  $R = 2,6$  м<sup>2</sup> (1911 г.);

**Н<sup>У</sup>** — тот же паровоз, что и **Н<sup>У</sup>**, но с диаметром движущих колёс 1 900 мм и сцепным весом 47,9 т;

**Н<sup>Ч</sup>** — паровозы с двухцилиндровой машиной двукратного расширения, работающие перегретым паром, в 1910 г. построены для б. Московско-Виндаво-Рыбинской ж. д. Путиловским заводом,  $H = 140$  м<sup>2</sup>,  $H_n = 36$  м<sup>2</sup>,  $R = 2,2$  м<sup>2</sup>,  $p_k = 13$  ат,  $D = 1\,700$  мм, сцепной вес — 45 т;

**Н<sup>П</sup>** — паровозы с двухцилиндровой машиной однократного расширения, работающие перегретым паром (1911 г.);

**Н<sup>Ш</sup>** — паровозы с прямоточной машиной Штумпфа, работающие насыщенным паром давлением 14 ат, постройки Коломенского завода в 1912 г.,  $H = 167$  м<sup>2</sup>,  $R = 2,5$  м<sup>2</sup>, сцепной вес 46 т,  $D = 1\,700$  мм;

**Н<sup>Шп</sup>** — паровозы с прямоточной машиной Штумпфа, работающие перегретым паром давлением 12 ат, постройки Коломенского завода в 1912 г.,  $H = 127$  м<sup>2</sup>,  $H_n = 39$  м<sup>2</sup>,  $R = 2,5$  м<sup>2</sup>,  $D = 1\,700$  мм, сцепной вес 48 т.

В конце 20-х годов этого столетия все паровозы Н были переделаны в Н<sup>п</sup>. В настоящее время эти маломощные паровозы работают на второстепенных линиях и используются в хозяйственных поездах.

**О** — обозначение серии, объединяющей многие разновидности грузовых паровозов типа 0-4-0, бывшего на дореволюционном железнодорожном транспорте основным типом грузовых паровозов с двухцилиндровой машинной двукратного расширения, работающей насыщенным паром, со сцепным весом 52—54 т. Имеются следующие подсерии:

**О<sup>д</sup>** — паровозы типов 1891, 1892, 1893 гг. с парораспределением Джоя, диаметром движущих колёс  $D = 1150$  мм, давлением пара 11 ат,  $H = 167$  м<sup>2</sup>,  $R = 1,85$  м<sup>2</sup>, сцепным весом 51 т;

**О<sup>д</sup>** — паровозы типа 1897 г. с диаметром движущих колёс  $D = 1200$  мм, давлением пара 11,5 ат,  $H = 152,6$  м<sup>2</sup>,  $R = 1,85$  м<sup>2</sup>, сцепным весом 52,5 т;

**О<sup>в</sup>** — так называемый нормальный тип 1901 г.; отличается от **О<sup>д</sup>** парораспределением Вальсхарта;

**О<sup>к</sup>** — тот же паровоз, что и **О<sup>в</sup>**, но с исправлением парораспределения, произведённым Коломенским заводом;

**О<sup>п</sup>** — паровозы того же типа 1901 г., но с машинной однократного расширения, работающей перегретым паром,  $D = 1200$  мм,  $H = 127$  м<sup>2</sup>,  $H_n = 41,1$  м<sup>2</sup> (1911 г.);

**О<sup>у</sup>** — паровозы типа 1901 г. серии **О<sup>в1</sup>**, но с котловым давлением 14 ат, сцепной вес 54 т (1923 г.);

**О<sup>ч</sup>** — паровозы типа 1901 г., но с двухцилиндровой машинной двукратного расширения, работающей перегретым паром (1926 г.),  $H = 132,7$  м<sup>2</sup>,  $H_n = 29,2$  м<sup>2</sup>,  $R = 1,85$  м<sup>2</sup>.

Паровозы серии **О** в настоящее время используются главным образом на манёврах и в хозяйственной работе.

**П** — обозначение серии пассажирских паровозов типа 2-2-0 с диаметром движущих колёс 2 000 мм и сцепным весом 52,5 т, с четырёхцилиндровой машинной тандем-компаунд постройки Путиловского и Коломенского заводов 1897—1902 гг. Имелись различные подсерии. В настоящее время все паровозы этой серии, как слабосильные и устаревшие, исключены из инвентаря.

**Р** — обозначение серии грузовых паровозов типа 1-4-0 с четырёхцилиндровой машинной тандем-компаунд, работающей насыщенным паром, с внутренним парораспределением, диаметром колёс  $D = 1280$  мм, поверхностью нагрева  $H = 172$  м<sup>2</sup>,  $R = 2,52$  м<sup>2</sup> и сцепным весом 52,9 т.

Паровозы этой серии строились по проекту б. Московско-Виндаво-Рыбинской ж. д. с 1897 г. на разных заводах. Отличались большим расходом топлива. Имели распространение на нескольких частных дорогах. В настоящее время почти полностью исключены из инвентаря как устаревшие.

**С** — обозначение серии пассажирских паровозов типа 1-3-1 с двухцилиндровой машинной однократного расширения, работающей

перегретым паром, с диаметром колёс  $D = 1830$  мм, сцепным весом 47,2 т. Спроектирован и построен впервые в 1911 г. Сормовским заводом (отсюда наименование серии **С**) по заказу б. Управления казённых ж. д. Большое распространение паровозы этой серии получили за период 1913—1917 гг. Паровоз серии **С** является одним из лучших пассажирских паровозов, построенных в России до Великой Октябрьской социалистической революции.

Дальнейшее улучшение конструкции паровоза серии **С** привело к созданию следующих его разновидностей:

**С<sup>в</sup>** — паровозы постройки Коломенского завода 1915 г. для б. Варшаво-Венской ж. д. (отсюда индекс «в»), с диаметром движущих колёс  $D = 1850$  мм, увеличенным с 550 до 575 мм диаметром цилиндров, сниженным до 12 ат давлением пара в котле, с заменой задней поддерживающей оси одноосной тележкой и т. д.,  $H = 207$  м<sup>2</sup>,  $H_n = 52$  м<sup>2</sup>,  $R = 3,8$  м<sup>2</sup>, сцепной вес 48 т.

**С<sup>у</sup>** — усиленный и улучшенный паровоз **С** постройки Коломенского завода 1925 г. с увеличенными размерами котла, усиленными движущим и парораспределительным механизмами и увеличенным сцепным весом до 54 т. Паровоз этой серии строился до 1939 г. и с 1947 г. возобновилась его постройка на заводе «Красное Сормово» с дальнейшим усилением поверхности пароперегревателя ( $H = 187,76$  м<sup>2</sup>,  $H_n = 82,5$  м<sup>2</sup>) и улучшением внутренних органов парораспределения.

Паровозам серии **С<sup>у</sup>** постройки завода «Красное Сормово» присвоена нумерация **С<sup>у</sup> 250-00** и т. д.

Паровоз серии **С<sup>у</sup>** является одним из лучших и наиболее распространённым пассажирским паровозом дорог СССР.

**С<sup>ум</sup>** — модернизированный паровоз **С<sup>у</sup>**, строившийся в 1939—1941 гг. На этом паровозе конусная тяга заменена вентиляторной, применены паровой воздухоподогреватель и водоподогреватель смешения, расположенный в тендере. Такая модернизация увеличила сцепной вес паровоза до 60 т.

**СО** (Серго Орджоникидзе) — обозначение серии грузовых паровозов типа 1-5-0 с двухцилиндровой машинной однократного расширения, работающей перегретым паром. Построен на базе паровоза серии **Э<sup>м</sup>** с увеличенным котлом. Первый экземпляр выпущен Харьковским паровозостроительным заводом в 1934 г. Имеется несколько разновидностей этой серии:

**СО17** — паровозы постройки 1934—1936 гг. и 1943—1950 гг. со сцепным весом 85—87 т;

**СО<sup>в</sup>** или **СО 18** — паровозы с вентиляторной тягой и водоподогревателем смешения в тендере;

**СО<sup>к</sup>** или **СО 19** — паровозы с конденсацией пара в специальном тендере-конденсаторе, имеющие сцепной вес около 95 т.

**Т** — обозначение серии, объединяющей все старые грузовые паровозы с тремя движущими осями (трёхосные, отсюда наименование се-

рии—Т) с простой двухцилиндровой машиной, работающей насыщенным паром. Паровозы эти либо исключены из инвентаря, либо переданы для обслуживания заводских железнодорожных веток.

В настоящее время буква Т (с индексами а и б) присвоена 10 опытным паровозам типов 1-5-2 Та и 1-5-1 Тб, построенным в 1931 г. и имеющим нагрузку от оси на рельс 23 т и диаметр движущих колёс 1520 мм.

У — обозначение серии пассажирских паровозов типа 2-3-0 с четырёхцилиндровой машиной двукратного расширения, работающей насыщенным паром, диаметром движущих колёс 1730 мм, сцепным весом 45 т,  $H = 182,4 \text{ м}^2$ ,  $R = 2,63 \text{ м}^2$ ; строились Путиловским заводом с 1907 г. для Рязано-Уральской ж. д.

Уу — разновидность серии У была получена в 1912 г. после постановки перегревателя ( $H = 151,9 \text{ м}^2$ ,  $H_n = 38,9 \text{ м}^2$ ), увеличения площади колосниковой решётки до  $2,83 \text{ м}^2$ , диаметра цилиндров высокого давления с 370 до 410 мм. Широкого распространения эти паровозы не получили ввиду их сложности.

Ф — обозначение серии грузовых паровозов типа 1-5-0 с перегревателем и четырёхцилиндровой машиной простого действия системы Фламма. Эти паровозы в 1916 г. были закуплены в небольшом количестве у бельгийских ж. д. и переделаны на нашу колею. В настоящее время все исключены из инвентаря.

Ф — обозначение серии старых сочленённых паровозов системы Ферли типа 0-3-0 + +0-3-0 с двойным котлом и простой четырёхцилиндровой машиной, диаметром колёс 1092 мм, сцепным весом 81,5 т. Паровозы этой серии строились в 1872—1887 гг. и работали на Сурамском перевале Закавказской ж. д. Вследствие устарелости и маломощности они исключены из инвентаря.

ФД (Феликс Дзержинский) — обозначение серии мощных грузовых паровозов типа 1-5-1, с диаметром движущих колёс 1500 мм, двухцилиндровой машиной однократного расширения, работающей перегретым паром, со сцепным весом 103 т. Первый паровоз построен в 1931 г. на Ворошиловградском паровозостроительном заводе им. Октябрьской революции по рабочему проекту ЦЛПБ. Этот паровоз был признан основным типом грузового паровоза второй пятилетки.

В 1940 г. перегреватель в жаровых трубах малого диаметра (Элеско) был заменён широкотрубным перегревателем Л-40, применены дисковые колёса, в рессорном подвешивании ножи заменены валиками, усилена рама. Таким паровозам присвоено обозначение ФД21 вместо ФД20.

Х — обозначение серии грузовых паровозов типа 1-4-0 с четырёхцилиндровой машиной двойного расширения системы Воклена, диаметром движущих колёс  $D = 1270 \text{ мм}$ , постройки 1896 г. по заказу б. Владикавказской ж. д.

При переделке этих паровозов на перегрев с двухцилиндровой машиной простого действия им была присвоена серия Х<sup>н</sup>. В настоя-

щее время почти все паровозы этой серии исключены из инвентаря.

Ц — обозначение серии, объединяющей устаревшие грузовые паровозы типа 1-4-0 с двухцилиндровой машиной двукратного расширения насыщенного пара, диаметром движущих колёс  $D = 1250 \text{ мм}$ , сцепным весом 52,1 т,  $H = 180,4 \text{ м}^2$ ,  $R = 2,48 \text{ м}^2$ . Проект разработан б. Владикавказской ж. д. в 1895 г. В настоящее время сохранились только единичные паровозы этой серии.

Ч — обозначение серии, объединяющей все старые грузовые паровозы с четырьмя движущими осями (четырёхосные, отсюда наименование серии Ч) как с простой машиной (Ч<sup>в</sup>, Ч<sup>б</sup>, Ч<sup>к</sup>), так и машиной двукратного расширения (Ч<sup>н</sup>).

За исключением паровозов Ч<sup>н</sup>, все паровозы серии Ч либо исключены из инвентаря, либо переданы промышленному транспорту.

Ш — обозначение серии грузовых паровозов типа 1-4-0 с двухцилиндровой машиной двукратного расширения, работающей насыщенным паром, диаметром движущих колёс  $D = 1300 \text{ мм}$ , сцепным весом 61,3 т,  $H = 206,5 \text{ м}^2$ ,  $R = 2,80 \text{ м}^2$ . Паровозы этой серии являлись дальнейшим усилением серии Ц и строились с 1902 г. Брянским и Харьковским заводами для б. Владикавказской ж. д. и Восточно-Китайской ж. д. В настоящее время почти все эти паровозы исключены из инвентаря.

Ш<sup>А</sup> — обозначение серии грузовых паровозов типа 1-4-0 со сцепным весом 64 т, диаметром движущих колёс  $D = 1448 \text{ мм}$ , перегревателем и двухцилиндровой машиной однократного расширения  $H = 164,8 \text{ м}^2$ ,  $H_n = 44,6 \text{ м}^2$ ,  $R = 3,8 \text{ м}^2$ . Поступили на дороги СССР в военное время (1943 г.).

Щ — обозначение серии грузовых паровозов типа 1-4-0 с двухцилиндровой машиной двукратного расширения, работающей насыщенным паром, диаметром движущих колёс  $D = 1300 \text{ мм}$  и сцепным весом 64,2 т. Паровозы этой серии являются дальнейшим усилением серии Ш путём увеличения размеров котла и повышения давления до 14 ат. Паровозы этой серии, начиная с 1906 г., благодаря проф. Н. Л. Щукину получили широкое распространение на сети русских дорог (отсюда наименование серии Щ). Существуют разновидности этой серии:

Щ<sup>п</sup> — с постановкой перегревателя и переделкой машины на простую двухцилиндровую,  $H = 168,9 \text{ м}^2$ ,  $H_n = 40,8 \text{ м}^2$ ,  $R = 2,8 \text{ м}^2$  (1910 г.);

Щ<sup>ч</sup> — с постановкой перегревателя и без переделки машины (1921 г.),  $H = 176,7 \text{ м}^2$ ,  $H_n = 51,0 \text{ м}^2$ ,  $R = 2,8 \text{ м}^2$ , сцепной вес 64,9 т.

Ъ (твёрдый знак) — обозначение серии, объединяющей все пассажирские танк-паровозы. Сюда входит и тип 1-4-1 б. Московско-Окружной ж. д. постройки Невского завода (1910 г.), работающий сейчас на манёврах на Московско-Курской ж. д.

Ы — обозначение серии грузовых паровозов типа 0-4-0 с двухцилиндровой машиной двукратного расширения, диаметром движущих колёс  $D = 1200 \text{ мм}$ , сцепным весом

59,5 т,  $H=185,4 \text{ м}^2$ ,  $R=2,55 \text{ м}^2$ . Первые паровозы построены в 1910 г. Коломенским заводом для б. Армавир-Туапсинской ж. д. Имеются разновидности:

**Ы<sup>ч</sup>** — с перегревателем, увеличенными размерами цилиндров и с сохранением принципа двукратного расширения (1912 г.);  $H=147,3 \text{ м}^2$ ,  $H_n=43,0 \text{ м}^2$ ,  $R=2,55 \text{ м}^2$ ;

**Ы<sup>п</sup>** — с перегревателем, но машиной однократного расширения (1914 г.);

**Ы<sup>у</sup>** — с увеличенным с 12 до 13 ат котловым давлением, увеличенными размерами поверхности нагрева со 185 до 206  $\text{м}^2$ , колосниковой решётки с 2,16 до 3,23  $\text{м}^2$ , с машиной двукратного расширения, работающей насыщенным паром, с увеличенным размером диаметра цилиндра низкого давления с 750 до 770 мм (1915 г.).

**Б** (мягкий знак) — обозначение серии, объединяющей все грузовые и маневровые паровозы различных типов и постройки разных заводов.

**Э** — обозначение серии грузовых паровозов типа 0-5-0 с перегревателем, двухцилиндровой машиной однократного расширения, диаметром колёс 1320 мм, сцепным весом 80 т. Первые такие паровозы с диаметром цилиндров 600 мм были построены в 1912 г. б. Луганским заводом для б. Владикавказской ж. д. В последующем диаметр цилиндров был увеличен до 630 мм (тип 1913 г.), а затем до 650 мм (тип 1915 г.). Это наиболее удачный грузовой паровоз русских железных дорог из всех построенных в период 1900—1917 гг. типов паровозов.

Паровозам этого типа, заказанным в 1921 г. в Германии, присвоена подсерия Э<sup>г</sup> и в Швеции — Э<sup>ш</sup>.

В последующем появились следующие разновидности паровоза серии Э:

**Э<sup>у</sup>** — паровоз с усиленным перегревателем, с водоподогревателем поверхностного типа; строился с 1926 г.;

**Э<sup>м</sup>** — модернизированный паровоз с повышенным котловым давлением с 12 до 14 ат и некоторым усилением движущего механизма, строился с 1931 г.;

**Э<sup>р</sup>** — реконструированный с увеличенной площадью колосниковой решётки с 4,46 до 5,1  $\text{м}^2$ , строился с 1933 г.

В паровозах Э<sup>р</sup> последних выпусков число жаровых труб увеличено с 32 до 40. Во время Великой Отечественной войны Коломенский завод выпустил некоторое количество паровозов серии Э<sup>р</sup> с котлами паровоза серии С<sup>у</sup>.

**Я** — обозначение серии пассажирских паровозов типа 1-3-0 с двухцилиндровой машиной однократного расширения, работающей насыщенным паром, диаметром движущих колёс  $D=1800 \text{ мм}$ , сцепным весом 40,5 т,  $H=161,2 \text{ м}^2$ ,  $R=2,3 \text{ м}^2$ , строившихся с 1896 г. Невским заводом по заказу б. Ярославской ж. д. (отсюда серия Я). Все паровозы этой серии исключены из инвентаря.

Эта же буква была присвоена опытному экземпляру: сочленённого паровоза системы Гаррат типа 2-4-1+1-4-2, построенного в

1932 г. в Англии по заказу советского правительства.

**Θ** (фита) — обозначение серии грузовых сочленённых паровозов типа 0-3-0+0-3-0 с двумя двухцилиндровыми машинами двукратного расширения, работающими насыщенным паром, диаметром движущих колёс  $D=1200 \text{ мм}$ , сцепным весом 84 т,  $H=187 \text{ м}^2$ ,  $R=2,5 \text{ м}^2$ .

Первые такие паровозы построены в 1898—1899 гг. Путиловским и Брянским заводами для б. Московско-Рязанско-Казанской ж. д. Имеются разновидности этой серии:

**Θ<sup>ч</sup>** — паровозы с перегревателем, но с сохранением машины двукратного расширения,  $H=174 \text{ м}^2$ ,  $H_n=39 \text{ м}^2$ ,  $R=3,5 \text{ м}^2$ , сцепным весом 89 т, постройки Путиловского завода (1904 г.);

**Θ<sup>б</sup>** — паровозы постройки Брянского завода (1910 г.) с увеличенной поверхностью пароперегревателя с 39 до 47,4  $\text{м}^2$ ,  $H=178 \text{ м}^2$ , увеличенным диаметром колёс до 1230 мм (за счёт утолщения бандажа), сцепным весом 89 т. В настоящее время большинство паровозов этой серии исключено из инвентаря.

**V** (ижица) — обозначение серии грузовых паровозов типа 0-4-0 с перегревателем, двухцилиндровой машиной однократного расширения, диаметром движущих колёс  $D=1300 \text{ мм}$ , сцепным весом 64,4 т,  $H=163,4 \text{ м}^2$ ,  $H_n=40,4 \text{ м}^2$ ,  $R=3,03 \text{ м}^2$ . Первые паровозы были выпущены Коломенским заводом по заказу б. Московско-Рязанско-Казанской ж. д.

В 1914 г. паровозы были перепроектированы Сормовским заводом для б. Варшаво-Венской ж. д. и получили обозначение серии V<sup>с</sup>. Это были в то время самые мощные грузовые паровозы типа 0-4-0 наших железных дорог.

В настоящее время паровозы серии V и V<sup>с</sup> используются на маневровой и хозяйственной работе.

В табл. 1 приведены главные характеристики действующего в настоящее время паровозного парка наших железных дорог.

Кроме вышеперечисленных серий паровозов, на железных дорогах СССР после Великой Отечественной войны появились паровозы, серии которых имеют не буквенное, а цифровое обозначение:

**52** — обозначение серии грузовых паровозов типа 1-5-0 с двухцилиндровой машиной однократного расширения размерами 600 × 660 мм, работающей перегретым паром (постройки различных заводов Европы 1942—1945 гг.), с нагрузкой на ось 15 т и сцепным весом 75—77 т, диаметром движущих колёс  $D=1400 \text{ мм}$ , давлением пара 16 атм, площадью колосниковой решётки  $R=3,9 \text{ м}^2$ , испаряющей поверхностью нагрева  $H=191,8 \text{ м}^2$ , поверхностью нагрева перегревателя  $H_n=63,7 \text{ м}^2$ . Паровозы этой серии имеют раму брускового типа толщиной 90 мм;

**42** — обозначение серии грузовых паровозов типа 1-5-0, с двухцилиндровой машиной простого действия, размерами 630 × 660 мм, работающей перегретым паром,

постройки 1944—1945 гг., с нагрузкой на ось 18 т, сцепным весом 90 т, диаметром движущих колёс  $D = 1\,400$  мм, площадью колосниковой решётки  $R = 4,7$  м<sup>2</sup>, испаряющей поверхностью нагрева  $H = 199,6$  м<sup>2</sup>, поверхностью перегревателя  $H_n = 75,8$  м<sup>2</sup>;

140 — обозначение серии грузовых паровозов типа 1-4-0 с двухцилиндровой машиной простого действия размерами  $570 \times 630$  мм, работающей перегретым паром давлением 13 ат, постройки 1918—1920 гг., с нагрузкой на ось 14,3 т, сцепным весом 57,2 т, диаметром движущих колёс  $D = 1\,300$  мм, площадью колосниковой решётки  $3,87$  м<sup>2</sup>, испаряющей поверхностью нагрева котла  $138,7$  м<sup>2</sup> и поверхностью перегревателя  $45,0$  м<sup>2</sup>;

424 — обозначение серии пассажирских паровозов типа 2-4-0 с двухцилиндровой машиной простого действия, работающей перегретым паром, с нагрузкой на ось 15 т, сцепным весом 60 т, диаметром движущих колёс  $1\,606$  мм, площадью колосниковой решётки  $4,48$  м<sup>2</sup>,  $H = 214,5$  м<sup>2</sup>;

03 — обозначение серии пассажирских паровозов типа 2-3-1 с двухцилиндровой машиной простого действия размерами  $570 \times 660$  мм, работающей перегретым паром, с нагрузкой на ось 17,2 т, сцепным весом 51,6 т, диаметром движущих колёс  $D = 2\,000$  мм, испаряющей поверхностью нагрева  $H = 202,2$  м<sup>2</sup>, поверхностью перегревателя  $H_n = 70$  м<sup>2</sup>, площадью колосниковой решётки  $R = 4,05$  м<sup>2</sup>.

Примечание. В главе «Серии паровозов железных дорог СССР» сцепный вес показан по фактическому взвешиванию, диаметры движущих колёс — по проекту.

## ОПЫТНЫЕ ПАРОВОЗЫ

До последнего времени в СССР, помимо паровозов массовых серий, строились в большом количестве опытные паровозы, многие из которых до сего времени проходят опытную проверку в эксплуатации. К числу таких опытных образцов (в хронологическом порядке) принадлежат паровозы:

ЭУ № 701-83 — оборудован в 1933 г. под пылеугольное отопление с питанием извне от центральной пылеприготовительной станции.

Т<sup>а</sup> № 10001—10005 — пять грузовых паровозов типа 1-5-2 постройки 1931 г., с нагрузкой на ось 23 т, сцепным весом 115 т, диаметром движущих колёс  $D = 1\,520$  мм, с двухцилиндровой машиной простого действия размерами  $700 \times 760$  мм, работающей перегретым паром. Котёл имеет площадь колосниковой решётки  $8$  м<sup>2</sup>, испаряющую поверхность нагрева  $380,9$  м<sup>2</sup> и поверхность перегревателя  $183,5$  м<sup>2</sup>. Паровозы были оборудованы бустерами — вспомогательными машинами, расположенными на передней тендерной тележке е.

Т<sup>б</sup> № 10006—10010 — пять грузовых паровозов типа 1-5-1 постройки 1931 г., с нагрузкой на ось 23 т, сцепным весом 115 т, диаметром движущих колёс  $D = 1\,520$  мм, с двухцилиндровой машиной простого действия размерами  $700 \times 760$  мм, работающей перегретым паром. Котёл этих паровозов имеет площадь колосниковой решётки  $7,34$  м<sup>2</sup>, испаряющую поверхность нагрева  $340$  м<sup>2</sup> и поверхность перегревателя  $157$  м<sup>2</sup>. Все эти паровозы также

были оборудованы бустерами на передней тендерной тележке.

Я № 01 — грузовой паровоз сочленённого типа 2-4-1 + 1-4-2 системы Гаррат, построенный по заказу Советского правительства в Англии в 1932 г. Имеет нагрузку на ось 20 т, 4 машины простого действия размерами  $570 \times 711$  мм, диаметр движущих колёс  $D = 1\,500$  мм. Котёл имеет площадь колосниковой решётки  $8$  м<sup>2</sup>, испаряющую поверхность нагрева  $332$  м<sup>2</sup>, поверхность перегревателя  $114$  м<sup>2</sup>. Развил на испытаниях наибольшую мощность  $N_k = 3\,000$  л. с., т. е. меньше, чем паровоз серии ФД, несмотря на больший вес и большие размеры котла.

Е<sup>ф</sup> 127 — паровоз с камерным перегревателем системы инж. Пирини И. В. В 1934 г. на Днепропетровском паровозоремонтном заводе был переделан из паровоза типа 1-5-0 серии Е<sup>ф</sup> № 127 путём постановки котла с выносным камерным перегревателем и новых цилиндров увеличенного диаметра с 635 до 710 мм и оставлением старой экипажной части. Испаряющая поверхность нагрева нового котла равна  $300$  м<sup>2</sup>, поверхность нагрева перегревателя  $114,1$  м<sup>2</sup> и площадь колосниковой решётки  $6$  м<sup>2</sup>. Камерный перегреватель позволяет получать высокую (до 450° С) температуру перегретого пара, не зависящую от форсировки котла.

АА № 1 — грузовой паровоз типа 2-7-2 с двухцилиндровой машиной простого действия. Построен в одном экземпляре Ворошиловградским паровозостроительным заводом в 1935 г. Единственный в мире паровоз с семью соединёнными осями в одной жёсткой раме. Нагрузка на ось по проекту 20 т. Диаметр движущих колёс  $1\,600$  мм. Котёл имеет площадь колосниковой решётки  $12$  м<sup>2</sup>, испаряющую поверхность нагрева  $450$  м<sup>2</sup>, поверхность нагрева перегревателя  $174$  м<sup>2</sup>. Развивал мощность до  $4\,000$  л. с.

ФД № 20-400 — оборудован под пылеугольное отопление с питанием пылью от центральной пылеприготовительной станции. Построен в 1935 г. на Ворошиловградском заводе. Имел специальное оборудование, однотипное с паровозом ЭУ 701-83 на пылеугольном отоплении. В связи с заклеплением шлаком задней трубной решётки при мелкотрубном перегревателе этот паровоз в 1936 г. был переоборудован на слоевое отопление.

СУ № 205-58 и № 205-59 — оборудованы клапанным парораспределением Лентца на Коломенском заводе в 1935 г. Испытания и эксплуатация этих паровозов показали, что они на 10—15% слабее серийных по силе тяги и мощности. По этой причине оба паровоза были переоборудованы на золотниковое парораспределение.

ФД № 20-894 — паровоз ФД с широко-трубным перегревателем Л-40, оборудованный для пылеугольного отопления в депо Кашира в 1936 г., с использованием пылеугольного тендера и прочего оборудования с паровоза ФД № 20-400. После положительных результатов испытаний встала проблема снабжения паровоза пылью, вследствие чего на тендере паровоза ФД № 20-894 была установлена углепомольная паровая мельница.

Таким образом, паровоз ФД № 20-894 является первым в СССР паровозом с индивидуальным пылеприготовлением. После испытаний на Московско-Донбасской ж. д. был передан в Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта и использовался до Великой Отечественной войны как стенд-лаборатория. После войны был переделан вновь на слоевое отопление.

**ИС № 20-16** — с обтекателем. Построен Ворошиловградским заводом в 1937 г. Первый в СССР паровоз, оборудованный для уменьшения воздушного сопротивления обтекателем.

**2-3-2 № 1** — высокоскоростной паровоз типа 2-3-2, построенный в 1937 г. Коломенским заводом. Имеет нагрузку на ось 20 т, двухцилиндровую машину однократного расширения размером 580 × 700 мм, диаметр движущих колёс 2 000 мм. Для уменьшения сопротивления оборудован обтекателем. Котёл этого паровоза имеет площадь колосниковой решётки 6,5 м<sup>2</sup>, испаряющую поверхность нагрева 239 м<sup>2</sup>, оборудован широко-трубным пароперегревателем Л-40 с поверхностью нагрева 124,5 м<sup>2</sup>.

Впервые на этом паровозе были оборудованы роликовыми подшипниками бегунковые, поддерживающие и тендерные оси, а также центровые и ведущие пальцы и применены игольчатые подшипники во всех узлах парораспределительного механизма.

Впервые в СССР при испытании этого паровоза была достигнута скорость 170 км/час.

При испытаниях этот паровоз дал наименьший из всех паровозов расход пара на 1 л.с.-ч. — 6,7 кг. Паровоз успешно работал на Октябрьской ж. д. В 1940 г. этот паровоз был оборудован бустером, расположенным на одной из поддерживающих осей.

**2-3-2 № 2** — построен в 1938 г. Коломенским заводом. Отличается от паровоза 2-3-2 № 1 только наличием мелкотрубного перегревателя вместо широко-трубного перегревателя Л-40. В связи с этим поверхность перегревателя увеличилась до 146,4 м<sup>2</sup>, а испаряющая поверхность нагрева — до 279 м<sup>2</sup>. В эксплуатационной работе паровоз № 2 показал результаты хуже, чем паровоз № 1.

**2-3-2 № 3** — построен в 1938 г. Ворошиловградским заводом на основе принципа взаимозаменяемости котла, цилиндры и многих других деталей с паровозами серий ФД и ИС. Имеет диаметр колёс 2 200 мм — наибольший по сравнению с другими паровозами. Наибольшая скорость по проекту 180 км/час. В эксплуатационных условиях давал расход топлива больший, чем паровозы 2-3-2 постройки Коломенского завода.

**Э<sup>м</sup> № 723-96** — паровоз серии Э<sup>м</sup>, оборудованный в 1938 г. тендером-конденсатором паровоза серии СО<sup>к</sup>. После испытаний этого паровоза было оборудовано несколько паровозов серии Э<sup>м</sup> тендерами-конденсаторами пара.

**В-2** — паровоз типа 1-4-1 мощностью 600 л.с. с прямоточным котлом высокого давления (120 ат). Построен Коломенским заводом в 1938 г.; не вышел из стадии заводского экспериментирования.

**ФД № 20-1546** — паровоз ФД с конденсацией пара. Построен в 1938 г. Ворошилов-

градским заводом. В широкие эксплуатационные испытания не поступил вследствие быстрого (через 1 500—2 000 км пробега) износа лопаток вентиляторного колеса дымососа.

**СУ 207-76** — на Ярославском паровозоремонтном заводе оборудован в 1939 г. газовым воздухоподогревателем. В последующем таким воздухоподогревателем было оборудовано ещё несколько паровозов серии СУ и Э<sup>м</sup>. Однако вследствие забиваемости изгарью барабана воздухоподогревателя и других недостатков, обнаруженных в эксплуатации, все газовые воздухоподогреватели были сняты с паровозов.

**Э<sup>м</sup> 729-13** — первый паровоз серии Э<sup>м</sup>, оборудованный в 1939 г. на Муромском паровозоремонтном заводе для пылеугольного отопления с индивидуальной паровой мельницей. Явился прототипом, по образцу которого было оборудовано пылеугольным отоплением около 30 паровозов серии Э<sup>м</sup> и несколько паровозов серии ФД (на Воронежском паровозоремонтном заводе).

**СО 17-1245** — в 1939 г. на Воронежском паровозоремонтном заводе оборудован роторной (коловратной) машиной. Оказался неработоспособным и был переоборудован в обычный паровоз.

**ФД 20-2759** — построен в 1940 г. Ворошиловградским заводом, оборудован под пылеугольное отопление с индивидуальным пылеприготовлением.

**Пассажирский теплопаровоз типа 1-4-1** — построен в 1940 г. Ворошиловградским заводом. По мощности равновелик паровозу ИС. Оборудован машиной с противоположно движущимися поршнями, совмещающей в одном цилиндре работу пара и двигателя внутреннего сгорания. Испытывался в 1941—1942 гг. Вследствие конструктивных недостатков оказался эксплуатационно ненадёжной машиной.

**Грузовой теплопаровоз типа 1-5-1 с газовым двигателем** — построен в 1940 г. Коломенским заводом с двигателем, работающим на генераторном газе. Был оборудован газогенератором, тендером-конденсатором, а также приспособлен под пылеугольное отопление. Не вышел из стадии наладочных испытаний.

**Грузовой теплопаровоз типа 1-5-1** — построен в 1941 г. Ворошиловградским заводом. В течение 1944—1948 гг. подвергался различным переделкам и модернизациям. С завода так и не вышел.

**ФД 20** — построен в 1940 г. Ворошиловградским заводом и оборудован углеподатчиком с нижней подачей (со стороны ухватного листа).

**Э<sup>мк</sup> 707-32** (с комплексной модернизацией) в 1941 г. оборудован на Ростовском паровозоремонтном заводе по предложению акад. Сыромятникова С. П. усиленным перегревателем, газовым воздухоподогревателем, тендерным водоподогревателем.

**ФД<sup>р</sup> 20-598** — в 1943 г. этот паровоз на Улан-Удэнском паровозо-вагонном заводе был переделан из типа 1-5-1 в тип 1-5-2 для уменьшения нагрузки на движущие оси. Всего было переделано 85 паровозов. После войны они все были снова переделаны в тип 1-5-1.

**ЩР 17-5084** — опытный экземпляр выпущен в 1944 г. Улан-Удэнским паровозо-вагонным заводом с переделкой тонки, постановкой перегревателя, переделкой машины на простую двухцилиндровую. Котёл имеет  $H = 148,3 \text{ м}^2$ ,  $H_n = 71,7 \text{ м}^2$ ,  $R = 4,46 \text{ м}^2$ .

**ЩВ 1698** — оборудован в 1944 г. в депо Горький бессвязевым котлом (предложенным проф. Волским). Котёл приспособлен для работы только на дровяном и нефтяном отоплении.

**СОР 17-1551** — построен в 1944 г. Улан-Удэнским паровозо-вагонным заводом с цельносварным котлом давлением  $15 \text{ ат}$  вместо  $14 \text{ ат}$ , с улучшенным парораспределением, без контрошков, без наружных поручней на площадке.

**СОК 19-1026** — в 1947 г. на Ростовском паровозоремонтном заводе оборудован паровым воздухоподогревателем.

**СО 17-3464** — построен в 1948 г. Ворошиловградским заводом и оборудован газовым паросушителем. После испытаний было заказано 100 паровозов СО с газовым паросушителем, которые были выпущены в 1949 — 1950 гг.

**СО 17-2888, СО 17-2905, СО 17-2907** — паровозы серии СО, выпущенные в 1948 г. Улан-Удэнским паровозо-вагонным заводом и оборудованные углеподатчиком.

**СУ 251-00 и СУ 251-01** — построены в 1948 г. на Горьковском заводе «Красное Сормово» и оборудованы углеподатчиком, плавающими втулками и другими улучшенными конструктивными элементами.

**ФД № 20-1599** — оборудован в 1948 г. в депо Люблино устройством для размола и дожигания изгари в виде пыли. По этому же принципу оборудованы паровозы **ФД 20-125** и **ФД 20-1883**.

**П34-0001** — новый грузовой паровоз сочленённого типа 1-3 + 3-1 постройки Коломенского завода 1949 г. Имеет нагрузку на ось  $19,6 \text{ т}$ , сцепной вес  $117 \text{ т}$ , две двухцилиндровые паровые машины однократного расширения размером  $500 \times 800 \text{ мм}$ , расположенные на двух тележках. Диаметр движущих колёс  $1500 \text{ мм}$ , площадь колосниковой решётки  $7,8 \text{ м}^2$ , испаряющая поверхность нагрева  $281 \text{ м}^2$ , поверхность перегревателя  $146 \text{ м}^2$ . Оборудован водоподогревателем Брянского завода.

**ОР № 23-01** — грузовой паровоз типа 1-5-2 постройки Ворошиловградского завода в 1949 г. с нагрузкой на ось  $23 \text{ т}$ . Имеет оригинальную машину размерами  $4 \times 500 \times 645 \text{ мм}$  с расположенными посередине цилиндрами с противоположно движущимися поршнями, с почти полным уравниванием сил инерции. Диаметр движущих колёс  $D = 1500 \text{ мм}$ . Котёл имеет площадь колосниковой решётки  $R = 8,2 \text{ м}^2$ , испаряющую поверхность нагрева  $324 \text{ м}^2$  и поверхность перегревателя —  $172 \text{ м}^2$ . Оборудован водоподогревателем Брянского завода.

**№ 23-001** — грузовой паровоз типа 1-5-2, постройки Улан-Удэнского паровозо-вагонного завода 1949 г., с нагрузкой на ось  $22,5 \text{ т}$ , двухцилиндровой машиной однократного расширения размерами  $670 \times 800 \text{ мм}$ , работающей перегретым паром, диаметром движущих колёс  $1630 \text{ мм}$ , котлом с площадью

колосниковой решётки  $8,2 \text{ м}^2$ , испаряющей поверхностью нагрева  $331,6 \text{ м}^2$  и поверхностью перегревателя  $158,0 \text{ м}^2$ . Оборудован водоподогревателем Брянского завода.

**ФД 20-1317** — в 1950 г. на Изюмском паровозоремонтном заводе оборудован газовым паросушителем.

**ЕЛ 761** — в 1950 г. на Улан-Удэнском паровозо-вагонном заводе оборудован газовым паросушителем.

**П36-0001** — пассажирский паровоз типа 2-4-2, построен в 1950 г. Коломенским заводом, с нагрузкой на ось  $18 \text{ т}$ , диаметром движущих колёс  $1850 \text{ мм}$ . Котёл имеет площадь колосниковой решётки  $6,75 \text{ м}^2$ , испаряющую поверхность нагрева  $243,2 \text{ м}^2$ , поверхность нагрева перегревателя  $131,7 \text{ м}^2$ . Машина двухцилиндровая простого действия размером  $575 \times 800 \text{ мм}$ .

Это первый паровоз, у которого все оси оборудованы роликовыми подшипниками; кроме того, центровые и ведущие пальцы также оборудованы роликовыми подшипниками. Оборудован водоподогревателем Брянского завода. При тягово-теплотехнических испытаниях дал очень хорошие результаты.

**ЭМ 729-13** — на Пролетарском заводе в 1950 г. оборудован центробежной мельницей для пылеугольного отопления.

**ЛК № 4276** — один из паровозов серии Л, построен Ворошиловградским заводом в 1951 г. Оборудован котлом с камерным пароперегревателем Пирина по проекту Брянского завода.

**Л № 1754 и Л № 1772** и др. — первые паровозы серии Л постройки Коломенского завода (в 1951 г.), у которых все оси оборудованы роликовыми подшипниками.

**ФД 20-802** — оборудован в 1951 г. в депо Основа комбинированным отоплением — фракционированным углём в слое и пылью в объёме. Пыль готовится из угольной мелочи на тендере.

**СО 17-1731** — оборудован под отопление пылевидным топливом,готавливаемым на стационарной углеразмольной установке. Подача пыле-воздушной смеси в топку производится за счёт разрежения, создаваемого дымососным вентилятором в дымовой коробке.

**СО 17-2877** — в 1951 г. в депо Ленинград-Сортировочный Московский Октябрьской ж. д. оборудован электромагнитами для намагничивания колёс сцепных осей с целью увеличения сцепной силы тяги.

**ФДМ** — опытный паровоз с новым котлом, предложенным акад. Сыромятниковым С. П.; оборудован поперечно обтекаемым перегревателем, комбинированной тягой газов с принудительным дутьём, газовым воздухоподогревателем, водоподогревателем со струйным теплообменником. Построен Ворошиловградским заводом в 1952 г.

**ОР 18-01** — грузовой паровоз типа 1-5-1, построенный Ворошиловградским заводом в 1952 г. на базе ходовой части и машины паровоза серии Л. Все оси этого паровоза оборудованы роликовыми подшипниками. Паровоз оборудован водоподогревателем Брянского завода и специальным устройством (увеличителем сцепного веса) для трогания с места и следования по подъёмам.

Размеры паровозов и тендеров СССР<sup>1</sup>

Т а б л и ц а 1

№ по пор.	Серия	Тип	Год постройки	Конструкционная скорость в км/час	Давление пара в кг/см <sup>2</sup>	К о т ё л							
						поверхность нагрева в м <sup>2</sup>				колосниковая решётка			
						испаряющая водяная				пароперегревателя наружная	длина в мм	ширина в мм	площадь в м <sup>2</sup>
						топки с кипящими трубами	дымогарных труб	жаровых труб	полная				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	Б . . . . .	2-3-0	1908	115	13	15,6	106,9	42,3	164,8	41,0	2 744	1 020	2,8
2	ГП . . . . .	2-3-0	1901	110	12	15,6	109,5	43,9	169,0	47,5	2 748	1 020	2,8
3	ЕФ, к, с . . . . .	1-5-0	1915	70	12,7	18	160,3	61,9	240,2	61,3	2 743	2 191	6,0
4	ЕЛ . . . . .	1-5-0	1917	70	12,7	21,1	159,5	61,9	242,5	66,9	2 746	2 191	6,0
5	ЕА . . . . .	1-5-0	1944	70	12,7	21,1	131,9	76,2	229,2	75,0	2 746	2 191	6,0
6	З . . . . .	2-3-0	1906	100	12	12,6	101,3	32,7	146,6	31,6	2 284	1 032	2,34
7	И . . . . .	1-4-0	1909	80	12	12,8	109,7	40,9	163,4	40,4	2 100	1 444	3,03
8	ИС . . . . .	1-4-2	1932	115	15	31,23	46,03	216,83	294,09	148,4	3 200	2 200	7,04
9	К . . . . .	2-3-0	1910	110	12	13,6	109,7	40,9	164,2	40,0	2 432	1 166	2,72
10	КУ . . . . .	2-3-0	1911	115	13	15,4	118,7	46,7	180,8	47,4	2 689	1 184	3,18
11	Лп . . . . .	2-3-1	1915	120	12	17,6	173,1	78,9	269,6	85,5	2 500	1 860	4,65
12	Л . . . . .	1-5-0	1945	80	14	25,8	89,0	107,5	222,3	113,0	3 286	1 830	6,0
13	МР . . . . .	2-4-0	1926	100	14,5	18,45	153,8	87,4	259,65	95,65	2 994	1 988	6,0
14	Нп . . . . .	1-3-0	1911	100	12	13,9	73,5	39,5	126,9	38,9	2 514	1 024	2,5
15	ОД . . . . .	0-4-0	1897	55	11,5	10,7	141,9	—	152,6	—	1 790	1 026	1,85
16	ОВ . . . . .	0-4-0	1901	55	12	10,7	141,9	—	152,6	—	1 824	1 022	1,85
17	ОЧ . . . . .	0-4-0	1926	55	12	10,7	86,4	35,6	132,7	29,2	1 824	1 022	1,85
18	С . . . . .	1-3-1	1911	115	13	15,4	140,3	51,5	207,2	52,0	2 362	1 602	3,8
19	СО . . . . .	1-5-0	1934	70	14	24,55	109,12	96,0	229,67	93,6	3 050	1 960	6,0
20	СОК . . . . .	1-5-0	1936	70	14	24,55	109,12	96,0	229,67	93,6	3 050	1 960	6,0
21	СУ . . . . .	1-3-1	1925	115	13	21,15	109,16	67,84	193,15	72,6	3 044	1 566	4,73
22	СУМ . . . . .	1-3-1	1939	113	13	21,15	109,16	67,84	198,15	72,6	3 044	1 566	4,73
23	СУ 250 . . . . .	1-3-1	1949	115	13	21,15	80,76	85,85	187,8	89,35	3 040	1 538	4,68
24	ФД 20 . . . . .	1-5-1	1931	85	15	31,23	46,03	216,83	294,09	148,4	3 200	2 200	7,04
25	ФД 21 . . . . .	1-5-1	1941	85	15	31,00	97,7	107,3	236,0	123,5	3 200	2 200	7,04
26	ША . . . . .	1-4-0	1943	70	15,8	14,7	98,0	52,0	164,7	43,6	2 137	1 784	3,81
27	Щ . . . . .	1-4-0	1905	70	14	15,2	190,9	—	206,1	—	2 744	1 016	2,8
28	ЩП . . . . .	1-4-0	1910	70	12	15,2	111,9	41,8	168,9	40,8	2 744	1 016	2,8
29	ЩЧ . . . . .	1-4-0	1918	70	14	15,2	112,1	49,4	176,7	59,0	2 744	1 016	2,8
30	Ы . . . . .	0-4-0	1910	65	12	11,8	176,6	—	185,4	—	1 850	1 438	2,55
31	ЫЧ . . . . .	0-4-0	1912	65	12	11,7	93,5	42,1	147,3	43,0	1 850	1 438	2,55
32	Э; ЭГ; ЗШ . . . . .	0-5-0	1913	65	12	18,1	140,3	48,7	207,1	50,9	2 748	1 627	4,46
33	ЭУ . . . . .	0-5-0	1926	65	12	18,1	115,0	62,2	195,3	66,0	2 748	1 627	4,46
34	ЭМ . . . . .	0-5-0	1931	65	14	18,1	117,2	62,2	197,5	64,6	2 748	1 627	4,46
35	ЭР . . . . .	0-5-0	1932	65	14	22,8	113,2	62,2	198,2	66,4	3 170	1 605	5,09
36	ЭР -49 г. . . . .	0-5-0	1950	65	14	25,6	80,7	76,8	183,1	72,0	3 170	1 605	5,09
37	ЭЧБ . . . . .	0-3-0+0-3-0	1910	50	12	14,8	116,4	46,7	177,9	47,4	2 433	1 436	3,4
38	V . . . . .	0-4-0	1908	50	12	12,76	109,73	40,89	163,38	40,35	2 196	1 444	3,03
39	Vc . . . . .	0-4-0	1914	55	12,5	13,2	121,2	44,6	179,0	43,1	2 077	1 602	3,32
40	42 . . . . .	1-5-0	1943	80	16	19,3	81,0	99,3	199,6	75,8	3 070	1 530	4,7
41	50-101 . . . . .	0-5-0	1911	60	12	15,2	80,9	48,3	144,4	50,2	2 600	1 010	2,63
42	52 . . . . .	1-5-0	1942	80	16	15,9	90,4	71,3	177,6	63,6	2 542	1 532	3,9
43	140 . . . . .	1-4-0	1918	50	12	12,6	102,0	58,2	164,4	53,1	2 194	1 550	3,4
44	424 . . . . .	2-4-0	1945	90	14	17,7	128,1	68,8	214,6	58,0	2 824	1 588	4,48
45	9П . . . . .	0-3-0	1936	35	13	8,36	83,2	—	91,56	—	1 560	1 190	1,85
46	03 . . . . .	2-3-1	1937	130	16	16,1	116,5	69,6	202,2	70,0	2 600	1 560	4,05

<sup>1</sup> Таблица составлена по состоянию на 1 августа 1952 г. инж. Елисеевым П. М., Арефьевым И. И. и Беликовым А. И.



Продолжение табл. 1

№ по пор.	Серия	К о т е л													
		цилиндрическая часть						толщина листов в мм							
		диаметр внут- ренний наи- меньший в мм	между ре- шетками в мм	дымогарные трубы		жаровые трубы		цилиндри- ческой части	кожуха топки				передней решетки	задней (ог- невой) ре- шетки	
				число	диаметр в мм	число	диаметр в мм		лобо- вого	боко- вого	верх- него	ухват- ного			
1	2	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	
1	Б . . . . .	1 560	4 420	151	51×2,5	24	133×4	17	17	16	16	19	15	15	
2	Гп . . . . .	1 600	4 375	156	51×2,5	24	133×4	17	17	17	17	17	24	15	
3	ЕФ, к, с . . . . .	1 746	5 153	195	51×2,5	28	133×4	16	11	13	13	17	15	15	
4	Ел . . . . .	1 786	5 153	194	51×2,5	28	133×4	17	16	16	16	18	15	15	
5	Еа . . . . .	1 786	5 077	162	51×2,5	35	133×4	17	16	16	16	18	15	15	
6	З . . . . .	1 470	4 550	139	51×2,5	18	133×4	16	15	15	22	15	23	15	
7	И . . . . .	1 588	4 660	147	51×2,5	21	133×4	16	15	15	20	17	24	15	
8	ИС . . . . .	1 837	5 970	44	57×3	130	89×3,5	19	13	13	15	21,5	16	14	
9	К . . . . .	1 588	4 660	147	51×2,5	21	133×4	16	15	15	20	17	24	15	
10	КУ . . . . .	1 588	4 660	159	51×2,5	24	133×4	17	16	16	20	17	24	15	
11	Лп . . . . .	1 816	5 350	184	51×2,5	36	133×4	17	15	15	15	19	24	15	
12	Л . . . . .	1 870	5 150	111	51×2,5	50	133×4	18	13	13	18	20	16	14	
13	МР . . . . .	1 816	5 150	190	51×2,5	40	133×4	17	14	14	14	17,5	24	15	
14	Нп . . . . .	1 410	4 500	102	51×2,5	21	133×4	16	15	15	22	15	15	15	
15	Од . . . . .	1 440	4 660	190	51×2,5	—	—	15	15	15	22	15	15	15	
16	Об . . . . .	1 440	4 660	190	51×2,5	—	—	15	15	15	22	15	15	15	
17	Оч . . . . .	1 440	4 660	116	51×2,5	21	133×4	15	15	15	22	15	15	15	
18	С . . . . .	1 586	5 150	170	51×2,5	24	133×4	16	16	15	15	18	25	15	
19	СО . . . . .	1 950	4 660	147	51×2,5	52	133×4	20	15	15	15	20	16	15	
20	СОК . . . . .	1 950	4 660	139	51×2,5	52	133×4	20	15	15	15	20	16	15	
21	СУ . . . . .	1 568	5 150	135	51×2,5	32	133×4	16	14	14	14	18	15	15	
22	СУм . . . . .	1 584	5 150	135	51×2,5	32	133×4	16	14	14	14	18	15	15	
23	СУ 250 . . . . .	1 660	5 150	98	51×2,5	40	133×4	16	14	14	14	18	15	15	
24	ФД 20 . . . . .	1 837	5 970	44	57×3	130	89×3,5	19	13	13	15	21,5	16	14	
25	ФД 21 . . . . .	1 837	5 970	98	57×3	40	152×4,5	19	13	13	15	21,5	16	14	
26	ША . . . . .	1 714	4 088	150	51×2,5	35	133×4	16	13	13	13	18	15	15	
27	Щ . . . . .	1 600	4 375	272	51×2,5	—	—	16	17	16	16	20	15	15	
28	Щп . . . . .	1 600	4 375	160	51×2,5	24	133×4	16	17	16	16	20	15	15	
29	Щч . . . . .	1 600	4 375	160	51×2,5	27	133×4	16	17	16	16	20	15	15	
30	Ы . . . . .	1 556	4 200	258	51×2,5	—	—	16	15	15	20	17	15	15	
31	Ыч . . . . .	1 556	4 200	139	51×2,5	24	133×4	16	15	15	20	17	15	15	
32	Э; ЭГ; Эш . . . . .	1 703	4 660	188	51×2,5	25	133×4	17	16	16	16	18	15	15	
33	ЭУ . . . . .	1 703	4 660	157	51×2,5	32	133×4	17	16	16	16	18	15	15	
34	Эм . . . . .	1 703	4 660	157	51×2,5	32	133×4	17	14	14	14	18	15	15	
35	ЭР . . . . .	1 703	4 660	157	51×2,5	32	133×4	17	14	14	14	18	15	15	
36	ЭР — 49 г. . . . .	1 667	4 660	109	51×2,5	40	133×4	17	14	14	14	18	15	15	
37	ФБ . . . . .	1 588	4 660	156	51×2,5	24	133×4	17	15	16	16	17	24	15	
38	V . . . . .	1 588	4 660	147	51×2,5	21	133×4	16	15	15	20	17	24	15	
39	V <sup>c</sup> . . . . .	1 588	4 450	170	51×2,5	24	133×4	16	16	15	15	18	24	15	
40	42 . . . . .	1 860	4 800	143	51×2,5	43	133×4	20	17	17	17	17	26	15	
41	50—101 . . . . .	1 568	4 700	119	51×2,5	26	133×4	16	16	16	20	16	26	15	
42	52 . . . . .	1 665	5 200	113	51×2,5	35	133×4	17,5	16	16	16	17	26	15	
43	140 . . . . .	1 762	4 100	190	51×2,5	34	133×4	19	16	18	18	17	26	15	
44	424 . . . . .	1 772	5 000	157	51×2,5	33	133×4	14	14	14	20	14	24	15	
45	9П . . . . .	1 348	3 250	169	51×2,5	—	—	14	13	13	14	14	14	15	
46	03 . . . . .	1 665	6 800	84	70×2,5	20	171×4,5	17,5	16	16	16	17	23	15	

Продолжение табл. 1

Продолжение табл.

№ по пор.	Серия	Котёл				Машина											
		диаметр связей в мм				цилиндры						парораспределение					
						высокого давления			низкого давления			ход поршня в мм	диаметр золотника в мм			перекрыша в мм	
		число	диаметр в мм	число	диаметр в мм	высокого давления	низкого давления	впуск пара	высокого давления	низкого давления	впуск пара		высокого давления	низкого давления			
1	2	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43
1	Б . . . .	19	23	30	30	2	550	—	—	700	250	—	вн.	35	—	—2	—
2	Гп . . . .	19	23	30	30	2	560	—	—	700	250	—	»	35	—	—2	—
3	ЕФ, к, с	19	24	—	—	2	635	—	—	711	300	—	»	31,8	—	0	—
4	ЕЛ . . . .	19	24	—	—	2	635	—	—	711	300	—	»	31,8	—	0	—
5	Еа . . . .	19	24	—	—	2	635	—	—	711	300	—	»	31,8	—	0	—
6	З . . . . .	19	23	36	—	2	575	—	—	630	224	—	»	26	—	—2	—
7	И . . . . .	19	23	36	40	2	575	—	—	650	250	—	»	34	—	—2	—
8	ИС . . . .	20	24	—	38	2	670	—	—	770	330	—	»	60	—	0	—
9	К . . . . .	19	23	36	40	2	575	—	—	650	250	—	»	34	—	—2	—
10	КУ . . . .	19	23	36	40	2	575	—	—	650	250	—	»	34	—	—2	—
11	Лп . . . .	19	23	30	30	4	460	—	—	650	250	—	»	38	—	+2	—
12	Л . . . . .	19	23	—	30	2	650	—	—	800	300	—	»	50	—	0	—
13	МР . . . .	19	23	30	30	2	540	—	—	700	250	—	»	40	—	+2	—
14	Нп . . . .	19	23	36	—	2	540	—	—	650	250	—	»	34	—	—2	—
15	ОД . . . .	19	23	38	—	1	500	1	730	650	плоские		нар.	33	33	—6	0
16	ОВ . . . .	19	23	38	—	1	500	1	730	650	плоские		»	33	33	—8	—1
17	Оч . . . .	19	23	38	—	1	500	1	730	650	250	пл.	вн/нар	33	33	—8	—1
18	С . . . . .	19	23	32	30	2	550	—	—	700	250	—	вн.	33	—	0	—
19	СО . . . .	19	23	—	38	2	650	—	—	700	250	—	»	35	—	—2	—
20	СО <sup>к</sup> . . . .	19	23	—	38	2	650	—	—	700	250	—	»	35	—	—2	—
21	СУ . . . . .	19	23	32	30	2	575	—	—	700	250	—	»	34	—	—2	—
22	СУ <sup>м</sup> . . . .	19	23	32	30	2	575	—	—	700	250	—	»	34	—	—2	—
23	СУ 250 . . .	19	23	32	30	2	575	—	—	700	250	—	»	42	—	—2	—
24	ФД 20 . . . .	20	24	—	38	2	670	—	—	770	330	—	»	60	—	0	—
25	ФД 21 . . . .	20	24	—	38	2	670	—	—	770	330	—	»	60	—	0	—
26	ША . . . . .	19	23	—	—	2	482	—	—	660	250	—	»	31,8	—	0	—
27	Щ . . . . .	19	23	30	30	1	510	1	765	700	плоские		нар.	33	33	—8	0
28	Щп . . . . .	19	23	30	30	2	580	—	—	700	250	—	вн.	33,5	—	+2	—
29	Щч . . . . .	19	23	30	30	1	540	1	765	700	300	пл.	вн/нар	33	33	—8	0
30	Ы . . . . .	19	23	36	40	1	520	1	770	650	240	пл.	»	34	34	—8	—2
31	Ы <sup>ч</sup> . . . . .	19	23	36	40	1	550	1	790	650	240	340	вн.	34	34	—8	—2
32	Э; ЭГ; ЭШ	19	23	32	32	2	650	—	—	700	250	—	»	35	—	—2	—
33	ЭУ . . . . .	19	23	32	32	2	650	—	—	700	250	—	»	35	—	—2	—
34	Э <sup>м</sup> . . . . .	19	23	32	32	2	650	—	—	700	250	—	»	35	—	—2	—
35	ЭР . . . . .	19	23	32	32	2	650	—	—	700	250	—	»	35	—	—2	—
36	ЭР-49 г . . .	19	23	32	32	2	650	—	—	750	250	—	»	35	—	—2	—
37	У <sup>ч</sup> Б . . . . .	19	23	30	40	2	510	2	770	650	224	300	»	29	29	—6	—3
38	V . . . . .	19	23	36	40	2	575	—	—	650	250	—	»	34	—	—2	—
39	V <sup>с</sup> . . . . .	19	23	36	30	2	575	—	—	650	250	—	»	33	—	—2	—
40	42 . . . . .	19	24	42	—	2	630	—	—	660	300	—	»	38	—	+2	—
41	50—101 . . .	19	23	44	—	2	630	—	—	660	220	—	»	38	—	+2	—
42	52 . . . . .	19	24	38	—	2	600	—	—	660	300	—	»	38	—	+2	—
43	140 . . . . .	19	23	32	36	2	630	—	—	660	220	—	»	38	—	+2	—
44	424 . . . . .	19	23	32	32	2	600	—	—	660	300	—	»	33,5	—	0	—
45	9П . . . . .	19	23	—	—	2	500	—	—	500	200	—	»	33	—	+2	—
46	03 . . . . .	19	24	38	—	2	570	—	—	660	300	—	»	38	—	+2	—

Продолжение табл. 1

№ по пор.	Серия	Машина						Экипаж и общие размеры					
		парораспределение				длина ведущего дышла в мм	уклон цилиндра или смещение его оси над центрами движущих колёс	диаметр в мм			тип передней тележки	подвешивание (число точек)	
		линейное предварение впуска		ширина паровпускных окон				движущих колёс *	центров движущих колёс	бегунковых и поддерживающих колёс			
		высокого давления	низкого давления	высокого давления	низкого давления								
1	2	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	
1	Б . . . .	4	—	40	—	2 275	0	1 850	1 700	1 050	Двухосная	4	
2	Гп . . . .	5	—	40	—	2 275	1/30	1 750	1 600	950	»	4	
3	ЕФ. к, с	4,8	—	44,5	—	2 794/2 997	51	1 320	1 170	850	Одноосная	3	
4	Ел . . . .	4,8	—	41,5	—	2 794	51	1 320	1 170	850	»	3	
5	Еа . . . .	4,8	—	44,5	—	2 794	51	1 320	1 170	850	»	3	
6	З . . . .	4	—	24	—	3 030	0	1 720	1 570	1 050	Двухосная	3	
7	И . . . .	4	—	50	—	3 280	0	1 520	1 370	1 050	Одноосная	3	
8	ИС . . . .	5	—	80	—	3 850	50	1 850	1 700	1 050; 1 050	Одноосная сочленённая	3	
9	К . . . .	4	—	50	—	3 280	0	1 720	1 570	1 050	Двухосная	3	
10	КУ . . . .	4	—	50	—	3 280	0	1 920	1 770	1 050	»	3	
11	Лп . . . .	5	—	58	—	3 050/1 800	0	1 850	1 700	950; 1 320	»	5	
12	Л . . . .	8	—	75	—	3 100	20	1 500	1 350	900	Одноосная	3	
13	МР . . . .	5	—	60	—	3 450	0	1 720	1 570	1 050; 1 320	Двухосная	3	
14	Нп . . . .	4	—	50	—	2 210	0	1 720	1 570	1 050	Одноосная	3	
15	Од . . . .	4	4	52	52	2 520	1/25	1 220	1 070	—	—	4	
16	Об . . . .	4	4	52	52	2 520	1/25	1 220	1 070	—	—	4	
17	Оч . . . .	4	4	52	52	2 520	1/25	1 220	1 070	—	—	4	
18	С . . . .	4	—	52	—	2 240	0	1 850	1 700	1 050; 1 220	Одноосная сочленённая	3	
19	СО . . . .	4	—	52	—	2 730	1/30	1 320	1 170	900	Одноосная	5	
20	СО <sup>к</sup> . . . .	4	—	52	—	2 730	1/30	1 320	1 170	900	»	5	
21	СУ . . . .	4	—	53	—	2 350	0	1 850	1 700	1 050; 1 320	Одноосная сочленённая	6	
22	СУ <sup>м</sup> . . . .	4	—	53	—	2 350	0	1 850	1 700	1 050; 1 320	Одноосная сочленённая	6	
23	СУ 250 . .	7	—	53	—	2 350	0	1 850	1 700	1 050; 1 320	Одноосная	6	
24	ФД 20 . .	5	—	80	—	3 025	50	1 500	1 350	900; 1 050	»	3	
25	ФД 21 . .	5	—	80	—	3 025	50	1 500	1 350	900; 1 050	»	3	
26	ША . . . .	6,35	—	51	—	2 945,4	0	1 450	1 295	850	»	3	
27	Щ . . . .	4	4	55	55	2 715	1/30	1 320	1 170	950	»	5	
28	Щп . . . .	3,5	—	55	—	2 715	1/30	1 320	1 170	950	»	5	
29	Щч . . . .	4	4	51	55	2 715	1/30	1 320	1 170	950	»	5	
30	Ы . . . .	4	4	52	52	2 540	1/30	1 220	1 070	—	—	4	
31	Ыч . . . .	4	4	52	56	2 540	1/30	1 220	1 070	—	—	4	
32	Э; ЭГ; Эш	4	—	52	—	2 730	1/30	1 320	1 170	—	—	4	
33	ЭУ . . . .	4	—	52	—	2 730	1/30	1 320	1 170	—	—	4	
34	Эм . . . .	4	—	52	—	2 730	1/30	1 320	1 170	—	—	4	
35	ЭР . . . .	4	—	52	—	2 730	1/30	1 320	1 170	—	—	4	
36	ЭР-49 г . .	4	—	52	—	2 730	1/30	1 320	1 170	—	—	4	
37	В <sup>ч</sup> . . . .	4	4	40	52	2 460	1/20	1 240	1 090	—	—	4	
38	V . . . .	4	—	50	—	2 510	1/38,8	1 320	1 170	—	—	4	
39	Vс . . . .	4	—	52	—	2 735	0	1 320	1 150	—	—	4	
40	42 . . . .	5	—	52	—	3 175	70	1 400	1 250	850	Одноосная сочленённая	4	
41	50—101 . .	5	—	52	—	2 600	0	1 400	1 250	—	—	4	
42	52 . . . .	5	—	52	—	3 175	30	1 400	1 250	850	Одноосная сочленённая	4	
43	140 . . . .	5	—	52	—	3 000	0	1 400	1 250	1 000	Одноосная	3	
44	424 . . . .	5	—	50	—	3 200	0	1 606	1 461	1 040	Двухосная	5	
45	9П . . . .	4	—	45	—	2 650	50	1 050	900	—	—	3	
46	03 . . . .	5	—	52	—	3 625	0	2 000	1 850	850; 1 250;	Двухосная	4	

\* Диаметры движущих колёс даны при толщине бандажей 75 мм.

Продолжение табл. 1

Экипаж и общие размеры												
№ по пор.	Серия	между рам	толщина полот- на рам	между осями цилиндров	расстояния			полная база колес паровоза	полная длина паровоза	наибольшая ширина	наибольшая высота	высота оси котла
					от переднего буфера до первой оси	между осями (последо- вательно)	от задней оси до буфера (машинного)					
1	2	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65
1	Б . . . . .	1 260	32	2 180	1 309	2350, 2540, 2100, 2100	1 127	9 090	11 526	3 100	5 143	2 800
2	Гп . . . . .	1 260	32	2 180	1 209	2350, 2475, 2220, 2220	1 100	9 265	11 574	3 100	5 080	2 770
3	Е Ф, К, С . .	978	114, 3	2 260, 2	1 466	2794, 1422, 1422, 1422, 1422	2 717	8 482	12 665	3 310	4 683	2 927
4	ЕЛ . . . . .	978	114, 3	2 260, 2	1 246	2794, 1422, 1422, 1422, 1422	2 616	8 482	12 344	3 310	5 156	3 049
5	Еа . . . . .	965, 2	127	2 260, 2	1 016	2794, 1422, 1422, 1422, 14. 2	2 616	8 482	12 114	3 315	5 161	3 049
6	З . . . . .	1 260	33	2 180	1 380	2110, 1610, 1970, 2150	1 210	7 840	10 430	3 100	5 158	2 500
7	И . . . . .	1 260	33	2 240	1 608	3000, 1700, 1600, 1700	1 255	8 000	10 863	3 100	5 184	3 100
8	ИС . . . . .	925	125	2 330	1 569	3125, 1950, 1950, 1950, 2105, 1525	2 145	12 605	16 319	3 250	4 825	3 225
9	К . . . . .	1 260	33	2 200	1 575	2200, 1610, 1970, 2150,	1 160	7 930	10 665	3 100	5 200	3 100
10	КУ . . . . .	1 260	33	2 200	1 821	2200, 1610, 1970, 2150	1 315	7 930	11 066	3 110	5 200	3 200
11	Лп . . . . .	1 260	29	2 200	1 640	2575, 1580, 1980, 1980, 3400	855	11 505	14 000	3 035	5 187	3 120
12	Л . . . . .	1 000	140	2 330	1 414	2875, 1625, 1625, 1625, 2000	2 600	9 750	13 764	3 150	5 00	3 400
13	МР . . . . .	1 220	28	2 280	1 809	2600, 2190, 1945, 1945, 2000	1 701	10 680	14 180	3 216	5 302	3 450
14	Нп . . . . .	1 230	32	2 210	1 762	3000, 2120, 2320	1 450	7 440	10 662	3 000	5 020	2 550
15	Од . . . . .	1 260	33	2 180	2 874	1330, 1280, 1280	2 908	3 890	9 672	3 090	4 715	2 090
16	Об . . . . .	1 260	33	2 180	2 874	1330, 1280, 1280,	2 908	3 890	9 672	3 090	4 715	2 090
17	Оч . . . . .	1 260	33	2 180	2 874	1330, 1280, 1280	2 908	3 890	9 672	3 090	4 715	2 090
18	С . . . . .	1 230	30	2 200	1 273	2700, 2000, 2000, 2200	2 074	8 900	12 247	3 170	5 070	3 050
19	СО . . . . .	1 260	32	2 280	1 449	2650, 1460, 1430, 1430, 1460	2 753	8 430	12 632	3 300	5 230	3 450
20	СОК . . . . .	1 260	32	2 280	1 449	2650, 1460, 1430, 1430, 1460	2 753	8 430	12 632	3 300	5 230	3 450
21	СУ . . . . .	1 230	29	2 280	1 659	3000, 1975, 1925, 3400	1 465	10 300	13 424	3 136	5 210	3 300
22	СУМ . . . . .	1 230	29	2 280	1 659	3000, 1975, 1925, 3400	1 465	10 300	13 424	3 136	5 210	3 300
23	СУ 250 . . .	1 230	29	2 280	1 659	3000, 1975, 1925, 3400	1 808	10 300	13 767	3 136	5 210	3 330
24	ФД 20 . . .	925	125	2 330	1 500	2870, 1625, 1625, 1625, 3000	2 007	12 370	15 877	3 250	4 650	3 050
25	ФД 21 . . .	925	125	2 330	1 500	2870, 1625, 1625, 1625, 3000	2 007	12 370	15 877	3 250	4 650	3 050
26	ША . . . . .	965, 2	114, 3	2 070	1 245	2362, 1575, 1575, 1575	2 235	7 087	10 567	2 851	3 924	2 820
27	Щ . . . . .	1 260	32	2 180	1 481	3200, 1600, 1500, 1500	2 417	7 800	11 701	3 396	5 019	2 600
28	Щп . . . . .	1 260	32	2 180	1 536	3200, 1600, 1500, 1500	2 417	7 800	11 753	3 260	4 938	2 600
29	Щч . . . . .	1 260	32	2 180	1 484	3200, 1600, 1500, 1500	2 417	7 800	11 701	3 396	5 019	2 600
30	Ы . . . . .	1 260	32	2 200	3 110	1330, 1280, 1280,	2 840	3 890	9 840	3 110	5 150	2 850
31	Ыч . . . . .	1 260	32	2 200	3 110	1330, 1280, 1280	2 840	3 890	9 840	3 110	5 150	2 850
32	Э; ЭГ; ЭШ	1 260/1 230	32	2 280	3 144	1460, 1430, 1430, 1460	2 532	5 780	11 456	3 300	5 212	3 100
33	ЭУ . . . . .	1 260	32	2 280	3 144	1460, 1430, 1430, 1460	2 532	5 780	11 456	3 300	5 212	3 100
34	ЭМ . . . . .	1 260	32	2 280	3 144	1460, 1430, 1430, 1460	2 621	5 780	11 545	3 300	5 212	3 100
35	ЭР . . . . .	1 260	32	2 280	3 144	1460, 1430, 1430, 1460	2 982	5 780	11 906	3 300	5 212	3 100
36	ЭР—49 Г . .	1 260	32	2 280	3 177	1460, 1430, 1430, 1460	3 071	5 780	12 028	3 300	5 193	3 100
37	УБ . . . . .	1 260	30	2 180	2 982	1350, 1350, 2870, 1350, 1350	1 520	8 270	12 772	3 130	5 120	2 865
38	V . . . . .	1 260	33	2 200	3 080	1330, 1280, 1280	3 163	3 890	10 133	3 110	4 960	2 860
39	V <sup>c</sup> . . . . .	1 200	30	2 220	3 100	1403, 1400, 1400	2 785	4 200	10 085	3 170	4 650	2 900
40	42 . . . . .	940	90	2 260	1 995	2600, 1650, 1650, 1650, 1650	2 420	9 200	13 615	3 050	4 400	3 150
41	50—101 . . .	1 230	30	2 190	3 140	1500, 1500, 1500, 1500	2 360	6 000	11 500	3 050	4 250	2 700
42	52 . . . . .	990/930	30/80	2 190	1 915	2600, 1650, 1650, 1650, 1650	2 430	9 200	13 545	3 050	4 400	3 050
43	140 . . . . .	1 000	100	2 200	1 500	2500, 1500, 1500, 1500	1 635	7 000	10 185	3 050	4 280	3 000
44	424 . . . . .	1 100	28	2 180	1 865	2400, 1700, 1800, 1800, 1800	1 510	9 500	12 875	3 050	4 650	3 300
45	9П . . . . .	1 200	32	2 150	3 527	1350, 1350	3 663	2 700	9 890	2 792	4 050	2 620
46	03 . . . . .	1 000	90	2 280	1 900	2200, 1800, 2250, 2250, 3500	1 200	12 000	15 100	3 050	4 551	3 100

Продолжение табл. 1

№ по пор.	Весовые характеристики в т							Тендер		
	серия	цепной вес паровоза	вес паровоза в порожнем состоянии	вес паровоза в рабочем состоянии	нагрузка от осей на рельсы			расстояние в мм		
					передних бегунковых	средняя движущих осей	задних поддерживающих	от переднего буфера до первой оси тендера	между осями	от задней оси до заднего буфера
1	2	66	67	68	69	70	71	72	73	74
1	Б . . . . .	47	68	74,5	13,3; 14,2	15,7	—	1 473	1 800, 2 440, 1 800	1 507
2	Гп . . . . .	50,2	67,3	75,3	11,7; 13,4	16,7	—	1 527	1 800, 1 850, 1 800	1 704
3	ЕФ.К.С . . . . .	77,6	79,8	87	9,4	15,6	—	1 308	1 753, 2 463, 1 753	1 865
4	ЕЛ . . . . .	80,3	81,4	91,2	10,9	16,1	—	1 308	1 905, 2 159, 1 905	1 865
5	Еа . . . . .	85,7	86,0	96,2	10,5	17,1	—	1 639	1 905, 2 159, 1 905	1 865
6	З . . . . .	42,8	59,6	65,1	10,9; 11,4	14,3	—	1 502	1 740, 1 590	1 815
7	И . . . . .	55,6	62,2	69,0	13,4	13,9	—	1 502	1 740, 1 590	1 815
8	ИС . . . . .	80,7	120,6	133,0	15,4	20,2	18,5	1 915	1500, 1500, 3100, 1500, 1500	1 528
9	К . . . . .	47,4	66,6	74,0	13,3	15,8	—	1 365	1 740, 1 590	1 567
10	КУ . . . . .	48	67,3	73,4	12,7	16	—	1 473	1 800, 2 440, 1 800	1 507
11	Лп . . . . .	52	85,6	96,7	13,3; 14,6	17,3	16,8	1 183	2 100, 1 800, 2 100	1 512
12	Л . . . . .	91	92	103	12	18,2	—	1 586	1 900, 2 900, 1 900	1 628
13	МР . . . . .	72,5	88,3	97,7	12; 13,2	18,1	—	1 183	2 100, 1 800, 2 100	1 512
14	Нп . . . . .	47,7	53,6	61,4	13,7	15,9	—	1 502	1 740, 1 590	2 015
15	Од . . . . .	52,5	46,4	52,5	—	13,1	—	1 502	1 740, 1 590	1 815
16	Об . . . . .	52,5	46,4	52,5	—	13,1	—	1 502	1 800, 2 440, 1 800	1 507
17	Оч . . . . .	55	48	55	—	13,8	—	1 502	1 800, 2 440, 1 800	1 507
18	С . . . . .	47,2	67,5	75,8	13	15,7	15,6	1 482	1 800, 2 440, 1 800	1 507
19	СО . . . . .	87,6	85	96,6	9	17,5	—	1 328	1 905, 2 335, 1 905	1 454
20	СОК . . . . .	94	97	104,5	10,5	18,8	—	1 615	1 800, 5 000, 1 800	2 280
21	СУ . . . . .	54	75	85	13	18	18	1 470	1 800, 2 440, 1 800	1 507
22	СУМ . . . . .	60	80	90	14	18,8	19	1 518	1 800, 2 440, 1 800	1 515
23	СУ 250 . . . . .	54,6	76,7	86,7	14	18,2	18,1	1 683	1 885, 2 915, 1 885	1 539
24	ФД20 . . . . .	100,7	120,6	134,4	14	20,1	19,7	2 340	1500, 1500, 3100, 1500, 1500	1 650
25	ФД21 . . . . .	103	123,1	137,0	14	20,6	20,0	2 340	1500, 1500, 3100, 1500, 1500	1 650
26	ША . . . . .	64	66,4	74	16	16	—	1 290	1 676, 1 778, 1 676	1 908
27	Щ . . . . .	64,2	69	77,2	13	16,1	—	1 473	1 800, 2 440, 1 800	1 507
28	Щп . . . . .	64,3	69,2	77,3	13	16,1	—	1 473	1 800, 2 440, 1 800	1 507
29	Щч . . . . .	64,7	71,2	78,2	13,5	16,2	—	1 473	1 800, 2 440, 1 800	1 507
30	Ы . . . . .	59,5	53,3	59,5	—	14,9	—	1 422	1 740, 1 590	1 965
31	Ыч . . . . .	60,9	55	60,9	—	15,2	—	1 422	1 740, 1 590	1 965
32	Э; ЭГ; Эш; . . . . .	81,2	72,7	81,2	—	16,3	—	1 464	1 800, 2 440, 1 800	1 507
33	Эу . . . . .	85,6	76,9	85,6	—	17,1	—	1 464	1 800, 2 440, 1 800	1 507
34	Эм . . . . .	82,9	74,9	82,9	—	16,6	—	1 328	1 905, 2 335, 1 905	1 454
35	Эр . . . . .	83,5	74,5	83,5	—	16,7	—	1 328	1 905, 2 335, 1 905	1 454
36	Эр - 49 г . . . . .	85	75	85	—	17	—	1 683	1 885, 2 915, 1 885	1 539
37	ЭБ . . . . .	89,4	82,2	89,4	—	14,9	—	1 477	1 800, 2 440, 1 800	1 585
38	V . . . . .	64,4	57,5	64,4	—	16,1	—	1 502	1 740, 1 590	1 815
39	Vc . . . . .	64,4	57,5	64,4	—	16,1	—	1 502	1 740, 1 590	1 815
40	42 . . . . .	85,8	86,8	97	11,2	17,2	—	1 295	1 800, 2 300, 1 800	2 005
41	50-101 . . . . .	76,6	69,6	76,6	—	15,3	—	1 692	1 900, 1 900	1 700
42	52 . . . . .	77	78	86	9	15,4	—	1 295	1 800, 2 300, 1 800	2 005
43	140 . . . . .	70	76,2	83,7	13,7	17,5	—	1 160	2 400, 1 500	1 600
44	424 . . . . .	59,6	79,2	87,2	13,3	14,9	14,3	1 360	1 600, 1 515, 1 600	1 895
45	9П . . . . .	55,2	45	55,2	—	18,4	—	—	—	—
46	03 . . . . .	53	90,4	99,6	14,5; 14,5	17,7	17,6	1 165	1 900, 1 900, 1 900	1 780

Окончание табл. 1

№ по пор.	Серия	Тендер							Паровоз и тендер			
		давление от оси на рельсы в т при полной нагрузке	вес порожнего в т	вес с полной нагрузкой в т	запасы		колёсная база в мм	длина от буфера до буфера в мм	колёсная база паровоза и тендера в мм	длина от буфера до буфера в мм	общий вес	
					воды в м³	топлива в т					при 3-осном тендере в т	при 4-осном или 6-осном тендере в т
1	2	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85
1	Б . . . . .	15,4	23,5	61,5	23	15	6 040	9 020	17 730	20 546	—	136
2	ГП . . . . .	14,9	23,5	59,5	21	15	5 450	8 681	17 342	20 255	—	134,8
3	ЕФ,к,с . . . . .	17,1	25,2	63,2	27	16	5 969	9 142	18 508	21 839	—	155,2
4	ЕЛ . . . . .	17,3	25,2	69,2	28	16	5 969	9 142	18 407	21 518	—	160,4
5	Еа . . . . .	18,3	25,2	73,2	28	20	5 969	9 142	18 407	21 288	—	169,4
6	З . . . . .	13,7	17	41	14	10	3 330	6 635	13 920	17 115	106,1	—
7	И . . . . .	13,7	17	41	14	10	3 330	6 685	14 125	17 548	110	—
8	ИС . . . . .	21,2	56	127	49	22	9 100	12 543	25 797	28 894	—	260
9	К . . . . .	14,6	22,7	58,7	21	15	5 500	8 432	15 855	19 097	—	132,7
10	КУ . . . . .	14,6	22,7	58,7	21	15	5 500	8 432	16 170	19 498	—	132,1
11	Лп . . . . .	18,4	27,5	73,5	28	18	6 000	8 695	19 543	22 695	—	170,2
12	Л . . . . .	19,4	31,5	77,5	28	18	6 700	9 918	20 672	23 714	—	180,5
13	МР . . . . .	18,4	27,5	73,5	28	18	6 000	8 695	19 564	22 885	—	171,2
14	НП . . . . .	13,7	17	41	14	10	3 330	6 847	13 732	17 509	102,4	—
15	Од . . . . .	13,7	17	41	14	10	3 330	6 647	11 630	16 319	93,5	—
16	Ов . . . . .	15	22	60	23	15	6 040	9 049	14 340	18 721	—	112,5
17	Оч . . . . .	15	22	60	23	15	6 040	9 049	14 340	18 721	—	115
18	С . . . . .	15,4	23,5	61,5	23	15	6 040	9 029	18 496	21 276	—	137,3
19	СО . . . . .	16,5/20,4	23/34,5	66/81,5	23/27	20	6 145	8 927	18 688	21 591	—	163/178
20	СОК . . . . .	19	48	76	14	14	8 600	12 495	21 430	25 159	—	180,5
21	СУ . . . . .	15,8	24	63	23	16	6 040	9 017	19 275	22 441	—	148
22	СУМ . . . . .	18,2	29,6	73	27,4	16	6 040	9 073	19 323	22 497	—	163
23	СУ 250 . . . . .	20,4	34,5	81,7	27,2	20	6 685	9 907	20 483,5	23 632	—	168,4
24	ФД 20 . . . . .	20,5	54	123	44	25	9 100	13 090	25 850	29 000	—	257,4
25	ФД 21 . . . . .	20,5	54	123	44	25	9 100	13 090	25 850	29 000	—	260
26	ША . . . . .	13,3	18,8	53,3	24,5	10	5 130	8 328	15 774	18 927	—	127,3
27	Щ . . . . .	15,4	23,5	61,5	23	15	6 040	9 020	17 280	20 721	—	138,7
28	ЩП . . . . .	15,4	23,5	61,5	23	15	6 040	9 020	17 730	20 773	—	138,8
29	ЩЧ . . . . .	15,4	23,5	61,5	23	15	6 040	9 020	17 730	20 721	—	139,7
30	Ы . . . . .	14,5	19,6	43,6	14	10	3 330	6 717	11 482	16 557	103,1	—
31	ЫЧ . . . . .	14,5	19,6	43,6	14	10	3 330	6 717	11 482	16 557	104,5	—
32	Э; ЭГ; ЭШ . . . . .	15,4	23,5	61,5	23	15	6 040	9 011	15 816	20 467	—	142,7
33	ЭУ . . . . .	15,4	23,5	61,5	23	15	6 040	9 011	15 816	20 467	—	147,1
34	ЭМ . . . . .	16,6	23,5	66,5	23	20	6 145	8 927	15 906	20 504	—	149,4
35	ЭР . . . . .	16,6	23,5	66,5	23	20	6 145	8 927	16 267	20 865	—	150
36	ЭР — 49 г. . . . .	20,4	34,5	81,7	27,2	20	6 685	9 907	17 219	21 967	—	166,7
37	ЮБ . . . . .	15,4	23,5	61,5	23	15	6 040	9 102	17 307	21 874	—	150,9
38	У . . . . .	13,7	17	41	14	10	3 330	6 647	11 885	16 780	105,4	—
39	Ус . . . . .	13,7	17	41	14	10	3 330	6 647	11 817	16 732	105,4	—
40	42 . . . . .	15,4	18,5	61,5	30	13	5 900	9 200	19 000	23 000	—	158,5
41	50—101 . . . . .	16,6	19,8	49,8	20	10	3 800	7 192	14 050	18 910	126,4	—
42	52 . . . . .	15,4/15,1	18,5	61,5/60,5	30/26	13/16	5 900	9 200	19 800	22 975	—	147/146
43	140 . . . . .	16,6	19,6	49,6	20	10	3 900	6 660	13 895	16 995	133,3	—
44	424 . . . . .	14,8	22	59	24	13	4 715	7 970	17 285	21 045	146,2	—
45	9П . . . . .	—	—	—	6,5	2,2	—	—	—	—	—	—
46	03 . . . . .	18,8	30,2	75,2	32	13	5 700	8 645	20 225	23 905	—	174,8

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПАРОВОЗОВ

При создании нового типа паровоза предварительно устанавливают его основные характеристики. Этими характеристиками являются сила тяги паровоза, его мощность, сцепной и общий вес, нагрузка от колёс на рельсы, осевая формула, конструкционная скорость, габарит, длина и колёсная база паровоза.

## СИЛА ТЯГИ, СЦЕПНОЙ ВЕС, МОЩНОСТЬ

Сила тяги и мощность, являющиеся главнейшими характеристиками паровоза, предопределяющими основные его конструктивные элементы, обычно устанавливаются или непосредственно техническим заданием на проектирование или определяются исходя из заданных значений веса состава и скорости движения, которые являются в результате специальных технико-экономических исследований, охватывающих весьма большой круг вопросов, связанных с планированием железнодорожных перевозок на ближайшую и более отдалённую перспективу, развитием и техническим оснащением сети железных дорог, электрификацией отдельных направлений и т. п.

Решение этой задачи, в основу которой должны быть положены безусловное обеспечение необходимых размеров и улучшение качественных показателей перевозок, повышение производительности и облегчение условий труда работников железнодорожного транспорта и другие требования государственного значения, производится путём:

а) выявления наивыгоднейших по эксплуатационным показателям (себестоимость перевозок и др.) значений весов поездов и скоростей движения. Эти значения определяются на основе установления и исследования зависимостей указанных показателей от величины грузопотоков и пассажиропотоков, трудности профиля, дальности пробегов поездов и ряда других факторов;

б) установления значений весов составов и скоростей движения, необходимых для обеспечения намечающихся на перспективу размеров грузооборота по главным направлениям сети с учётом наиболее типичных профильных условий и технической вооружённости (длин приёмо-отправочных путей, характеристик существующего паровозного парка, типов рельсов) и соображений по унификации весовых норм грузовых поездов;

в) проверки целесообразности различных намеченных вариантов паровозов по градациям силы тяги (сцепного веса) и мощности с размещением их по конкретным направлениям сети и сравнением этих вариантов по размерам годовых эксплуатационных расходов и необходимых капитальных затрат.

При заданных значениях веса состава и скорости на наиболее трудном по профилю участке, характеризуемом величиной расчётного подъёма, расчётные величины касательной силы тяги  $F_k$  (в кг) и касательной мощности  $N_k$  (в л. с.), относящиеся к условиям работы паровоза на подъёме, подсчитываются по формулам:

$$F_k = (w_0'' + i_p) Q + (w_0' + i_p) P_p \text{ кг}; \quad (1)$$

$$N_k = \frac{F_k V_p}{270} \text{ л. с.} \quad (2)$$

Здесь  $Q$  — вес состава (вагонов) в т;

$P_p$  — расчётный вес паровоза и тендера (с  $2/3$  запаса воды и топлива) в т;

$i_p$  — величина расчётного подъёма в ‰ (с учётом приведённого дополнительного сопротивления от кривой);

$V_p$  — скорость на расчётном подъёме в км/час;

$w_0', w_0''$  — удельные сопротивления паровоза и вагонов, определяемые в соответствии с заданным значением  $V_p$ , по формулам, приведённым в разделе «Тяговые расчёты», либо принимаемые ориентировочно равными  $2 \div 2,5 \text{ кг/т}$ .

Все величины в формулах (1) и (2) обычно являются известными, за исключением величины  $P_p$ , которая для предварительных подсчётов при проектировании нового типа паровоза может быть принята пропорциональной искомому значению силы тяги по выражению  $P_p = \alpha F_k$ , где коэффициент пропорциональности  $\alpha$ , зависящий от значения  $V_p$ , составляет в среднем (по данным практики):

Типы паровозов	$V_p$ в км/час	$\alpha$
Грузовые паровозы . . . .	16—18	0,08
	20—21	0,09
	23—25	0,095
	25—30	0,10
Пассажирские паровозы .	30—35	0,12—0,125
	40—50	0,14—0,15

Устанавливаемая таким образом или заданная непосредственно величина силы тяги паровоза на расчётном подъёме является максимальным расчётным её значением, определяющим необходимый для её реализации сцепной вес грузового паровоза  $P_{сц}$ , а также размеры его паровой машины.

Сцепной вес паровоза  $P_k$  в т определяется из выражения

$$P_k = \frac{F_k}{1000 \psi_k} \quad (3)$$

Здесь  $\psi_k$  — расчётный коэффициент сцепления; определяется согласно новым правилам тяговых расчётов по формулам:

для грузовых паровозов

$$\psi_k = \frac{28}{100 + V}; \quad (4)$$

для пассажирских паровозов

$$\psi_k = \frac{27}{100 + V} \quad (5)$$

где  $V$  — скорость в км/час; принимается для рассматриваемого случая равной  $V_p$ .

Для пассажирских паровозов определяющими расчётную величину основных характеристик могут являться не только режимы работы на расчётном подъёме, но и на горизонтальной площадке с большой заданной скоростью, а в некоторых случаях и специальные требования в отношении времени разгона, т. е. времени, в течение которого паровоз должен развить заданную скорость. В этих случаях расчётные значения силы тяги паровоза определяются (с последовательным приближением) путём построения кривых разгона графическим способом, применяемым в тяговых расчётах.

Значение мощности паровоза, подсчитанное по выражению (2) и соответствующее условиям работы паровоза на подъёме, составляет для современных паровозов примерно 90% наибольшего расчётного значения мощности, соответствующего той же расчётной величине паропроизводительности котла, или, что то же, одной и той же форсировке поверхности нагрева котла. Это обусловливается особенностью расходных характеристик паровой машины паровоза (удельного расхода пара в кг/л. с. ч.), тепловая экономичность которой существенно меняется с изменением режима работы паровоза и у современных локомотивов достигает максимума при скорости движения 45 — 65 км/час для грузовых и 70—90 км/час для пассажирских паровозов. Иначе говоря, снижение удельного расхода пара машиной при этих скоростях движения по сравнению с его значениями при работе на расчётном подъёме позволяет при одной и той же паропроизводительности котла реализовать большую мощность паровоза, принимаемую обычно за расчётное её значение и равную примерно

$$N_{к\text{ расч}} \approx 1,1 \frac{F_k V_p}{270} \text{ л. с.} \quad (6)$$

Если подставить в выражение (2) значение  $F_k$  из выражения (3) и принять  $P_k = 1 \text{ т}$ , то получим дополнительную характеристику, называемую удельной мощностью паровоза и представляющую собой мощность, приходящуюся на 1 т сцепного веса паровоза.

Для грузовых паровозов эта характеристика для режима работы на расчётном подъёме имеет вид

$$\begin{aligned} \left( \frac{N_k}{P_k} \right)_n &= \frac{10\,000 \psi_k V_p}{270} = \frac{28 \cdot 10\,000 V_p}{(100 + V_p) 270} = \\ &= \frac{103,7 V_p}{100 + V_p}, \end{aligned} \quad (7)$$

а для пассажирских (соответственно другому значению  $\psi_k$ )

$$\left( \frac{N_k}{P_k} \right)_n = \frac{100 V_p}{100 + V_p}. \quad (8)$$

Расчётное значение этой характеристики, являющейся функцией величины скорости на расчётном подъёме, составляет согласно указанному выше соотношению:

для грузовых паровозов

$$\begin{aligned} \left( \frac{N_k}{P_k} \right)_{\text{расч}} &\approx 1,1 \frac{103,7 V_p}{100 + V_p} \approx \\ &\approx \frac{115 V_p}{100 + V_p}; \end{aligned} \quad (7')$$

для пассажирских паровозов

$$\begin{aligned} \left( \frac{N_k}{P_k} \right)_{\text{расч}} &\approx 1,1 \frac{100 V_p}{100 + V_p} = \\ &= \frac{110 V_p}{100 + V_p}. \end{aligned} \quad (8')$$

Необходимо отметить, что расчётные значения мощности по выражениям (2) и (6) и соответствующие им значения удельной расчётной мощности отнюдь не являются максимальными значениями мощности, которую может развить паровоз при наиболее благоприятных условиях (в отношении качества топлива, питательной воды, характеристик пути).

Как показывает практика, эти максимальные значения длительной мощности паровозов превышают указанные расчётные значения  $N_{к\text{ расч}}$  примерно на 20—25%.

В соответствии с возрастающими с каждым годом требованиями к железнодорожному транспорту по грузовым и пассажирским перевозкам, обусловленным неуклонным быстрым ростом производства, растут также требования к тяговым свойствам локомотивов как в отношении значений силы тяги, так и скорости движения, т. е. удельной мощности.

Наряду с введением на наших железных дорогах большого количества мощных электровозов и тепловозов дальнейшее развитие должна получить и паровая тяга. Достаточно наглядно показывает это развитие на ближайшую и более отдалённую перспективу приведённая ниже примерная классификация новых типов грузовых паровозов по сцепному весу (силе тяги) и мощности.

Установление указанных классификации является весьма ответственной и сложной задачей. От степени соответствия этих характеристик условиям предстоящей эксплуатации зависят не только технико-экономические показатели работы локомотивов и стоимость перевозок, но и размеры затрат на капитальное строительство и оборудование для обеспечения необходимой пропускной способности линий, а также расходы по формированию поездов, по содержанию пути и т. д. Выбор типов паровозов должен производиться не применительно к условиям работы отдельных железной дороги или даже отдельных участков дороги, как это обычно имеет место в капиталистических странах, а исходя из общесетевых условий.

Основные данные, характеризующие предложенную в результате ряда исследований примерную классификацию новых типов паровозов, приведены в табл. 1.

Представителями современного паровоза III класса являются паровозы типа 1-5-0



(серии Л) и типа 1-5-1 с нагрузкой от движущей оси на рельс 18 *т*. При такой осевой нагрузке и хороших динамических и ходовых качествах паровозы этого типа могут обращаться на нереконструированном пути с легким верхним строением (с некоторым ограничением наибольшей скорости движения по сравнению с конструкционной) и поэтому получили название «вездеходных». Это название связано в известной мере и с тем, что типичный для них соответствующий расчётному подъёму 9‰ вес состава 1 600—1 700 *т* может также считаться «вездеходным», так как может быть реализован при сочетании таких условий, как малая длина приёмо-отправочных путей и формирование состава из двухосных вагонов.

Паровоз со сцепным весом 180 *т* может заменить собой два паровоза III класса, т. е. исключить применение двойной тяги паровозами серии Л и близкими им СО и Е<sup>а</sup>. По силе тяги этот паровоз соответствует новому перспективному типу восьмиосного электровоза. При работе его на линиях с расчётным подъёмом 6‰ соответствующий его силе тяги вес состава равен примерно 4 800 *т*. Состав такого веса может быть реализован при длине приёмо-отправочных путей 850 *м* и при средней нагрузке на 1 *м* пути примерно 6 *т*, что соответствует наиболее тяжёлому в настоящее время типу вагонов (гондолы).

Таким образом, паровозы с приведёнными в табл. 1 градациями сцепных весов могут удовлетворить эксплуатационным требованиям, соответствующим самым различным практическим возможным условиям перевозочной работы. Вместе с тем, указанные характеристики охватывают область наиболее выгодных по себестоимости перевозок значений весов составов грузовых поездов, каковыми являются для паровой тяги при грузооборотах от 2 до 10 млн. *т* нетто в грузовом направлении на однопутных линиях и от 8 до 30 млн. *т* на двухпутных линиях составы в пределах от 2 500 до 5 000 *т* (в зависимости от грузо-

оборота, профильных условий и других указанных выше факторов).

Соотношения градаций силы тяги и сцепного веса паровозов приведённых в табл. 1 классов примерно соответствуют существующим, проверенным долготейшей практикой эксплуатационной работы. Так, например, соотношения сцепных весов паровозов III и II классов (90 и 112 ÷ 115 *т*) такие же, как и соотношения сцепных весов паровозов основных серий Э и ФД (80 и 100 ÷ 103 *т*). Существующие паровозы серии ФД занимают в этой схеме по отношению к новым паровозам II и III классов такое же примерно место, какое занимают в настоящее время паровозы СО по отношению к паровозам серий ФД и Э.

Приведённые в классификационной схеме (табл. 1) величины скоростей  $V_p$  на расчётном подъёме, определяющие расчётную мощность паровозов, находятся в пределах 23 ÷ 30 *км/час*, т. е. в той области скоростей, которая по данным указанных выше исследований является наиболее выгоднейшей по технико-экономическим показателям.

Из данных табл. 1 можно усмотреть, что для паровозов в жёсткой раме большим значениям сцепного веса соответствуют и большие значения скоростей  $V_p$ . Это объясняется в известной мере тем, что при прочих равных условиях с увеличением силы тяги, как правило, возрастает и диаметр движущих колёс, а при этом зона наиболее выгодных скоростей несколько сдвигается в сторону увеличения вследствие изменения зависимости расходных характеристик машины от скоростей движения. Кроме того, некоторое значение здесь имеет и то обстоятельство, что с увеличением силы тяги паровозов соответствующие им значения веса составов приближаются к наиболее выгодным, а в этой области неблагоприятное влияние некоторого изменения веса (из-за повышения  $V_p$  и уменьшения расчётного коэффициента сцепления) сказывается на экономических пока-

Примерная классификационная схема новых грузовых паровозов

Таблица 1

Класс паровоза	Сцепной вес в <i>т</i>	‰	Примерные веса составов (округлённо)	Расчётная скорость на руководящем подъёме в <i>км</i>	Удельная мощность в <i>л. с./т</i>	Расчётная мощность $V_{кр}$ расч в <i>л. с.</i>	Типы паровозов (варианты осевой формулы)
Сверхклассный	160—180	6 7 8 9	4 200—4 800 3 600—4 100 3 300—3 700 3 000—3 300	23—24 25—26	22—23 23,5—24,5	3 500—4 000 3 800—4 400	1-4+4-1 1-4+4-2
I	135—144	6 7 8 9	3 500—3 800 3 000—3 300 2 700—3 000 2 400—2 700	30 25 27 23	27 22,5 25 22	3 600 3 000 3 000 3 250	1-5-2 1-5-2 II кл. с бустером 1-3+3-2 1-4+4-1
II	112—115	6 7 8 9	2 900—3 000 2 500—2 600 2 200—2 300 2 000—2 100	28—30 25—26	25,5—27 22,5—23,5	2 900—3 100 2 600—2 800	1-5-2 1-3+3-1
III	90	6 7 8 9	2 300—2 400 2 000—2 100 1 800—1 900 1 600—1 700	22—23 25—27	21—22 24,5—25,5	1 900—2 000 2 200—2 300	1-5-0 1-5-1

зателях в меньшей мере, чем для значений, существенно отличающихся от оптимальных.

Для сочленённых паровозов в силу меньшей их тепловой экономичности и относительно меньшего числа бегунковых и поддерживающих осей значения  $V_p$  меньше, чем у мощных паровозов в жёсткой раме.

Необходимо также указать, что расчётные значения  $V_p$  связаны определёнными соотношениями с максимальной равновесной скоростью паровоза при работе его на горизонтальной площадке. Так, например, если исходить из условий полной реализации расчётной мощности на руководящем подъёме и при большой скорости на площадке (значения  $N_k$  при этих двух режимах можно считать примерно одинаковыми), то для  $i_p = 90/00$  и смешанного состава из четырёхосных и двухосных вагонов значению  $V_p = 29 \text{ км/час}$  будет соответствовать значение равновесной скорости на площадке  $85 \text{ км/час}$ , что выше ограничения скорости, определяемого тормозными средствами. Максимальной равновесной скорости на горизонтальной площадке  $75 \text{ км/час}$  при указанных условиях будет соответствовать  $V_p = 23,5 \text{ км/час}$ . Из этих примеров можно усмотреть, что в случае установления при рассматриваемых условиях работы ( $i_p = 90/00$ , смешанный состав) значения скорости на расчётном подъёме  $V_p > 30 \text{ км/час}$  расчётную мощность на горизонтальной площадке полностью реализовать не будет возможности.

Основные характеристики новых типов пассажирских паровозов определяются исходя из установленных подобным же образом эксплуатационных показателей пассажирских поездов различных типов. Примерные значения этих показателей приведены в табл. 2.

Таблица 2

Тип поезда	Вес состава (вагонов) в т	Средняя скорость в км/час	
		ходовая	на расчётном подъёме
Курьерский . . . . .	650 ÷ 750	75 ÷ 90	55 ÷ 65
Скорый . . . . .	750 ÷ 950	70 ÷ 80	45 ÷ 55
Пассажирский обыкновенный . . . . .	750 ÷ 950	60 ÷ 70	35 ÷ 45

Исходя из подобных показателей, были определены основные характеристики нового типа пассажирского паровоза: сцепной вес  $72 \text{ т}$ , расчётная мощность (наибольшая)  $N_{k \text{ расч}} = 2500 \text{ л. с.}$  Тип паровоза 2-4-2. Как показали подсчёты, а впоследствии и результаты испытаний опытного образца, паровоз этого типа в достаточной мере удовлетворяет требованиям к эксплуатационным показателям работы по ведению всех указанных типов пассажирских поездов. Имея относительно небольшую нагрузку от оси на рельс ( $18 \text{ т}$ ) и обладая хорошими показателями по воздействию на путь, этот паровоз, являющийся конструктивной разновидностью паровоза серии ИС-20, может обращаться на линиях с лёгким верхним строением пути.

При полном использовании сцепного веса на расчётном подъёме при скорости  $V_p = 45 \text{ км/час}$  значение удельной мощности (наибольшей расчётной) определится по выражению (8'):

$$\left( \frac{N_k}{P_k} \right)_{\text{расч}} = \frac{110 \cdot 45}{145} \approx 34,2 \text{ л. с./т},$$

откуда следует, что расчётная мощность (наибольшая при расчётной форсировке), соответствующая сцепному весу паровоза  $72 \text{ т}$ , должна составить

$$N_{k \text{ расч}} = 34,2 \cdot 72 = 2462 \approx 2500 \text{ л. с.}$$

Это значение  $N_{k \text{ расч}}$  весьма близко соответствует значению мощности, реализованной при испытаниях паровоза 2-4-2 при установленной для него расчётной форсировке поверхности нагрева.

### ОБЩИЙ ВЕС ПАРОВОЗА, НАГРУЗКА ОТ ОСИ НА РЕЛЬС, ОСЕВАЯ ФОРМУЛА

Для предварительного определения общего веса паровоза в рабочем состоянии  $P_0$  при проектировании обычно пользуются способами, основывающимися на установлении зависимости величины  $P_0$  от одной из следующих характеристик паровоза: испаряющей поверхности нагрева котла  $H_{исп}$ , площади колосниковой решетки  $R$ , расчётной мощности  $N_{k \text{ расч}}$ . Эти зависимости принимают, как правило, в виде прямой пропорциональности, вводя коэффициенты пропорциональности по данным практики, по аналогии с существующими паровозами, близкими по типу к проектному.

Из этих коэффициентов наиболее известен так называемый «строительный коэффициент паровоза», представляющий отношение величины испаряющей поверхности нагрева котла  $H_{исп}$  в  $\text{м}^2$  к общему весу паровоза  $P_0$  в  $\text{т}$ . При применении этого способа величину  $H_{исп}$  обычно предварительно устанавливают, исходя из часовой паропроизводительности котла, необходимой для реализации расчётной мощности. Для этого приходится задаваться ориентировочными значениями удельного расхода пара и расчётной форсировки поверхности нагрева, что является весьма существенным недостатком данного способа. Кроме того, значения строительного коэффициента для существующих паровозов различных типов отличаются весьма значительно друг от друга (от 1,8 до 2,4), откуда следует, что величина испаряющей поверхности лишь в небольшой мере характеризует общий вес паровоза и что при выборе значений этого коэффициента во избежание значительных ошибок должно быть соблюдено достаточно близкое подобие проектного паровоза с паровозами-образцами и в первую очередь по такому показателю, как отношение  $\frac{H_{исп}}{R}$ .

В качестве наиболее наглядного примера из практики можно привести две конструктивные разновидности паровоза серии ФД, различающиеся по существу только величиной поверхности нагрева котла:  $H_{исп} = 297 \text{ м}^2$  у паровоза ФД с перегревателем

лем в трубах малого диаметра и  $H_{исп} = 247 \text{ м}^2$  у ФД с перегревателем, имеющим жаровые трубы большого диаметра и увеличенное количество дымогарных труб.

При величине  $H_{исп}$ , на 17% меньшей, второй вариант паровоза имеет практически тот же общий вес. Котлы этих паровозов, имеющие одинаковые площади колосниковых решёток  $R$ , обладают практически одинаковой часовой паропроизводительностью.

Величины отношений  $\frac{P_0}{R}$  для паровозов существующих серий различаются не столь значительно, как величины строительного коэффициента. Это обуславливается тем, что величина  $R$  в большей мере связана с расчётной мощностью и часовой паропроизводительностью котла, чем  $H_{исп}$ . Величина  $R$  при предварительном проектировании обычно определяется исходя из часового паросъёма с  $1 \text{ м}^2$  решётки, равного  $2500 \div 3000 \text{ кг/м}^2 \text{ час}$ .

Наиболее простым является предварительное определение общего веса паровоза исходя непосредственно из расчётной мощности паровоза при расчётной форсировке. Величины отношения общего веса к расчётной касательной мощности (наибольшей при расчётной форсировке) для современных паровозов находятся в пределах от 48 до 55  $\text{кг/л. с.}$

Этот показатель составляет:

для грузовых паровозов с пятью движущимися осями (например, Л, ФД, 1-5-2 постройки Улан-Удэнского завода)

$$\frac{P_0}{N_{к \text{ расч}}} = 52 \div 53 \text{ кг/л. с.};$$

для пассажирских паровозов с четырьмя движущимися осями (например типа 2-4-2 постройки Коломенского завода)

$$\frac{P_0}{N_{к}} \approx 50 \text{ кг/л. с.};$$

для курьерских паровозов с тремя движущимися осями (например типа 2-3-2 постройки Коломенского завода)

$$\frac{P_0}{N_{к}} \approx 48 \text{ кг/л. с.};$$

для сочленённых паровозов с шестью-восемью движущимися осями (например типа 1-3 + 3-1 постройки Коломенского завода)

$$\frac{P_0}{N_{к}} \approx 55 \div 56 \text{ кг/л. с.}$$

Более удобно пользоваться этим показателем в виде

$$\frac{P_0}{P_{к}} = \beta \frac{N_{к}}{P_{к}}, \quad (9)$$

где значения коэффициента  $\beta$  могут быть приняты для паровозов с 5, 4 и 3 сцепными осями соответственно  $0,052 \div 0,053$ ;  $0,05 \div 0,051$  и  $0,048 \div 0,049$ , а для сочленённых паровозов с 6  $\div$  8 движущимися осями и однократным расширением пара  $\approx 0,055 \div 0,056$ .

Различие в значениях этого коэффициента для паровозов разных типов обуславливается главным образом тем, что при прочих равных условиях с увеличением числа движу-

щих осей увеличивается вес рамы, движущего механизма, а также, как правило, растёт отношение веса котла к часовой его паропроизводительности за счёт удлинения труб или введения камеры догорания.

Выражение (9) при подстановке в него значений удельной мощности (7') и (8') может быть представлено в виде:

для грузовых паровозов (с механизированным отоплением)

$$\frac{P_0}{P_{к}} = \beta \frac{115 V_p}{100 + V_p} \approx \frac{6 V_p}{100 + V_p}; \quad (10)$$

для пассажирских паровозов (с механизированным отоплением)

$$\frac{P_0}{P_{к}} = \frac{5,5 V_p}{100 + V_p}. \quad (10')$$

Отношение общего веса к сцепному ( $\frac{P_0}{P_{к}}$ ), зависящее от величины скорости ( $V_p$ )

на расчётном подъёме при расчётной форсировке, является величиной, определяющей в известной мере и тип (осевую формулу) паровоза, так как из неё может быть определено и отношение числа бегунковых и поддерживающих осей к числу движущих осей.

Так, например, принимая для паровоза 2-4-2, как указано выше, значение  $V_p = 45 \text{ км/час}$ , найдём из выражения (10')

$$\frac{P_0}{P_{к}} = \frac{5,5 \cdot 45}{100 + 45} \approx 1,7, \text{ или } P_0 = 1,7 P_{к}.$$

Вес  $P_0 - P_{к}$ , приходящийся на бегунковые и поддерживающие оси, отсюда равен

$$P_0 - P_{к} = 0,7 P_{к}.$$

Если нагрузка на эти оси  $q_{ср}$  (средняя) составит 0,7 от нагрузки на движущие оси  $q_{дв}$ , т. е.  $q_{ср} = 0,7 q_{дв}$ , то число движущих

осей составит в случае  $\frac{P_{к}}{q_{дв}}$ , а число бегу-

ковых и поддерживающих в рассматриваемом случае  $\frac{0,7 P_{к}}{0,7 q_{дв}}$ , откуда следует, что число

бегунковых и поддерживающих осей (в сумме) для пассажирского паровоза, для которого расчётная скорость на подъёме  $V_p = 45 \text{ км/час}$ , должно быть равно числу движущих осей.

Нагрузка от движущей оси на рельс определяется при проектировании в соответствии с характеристиками верхнего строения пути, на котором намечается эксплуатация проектного паровоза. Главнейшей из этих характеристик является вес рельса на 1 пог. м его длины.

Основным фактором, определяющим тип верхнего строения пути, является грузо-напряжённость железнодорожной линии, ибо от неё, главным образом, зависят сменяемость рельсов по износу и расходы на содержание и ремонт пути.

На магистральных железных дорогах СССР укладываются новые рельсы трёх типов: Р43, Р50 и Р65 весом 43, 50 и 65 кг на 1 пог. м (соответственно), принятых в качестве стандартных в результате обширных технико-

экономических исследований. Из этих типов рельсов основными являются рельсы типа Р50, которые укладываются на главных магистралях. Рельсы типа Р43 укладываются на менее грузонапряженных направлениях, а рельсы типа Р65 должны укладываться на линиях с наибольшим грузооборотом, в первую очередь на линиях с электрической тягой.

Наибольшая допускаемая нагрузка от движущей оси на рельс (номинальная) для вновь проектируемых паровозов всех типов (кроме высокоскоростных), установленная в результате указанных исследований и, в первую очередь, на основании анализа данных по воздействию на путь различных видов подвижного состава, равна:

Для рельсов	Р43 — 18 т
»	» Р50 — 22,5 »
»	» Р65 — 27 »

Величину допускаемой нагрузки для разных типов рельсов принято выражать также через так называемый коэффициент соответствия, представляющий отношение веса 1 пог.м рельса в кг к нагрузке от движущей оси на рельс в т.

Нагрузка от бегунковых и поддерживающих осей паровоза на рельс устанавливается как доля от нагрузки движущей оси.

Для бегунковых осей передних тележек нагрузку следует принимать равной 60 ÷ 70% от нагрузки на движущую ось. При таком соотношении нагрузок воздействие на путь бегунковой оси, по данным испытаний, по напряжениям в рельсах на кривых участках пути достигает примерно таких же значений, как и воздействие направляющей в кривой движущей оси. Это обусловливается повышенным коэффициентом динамичности воспринимающего первым неровности пути направляющего колеса бегунковой оси, наличием на передних тележках паровозов возвращающих устройств со значительной возвращающей силой, а также сравнительно незначительным разгружающим эффектом от нагрузки соседних осей.

Для поддерживающих осей задних тележек нагрузку от оси на рельс следует принимать не более 0,85 ÷ 0,9 от нагрузки на движущую ось. В тех случаях, когда это отношение нагрузок достигает единицы (например на паровозах ФД), напряжения в рельсах при переднем ходе паровоза под поддерживающей осью, как показали испытания, оказываются выше, чем под движущими осями.

Для осей тендеров паровозов с нагрузкой от движущей оси на рельс 18 т допускаемая нагрузка составляет 20,5 т. В паровозах с нагрузками от движущей оси 22,5 и 27 т нагрузку от осей тендеров на рельс принимают такой же, как и для движущих осей паровозов.

Предварительно установленные значения общего веса паровоза  $P_0$ , сцепного веса  $P_k$  и величины допускаемых нагрузок от движущих, бегунковых и поддерживающих осей на рельс определяют тип паровоза или, иначе говоря, его осевую формулу.

Из выражения (10) следует, что осевая формула паровоза вполне характеризует скорость паровоза на руководящем подъеме  $V_p$

при расчётной форсировке, а следовательно и удельную мощность паровоза.

Так, например, для различных разновидностей паровозов с 5 движущими осями: 0-5-0, 1-5-0, 1-5-1, 1-5-2 и 2-5-2, для которых согласно принятому условию нагрузка на бегунок составляет 0,65, а на поддерживающую ось 0,9 от нагрузки на движущую ось, значения отношений составят соответственно 1,0; 1,13; 1,35; 1,49 и 1,69, скорости  $V$  по выражению (10) — 20,0; 23,3; 29,0; 33,0 и 37,0 км/час.

При окончательном установлении осевой формулы проектного паровоза иногда возникают вопросы, требующие дополнительных изысканий. К таким вопросам относятся:

1. Вопрос о разделении осей на бегунковые и поддерживающие, поскольку из отношения  $\frac{P_0}{P_k}$  определяется только суммарное

их количество. Практически может оказаться необходимым произвести выбор между типами паровозов 1-5-2 и 2-5-1 или паровозами 1-4-2 и 2-4-1, 1-4-1 или 2-4-0 и т. п. Вопросы этого рода решаются путём сопоставления выявленных в результате проектной разработки конструктивных характеристик, определяющих тепловую экономичность и динамические свойства сравниваемых вариантов и оценки их эксплуатационных качеств, в том числе и удобства обслуживания и т. п. Можно отметить, что для современных мощных паровозов практически почти во всех случаях отдают предпочтение варианту с задней двухосной тележкой.

2. Вопрос, возникающий при проектировании паровозов с большой силой тяги, о целесообразности перехода от обычных форм к паровозам сочленённого типа или о применении на паровозе вспомогательной паровой машины (бустера) паровоза.

Основным фактором, определяющим необходимость и целесообразность увеличения силы тяги паровозов, является рост грузонапряжённости. Этот же фактор, как указывалось, определяет по существу и наимыгоднейший тип верхнего строения пути, характеризующийся весом рельса. Отсюда следует, что увеличение сцепного веса паровозов и развитие путевого хозяйства, как правило, тесно связаны друг с другом и что с возрастанием силы тяги паровозов увеличение нагрузок от движущих осей на рельсы — явление вполне закономерное.

Однако на практике не во всех случаях указанное соответствие между возрастанием силы тяги и увеличением веса рельсов может иметь место. Так, например, на отдельных линиях с трудными профильными условиями и большой грузонапряжённостью наметилась потребность в локомотивах с силой тяги, примерно в два раза превышающей силу тяги паровозов III класса серий Л, СО, Е<sup>а</sup> (см. табл. 1). При выполнении такого (сверхклассного) паровоза с наибольшим практически оправдавшим себя числом движущих осей в жёсткой раме, равным пяти т. е. в виде типа 1-5-2, нагрузка от движущей оси на рельс должна быть повышена до 36 т, что значительно превышает допускаемую для наиболее тяжёлого из стандартных типов рельсов (Р65), т. е. в этом

случае неизбежен переход к сочленённым паровозам.

Паровозы I класса со сцепным весом 135 т могут быть осуществлены с пятью движущими осями в жёсткой раме. Однако обязательное условие обращения их на рельсах весом 65 кг/м может вызвать затруднение при необходимости использования этих паровозов при быстром возрастании потребности в перевозках на линиях с рельсами более лёгкого типа, например типа Р43 или Р50. Поэтому может возникнуть вопрос о практической целесообразности осуществления паровоза с таким сцепным весом, например в виде сочленённого паровоза с нагрузкой от оси на рельс 18 т или же в виде паровоза с пятью сцепными осями в жёсткой раме с нагрузкой от оси на рельс 22,5 т, оборудованного вспомогательной паровой машиной.

Вопросы этого рода решаются путём сравнения технико-экономических показателей конкурирующих вариантов с учётом их преимуществ и недостатков, дающего возможность всесторонне оценить каждый из них применительно к конкретным условиям железнодорожной сети.

Сочленённые паровозы, как известно, отличаются от паровозов обычного типа в жёсткой раме тем, что у них котёл размещается на двух движущих тележках, каждая из которых имеет свою паровую машину. Такое разделение экипажа и машины паровоза на две части даёт возможность увеличить число движущих осей до восьми, т. е. при одинаковой допускаемой наибольшей нагрузке от оси на рельс реализовать силу тяги, на 60% большую, чем у паровоза в жёсткой раме. Кроме того, благодаря уменьшению усилий от давления пара в цилиндрах сочленённых паровозов по сравнению с усилиями паровозов в жёсткой раме могут быть снижены удельные давления в деталях движущего механизма и дополнительные динамические нагрузки от ведущих колёс на рельсы.

Сочленённые паровозы по сравнению с паровозами в жёсткой раме характеризуются несколько пониженной тепловой экономичностью, что вызывается наличием длинных паропроводов и увеличенными потерями в четырёх паровых цилиндрах. Если сравнивать паровозы одного и того же класса мощности сочленённого и несочленённого типов, например типа 1-3 + 3-1 постройки Коломенского завода, типа 1-5-2 постройки Улан-Удэнского завода и серии ФД, то снижение тепловой экономичности по машине (поскольку котлы у сочленённого и несочленённого паровозов могут быть осуществлены одинаковыми) можно оценить по данным испытаний в среднем в 7—8%.

Расходы на ремонт сочленённых паровозов также выше, чем паровозов в жёсткой раме примерно с равной им силой тяги и мощностью.

Это повышение, обусловливаемое в основном удвоением количества ремонтируемых деталей машины, увеличением числа осей и букс, увеличением расходов по проверке машины и экипажа и добавлением расходов по ремонту шаровых и телескопических соединений трубопроводов, дополнитель-

ных скользящих опор котла и шарниров рам, может быть оценено примерно в 25%.

Однако при сравнении сочленённых паровозов большой мощности, например с паровозами вдвое меньшей мощности (случай замены сочленёнными паровозами двойной тяги), разница в тепловой экономичности и ремонтных расходах окажется значительно менее существенной и может быть принята в  $3 \div 4\%$  в пользу паровозов с жёсткой рамой.

Вспомогательная паровая машина (бустер) применяется для временного повышения сцепного веса паровоза при трогании состава с места, разгоне и работе на трудных по профилю участках. Устанавливается она либо на задней тележке паровоза либо на тендерной тележке. В первом случае вспомогательная паровая машина обычно приводит во вращение одну заднюю поддерживающую ось, во втором — две или даже три оси тендерной тележки, поскольку нагрузка на тендерную ось при расходе запасов воды и топлива уменьшается более чем в два раза. При установке вспомогательной паровой машины на тендерной тележке возникают затруднения по размещению сцепных дышел, соединяющих кривошпы колёсных пар тендерной тележки, в габарите. Современные конструкции вспомогательных паровых машин осуществляются одинаковыми для обоих указанных случаев их применения и выполняются с постоянной степенью наполнения цилиндров (от 0,5 до 0,7) применительно к работе на перегретом паре.

Из ряда конструкций вспомогательных паровых машин, испытывавшихся на опытных паровозах на наших железных дорогах, наиболее успешно работала вспомогательная паровая машина на опытном паровозе 2-3-2 постройки Коломенского завода, которая имела следующие характеристики: число цилиндров — 2 с диаметром 280 мм и ходом поршня 250 мм, средняя степень наполнения — 0,7. Передаточное число — 1,905, привод — на заднюю ось задней тележки. Вес установки — 3 200 кг.

Удельный расход пара вспомогательной паровой машиной современной конструкции при работе её перегретым паром температурой около 400° С, со степенью наполнения 0,6, при скорости движения около 25 км/час должен составить не более 12,5—13 кг/л.с.ч. При удельной мощности вспомогательной паровой машины примерно 18 л.с./т и приводе на заднюю поддерживающую ось, имеющую нагрузку на рельс 20 т, вспомогательная паровая машина при движении паровоза по расчётному подъёму должна развить мощность около 360 л.с. Часовой расход пара при этом составит примерно  $4\,500 \div 4\,600$  кг/час.

Можно считать, что при работе паровоза с включённой вспомогательной паровой машиной часовая паропроизводительность останется такой же, как и на паровозе без вспомогательной машины. Это может быть обеспечено, например, отводом пара из вспомогательной машины в конус, как это сделано на паровозе 2-3-2. При этих условиях применительно, например, к паровозу 1-5-2 (I класса), имеющему котёл с расчётной часовой паропроизводительностью (по  $z_m$ ), рав-

ной 23 500 *кг/час*, отбор указанного количества пара на вспомогательную машину (4 500 *кг/час*) приводит к снижению расчётной скорости на подъёме на 20%, т. е. с 30—32 *км/час* до 25 *км/час*.

Для паровоза с менее мощным котлом это снижение будет ещё более существенным. Следует отметить, что попытки применения вспомогательной паровой машины примерно таких же размеров, как на паровозе 2-3-2, на паровозах серии Е<sup>Л</sup>, обладающих сравнительно небольшой мощностью, приводили к быстрому истощению котла даже при небольших скоростях движения, так как расход пара на вспомогательную машину был относительно очень велик, а при отводе пара из вспомогательной машины не в конус, а в атмосферу не обеспечивалась даже расчётная часовая паропроизводительность котла.

Применение вспомогательной паровой машины даёт возможность существенно увеличить силу тяги паровоза на подъёмах (на 17—18%), а вместе с тем и провозную способность линий (на меньшую величину—из-за снижения скорости на расчётном подъёме), а в некоторых случаях произвести замену двойной тяги или подталкивания.

Как уже указывалось, сравнительный анализ определения целесообразности того или другого варианта осуществления паровоза производится применительно к конкретным эксплуатационным условиям. При рассмотрении же вопроса в общем виде преимущество всегда будут иметь обычные паровозы в жёсткой раме, имеющие возможность реализовать необходимую силу тяги без каких-либо вспомогательных устройств.

3. Вопрос о целесообразности увеличения числа бегунковых и поддерживающих осей при заданных значениях силы тяги и мощности паровоза возникает обычно при разработке проектов паровозов с применением ряда модернизационных устройств для значительного повышения тепловой экономичности паровоза (как, например, газосым воздухоподогревом в сочетании с вентиляторной тягой, устройствами для собирания и дожигания изгари, водоподогревом и др.).

Вопросы этого рода решаются на основании расчётов по определению технико-экономического эффекта в части эксплуатационных расходов и себестоимости перевозок от намечаемых модернизационных мероприятий. Подобные расчёты показывают, что увеличение числа бегунковых и поддерживающих осей при сохранении без изменения силы тяги и мощности паровоза, т. е., что то же, увеличение такого важного для транспорта показателя, как вес, приходящийся на 1 *л. с.*, может иметь практический смысл только при очень значительном увеличении тепловой экономичности паровоза. Так, например, приравнение одной поддерживающей оси, т. е. переход от типа 1-5-0 к типу 1-5-1 с такой же силой тяги и мощностью, может дать некоторый экономический эффект только при увеличении тепловой экономичности паровоза не менее чем на 10%. При сравнительном технико-экономическом анализе должны учитываться не только указанные экономические показатели, но и ряд других факторов, как-то:

обеспечиваемая провозная способность, возможность установки в стойлах депо, на поворотных кругах из-за увеличения длины паровоза и т. п.

### КОНСТРУКЦИОННАЯ СКОРОСТЬ

Конструкционной скоростью является то наибольшее её значение, превышение которого не допускается ни при каких условиях, в том числе и при движении по самому совершенному пути. При установлении значений конструкционных скоростей паровозов определяющими критериями являются: прочность деталей движущего механизма и ходовых частей паровоза;

устойчивость паровоза в отношении опрокидывания и схода с рельсов и воздействие паровоза на верхнее строение пути.

Требования в отношении указанных критериев представляют содержание основных расчётов, производимых при проектировании паровозов, каковыми являются в первую очередь нормы расчёта осей и пальцев на прочность, нормы горизонтальных усилий, возникающих при вписывании в кривые, нормы вертикальной и горизонтальной уравнишенности паровозов.

С величиной конструкционной скорости паровоза связана в известной мере и его технико-экономическая эффективность, поскольку с увеличением этой скорости возрастает и значение живой силы, которая может быть накоплена при движении по горизонтали и использована в дальнейшем при переходе на подъём. В настоящее время ограничения в этом отношении для грузовых поездов определяются не значениями конструкционных скоростей, а в основном термическими средствами.

Для вновь проектируемых грузовых паровозов значения конструкционных скоростей устанавливаются с учётом перспектив развития тормозной техники в пределах 80—90 *км/час*. Дальнейшее увеличение значений конструкционной скорости сверх 90 *км/час* для грузовых паровозов, как показывают расчёты, не даёт заметного экономического эффекта.

Для проектируемых пассажирских паровозов значение конструкционной скорости устанавливается обычно в пределах 120—125 *км/час*.

### ГАБАРИТ

Действующий в настоящее время стандартный габарит для паровозов, могущих обращаться по всей сети железных дорог колеи 1 524 *мм* ( $\frac{\text{ОСТ}}{\text{ВКС}}$  6435), представляет очертание (см. ТСЖ т. 5, стр. 582), которое может быть при проектировании полностью использовано для поперечного сечения паровоза по направляющим осям. По остальным поперечным сечениям может потребоваться соответственное изменение этого очертания в зависимости от длины паровоза и его направляющей колёсной базы. Для новых мощных паровозов, проектируемых для обращения на линиях с уширенным междупутьем,

стандартом предусмотрен более широкий габарит 2-П ОСТ 6435.

Необходимо отметить, что возможности, предоставляемые габаритом наших железных дорог, создают весьма благоприятные условия для создания паровозов со значительно лучшими показателями по экономичности и мощности, чем это имеет место на железных дорогах Европы и США при значительно более низком габарите, не позволяющем, в частности, разместить над сцепными колёсами достаточно глубокую топку.

Однако указанный ОСТ 6435 обладает и рядом существенных недостатков, так как не позволяет во многих случаях использовать при проектировании паровозов в полной мере возможности, предоставляемые габаритом приближения строений, и не обеспечивая должным образом все возможные смещения при наличии неточностей пути и износов подвижного состава.

В настоящее время разработан проект нового (динамического) габарита подвижного состава, в котором указанные недостатки полностью устранены. Этот динамический габарит, построенный с учётом эксплуатационных смещений подвижного состава, зависящих от особенностей и неточностей пути, является исходным для установления строительного очертания проектного паровоза. Это строительное очертание определяют при проектировании исходя из величин возможных смещений паровоза, зависящих от его конструкции и установленных правилами ремонта износов деталей. Так, например, для необрессоренных частей паровоза принимаются во внимание смещения от износа бандажей, колёсных центров, осевых шеек и подшипников, сдвиг и перекос от износа гребней бандажей и т. п. Для обрессоренных частей к этому сюда прибавляются смещения от осадки и качания на рессорах, от разбегов букс в подшипниках, букс в рамах и т. д.

При проектировании паровозов должны быть удовлетворены в первую очередь требования действующего в настоящее время ОСТ 6435. Вместе с тем для полного обеспечения безопасности движения с учётом возможных износов и смещений необходимо учесть возможные дополнительные ограничения, вытекающие из нового проекта габарита. Как показывает практика, эти дополнительные ограничения не вызывают каких-либо существенных конструктивных затруднений даже при проектировании паровозов большой мощности, например типа 1-5-2.

### ДИАМЕТР КОЛЁС, ДЛИНА ПАРОВОЗА, БАЗА КОЛЁСНЫХ ПАР

Диаметр движущих колёс паровоза является одной из главнейших его конструктивных характеристик, влияющей в сильной степени на вес паровоза, так как эта величина определяет размеры машины, длину паровоза, базу сцепных колёс, а во многих случаях и конфигурацию котла. Поэтому установление этой характеристики является важнейшей задачей при проектировании.

При этом исходят из трёх основных условий:

а) возможности удовлетворения требований, предъявляемых в отношении степени уравниваемости, т. е. в отношении максимальной вертикальной дополнительной нагрузки при установленной конструкционной скорости и размещения противовеса необходимых размеров (без «недостатка»);

б) возможности размещения в габарите головки ведущего дышла;

в) обеспечения достаточно благоприятных эксплуатационных показателей и в первую очередь по пробегаем между подъёмочными ремонтами, зависящим в основном от интенсивности нарастания проката бандажей и износа деталей машины и движущего механизма, т. е. в конечном счёте от числа оборотов колёс на 1 км пути и величины контактных давлений между бандажом и рельсом.

При стандартных размерах бандажей по ГОСТ 3225-46 для магистральных грузовых паровозов практически речь идёт о выборе одного из следующих размеров: 1 320, 1 500, 1 600 и 1 720 мм при бандажах толщиной 75 мм и 1 530, 1 630 и 1 750 мм — при бандажах толщиной 90 мм. Для пассажирских паровозов добавляются размеры 1 850 и 1 880 мм для бандажей толщиной 75 и 90 мм и 2 000 мм — для бандажей толщиной 90 мм.

Можно отметить, что при соблюдении условий, вытекающих из требований пп. «а» и «б», остающееся для выбора число размеров значительно сокращается. Однако и в этом случае требуется детальный анализ всех указанных выше характеристик для получения хороших эксплуатационных показателей.

По данным ряда работ в этой области для паровозов с пятью сцепными осями достаточно благоприятные результаты получаются при диаметрах движущих колёс  $D$ :

при нагрузке на ось 18 т  $D = 1\,500$  мм (толщина бандажа 75 мм);

при нагрузке на ось 22,5 т  $D = 1\,630$  мм (толщина бандажа 90 мм);

при нагрузке на ось 27 т  $D = 1\,750$  мм (толщина бандажа 90 мм).

Для пассажирских паровозов со скоростью движения 120—125 км/ч недостаточен диаметр 1 850 мм при нагрузке на ось 18 т и 1 880 мм при нагрузке на ось 22,5 т.

Из этих данных следует, что сохранить постоянное отношение диаметра колёс к статической нагрузке на колесо, которое в основном определяет условия в контакте между бандажом и рельсом, для больших нагрузок (27 т) практически невозможно. Отсюда следует, что при этих нагрузках к материалам бандажа должны быть предъявлены повышенные требования.

Диаметр движущих колёс, а также осевая формула паровоза определяют и общую длину паровоза и базу сцепных колёс. При окончательном установлении этих характеристик необходимо, как уже указывалось, учитывать возможность установки новых паровозов в стойлах паровозных депо и на поворотных кругах. Для новых мощных паровозов можно исходить из длины стоек паровозных депо 39 и 75 м (прямоугольного и ступенчатого типов), а для паровозов средней мощности (III класс) из длин 60 и 33 м.

Типовые длины поворотных кругов — 22,5, 25 и 30 м.

### ГЛАВНЫЕ РАЗМЕРЫ КОТЛА И МАШИНЫ

Основными размерами и характеристиками паровозного котла, определяющими в значительной мере его паропроизводительность, тепловую экономичность и качество пара, а также вес котла, являются: площадь колосниковой решетки  $R$ , диаметр котла  $D$ , длина трубчатой части, площадь живого сечения для прохода газов и для прохода пара, испаряющая поверхность нагрева, тип и поверхность нагрева пароперегревателя.

Из этих размеров основной исходной величиной является площадь колосниковой решетки, которая, как уже указывалось, непосредственно связана с мощностью паровоза. Величина эта предварительно определяется исходя непосредственно из значения расчетной мощности на подъеме  $N_k$ . При этом необходимо задаться величинами удельного расхода пара машиной  $\frac{u}{N_k}$  кг/л. с. ч., к. п. д. котла нетто

$\eta_{nk}^H$ , расчетным тепловым напряжением (видимым) колосниковой решетки  $y_k$  ткал/м<sup>2</sup>час.

В этом случае

$$R = \frac{\frac{u}{N_k} N_k (i_n - i_0)}{\eta_{nk}^H y_k}, \quad (11)$$

где  $i_n$  — теплосодержание перегретого пара в ккал/кг;

$i_0$  — приведенное теплосодержание питательных вод в ккал/кг.

Здесь величина  $N_k$  является заданной, величины  $\frac{u}{N_k}$ ,  $\eta_{nk}^H$  принимают в соответствии

с данными паспортных испытаний близких по типу паровозов. Для современных грузовых паровозов можно принимать для условий, при которых реализуется наибольшая расчетная

мощность на подъеме  $\frac{u}{N_k} = 8$  кг/л. с. ч.;

$\eta_{nk}^H = 0,6 \div 0,63$ ;  $i_n = 775 \div 780$  ккал/кг;  $y_k \approx 2800 \div 3200$  ткал/м<sup>2</sup>час. Последняя величина является несколько условной, так как при заданном  $y_k$  в зависимости от сорта топлива и его характеристик (количество мелочи и т. п.) мощность паровоза может очень существенно изменяться. Поэтому принято также определять величину  $R$ , исходя непосредственно из напряженности её использования  $S_n$ , измеряемой количеством пара (в кг/м<sup>2</sup>час).

В этом случае

$$R = \frac{\frac{u}{N_k} \cdot N_k}{S_n}. \quad (11')$$

Величину  $S_n$  для современных паровозов с механизированным отоплением обычно принимают в пределах  $2500 \div 3000$  кг/м<sup>2</sup>час.

Объем топki  $V_T$  без камеры догорания и её поверхность  $H_T$  без кипяtilьных труб принято осуществлять исходя из соотношений

$$\frac{V_T}{R} \approx 1,7 \div 1,8; \quad \frac{H_T}{R} \approx 3,8 \div 4,0.$$

Установление других главных характеристик котла и в первую очередь диаметра и длины его цилиндрической части, как правило, связано с рядом дополнительных ограничений, определяемых типом паровоза (осевой формулой), габаритом, весом и т. п. При установлении этих характеристик обычно исходят из ряда показателей, в большей или меньшей мере отражающих работу котла, ориентируясь при этом на лучшие существующие паровозы, близкие по типу к проектному. При этом обычно стремятся сохранить неизменными показатели, от которых зависят эксплуатационные качества работы котла.

К таким показателям относится прежде всего отношение площади живого сечения для прохода газов  $\omega$  к площади колосниковой решетки  $R$ , или относительная величина живого сечения трубчатой части. Эта величина  $\frac{\omega}{R}$

в значительной мере характеризует не только гидравлическое сопротивление трубчатой части котла, являющееся наиболее существенной частью всего сопротивления котла, которое приходится преодолевать конусу, но и эрозионный износ труб частицами уносимого топлива. Величина  $\frac{\omega}{R}$  принимается для современных паровозов равной  $(0,10 \div 0,11) R$ .

Если при этом принять диаметры жаровых и дымогарных труб и отношение их числа таким же, как на взятом для сравнения с паровозом, имеющим площадь колосниковой решетки  $R_0$ , то диаметр котла  $D$  для получения

указанного значения  $\frac{\omega}{R}$  должен быть увеличен

в отношении  $\sqrt{\frac{R}{R_0}}$ , т. е. в этом случае можно

представить эту величину в виде  $D = A \sqrt{R}$  м, где коэффициент  $A$  в качестве первого приближения можно принять равным 0,8.

В рассматриваемом случае будет обеспечено получение указанной относительной величины живого сечения трубчатой части  $\frac{\omega}{R}$ , так же как и относительной величины сечения парового пространства, определяющего в некоторой мере возможность получения достаточно сухого пара и относительной величины живого сечения для прохода пара.

Если конструктивное осуществление этого размера вызывает затруднения, обусловливаемые указанными выше ограничениями, и имеется возможность идти на удлинение котла, то одним из средств получения указан-

ного значения  $\frac{\omega}{R}$  при меньшем значении  $D$  является увеличение диаметров дымогарных и жаровых труб.

При предварительном установлении значений диаметра котла, длины его трубчатой части и варьирования этих величин исходят из условий сохранения отношения длины дымогарной трубы  $l$  к её диаметру  $d$  (достаточно выгодная в смысле тепловых и весовых показателей область значений  $\frac{l}{d}$  находится в пределах  $100 \div 120$ ).

Диаметры жаровых труб  $d_{жс}$  принимают из условия примерного равенства гидравличе-



ского (эквивалентного) диаметра жаровой трубы (в области пароперегревателя)  $d_3$

$$d_3 = \frac{d_{жс}^2 - i\delta^2}{d_{жс} - i\delta}, \quad (12)$$

и диаметра дымогарной трубы, так как при этом скорости газов в трубах и тепловая их работа будут примерно одинаковы.

При установлении  $d_3$ ,  $i$  — числа пароперегревательных элементов в одной жаровой трубе и  $\delta$  — их диаметра должно обеспечиваться получение достаточно благоприятных значений предложенных проф. Н. И. Белоконом показателей конструктивных характеристик пароперегревателей — степени экранирования  $\nu_n$  и радиального зазора  $s$  (здесь  $p$  — характеристика элемента):

$$\nu_n = \frac{d_{жс}}{i\delta} \quad (13)$$

и

$$s = \frac{d_{жс} + \delta}{p + 2} - \delta, \quad (14)$$

которые должны находиться в пределах

$$\nu_n = 0,8 \div 0,9 \text{ и } s = 11 \div 14 \text{ мм.}$$

Здесь при  $i$ , равном 2; 4; 6; 8, величина  $p$  соответственно равна 1;  $\sqrt{2}$ ; 2; 2,6.

Необходимо отметить, что на современных мощных паровозах обычно длина котла определяется в значительной мере типом (осевой формулой), так как при наличии двухосной задней тележки стремятся топку располагать над этой тележкой, а не над сцепными осями; это даёт возможность при осуществлении достаточно глубокой (в области подсводного пространства) топки не увеличивать высоты оси котла, а вместе с тем и вес опор котла, и не создавать трудностей по эксплуатации паровоза.

Трубы длиной более 6,5 м, как правило, не применяют. При большой длине котла, определяемой осевой формулой, и необходимости смещения центра тяжести котла вперёд из условий развески применяют камеру догорания, которая существенного влияния на тепловую работу котла не оказывает. В этом случае длину труб принимают примерно равной 6 м.

При разбивке трубной решётки ориентируются на получение отношения поверхности нагрева пароперегревателя  $H_{пер}$  к испаряющей поверхности нагрева  $H_{исп}$  примерно в пределах 0,5 ÷ 0,55.

Основную роль играет здесь величина приведенного коэффициента разветвления газового потока (Н. М. Белоконов. Рабочий процесс поверхности нагрева. «Локомотивостроение» № 3 (12), 1935 г.):

$$\mu_{пр} \approx \frac{\nu_0}{1 + 1,2 \nu_n},$$

$$\text{где } \nu_0 = \frac{\omega_{жср}}{\omega_{жср} + \omega_{дым}}.$$

Здесь  $\omega_{жср}$  — живое сечение жаровых труб (в области расположения пароперегревателя);  $\omega_{дым}$  — живое сечение дымогарных труб.

Величина  $\mu_{пр}$  составляет в современных паровозах с перегревом пара 380 — 400°C около 0,35 ÷ 0,40.

Давление пара в котле на современных

паровозах принимают в пределах 14 ÷ 17 атм, так как повышение его сверх 17 атм, не давая существенных выгод в тепловой экономичности, усложняет условия работы топочных связей и стенок топки.

Окончательное установление размеров котла производится на основании результатов подробного теплового расчёта со сравнением предварительно намеченных вариантов.

Паровая машина на паровозах железных дорог СССР выполняется, как правило, однократного расширения пара с двумя цилиндрами. Основные размеры машины — диаметр цилиндра  $d_{ц}$  см и ход поршня  $l$  см определяют исходя из условия равенства цилиндровой силы тяги и силы тяги по сцеплению

$$\frac{n d_{ц}^2 l p_k}{200 D_k} \varepsilon \tau_m = M \varepsilon \tau_m = 1000 P_k \phi_k. \quad (15)$$

Здесь  $p_k$  — котловое давление в кг/см<sup>2</sup>;

$n$  — число цилиндров;

$D_k$  — диаметр движущих колёс в м;

$\varepsilon$  — индикаторный коэффициент котлового давления;

$\tau_m$  — механический к. п. д. машины;

$P_k$  — сцепной вес паровоза;

$\phi_k$  — коэффициент сцепления при скорости  $V_p$  [см. Ф-лу (4)].

Величина  $M$  носит название модуля силы тяги и отношение этой величины к сцепному

весу паровоза, т. е.  $\frac{M}{P_k}$ , является весьма

распространённой характеристикой размеров паровой машины паровоза. Для современных грузовых паровозов эта характеристика находится в пределах 310 ÷ 335, а на пассажирских, как правило, несколько ниже.

В качестве первого приближения размеры цилиндра определяют по выражению (15), принимая  $\varepsilon \tau_m = 0,65$ , или исходя из указанных здесь значений отношения  $\frac{M}{P_k}$ .

Так как увеличение хода поршня даёт возможность уменьшить диаметр цилиндра, а вместе с тем и усилия, действующие на раму и движущий механизм, а также и вес этих узлов, то на грузовых паровозах обычно принимают наибольшую возможную величину хода поршня по условиям вписывания в габарит головки ведущего дышла.

Большое значение для уменьшения диаметра цилиндра имеет улучшение парового тракта и уменьшение противодавления в конусе, что наряду с повышением тепловой экономичности даёт и увеличение значения индикаторного коэффициента.

В качестве наиболее наглядного примера можно привести сравнительные данные по паровозу старого типа СУ со сцепным весом 54 т и современного паровоза 2-4-2 со сцепным весом 72 т постройки Коломенского завода, имеющих одинаковые значения отношения  $\frac{M}{P_k} \approx 300$ . Так, при скорости 35 км/час

у паровоза СУ  $\varepsilon = 0,637$ , а у паровоза 2-4-2  $\varepsilon = 0,718$ , т. е. примерно на 13% выше, что по эффективности как бы эквивалентно снижению диаметра цилиндра примерно на 6%.

т. е. без указанного повышения, для получения той же силы тяги на 2-4-2 нужно было бы иметь  $d_{ц} \approx 610$  мм (вместо 575 мм).

Предварительное определение основных размеров паровоза паровой машины и определение предположительных характеристик её рабочего процесса может быть также осуществлено на основе анализа её теоретического процесса с последующим переходом к индикаторному процессу путём введения поправок на разность теоретического и индикаторного давлений  $\epsilon p = p_m - p_c$  (см. Н. Белоконь. Рабочий процесс паровой машины. «Локомотивостроение» № 2, 1935 г.).

Для этой же цели предварительного определения диаметра цилиндра производят построение предположительных тяговых характеристик путём перестройки полученных при тяговых (паспортных) испытаниях близкого по типу паровоза. Перестройка значений силы тяги производится в отношении значений модулей силы тяги обоих паровозов исходя из предположения равенства  $\epsilon_{ц}$  при одних и тех же значениях скоростей поршня, т. е. исходя из равенства отношений

$$\frac{F_k}{M} = \frac{F_{k_0}}{M_0}.$$

При переходе от скоростей движения поршня к скоростям движения паровозов  $V$  и  $V_0$  перестройку ведут исходя из равенства соотношений

$$\frac{Vl}{D} = \frac{V_0 l_0}{D_0},$$

где  $D$  — диаметр колеса;  
 $l$  — ход поршня.

Предварительно выбранные размеры цилиндров должны давать возможность при работе паровоза на подъёме со скоростью  $V_p$ , т. е. с полным использованием силы тяги по сцеплению, реализовать необходимую силу тяги при степени наполнения  $\epsilon \leq 0,6$  для грузовых паровозов и  $\epsilon \leq 0,55$  для пассажирских паровозов.

Для паровозов, предназначенных для работы на участке с большой долей (по протяжённости) руководящих подъёмов, указанные значения  $\epsilon$  целесообразно снизить примерно на 10%, что скажется благоприятным образом на тепловой экономичности паровозов.

Для окончательного установления размеров цилиндров следует провести сравнение расходов пара для двух-трёх вариантов размеров цилиндров, определённых исходя из различных значений  $\epsilon$  при работе на расчётном подъёме. Это сравнение следует производить на основании результатов тяговых расчётов для трёх типовых тяговых участков — с равнинным, холмистым и горным профилем.

## ИСПЫТАНИЯ НОВЫХ ТИПОВ ПАРОВОЗОВ

Все вновь появляющиеся в СССР паровозы, предназначенные в дальнейшем для серийной постройки, или опытные образцы вначале подвергаются испытаниям.

Эксплуатационные испытания производят на одном из участков железнодорожной линии, где работают паровозы, близкие по типу к испытываемому или мало отличающиеся от опытного образца (в том случае, если

опытный паровоз представляет некоторое изменение основной серии). Задачей таких испытаний является: а) установление эксплуатационной надёжности опытного образца и возможности выполнения и перевыполнения им всех эксплуатационных показателей работы (вес составов, скорость, среднесуточные пробеги и т. д.), установленных для данного участка; б) выявление его конструктивных недостатков, удобства обслуживания, ухода и ремонта; в) определение фактического расхода воды и топлива на измеритель работы; г) предварительное определение объёма и стоимости ремонта и сроков между отдельными видами ремонта.

Срок эксплуатационных испытаний назначается различный (12 — 18 месяцев) в зависимости от новизны устройства опытного паровоза в целом и его отдельных узлов и деталей.

Первые образцы новых типов паровозов обычно в условиях эксплуатации совершают пробег от 10 до 50 тыс. км, после чего поступают на другие виды испытаний.

Тягово-теплотехнические (паспортные) испытания производят, как правило, на экспериментальном кольце Всесоюзного научно-исследовательского института железнодорожного транспорта Министерства путей сообщения.

Во время этих испытаний, производящихся при помощи динамометрического вагона, определяют все необходимые данные (силу тяги, мощность, расход воды и топлива, различные температуры, разрежения и пр.), которые дают возможность построить тягово-теплотехнические характеристики (паспорт) испытываемого паровоза. Тягово-теплотехнический паспорт в свою очередь позволяет определить мощность и тепловую экономичность как паровоза в целом, так и отдельных его частей: котла и машины. Полученные в результате испытаний тягово-теплотехнические характеристики позволяют судить о соответствии проектных и расчётных данных, о мощности и экономичности нового паровоза с фактически реализованными.

Кроме того, тягово-теплотехнические испытания вскрывают все ошибки, допущенные при проектировании паровоза как при назначении его главнейших размеров, так и при конструктивной разработке отдельных узлов, влияющих на тяговые и экономические качества паровоза.

В СССР все новые или модернизируемые паровозы проходят тягово-теплотехнические испытания.

Динамические испытания и испытания по воздействию на путь дают возможность определить влияющие на безопасность движения динамические и ходовые характеристики паровоза и напряжения, создаваемые в различных элементах верхнего строения пути, и установить допускаемые скорости движения паровоза на железнодорожных линиях, имеющих различную мощность верхнего строения пути.

Прочностные испытания производятся с целью определения наибольших напряжений в отдельных элементах паровоза — его котле, раме, цилиндрах, движущем и парораспределительном механизмах и установлении необходимых изменений в конструкции отдельных деталей по условиям прочности для паровозов серийной постройки.

## КОТЕЛ

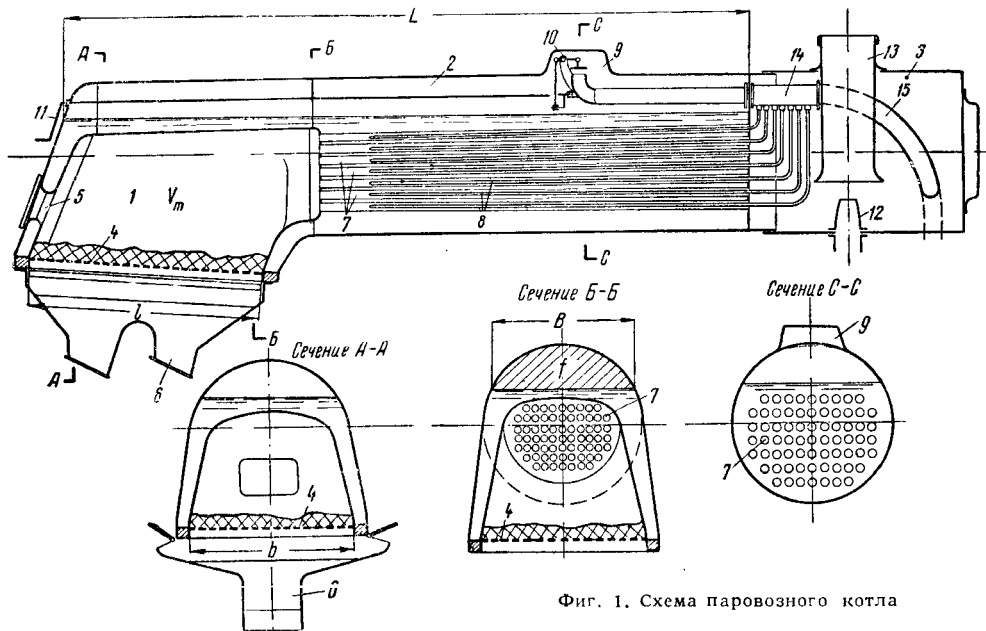
## ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Котёл (фиг. 1) состоит из топки 1, цилиндрической части 2 и дымовой коробки 3. В нижней части топки укреплена колосниковая решётка 4. Для заброски твёрдого топлива на колосниковую решётку сделано в задней стенке топки шуровочное отверстие 5. Топливо из тендера на колосниковую решётку подаётся вручную или механическим углеподатчиком. Под колосниковой решёткой для сбора золы и шлака поставлен зольник 6. В цилиндрической части котла расположены жаровые и дымогарные трубы 7. В жаровые трубы вставлены пароперегревательные трубы (элементы) 8. На верхней образующей цилиндрической части для отбора пара из котла поставлен сухопарник 9. В сухопарнике для регулирования подачи

торной трубе в камеру насыщенного пара коллектора. Из коллектора пар разветвляется по многочисленным трубкам элементов пароперегревателя. Там пар воспринимает тепло от газов сгорания, т. е. перегревается при постоянном давлении и собирается вновь в коллекторе, но уже в камере перегретого пара. Оттуда по парорабочим трубам пар проходит в машину и, осуществив там работу, выходит через конус и дымовую трубу в атмосферу.

Струя пара, вылетающая из конуса, создаёт в дымовой коробке разрежение (вакуум), обеспечивающее интенсивную тягу дымовых газов.

Для безопасной работы котла поверхности огневой коробки, жаровых и дымогарных труб всегда должны быть покрыты слоем воды.



Фиг. 1. Схема паровозного котла

пара из котла в машину поставлен регуляторный клапан 10, управляемый машинистом через систему рычагов рукояткой 11. В дымовой коробке установлен паро-газовый эжектор (конусная установка), состоящий из конуса 12 и дымовой трубы 13. Эжектор создаёт искусственную тягу дымовых газов. Там же укреплены коллектор 14 и парорабочие трубы 15.

Дымовые газы, образовавшиеся в огневой коробке при сжигании топлива, проходят по жаровым и дымогарным трубам в дымовую коробку и оттуда удаляются в атмосферу через дымовую трубу. В огневой коробке и в дымогарных трубах происходит передача тепла от газов через стальные стенки к воде. В жаровых трубах тепло передаётся не только к воде, но и к пару, проходящему по элементам пароперегревателя. Образовавшийся в верхней части котла насыщенный пар поступает через регуляторный клапан по регуля-

Уровень воды менее 100 мм над самой верхней точкой потолка огневой коробки при работе котла не допускается.

Площадь водяной поверхности, равная приблизительно произведению  $B$  на  $L$  (фиг. 1), называется зеркалом испарения. Пространство над ним внутри котла, равное произведению площади сегмента  $f$  на  $L$ , называется паровым объёмом, или паровым пространством котла.

Зеркало испарения, паровой объём и количество воды в котле (водяная ёмкость котла) подсчитывают при уровне воды 100 мм над высшей точкой потолка огневой коробки.

Мощность котла характеризуется площадью колосниковой решётки  $R$  и, в известной мере, величиной испаряющей поверхности  $H$ .

Испаряющую площадь нагрева котла определяют по водяной стороне, а площадь перегревателя—по газовой стороне труб.

Основные параметры котлов некоторых паровозов приведены в табл. 1.

Таблица 1

## Основные параметры паровозных котлов

Тип и серия паровоза	Давление пара в атм	Габаритные размеры котла без обшивки в мм			Полный вес котла (без воды) в кг	Расчётная ориентиро- ванная форсировка в кг/м <sup>2</sup> час	Площадь в м <sup>2</sup>				Объём парового простран- ства в м <sup>3</sup>	Высота оси котла над голов- кой рельса в мм
		длина	высота с трубой	ширина			колосни- ковой ре- шетки	испаряю- щая вода- ная	паропере- гревателя газовая	живого сечения труб	«серкала» испарения	
0 5-0 ЭУ . . . . .	12	9 176	3 751	1 837	30 123	50*	4,46	197,5	64,6	0,529	11,88**	3 100
Эм . . . . .	14	9 214	3 754	1 833	28 464	50	4,46	197,5	64,6	0,524	11,88	3 100
Эб . . . . .	14	9 710	3 584	1 833	29 557	55	5,09	200,0	64,6	0,524	12,70	3 100
1-5-0 Л . . . . .	14	11 238	3 463	2 116	35 402	65	6,00	222,3	113,5	0,604	14,10	3 400
СО17 . . . . .	14	10 127	3 618	2 220	35 474	55	6,00	227,4	97,4	0,669	13,20	3 450
СО8 . . . . .	14	10 127	3 643	2 220	41 551	55	6,00	227,4	97,4	0,669	13,20	3 450
СО18 . . . . .	14	10 127	3 613	2 220	36 533	55	6,00	227,4	97,4	0,669	13,20	3 450
Ев . . . . .	12,7	10 047	3 710	2 444	33 361	65	6,00	220,2	75,0	0,567	11,80	3 048
1-5-1 ФД20 . . . . .	15	13 643	3 213	2 446	45 613	65	7,04	295,2	148,5	0,601	17,60	3 050
ФД21 . . . . .	15	13 643	3 213	2 446	44 128	65	7,04	290,2	123,5	0,673	17,60	3 050
1-3-1 С . . . . .	13	9 677	3 566	1 819	27 443	50	3,80	207,2	51,5	0,434	11,40	3 280
СУ 97 . . . . .	13	10 901	3 411	1 808	29 964	55	4,73	1915,8	72,6	0,493	12,40	3 330
СУ 200 . . . . .	13	10 801	3 431	1 780	28 674	55	4,73	1915,8	72,6	0,493	12,85	3 360
СУм . . . . .	13	10 801	3 434	1 780	31 321	55	4,73	199,2	72,6	0,493	12,85	3 360
1-4-2 НС . . . . .	15	13 941	3 213	2 446	45 680	65	7,04	295,2	148,5	0,601	17,60	3 050
2-3-2 Коломенский . . . . .	15	12 545	3 340	2 276	39 939	65	6,5	239,7	124,5	0,683	15,90	3 140
2-3-2 Ворошиловградский . . . . .	15	14 263	3 342	2 446	41 799	65	7,04	250,2	123,5	0,681	17,60	3 050

\* Принимается при расчёте времени хода поездов по участкам и расхода паровозами воды и топлива.

\*\* При уровне воды 200 мм над пылевой точкой потолка огневой коробки.

Продолжение табл. 1

Тип и серия паровоза	Расстояние от оси дымовой трубы до центра тяжести котла в мм	Система отопления	Тип пароперегревателя <sup>1</sup>	О т н о ш е н и я						рабочего веса паровоза в т к испаряющей + перегревающей поверхности котла	полного веса котла к рабочему весу паровоза
				испаряющей поверхности котла к площади колосниковой решетки	площади «зеркала» испарения к площади колосниковой решетки	объёма парового пространства к площади колосниковой решетки	площади сечения труб к площади колосниковой решетки	поверхности отбойной коробки к площади колосниковой решетки	поверхности пароперегревателя к площади испаряющей поверхности котла		
1-5-0 ЭУ	5 340	ручное	Ж241	44,8	2,64	1,02	0,118	4,05	0,322	0,314	0,577
Эм	4 760	»	Ж241	44,4	2,64	1,02	0,117	4,05	0,326	0,323	0,354
ЭР	5 017	»	Ж241	38,8	2,48	0,93	0,102	4,49	0,327	0,333	0,357
1-5-0 Л	5 380	механическое	Ж241	37,0	2,35	0,89	0,101	4,30	0,510	0,309	0,337
СО17	4 600	ручное	Ж241	37,9	2,20	0,78	0,111	4,07	0,428	0,297	0,367
СОК	4 178	»	Ж241	37,9	2,20	0,78	0,111	4,07	0,423	0,322	0,397
СО18	4 338	»	Ж241	37,9	2,20	0,78	0,111	4,07	0,423	0,300	0,360
Еа	4 940	механическое	Ж241	38,2	1,97	0,65	0,094	3,52	0,327	0,340	0,334
1-5-1 ФД20	6 310	то же	Ж244	42,0	2,50	0,89	0,085	4,44	0,469	0,311	0,336
ФД21	6 290	»	Ж261	35,6	2,50	0,88	0,095	4,44	0,493	0,361	0,341
1-3-1 С	4 815	ручное	Ж241	55,0	3,00	1,07	0,127	4,05	0,246	0,291	0,357
СУ 97	5 207	»	Ж241	42,0	2,62	0,91	0,105	4,50	0,362	0,309	0,346
СУ 200	5 340	»	Ж241	42,0	2,73	1,01	0,105	4,50	0,362	0,312	0,334
СУм	5 079	»	Ж241	42,2	2,73	1,01	0,105	4,50	0,361	0,331	0,326
1-4-2 ИС	6 350	механическое	Ж284	42,0	2,59	0,88	0,085	4,44	0,469	0,309	0,341
2-3-2 Коломенский	6 454	то же	Ж261	36,8	2,45	0,92	0,104	4,01	0,520	0,352	0,329
2-3-2 Ворошиловградский	7 410	»	Ж261	35,4	2,50	0,88	0,104	4,44	0,479	0,372	0,316

<sup>1</sup> Ж241 — двухоборотный четырёхтрубный в одной жаровой трубе; Ж161 — однооборотный шеститрубный в одной жаровой трубе; Ж284 — двухоборотный восьмитрубный в четырёх жаровых трубах.

Производительность котла характеризуется форсировкой  $z$ , показывающей количество килограммов пара, полученного в среднем с  $1 \text{ м}^2$  нагревательной поверхности, и напряжением колосниковой решётки  $y$ , показывающим количество килограммов топлива, сгорающего на  $1 \text{ м}^2$  площади колосниковой решётки.

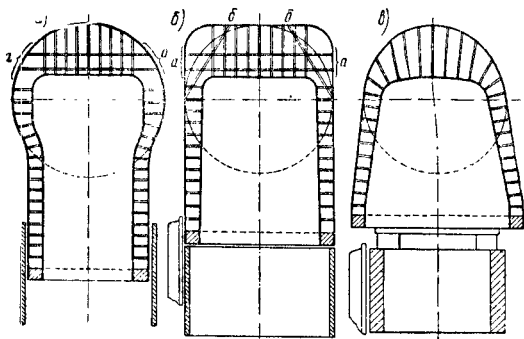
Указанные в табл. 1 форсировки используются при расчётах, связанных с эксплуатацией паровоза. Машинисты-кривоносовцы превышают эти расчётные форсировки, достигая  $90-100 \text{ кг/м}^2 \text{ час}$ , что далеко ещё не является пределом.

### ТОПКА

Главные части топки: кожух, огневая коробка, топочная рама, крепежные элементы (связи, анкерные болты, тяжи и контрфорсы) и циркуляционные трубы.

В зависимости от формы потолочных листов кожуха и огневой коробки различают три типа топок:

1) тип РП — радиально-плоская топка (фиг. 2, а) — имеет радиальный потолочный лист



Фиг. 2. Типы топок

кожуха и плоский потолочный лист огневой коробки; распространена на паровозах, построенных до 1910 г. (серии А, Б, Г, Н, Р, У и др.); имеет анкерные болты, установлен-

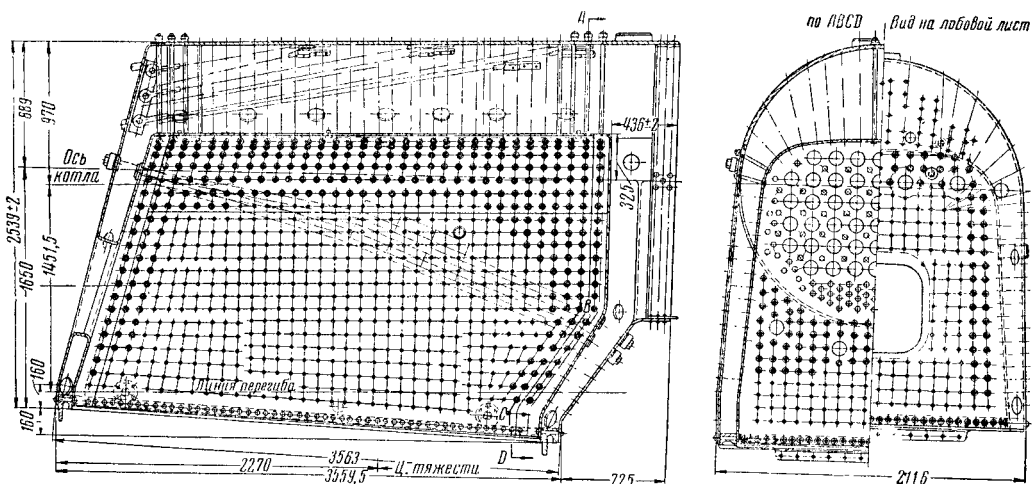
ные вертикально, поэтому для укрепления мест  $a-a$  кожуха ставятся поперечные тяжи;

2) тип ПП — плоская топка (фиг. 2, б) — имеет плоские потолочные листы кожуха и огневой коробки; распространена на паровозах постройки 1910—1930 гг. (серии Эв, Эм, Су, Мр и др.), имеет вертикальные анкерные болты и поперечные тяжи для укрепления плоских мест  $a-a$  (иногда ставят наклонные тяжи  $b-b$ ), обладает сравнительно увеличенным паровым объёмом, но несколько дороже в изготовлении вследствие наличия смычного листа кожуха сложной формы;

3) тип РР — радиальная топка (фиг. 2, в) — имеет радиальные потолочные листы кожуха и огневой коробки; распространена на современных паровозах (серии ФД, ИС, СО, Л, Е и др.), как наиболее рациональная для мощных паровозов (имеет наименьший вес и лучше вписывается в габарит подвижного состава).

Колосниковые решётки старых маломощных паровозов делались узкими и располагались между рамными листами (фиг. 2, а); максимально возможная площадь такой решётки  $3,5 \text{ м}^2$ . Часть паровозов средней мощности имеет уширенную топку, расположенную над рамой, но между колёсами (фиг. 2, б). Здесь возможно осуществление решётки до  $4 \text{ м}^2$ . Современные паровозы средней и большой мощности имеют широкие топки, расположенные над колёсами, при этом осуществляют площадь решётки до  $8-10 \text{ м}^2$  и выше. Стенки топки в большинстве случаев делаются с наклоном к вертикальной и горизонтальной осям котла (фиг. 3).

Колосниковая решётка имеет наклон вперёд в пределах  $5-10^\circ$ , обусловленный стремлением максимально развить глубину топки в передней её части под сводом и высоту задней гибкой листовой опоры топки, а также в известной мере и для облегчения ручного отопления. Потолок огневой коробки имеет наклон назад в пределах  $1-4\%$  для предохранения от оголения его задней части при движении паровоза под уклон и при торможении поезда (в этих случаях уровень воды



Фиг. 3. Топка паровоза серии Л



Таблица 2

Основные параметры топок

Тип и серия паровоза	Тип топки	Соединение листов		Объём огневой коробки в м³	Поверхность испаряющейся (водяная) в м²		Колосниковая решётка в мм		Толщина листов огневой коробки в мм				Толщина листов топки в мм				Вес в кг				Размеры топочной рамы в мм			
		кожуха	огневой коробки		огневой коробки	циркуляционных труб	длина	ширина	Ухватный	Решётка	нижней камеры	лобовых	боковых	потолочных	Ухватных	листов огневой коробки	листов кожуха топки	топочной рамы	топки (полный)	высота	ширина сзади	ширина по бокам	ширина впереди	
0-5-0 ЭУ . . . . .	ПП	Заклёпочное	Сварное	7,6	18,1	—	2 743	1 627	—	15	—	16	16	16	18	1 471	3 331	527	8 320	80	93	93	98	
Эм . . . . .	ПП	»	»	7,6	18,1	—	2 748	1 627	—	15	—	14	14	14	18	1 471	2 824	527	7 268	93	90	90	90	
Эр . . . . .	ПП	»	»	8,7	20,5	2,38	3 170	1 605	—	15	—	14	14	14	18	1 797	3 185	905	8 807	98	90	90	90	
1-5-0 Л . . . . .	РР	Сварное	»	10,5	22,5	3,35	3 236	1 830	—	14	—	13	13	18	20	1 927	4 534	745	9 958	90	100	100	120	
СО17 . . . . .	РР	»	»	10	21,3	3,1	3 050	1 970	—	15	—	15	15	15	20	1 855	4 353	759	9 226	100	100	100	100	
СОК . . . . .	РР	Заклёпочное	»	10	21,3	3,1	3 050	1 970	—	15	—	15	15	15	20	1 855	4 353	759	9 226	100	100	100	100	
СО18 . . . . .	РР	»	»	10	21,3	3,1	3 050	1 970	—	15	—	15	15	15	20	1 855	4 353	759	9 226	100	100	100	100	
Ев . . . . .	РР	»	»	8,05	18,6	2,5	2 748	2 191	—	16	—	16	16	16	17	1 565	3 064	767	8 328	102	89	89	89	
1-5-1 ФД20 . . . . .	РР	»	»	12,43	23	3,23	3 200	2 200	13	14	10	13	13	15	21,5	2 170	3 502	830	10 275	95	100	100	125	
ФД21 . . . . .	РР	»	»	12,43	23	3,23	3 200	2 200	13	14	10	13	13	15	21,5	2 170	3 502	830	10 798	95	100	100	125	
1-3-1 С . . . . .	ПП	»	»	6,5	15,4	—	2 362	1 602	—	15	—	16	15	15	18	1 503	2 776	408	7 046	73	85	85	85	
СУ 97 . . . . .	ПП	»	»	8,1	18,5	2,65	3 038	1 558	—	15	—	16	14	14	18	1 752	3 227	626	8 525	98	85	85	101	
СУ 200 . . . . .	ПП	Сварное	»	8,1	18,5	2,65	3 040	1 538	—	15	—	14	14	14	18	1 690	3 179	652	8 028	98	92	92	101	
СУж . . . . .	ПП	»	»	8,1	18,5	2,65	3 040	1 538	—	15	—	14	14	14	18	1 690	3 179	652	8 128	98	92	92	101	
1-4-2 ИС . . . . .	РР	Заклёпочное	»	12,43	28	3,23	3 200	2 200	13	14	10	13	13	15	21,5	2 170	3 502	830	10 275	95	100	100	125	
2-3-2 Коломенский	РР	Сварное	»	11	26,6	3,46	3 200	2 030	—	14	—	13	13	16	20	1 943	3 408	644	9 398	95	100	100	125	
2-3-2 Ворошилов-градский	РР	Заклёпочное	»	12,43	28	3,23	3 200	2 200	13	14	10	13	13	15	19	2 170	3 452	830	10 748	95	100	100	125	



Продолжение табл. 2

Тип и серия паровоза	Тип топки	Уклон колосниковой решётки (tg α)	Уклоны листов tg α				Основные размеры топки (по кожуху) в мм						Размеры шуровочных отверстий в мм			Циркуляционные трубы	
			лобового кожуха топки	потолочного огневой коробки	потолочного кожуха топки	Ухвата топки	длина внизу	ширина внизу	высота у трубной решётки	высота у лобового листа	Высота Ухвата листа кожуха	высота	ширина	количество	диаметр в мм	длина загонки в мм	
0-5-0 ЭУ . . . . .	ПП	0,038	0	0,0206	0	0,087	2 960	1 837	2 561	2 381	758	355	495	3	79/89	2 800	
ЭМ . . . . .	ПП	0,088	0	0,0206	0	0,087	2 958	1 835	2 545	2 365	758	385	525	3	79/89	2 800	
ЭР . . . . .	ПП	0,030	0	0,0182	0	0,087	3 407	1 835	2 361	2 361	740	365	502	3	79/89	3 120	
1-5-0 Л . . . . .	РР	0,070	0,236	0,0300	0,0300	0,52	3 563	2 116	2 756	2 514	812	656	635—645	4	79/89	3 515	
СО17 . . . . .	РР	0,030	0,197	0,0170	0,0170	0,086	3 310	2 220	2 858	2 708	813	650	645—655	4	79/89	3 000	
СОК . . . . .	РР	0,030	0,197	0,0170	0,0170	0,086	3 310	2 220	2 858	2 708	813	650	645—655	4	79/89	3 000	
СО18 . . . . .	РР	0,030	0,197	0,0170	0,0170	0,086	3 310	2 220	2 858	2 708	813	650	645—655	4	79/89	3 000	
Еа . . . . .	РР	0,051	0,230	0,0322	0,0322	0,32	3 308	2 445	2 525	2 279	690	508	635	4	66/76	2 725	
1-5-1 ФД20 . . . . .	РР	0,052	0,244	0,0300	0,0400	0,50	3 483	2 446	2 706	2 478	591	650	635—645	4	79/89	3 220	
ФД21 . . . . .	РР	0,052	0,244	0,0400	0,0400	0,50	3 483	2 446	2 706	2 478	591	650	635—645	4	79/89	3 220	
1-3-1 С . . . . .	ПП	0,064	0,185	0,0211	0	0,172	2 575	1 810	2 420	2 300	705	360	560	3	79/89	2 500	
СУ 97 . . . . .	ПП	0,055	0,185	0,0185	0	0,575	3 290	1 808	2 430	2 300	705	360	560	3	79/89	3 160	
СУ 200 . . . . .	ПП	0,055	0,185	0,0185	0	0,575	3 290	1 808	2 430	2 294	704	360	560	3	79/89	3 160	
СУМ . . . . .	ПП	0,055	0,185	0,0185	0	0,575	3 290	1 780	2 430	2 294	704	360	560	3	79/89	3 160	
1-4-2 ИС . . . . .	РР	0,052	0,244	0,0400	0,0400	0,50	3 483	2 446	2 706	2 478	591	650	635—645	4	79/89	3 220	
2-3-2 Коломенский .	РР	0,052	0,244	0,0490	0,0400	0,50	3 482	2 276	2 769	2 436	797	650	635—645	4	79/89	3 220	
2-3-2 Ворошилов-градский	РР	0,052	0,244	0,0400	0,0400	0,50	3 483	2 446	2 766	2 478	591	650	635—645	4	79/89	3 220	

Примечания. 1. Условные обозначения: ПП — топка с плоскими потолками кожуха и огневой коробки; РР — топка с радиальными потолками кожуха и огневой коробки.

2. Для шуровочного отверстия первая цифра — газмер в верхней части; вторая — в нижней.



## Детали топки

**Топочные листы.** Для топочных листов паровозов применяют специальную сталь марки ЗТ по ГОСТ 399-41 (см. ТСЖ, т. 2, стр. 650).

Эта сталь, близкая по своему химическому составу к обычной Ст. 3, обладает достаточно высокими показателями ударной вязкости после старения, что достигается путём «спокойной» выплавки с хорошим раскислением и дегазацией.

Отдельные листы огневой коробки и кожуха топки у старых паровозов соединялись при помощи плотнопрочных заклёпочных швов, у новых отечественных паровозов применяют только сварку ручную или автоматическую под слоем флюса. Сварные котельные швы делаются исключительно стыковыми. Разделку кромок делают в огневых коробках со стороны огня, а в кожухе с наружной стороны, что обеспечивает удобство выполнения швов и наблюдения за состоянием их в эксплуатации.

Размеры разделки кромок под ручную электросварку электродами марки Э-42 приведены в табл. 3.

При автоматической сварке разделку кромок листов часто совсем не делают, иногда применяют незначительную разделку с одной стороны глубиной 4 мм, под общим углом 60—70°.

При сварке встык листов различной толщины шов делают без уступа со стороны воды, а с другой стороны более толстый лист скашивается на длине 50—70 мм от кромки (при небольшой разнице толщин листов скося не делают). Сварные швы всегда располагаются между рядами связей и анкерных болтов. Фасонные топочные листы (лобовой, шуровочный, ухватный и задняя решётка) изготавливают путём горячей штамповки на гидравлическом прессе или кузнечным способом на плите-шаблоне. Остальные листы вырезают по шаблону; необходимую форму придают вальцами.

Опыты советских инженеров П. Д. Одайского, М. Н. Щукина, В. А. Крылова с исчерпывающей полнотой доказали несостоятельность различного рода формул, применявшихся ранее для определения толщины листов топки. По данным практики советского паровозостроения выработаны следующие нормы для топок котлов с давлением до 18 кг/см<sup>2</sup>:

## Огневая коробка

Толщина  
в мм

Боковые листы, потолок, нижний лист камеры догорания и шуровочный . . .	10
Ухватный лист (при наличии камеры догорания) . . . . .	12—14
Задняя трубная решётка . . . . .	14—16

## Кожух топки

Боковые и лобовой листы . . . . .	13—16
Потолок . . . . .	16—20
Ухватный лист . . . . .	18—22

Для новых паровозов проектируется толщина потолка кожуха топки до 25 мм.

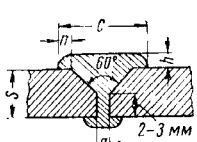
Основное жёсткое соединение огневой коробки с кожухом топки осуществляется заклёпками по периметру топочной рамы. Сварным швом соединены листы кожуха и огневой коробки по периметру шуровочного отверстия. Кроме этих соединений, кожух топки и огневая коробка связаны друг с другом системой связей и анкерных болтов.

**Топочная рама.** Топочную раму (фиг. 6) отливают из мягкой углеродистой стали марки 15-4020 или 25-4518 (ГОСТ 977-41) с последующей обработкой боковых и нижней поверхностей. Сечение рамы прямоугольное или квадратное с размерами, близкими к 100 мм (табл. 2).

На участках под лобовым и ухватным листами топочные рамы имеют выступы—«каблучки»—для присоединения к ним опор топки. Топочную раму с листами кожуха и огневой коробки соединяют двухрядным заклёпочным швом; на паровозах серий Л и Е<sup>а</sup> с целью облегчения шов сделан однорядным. Вследствие относительно большой длины заклёпок зазор между заклёпкой и отверстием, до постановки, делают не больше 0,5 мм. Кромки швов после постановки заклёпок чеканят, а на паровозах серий Л и ЭР для большей плотности обваривают лёгким швом. На первых паровозах серии Л сечение топочной рамы для облегчения было сделано корытное, однако из-за технологических трудностей при литье вскоре перешли на обычную раму прямоугольного сечения. Несмотря на наличие наклонов у всех листов, примыкающих к топочной раме, её сечение всегда делают прямоугольным, так как это облегчает изготовление рамы, подгонку листов топки и постановку заклёпок. Заклёпки точёные, имеют стандартные полупотайные головки, диаметр заклёпок 23—25 мм.

Таблица 3

Размеры разделки кромок листа под ручную электросварку

Эскиз	Размеры элементов шва в мм					Площадь шва в мм <sup>2</sup>	Вес на 1 пог. м шва в кг	
	S	a	n	c	h не более		наплавленного металла	электродов
	10	2,0	2,5	18,5	2,0	94	0,74	1,25
	12	2,0	2,5	21,0	3,0	139	1,10	2,0
	14	2,5	2,5	23,5	3,0	175	1,37	2,5
	16	2,5	2,5	26,0	3,0	220	1,72	3,1
	18	2,5	3,0	29,0	4,0	295	2,31	4,2
	20	2,5	3,0	31,5	4,0	345	2,7	4,9
	22	3,0	3,0	34,5	4,0	400	3,15	5,7
	24	3,0	3,0	37,0	4,0	465	3,65	6,6

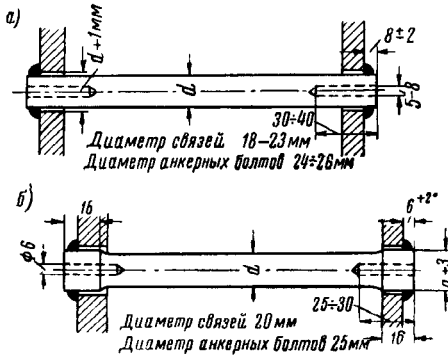


### Детали укрепления листов топки

Все листы огневой коробки и кожуха топки испытывают значительную нагрузку от давления пара; для обеспечения необходимой прочности они укреплены по всей площади связями, анкерными болтами, тяжами и контрфорсами.

На всех котлах паровозов старой конструкции производилась постановка связей и анкерных болтов на резьбе. В Советском Союзе, начиная с 1935 г., производились опыты постановки сварных связей. С 1938 г. отечественное паровозостроение впервые в мировой практике перешло на серийную постройку паровозов с сварными связями и анкерными болтами. При ремонте паровозов связи на резьбе заменяются сварными.

Жёсткая связь (фиг. 7) представляет собой стальной необработанный или обработанный пруток диаметром 18—23 мм (табл. 4), поставленный в отверстия кожуха и огневой коробки и приваренный с обоих концов



Фиг. 7. Жёсткая связь топки: а—одинакового диаметра; б—связь с головками

электросваркой. При ремонте, вследствие увеличения отверстий в листах, связи делаются с утолщением по концам. Исследования ЦНИИ показали, что такая связь с утолщёнными концами вообще работает лучше прутковой. До постановки жёстких связей с обоих концов их просверливают контрольные отверстия диаметром 5—8 мм и глубиной 30—40 мм.

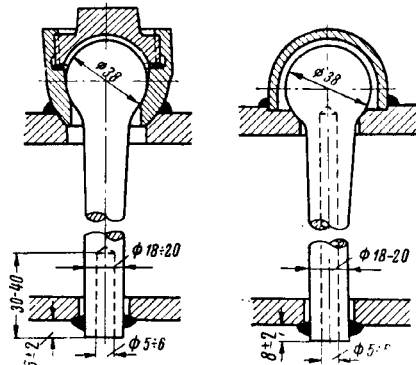
При изломе связи (излом происходит только вблизи стенок топки, чаще вблизи кожуха) выходящий из контрольного отверстия пар является сигналом об изломе.

Анкерными болтами называют связи, поставленные между потолочными листами кожуха и огневой коробки; они отличаются от боковых связей длиной и диаметром (табл. 4).

Подвижные связи и анкерные болты (фиг. 8) имеют со стороны кожуха шаровую головку, опирающуюся на специальную втулку, приваренную к листу и закрытую крышкой на резьбе с медной прокладкой, или непосредственно на лист кожуха с приваркой штампованного колпачка.

Подвижные связи и анкерные болты ставят в местах, подверженных наибольшей температурным деформациям (на фиг. 3 и 4 подвижные связи показаны двойными кружками): а) места возле продольных загибов потолков (2—3 ряда), б) задние анкерные бол-

ты (2—3 ряда), в) передние анкерные болты (3—4 ряда), г) места возле боковых загибов лобовых листов (2—3 ряда), д) весь ухват-



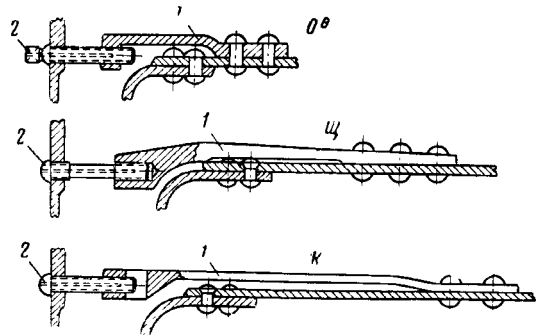
Фиг. 8. Подвижные связи топки: слева—связь со втулкой; справа—связь без втулки

ный лист, кроме 2—3 нижних рядов, е) вся камера догорания.

При распределении связей и анкерных болтов по листам топки стремятся расположить их по углам квадрата со стороной 100 мм (на листах огневой коробки) и только в необходимых случаях отступают от этого правила, допуская отклонения до  $\pm 15$  мм на сторону (см. фиг. 3 и 4).

Лапчатые связи ставят в первом верхнем ряду задней трубной решётки (фиг. 9). На современных паровозах избегают применения лапчатых связей (паровоз Л, фиг. 3), что упрощает постройку и ремонт котла. При наличии камеры догорания лапчатые связи ухудшают циркуляцию воды. Все связи топки изготавливаются из мягкой горячекатаной углеродистой стали по ГОСТ 536-41, допускается применение круглой мартеновской стали марок Ст. 1, Ст. 2, Ст. 3.

В топках плоского типа для укрепления верхних участков лобового и боковых листов



Фиг. 9. Лапчатые связи паровозов серий ОВ, Ц, К: 1—лапа, приклепанная к цилиндрической части котла; 2—связь

поставлено значительное количество продольных и поперечных тяжей (см. фиг. 5). На старых паровозах для укрепления верхней части лобового листа применяли контрфорсы — рёбра жёсткости (фиг. 10). На современных паровозах контрфорсы заменены бо-

Таблица 4

## Основные параметры деталей крепления листов топки

Тип и серия паровоза	Количество в шт.						Диаметр в мм						Крепление верхней части лобового листа					
	жестких свя- зей	шарнирных связей	жестких анкер- ных болтов	шарнирных анкерных бол- тов	поперечных, по- клонных и на- клонных связей	лапчатых свя- зей	жестких свя- зей	шарнирных связей	анкерных бол- тов	поперечных и связей	лапчатых свя- зей	тип крепления	количество тяжей	диаметр тяжей в мм	количество листов контр- форсов	толщина листов контрфорсов в мм	общий вес крепления в кг	
0-5-0 ЭУ	1 202	—	324 <sup>1</sup>	—	37	15	1 487	19	19	22	30	21	—	—	6	13	110	
ЭМ	1 120	74	288	36	34	15	1 365	19	19	22	32	23	—	—	9	14	98	
ЭР	1 252	198	324	36	40	15	1 678	19	19	22	32	23	—	—	6	14	63	
1-5-0 Л	1 137	631	274	386	—	—	1 895	19	19	22	—	26 <sup>2</sup>	18	30	—	—	409	
СО17	1 067	484	482	42	—	20	1 589	19	19	22	—	26	—	—	11	15—20	125	
СОК	1 067	484	482	42	—	20	1 589	19	19	22	—	26	—	—	11	15—20	125	
СО18	1 067	484	482	42	—	20	1 589	19	19	22	—	26	—	—	11	15—20	125	
Еа	800	462	215	97	—	22	2 348	20	25,4	25,4	—	28	12	38	—	—	283	
1-5-1 ФД20	926	886	504	56	—	20	2 667	20	20	24	—	25	20	38	—	—	622	
ФД21	765	1 167	504	56	—	20	3 190	20	20	24	—	25	20	38	—	—	622	
1-3-1 С	1 001	—	252	—	27	13	1 285	19	19	22	33	25	—	—	6	12	56	
СУ 97	1 263	120	312	36	35	13	1 573	19	19	22	33	25	—	—	6	12	56	
СУ 200	1 178	126	312	36	37	13	1 993	19	19	22	33	25	—	—	5	12	90	
СУм	778	547	282	56	37	16	1 402	19	19	22	33	27	—	—	5	12	90	
1-4-2 ИС	926	886	504	56	—	20	2 667	20	20	24	—	25	20	38	—	—	622	
2-3-2 Коломенский	909	533	300	284	—	—	2 328	20	20	24	—	—	16	33	—	—	566	
2-3-2 Ворошиловградский	765	1 167	500	56	—	20	3 190	20	20	24	—	25	20	38	—	—	622	

<sup>1</sup> В это количество включены все подвижные болты, кроме шарнирных.<sup>2</sup> Размер шарнирных связей, которые поставлены в месте обычного расположения лапчатых связей.<sup>3</sup> Условное обозначение крепления: К — контрфорсами; Т — тяжами.

лее гибким соединением — наклонными тяжами (фиг. 3, 4 и 11). Тяжи изготовляют из стали марки Ст. 3 диаметром 30—40 мм, количество их

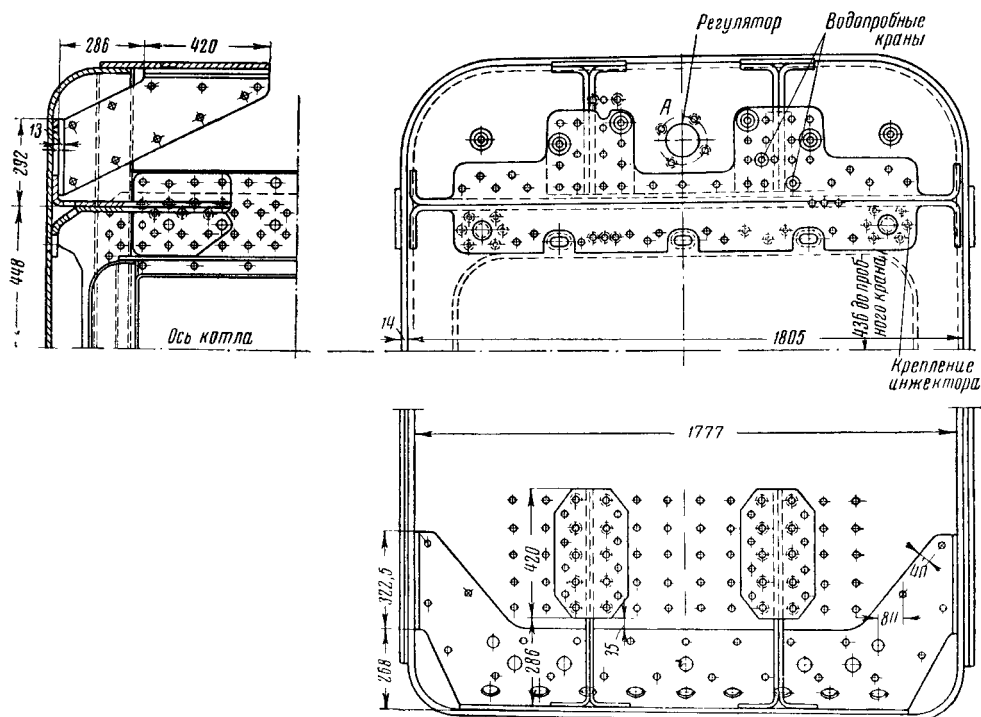
$$n = \frac{FP_k}{fR_y},$$

где  $P_k$  — котловое давление в  $\text{кг/см}^2$ ;

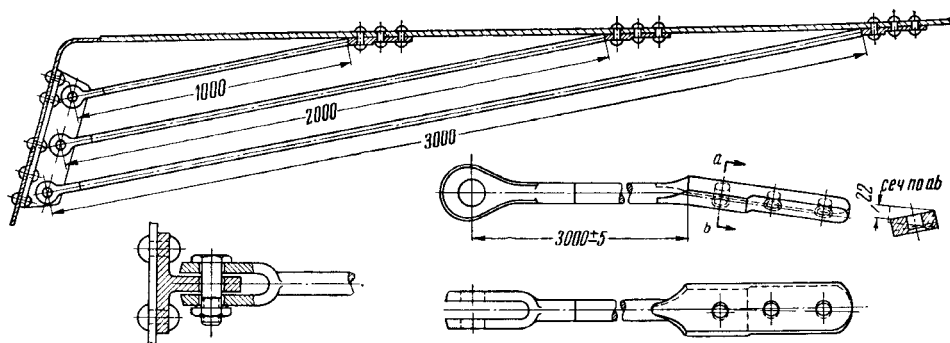
$f$  — площадь сечения одного тяжа в  $\text{см}^2$ ;

$F$  — площадь, подлежащая укреплению, в  $\text{см}^2$  (фиг. 12);

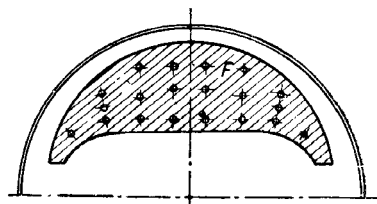
$R_y$  — условное допускаемое напряжение ( $R_y = 700 \text{ кг/см}^2$ ).



Фиг. 10. Контрфорс паровоза серии ЭУ



Фиг. 11. Крепление тяжами лобового листа паровоза серии Л



Фиг. 12. Площадь лобового листа, укрепляемая тяжами

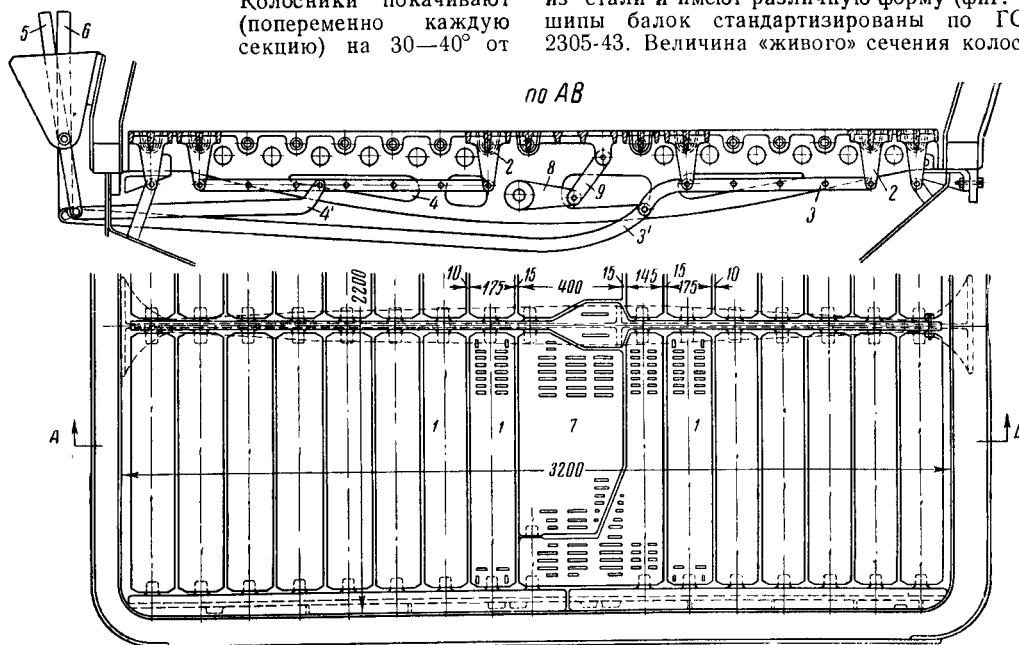
## ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТОПОК

### Колосниковая решётка

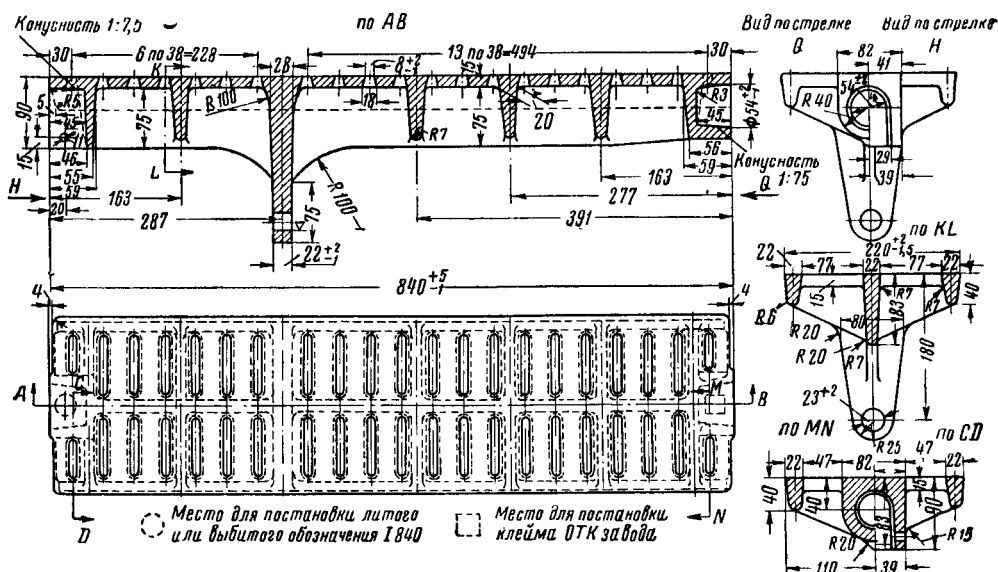
Колосниковая решётка (фиг. 13) современных паровозов составлена из плиточных качающихся колосников. Каждая плита 1 опирается на цапфы, сделанные в продольных опорных балках. Снизу в каждом колоснике имеется хвостовик 2, к которому при-

соединены тяги 3 и 4. Вся колосниковая решётка разделена на четыре секции, каждая секция имеет свой привод 5 и 6 с выводом в будку машиниста. Колосники покачивают (попеременно каждую секцию) на  $30-40^\circ$  от

Колосниковые плиты отливаются из чугуна марки СЧ15-32 или СЧ18-36, форма и размеры берутся по ГОСТ 2305-43 (фиг. 14). Опорные балки для колосников отливаются из стали и имеют различную форму (фиг. 15), шипы балок стандартизированы по ГОСТ 2305-43. Величина «живого» сечения колосни-



Фиг. 13. Колосниковая решётка паровоза серии ФД



Фиг. 14. Колосник рядовой. ГОСТ 2305-43

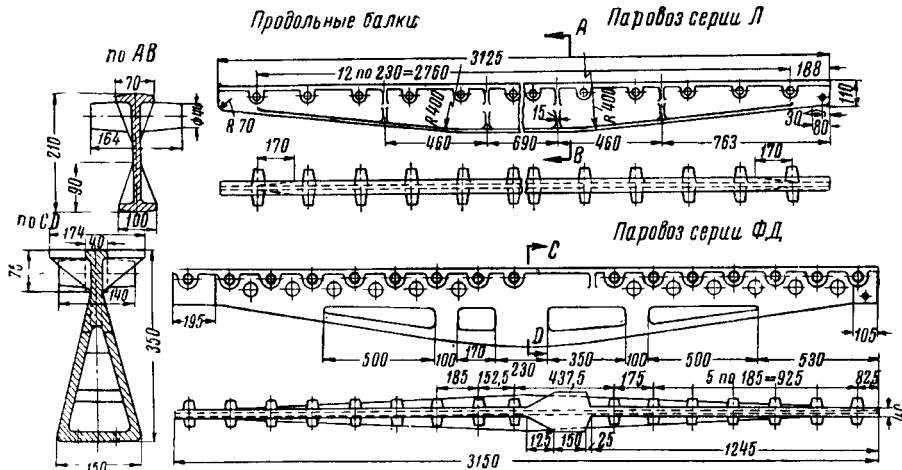
горизонтали, при этом часть золы просыпается в зольник. В средней части колосниковой решётки поставлены две опрокидывающиеся плиты 7; они служат для чистки топки от золы и шлака. В последнее время получают распространение опрокидывающиеся плиты по типу паровоза серии ФД.

ковых решёток (сумма воздушных сечений в процентах от площади колосниковой решётки) оказывает влияние на полноту горения топлива и по данным испытаний должна составлять: а) при отоплении дровами 40—60%, б) бурыми углями 25—35%, в) газовыми и длиннопламенными углями 18—24%.



г) антрацитами 7—15%. Практически же отечественные паровозы, работающие на смесях углей, имеют живое сечение колосниковой решётки 24÷32% (табл. 5).

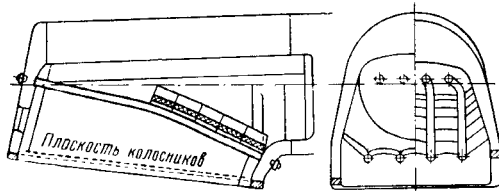
Циркуляционные трубы, установленные в топке, укрепляют развальцовкой с последующей приваркой лёгким швом со стороны огня.



Фиг. 15. Опорные балки колосников паровозов серий Л и ФД

### Циркуляционные трубы и свод

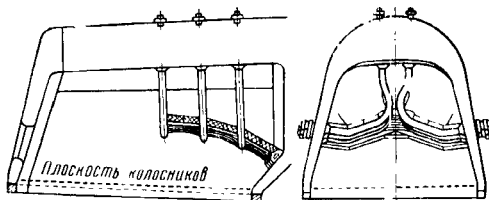
Для создания более интенсивной циркуляции воды в котле в топках поставлены циркуляционные трубы (фиг. 16), которые служат



Фиг. 16. Циркуляционные трубы и свод в топке

также опорой для кирпичей арочного свода. Для паровозов выпускают циркуляционные трубы в соответствии с ГОСТ 3099-46 двух размеров — диаметром 66/76 и 79/89 мм из легированной молибденовой стали марки 15 М. Количество циркуляционных труб зависит от ширины топки и колеблется от 2 до 5, расстояние между трубами назначается по размерам кирпичей свода.

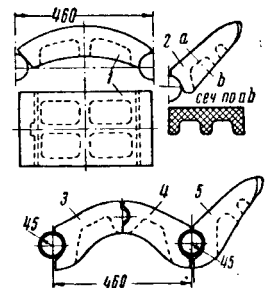
На опытных паровозах нашли применение циркуляционные устройства других типов, например, поперечные циркуляционные трубы системы И. В. Пирина (фиг. 17) и др.



Фиг. 17. Поперечные циркуляционные трубы системы И. В. Пирина

В листах кожуха против отверстий циркуляционных труб поставлены промывательные пробки (фиг. 16 и 17).

Арочный свод, составленный из огнеупорных кирпичей специальной формы и выложенный на циркуляционных трубах, является неременной принадлежностью паровозной топки. Арочный свод, удлиняя путь дымовых газов, снижает химические и механические потери горения и, будучи аккумулятором тепла, предохраняет топку от расстройств (течи, трещины) при частых и резких изменениях режима работы паровоза, при прорывах холодного воздуха в топку



Фиг. 18. Кирпичи топочного свода: 1—кирпичи средние открытые; 2—кирпичи боковые; 3—4—кирпичи средние закрытые; 5—кирпичи боковые закрытые

и т. п. Нормальная длина свода должна быть в пределах 50—70% от длины решётки.

Для укладки в свод стандартных кирпичей расстояния между центрами циркуляционных труб делают обычно 460 мм (фиг. 18).

### Зольник

Зольник прикрепляется к топочной раме под колосниковой решёткой. На современных паровозах применяют зольники только бункерного типа (фиг. 19) — сварной ящик, изготовленный из стали марки Ст. 0, толщиной 4—5 мм. Верхнюю часть зольника Б

Таблица 5

## Основные параметры вспомогательного оборудования топок

Тип и серия паровоза	Число колосников			Длина колосников в мм	Живое сечение колосниковой решетки в %	Вес колосниковой решетки в кг	Арочный свод				Двери шуровочного отверстия		Зольник		
	рядовых	клатанных	одно-клатанных				длина свода в мм	расстояние от края свода в мм	количество юрпичей в шт.	вес в кг	тип	вес в кг	объем в м³	вес в кг	площадь входных отверстий для воздуха в м²
0-5-0 ЭУ . . . . .	12	4	4	640	24	1 780	1 040	610	16	475	РД	100	1,94	753	0,86
ЭМ . . . . .	12	4	4	640	24	1 630	1 040	610	16	475	РД	109	2,00	615	0,9
ЭР . . . . .	16	4	4	640	24	1 860	1 160	610	20	542	РД	109	2,3	710	1,03
1-5-0 Л . . . . .	14	4	4	840	24	1 030	1 820	620	35	350	РК	147	3,34	657	1,4
СО17 . . . . .	14	4	4	840	24	1 840	1 560	620	30	400	РД	225	3,2	921	1,35
СОК . . . . .	14	4	4	840	24	1 840	1 560	620	30	400	РД	225	3,2	921	1,35
СО18 . . . . .	14	4	4	840	24	1 840	1 560	620	30	400	РД	225	3,2	921	1,35
Еа . . . . .	28	2	2	640	24	1 900	1 370	590	30	550	РК	150	2,6	1 100	1,6
1-5-1 ФД20 . . . . .	28	2	2	980	32	2 300	1 720	650	35	430	РК	166	3,42	977	1,3
ФД21 . . . . .	23	2	2	980	32	2 300	1 720	650	35	480	РК	166	3,42	977	1,3
1-3-1 С . . . . .	8	4	4	640	24	1 160	960	600	12	410	РД	129	1,2	515	0,74
СУ 97 . . . . .	14	4	4	640	24	1 440	1 300	650	20	510	РД	129	1,71	640	0,78
СУ 200 . . . . .	14	4	4	640	24	1 440	1 300	650	20	670	РД	129	1,71	643	0,78
СУм . . . . .	14	4	4	640	24	1 050	1 300	650	20	330	РД	108	1,71	660	0,78
1-4-2 ИС . . . . .	28	2	2	980	32	2 300	1 720	650	35	480	РК	166	3,42	977	1,3
2-3-2 Коломенский . . . . .	32	2	2	640	24	2 370	1 620	650	30	430	РК	166	3,17	806	1,2
2-3-2 Ворошиловградский . . . . .	23	2	2	930	32	2 300	1 720	650	35	480	РК	166	3,42	977	1,3

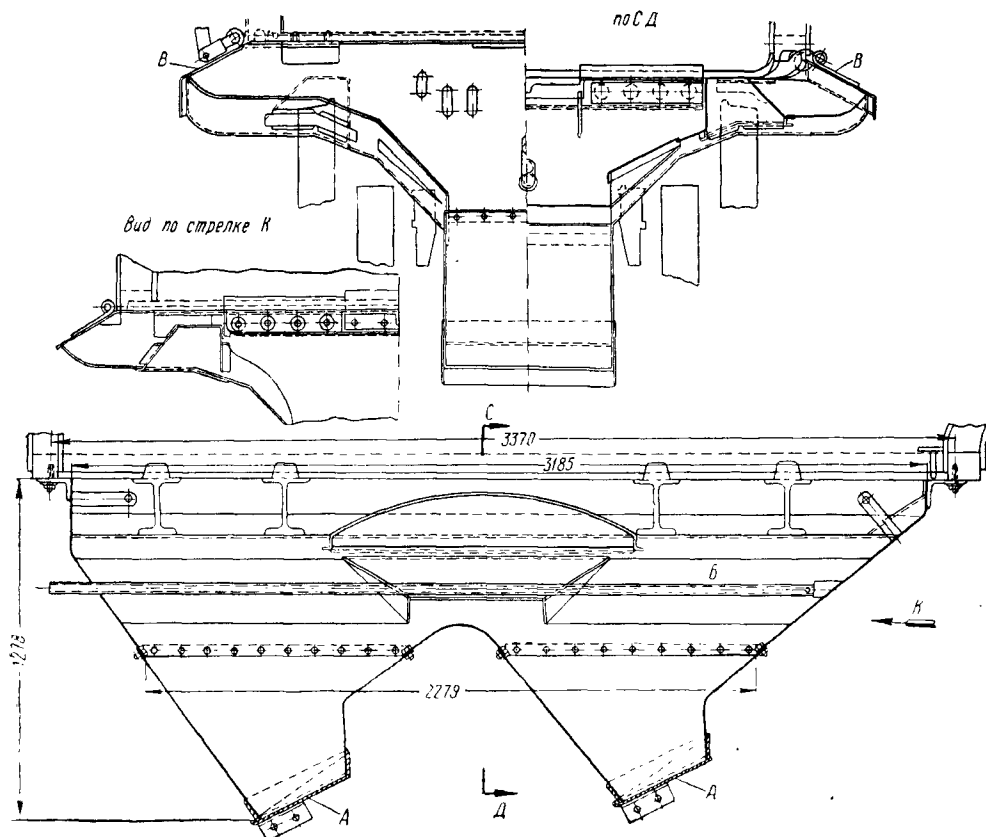
Примечание. Условные обозначения: РД—раздвижные двери; РК—раскладные двери.

делают более широкой, чем топочную раму, для образования боковых воздухопроводящих каналов В, снабжённых крышками с рычажным приводом в будку машиниста. Нижняя бункерная часть зольника состоит из одного, двух или трёх бункеров, закрытых снизу литыми чугунными крышками, снабжёнными рычажной системой, позволяющей легко открывать и закрывать крышки при достаточной плотности закрытия, что необходимо для предотвращения горения золы,

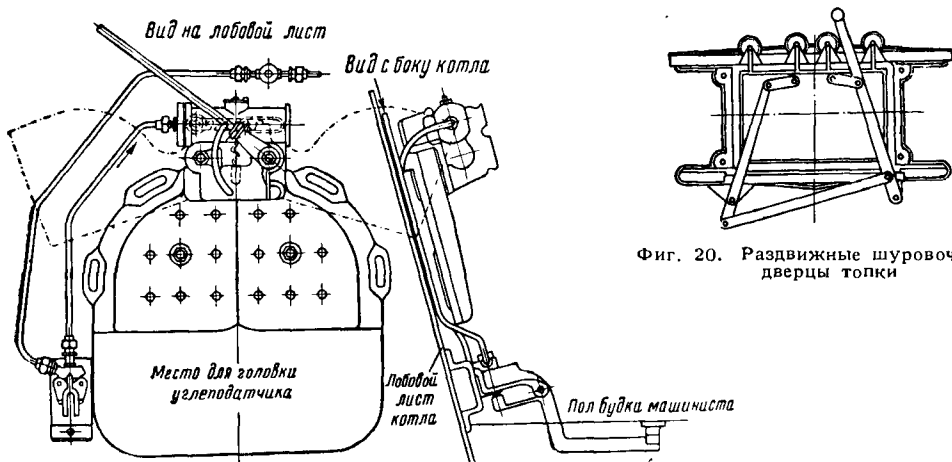
выпавшей в зольник. Бункерная часть зольника соединена с верхней болтами, так как она более часто требует ремонта и замены, чем верхняя часть.

### Шуровочные дверцы

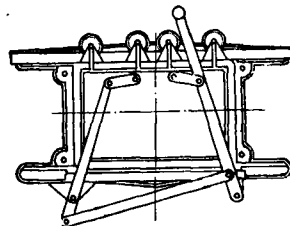
Шуровочные дверцы применяют двух типов: раздвижные (фиг. 20) — при ручном отоплении и раскидные (фиг. 21) — при механическом отоплении углеподатчиком.



Фиг. 19. Бункерный зольник паровоза серии Л



Фиг. 21. Раскидные шуровочные дверцы топки



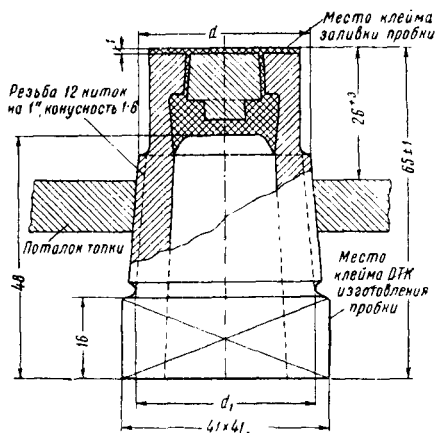
Фиг. 20. Раздвижные шуровочные дверцы топки

Раскидные дверцы закрывают только верхнюю часть шуровочного отверстия, не занятую головкой углеподатчика, и имеют кроме ручного пневматический привод с ножной педалью для управления.

Дверцы изготовляют из чугуна марки СЧ12-28 по ГОСТ 1412-48; они имеют двойные стенки для предохранения от обгорания и на наружной стенке с этой же целью сделано 10—14 отверстий диаметром 20 мм.

### Контрольные пробки

В потолочном листе огневой коробки поставлены на резьбе две или три контрольные пробки (тип и размеры по ГОСТ 3477-49). Корпус контрольной пробки и вставку (фиг. 22)



Фиг. 22. Контрольная пробка, ГОСТ 3477-49

изготавливают из бронзы марки ОЦС, внутренняя полость заливается сплавом из 90% (по весу) свинца марки С2 или С3 и 10% олова марки О1 или О2, имеющим температуру плавления в пределах 280—310°С. Контрольная пробка является сигнальным прибором, она даёт сигнал паровозной бригаде об обнажении от воды потолка огневой коробки (шум выходящего из пробки пара при выплавленном сплаве).

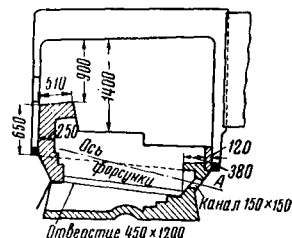
Каждая пробка имеет на легкоплавком металле клеймо с указанием завода или депо, где была поставлена пробка, номера паровоза и даты. На корпусе пробки должно быть клеймо ОТК и условный номер завода-изготовителя. При промывке котла производится осмотр контрольных пробок и через каждые 3 месяца обязательная перезаливка легкоплавкого сплава с последующим гидравлическим испытанием при давлении 25 кг/см<sup>2</sup> в течение 3 мин. и соответствующей записью в специальной книге (ТКУ № 9) с оттиском в ней клейма, нанесённого на пробке.

Помимо пробок указанного типа применяют также старый тип пробки без вставки.

Наружный диаметр начала резьбы составляет для пробок №№ 1, 2, 3, 4 и 5 — 34, 37, 40, 43 и 46 мм, диаметр проточки соответственно увеличивается на 1 мм.

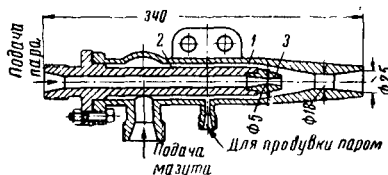
## ОБОРУДОВАНИЕ ТОПКИ ПРИ ЖИДКОМ ТОПЛИВЕ

Топки паровозов, отапливаемых нефтяными остатками (мазутом), не имеют колосниковой решётки, так как происходит факельное горение топлива. Для предохранения от обгорания листов огневой коробки от воздействия высокой температуры факела она выкладывается в зоне факела огнеупорным кирпичом (фиг. 23) в соответствии с нормативами,



Фиг. 23. Кирпичная кладка топki при отоплении мазутом

разработанными ЦНИИ МПС. Кирпичная кладка создаёт также благоприятные условия (повышение температуры) для обеспечения устойчивой полноты сгорания мазута. Для подачи в топку распылённого мазута в смеси с воздухом ставится форсунка системы Данилина (фиг. 24), которая состоит из корпуса 1 и центральной трубки 2. По трубке 2 протекает пар, который, выходя из конусного



Фиг. 24. Форсунка системы Данилина

сопла 3, увлекает с собой окружающий мазут, т. е. происходит процесс эжекции и из сопла корпуса выбрасывается смесь распылённого мазута с паром.

Жидкое топливо применяют на небольшом количестве хозяйственных и маневровых паровозов на дорогах Кавказа, где имеются отходы нефтяного производства.

## ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ КОТЛА

### Бараны котла

Цилиндрическая часть котла состоит из отдельных барабанов, склёпанных или сваренных между собой. Количество барабанов (табл. 6) зависит от размеров котла и листов котельной стали. В зависимости от способа соединения барабанов различают четыре типа цилиндрической части котла (фиг. 25): а) телескопический тип (паровозы серий Эм, Еа), когда барабаны последовательно входят один в другой, постепенно уменьшаясь в сторону дымовой коробки; б) ступенчатый тип (паровозы серий СУ, СО), когда необходимо увеличить диаметр передней трубной решётки по условиям размещения в ней жаровых и дымогарных труб; в) телескопический тип с полуконическим барабаном (паровозы серий ФД, ИС) для топок, имеющих камеру дого-

Таблица 6

## Основные параметры цилиндрической части котла

Тип и серия паро- воза	Количество	Барабаны котла								Передняя решётка						
		длина в мм		диаметр × толщину листов в мм				общий вес в кг	соединение барабанов	толщина в мм	укрепление решётки	тяжи	контрфор- сы			
				число листов	толщина листов в мм											
		1-й барабан от передней ре- шётки	2-й барабан			3-й барабан	4-й барабан	1-й бара- бан	2-й бара- бан	3-й бара- бан	4-й бара- бан					
0-5-0 ЭУ . . . . .	3	1 644	1 645	1 645	—	1 670×16,5	1 703×16,5	1 736×16,5	—	4 144	Заклёпочное	15	—	1	16	398
Эм . . . . .	3	1 598	1 598	1 598	—	1 667×17	1 702×17	1 736×17	—	4 122	Сварное	15	—	4	13	355
ЭР . . . . .	3	1 598	1 598	1 598	—	1 667×17	1 702×17	1 736×17	—	3 752	»	15	—	4	13	358
1-5-0 Л . . . . .	3	1 950	1 950	1 050	—	1 870×18	1 870×18	1 870×18	—	5 026	Сварное	16	30	—	—	571
СО17 . . . . .	3	1 693	1 693	1 693	—	1 990×20	1 950×20	1 990×20	—	5 475	Заклёпочное	16	—	5	16	379
СОК . . . . .	3	1 693	1 693	1 693	—	1 990×20	1 950×20	1 990×20	—	5 475	»	16	—	5	16	379
СО18 . . . . .	3	1 693	1 693	1 693	—	1 990×20	1 950×20	1 990×20	—	5 475	»	16	—	5	16	379
Ев . . . . .	2	2 600	2 825	—	—	1 752×16,7	1 786×16,7	—	—	3 636	»	12,7	33	—	—	525
1-5-1 ФД20 . . . . .	4	2 507	2 114	1 698	1 800	1 837×19	1 875×19,5	$\frac{1\,914}{2\,040} \times 21^1$	2 082×21,5	8 757	»	16	36	—	—	667
ФД21 . . . . .	3	4 012	1 698	1 800	—	1 875×19	$\frac{1\,875}{2\,040} \times 21$	2 032×21,5	—	7 687	»	16	36	—	—	643
1-3-1 С . . . . .	3	1 708	1 794	1 743	—	1 600×16	1 563×16	1 600×16	—	4 060	Заклёпочное	15	—	3	12	258
СУ 97 . . . . .	3	1 874	1 794	1 743	—	1 600×16	1 563×16	1 600×16	—	4 262	Сварное	15	—	3	12	256
СУ 200 . . . . .	2	2 584	2 584	—	—	1 660×16	1 628×16	—	—	4 223	»	15	—	1	12	243
СУм . . . . .	2	2 599	2 504	—	—	1 660×16	1 628×16	—	—	4 060	»	15	—	1	15	252
1-4-2 ИС . . . . .	4	2 307	2 114	1 693	1 800	1 837×19	1 875×19,5	$\frac{1\,914}{2\,040} \times 21$	2 082×21,5	8 757	»	16	36	—	—	667
2-3-2 Коломенский . .	3	2 010	2 070	2 070	—	1 920×18	1 920×18	1 920×18	—	6 096	Сварное	15	33	—	—	631
2-3-2 Ворошилов- градский . . . . .	4	2 307	2 114	1 693	1 800	1 833×15	1 883×15	$\frac{1\,883}{2\,040} \times 17$	2 082×17	6 536	»	18	36	—	—	668

Полуконический барабан

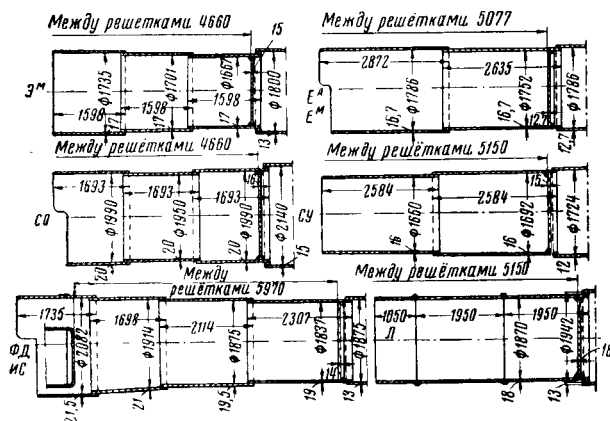
Продолжение табл. 6

Тип и серия паровоза	Длина между решётками в мм	Дымогарные трубы				Жаровые трубы				Общий вес труб в кг	Диаметр отверстий для дымогарных труб в задней решётке в мм	Диаметр отверстий для жаровых труб в задней решётке в мм	Диаметр отверстий для дымогарных труб в перед- ней решётке в мм	Диаметр отверстий для жаровых труб в передней решётке в мм	Наименьший «воляной» промежуток между труба- ми в мм
		количе- ство	диаметр в мм	площадь живого сечения в м <sup>2</sup>	вес одной трубы в кг	количество	диаметр в мм	площадь живого сечения в м <sup>2</sup>	вес одной трубы в кг						
0-5-0 ЭУ . . . . .	4 660	157	46/51	0,260	14	32	125/133	0,269	60	4 128	42	100	54	136	17
ЭМ . . . . .	4 660	157	46/51	0,260	14	32	125/133	0,269	60	4 043	42	100	54	136	17
ЭР . . . . .	4 660	151	46/51	0,251	14	32	125/133	0,269	60	4 043	42	100	54	136	17
1-5-0 Л . . . . .	5 150	110	46/51	0,183	15	50	125/133	0,421	65	5 374	42	100	54	136	17
СО17 . . . . .	4 660	139	46/51	0,231	14	52	125/133	0,438	60	5 069	42	100	54	136	17
СОК . . . . .	4 660	139	46/51	0,231	14	52	125/133	0,438	60	5 069	42	100	54	136	17
СО18 . . . . .	4 660	139	46/51	0,231	14	52	125/133	0,438	60	5 069	42	100	54	136	17
Еа . . . . .	5 105	162	46/51	0,269	18	35	125/133	0,298	63	5 070	42	100	54	136	26
1-5-1 ФД20 . . . . .	5 970	44	51/57	0,090	26	130	82,5/89	0,511	42	6 945	50	81	60	92	18
ФД21 . . . . .	5 970	98	51/57	0,200	26	40	143/152	0,483	99	6 478	50	120	60	155	18
1-3-1 С . . . . .	5 150	170	46/51	0,282	15	24	125/133	0,202	65	4 156	42	100	54	136	17
СУ 97 . . . . .	5 150	135	46/51	0,224	15	32	125/133	0,269	65	4 128	42	100	54	136	14
СУ 200 . . . . .	5 150	135	46/51	0,224	15	32	125/133	0,269	65	4 128	42	100	54	136	14
СУМ . . . . .	5 150	135	46/51	0,224	15	32	125/133	0,269	65	4 128	42	100	54	136	14
1-4-2 ИС . . . . .	5 970	44	51/57	0,090	26	130	82,5/89	0,511	42	6 545	50	81	60	92	18
2-3-2 Коломенский . .	5 800	100	51/57	0,203	22	40	143/152	0,483	96	5 974	50	120	60	155	18
2-3-2 Ворошиловград- ский . . . . .	5 970	97	51/57	0,199	26	40	143/152	0,483	99	6 478	50	120	60	155	18

рания; г) цельносварной тип (паровоз серии Л), швы стыковые, барабаны имеют одинаковый диаметр.

Изготавливают барабаны из углеродистой стали марки ЗК (см. ТСЖ, т. 2, стр. 650). Барабаны котла паровоза 2-3-2 Ворошилов-

собом. В качестве электрода применяется малоуглеродистая стальная проволока по ГОСТ 2246-43. Сварка производится встык под слоем флюса марки ЦЧ-5 или АН-3 (опытные партии цельносварных котлов выпускались в Советском Союзе, начиная с 1932 г.).



Фиг. 25. Типы цилиндрической части паровозных котлов

градского завода для уменьшения веса изготовлены из легированной стали (табл. 7).

Таблица 7

Характеристика легированной стали,  
цилиндрической части котла паровоза 2-3-2  
Ворошиловградского завода

Химический состав в % по весу					Предел прочности при растяжении в кг/мм <sup>2</sup>	Относительное уд- линение в %
углерод	марганец	кремний	фосфор	сера		
0,16—0,2	0,3—0,6	<0,04	<0,04	<0,04	42—48	23—24

Применение легированной стали для паровозных котлов ограничено опытными образцами. Толщина листов барабанов в см:

$$\delta = \frac{P_k D_k}{2R_z \psi},$$

где  $P_k$  — избыточное котловое давление в кг/см<sup>2</sup>;

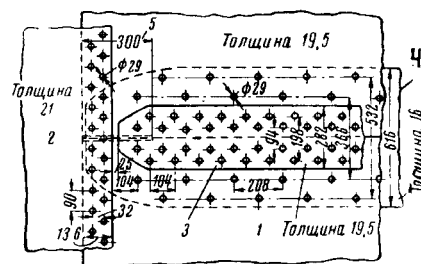
$D_k$  — средний диаметр барабана котла в см;

$R_z$  — допускаемое напряжение на разрыв в целом месте в кг/см<sup>2</sup>;

$\psi$  — коэффициент прочности шва.

Допускаемое напряжение с учётом запаса на коррозию и некоторого ослабления листов в местах швов и вырезов выбирают в пределах 600—800 кг/см<sup>2</sup>.

Соединение барабанов между собой и их продольных кромок котлов паровозов серий Л, СО и СУ послевоенной постройки производится электросваркой автоматическим спо-

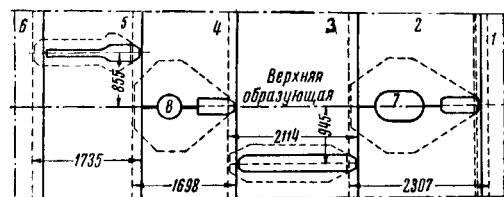


Фиг. 26. Заклёпочные швы цилиндрической части котла паровоза серии ФД: 1—второй барабан; 2—третий барабан; 3—наружная накладка; 4—внутренняя накладка; 5—сварной участок

Для удобства ремонта и монтажа швов соединения цилиндрической части котла с топкой делается клёпаным. Барабаны котлов других паровозов соединены заклёпочными швами, причём продольные швы выполнены встык с двумя накладками, а поперечные внахлёстку (фиг. 26). Определение размеров шва: диаметра заклёпки, шага, ширины накладок и пр. — производится по нормам котельных заклёпочных швов. Для ориентировки в этом вопросе можно руководствоваться данными табл. 8.

Выбранные по нормам или запроектированные размеры сварного или заклёпочного шва проверяют путём подсчёта коэффициента ослабления листа и напряжений в элементах соединения (см. ТСЖ, т. 2, раздел «Детали машин»).

Продольные швы соседних барабанов располагают вразбивку в паровом пространстве котла (фиг. 27).



Фиг. 27. Развёртка цилиндрической части котла паровоза серии ФД: 1—дымовая коробка; 2—первый барабан; 3—второй барабан; 4—третий барабан; 5—четвёртый барабан; 6—кожух топки; 7—вырез для сухопарника; 8—вырез для лаза

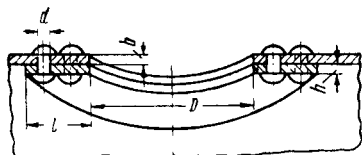
В местах вырезов отверстий в барабанах для сухопарника, лаза и пр. привариваются электросваркой с внутренней стороны усиливающие подкладки, сечение которых (фиг. 28) определяют из выражения  $2hl = Db$ ;

Таблица 8

Размеры заклёпок для котлов

Толщина основ- ного листа в мм	Диаметр заклё- пки в мм	Наименьший шаг в мм
14—16	23—25	55—60
17—20	25—28	60—65
21—25	29—36	65—80

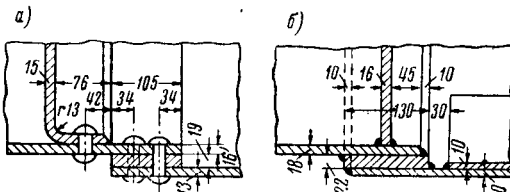
толщина подкладки берётся 16—24 мм. На паровозах довоенной постройки подкладки приклепывались.



Фиг. 28. Схема усиления выреза в котле

### Передняя трубная решётка

Передняя трубная решётка изготавливается из стали марки ЗК, её толщину принимают на основании эксплуатационного опыта в пределах 15÷18 мм. Укрепляют решётку путём приварки по всему периметру, а на старых паровозах однорядным заклёпочным швом (фиг. 29). Плоская поверхность передней трубной решётки укреплена жаровыми и дымогарными трубами, а верхний участок, свободный от труб, укрепляется либо контрфорсами (полками жёсткости) либо тяжами (фиг. 30) аналогично укреплению верхней



Фиг. 29. Укрепление передней решётки: а—на паровозе серии СУ до введения сварки; б—на паровозе серии Л

части лобового листа топки. Метод расчёта тяжей передней решётки такой же, как тяжей лобового листа.

### Жаровые и дымогарные трубы

Жаровые и дымогарные трубы изготовляют по ГОСТ 3099-46 цельнотянутыми бесшовными из мягкой углеродистой стали марки 10 по ГОСТ В1050-41, близкой к стали марки Ст. 2.

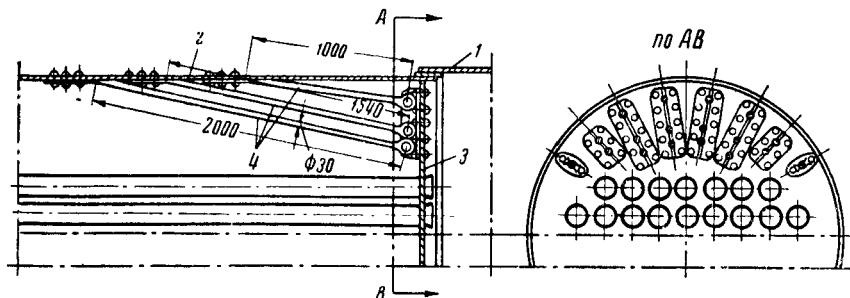
Предел прочности на растяжение  $\sigma_{пч} = 32 \div 42 \text{ кг/мм}^2$ .

Удлинение десятикратного образца  $\delta \geq 20\%$ .

Размеры жаровых и дымогарных труб приведены в табл. 9.

Жаровые и дымогарные трубы изготовляют стандартной формы (фиг. 31). Для ремонта паровозов трубы изготовляют гладкими, обжатие же и раздача концов труб производятся в депо или на ПРЗ по размерам отверстий в трубных решётках.

Перед постановкой труб в котёл, отверстия в решётках и концы труб очищают и в отверстия задней решётки вставляют с лёгкой развальцовкой прокладные кольца из красной меди марки М-4 толщиной 2—3 мм.



Фиг. 30. Укрепление тяжами передней решётки: 1—дымовая камера; 2—первый барабан; 3—трубная решётка; 4—тяжи

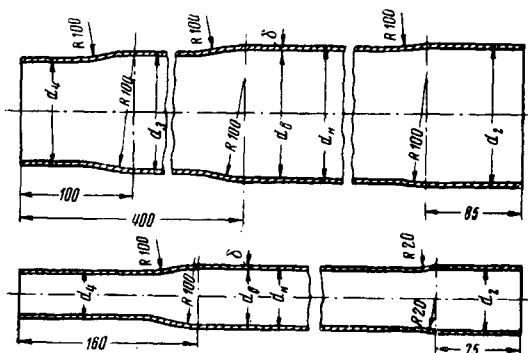
Таблица 9

Жаровые и дымогарные трубы

Размеры и вес	Т р у б ы						
	жаровые				дымогарные		
Диаметр труб в мм . . . . .	113×121	125×133	131×140	143×152	39,5×44,5	46×51	51×57
» раздачи в мм . . . . .	124	136	143	155	47	54	60
» подкаты в » . . . . .	108	113	118	125	—	—	—
» сжатия в » . . . . .	96	96	104	112	38	38	42
Толщина стенки в » . . . . .	4	4	4,5	4,5	2,5	2,5	3
Вес 1 пог. м в кг . . . . .	11,5	12,7	15,0	16,4	2,59	2,99	3,68



Укрепление и уплотнение труб в решётках производится развальцовкой. Осевая нагрузка в трубах, возникающая при температурных изменениях, вызывает расстройство плотности завальцованных концов труб в задней



Фиг. 31. Жаровая и дымогарная трубы до постановки в котёл

решётке. Поэтому кроме разальцовки здесь производится обтуртовка концов труб с последующей приваркой этих буртов к решётке. Но и такое соединение оказалось недостаточно прочным (опыт паровоза серии Л), поэтому дополнительно делается упор трубы в решётку с внутренней стороны котла в виде выступа на трубе стандартной формы или в виде особого бурта, образованного инструментом — просером после постановки трубы. Применение последнего способа вместо первого на паровозе серии Л позволило увеличить входные сечения жаровых и дымогарных труб на 23%.

Трубы стандартных размеров при котловом давлении до  $16 \text{ кг/см}^2$  не рассчитывают, при больших давлениях проверяют коэффициент запаса устойчивости против сплющивания по формуле

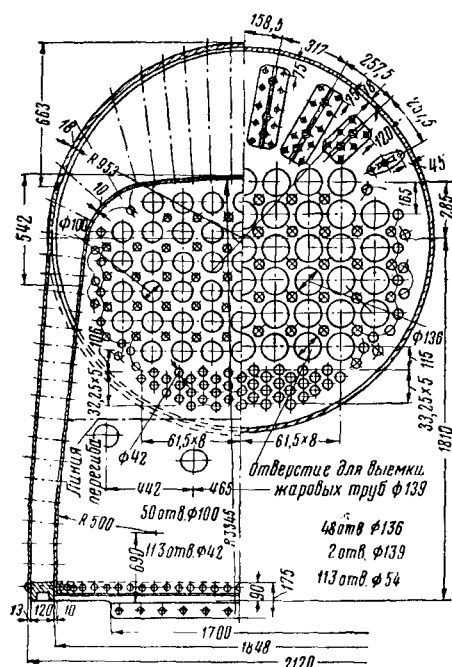
$$n = 500 \frac{\xi^3}{R^3 P_K},$$

где  $\delta$  — толщина стенки в мм;  
 $R$  — радиус трубы в см;  
 $P_k$  — котловое давление в кг/см<sup>2</sup>.

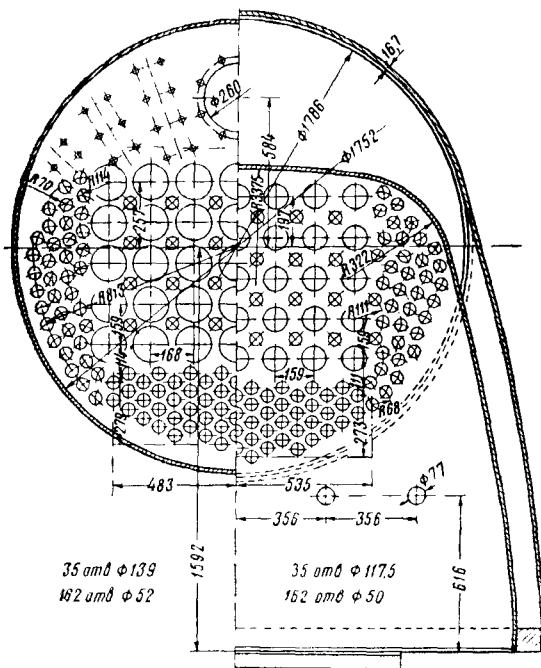
Трубы с запасом прочности меньше 4 применять не рекомендуется. Если расстояние между решётками более 7 м, то проверяют трубы на продольный изгиб.

При проектировании трубных решёток стремятся выполнять условия: 1) при данном количестве труб диаметр котла должен быть минимальным, 2) площади трубных решёток должны быть заполнены равномерно (без «лысых» мест), 3) вертикальные коридоры между трубами должны обеспечивать беспрепятственный проход пара к зеркалу испарения, 4) расстояние между трубами внутри котла (водяные промежутки) не должно выходить за пределы 17—22 мм, 5) промежутки между отверстиями для труб должны быть не менее 25 мм у задней и не менее 17 мм у передней решёток, 6) расстояние между трубами и стенками котла должно быть не менее 50 мм.

Стремление конструкторов выполнять наилучшим образом все эти условия привело к большому разнообразию схем размещения труб в котле (см. фиг. 3, 4, 5, 32 и 33). Некоторые элементы расположения труб в котле являются типичными для всех паровозов: 1) жаровые трубы располагают по верши-



Фиг. 32. Расположение труб в котле паровоза  
серии Л



Фиг. 33. Расположение труб в котле паровоза  
серии Б<sup>а</sup>

нам квадрата, за исключением паровозов серий ФД и ИС выпуска до 1940 г., где при мелкотрубном пароперегревателе была применена разбивка жаровых труб по вершинам ромба, 2) дымогарные трубы всегда располагают по вершинам равностороннего треугольника с одной вертикальной стороной, 3) трубы в котле всегда располагают веерообразно как в вертикальном, так и в горизонтальном направлениях, соблюдая правило, чтобы верхний ряд труб в передней решётке был на уровне наивысшей точки потолка огневой коробки, 4) часть дымогарных труб располагают в промежутках между жаровыми и по бокам решётки.

### Сухопарник

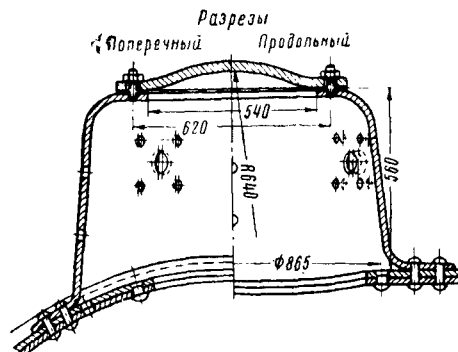
Сухопарник располагают или на первом барабане (считая от дымовой коробки) цилиндрической части котла (С, СУ, ФД, ИС) или на втором барабане (Эв/и, СО, Л, Е).

В барабане, где устанавливают сухопарник, делают отверстие диаметром 500—800 мм (табл. 10). Для укрепления места выреза с внутренней стороны барабана приклепывается или приваривается стальная подкладка толщиной 16—24 мм.

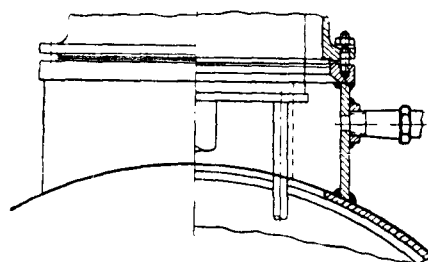
На старых паровозах сухопарники делали составными, клёпанymi из четырёх частей—седла, цилиндрической части, верхнего фланца и крышки.

На современных паровозах сухопарники делают штампованными (фиг. 34) или сварной конструкции (фиг. 35). Толщину листов сухопарника по условиям жёсткости конструкции принимают в пределах 12—25 мм.

Уплотнение крышки осуществляют медным прокладным кольцом диаметром 5—6 мм.



Фиг. 34. Сухопарник паровоза серии ФД



Фиг. 35. Сухопарник паровоза серии Л

Таблица 10

Параметры сухопарников

Тип и серия паровоза	Размеры сухопарников							Диаметр выреза в котле под сухопарник в мм	Болты для крышки		Общий вес в кг	Расстояние от передней трубной решётки до оси сухопарника в мм
	полная высота в мм	диаметр внутренний в мм	толщина крышки в мм	толщина барабана в мм	толщина фланца верхнего в мм	толщина фланца нижнего в мм	толщина подклёпки в мм		количество в шт.	диаметр в дюймах		
0-5-0 ЭУ	900	712	24	12	45	20	22	592	32	1 1/8	540	2 220
Эм	900	712	32	12	45	20	22	592	32	1 1/8	618	2 220
ЭР	900	712	32	12	45	20	22	592	32	1 1/8	618	2 220
1-5-0 Л	600	750	15	13	54	—	20	586	28	M27 <sup>1</sup>	230	3 100
СО17	710	712	24	12	45	—	20	572	32	1 1/8	331	2 096
СОК	710	712	24	12	45	—	20	572	32	1 1/8	331	2 096
СО18	710	712	24	12	45	—	20	572	32	1 1/8	331	2 096
Еа	610	836	33	19	22	25,4	12,5	737	32	1	514	3 300
1-5-1 ФД20	560	850	30	20	22	25	20	500	24	1	580	1 240
ФД21	560	850	30	20	22	25	20	500	24	1	580	1 240
1-3-1 С	796	712	26	16	30	20	24	572	32	1 1/8	542	900
СУ 97	690	712	26	16	30	20	24	572	32	1 1/8	516	900
СУ 200	690	712	24	12	30	—	22	572	32	1	451	900
СУм	690	712	24	12	30	—	16	572	32	1	451	900
1-4-2 ИС	560	850	30	20	22	25	20	500	24	1	580	1 240
2-3-2 Коломенский	512	548	14	14	24	20	22	470	20	1	504	1 280
2-3-2 Ворошиловградский	560	850	30	20	22	25	20	500	24	1	580	1 240

<sup>1</sup> Резьба метрическая, диаметр в мм.

Крышку закрепляют шпильками, количество которых

$$n = \frac{2P_k F}{f \sigma_z},$$

где  $P_k$  — давление пара в котле в  $\text{кг/см}^2$ ;

$F$  — площадь крышки в  $\text{см}^2$ ;

$f$  — расчётная площадь шпильки в  $\text{см}^2$ ;

$\sigma_z$  — допускаемое напряжение 800 — 900  $\text{кг/см}^2$ .

### Питательный колпак и грязевик

На паровозах серий ЭУ, Эм и СО17 поставлены питательные колпаки, конструктивно однотипные с сухопарными колпаками. Питательные колпаки служат для уменьшения вредного влияния на котёл охлаждающего действия питательной воды и для частичного выделения из питательной воды солей временной жёсткости.

Питательный колпак расположен на верхней образующей первого (от дымовой коробки) барабана цилиндрической части котла. Вода, поступающая в питательный колпак из инжектора, распыливается на мелкие капли, обогревается паром и смешивается с котловой водой.

Внутри питательного колпака и в цилиндрической части котла под ним размещён водоочиститель в виде щитков из листовой стали толщиной 4 мм. В нижней части барабана, под питательным колпаком сделано углубление — грязевик, где поставлен спускной кран. При питании котла водой выделившиеся соли временной жёсткости оседают в грязевике котла.

## ПЕРЕГРЕВАТЕЛИ ПАРА

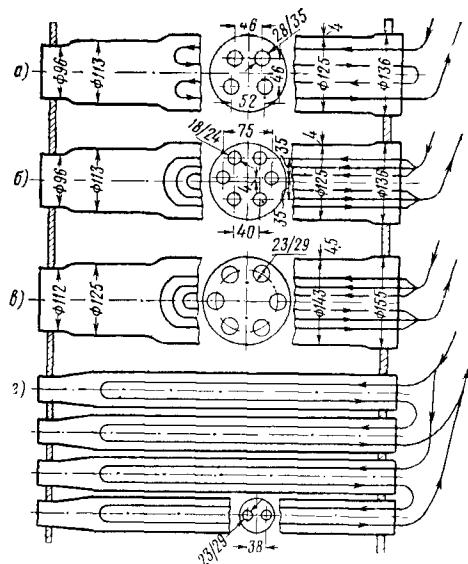
### Классификация

По способу передачи тепла пароперегреватели делятся на две группы: конвективные и радиационные. В первых передача тепла происходит в основном соприкосновением, во вторых лучеиспусканием (последние на паровозах не применяются). Конвективные пароперегреватели делятся на экранированные (испарительная и перегревательная поверхности находятся в тепловом взаимодействии) и неэкранированные (перегревательная поверхность удалена от испарительной). Как первые, так и вторые могут быть внешние или внутренние обтекаемыми и в зависимости от направления газового потока — продольного или поперечного обтекания. Иногда пароперегреватели классифицируют по месту их расположения на паровозе (жаротрубные, камерные и т. д.).

Неэкранированный пароперегреватель системы Слуцкого имел некоторое распространение на паровозах, другие типы неэкранированной конструкции (В. И. Лопушинского, М. П. Покрживицкого, И. В. Пиряна и др.) применялись только на опытных паровозах и распространения не получили. На современных паровозах исключительное распространение получили экранированные паропере-

греватели в виде тонких трубок (элементов), расположенных в жаровых трубах (жаротрубные). Их создателями является группа инженеров-конструкторов Сормовского завода (1902 — 1908 гг.) — П. П. Куликовский, Н. М. Ноткин, Б. С. Малаховский, К. Ф. Неймаер, С. М. Чусов и др.

Жаротрубный пароперегреватель является конвективным, экранированным, внешнего продольного обтекания со смешанным течением пара и газа, т. е. когда при неизменном направлении течения газа пар несколько раз меняет направление своего движения. Состоит пароперегреватель (см. фиг. 1) из комплекта элементов 8 и коллектора 14. Широко применяют три типа элементов (фиг. 36): а) элемент четырёхтрубный двухоборотный; б, в) эле-



Фиг. 36. Типы элементов жаротрубного пароперегревателя: а — двухоборотный; б — однооборотный системы Чусова; в — однооборотный широкотрубный (Л-40); г — мелко-трубный

мент шеститрубный однооборотный и г) элемент восьмитрубный двухоборотный (мелкотрубный). Первые два размещаются каждый в одной жаровой трубе, т. е. количество элементов на паровоз соответствует количеству жаровых труб, последний (мелкотрубный) элемент располагается в четырёх жаровых трубах. Мелкотрубный элемент был применён только на паровозах серий ФД и ИС выпуска до 1940 г., на всех остальных паровозах поставлены элементы первых двух типов, причём четырёхтрубный распространён значительно больше, чем шеститрубный. Восьмитрубный элемент на вновь строящиеся паровозы не ставят.

Намечается полная замена восьмитрубных элементов паровозов серий ФД и ИС шеститрубными в жаровых трубах 143/152 мм (фиг. 36, в).

В каждой жаровой трубе поставлены 3—4 фасонных распорки для удержания трубок элементов в осесимметричном положении относительно жаровой трубы.

### Детали пароперегревателя

Трубы элементов (табл. 11) изготавливают бесшовными цельнотянутыми из стали марки Ст. 10 по ГОСТ В 1050-41 ( $\sigma_B = 32-42 \text{ кг/мм}^2$ ).

Таблица 11

#### Трубы элементов пароперегревателя

Диаметр трубы в мм		Толщина стенки в мм	Вес 1 пог. м в кг	Примечание
наружный	внутренний			
24	18	3	1,55	Для однооборотного элемента Чусова
29	23	3	1,92	
35	28	3,5	2,72	Для двухоборотного элемента
38	31	3,5	2,98	
42	34	4	3,75	

Двухоборотный элемент (фиг. 37) комплектуется из четырёх трубок диаметром 28/35 или 31/38 мм. На старых паровозах применяли трубки 29/36 мм. Однооборотный элемент Чусова (фиг. 38) комплектуется из шести трубок диаметром 18/24 или 23/29 мм. Однооборотный элемент с трубками 24/30 мм

в сочетании с жаровыми трубами диаметром 143/152 мм (пароперегреватель Л-40) впервые был поставлен на трёх паровозах серии ФД в 1936 г. Параметры элементов приведены в табл. 12. Задние концы трубок элементов (в сторону огневой коробки) соединяют при помощи специальных штампованных колпачков (фиг. 39), иногда применяют непосредственное соединение кузнечной сваркой с утолщением лобовой стенки до 15 мм (фиг. 37). Противоположные концы элементов (в дымовой коробке) присоединяются к коллектору. Для обеспечения плотности соединения концы элементов имеют утолщение в виде шаровой головки (фиг. 40 и 41). На многих отечественных паровозах применено крепление элементов к коллектору на конусных втулках А. В. Рязанцева (фиг. 42). Узел соединения элементов с коллектором расположен в зоне высоких температур (300—400°) и воспринимает значительные усилия от разных термических удлинений ветвей элементов и цилиндрической части котла. Поэтому конструкция всего узла должна быть прочной и надёжной.

Крепёжные коллекторные болты, нажимные шайбы, гайки и скобы изготавливают из стали марки Ст. 5, которая менее подвержена явлению крипа, чем Ст. 3. На паровозах с высоким перегревом (Л, 2-3-2 К) поставлены кол-

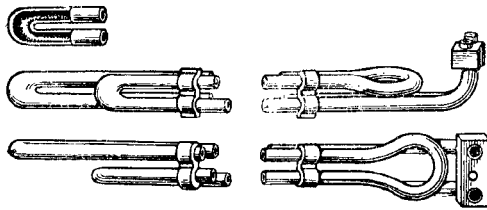
Таблица 12

#### Основные параметры элементов пароперегревателей

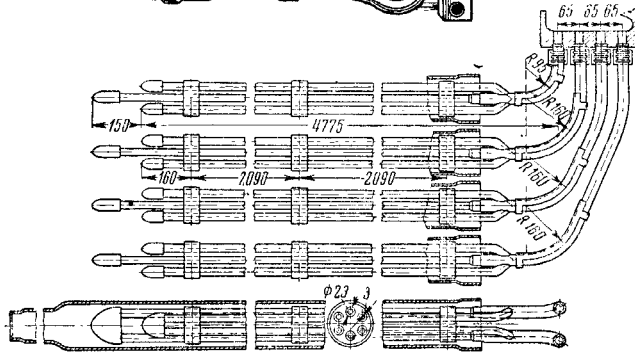
Тип и серия паровоза	Тип элемен- тов	Внутренний диа- метр жаровой трубы в мм	Диаметр трубок элементов в мм	Расстояние между осями трубок эле- ментов в мм	Длина элемента в мм	Количество элемен- тов на паровоз	Вес элементов с де- талями в кг	Площадь живого се- чения для прохода пара в м <sup>2</sup>
0-5-0 ЭУ	Д-4т1 <sup>1</sup>	125	28/35	46—52 <sup>2</sup>	4 260	32	1 622	0,0197
ЭМ	Д-4т1	125	23/35	46—52	4 260	32	1 622	0,0197
ЭР	Д-4т1	125	28/35	46—52	4 260	32	1 622	0,0197
1-5-0 Л	Д-4т1	125	28/35	46—52	4 750	50	3 443	0,0307
СО17	Д-4т1	125	23/35	46—52	4 260	52	2 982	0,0320
СО <sup>к</sup>	Д-4т1	125	28/35	46—52	4 260	52	2 982	0,0320
СО18	Д-4т1	125	28/35	46—52	4 260	52	2 982	0,0320
Е <sup>а</sup>	Д-4т1	125	31/33	46—52	4 670	35	2 840	0,0258
1-5-1 ФД20	Д-8т4	82	23/29	33	5 570	33	3 642	0,0294
ФД21	О-6т1	143	23/29	46	5 570	40	3 000	0,0543
1-3-1С	Д-4т1	125	28/35	46—52	4 750	24	1 367	0,0150
СУ 97	Д-4т1	125	28/35	46—52	4 750	32	1 702	0,0197
СУ 200	Д-4т1	125	28/35	46—52	4 750	32	1 702	0,0197
СУ <sup>м</sup>	Д-4т1	125	28/35	46—52	4 750	32	1 702	0,0197
1-4-2 ИС	Д-8т4	82	23/29	38	5 570	33	3 642	0,0294
2-3-2 Коломенский	О-6т1	143	23/29	46	5 400	40	3 640	0,0543
2-3-2 Ворошиловградский	О-6т1	143	23/29	46	5 570	40	2 920	0 0543

<sup>1</sup> Условное обозначение элементов: Д-4т1—двухоборотный четырёхтрубный в одной жаровой трубе, О-6т1—однооборотный шеститрубный в одной жаровой трубе, Д-8т4—двухоборотный восьмитрубный в четырёх жаровых трубах.

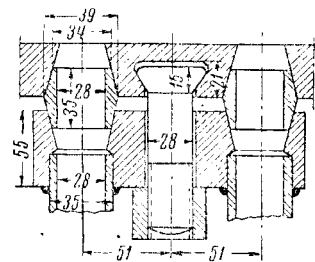
<sup>2</sup> Первые цифры—размер сверху, вторые—внизу.



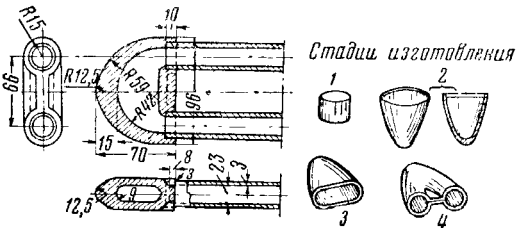
Фиг. 37. Двухоборотный элемент пароперегревателя



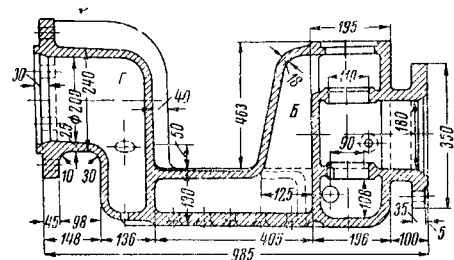
Фиг. 38. Однооборотный элемент пароперегревательной системы С. М. Чусова



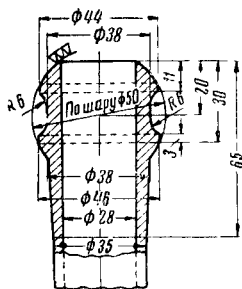
Фиг. 42. Крепление элементов к коллектору на конусных втулках А. В. Рязанцева



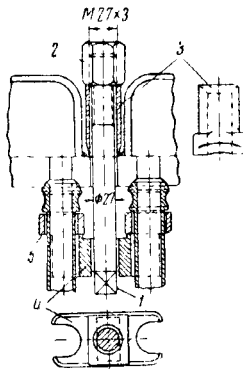
Фиг. 39. Штампованный колпачок: 1—заготовка; 2—штамповка чашки; 3—сплюснутая чашка; 4—колпачок



Фиг. 43. Литой коллектор паровоза серии ФД



Фиг. 40. Шаровая головка конца элемента



Фиг. 41. Крепление элементов к коллектору паровоза серии Л: 1—болт; 2—гайка; 3—прокладка; 4—скоба; 5—накидная шайба

литорные болты из легированной жаростойкой стали марки Э10 или Э16 по ОСТ 7124 (табл. 13).

Коллектор пароперегревателя обычно изготовляют путём отливки из углеродистой стали нормального качества 25-4518 (фиг. 43), на старых паровозах коллектор изготовлен из модифицированного чугуна марки СМЧ32-52, на некоторых паровозах (Л, СО) поставлен коллектор сварной конструкции материал Ст. 2 и Ст. 3. Сварной коллектор паровоза серии Л (фиг. 44) отличается от ранее применявшихся сварных коллекторов (СО, СУМ) тем, что он сварен из литых и штампованных деталей. Вводной патрубком 1 (фиг. 44) — литой; камера насыщенного пара 2 и перегретого 3 образованы из штампованных листов стали. Нижняя плита 4 является основной базой крепления элементов и деталей коллектора. Фланцы 6 служат для соединения ка-

В табл. 14 приведены основные параметры коллекторов.

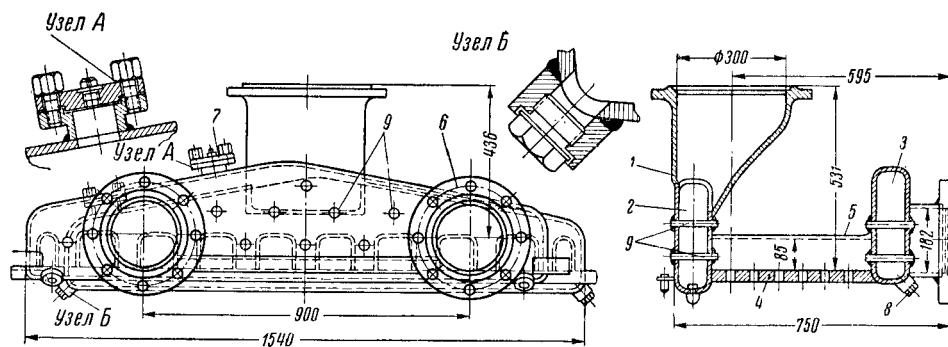
Коллектор в дымовой коробке закрепляют при помощи 4—6 болтов, соединяющих плиту коллектора с кронштейнами, приклепанными или приваренными к стенкам дымовой коробки.

## ДЫМОВАЯ КОРОБКА

### Назначение и устройство

В дымовой коробке паровоза (фиг. 45) размещены: аппарат для тяги дымовых газов — конус 1 и дымовая труба 2, искроуловитель 3, коллектор пароперегревателя 4, сифон 5 и парорабочие трубы 6.

Барабан дымовой коробки составляется обычно из одного, двух или трёх стальных листов марки Ст. 0 толщиной 10—14 мм. Иногда



Фиг. 44. Сварной коллектор паровоза серии Л

меры перегретого пара с парорабочими трубами, патрубком 7 — для промывки и гидравлического испытания коллектора, пробки 8 — для спуска конденсата. Плоские стенки камер укреплены сварными связями 9.

Литой коллектор паровозов серий ФД и ИС (фиг. 43) состоит из трёх камер: 1) насыщенного пара В с входным патрубком Г, 2) перегретого пара А и 3) клапанной камеры Б с двумя выходными патрубками Д. В коллекторах других паровозов клапанной камеры нет и выходные патрубки примыкают непосредственно к камере перегретого пара (фиг. 44). Камеры насыщенного и перегретого пара разделены двойными стенками, образуя промежутки для постановки болтов, крепящих элементы к коллектору (фиг. 41).

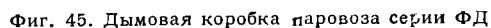
нижний лист барабана делают толщиной 16—17 мм. Соединение листов барабана производится электросваркой встык. В нижней части поставлен дополнительный лист 7 (Ст. 0) толщиной 8—16 мм, предохраняющий дымовую коробку от прогорания.

Барабан дымовой коробки присоединяется к цилиндрической части котла сварным швом (фиг. 46). На старых паровозах этот узел выполнен клёпанным. Впереди барабана поставлен угольник жёсткости, к которому прилегает фронтонный лист 8 (фиг. 45), подвешенный на петлях и укрепленный болтами с постановкой уплотняющей асбестовой прокладки. Фронтонный лист открывается только при ремонте паровоза, для повседневного же осмотра и очистки поставлена небольшая (диаметром

Таблица 13

Характеристика жаростойкой легированной стали для болтов крепления элементов к коллектору

Марка стали	Химический состав в %								Предел прочности в кг/мм <sup>2</sup>	Предел упругости в кг/мм <sup>2</sup>	Относительное удлинение в %	Ударная вязкость в кг/см <sup>2</sup>
	углерод	кремний	марганец	сера	фосфор	ванадий	хром	никель				
18ХНВа Э16 ОСТ 7142	0,15—0,22	<0,4	0,2—0,5	<0,025	<0,03	0,8—1,2	1,3—1,7	4—4,7	85—95	55—65	10—15	10



### Основные параметры коллекторов пароперегревателей

<sup>1</sup> Резьба метрическая, диаметр в мм.



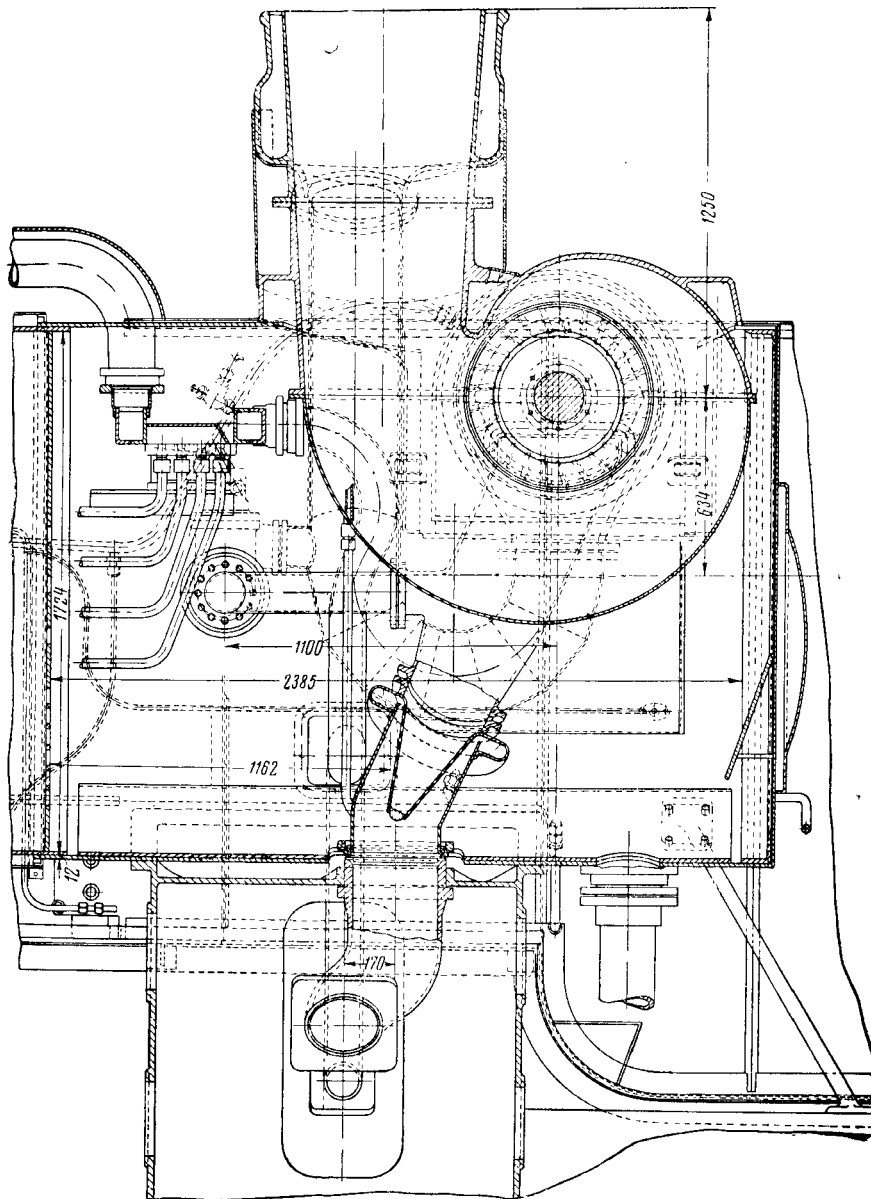


выходными отверстиями для пара, имеющими форму сопел Лавала.

Сифон имеет 6—8 сопел диаметром 6 мм в узком месте. Корпус отливается из стали марки 15-4020, разрешается отливка из чугуна марки СЧ21-40. Перед постановкой

боты сифона пароподводящая труба должна иметь сечение примерно в два раза больше, чем суммарное сечение его выходных отверстий.

Отбор пара для сифона обычно производится от пароразборной колонки насыщен-



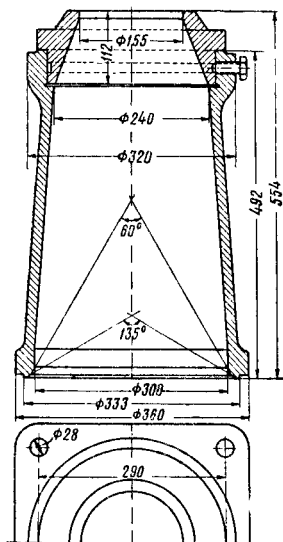
Фиг. 48. Турбовентилятор на паровозе серии СУМ

сифон должен быть испытан гидравлическим давлением 14 атм.

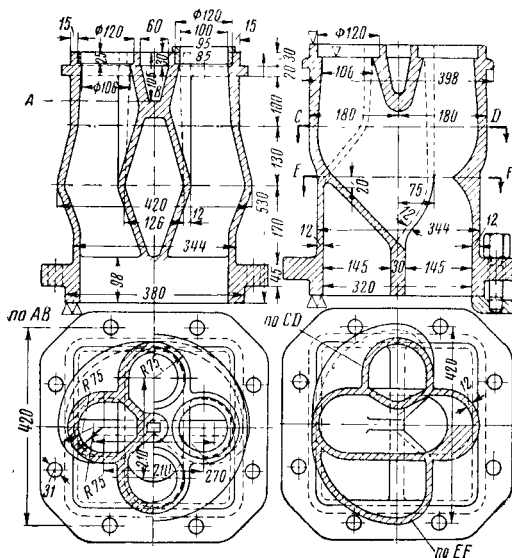
Сифон устанавливают сверху корпуса конуса (фиг. 45, деталь 5) таким образом, чтобы выходящие струи пара равномерно заполняли всё сечение дымовой трубы. На паровозе серии Л сифон смонтирован в дымовой трубе, в последнее время он заменяется сифоном обычной конструкции. Для нормальной ра-

боты сифона пароподводящая труба должна иметь сечение примерно в два раза больше, чем суммарное сечение его выходных отверстий. На паровозах серий ФД и ИС отбор пара производится от пароразборной колонки перегретого пара, на паровозе серии Л — от камеры перегретого пара регуляторного клапана, на паровозах серии СО — от сухопарного колпака.

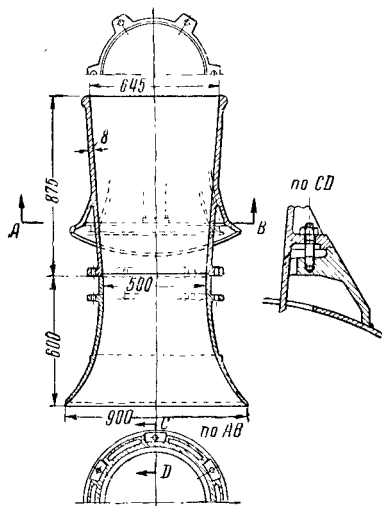
Основные параметры дымовых коробов и конусных установок приведены в табл. 15 и на фиг. 47.



Фиг. 49. Круглый конус паровоза серии СО

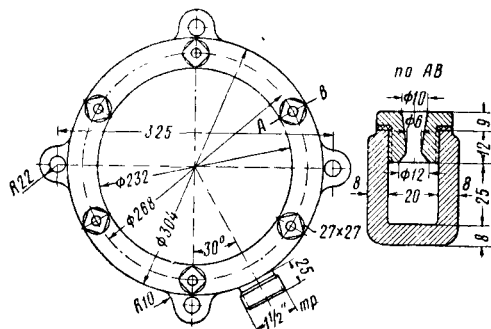
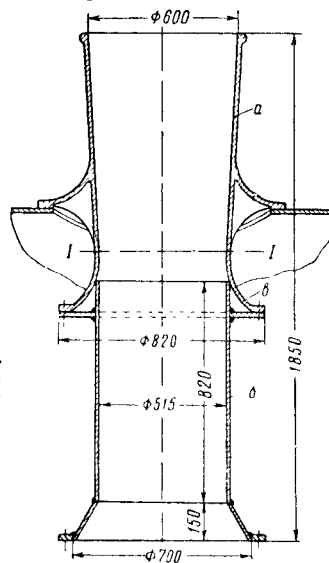


Фиг. 50. Четырёхданный конус паровоза серии ФД

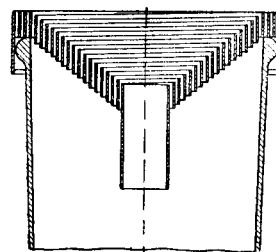


Фиг. 51. Дымовая труба паровоза серии ФД

Фиг. 52. Дымовая труба паровоза серии СО по предложению А. С. Гордеева и К. Я. Золотарева: а—существующая труба; б—камера смещения—элемент модернизации



Фиг. 53. Сифон литой усиленный для паровозов серии Э (всех индексов)



Фиг. 54. Искроуловитель системы И. И. Николаева и А. И. Судакова

Таблица 15  
Основные параметры дымовых коробов и конусных установок

Тип и серия паровоза	Дымовая коробка				Конус				Дымовая труба						Установка конуса и дымовой трубы					
	диаметр внутри в мм	длина внутри в мм	толщина листов <sup>1</sup> барабана в мм	толщина фронтонного листа в мм	общий вес в кг	диаметр выходного отверстия в мм	площадь выходного отверстия в см²	высота конуса в мм	вес конуса в кг	диаметр в узком месте в мм	площадь в узком месте в см²	диаметр на выходе в мм	полная высота в мм	высота без нижней части в мм	вес в кг	расстояние от конуса до оси котла в мм	расстояние от конуса до верхнего сечения трубы в мм	расстояние по оси конуса от передней решетки до оси конуса и трубы в мм	отношение площади сечения дымовой трубы к площади выходного отверстия конуса	отношение высоты трубы к ее диаметру
0-5-0 ЭУ . . . . .	1 800	1 650	13— 4—17	12	1 806	70×4	154	520	98	440	1 520	540	1 200	880	122	+ 10	2 101	1 020	9,9	2,0
ЭМ . . . . .	1 800	1 650	13— 4—17	12	1 467	70×4	154	520	87	440	1 520	540	1 200	880	122	+140	2 101	1 020	9,9	2,0
ЭР . . . . .	1 827	1 650	13— 7—13	12	1 865	70×4	154	520	87	490	1 880	590	1 225	905	133	+140	2 101	1 045	12,2	1,85
1-5-0 Л . . . . .	1 942	2 310	13—10—13	13	2 081	70×4	154	1015	109	535	2 240	616	1 258	908	273	-305	1 905	1 110	14,5	1,7
СО17 . . . . .	2 140	2 260	15—10—15	12	2 810	80×4	201	554	215	515	2 080	600	1 015	830	267	-420	2 200	1 037	10,3	1,61
СОК . . . . .	2 140	2 260	15—10—15	12	2 810	—	—	—	—	—	—	—	—	—	149	—	—	—	—	—
СО18 . . . . .	2 140	2 260	15—10—15	12	2 810	—	—	—	—	—	—	—	—	—	149	—	—	—	—	—
Еа . . . . .	1 786	1 965	12,7	12,7	2 057	152×1	181,5	635	99	457	1 640	572	1 796	1 403	245	-166	2 278	956	9,05	3,94
1-5-1 ФД20 . . . . .	1 875	2 880	13— 7—13	13	3 423	90×4	254	543	110	535	2 240	620	1 337	852	279	-432	2 032	1 563	8,8	1,59
ФД21 . . . . .	1 875	2 880	13— 7—13	13	3 017	90×4	254	548	110	535	2 240	620	1 337	852	279	-432	2 032	1 568	8,8	1,59
1-3-1 С . . . . .	1 880	1 880	12	12	2 412	140×1	154	600	174	450	1 590	566	1 165	875	282	-170	2 215	1 200	10,3	1,95
СУ 97 . . . . .	1 730	2 230	12	14	2 381	70×4	154	610	112	470	1 730	563	1 310	1 020	296	-140	2 030	1 284	11,2	2,18
СУ 200 . . . . .	1 732	2 175	12	14	1 840	70×4	154	640	118	470	1 730	560	1 250	960	251	-140	2 003	1 194	11,2	2,02
СУм . . . . .	1 724	2 235	12	14	1 640	—	—	—	—	—	—	—	—	—	150	—	—	—	—	—
1-4-2 ИС . . . . .	1 875	3 173	13— 7—13	13	3 619	90×4	254	548	110	535	2 240	620	1 337	852	279	-432	2 032	1 868	8,8	1,59
2-3-2 Коломенский . . . . .	1 956	3 063	14— 7—14	13	2 961	65×4	132,7	848	256	557	2 470	630	1 305	880	287	+105	1 460	2 020	18,6	1,6
2-3-2 Ворошиловградский	1 887	3 500	13— 7—13	13	2 537	90×4	254	543	110	535	2 240	620	1 337	852	279	-432	2 032	2 511	8,8	1,59

<sup>1</sup> Первая цифра — толщина листа верхней части барабана; вторая — толщина листа предохранительной накладки; третья — толщина листа нижней части барабана

### Искроуловители

Для обеспечения безопасной работы паровоза в отношении возникновения пожаров на каждом паровозе с дровяным или угольным отоплением должны быть установлены искроуловительные или искрогасительные приборы.

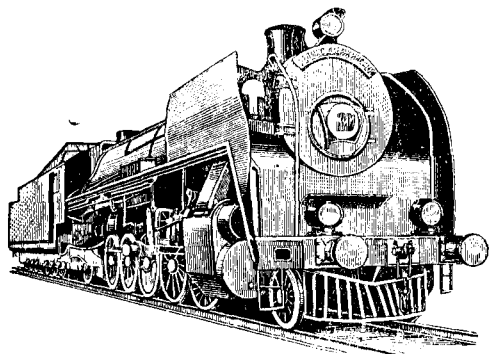
На отечественных паровозах широкое распространение получили три типа искроуловителей:

1) сетчатый — панцирная сетка из проволоки диаметром 1,5—2 мм с ячейками 5 × 5 мм поставлена между конусом и дымовой трубой;

2) щитковый (фиг. 45), когда в дымовой коробке поставлены щитки из листовой стали толщиной 3—4 мм, создающие резкие повороты газового потока, при которых происходит дробление горящих угольков до размеров, пропускаемых сеткой и, следовательно, менее опасных в пожарном отношении;

3) спиральный (фиг. 54) — сетка в виде спирали, из полосовой стали толщиной 0,5—0,8 мм с кольцевыми каналами шириной 1—1,5 мм, поставлена в выходном сечении дымовой трубы.

Все три типа искроуловителей не обеспечивают полной гарантии безопасности от пожара, поэтому ведутся изыскания по созданию более совершенной конструкции искроуловителя. Создано несколько новых конструкций искроуловителей, находящихся в стадии лабораторных и эксплуатационных испытаний (ЦНИИ и др.).



Фиг. 55. Дымоотбойные щитки на паровозе серии ФД

### Дымоотбойные щитки

Некоторые паровозы серий ФД, СО, Су и др. снабжены дымоотбойными щитками (фиг. 55) из листовой стали (Ст. 0) толщиной 3 мм.

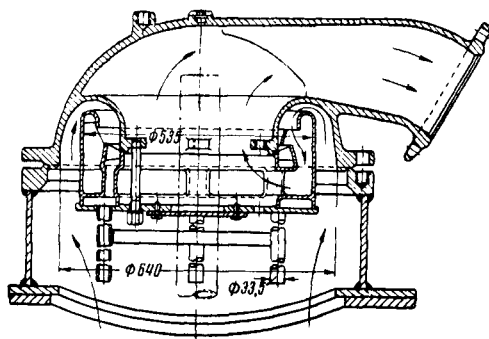
Щиток между буферным брусом и дымовой коробкой поставлен наклонно, боковые щитки имеют в верхней части радиальные загибы параллельно поверхности дымовой коробки.

Дымоотбойные щитки увеличивают подъем дымовых газов над паровозом за счет встречного воздушного потока, что особенно важно при езде паровоза с закрытым регулятором, когда дымовые газы могут заполнять будку машиниста паровоза.

### ПАРОПРОВОД И РЕГУЛЯТОР

#### Паросушитель

В большинстве случаев паросушители устанавливаются в сухопарном колпаке; они представляют ряд перегородок, сообщающих потоку пара резкие повороты, при которых капельная влага под действием инерционных сил должна осесть на стенках паросушителя и по специальным трубкам стекать обратно

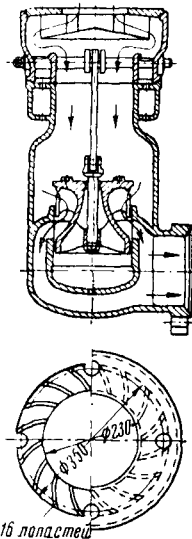


Фиг. 56. Инерционный паросушитель паровоза серии Л

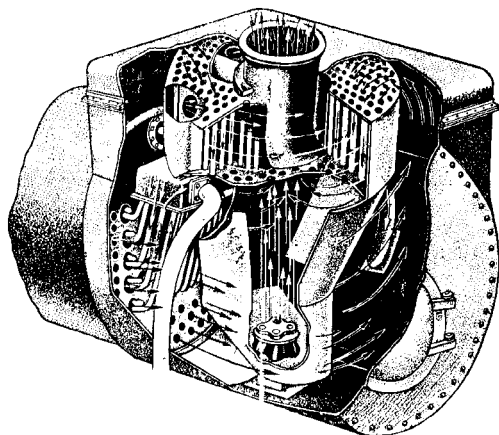
в котёл. Такие паросушители называют инерционными и применяют в различных вариантах (фиг. 56). На некоторых паровозах в нижней части сухопарного колпака ставится отражательный щит, который должен препятствовать «бросанию» воды. На паровозах серий ФД и ИС поставлен центробежный паросушитель (фиг. 57) с направляющими лопатками, создающими вращательное движение парового потока. Центробежные и инерционные паросушители недостаточно обеспечивают сепарацию влаги, что отрицательно сказывается на работе элементов пароперегревателя (накипь, закипание элементов и т. д.).

Ворошиловградским заводом выпущена опытная партия паровозов, оборудованных газовым паросушителем, где насыщенный пар, до поступления в коллектор пароперегревателя, проходит предварительную осушку в специальной трубчатой камере, установленной в дымовой коробке (фиг. 58).

Этот паросушитель является одновременно искрогасителем.



Фиг. 57. Паросушитель паровоза серии ФД



Фиг. 58. Паросушитель системы Череватого, Майзеля и Турика

### Паропровод

Паропровод состоит из регуляторной трубы (сообщает регулятор с коллектором), паровпускных труб (парорабочих — сообщают коллектор с золотниковыми коробками) и паровыпускных труб (сообщают золотниковые коробки с конусом).

На паровозах серий ФД, ИС, Л, Е<sup>а</sup> и 2-3-2 Коломенском и Ворошиловградском взамен паровыпускных труб сделаны каналы в центральной части блочных цилиндров. По этим каналам выхлопной пар проходит к конусу.

Диаметр паровых труб в м:

$$d = 1,13 \sqrt{\frac{u_c}{w \gamma}},$$

где  $u_c$  — секундный расход пара машиной в кг/сек;

$w$  — условная скорость пара, принимаемая равной 25—30 м/сек;

$\gamma$  — удельный вес пара в кг/м<sup>3</sup>.

Трубы паропровода делают стальными литыми (сталь 45-5512) или цельнотянутыми из стали 3К, фланцы и другие части — из модифицированного чугуна МСЧ32-52 или из стали Ст. 3, прокладные кольца по ГОСТ 3230-46 из чугуна СЧ15-32, СЧ18-36, КЧ35-10 или из стали Ст. 2 и Ст. 3.

Параметры паропроводов и регуляторов приведены в табл. 16.

### Регуляторы

На паровозах распространены три типа регуляторов:

1) двухклапанный (Э<sup>м</sup>, С<sup>у</sup>, СО) — состоит из головки клапана 10 (фиг. 1), расположенного в сухопарном колпаке, приводного механизма, укрепленного в паровом объеме котла, и рукоятки регулятора 11 — на лобовом листе топki. Рычаг 2 (фиг. 59) соединен с малым (вспомогательным) клапаном 1, имеющим в корпусе большого клапана свободный вертикальный ход 15—20 мм. Малый клапан служит для облегчения подъема большого, иногда он используется для работы паровоза (маневровая работа, езда «резервом» и т. д.);

2) многоклапанный регулятор (ФД, ИС) обычно состоит из четырех или пяти рабочих

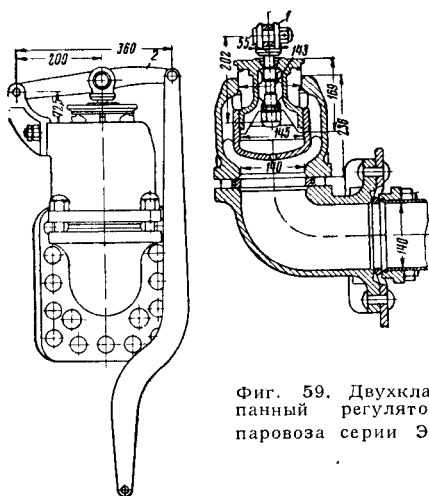
Таблица 16

Основные параметры паропроводов и регуляторов

Тип и серия паровозов	Паропровод						Регулятор					
	диаметр регуляторной трубы в мм	диаметр паровпускной трубы в мм	диаметр паровпускной трубы в мм	объем впускного паропровода от регулятора до золотников в м <sup>3</sup>	общий вес паровых труб в кг	общий вес паросушителя в кг	тип регулятора*	полная площадь прохода пара в см <sup>2</sup>	вес головки с клапанами в кг	вес регулятора с механизмом в кг	диаметр малого клапана в мм	диаметр х количество больших клапанов в мм
0-5-0 ЭУ . . . .	143×4,5	130×5	170×5	0,53	226	49	ДН	110	43	184	45	145×1
Э <sup>м</sup> . . . .	150×4,5	130×5	170×5	0,53	263	49	ДН	110	40	194	45	145×1
Э <sup>р</sup> . . . .	150×4,5	130×5	170×5	0,53	263	49	ДН	110	40	194	45	145×1
1-5-0 Л . . . .	205×7	182×6	—	0,715	460	230	СН	193	181	394	30	180×1
СО17 . . . .	150×4,5	130×5	170×5	0,755	278	90	ДН	110	43	197	45	145×1
СО <sup>к</sup> . . . .	150×4,5	150×5	290×5	0,755	250	90	ДН	110	43	197	45	145×1
СО18 . . . .	150×4,5	130×5	290×5	0,755	250	90	ДН	110	43	197	45	145×1
Е <sup>а</sup> . . . .	152×6,5	140×6	—	0,63	503	—	СН	202	112	190	32	190×1
1-5-1 ФД20 . . . .	215×6	192×6	—	0,339	364	60	МП	235	—	216**	40	90×4
ФД21 . . . .	215×6	192×6	—	0,353	364	60	МП	294	—	236	40	90×5
1-3-1 С . . . .	150×7	130×7	160×4	0,47	392	51	ДН	124	43	277	45	130×1
СУ 97 . . . .	140×5	130×5	203×6	0,5	312	68	ДН	145	72	234	45	145×1
СУ 200 . . . .	150×4,5	130×5	203×6	0,5	312	68	ДН	145	72	234	45	145×1
СУ <sup>м</sup> . . . .	150×4,5	130×5	290×5	0,5	300	68	ДН	145	72	234	45	145×1
1-4-2 ИС . . . .	215×6	192×6	—	0,34	364	60	МП	235	—	216	40	90×4
2-3-2 Коломенский . . . .	209×3,5	180×5,5	—	0,336	346	192	СП	218	118	238	30	180×1
2-3-2 Ворошиловградский . . . .	215×6	192×6	—	0,34	364	60	МП	294	—	236	40	90×5

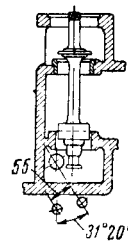
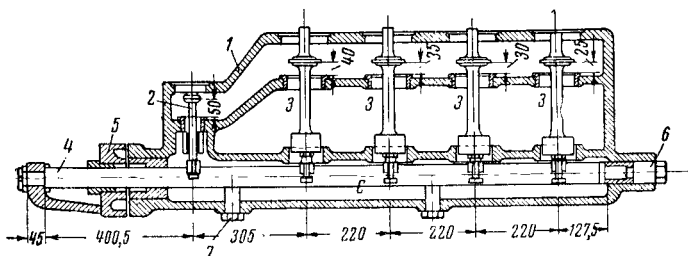
\* ДН — двухклапанный насыщенного пара; СН — самоподнимающийся насыщенного пара; МП — многоклапанный перегретого пара; СП — самоподнимающийся перегретого пара.

\*\* В указанном весе не учтен вес корпуса регулятора.



Фиг. 59. Двухклапанный регулятор паровоза серии ЭМ

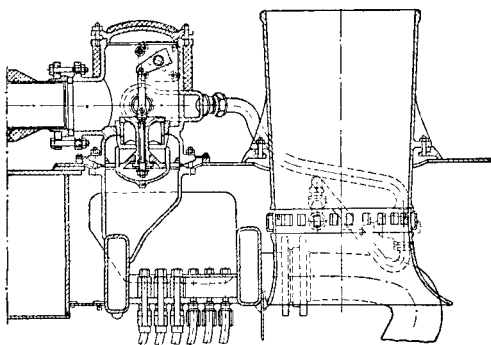
и одного разгрузочного (малого) клапана 2, расположенных в камере перегретого пара коллектора пароперегревателя (фиг. 60). Приводной механизм с компенсаторным рычагом укреплён с правой стороны котла снаружи. Рукоятка регулятора расположена



Фиг. 60. Многоклапанный регулятор паровоза серии ФД:  
1—корпус;  
2—малый клапан;  
3—большой клапан;  
4—регуляторный вал;  
5—сальник;  
6—втулка конца вала;  
7—ввертыш

сбоку тонки с правой стороны будки машиниста. Малый клапан (разгрузочный) служит для облегчения подъёма рабочих клапанов. При поворачивании рукоятки регулятора поднимается малый клапан, затем открываются последовательно рабочие клапаны;

3) самоподнимающийся клапан установлен на паровозах серий Л (фиг. 61), Еа и 2-3-2 Коломенского завода.



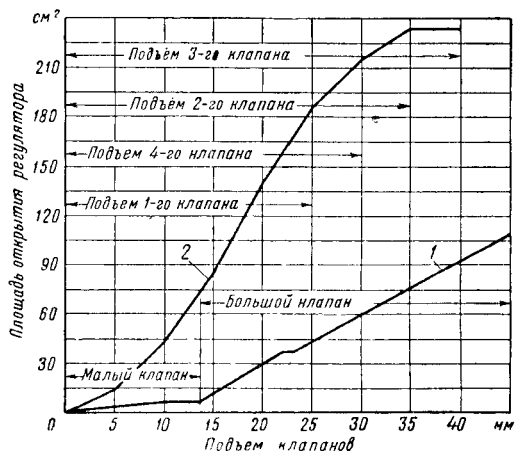
Фиг. 61. Самоподнимающийся регулятор паровоза серии Л

При подъёме малого разгрузочного клапана большой—рабочий клапан автоматически следует за малым под действием давления пара на нижний поршень (площадь поршня делается больше площади большого клапана). Основные параметры регуляторов приведены в табл. 16.

Регуляторный клапан устанавливают на паропроводе до пароперегревателя (через клапан проходит насыщенный пар) или после пароперегревателя (ФД, ИС, 2-3-2 Коломенский и Ворошиловградский). Все три типа регуляторов и две схемы их установки имеют свои преимущества и недостатки. При расчёте регулятора основной определяющей величиной является площадь каналов для прохода пара при открытом клапане (фиг. 62), которая намечается таким образом, чтобы скорость пара не превышала 20—35 м/сек.

Корпус регулятора и большой клапан изготавливаются литыми из чугуна марки СЧ15-32, малый клапан кованный из стали марки Ст. 5. В многоклапанном регуляторе клапаны изготовлены из нержавеющей стали марки ЭЖ2, ЭЖЗ или из углеродистой стали Ст. 5. На паровозах серий ФД и ИС в сухопарном колпаке поставлен главный запорный клапан, который служит для закрытия пара при ремонте пароперегревателя или регуля-

тора на паровозе без его охлаждения. Устройство запорного клапана однотипно с двухклапанным регулятором. Винтовой приводной механизм расположен сбоку сухопарника.



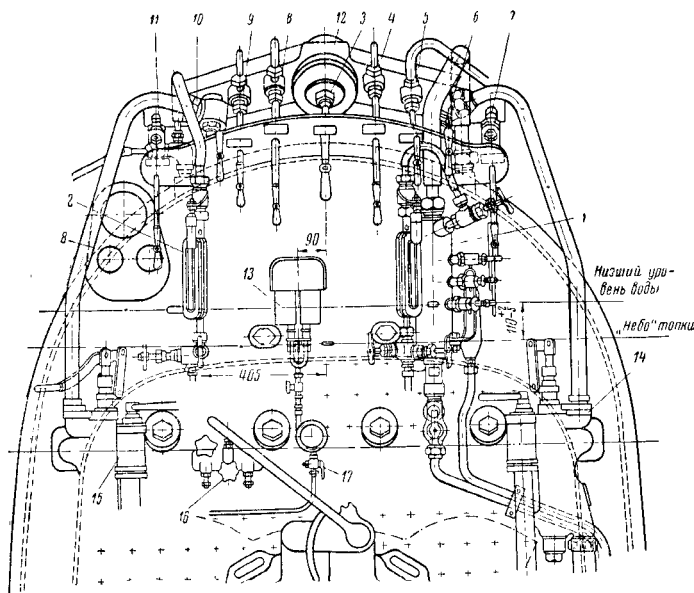
Фиг. 62. Диаграмма открытия регулятора: 1—паровозов серий СУ, ЭМ, СО; 2—паровозов серии ФД

## АРМАТУРА КОТЛА

### Назначение и расположение

Различают две группы арматуры: а) контрольно-измерительная (манометр, пирометр, водоуказатели и предохранительные клапаны) и б) служебная арматура (пароразборные колонки, свисток, сажесдуватели, спускные и продувочные краны, различные вентили, краны и клапаны на котельных трубопроводах).

Размещают арматуру на котле, учитывая её назначение и характер работы. Основная арматура укреплена на лобовом листе топki (фиг. 63) с учётом удобства пользования ею



Фиг. 63. Размещение арматуры в будке машиниста паровоза серии Л: 1—водоуспокоительная колонка; 2—левое водомерное стекло; 3—общий запорный клапан; 4—вентиль смазки цилиндров; 5—вентиль сервомотора; 6—вентиль правого инжектора; 7—вентиль прогрева смазки; 8—вентиль турбогенератора; 9—вентиль отопления будки; 10—вентиль левого инжектора; 11—вентиль угледодатчика; 12—корпус пароразборной колонки; 13—манометр; 14—инжектор правый; 15—инжектор левый; 16—водяная колонка; 17—водоспускной краник манометра

и другими устройствами по обслуживанию паровоза. Основные данные по арматуре приведены в табл. 17.

### Контрольно-измерительная аппаратура

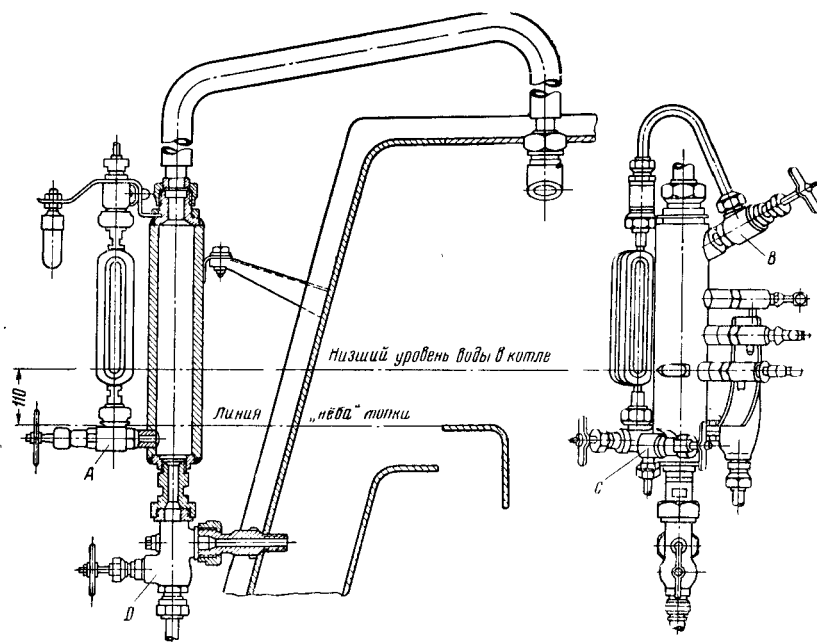
Манометр диаметром 150—180 мм со шкалой, градуированной в атмосферах. На современных паровозах манометр имеет два циферблата: один обращён к машинисту, а другой к помощнику. Манометр укрепляют на лобовом листе топki на уровне глаз человека. Манометр имеет две стрелки: одну рабочую чёрного цвета и другую контрольную — красную, последняя связана с первой рычажком и может отклоняться только в сторону увеличения давления, чем фиксируется любой случай превышения давления (корпус манометра запломбирован). С котлом манометр соединён трубкой из красной меди 7 × 1 или 8 × 1 мм, которая имеет перед маномет-

ром 2—3 витка диаметром 100—120 мм и два краника, один трёхходовой для отключения манометра и продувки трубки и второй водоспускной—17 (фиг. 63) в нижней части петли трубки.

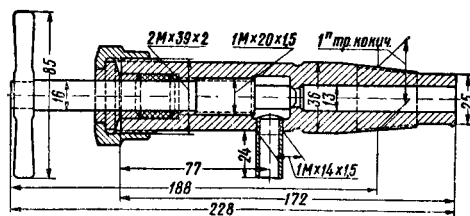
Пирометр состоит из железо-константановой (диаметром 1,5—2,5 мм) термопары с чехлом, поставленной в специальном гнезде коллектора с погружением 200 мм, бронированного двойного провода и гальванометра, градуированного в градусах Цельсия и установленного в будке машиниста. Пирометрическая установка служит для измерения температуры перегретого пара.

Водоуказатели: стекла водомерные и водопробные краны. Старые паровозы (С, Щ, Ов и др.) имеют одно стекло в виде трубки, установленной непосредственно на котле. Современные паровозы (ФД, ИС, Л, Е<sup>а</sup> и др.) имеют два водомерных стекла в виде бронзового жолоба (бронза марки БрОЦСЗ-11-5), закрытого с одной стороны плоским толстостенным стеклом, при этом левое стекло (со стороны помощника машиниста) ставят непосредственно на котле, а правое на специальной водоуспокоительной колонке (фиг. 64), которая устраняет неточность показаний водомерного стекла, обусловленную бурлением и циркуляцией воды в котле. Для контроля за показаниями водомерных стёкол, а также для возможности работы паровоза при выходе их из строя поставлено на всех без исключения паровозах по три водопробных крана (фиг. 65), которые на современных паровозах установлены на водяной колонке (фиг. 64) и изготовляются по стандарту ГОСТ 4955-49 (корпус крана из бронзы БрОЦСЗ-11-5 или ковкого чугуна КЧ35-5, клапан бронзовый БрОЦСЗ-11-5 или стальной Ст. 0). Положение водоуказательных приборов на котле паровоза по вертикали законодательно регламентировано (на фиг. 64 указаны установленные законом размеры). Водомерные стекла обязательно имеют разобщительные и продувочные вентили (А, В и С на фиг. 64), вентиль D служит для продувки колонки. Вентили изготовляются по ГОСТ 3930-47.

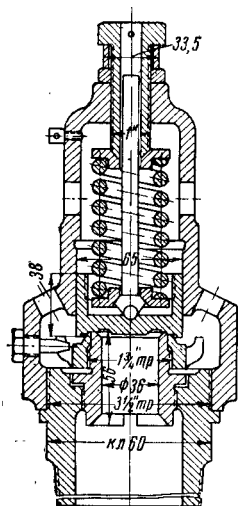
Предохранительные клапаны (фиг. 66) устанавливают на паровозах согласно ПТЭ не менее двух. На современных паровозах (ФД, ИС, Л, СУ и др.) установлено по три клапана. Расположены клапаны обычно на крышке лаза котла или на кожухе топki и на крышке сухопарного колпака. Отрегулированы клапаны так, чтобы первый из них открылся при давлении  $P_k + 0,2 \text{ атм}$ , второй и третий при  $P_k + 0,4 \text{ атм}$  (см. Правила котлонадзора 1949 г.). Регулировку клапанов разрешается произ-



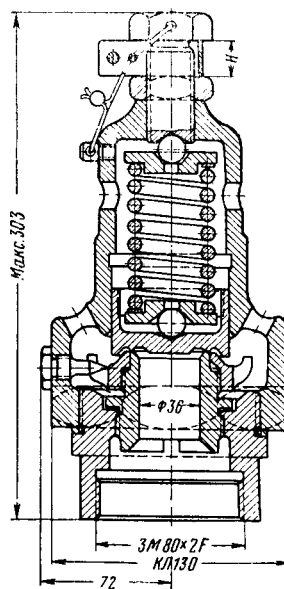
Фиг. 64. Водяная колонка с водомерным стеклом и водопробными кранами



Фиг. 65. Водепробный кран паровоза, ГОСТ 4955-49



Фиг. 66. Предохранительный клапан паровозов серий ФД, Л, СО и ЭР



Фиг. 67. Унифицированный предохранительный клапан для паровозов серий ФД, ИС, Л, СО, ЭВ/и, С, СУ, СУМ, ОВ, Щ, ЕЛ, ЕМ, 52



Таблица 17

## Основные параметры арматуры

Тип и серия паровоза	Водомерные стекла			Предохранительные клапаны						Инжекторы			Количество предохранительных клапанов	Вес арматуры на топке в кг	
	количество в шт.	расстояние между осями верхнего и нижнего кранов в мм	длина стекла в мм	количество в шт.	диаметр отверстия прохода пара в мм	пружина				тип инжектора* и количество	производительность в л/мин	вес одного комплекта в сборе в кг			
						диаметр проволоки в мм	диаметр пружины в мм	число витков	длина в свободном состоянии в мм						вес всего клапана в сборе в кг
0-5-0 ЭУ . . . . .	1	446	416	3	76	12	48	7	132	30,3	ВВ11×2	250	56	2	436
Эм . . . . .	1	446	416	3	76	12	48	7	132	30,3	ВВ11×2	250	56	2	640
ЭР . . . . .	1	446	416	3	35	10	38	7	104	26,8	ВВ11×2	250	56	3	640
1-5-0 Л . . . . .	2	440	390	3	65	10	38	8,5	104	30,8	ВВУ11×2	280	56	5	1 041
СО17 . . . . .	1	476	444	3	36	9	38	7	95	26,4	ВВ11×2	250	56	3	712
СОК . . . . .	1	476	444	3	36	11	56	7	149	38	—	—	—	3	560
СО18 . . . . .	1	446	416	3	36	11	56	7	149	38	ВВ11×2	250	56	3	712
Еа . . . . .	2	476	446	3	89	12	48	7	106	28	ВВ11×2	250	56	5	400
1-5-1 ФД20 . . . . .	2	440	390	3	36	10	42	6,5	103	30,8	ВВУ11—НВ16,5	280×400	56/78	4	1 235
ФД21 . . . . .	2	440	390	3	36	10	42	6,5	103	30,8	ВВУ11—НВ16,5	250×400	56/78	4	1 235
1-3-1 С . . . . .	1	480	450	3	76	12	48	7	132	30,3	ВВ11×2	250	56	2	413
СУ 97 . . . . .	1	480	450	3	76	12	56	8	144	37,2	ВВ11×2	250	56	2	700
СУ 200 . . . . .	1	480	450	3	65	12	42	9	132	32,6	ВВ11×2	250	56	3	609
СУм . . . . .	1	480	450	3	65	12	48	6	110	27,6	ВВ11×2	250	56	3	609
1-4-2 ИС . . . . .	2	440	390	3	36	10	42	6,5	103	30,8	ВВУ11×НВ16,5	280×400	56/78	4	1 235
2-3-2 Коломенский . . . . .	2	440	390	3	36	10	42	6,5	103	30,8	ВВУ11×2	280	56	4	1 618
2-3-2 Ворошиловградский	2	440	390	3	36	10	42	6,5	103	30,8	ВВУ11×2	280	56	4	1 003
Унифицированный предохранительный клапан															—
Унифицированный предохранительный клапан															—

Пр и м е ч а н и е. Основные обозначения: ВВ11 — вертикальный всасывающий; ВВУ11 — вертикально-всасывающий усиленный; НВ16,5 — невсасывающий.

Примечание. Условные обозначения: ВВ11 — вертикальный всасывающий; ВВУ11 — вертикально-всасывающий усиленный; НВ16,5 — невсасывающий.

водить только на заводах или в депо, поэтому под регулировочный болт ставится специальная упорная шайба с пломбой. Диаметр клапана в мм:

$$d_k = 2,75 \sqrt{\frac{B_k}{n P_k}},$$

где  $B_k$  — наибольшая паропроизводительность котла в кг/час;  
 $n$  — число клапанов;  
 $P_k$  — котловое давление в *атм.*

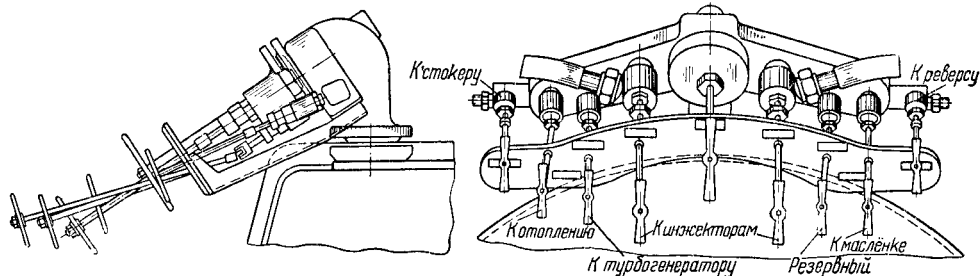
При этом подъём клапана делают  $h^* = 0,1 d_k$ , но не более 5 мм.

Остальные детали рассчитывают по общеизвестным формулам из курса «Детали машин». Конструкция клапана показана на фиг. 66. Материалы: корпус кованый из стали Ст. 3 или стальной литой (марка 45-5512 или 25-4522), клапан, нажимной болт и седло из нержавеющей стали марки ЭЖ2, пружина из марганцевистой стали 65Г или Ст. 55С2 (ГОСТ В-2052-43).

Для паровозов основных серий разработан унифицированный предохранительный клапан (фиг. 67), который с февраля 1951 г. ставят на паровозы взамен изношенных.

### Служебная арматура

Пароразборная колонка насыщенного пара (фиг. 68) — стальная литая коробка, обычно Т-образной формы, где сосредоточены все вентили и трубопроводы для подачи пара к различным потребителям (инжекторы, углеподатчик, турбогенератор и т. д.). В центре колонки поставлен общий запорный вентиль для отключения её от котла (диаметр клапана 95 мм).



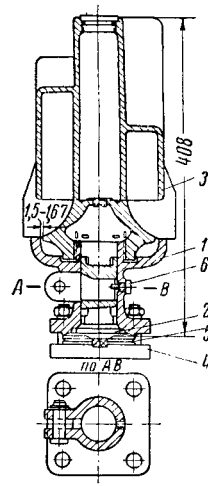
Фиг. 68. Пароразборная колонка паровоза серии Л

Колонка расположена на потолке кожуха топki, обычно вблизи лобового листа (в будке машиниста) и лишь на некоторых паровозах (ФД, ИС) колонка укреплена вне будки машиниста в передней части потолка кожуха. Пар к колонке подводится из сухопарного колпака по трубе диаметром  $3\frac{1}{2}$ ", проложенной внутри котла. Пароразборная колонка перегретого пара устанавливается обычно на дымовой коробке (вблизи коллектора пароперегревателя) и имеет 2—3 вентилia для питания сифона, воздушного насоса и машины углеподатчика. Питается колонка перегретым паром от коллектора перегрева-

теля. Вентили пароразборных колонок изготовляются по ГОСТ 4185-49.

Свисток укрепляется на сухопарном колпаке (паровозы ФД, ИС, Л) или на потолке кожуха топki (паровозы СО, ЭВ/и, СУ). На фиг. 69 изображён унифицированный свисток для паровозов основных серий. В корпусе свистка поставлен поршневой клапан с рычажным приводом в будке машиниста, иногда (паровозы ФД, ИС, Л) параллельно ставится пневматический привод. Между корпусом свистка и котлом поставлен запорный вентиль. Сила звука и тон свистка зависят от формы и размеров резонатора и от скорости пара, поступающего в свисток. Корпус свистка с резонатором литой из чугуна СЧ15-32, клапан бронзовый — БрОЦСЗ-11-5. Вес комплекта свистка 23 кг.

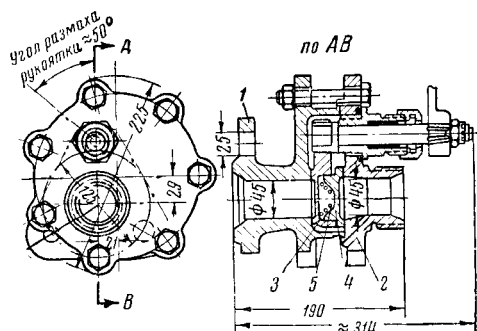
Продувочные и спускные краны изготовляют в соответствии с ГОСТ 2157-43 (фиг. 70), корпус 1 и крышка 2 литые из стали марки 15-4020, внутри корпуса заслонка 4 из чугуна марки СЧ21-40, рычаг заслонки 3 из стали Ст. 3, вал 5 изготовлен из нержавеющей стали ЭЖ2. Уплотнение вала произведено в бронзовом штуцере на-



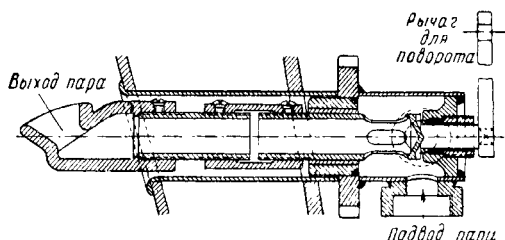
Фиг. 69. Унифицированный свисток для паровозов серий ФД, Л, СО, СУ, ЭВ/и, БВ/и, ИС: 1—корпус; 2—клапан; 3—колокол; 4—подставка; 5—чекановичное кольцо; 6—стопор

бивным сальником. Выходной штуцер имеет резьбу под пожарный рукав для использования при промывке котла. На котле располагается от двух до шести продувочных кранов, обычно два по бокам топki с приводом в будку машиниста для продувки на ходу паровоза, один на ухватном листе и один на цилиндрической части котла на уровне 100 мм от неба топki. Вес комплекта крана 19 кг.

Сажеудалители установлены на многих паровозах серий ФД (фиг. 71), ИС Л, СУ, СО и др., действуют они насыщенным паром из котла при ручном покачивании корпуса за рычаг.



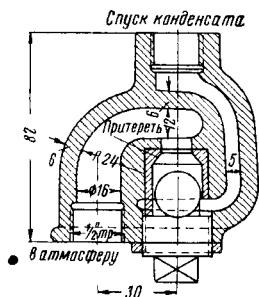
Фиг. 70. Кран спускной для паровозных котлов, ГОСТ 2157-43



Фиг. 71. Сажесдуватели паровоза серии ФД

Паровые вентили на трубопроводах котла применяют стандартные по ГОСТ 4185-48.

Клапаны спускные для спуска конденсата ставят на всех участках паропровода в наиболее низких его местах. Применяют шариковые автоматические клапаны (фиг. 72) или водоспускные краники.



Фиг. 72. Клапан автоматический для спуска конденсата

Водяная колонка укреплена на лобовом листе топки, рядом с левым инжектором. Сообщена колонка с нагнетательной камерой инжектора и имеет пять вентилей с выводами трубок. Один вентиль является общим запорным для всей колонки, остальные предназначены: для полива топлива в лотке и в тендере; для заливки золы в зольнике; для заливки изгари в дымовой коробке; пятый вентиль используется при оборудовании паровоза водоподогревателем. Корпус колонки чугунный (СЧ15-32), стержни вентилей с клапаном из нержавеющей стали ЭЯ1 или ЭЖ2, седла клапанов бронзовые (БрОЦС3-11-5). Выводные трубки стальные по ГОСТ 301-50 диаметром 17 × 2 мм. Вес колонки 11 кг.

Паровая колонка укреплена на левом боковом листе кожуха топки. Конструкция колонки однотипна с водяной колонкой. Сообщена колонка с пароразборной колонкой насыщенного пара. Назначение вентилей и трубок: для отопления будки машиниста, прогрева пресс-маслёнки, прогрева бака с запасом смазочного масла, прогрева цилиндров паровой машины паровоза.

#### Типы присоединений арматуры и стандартные детали

Паровозную арматуру в соответствии с ГОСТ 2986-45 присоединяют тремя способами: 1) фланцевое соединение с чугунным (СЧ15-32) или стальным (Ст. 2, Ст. 3) прокладным кольцом по ГОСТ 3230-46, 2) резьбовое на цилиндрической резьбе с асбестовой подмоткой или свинцовой прокладкой и 3) резьбовое на конической резьбе по ГОСТ 20008-38.

На концы стержней для вновь изготавливаемой паровозной арматуры введён с 1946 г. ГОСТ 2664-44, предусматривающий два вида концов стержней — призматические и пирамидальные.

### ПИТАТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ

#### Инжекторы

Согласно ПТЭ паровоз должен иметь не менее двух питательных приборов, каждый из которых должен обеспечивать полную паропроизводительность котла.

На современных паровозах наиболее распространённым типом питательного прибора является вертикальный всасывающий инжектор ВВ11 (условный номер инжектора обозначает диаметр нагнетательного сопла в узком месте в мм), имеющий производительность 250—280 л/мин при давлении пара 13 атм (280 л/мин даёт усиленный инжектор). Этот инжектор укреплен на лобовом листе топки в будке машиниста. К корпусу инжектора (фиг. 73) присоединены четыре трубы: водяная 3, вестовая 8, питательная или нагнетательная (расположена внутри котла и присоединяется к привалочному фланцу) и паровая (от пароразборной колонки). Внутри корпуса установлены строго по одной оси четыре сопла (сопла): основной паровой 1, вспомогательный паровой 1М, смесительный или конденсационный — водяной 2 и нагнетательный 4. Имеется четыре клапана: нагнетательный 6, вестовой 7, паровой 9 и дополнительного подсоса 12. При входе воды в инжектор поставлен запорный пробковый кран 11 и очистительная сетка 10. При выходе паро-водяной смеси из инжектора поставлен запорный вентиль. Камеры инжектора: паровая А, водяная В, вестовая К, нагнетательная 5. На старых паровозах малой мощности (Ов, Од и др.) установлены всасывающие инжекторы типа ТН9, которые отличаются от инжектора ВВ11 меньшей производительностью и установлены по бокам топки в горизонтальном положении.

На паровозах серий ФД и ИС поставлен слева инжектор ВВ11, справа под полом будки машиниста инжектор невсасывающий НВ16,5 (фиг. 74 и 75). Невсасывающий инжектор имеет некоторые конструктивные

особенности: паровой клапан помещён в отдельный корпус, расположенный на паровой трубе в будке машиниста, имеется второй вестовой клапан 7 с приводом из будки машиниста, вместо водяной пробки поставлен вентиль 11 с маховичком в будке машиниста.

Работа невсасывающего инжектора протекает так же, как всасывающего, но отпадает операция подсоса воды, так как она самотёком заполняет инжектор при открытии водяного вентиля 11.

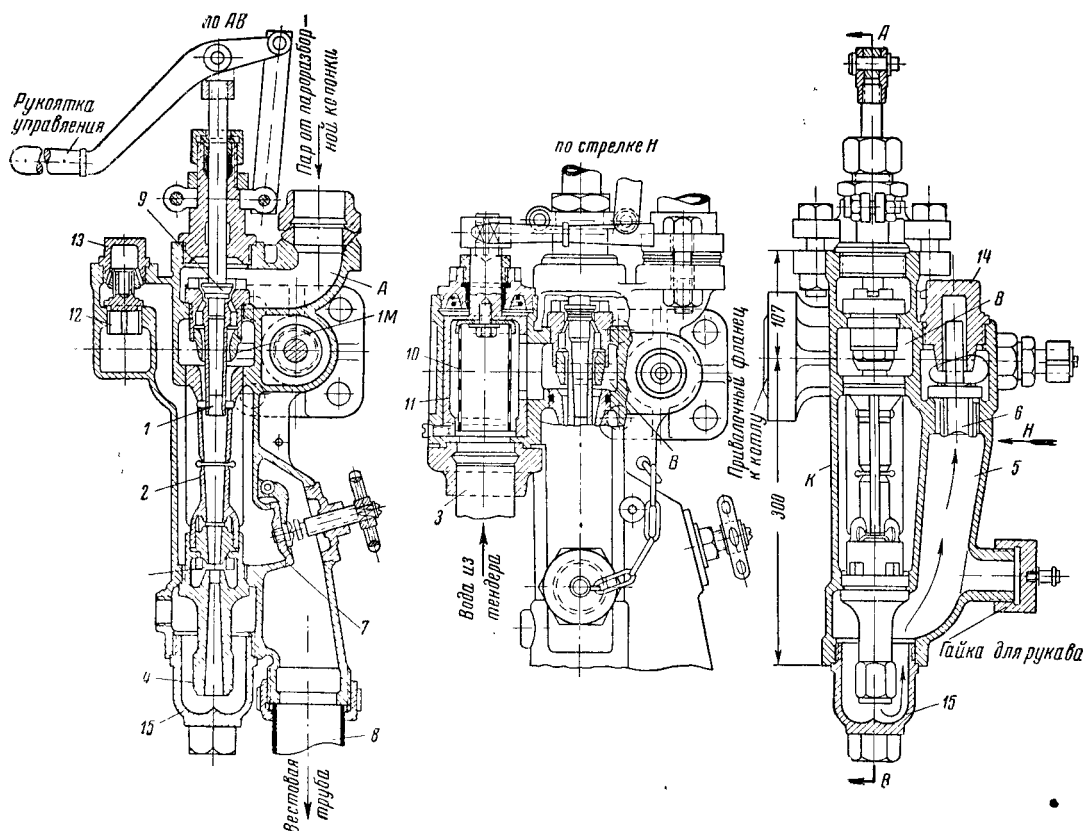
Параметры основных типов инжекторов приведены в табл. 18.

На некоторых паровозах поставлен вертикальный всасывающий инжектор ЦНИИ

(фиг. 76), отличающийся более высокой производительностью. Во всех вышеуказанных инжекторах 1 кг острого пара нагнетает в котёл около 14 кг воды, подогревая её до 40—60°.

Общий расход пара составляет 6 — 7% по весу от количества подаваемой в котёл воды. К. п. д. инжектора составляет 81—90%.

Инжектор мягкого пара системы Трофимовых (фиг. 77) принадлежит к типу вертикальных всасывающих инжекторов. Работает этот инжектор мягким паром, отбираемым от паровых клапанных каналов цилиндров при обязательной частичной добавке острого пара



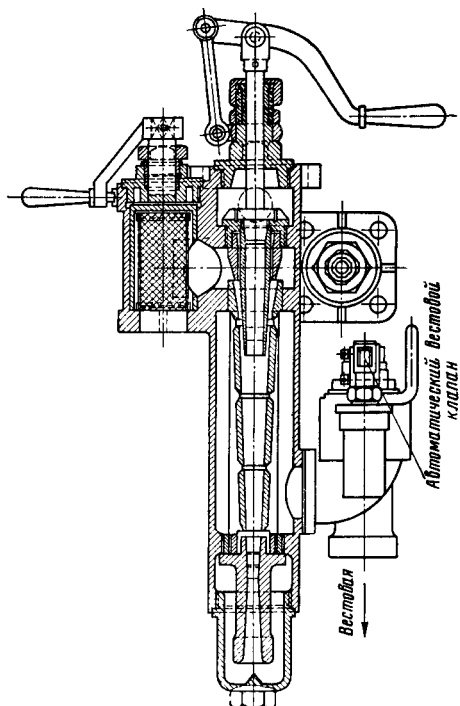
Фиг. 73. Инжектор всасывающий унифицированный В-250 (ВВ11) для паровозов основных серий

Параметры инжекторов

Таблица 18

Тип инжектора	Диаметр труб в мм				Питательный клапан		Диаметр парового сопла в мм	Диаметр нагревательного сопла в мм	Вес одного комплекта в сборе в кг	Производительность в л/мин.
	паровых	питательных	водоприёмных	вестовых	диаметр в мм	подъём в мм				
Всасывающий ВВ11 . . . . .	51×3	57×3	57×3	60×3	53	12	14,3	11	56	250
Всасывающий усиленный ВВУ11 . . . . .	51×3	57×3	57×3	60×3	53	14	15,5	11	56	280
Невсасывающий НВ16,5 . . . . .	70×3	78×3	70×3	—	75	15	20,8	16,5	78	400





Фиг. 76. Инжектор острого пара системы ЦНИИ

(соотношение расхода мягкого пара к острому примерно 5 : 1).

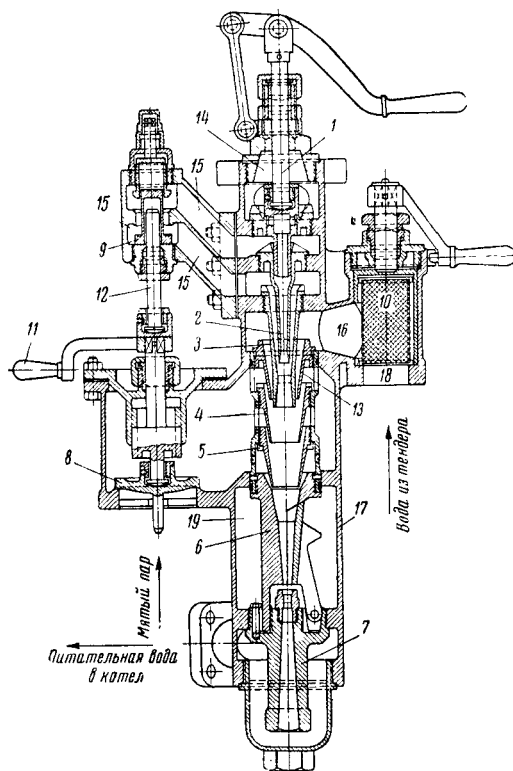
Инжекторы просты в изготовлении, в работе и в ремонте, имеют высокий к. п. д. до 90% (учитывая тепло, пошедшее на подогрев воды в инжекторе), автоматически подогревают питательную воду до 60°, частично используя отработавший пар.

Сводный график производительности питательных приборов приведен на фиг. 78.

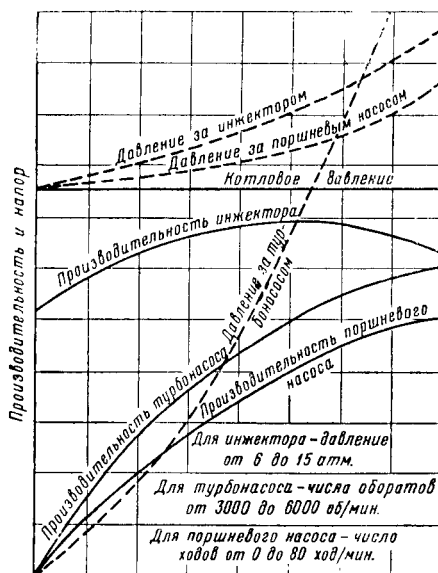
#### Поршневые насосы

На паровозах серии СОК (конденсационных) в качестве питательных приборов поставлены два поршневых насоса. На паровозах, снабженных водоподогревателями, поставлен один поршневой насос или последовательно центробежный и поршневой насосы, вторым питательным прибором, как правило, является инжектор ВВ11. Поршневой насос (фиг. 79) состоит из двухцилиндровой паровой машины двойного расширения при 100%-ном наполнении и водяного цилиндра 1 с клапанной коробкой. На входе и выходе воды из насоса поставлены воздушные колпаки, сглаживающие пульсацию. Чтобы избежать при всасывании насосом вскипания подогретой воды, применяется небольшой дополнительный насос-эжектор 2 (фиг. 79), который создаёт во всасывающем трубопроводе подпор около 1 ати.

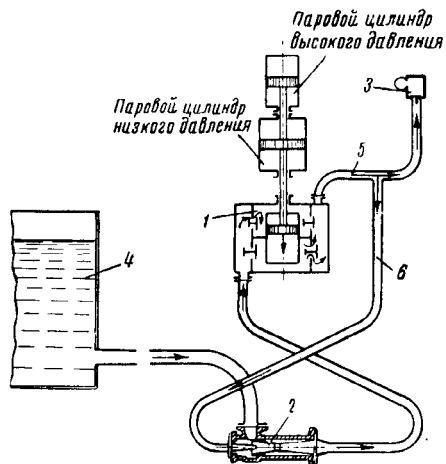
Поршневые насосы имеют широкий диапазон регулировки (фиг. 78) и могут подавать воду, нагретую до 90° и выше, но имеют большой вес (3—4 т), низкий к. п. д. и требуют систематического ухода и трудоемкого ремонта.



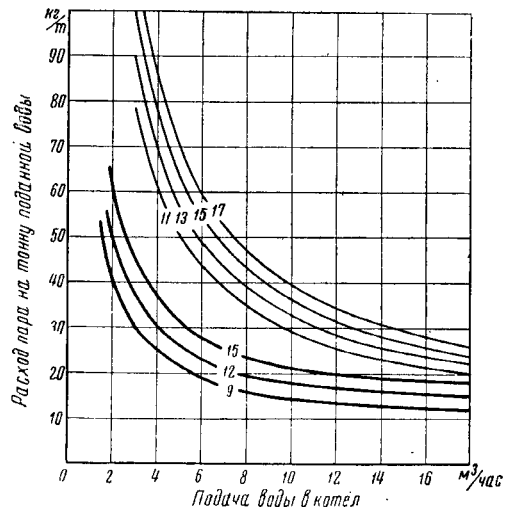
Фиг. 77. Инжектор мягкого пара системы Трофимовых: 1—клапан закачивающий; 2, 3, 4, 5, 6, 7—конусы; 8—клапан мягкого пара; 9—дополнительный клапан острого пара; 10—пробка делительная водяная; 11—рукоятка; 12—шток; 13—сопло; 14—камера острого пара; 15—каналы; 16—камера водяная; 17—корпус; 18—труба водоподводящая; 19—ветсовая камера



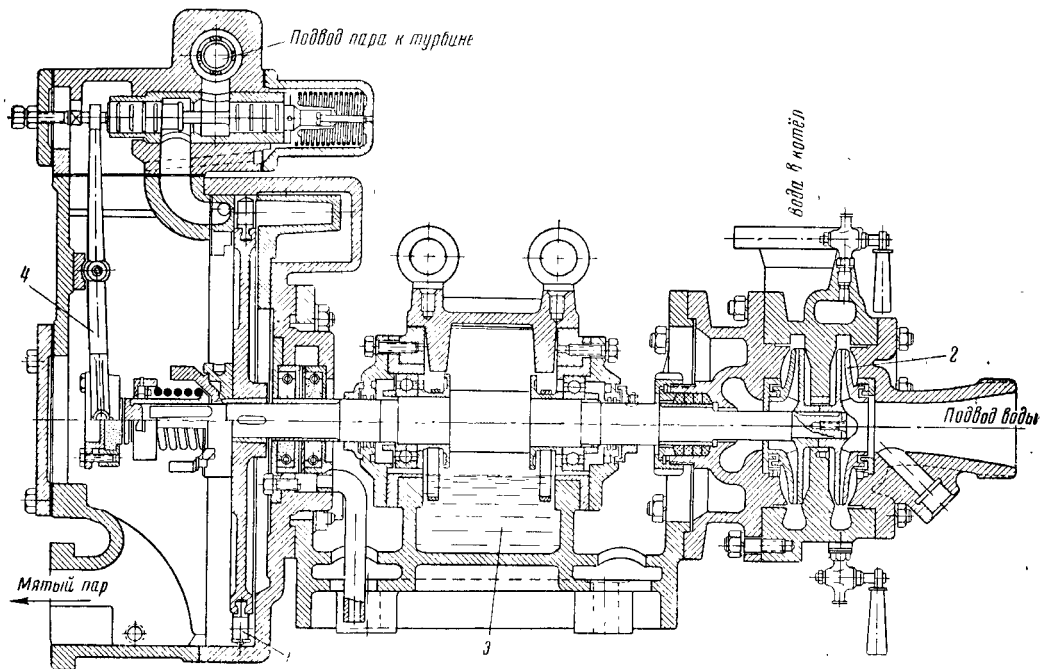
Фиг. 78. Характеристики работы питательных приборов



Фиг. 79. Схема соединения поршневого насоса с эжектором: 1—насос; 2—эжектор; 3—питательный клапан котла; 4—бак с водой; 5 — питательная труба; 6 — труба для отвода воды к соплу эжектора



Фиг. 80. Расход пара поршневыми насосами (нижние кривые) и турбонасосами (верхние кривые, цифры на кривых—давление в котле)



Фиг. 81. Турбонасос типа РТН-М: 1—паровая турбина; 2—центробежный насос; 3—картер; 4—центробежный регулятор

## Турбонасосы

В качестве питательных приборов для паровозов было испытано несколько типов турбонасосов: 1ТН, 2ТН, ЛМЗ, РТН и РТН-М. Последний тип (РТН-М) турбонасоса, созданный заводом «Ревтруд» и модернизированный ЦНИИ, наиболее экономичен и надёжен в работе из всех предыдущих типов. Однако применение турбонасосов пока ограничено опытными паровозами.

Турбонасос типа РТН-М (фиг. 81) состоит из однодисковой турбины 1 и двухступенчатого центробежного насоса 2, соединённых одним общим валом. Насос снабжён центробежным регулятором 4, позволяющим производить некоторую регулировку подачи воды (фиг. 78). Турбонасос имеет довольно значительный расход пара на 1 т поданной воды (фиг. 80).

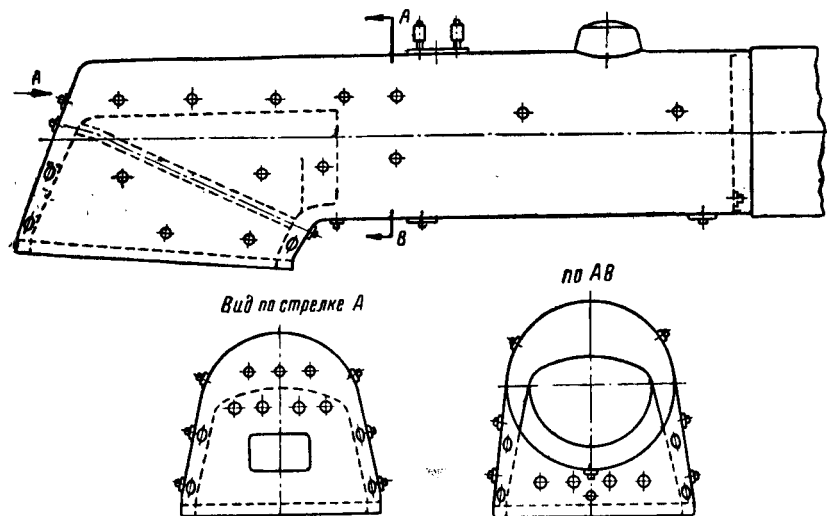
## Вспомогательное оборудование котла

На каждом паровозном котле поставлено 30—50 промывательных люков (табл. 19); они служат для промывки и очистки котла и поэтому устанавливаются в местах наибольшего скопления шлама и накипи (фиг. 82).

Согласно ГОСТ 2755-44 промывательные люки применяют трёх типов: круглый, овальный и люк-пробка.

Круглый люк (фиг. 83) изготавливается трёх размеров, диаметром в свету 110, 150 и 300 мм; устанавливается один или два в нижней образующей котла.

Овальные люки (фиг. 84) изготавливают двух размеров: 50 × 65 и 60 × 75 мм, уплотнение достигается свинцовой прокладкой. Эти люки на вновь строящихся паровозах



Фиг. 82. Схема расположения на котле люков и пробок

Таблица 19

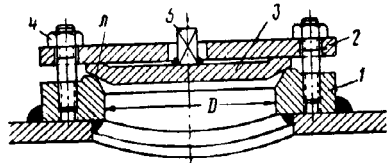
Размеры люков и пробок котлов

Тип и серия паровоза	Люки круглые		Люки эллиптические				Люки-пробки				Общее количество люков на котле
	диаметр в мм	количество в шт.	размеры в мм	количество в шт.	размеры в мм	количество в шт.	диаметр в мм	количество в шт.	диаметр в мм	количество в шт.	
0-5-0 ЭУ	150	7	50/65	9	60/75	10	50	2	75	6	32
ЭМ	150	7	50/65	14	60/75	10	50	1	75	6	38
ЭР	150	7	50/65	19	60/75	12	50	2	75	6	46
1-5-0 Л	160	2	—	—	—	—	50	10	75	25	37
СО17	150	2	50/65	15	60/75	18	75	8	—	—	43
СОК	150	2	50/65	15	60/75	18	75	8	—	—	43
СО18	150	2	50/65	15	60/75	18	75	8	—	—	43
Еа	160	2	—	—	—	—	50,8	17	—	—	19
1-5-1 ФД20	160	2	—	—	—	—	75	35	—	—	37
ФД21	160	2	—	—	—	—	75	35	—	—	37
1-3-1 С	150	5	50/65	13	60/75	8	—	—	—	—	26
СУ 97	150	8	50/65	10	60/75	10	50	1	75	6	35
СУ 200	150	8	50/65	10	60/75	10	50	1	75	6	35
СУМ	150	8	50/65	10	60/75	10	50	1	75	6	35
1-4-2 ИС	160	2	—	—	—	—	75	35	—	—	37
2-3-2 Коломенский	160	2	—	—	—	—	75	38	—	—	40
2-3-2 Ворошиловградский	160	2	—	—	—	—	75	35	—	—	37

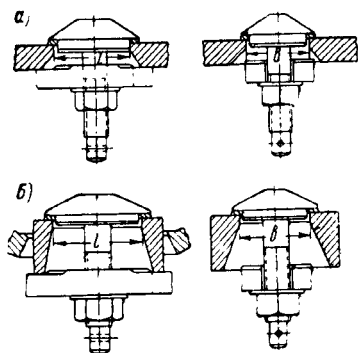


не применяют, хотя они широко распространены на паровозах старой постройки.

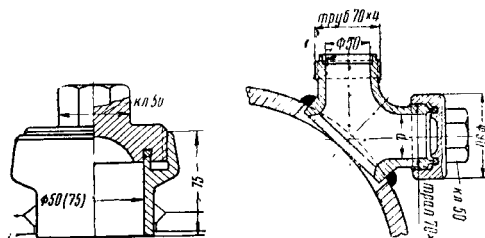
Люки-пробки (фиг. 85) применяются двух размеров, диаметром в свету 50 и 75 мм; они получили широкое распространение на современных паровозах (СО, ФД, Л и др.). На паровозе Л поставлены по углам топки двусторонние люки-пробки (фиг. 86), они улуч-



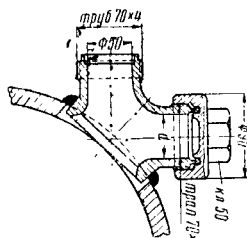
Фиг. 83. Круглый люк, ГОСТ 2755-44 ( $D = 110, 150$  и  $300$  мм): 1—седло; 2, 3—диски; 4—шпильки; 5—штырь



Фиг. 84. Овальный люк, ГОСТ 2755-44: а—с втулкой; б—без втулки ( $l \times b = 50 \times 65$  и  $60 \times 75$ )



Фиг. 85. Люк-пробка по ГОСТ 2755-44



Фиг. 86. Угловой люк-пробка паровоза серии Л

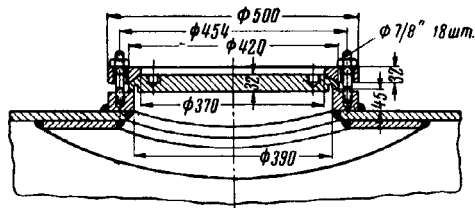
шают видимость водяных промежутков и облегчают промывку.

Лаз котла обычно располагается на верхней образующей цилиндрической части котла, как можно ближе к топке и предназначен для влезания в котёл котельщиков и инспекторов с целью ремонта и осмотра.

На всех вновь строящихся паровозах с давлением пара  $P_k \leq 15$  кг/см<sup>2</sup> и при смене фланца лаза старых паровозов ставится стандартный лаз по ГОСТ 2592-44 (фиг. 87). Материал деталей лаза—Ст. 3. На ряде со-

временных паровозов крышка лаза используется для установки предохранительных клапанов.

Кран тёплой промывки обычно ставят на верхней образующей цилиндрической части котла рядом с сухопарным



Фиг. 87. Лаз котла, ГОСТ 2592-44

колпаком. Это обычный паровой вентиль с тройником в верхней части для возможности присоединения шлангов с правой или левой стороны паровоза.

### ИЗОЛЯЦИЯ И ОБШИВКА КОТЛА

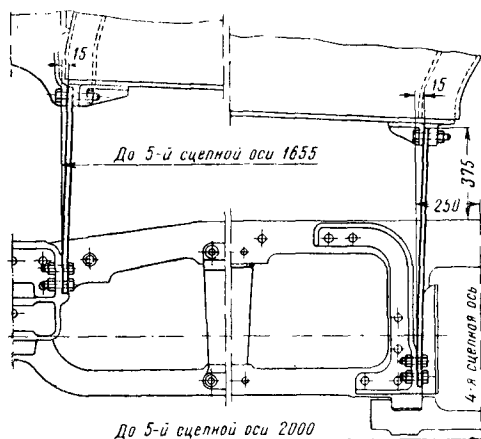
Чтобы уменьшить потери тепла на внешнее охлаждение, котлы паровозов покрыты слоем изоляции толщиной 20—30 мм, сверху которой накладывается металлическая обшивка из листов толщиной 1,5—2 мм из стали марки Ст. 0.

В качестве изоляционного материала применяются: асбестовая масса, составленная из асбеста и инфузорной земли (уд. вес 1 300—1 400 кг/м<sup>3</sup>), вулканическая масса (уд. вес 500—550 кг/м<sup>3</sup>), соевелитовые плиты (уд. вес 250—300 кг/м<sup>3</sup>) и монолитовая масса (уд. вес 400—450 кг/м<sup>3</sup>). Асбестовая и вулканическая изоляции наносятся на горячий (давление пара 2—3 атм) котёл густой массой. Соевелитовые плиты накладываются на котёл, предварительно покрытый тонкими слоями асбестовой и соевелитовой обмазки, и укрепляются проволоочной арматурой. Монолитовая изоляция заливается под обшивку горячего котла в полужидком состоянии. После высыхания она образует пористый слой изоляции.

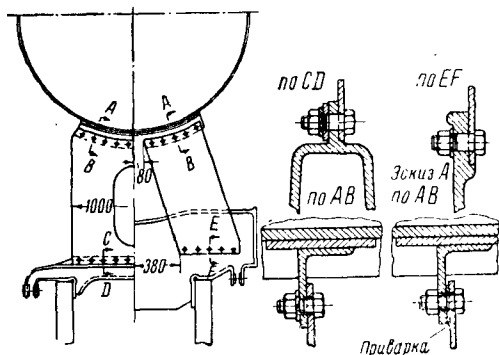
### ОПОРЫ КОТЛА

Передняя опора является основной, жёстко связывающей котёл с рамой. Дымовая коробка прикрепляется призонными болтами к цилиндровому блоку или межрамному креплению. Задние опоры (под топкой) применяют нескольких типов: скользящие, расположенные по бокам топки (старые паровозы малой мощности), скользящие, расположенные под ухватным и лобовым листами топки, гибкие, расположенные под топкой (фиг. 88), комбинированные, когда опора под ухватным листом скользящая, а под лобовым листом гибкая. Во всех случаях применения скользящих опор ставят бронзовые прокладки и подводят к ним смазку. Промежуточные опоры ставят от 1 до 4 (в зависимости от длины котла) в виде стальных листов толщиной 12—14 мм, скрепляющих котёл с междурамными креплениями. Они

имеют назначение повысить жёсткость рамы в вертикальной плоскости за счёт котла, т. е. котёл включается в работу рамы как несущая конструкция. Конструкция промежуточной опоры и её крепление к котлу и к раме показаны на фиг. 89.



Фиг. 88. Гибкие опоры топки паровоза серии Л



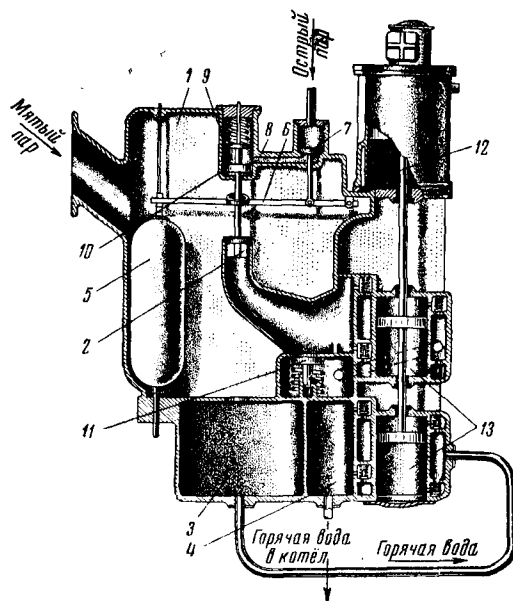
Фиг. 89. Промежуточные гибкие опоры котла паровоза серии Л

## ВОДО- И ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛИ

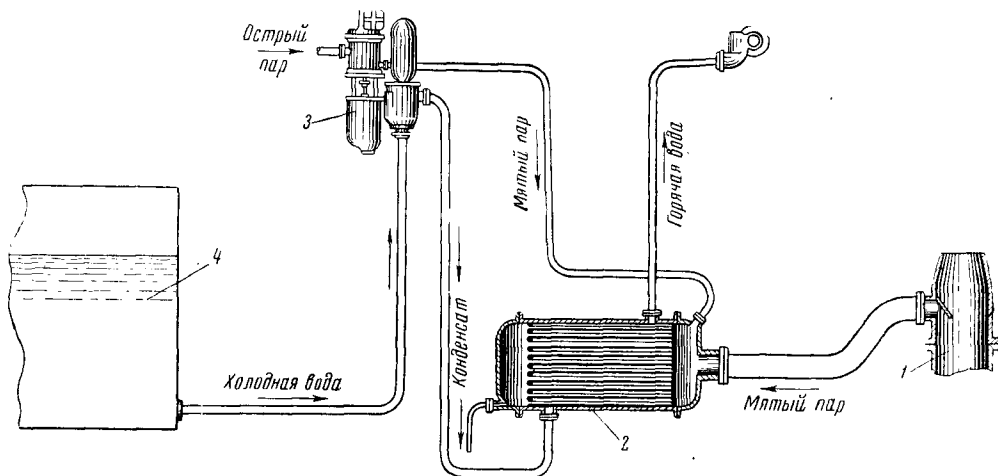
Водоподогреватели могут быть газовые (подогрев воды за счёт тепла отходящих газов) и паровые (подогрев воды за счёт тепла выхлопного пара). На паровозах применяют только паровые водоподогреватели ввиду их большей компактности по сравнению с газовыми.

Применяют паровые водоподогреватели двух типов: поверхностные и по принципу смешения.

Поверхностный водоподогреватель завода «Борец» (фиг. 90) состоит из поршневого на-



Фиг. 91. Схема камерного водоподогревателя смешения завода «Красный путиловец»: 1—камера смешения; 2—клапан; 3—сборник горячей воды; 4—камера нагнетательная; 5—поплавок; 6—рычаг; 7—клапан; 8—канал; 9—камера; 10—поршень; 11—клапан; 12—паровой цилиндр насоса; 13—водяные цилиндры насоса

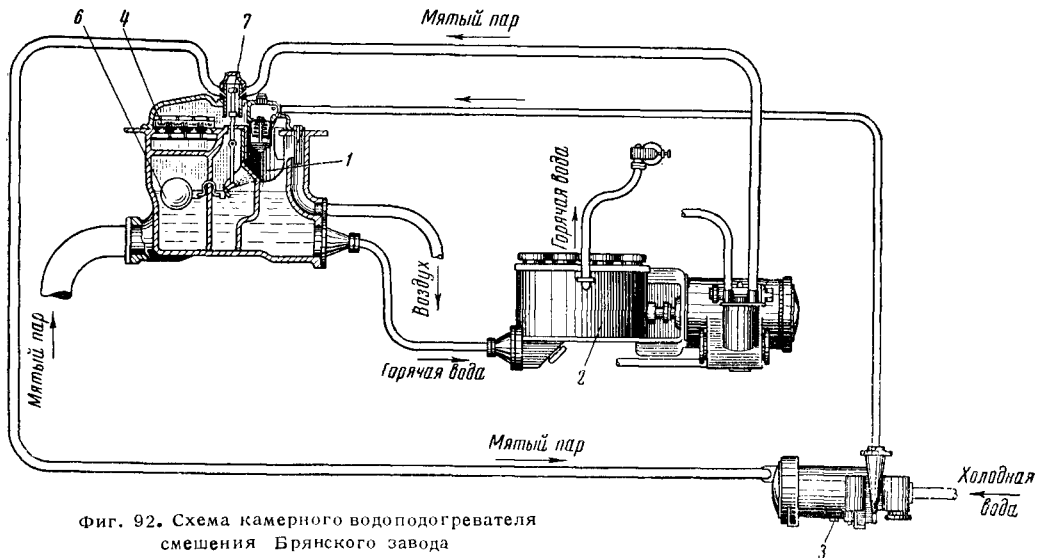


Фиг. 90. Схема парового поверхностного водоподогревателя

соса 3 и трубчатой батарее 2. Насос качает холодную воду из тендера 4 в батарею 2, внутри которой проходит (между трубками) выхлопной пар, отбираемый от конуса 1 в количестве 15—16%. Подогретая вода (80—85°) через питательный клапан поступает в котёл. Водоподогреватели поверхностные

ремонта тендерных баков и ряда других недостатков вскоре были сняты с эксплуатации.

Воздухоподогреватели могут быть газовые и паровые. Газовые более эффективны (подогрев воздуха возможен до 200°). Разработано несколько типов газовых воздухоподогревателей. Трубчатый тип (фиг. 93) был



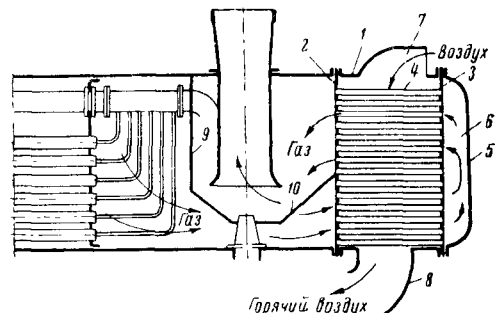
Фиг. 92. Схема камерного водоподогревателя смешения Брянского завода

не получили большого распространения ввиду необходимости частого и трудоёмкого ремонта и очистки трубчатой батареи.

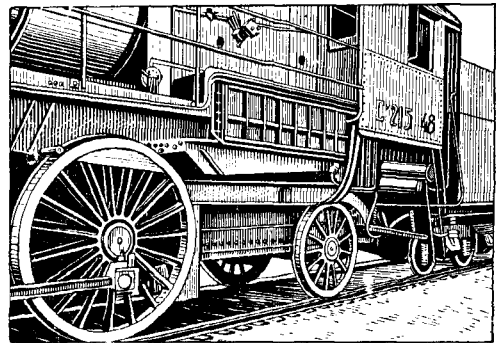
Водоподогреватели смешения применяют трёх типов: камерные, тендерные и инжекторные (инжекторы мягого пара). Камерный водоподогреватель завода «Красный путилонец» (фиг. 91) состоит из двухступенчатого прямодействующего насоса и камеры смешения, объединённых в общем корпусе. Верхний водяной цилиндр качает холодную воду в камеру смешения через клапан 2, туда же поступает мягкий пар от конуса, и после смешения горячая вода заполняет камеру 3, откуда подаётся нижним водяным цилиндром насоса через камеру 4 в котёл. Вследствие частого ремонта водоподогревателя, особенно поплавковой системы, эта конструкция также не получила широкого распространения.

Камерный водоподогреватель смешения Брянского завода (фиг. 92) работает аналогично водоподогревателю завода «Красный путилонец», только камера смешения 1 сделана отдельно от насоса 2 и вместо первой ступени насоса поставлен самостоятельный центробежный насос 3, работа которого также управляется поплавковым устройством 6—7. В камере смешения поставлено несколько обратных клапанов 4 для предотвращения попадания воды в цилиндры при переполнении камеры. Водоподогреватель паровозов Е<sup>мв</sup> имеет такую же схему, как и водоподогреватель Брянского завода.

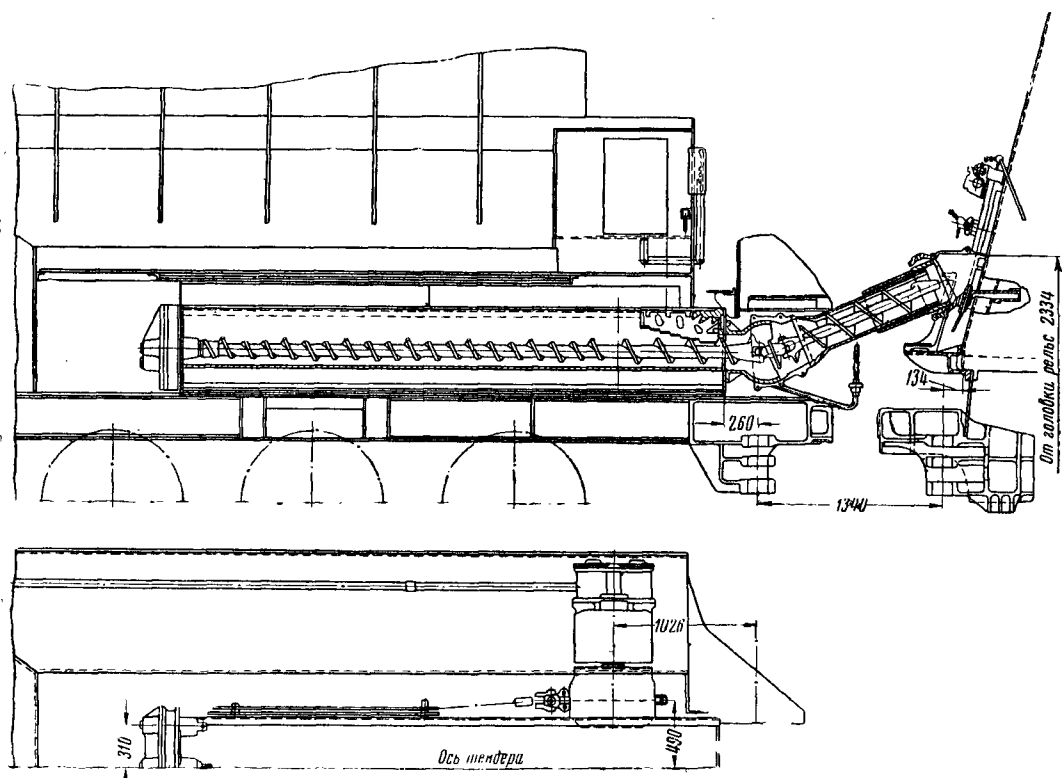
Тендерные водоподогреватели смешения были поставлены на большом количестве паровозов серий Э<sup>м</sup>, СУ<sup>м</sup> и др., но ввиду появившейся необходимости частого и трудоёмкого



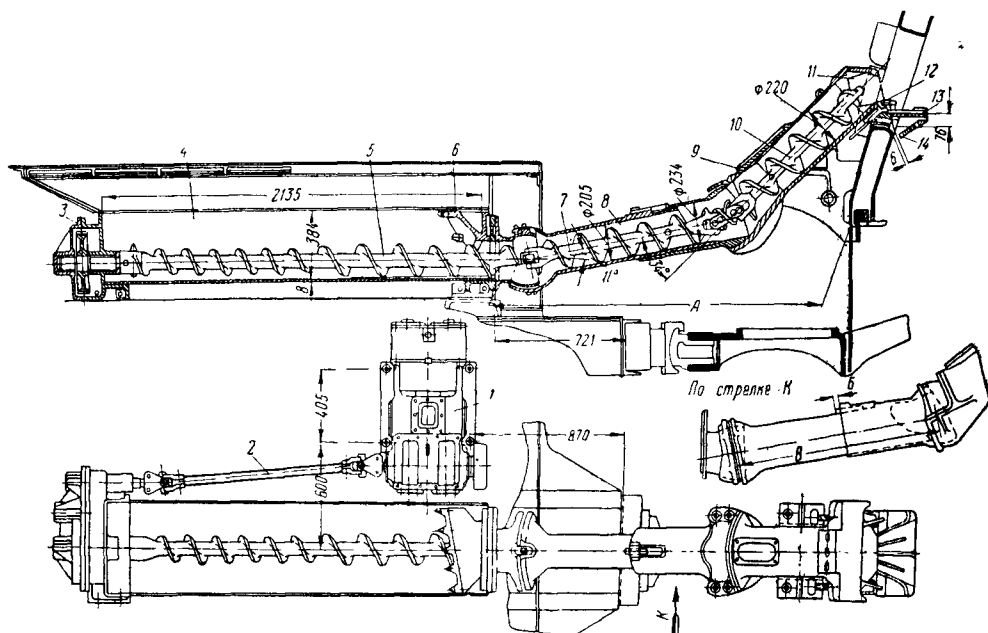
Фиг. 93. Газовый воздухоподогреватель системы ЦНИИ: 1—барабан; 2, 3—решетки трубные; 4—труба дымогарная; 5—лист фронтонный; 6—камера поворотная; 7—коллектор; 8—воздухопровод; 9—стенка; 10—диафрагма



Фиг. 94. Паровой воздухоподогреватель паровоза серии СУ<sup>м</sup>



Фиг. 95. Угледатчик паровозов серий ФД и ИС системы П. С. Рачкова



Фиг. 96. Угледатчик паровоза серии Л системы Коломенского завода: 1—паровая машина; 2—карданный вал; 3—редуктор; 4—корыто стокера; 5, 7, 10—винты конвейерные; 6—плита зубчатая; 8, 9—трубы угольные; 11—головка; 12—коробка сопловая; 13—плита распределительная; 14—дефлектор

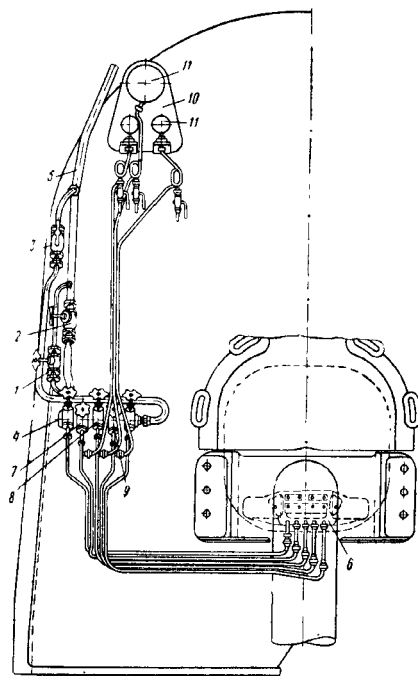
испытан на большом количестве паровозов серий СУ, ЭМ и др., но ввиду необходимости весьма частого ремонта и очистки трубчатой батареи (перегорание металла и засорение изгарью) дальнейшего распространения не получил. Паровой воздухоподогреватель поставлен на паровозе серии СУМ (фиг. 94); он весьма компактен, прост в ремонте и эксплуатации, но даёт низкий подогрев воздуха (до 90°). Каждая батарея воздухоподогревателя состоит из 84 медных трубок эллиптического сечения с напаянными на них пластинками из жести. Площадь живого сечения для прохода воздуха 1,37 м<sup>2</sup>. Воздушная поверхность нагрева 131,6 м<sup>2</sup>, паровая 17,37 м<sup>2</sup>. Живое сечение для прохода пара 0,0257 м<sup>2</sup>. Вес батареи 900 кг

### МЕХАНИЧЕСКИЙ УГЛЕПОДАТЧИК

Механический углеподатчик служит для транспортировки угля из тендера в топку и разбрасывания его по всей площади колосниковой решётки. Паровозы серий ФД и ИС оборудованы углеподатчиками системы ЦЛПБ, а с 1936 г. улучшенной конструкции системы П. С. Рачкова (фиг. 95). Паровозы серии Лоборудованы углеподатчиком системы Коломенского завода (фиг. 96). Паровая машина вращает конвейерный винт, чем осуществляет подачу угля из тендера на распределительную плиту в топку, откуда струями пара уголь разбрасывается по колосниковой решётке.

Паровая машина углеподатчика (табл. 20) двухцилиндровая, простого действия с постоянным наполнением 90%, реверсивность осуществляется путём изменения направления движения пара специальным клапаном.

Цилиндры машины вместе с картером отливаются из специального чугуна высокого качества. Конвейерный винт и зубчатые колёса редуктора отливают из стали марки 25-4522. Головка углеподатчика и угольные трубы литейные стальные (марка 25-4518). Сопловая плита имеет пять камер, разделённых перегородками. Каждая камера имеет 3—4 сопла для выхода пара. Верхние сопла делают диаметром 4 мм, нижние 2 мм. Общая площадь сопел около 2 см<sup>2</sup>. К камерам сопловой плиты подведены трубки от распределительной ко-



Фиг. 97. Арматура углеподатчика паровоза серии Л: 1—регулирующий вентиль; 2—пусковой вентиль машины; 3—вентиль колонки; 4—колонка; 5—труба от пароразборной колонки; 6—сопловая коробка; 7, 9—вентили верхнего ряда сопел; 8—вентили нижнего ряда сопел; 10—доска для манометров; 11—манометры стокерные

лонки (фиг. 97). Скорость выхода пара из сопел регулируется вентилями на колонке, чем достигается равномерное разбрасывание угля по всей площади колосниковой решётки.

Распределительная плита, расположенная в зоне высоких температур топки, отливается из специального жаростойкого чугуна с присадкой (до 30%) алюминия. Весовые данные углеподатчиков приведены в табл. 21\*.

\* Некоторые весовые данные в таблицах раздела «Котёл» взяты из справочника Януш Л. Б., Панский В. М., Павлов Б. А. «Конструкции и расчёт паровозов», изд. Машгиз, 1950 г.

Таблица 20

Основные параметры паровых машин углеподатчиков

Наименование размеров	Единица измерения	Углеподатчики паровозов серий ФД и ИС		Углеподатчик паровоза серии Л	Углеподатчик паровоза серии Еа
		постройки до 1936 г.	постройки после 1936 г.		
Ход поршня . . . . .	мм	180	180	123	127
Диаметр цилиндров . . . . .	»	180	180	130	127
Число цилиндров . . . . .	шт.	2	2	2	2
Диаметр золотников . . . . .	мм	70	70	40	38
Наибольшее давление пара . . . . .	ати	15	7	6	6
Число оборотов наибольшее . . . . .	об/мин.	100	150	300	300
Угол опережения эксцентрика . . . . .		12°50'	12°50'	22'	—
Линейное предварение впуска . . . . .	мм	1,8	2,3	1,25	—0,7
Перекрышка впуска . . . . .	»	1	0,5	4	5
» выпуска . . . . .	»	0	0,2	1	1
Мощность максимальная . . . . .	л. с.	—	20	—	—
Крутящий момент на валу машины максимальный . . . . .	кгм	—	—	28	—
Наибольшая производительность . . . . .	кг/час	6 000	8 000	6 200	6 200

Весовые данные углеподатчиков в кг

Таблица 21

Тип и серия паровоза	Малый винт с шарниром	Угольный рукав на паровозе	Распределительная головка с плитой	Прочие детали	Общий вес	Тип и серия паровоза	Малый винт с шарниром	Угольный рукав на паровозе	Распределительная головка с плитой	Прочие детали	Общий вес
1-5-0 Л. . . . .	124	85	299	62	570	1-4-2 ИС . . . . .	130	69	534	222	890
1-5-0 Ба . . . . .	130	90	300	60	580	2-3-2 Коломенский .	82	117	349	222	529
1-5-1 ФД20 . . . . .	130	69	534	222	890	2-3-2 Ворошиловградский . . .	130	69	534	222	890
1-5-1 ФД21 . . . . .	130	69	534	222	890						

## ТЕПЛОВАЯ РАБОТА ПАРОВОЗА

## ТЕПЛОВАЯ РАБОТА КОТЛА

## УРАВНЕНИЕ ТЕПЛА

Уравнение тепла

$$Q = Mt + Nt^2, \quad (1)$$

где  $Q$  — количество тепла, содержащееся в газовом потоке, проходящем в течение часа через сечение, где температура газов равна  $t^\circ\text{C}$ , в ккал/час.

Коэффициенты уравнения тепла:

$$M = \mu B_h G_b c, \quad N = \mu B_h G_b \delta, \quad (2)$$

где  $\mu$  — коэффициент механической полноты сгорания топлива (см. «Потери горения», стр. 91);

$B_h$  — количество топлива, загруженного в топку, в кг/час.

$$\left. \begin{aligned} G_b c &= 0,55 \frac{CP}{CO_2 + CO} + \\ &+ 0,0021 CP + 0,0406 HP + 0,0045 WP; \\ G_b \delta &= 0,0000445 \frac{CP}{CO_2 + CO} + \\ &+ 0,0000013 CP + 0,0000044 HP + \\ &+ 0,0000005 WP. \end{aligned} \right\} \quad (3)^*$$

Здесь и далее  $CP$ ,  $HP$ ,  $OP$ ,  $NP$ ,  $SP$ ,  $WP$ ,  $AP$  — содержание углерода, водорода, кислорода,

\* В основу формул (3) положены значения теплотемпостей, считающиеся в настоящее время устаревшими. При пользовании новейшими данными по теплотемпостям, полученными Всесоюзным теплотехническим институтом, формулы (3) принимают вид:

$$\left. \begin{aligned} G_b c &= 0,571 \frac{CP}{CO_2 + CO} + \\ &+ 0,001833 CP + 0,03944 HP + \\ &+ 0,00438 WP; \\ G_b \delta &= 0,00004937 \frac{CP}{CO_2 + CO} + \\ &+ 0,0000016133 CP + \\ &+ 0,000006688 HP + \\ &+ 0,00000074 WP. \end{aligned} \right\} \quad (3a)$$

Однако пользование этими формулами предполагает переработку всего опытного материала, обобщенного автором на основании формул (3), тогда как расхождение в количествах тепла составляет 2–3%.

азота, серы, влаги и золы в рабочем составе топлива в процентах по весу;

$CO_2$ ,  $CO$ ,  $O_2$  и  $N_2$  — содержание углекислоты, окиси углерода, кислорода и азота в составе сухих газов в % по объему.

Теоретическое тепловыделение в топке (так называемое «располагаемое» тепло)

$$Q_0 = B_h K_p^h \text{ ккал/час}, \quad (4)$$

где  $K_p^h$  — теплотворная способность топлива по нижшему пределу в ккал/кг.

Тепло, содержащееся в газовом потоке, уходящем из топки в цилиндрическую часть котла,

$$Qt_1 = Mt_2 + Nt_2^2 \text{ ккал/час}. \quad (5)$$

где  $t_2$  — температура газового потока в плоскости огневой решетки в  $^\circ\text{C}$ .

Тепло, содержащееся в газовом потоке, уходящем из котла (потеря тепла с уходящими газами),

$$Q_3 = Mt_3 + Nt_3^2 \text{ ккал/час}, \quad (6)$$

где  $t_3$  — средняя температура газового потока в плоскости передней трубной решетки в  $^\circ\text{C}$ .

Количество тепла, теряемое или получаемое газовым потоком на пути между любыми сечениями I и II,

$$\begin{aligned} Q_{I-II} &= M(t_I - t_{II}) + \\ &+ N(t_I^2 - t_{II}^2) \text{ ккал/час}, \end{aligned} \quad (7)$$

где  $t_I$  — средняя температура газового потока в сечении I в  $^\circ\text{C}$ ;

$t_{II}$  — средняя температура газового потока в сечении II в  $^\circ\text{C}$ .

## СГОРАНИЕ ТОПЛИВА

Количество воздуха, теоретически необходимое для сжигания 1 кг топлива,

$$\begin{aligned} L_0 &= \frac{1}{23,6} \left( \frac{8}{3} CP + 8 HP + \right. \\ &\left. + SP - OP \right) \text{ кг воздуха/кг топлива}. \end{aligned} \quad (8)$$

Количество воздуха, практически необходимое для сжигания 1 кг топлива,

$$L_0 = \alpha L_0 \text{ кг воздуха/кг топлива,} \quad (9)$$

где  $\alpha$  — коэффициент избытка воздуха в подсчёте на фактически сгоревшее топливо;

$$\alpha = \frac{1}{1 - 3,76 \frac{O_2 - 0,5 CO}{N_2}} \quad (10)$$

При испытании с помощью газоанализатора определяют величины  $CO_2$  и  $O_2$ ; величины  $CO$  и  $N_2$  определяют по уравнениям

$$CO = \frac{21 - \beta_0 \cdot CO_2 - (CO_2 + O_2)}{0,605 + \beta_0} \% \quad (11)$$

и

$$100 = CO_2 + CO + O_2 + N_2. \quad (12)$$

В формуле (11) химическая характеристика топлива

$$\beta_0 = 2,37 \frac{H^p - \frac{O^p}{8}}{C^p}.$$

При проектировании с целью определения ожидаемого состава продуктов сгорания задаются величинами  $\alpha$  и  $CO$ , а величины  $CO_2$ ,  $O_2$  и  $N_2$  определяют совместным решением уравнений (10), (11) и (12).

Величину  $CO$  принимают для расчётной форсировки в пределах 1—2% независимо от сорта топлива.

Коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  берётся в пределах 1,1—1,2 для нефтяного и угольного отопления и 1,2—1,4 для дровяного и торфяного отопления.

Столь низкие значения  $\alpha$  сопряжены со значительной химической неполнотой горения, но зато это даёт значительное уменьшение потерь от уноса топлива и потерь с отходящими газами.

Под теоретической температурой горения  $t_0$  в °С понимается температура, которую будут иметь продукты сгорания, если располагаемое тепло целиком пойдёт на их нагрев ( $\mu = 1$ ;  $CO = 0$ ).

$t_0$  — температура фиктивная, не зависит от количества сжигаемого топлива, мало зависит от сорта топлива и резко падает с увеличением  $\alpha$ .

$t_0$  определяется из уравнения

$$B_h K_p^H = M_0 t_0 + N_0 t_0^2. \quad (13)$$

$M_0$  и  $N_0$  подсчитывают по формулам (2) и (3) при  $\mu = 1$  и  $CO = 0$ .

Под «действительной» температурой  $t_1$  в °С понимается температура, которую будут иметь продукты сгорания при учёте реальных потерь горения, но при условии отсутствия теплообмена со стенками топки.

$t_1$ , по существу, величина тоже фиктивная, определяется из уравнения

$$B_h K_p^H - (Q_2' + Q_2'') = M t_1 + N t_1^2, \quad (14)$$

где  $Q_2'$  и  $Q_2''$  — потери тепла в результате наличия химического и механического недожога в ккал/час.

## ПОТЕРИ ГОРЕНИЯ

Потеря от химической неполноты горения определяется наличием  $CO$  в продуктах сгорания<sup>1</sup> и подсчитывается по формуле

$$Q_2' = 56,9 C \frac{CO}{CO_2 + CO} \mu B_h \text{ ккал/час,} \quad (15)$$

или в процентах от располагаемого тепла

$$q_2' = 5690 \frac{\mu C}{K_p^H} \frac{CO}{CO_2 + CO}. \quad (16)$$

$q_2'$  возрастает с уменьшением  $\alpha$ ; с другой стороны, при слишком больших значениях  $\alpha$  также наблюдается увеличение  $q_2'$ , так как при понижении температуры топочных газов ниже 900°C слишком замедляется скорость реакции горения. С увеличением форсировки топки автоматически уменьшается  $\alpha$  и возрастает  $q_2'$ ; избежать этого явления можно только путём регулирования тяги в котле при помощи конуса с переменным сечением.

При проектировании новых паровозов для определения величины  $q_2'$  рекомендуется эмпирическая формула

$$q_2' = 1,7 \cdot 10^{-12} \left( \frac{\mu B_h K_p^H}{V_m} \right)^2 + \frac{12 \cdot 10^5}{\frac{\mu B_h K_p^H}{V_m} + 16000}, \quad (17)$$

где  $V_m$  — объём огневой коробки в м³;

$\frac{\mu B_h K_p^H}{V_m}$  — объёмное тепловое напряжение топки в ккал/м³ час.

В современных паровозных котлах потеря  $q_2'$  составляет в условиях средней поездной форсировки от 2 до 3%, при наибольшей форсировке — до 5—6%.

Потери тепла от механического недогорания на паровозах угольного отопления преобладают над всеми другими потерями. Эти потери состоят из двух частей: 1) потери тепла в шлаковом остатке и провале в зольник, 2) потери в механическом уносе почти не сгоревшей мелочи в дымовую коробку:

$$q_2'' = q_{ш+n} + q_y; \quad (18)$$

$$q_{ш+n} = \frac{A}{4,6 + \gamma y}; \quad (19)$$

$$q_y = B \left( \frac{L_0 \gamma y \mu}{3600} \right)^{1,5}, \quad (20)$$

где  $y$  — видимое весовое напряжение колосниковой решётки в кг/м² час.

Коэффициенты  $A$  и  $B$  зависят от сорта топлива и способа отопления; их значения берут по табл. 1.

<sup>1</sup> В продуктах сгорания в сравнительно небольшом количестве могут присутствовать такие продукты химического недожога, как  $CH_4$  и  $H_2$ . Однако при современных испытаниях паровозных котлов наличие  $CH_4$  и  $H_2$  в продуктах сгорания не определяется.

Таблица 1  
Значения коэффициентов А и Б

Сорт топлива	А при ручном и стокерном отоплении	Б	
		стокерное отопление	ручное отопление
Смеси углей марок ПС и ПЖ с антрацитами . . .	120	16—20	—
Угли марок Г и Д . . .	60—90	12—14	—
Лучшие оштыбленные угли . . .	30—50	—	—
Смеси каменных углей с антрацитами . . . . .	—	—	10—12

Коэффициент механической полноты горения

$$\mu = \frac{100 - q_2}{100}.$$

Для условий расчётной форсировки величина  $\mu$  может быть взята из табл. 2

Таблица 2  
Значения  $\mu$

Топливо	Способ отопления	$\mu$
Угли хорошо спекающиеся	Вручную	0,88—0,92
» среднего качества . . .	»	0,80—0,85
» тощие . . . . .	»	0,60—0,70
Уголь . . . . .	Стокером	0,70—0,85
Дрова . . . . .	—	0,83—0,90
Мазут . . . . .	—	1

Для уменьшения потерь от уноса полезно увеличить площадь решётки.

### ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

В паровозных котлах имеет место одновременная передача тепла путём лучеиспускания (радиации), соприкосновения (конвекции) и теплопроводности (кондукции). Часто один из видов передачи тепла является преобладающим; так, например, в пределах топки преобладает радиационный теплообмен, а в трубчатой части котла — конвективный.

#### Передача тепла конвекцией

Количество тепла, передаваемое от более нагретой жидкости температурой  $t$  к более холодной, имеющей температуру  $t_x$ , через промежуточную материальную стенку (поверхность нагрева)

$$Q = K H (t - t_x) \text{ ккал/час}, \quad (21)$$

где  $H$  — поверхность разделяющей стенки в  $\text{м}^2$ ;

$K$  — коэффициент теплопередачи в  $\text{ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{С}$ .

Изображённый на фиг. 1 двухкамерный сосуд с наружными теплонепроницаемыми стенками имеет в нижней камере газы температурой  $t^\circ\text{С}$ , сверху — воду температурой  $t^\circ\text{С}$ . Тепло переходит снизу вверх: сначала от газов к стенке, имеющей на нижней поверхности

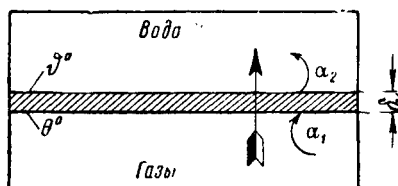
температуру  $\theta^\circ\text{С}$ ; затем через стенку, имеющую толщину  $\delta_m$  и коэффициент теплопроводности  $\lambda_m$  [ $\text{ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{С}$ ], и, наконец, от стенки (температура  $\theta^\circ\text{С}$ ) к воде.

Коэффициент теплопередачи для случая чистой металлической стенки

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_m}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{С}. \quad (22)$$

Здесь  $\alpha_1$  — коэффициент теплоперевода от газа к стенке в  $\text{ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{С}$ ;

$\alpha_2$  — коэффициент теплоперевода от стенки к воде в  $\text{ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{С}$ .



Фиг. 1. Теплопередача конвекцией в двухкамерном сосуде

Если стенка со стороны газов покрыта слоем сажи толщиной  $\delta_c$ , а со стороны воды — слоем накипи толщиной  $\delta_n$ , то:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_m}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{\delta_n}{\lambda_n}}, \quad (23)$$

где  $\lambda_c$  и  $\lambda_n$  — коэффициенты теплопроводности сажи и накипи.

Анализ этих выражений показывает, что величина коэффициента теплопередачи  $K$  зависит главным образом от  $\alpha_1$ ;  $\delta_m$ ,  $\lambda_m$  и  $\alpha_2$  оказывают на неё малое влияние. Загрязнения накипью и особенно сажой резко снижают  $K$ . Так, для топочных стенок при  $\delta_m = 0,005 \text{ м}$  (5 мм) и  $\lambda_n = 2$  величина  $K$  снижается на 25% по сравнению с чистой стенкой; налёт копоти на стенках топки при  $\delta_c = 0,001 \text{ м}$  (0,1 мм) и  $\lambda_c = 0,1 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{С}$  даёт понижение  $K$  на 12%.

Температура стенки со стороны огня:

$$\theta = t_2 - \frac{Q}{H} \frac{1}{\alpha_1} = t_2 - (t_2 - t) \frac{K}{\alpha_1} ^\circ\text{С}. \quad (24)$$

Для топки:

$$t_2 = 1300^\circ\text{С}, \quad t = 200^\circ\text{С},$$

$$\alpha_1 = 150 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{С},$$

$$\delta = 0,01 \text{ мм},$$

$$\lambda_m = 50 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{С}.$$

Для чистой стенки:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{150} + \frac{0,010}{50} + \frac{1}{10\,000}} = 143,5 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{С};$$

$$\theta = 1300 - 1100 \frac{143,5}{150} = 248 ^\circ\text{С};$$



при  $\delta_n = 0,001$  м и  $\lambda_n = 1$  ккал/м<sup>2</sup>м час °С:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{150} + \frac{0,010}{50} + \frac{1}{10\,000} + 0,001} = 125,5 \text{ ккал/м}^2\text{м час } ^\circ\text{С};$$

$$\theta = 1\,300 - 1\,100 \frac{125,5}{150} = 379 ^\circ\text{С};$$

при  $\delta_n = 0,005$  м и  $\lambda_n = 1$  ккал/м<sup>2</sup>м час °С:

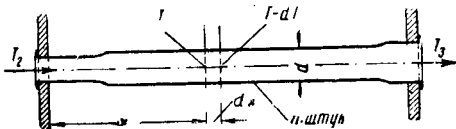
$$K = \frac{1}{\frac{1}{150} + \frac{0,010}{50} + \frac{1}{10\,000} + 0,005} = 83,54 \text{ ккал/м}^2\text{м час } ^\circ\text{С};$$

$$\theta = 1\,300 - 1\,100 \frac{83,54}{150} = 688 ^\circ\text{С}.$$

Таким образом, налёт сажи на стенках топки особенно резко понижает величину  $K$ , а, следовательно, и тепловую мощность котла; загрязнение стенок котла накипью (особенно с примесью масла) вызывает быстрое повышение температуры стенки и может вызвать опасные явления (выпучины и трещины в стенках, взрыв котла). Отсюда огромная важность содержания в чистоте стенок котла, особенно топочных стенок (периодические продувки котла, особенно при прохождении трудных участков профиля, продувка труб при помощи суперьеров, надёжная циркуляция в котле, препятствующая образованию завалов накипи и шлама).

#### Теплопередача в дымогарных трубах

На фиг. 2 — одна из дымогарных труб с выделенным в произвольном её месте элементарным участком длиной  $dx$ , через боковую



Фиг. 2. Теплопередача в дымогарной трубе

поверхность которого происходит передача тепла от газов воде.

Количество передаваемого тепла

$$dQ = B_h G_b C_p [(t - dt) - t] = -B_h G_b C_p dt, \quad (25)$$

с другой стороны:

$$dQ = K n \pi dx (t - t_k). \quad (26)$$

соединяя правые части написанных уравнений и подставляя  $C_p = C + 2\delta t$ , находим после преобразований:

$$-B_h G_b C dt - 2B_h G_b \delta t dt = K n \pi dx (t - t_k). \quad (27)$$

Разделяя переменные и интегрируя, получаем для отрезка  $x$

$$(M + 2Nt_k) \ln \frac{t_2 - t_k}{t - t_k} + 2N(t_2 - t) = K_\delta n \pi dx = K_\delta H_x, \quad (28)$$

или для всего протяжения длины труб

$$(M + 2Nt_k) \ln \frac{t_2 - t_k}{t_3 - t_k} + 2N(t_2 - t_3) = K_\delta n \pi dl = K_\delta H_\delta. \quad (29)$$

Средняя температура газов в дымогарных трубах

$$t_{mp} = t_k + \frac{M(t_2 - t_3) + N(t_2^2 - t_3^2)}{(M + 2Nt_k) \ln \frac{t_2 - t_k}{t_3 - t_k} + 2N(t_2 - t_3)} ^\circ\text{С}, \quad (30)$$

или с точностью до 1,5%

$$t_{mp} = t_k + \frac{t_2 - t_3}{\ln \frac{t_2 - t_k}{t_3 - t_k}} ^\circ\text{С}. \quad (31)$$

На основании многочисленных испытаний паровозов угольного и нефтяного отопления имеем следующие эмпирические зависимости:

а) для угольного отопления

$$K_\delta = 5,94 U_\delta^{0,9}, \quad (32)$$

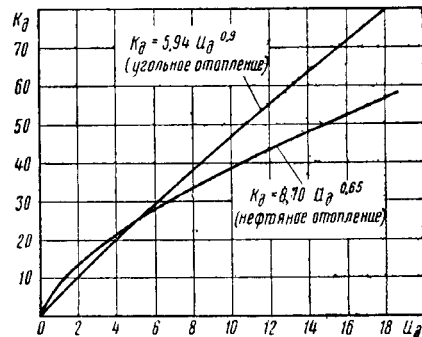
б) для нефтяного отопления

$$K_\delta = 8,70 U_\delta^{0,65}, \quad (33)$$

где  $U_\delta$  — весовая скорость газов в кг/м<sup>2</sup>сек;

$$U_\delta = \frac{(L_0 \alpha + 1) \mu B_h}{3\,600 \Omega_\delta}. \quad (34)$$

Кривые по уравнениям (32) и (33) показаны совместно на фиг. 3. Большие значения  $K_\delta$  для паровозов угольного отопления при средних и высоких форсировках объясняются главным образом тем, что увлекаемые газовым потоком твёрдые частицы уноса очищают стенки труб от налёта сажи и интенсифицируют теплообмен.



Фиг. 3. Кривые для  $K_\delta$

Подсчёт числовых значений критерия  $Re$  (Рейнольдса) для трубчатой части паровозных котлов даёт величину их от 4 000 до 18 000.

Это значит, что при средних и высоких форсировках имеет место турбулентный режим, а при слабых форсировках — режим переходный от ламинарного к турбулентному. При турбулентном движении потока ( $Re \geq 10^4$ ) теплоотдача в гладких трубах при температуре стенки ниже температуры кипения жидкости наиболее точно учитывается уравнением

$$Nu = 0,023 Re_f^{0,8} Pr_f^{0,4}, \quad (35)$$

где  $Nu = \frac{\alpha d}{\lambda_f}$  — критерий Нуссельта;

$Re_f = \frac{wd}{\nu}$  — критерий Рейнольдса;

$Pr_f = \frac{\mu g C_p}{\lambda_f}$  — критерий Прандтля;

$d$  — внутренний диаметр трубы в м;

$w$  — скорость потока в м/сек;

$\lambda_f$  — коэффициент теплопроводности жидкости в ккал/м<sup>2</sup>ч<sup>0,8</sup>°C;

$\nu$  — коэффициент кинематической вязкости жидкости в м<sup>2</sup>/сек;

$\mu$  — коэффициент динамической вязкости в кгсек/м<sup>2</sup>;

$C_p$  — теплоёмкость при постоянном давлении в ккал/кг °C;

$g$  — ускорение силы тяжести в м/сек<sup>2</sup>.

Для дымовых газов  $Pr \approx 0,73$ .

Формулу (35) можно представить в виде

$$\alpha = BU^{0,8}, \quad (36)$$

где

$$B = 0,023 (0,73)^{0,4} \left[ \frac{\lambda_f}{d^{0,2} \nu^{0,8} \gamma^{0,8}} \right]. \quad (37)$$

Здесь  $\gamma$  — удельный вес продуктов сгорания при температуре  $t_{mp}$  в кг/м<sup>3</sup>.

Для паровозных котлов при расчётных режимах средняя температура колеблется в незначительных пределах и может быть принята  $\sim 650^\circ\text{C}$ , а диаметры применяемых дымогарных труб равны 46 и 51 мм. В силу этого без больших погрешностей величина  $B$  может приниматься постоянной, а коэффициент теплопередачи — зависящим только от весовой скорости газового потока.

Постоянный коэффициент в формулах (32) и (33) характеризует физические свойства протекающего по трубе газа и зависит от диаметра трубы.

Полного совпадения формул (35) и (32) быть не может, так как формула (35) получена на основании обработки лабораторных опытных данных с чистой трубой, при незапылённом потоке, в случае, когда температура стенки ниже температуры кипения жидкости.

Температура газов при входе в трубы

$$t_2 = \frac{4200 - 600\alpha}{\xi} \times \frac{\sqrt{\frac{\mu B_h K_p^H}{H_m} + 215}}{\sqrt{\frac{\mu B_h K_p^H}{H_m} + 2000}} \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (38)$$

где  $\frac{\mu B_h K_p^H}{H_m}$  — среднее тепловое напряжение топочных стенок в ккал/м<sup>2</sup>ч<sup>0,8</sup>;

$\xi = 1,0$  — для огневой коробки без камеры догорания при угольном отоплении;

$\xi = 0,933$  — для огневой коробки с камерой догорания при угольном отоплении;

$\xi = 0,892$  — для огневой коробки обычного типа при нефтяном отоплении.

Температуру отходящих газов ориентировочно можно определять из уравнений: для угольного отопления

$$\frac{t_3 - t_k}{t_2 - t_k} = \frac{13500}{\left(\frac{l}{r}\right)^2 + 50000} U^{0,4}, \quad (39)$$

для нефтяного отопления

$$\frac{t_3 - t_k}{t_2 - t_k} = \frac{9600}{\left(\frac{l}{r}\right)^2 + 50000} U^{0,7}. \quad (40)$$

Здесь  $t_3$  — средняя температура уходящих из котла газов в °C;

$l$  — длина цилиндрической части котла в м;

$r$  — средняя для всей цилиндрической части котла величина гидравлического радиуса в м;

$$r = \frac{\Omega}{\Pi}, \quad (41)$$

где  $\Omega$  — площадь живого сечения (газового прохода) цилиндрической части котла в м<sup>2</sup>;

$\Pi$  — периметр цилиндрической части котла, омываемой газовым потоком, в м.

Весовая скорость газового потока в пределах цилиндрической части котла

$$U = \frac{(L_0 \alpha + 1) \mu B_h}{3600 \Omega} \text{ кг/м}^2\text{сек}. \quad (42)$$

Специальные исследования показывают, что уменьшение трубчатой поверхности нагрева котла даже в довольно широких пределах может быть произведено у любого паровоза с очень незначительным ущербом для мощности и экономичности котла; поэтому во всех тех случаях, когда на паровозе хотят освободить место и вес для какого-либо полезного модернизационного мероприятия (повышение перегрева пара, устройство водо- или воздухоподогревателя и т. п.), можно смело идти на уменьшение трубчатой поверхности нагрева котла за счёт сокращения его длины.

Дымогарные трубы должны располагаться с соблюдением водяных зазоров не менее 18—20 мм при питательной воде среднего качества и до 22—25 мм при воде заведомо низкого качества. Разбивку труб лучше производить вертикальными рядами (по прямоугульнику), оставляя свободные вертикальные каналы для выхода пара.

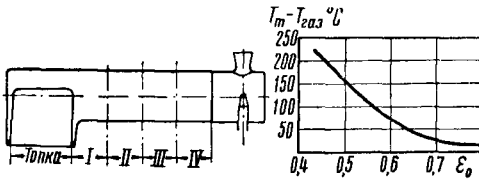
#### Теплопередача в топке

Режим газового потока — резко турбулентный ( $Re$  меняется от 40 000 до 150 000).

Около 85—90% всего передаваемого в котел тепла через поверхность нагрева топки

отдаётся путём радиации (облучение стенок раскалённым слоем, обмуровкой и газовым факелом) и только около 10—15% — конвекцией.

Общее представление об относительной роли топки и труб дают фиг. 4 и табл. 3, указывающая для паровоза серии Э<sup>м</sup> при средней



Фиг. 4. Теплопередача в топке

поездной форсировке количество тепла (в %), передаваемого топкой и четырьмя последовательными участками трубчатой поверхности котла (включая и тепло, затрачиваемое на перегрев пара).

Полное количество тепла, отдаваемое в котёл через поверхность нагрева топки  $H_m$ , будет равно

$$Q_m = B_h K_p^H - (Q_2' + Q_2'') - (Mt_2 + Nt_2^2) \text{ ккал/час;} \quad (43)$$

$$Q_m = Q_m^c + Q_m^a,$$

где  $Q_m^c$  и  $Q_m^a$  — тепло, отдаваемое путём конвекции и радиации, в ккал/час.

$$Q_m^c = K_m^c H_m (t_m - t_k) \text{ ккал/час,} \quad (44)$$

где  $t_m$  — средняя температура топочного пространства в °C.

Коэффициент теплоотдачи соприкосновением в пределах топки

$$K_m^c = a U_m^{0,8} \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C,} \quad (45)$$

где  $a = 7,0 \div 8,0$ .

Весовая скорость газового потока в топке

$$U_m = \frac{(L_0 \alpha + 1) \mu B_h}{3600 \Omega_m} \text{ кг/м}^2 \text{ сек,} \quad (46)$$

где  $\Omega_m$  — средняя величина площади для прохода газов в огневой коробке (обычно  $\Omega_m = 0,4 R \div 0,5 R$ ) в зависимости от конфигурации огневой коробки и размеров кирпичного свода;

$R$  — площадь колосниковой решётки в м<sup>2</sup>.

Выражение для количества тепла, излучаемого нагретым телом на другое твёрдое тело с более низкой температурой через среду, не вполне прозрачную для тепловых лучей, имеет следующий вид:

$$Q_A = \sigma_0 (1 - \varepsilon_2) \varepsilon_1 H \varphi \left[ \left( \frac{t' + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{t'' + 273}{100} \right)^4 \right] \text{ ккал/час,} \quad (47)$$

где  $\sigma_0 = 4,96$  — коэффициент лучеиспускания абсолютно чёрного тела в ккал/м<sup>2</sup> час (°K)<sup>4</sup>;

$\varepsilon_1$  и  $\varepsilon_2$  — степени черноты излучающего и излучаемого тела и промежуточной газовой среды;

$H$  — поверхность излучающего тела в м<sup>2</sup>;

$\varphi$  — угловой коэффициент облучения

Для угольной паровозной топки, стенки которой получают тепло облучением газового факела, заполняющего весь объём огневой коробки ( $H_{\phi} = H_m$ ), раскалённого угольного слоя ( $H_{cl} = R$ ), а также нижней и верхней поверхности кирпичного свода ( $H_{cs}$ ), имеем

$$\begin{aligned} Q_m^a = & 4,96 \varepsilon_{газ} \varepsilon_{cn} H_m \left[ \left( \frac{t_{газ} + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{t_{cm} + 273}{100} \right)^4 \right] + \\ & + 4,96 \varepsilon_{cl} (1 - \varepsilon_{газ}) \varepsilon_{cm} \varphi_{cl} R \left[ \left( \frac{t_{cl} + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{t_{cm} + 273}{100} \right)^4 \right] + \\ & + 4,96 \varepsilon_{cs} (1 - \varepsilon_{газ}) \varepsilon_{cm} \varphi_{cs}^H H_{cs} \left[ \left( \frac{t_{cs}^H + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{t_{cm} + 273}{100} \right)^4 \right] + \\ & + 4,96 \varepsilon_{cs} (1 - \varepsilon_{газ}) \varepsilon_{cm} H_{cs} \left[ \left( \frac{t_{cs}^o + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{t_{cm} + 273}{100} \right)^4 \right], \quad (48) \end{aligned}$$

Таблица 3

Поверхность нагрева  $H$  и количество отдаваемого тепла  $A$  топкой и котлом паровоза Э<sup>м</sup>

Показатели	Топка	Участки трубчатой поверхности котла				Итого
		I	II	III	IV	
$H$ в м <sup>2</sup> . . .	18,08	53,93	61,13	61,13	61,13	255,4
$Q$ в % . . . .	47,00	19,4	15,9	10,7	7,0	100,0

где  $\varepsilon_{газ}$ ,  $\varepsilon_{cl}$ ,  $\varepsilon_{cs}$ ,  $\varepsilon_{cm}$  — степени черноты газового факела, слоя, свода и стенок топки;

$\varphi_{cl}$  и  $\varphi_{cs}^H$  — степени экранирования поверхности угольного слоя и нижней поверхности кирпичного свода (верхняя поверхность свода всё излучаемое ею тепло отдаёт стенкам топки, т. е. для неё степень экранирования равна единице);

$t_{газ}$ ,  $t_{cl}$ ,  $t_{cs}$ ,  $t_{cm}$  — соответственно средние температуры газового факела, слоя топлива, поверхности свода и стенок топки в °C.

Вводя понятие об усреднённой температуре топочного пространства  $t_m$ , принимаем:

$$t_{газ} = t_{сл} = t_{св}^H = t_{св}^a = t_m,$$

после чего

$$Q_m = K_m^c H_m (t_m - t_k) + 4,96 \varepsilon_{газ} \varepsilon_{св} H_m \left[ \left( \frac{t_m + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{t_{св} + 273}{100} \right)^4 \right] +$$

$$+ 4,96 (1 - \varepsilon_{газ}) \varepsilon_{св} (\varepsilon_{сл} \varphi_{сл} R + \varepsilon_{св} \varphi_{св}^H H_{св} + \varepsilon_{св} H_{св}) \left[ \left( \frac{t_m + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{t_{св} + 273}{100} \right)^4 \right]. \quad (49)$$

$t_k$  определяется из термодинамических таблиц;  $t_{св}$  первоначально оценивается ориентировочно в пределах 250—350 °С, впоследствии может быть уточнена;  $\varepsilon_{сл}=1,0$ ;  $\varepsilon_{св}=0,9$ ;  $\varepsilon_{св}^H = 0,80 - 0,85$ .

Средняя температура топочных газов  $t_{газ}$  связана с условной температурой  $t_m$  топочного комплекса графической зависимостью, представленной на фиг. 4. График получен на основе анализа многочисленных опытов с паровозными топками.

$\varepsilon_0$  — идеальная степень черноты газового факела. Значения  $\varepsilon_0$  берут по табл. 4.

Таблица 4  
Значения  $\varepsilon_0$

Род пламени	$\varepsilon_0^*$
Светящееся пламя:	
мазута	0,85
каменных углей, богатых летучими, бурых углей, торфа, сжигаемых в слое или в виде пыли	0,70
пыли тощих углей	0,60
антрацитовый пыли	0,45
Несветящееся газовое пламя и пламя антрацита при слоевом сжигании	0,40

\* См. «Нормы теплового расчёта котельного агрегата ЦКТИ», Машгиз, стр. 47.

$\varepsilon_0$  соответствует наибольшему излучению при бесконечно толстом слое газового факела; при конечной толщине слоя пламени  $S_m$  вводится поправка:

$$\varepsilon_{газ} = \varepsilon_0 \xi,$$

где

$$\xi = 1 - \frac{1}{e^{0,7S}};$$

здесь  $e = 2,72$  — основание натуральных логарифмов,

$S$  — толщина слоя пламени в м.

Средняя толщина слоя зависит от объёма и конфигурации топки:

$$S = 0,85 \frac{4V_m}{H_m^0} \text{ м}, \quad (50)$$

где  $V_m$  — объём топки нетто в м<sup>3</sup>;

$H_m^0$  — суммарная величина поверхностей, ограничивающих топочный объём, в м<sup>2</sup>.

Из уравнения (49) определяют единственную неизвестную температуру топочного пространства  $t_m$ .

После этого уточняем величину  $t_{св}$ :

$$K_m = \frac{Q_m}{H_m (t_m - t_k)} = \frac{1}{0,001 + \frac{1}{\alpha_1}};$$

$$\alpha_1 = \frac{K_m}{1 - 0,001 K_m};$$

$$t_{св} = t_m - \frac{Q_m}{K_m H_m} (1 - 0,001 K_m). \quad (51)$$

Эмпирические данные для оценки  $K_m$ :

а) для топки обычного типа (без камеры сгорания) на угольном или нефтяном отоплении

$$K_m = 0,40 \left( \frac{\mu B_h K_p^H}{H_m} \right)^{0,45} \text{ ккал/м}^2 \text{ час}^\circ \text{С}; \quad (52)$$

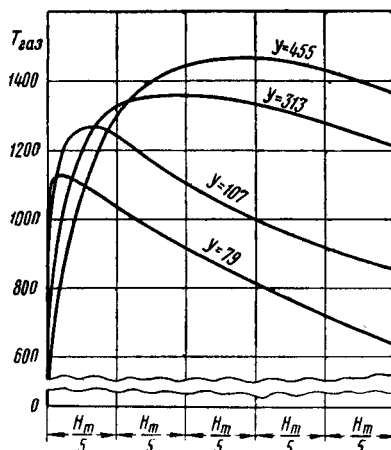
б) то же с камерой сгорания

$$K_m = 0,206 \left( \frac{\mu B_h K_p^H}{H_m} \right)^{0,5} \text{ ккал/м}^2 \text{ час}^\circ \text{С}; \quad (53)$$

в) отдельно для поверхности камеры сгорания

$$K_{кд} = 0,000176 \left( \frac{\mu B_h K_p^H}{H_m} \right) \text{ ккал/м}^2 \text{ час}^\circ \text{С}. \quad (54)$$

Общее представление о характере изменения температур в топке даёт фиг. 5, где



Фиг. 5. График изменения температур газов в топке

представлено изменение температур газов в топке паровоза серии ФД при малой, средней и высокой форсировке (напряжения колосниковой решётки  $Y=79, 107, 313$  и  $455 \text{ кг/м}^2 \text{ час}$ ).

## ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС КОТЛА

$$Q_0 = Q_1 + Q_2' + Q_2'' + Q_3 + Q_4 + Q_5 \text{ ккал/час.} \quad (55)$$

Определения величин  $Q_0$ ,  $Q_2'$  и  $Q_2''$  даны выше.

## Потеря тепла с уходящими газами

$$Q_3 = Mt_3 + Nt_3^2 \text{ ккал/час,} \quad (56)$$

или в процентах от располагаемого тепла

$$q_3 = \frac{\mu (G_6 Ct_3 + G_6 \delta t_3^2)}{K_p^n} 100\%. \quad (57)$$

$G_6 C$ ,  $G_6 \delta$  и  $K_p^n$  определяют по химическому составу топлива и объёмному составу продуктов сгорания;

$t_3$  при опытных поездках получается непосредственным измерением. При составлении прогноза работы проектного паровоза сначала по формуле (34) подсчитываем  $U$ ; затем по формуле (32) или (33) оценивается  $K_0$  и подставляется в формулу (29); отсюда путём пробных подстановок находим  $t_3$ .

В нормально сконструированных паровозных котлах в условиях поездной работы величина  $q_3$  меняется в пределах 10—15%.

## Потеря тепла на наружное охлаждение

$$Q_4 = \psi H_0 (2,2 + 0,21 V^{0,7}) (t_k - t_a)^{1/3} \text{ ккал/час,} \quad (58)$$

где  $\psi$  — коэффициент, характеризующий качество изоляции (табл. 5);

$H_0$  — наружная поверхность котла, омываемая воздухом, в  $m^2$ ;

$V$  — скорость хода поезда в  $км/час$ ;

$t_k$  и  $t_a$  — температура котловой воды и наружного воздуха в  $^{\circ}C$ .

Таблица 5

Значения  $\psi$ 

Род изоляции	$\psi$
Асбестовая или бумажно-асбестовая изоляция толщиной 25—30 мм . . . . .	0,40
Изоляция матрасами из стеклянной ваты	0,48
Котёл обшит; топка под обшивкой имеет асбестовую изоляцию . . . . .	0,61
Котёл только обшит . . . . .	0,83
Котёл не имеет ни обшивки, ни изоляции	1,00

В условиях поездной работы хорошо изолированного котла потеря  $q_4$  составляет от 1 до 4% в зависимости от форсировки.

## Потери тепла на служебные нужды

Эти потери складываются из расходов:

- 1) свежего пара на работу сифона;
- 2) пара на работу насосов тормозного и питательного (если таковой имеется);
- 3) пара на форсунку и подогреватель нефти (для паровозов нефтяного отопления);

4) пара на паровую машину стокера и на распределительную головку стокера.

Сумма служебных потерь тепла:

$$q_5 = \frac{\sum (\lambda_k - \tau)}{B_h K_p^n} 100\%, \quad (59)$$

где  $\sum$  — сумма весовых расходов пара на служебные нужды в  $кг/час$ ;

$\lambda_k$  — теплосодержание котлового пара в  $ккал/кг$ ;

$\tau$  — теплосодержание питательной воды в  $ккал/кг$ .

Для твёрдого топлива (уголь, дрова, торф) при ручном отоплении  $q_5 = 2 \div 3\%$ , при угольном отоплении с помощью стокера  $q_5 = 4 \div 6\%$  и при нефтяном отоплении  $q_5 = 5 \div 8\%$ .

## Полезное тепло. Расчётная производительность котла

Полезным теплом называют тепло, затрачиваемое на приготовление пара, направляемого для работы в паровые цилиндры.

$$Q_1 = B_m (\lambda_{ii} - \tau) \text{ ккал/час,} \quad (60)$$

где  $B_m$  — полезная часовая паропроизводительность котла в  $кг/час$ ;

$\lambda_{ii}$  — теплосодержание рабочего (перегретого) пара в  $ккал/кг$ .

Полная часовая паропроизводительность котла

$$B_k = B_m + \sum_{\text{в}}.$$

Коэффициент полезного действия котла

$$\eta_k = \frac{Q_1}{Q_0} = \frac{B_m (\lambda_{ii} - \tau)}{B_h K_p^n}. \quad (61)$$

Подставляя

$$B_m = Z_m H_k \text{ и } B_h = y R,$$

где  $Z_m$  — полезное напряжение испаряющей поверхности нагрева ( $H_k$ ), т. е. количество килограммов полезного пара, снимаемое с  $1 m^2$  испаряющей поверхности нагрева в течение часа, в  $кг/m^2 \text{ час}$ ;

$y$  — напряжение площади колосниковой решётки в  $кг/m^2 \text{ час}$ ,

получим

$$\eta_k = \frac{Z_m H_k (\lambda_{ii} - \tau)}{y R K_p^n},$$

откуда

$$Z_m = \eta_k y \frac{1}{\frac{H_k}{R} \frac{K_p^n}{\lambda_{ii} - \tau}} \text{ кг/м}^2 \text{ час.} \quad (62)$$

Величины  $\eta_k$  и  $Z_m$  характеризуют экономичность и удельную мощность котла.

Выражение (62) показывает, что при одном и том же количестве и качестве сжигаемого топлива и при одинаковой степени использования топлива в котле  $\eta_k$  с каждого квадратного метра поверхности нагрева можно снять тем больше килограммов пара, чем меньше у данного паровоза отношение  $\frac{H_k}{R}$ .

Расчётная, т. е. наибольшая надёжно реализуемая в течение длительного промежутка

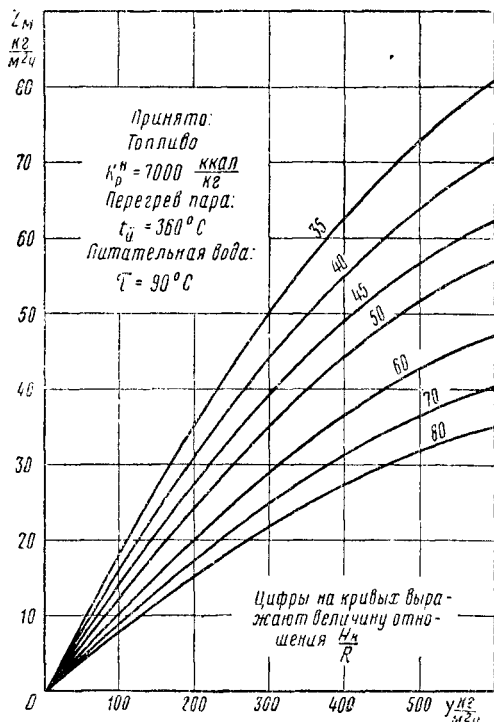
времени, величина паросъёма  $Z_m$  устанавливается опытным путём и для некоторых серий наших паровозов может быть взята из табл. 6.

Таблица 6

Расчётные величины паросъёма

Серия паровоза	Площадь колосниковой решетки $R$ в $m^2$	Испаряющая поверхность нагрева $H_K$ в $m^2$	Расчётное значение $Z_m$ в $кг/м^2 \cdot час$	
			спекающиеся угли	неспекающиеся угли
О	1,85	152,6	32—35	30—32
Щ	2,8	206,1	35—40	32—35
Э <sup>у</sup> , Э <sup>м</sup>	4,46	195,2	50	45
ЕФ	6,0	240,2	55—60	50—55
СО	6,0	229,0	55—60	—
ФД, ИС	7,04	295,2	60—70	55—60
СУ	4,73	197,3	50—55	—

Для назначения расчётного  $Z_m$  у проектных паровозов служит график (фиг. 6). Здесь



Фиг. 6. График для определения полезного напряжения испаряющей поверхности нагрева

представлены полученные теоретическим подсчётом величины  $Z_m$  для разных  $u$  и  $\frac{H_K}{R}$  при следующих частных условиях:  $K_p^n = 7000$  ккал/кг,  $t_u = 360^\circ C$  (температура перегретого пара по выходе из пароперегревателя),  $t = 90^\circ C$  (температура питательной воды).

**Пример пользования графиком.** Допустим, что нам надо дать расчётное значение  $Z_m$  для паровоза, имеющего  $R=5,7$   $m^2$ ,  $H_K=306$   $m^2$ ; рабочее давление пара  $P_K=15$   $атм$ ; температуру перегретого пара  $320^\circ C$ ; топливо—бурый уголь ( $K_p^n=4200$  ккал/кг).

Если загрузку топлива в топку предполагается производить вручную, то, полагая  $\max B_H = 3000$   $кг/час$ , находим:

$$\max u = \frac{3000}{5,7} = 526 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{час};$$

отношение

$$\frac{H_K}{R} = \frac{306}{5,7} = 53,7.$$

Для этих условий по кривым фиг. 6 находим путём интерполяции:

$$Z_m \approx 50 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{час}.$$

Переходя к частным цифрам нашего примера на основании выражения (62), находим

$$Z_m = 50 \cdot \frac{4200}{7000} \cdot \frac{760 - 90}{739 - 15} = 27,8 \approx 28 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{час};$$

в последнем выражении 760 и 739 ккал/кг — величины теплосодержания перегретого пара при температурах  $360$  и  $320^\circ C$ , 15 ккал/кг — теплосодержание питательной воды при  $15^\circ C$  (обычно принимаемая в расчётах температура питательной воды при отсутствии специального агрегата для её подогрева).

#### Заём у котла

Наибольший допустимый размер «займа» у котла на участке тяжёлого профиля соответствует весу слоя воды в котле толщиной 15 см (около  $\frac{3}{4}$  высоты водомерного стекла), нижнее основание которого отстоит на 100 мм от наивысшей точки потолка огневой коробки при горизонтальном расположении продольной оси котла (фиг. 7). Вес этого слоя  $z$   $кг$  определяют или по калибровочной кривой котла или по рабочему чертежу котла.



Фиг. 7. Заём у котла

Наибольшее достигаемое увеличение удельного паросъёма  $\Delta Z\%$  на протяжении отрезка времени прохождения тяжёлого подъёма

$$\Delta Z = \frac{100}{t_{эм}} \cdot \frac{z}{B_m} \cdot \frac{q_K - \tau}{\lambda_{\bar{u}} - \tau} \text{ в } \%, \quad (63)$$

где  $t_{эм}$  — время, в течение которого реализуется заём  $z$ , в часах;

$q_K$  — теплосодержание котловой воды в ккал/кг.

Реальное представление об эффективности займа при различном времени прохождения тяжёлого участка дают цифры табл. 7, составленной по выражению (63) применительно к паровозу серии Э<sup>м</sup>, причём принято:  $\max z = 1630$   $кг$ ;  $B_m = 10000$   $кг/час$ ;  $q_K = 200,7$ ;  $\lambda_{\bar{u}} = 749,6$  (при  $P_K = 15$   $атм$  и  $t_{\bar{u}} = 340^\circ C$ );  $\tau = 15$ ;

$$\Delta Z_m \% = \frac{16300}{10000} \cdot \frac{100}{t_{эм}} \cdot \frac{200,7 - 15}{749,6 - 15} = \frac{4,12}{t_{эм}}.$$

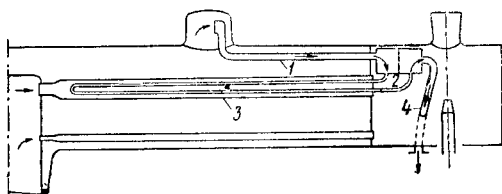
Т а б л и ц а 7  
Эффективность займа у котлов

Продолжительность работы с займом $t_{зм}$ в часах	1,00	0,67	0,50	0,33	0,167
Приращение удельного паросъёма в % $\Delta Z_m$ . . . .	4,12	6,18	8,24	12,36	24,72
Фактический удельный паросъём за период работы с займом $Z'_m$ в $кг/м^3 \text{ час}$ . . .	52,06	53,09	54,12	56,18	62,36

### ПЕРЕГРЕВ ПАРА

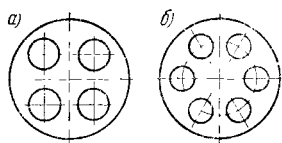
#### РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС КОТЛА С ЖАРОТРУБНЫМ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЕМ

На фиг. 8 изображена схема паровозного пароперегревателя с элементами, расположенными в жаровых трубах. Пар из котла по регуляторной трубе 1 поступает в первую камеру коллектора 2, откуда по ряду трубок отводится в жаровые трубы 3, где он перегревается, и через вторую камеру коллектора отводится по трубам 4 в паровые цилиндры. На фиг. 9—11а изображены элементы пароперегревателя, имеющие распространение на паровозах железнодорожной сети СССР: 1) четырёхходовый двухоборотный и 2) шеститрубный однооборотный.



Фиг. 8. Схема паровозного пароперегревателя

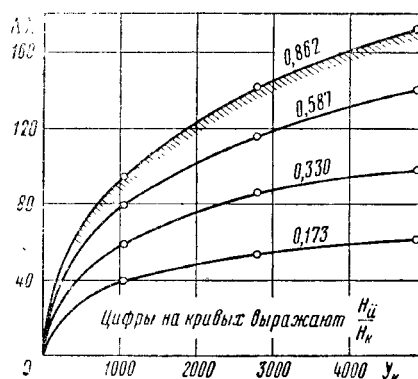
Количество жаровых труб с расположенными в них элементами пароперегревателя в котле современного паровоза доходит до 60; нижняя часть котла заполняется дымогарными трубами.



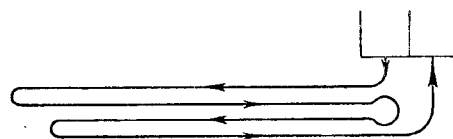
Фиг. 9. Схемы элементов: а—четырёхходовый двухоборотный; б—шеститрубный однооборотный

Перед входом в цилиндрическую часть котла газовый поток разделяется на две порции: доля  $\beta$  газов идёт в жаровые трубы, обслуживая здесь поверхность нагрева самих жаровых труб и расположенных в них паро-

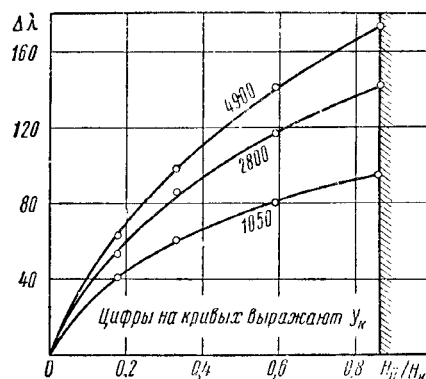
перегревательных элементов и унося остаток тепла в дымовую коробку; оставшая доля газов  $(1 - \beta)$  поступает в дымогарные трубы,



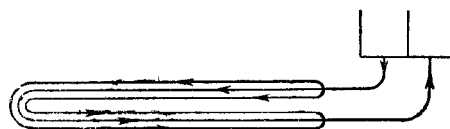
Фиг. 10. Приращение теплосодержания пара  $\frac{H_d}{H_K}$  в пароперегревателе в зависимости от  $u_K$  и  $\frac{H_d}{H_K}$



Фиг. 10а. Четырёхходовый двухоборотный элемент отдавая на пути часть содержащегося в них тепла в котёл, и уходит также в дымовую коробку.



Фиг. 11. Приращение теплосодержания пара  $\frac{H_d}{H_K}$  в пароперегревателе в зависимости от  $u_K$  и  $\frac{H_d}{H_K}$



Фиг. 11а. Шеститрубный однооборотный элемент

Коэффициент  $\beta$  разделения газового потока определяется из условия равенства суммы

гидравлических сопротивлений протеканию газов по дымогарным и жаровым трубам  $\Delta\theta = \Delta_{жс}$ .

$$\beta = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{1,33 b + 0,96 c}{a}}}, \quad (64)$$

где

$$a = \frac{l_{\theta}}{d_{\theta} \Omega_{\theta}^2};$$

$$b = \frac{l_{жс'}}{d_{жс'} \Omega_{жс'}^2};$$

$$c = \frac{l_{жс''}}{d_{жс''} \Omega_{жс''}^2}.$$

Здесь  $l_{\theta}$ ,  $l_{жс'}$  и  $l_{жс''}$  — длины дымогарных, первых и вторых участков жаровых труб в м;

$\Omega_{\theta}$ ,  $\Omega_{жс'}$  и  $\Omega_{жс''}$  — живые сечения всех дымогарных труб, первых и вторых участков всех жаровых труб в м<sup>2</sup>;

$d_{\theta}$  и  $d_{жс'}$  — диаметры дымогарной и первого участка жаровой трубы в м;

$d_{жс''}$  — гидравлический диаметр второго участка жаровой трубы в м.

Гидравлический диаметр второго участка жаровой трубы

$$d_{жс''} = \frac{d_{жс'}^2 - n_3 d_3^2}{d_{жс'} + n_3 d_3} \text{ м},$$

где  $d_{жс'}$  — внутренний диаметр второго участка жаровой трубы в м;

$d_3$  — внешний диаметр трубки перегревателя в м;

$n_3$  — число трубок элемента, попадающих в сечение, в шт.

При приближённых расчётах величину  $\beta$  можно определить по формуле

$$\beta = \frac{\Omega_{жс''}}{\Omega_{жс''} + \Omega_{\theta}}. \quad (65)$$

#### РАБОТА ГАЗОВОГО ПОТОКА В ДЫМОГАРНЫХ ТРУБАХ

Для расчёта тепловой работы газового потока в дымогарных трубах имеются следующие уравнения:

а) уравнение теплопередачи

$$(1 - \beta) \left[ (M + 2Nt_k) \ln \frac{t_2^{\theta} - t_k}{t_3^{\theta} - t_k} + 2N \left( \frac{\theta}{2} - t_3^{\theta} \right) \right] = K_{\theta} H_{\theta}; \quad (66)$$

б) коэффициента теплопередачи

$$K_{\theta} = 5,94 U_{\theta}^{0,9} \text{ в ккал/м}^2 \text{час } ^{\circ}\text{C}; \quad (67)$$

в) весовой скорости газового потока

$$U_{\theta} = (1 - \beta) \frac{(L_0 \alpha + 1) \mu B_h}{3600 \Omega_{\theta}} \text{ кг/м}^2 \text{сек}. \quad (68)$$

При проектировании нового паровоза, наметив число и размеры труб, из уравнения (68) находят  $U_{\theta}$ , по уравнению (67) оценивают  $K_{\theta}$ , из уравнения (66) находят ожидаемую степень охлаждения газов  $t_3^{\theta}$  при заранее выбранной  $H_{\theta}$  или же, задаваясь температурой  $t_3^{\theta}$ , определяют необходимую и достаточную величину  $H_{\theta}$  для охлаждения газов до принятой температуры.

Тепло, отдаваемое в котёл через поверхность дымогарных труб,

$$Q_{\theta} = (1 - \beta) [M(t_2^{\theta} - t_3^{\theta}) + N(t_2^{\theta} - t_3^{\theta})] \text{ ккал/м}^2 \text{час}. \quad (69)$$

#### ЖАРОВЫЕ ТРУБЫ ДО ЭЛЕМЕНТОВ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ

Расчёт первого участка жаровых труб производится на основании уравнений:

а) теплопередачи на первом участке жаровой трубы

$$\beta \left[ (M + 2Nt_k) \ln \frac{t_2^{жс} - t_k}{t_A - t_k} + 2N(t_2^{жс} - t_A) \right] = K_{жс'} H_{жс'}; \quad (70)$$

б) коэффициента теплопередачи

$$K_{жс'} = 6,0 U_{жс'}^{0,9} \text{ ккал/м}^2 \text{час } ^{\circ}\text{C}; \quad (71)$$

в) весовой скорости газового потока

$$U_{жс'} = \beta \frac{(L_0 \alpha + 1) \mu B_h}{3600 \Omega_{жс'}} \text{ кг/м}^2 \text{сек}. \quad (72)$$

Порядок расчёта тот же, что и в предыдущем случае; длину  $l_{жс'}$  выбирают в пределах от 0,3 до 0,5 м.

Тепло, отдаваемое в котёл через поверхность  $H_{жс'}$ ,

$$Q_{жс'} = \beta [M(t_2^{жс} - t_A) + N(t_2^{жс'} - t_A^2)] \text{ ккал/час}. \quad (73)$$

#### ЖАРОВЫЕ ТРУБЫ В ОБЛАСТИ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ

$Q_3$  и  $Q_{ж}$  — тепло, отдаваемое через поверхность жаровых труб в котёл и через пароперегревательную поверхность перегреваемому пару, в ккал/час;

$t_{жс''}$  — средняя температура газов в жаровых трубах в  $^{\circ}\text{C}$ ;

$$t_{жс''} = \frac{t_A - t_3^{жс}}{\ln \frac{t_A - t_k}{t_3^{жс} - t_k}} + t_k; \quad (74)$$

$K_{жс''}$ ,  $K_{ж}$  — коэффициенты теплопередачи для жаровых и пароперегревательных труб в ккал/м<sup>2</sup>час $^{\circ}\text{C}$ ;



$K_{cp} = \frac{K_{ж''} + K_{\bar{u}}}{2}$  — усреднённая величина коэффициента теплопередачи в  $\text{ккал}/\text{м}^2\text{час}^\circ\text{C}$ ;

$\beta' = \frac{Q_{\bar{u}}}{Q_{\bar{u}} + Q_3}$  — доля тепла от общего количества тепла, теряемого газами на втором участке жаровой трубы, приходящаяся на пароперегреватель.

Уравнение теплопередачи для испаряющей поверхности  $H_{ж''}$

$$\beta(1 - \beta') \left[ (M + 2Nt_k) \ln \frac{t_A - t_k}{t_3^{ж} - t_k} + 2N(t_A - t_3^{ж}) \right] = K_{cp} H_{ж''}. \quad (75)$$

Уравнение теплопередачи для пароперегревательной поверхности

$$\frac{Q_{\bar{u}}}{K_{cp} H_{ж''} - \frac{t_{\bar{u}} - t_k}{2}} = K_{cp} H_{\bar{u}}. \quad (76)$$

Тепло, расходуемое на осушку и перегрев пара,

$$Q_{\bar{u}} = \beta' \left[ M(t_A - t_3^{ж}) + N(t_A^2 - t_3^{ж2}) \right] \text{ ккал/час}. \quad (77)$$

Весовая скорость газового потока

$$U_{ж''} = \beta \frac{(L_0 \alpha + 1) \mu B_h}{3600 \Omega_{ж''}} \text{ кг/м}^2 \text{ сек}. \quad (78)$$

Ввиду отсутствия надёжных измерений степени сухости пара, поступающего в элементы пароперегревателя, эмпирические формулы могут быть даны только для оценки усреднённой величины  $K_{cp}$  (в уравнениях (75) и (76) фигурирует усреднённая величина  $K_{cp}$  вместо величины  $K_{ж''}$  и  $K_{\bar{u}}$ ).

Формулы для оценки  $K_{cp}$  [при угольном отоплении:

а) двухоборотный четырёхходовой элемент

$$K_{cp} = 5,62 U_{ж''}^{0,9} \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}; \quad (79)$$

б) шеститрубный однооборотный элемент

$$K_{cp} = 6,50 U_{ж''}^{0,9} \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}; \quad (80)$$

в) мелкотрубный элемент

$$K_{cp} = 4,30 U_{ж''}^{0,9} \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}. \quad (81)$$

Для нефтяного отопления:

а) двухоборотный четырёхходовой элемент

$$K_{cp} = 8,00 U_{ж''}^{0,65} \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}; \quad (82)$$

б) шеститрубный однооборотный элемент

$$K_{cp} = 9,57 U_{ж''}^{0,65} \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}. \quad (83)$$

При проектных расчётах придерживаются следующего порядка:

1) задаются произвольным значением температуры  $t_3^{ж}$  и из уравнения (75) определяют  $\beta'$ ;

2) по выражению (77) подсчитывают  $Q_{\bar{u}}$ ;

3) определяют

$$Q_3 = Q_{\bar{u}} \frac{1 - \beta'}{\beta'} \text{ ккал/час}; \quad (84)$$

4) определяют суммарное количество тепла  $\Sigma Q$ , передаваемое в котёл,

$$\Sigma Q = Q_m + Q_d + Q_{ж'} + Q_3 \text{ ккал/час}; \quad (85)$$

5) оценивая  $Q_4$  по выражению (58) или принимая эту потерю равной от  $0,01 B_h K_p^H$  до  $0,02 B_h K_p^H$ , вычитают её из  $\Sigma Q$  и получают

количество тепла, затрачиваемое на паробразование,

$$Q_k = \Sigma Q - Q_4 \text{ ккал/час};$$

6) находят ожидаемую величину полной часовой паропроизводительности котла:

$$B_k = \frac{Q_k}{\lambda_k - \tau} \text{ кг/час},$$

где  $\lambda_k$  — теплосодержание котлового пара в  $\text{ккал/кг}$ , определяемое по термодинамическим таблицам при данном котловом давлении ( $p_k$ ) и степени сухости пара  $x$ , принимают  $x = 0,97 \div 0,98$ ;

$\tau$  — теплосодержание питательной воды, численно равное её температуре, в  $\text{ккал/кг}$ ;

7) оценивается полезная паропроизводительность котла:

$$B_m = \xi_b B_k,$$

где

$$\xi_b = \frac{100 - q_b}{100};$$

8) подсчитывается  $\Delta \lambda = \frac{Q_{\bar{u}}}{B_m} \text{ ккал/кг}$ ; тепло-содержание перегретого пара

$$\lambda_{\bar{u}} = \lambda_k + \Delta \lambda \text{ ккал/кг};$$

9) по таблицам или по  $I - S$ -диаграмме находят температуру перегретого пара  $t_{\bar{u}}$ ;

10) подсчитывают числовое значение левой части выражения (76).

Если это значение получается равным или близким (с приближением до 0,5%) к заранее подсчитанной величине правой части, где  $K_{cp}$  берётся по одной из эмпирических формул (79) — (83), то расчёт считается правильным; в противном случае задаются иным значением  $t_3^{ж}$  и повторяют расчёт до удовлетворительного совпадения величин правой и левой частей выражения (76).

Полученный результат не является окончательным, так как он получен для усреднённой величины коэффициента теплопередачи, притом без учёта неизбежной радиации поверхности пароперегревательных трубок на холодные стенки жаровых труб, играющих роль экрана.

Выясняем индивидуальные величины коэффициентов теплопередачи от газов воде ( $K_{жс}^{\circ}$ ) и перегретому пару ( $K_{п}^{\circ}$ ).

Коэффициент теплоперевода от наружной поверхности жаровых труб к воде принимаем  $\alpha_2 = 4000 \text{ ккал/м}^2\text{час}^{\circ}\text{С}$ ; коэффициент теплоперевода от внутренней поверхности пароперегревательных труб к протекающему пару оцениваем по формулам:

для четырёхходового двухоборотного элемента

$$\alpha_2' = 11,71 U_{п}^{0,8};$$

для шеститрубного однооборотного элемента (Чусова)

$$\alpha_2' = 12,55 U_{п}^{0,8};$$

для мелкотрубного элемента

$$\alpha_2' = 12,03 U_{п}^{0,8}.$$

Величина коэффициента теплоперевода  $\alpha_1$  от газов к стенкам жаровых и пароперегревательных труб подбирается при условии, чтобы

$$\frac{K_{жс}^{\circ} + K_{п}^{\circ}}{2} = K_{ср}.$$

При этом

$$K_{жс}^{\circ} = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}; \quad K_{п}^{\circ} = \frac{\alpha_1 \alpha_2'}{\alpha_1 + \alpha_2'}.$$

Подсчитывая после этого произведения  $H_{жс} K_{жс}^{\circ}$  и  $H_{п} K_{п}^{\circ}$ , вводим их в уравнения (75) и (76) вместо усреднённых условных произведений  $H_{жс} K_{ср}$  и  $H_{п} K_{ср}$  и, пользуясь указанным выше методом, решаем систему уравнений (75) — (77) вновь, получая в результате цифры второго приближения.

Следующим и окончательным этапом исследования является введение поправок на радиацию наружной поверхности пароперегревательных трубок.

Под влиянием этого явления температура перегретого пара ( $t_{п}$ ), а также и температура уходящих газов ( $t_3^{\circ}$ ) несколько понизятся по сравнению с цифрами предыдущего, второго приближения. Ориентировочная оценка этих поправок может быть произведена по формулам:

$$\Delta t_3^{\circ} = 14 \frac{H_{п}}{H_{к}} - 2^{\circ}\text{С}; \quad (86)$$

$$\Delta t_{п} = 84 \frac{H_{п}}{H_{к}} - 12,6^{\circ}\text{С}. \quad (87)$$

Наметив таким образом новые ориентировочные значения температур  $t_3^{\circ}$  и  $t_{п}$ , определяем средние температуры газов и пара:

$$t_{жс}^{\circ} = \frac{t_A - t_3^{\circ}}{t_A - t_{к}} + t_{к};$$

$$\ln \frac{t_{жс}^{\circ} - t_{к}}{t_3^{\circ} - t_{к}}$$

$$t_n = \frac{t_{п} + t_{к}}{2}.$$

Температуры стенок (средние) жаровой трубы и элемента:

$$\theta = t_{жс}^{\circ} - \frac{K_{жс}^{\circ}}{\alpha_1} (t_{жс}^{\circ} - t_{к})^{\circ}\text{С}; \quad (88)$$

$$\theta' = t_{жс}^{\circ} - \frac{K_{п}^{\circ}}{\alpha_1} (t_{жс}^{\circ} - t_n)^{\circ}\text{С}. \quad (89)$$

Тепло, передаваемое излучением поверхности пароперегревательных элементов на стенки жаровых труб,

$$Q_L = 4,96 \cdot \varepsilon_{ст} \varphi H_{п} \times$$

$$\times \left[ \left( \frac{\theta' + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{\theta + 273}{100} \right)^4 \right] \text{ккал/час}, \quad (90)$$

где  $\varepsilon_{ст} = 0,8$  и  $\varphi$  — угловой коэффициент облучения, т. е. средний коэффициент видимости стенок жаровой трубы из различных точек поверхности пароперегревательных трубок.

Этот коэффициент равен для элементов шеститрубного однооборотного (Чусова) — 0,625, для четырёхходового двухоборотного — 0,660 и мелкотрубного — 0,863.

Поправки  $\Delta K$ :

$$\Delta K_{жс} = + \frac{Q_L}{H_{жс} (t_{жс}^{\circ} - t_{к})} \text{ккал/м}^2\text{час}^{\circ}\text{С}; \quad (91)$$

$$\Delta K_{п} = - \frac{Q_L}{H_{п} (t_{жс}^{\circ} - t_n)} \text{ккал/м}^2\text{час}^{\circ}\text{С}. \quad (92)$$

Новые значения коэффициентов теплопередачи:

$$K_{жс}^{\circ} = K_{жс}^{\circ} + \Delta K_{жс} \text{ккал/м}^2\text{час}^{\circ}\text{С}; \quad (93)$$

$$K_{п}^{\circ} = K_{п}^{\circ} - \Delta K_{п} \text{ккал/м}^2\text{час}^{\circ}\text{С}. \quad (94)$$

Подсчитывая произведения  $K_{жс}^{\circ} H_{жс}^{\circ}$  и  $K_{п}^{\circ} H_{п}^{\circ}$  и подставляя их в уравнения (75) и (76), решаем ещё раз систему уравнений (75) — (77) и находим окончательные значения всех факторов ожидаемой тепловой работы котла —  $t_3^{\circ}$ ,  $\beta'$ ,  $Q_{ж}$ ,  $Q_{п}$ ,  $B_m$ ,  $\Delta\lambda$ ,  $\lambda_{п}$ ,  $t_{п}$ .

Изложенный метод исследования вполне универсален и применим для любых частных условий проекта.

#### ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА РАБОТУ ПЕРЕГРЕВНОГО ПАРОВОЗА

В качестве объекта исследования взят паровозный котёл со следующей характеристикой:

$$R = 5,7 \text{ м}^2; H_m = 22,8 \text{ м}^2.$$

Котёл имеет 48 жаровых труб 125/133 мм и 218 дымогарных 46/51 мм; длина труб  $l = 5,15 \text{ м}$ ;  $l_{жс}^{\circ} = 0,5 \text{ м}$ ; пароперегреватель с четырёхходовым двухоборотным элементом при трубках 29/36 мм;

$$H_{к} = 305,8 \text{ м}^2; H_{п} = 100,9 \text{ м}^2.$$

Поверхности, омываемые газами,

$$H_{\theta} = 162,2 \text{ м}^2; H_{жс}^{\circ} = 9,4 \text{ м}^2;$$

$$H_{жс}^{\circ} = 87,6 \text{ м}^2.$$

Площади газового прохода:

$$\begin{aligned}\Omega_{\partial} &= 0,362 \text{ м}^2; \quad \Omega_{жс} = 0,377 \text{ м}^2; \\ \Omega_{жс''} &= 0,393 \text{ м}^2; \quad \Omega_{\bar{u}} = 0,0315 \text{ м}^2; \\ d_{жс} &= 38,8 \text{ мм}; \quad \beta = 0,506; \\ P_K &= 15 \text{ атм}; \quad t_K = 197^\circ \text{С}; \\ x_K &= 0,98; \quad i_K = 661,1 \text{ ккал/кг}; \\ \tau &= 15^\circ \text{С}; \quad t_g = 0^\circ \text{С}; \\ Q_4 &= 0,015 Q_0; \quad \omega_0 = 0,05 B_K.\end{aligned}$$

Уголь марки ПЖ:

$$73,3 \text{ СР} + 4,3 \text{ НР} + 2,4 \text{ ОР} + 0,8 \text{ НР} + 1,7 \text{ СР} + 4,0 \text{ ВР} + 13,5 \text{ АР},$$

$$K_p^H = 7000 \text{ ккал/кг}; \quad L_0 = 9,71 \text{ кг/кг}.$$

Режим работы:

$$y = 400 \text{ кг/м}^2 \text{ час}; \quad \alpha = 1,20.$$

Работа топки:

$$\begin{aligned}\mu &= 0,8587; \quad \mu B_{\bar{u}} = 1958 \text{ кг/час}; \\ CO_2 &= 14,05\%; \quad CO = 1,27\%; \quad O_2 = 4,20\%; \\ M &= 5831; \quad N = 0,6444;\end{aligned}$$

$$\frac{\mu B_h K_p^H}{H_m} = 601100 \text{ ккал/м}^2 \text{ час};$$

$$\begin{aligned}t_2 &= (4200 - 600 \cdot 1,2) \times \\ &\times \sqrt{\frac{601100 + 215}{601100 + 2000}} = 1242^\circ \text{С};\end{aligned}$$

$$Q_0 = 2280 \cdot 7000 = 15960000 \text{ ккал/час};$$

$$\begin{aligned}Q_m &= 15960000 \left( 1 - \frac{14,17 + 4,33}{100} \right) - \\ &- (5831 \cdot 1242 + 0,6444 \cdot 1242^2) = \\ &= 4783000 \text{ ккал/час}.\end{aligned}$$

#### Влияние длины $l$ труб на работу паровоза

Рабочий процесс газов в дымогарных и жаровых трубах проработан для данного паровоза, топлива и режима топки, а также для ряда вариантов с длиной труб  $l = 4,12$ ;  $5,15$ ;  $7,72$  и  $10,3$  м, но при неизменной величине  $H_K$  и  $H_{\bar{u}}$ .

Результаты сравнительного анализа сведены в табл. 8.

Таблица 8

Влияние длины труб на работу паровоза

Показатели	Единицы измерения	l в мм			
		4,12	5,15	7,72	10,3
Число дымогарных труб	шт.	273	218	145	109
Число жаровых труб	шт.	60	48	32	24
$t_2$ . . . . .	°С	370	314	243	216
$B_m$ . . . . .	кг/час	13807	14220	14767	14996
$\Delta h$ . . . . .	ккал/час	82,8	85,4	86,9	86,0
$t_{\bar{u}}$ . . . . .	°С	329	334	337	335
$B_h$ . . . . .					
$\frac{B_m}{B_h} V_{\bar{u}}$ . .	кг/м³	0,896	0,862	0,827	0,815
$\Delta_{mp}$ . . . . .	мм вод. ст.	23	39	103	203

Все варианты проработаны изложенным выше методом.

$\frac{B_h}{B_m} V_{\bar{u}}$  — расход угля на приготовление 1 м³ рабочего пара в кг/м³; эту величину принимают за измеритель экономичности работы паровоза.

Газовое сопротивление трубчатой части котла, определяемое по формуле,

$$\Delta_{mp} = 1,65 \frac{l}{r^{1,27}} \frac{U_{mp}^{1,65}}{\gamma_{mp}} \text{ мм вод. ст.},$$

где  $l$  — длина труб в м;

$r$  — гидравлический радиус цилиндрической части котла в мм;

$$r = \frac{r_{\partial} + r_{жс''}}{2},$$

где

$$r_{\partial} = \frac{d_{\partial}}{4} \text{ мм};$$

$$r_{жс''} = \frac{d_{жс''}^2 - n_3 d_3^2}{4(d_{жс''} + n_3 d_3)}.$$

Средняя весовая скорость газового потока в пределах цилиндрической части котла

$$U_{mp} = \frac{(L_0 \alpha + 1) \mu B_h}{3600 (\Omega_{\partial} + \Omega_{жс''})} \text{ кг/м}^2 \text{ сек}.$$

Средний объемный вес продуктов сгорания в пределах цилиндрической части котла

$$\gamma_{mp} = \frac{10330}{29,27 \left( \frac{t_2 - t_3}{\ln \frac{t_2 - t_K}{t_3 - t_K}} + t_K + 273 \right)} \text{ кг/м}^3$$

Данные табл. 8 показывают, что увеличение  $l$  представляет некоторую (небольшую) выгоду с точки зрения экономичности работы котла, но увеличивает газовое сопротивление; температура перегрева пара почти не зависит от  $l$ . В общем можно сказать, что в известных пределах выбор длины труб с тепловой точки зрения безразличен и может быть представлен на усмотрение конструктора.

#### Влияние диаметра труб

Табл. 9 и 10 иллюстрируют для того же паровоза, топлива и режима влияние на работу паровоза диаметра дымогарных и пароперегревательных труб.

Табл. 9 показывает, что уменьшение диаметра дымогарных труб с тепловой точки зрения на перегревном паровозе всегда выгодно. Однако чрезмерное уменьшение  $d_{\partial}$  ведёт к быстрому засорению труб уносимой мелочью. Практика паровозостроения выработала правило, по которому наружный диаметр дымогарных труб не должен быть меньше  $\frac{l}{100}$  мм.

Табл. 10 показывает, что применяемый диаметр трубок при четырёхоборотном двухходовом элементе (29/36 мм) является для жаровых труб диаметром 125/133 мм наилучшим и отступления от него в ту или иную сторону нецелесообразны.

Таблица 9  
Влияние диаметра дымогарных труб на работу паровоза

Показатели	Единицы измерения	Диаметр дымогарных труб $d_d$ в мм				
		0	40/45	46/51	51/57	60/65
$n_d$ . . .	шт.	—	247	218	195	171
$\beta$ . . . . .	—	1	0,565	0,506	0,472	0,405
$t_s$ . . . . .	°C	356	300	314	330	365
$B_m$ . . . . .	кг/час	12 902	14 174	14 220	14 186	14 046
$\Delta\lambda$ . . . . .	ккал/кг	150,6	93,5	85,4	80,9	71,9
$t_d$ . . . . .	°C	463	350	334	326	308
$B_h$ . . . . .	кг/м³	0,773	0,840	0,862	0,878	0,916
$\frac{B_m}{B_h}$ Vд	мм вод. ст.	142	50	42	37	29
$\Delta m$ . . . . .	мм вод. ст.	142	50	42	37	29

Таблица 10  
Влияние диаметра пароперегревательных трубок на работу паровоза

Показатели	Единицы измерения	Диаметр пароперегревательных трубок $d_d$ в мм			
		0	24/30	29/36	35/42
$H_d$ . . . . .	м²	0	84,1	100,9	117,7
$\beta$ . . . . .	—	0,675	0,569	0,506	0,429
$t_s$ . . . . .	°C	544	360	314	288
$B_m$ . . . . .	кг/час	13 524	13 849	14 220	14 529
$\Delta\lambda$ . . . . .	ккал/кг	—	84,8	85,4	79,8
$t_d$ . . . . .	°C	—	333	334	324
$B_h$ . . . . .	кг/м³	1,265	0,887	0,862	0,861
$\frac{B_m}{B_h}$ Vд	мм вод. ст.	16	33	39	55
$\Delta m$ . . . . .	мм вод. ст.	16	33	39	55

#### Влияние температуры питательной воды

Помимо основного варианта ( $\vartheta = 15^\circ\text{C}$ ), в табл. 11 приведены результаты подсчетов для  $\vartheta = 60, 100$  и  $140^\circ\text{C}$ .

Таблица 11  
Влияние температуры питательной воды на работу паровоза

Показатели	Единицы измерения	Температура питательной воды $\vartheta$ в °C			
		15	60	100	140
$t_s$ . . . . .	°C	314	313	312	311
$B_m$ . . . . .	кг/час	14 220	15 256	16 320	17 463
$\Delta\lambda$ . . . . .	ккал/кг	85,4	81,0	77,0	72,6
$t_d$ . . . . .	°C	334	326	318	310
$B_h$ . . . . .	кг/м³	0,862	0,816	0,773	0,735
$\frac{B_m}{B_h}$ Vд	мм вод. ст.	0	5,3	10,3	14,7
$\Delta m$ . . . . .	%	0	5,3	10,3	14,7

Несмотря на неизбежное снижение перегрева пара, сопутствующее подогреву воды, подогрев воды даёт весьма ощутимую экономию топлива.

Необходимо в ближайшее время ликвидировать отставание в этом отношении нашей

паровозной техники и внедрить на сети дорог СССР рациональные типы водоподогревательных устройств.

#### Влияние системы элементов пароперегревателя

В табл. 12 и 13 даны результаты сравнительного исследования жаротрубного пароперегревателя с элементами: 1) четырёхходовым двухоборотным, 2) шеститрубным одноходовым (Чусова), 3) мелкотрубным и 4) шеститрубным одноходовым Л-40 (с жаровыми трубами  $\varnothing 143/152$  мм и шеститрубным пароперегревателем  $\varnothing 24/30$  мм).

Сравнение первых двух систем произведено для котла, приведённого в предыдущих примерах; мелкотрубный и Л-40 обследованы и сопоставлены друг с другом на примере паровоза серии ФД при отоплении углём марки Д ( $y = 400$ ;  $\alpha = 1,20$ ).

Табл. 12 показывает некоторое преимущество шеститрубного элемента Чусова по сравнению с четырёхходовым элементом: благодаря удачной компоновке диаметров жаровых и пароперегревательных труб элемент Чусова даёт большую площадь для газового прохода в жаровой трубе при одинаковой поверхности пароперегревательных трубок на погонный метр длины элемента; как следствие этого — большая доля  $\beta$  газов и более высокий пароперегрев. Тем не менее, в жаровых трубах с внутренним диаметром 125 мм более надёжным является четырёхходовой элемент, в меньшей степени подверженный перегоранию при плохом качестве питательной воды. В жаровых же трубах увеличенного диаметра (131/140 и 143/152 мм), допускающих установку шеститрубного элемента с трубками диаметром 24/30 мм, этот тип элемента является более рентабельным.

Табл. 13 показывает значительно более высокие качества пароперегревателя типа Л-40 (6 трубок 24/30 мм в жаровой трубе 143/152 мм) по сравнению с мелкотрубным элементом (две трубки 24/30 в жаровой трубе 82,5/89 мм). Достижимая чистая экономия топлива от замены мелкотрубного пароперегревателя шеститрубным пароперегревателем типа Л-40 на паровозах серии ФД даёт экономию топлива.

$$\mathcal{E}_m = \frac{1,107 - 1,071}{1,107} 100 = 3,3\%.$$

Таблица 12  
Влияние системы элементов пароперегревателя на работу паровоза

Показатели	Единицы измерения	Система элемента	
		четырёхходовой двухоборотный	шеститрубный однооборотный (Чусова)
$\beta$ . . . . .	—	0,506	0,562
$t_s$ . . . . .	°C	314	315
$B_m$ . . . . .	кг/час	14 220	14 043
$\Delta\lambda$ . . . . .	ккал/кг	85,4	94,6
$t_d$ . . . . .	°C	334	352
$B_h$ . . . . .	кг/м³	0,862	0,845
$\frac{B_m}{B_h}$ Vд	мм вод. ст.	39	31
$\Delta m$ . . . . .	мм вод. ст.	39	31

Таблица 13  
Влияние системы элементов пароперегревателя  
на работу паровоза

Показатели	Единицы измерения	Система элемента	
		мелко- трубный	широко- трубный (Л-40)
$R$ . . . . .	$M^2$	7,04	7,04
$H_K$ . . . . .	$M^2$	295,2	248,4
$H_{\dot{u}}$ . . . . .	$M^2$	134,2	124,3
$\frac{H_{\dot{u}}}{H_K}$	—	0,456	0,501
$\beta$ . . . . .	—	0,830	0,700
$B_H$ . . . . .	$кг/час$	2 816	2 816
$t_o$ . . . . .	$^{\circ}C$	353	367
$B_M$ . . . . .	$кг/час$	12 513	12 017
$\Delta\lambda$ . . . . .	$ккал/час$	115,8	139,0
$t_{\dot{u}}$ . . . . .	$^{\circ}C$	385	432
$\frac{B_H}{B_M} V_{\dot{u}}$	$кг/м^3$	1,107	1,071
$\Delta t_{pr}$ . . . . .	$мм$ вод. ст.	91	55

На основе произведённых сравнительных расчётов можно оценить влияние системы пароперегревателя на степень перегрева пара величиной отношений  $\Delta\lambda$ :

для шеститрубного однооборотного элемента (Чусова)

$$\xi' = \frac{(\Delta\lambda)_4}{(\Delta\lambda)_{ш}} = \frac{94,6}{85,4} = 1,108;$$

для мелкотрубного элемента  $\xi' = 0,909$ ;

для элемента Л-40  $\xi' = 1,056$ .

В обоих последних случаях вместе с системой пароперегревателя был изменён и диаметр дымогарных труб (51/57 мм вместо 46/51 мм).

#### Влияние относительных размеров пароперегревателя на степень перегрева пара

В двойных графах табл. 14 даны температуры перегретого пара  $t_d$  и  $\Delta\lambda$ , полученные при испытании различных серий паровозного парка СССР на угольном отоплении при

Таблица 14  
Сравнение температур перегретого пара в различных сериях паровозов

Серии паровоза	у <sub>к</sub> в тыс. ккал/м <sup>2</sup> час								Система элемента	$\frac{H_d}{H_K}$	$P_{ката}$
	500	1 000	1 500	2 000	2 500	3 000	3 500	4 000			
Оп	233° 32,9	259° 47,8	274° 55,8	283° 60,8	291° 65,0	296° 67,8	299° 69,4	300° 69,9	Четырёхходовый двухоборотный	0,209	12,5
Щп	299° 28,8	253° 45,2	272° 55,2	282° 60,8	287° 63,4	290° 65,0	—	—	То же	0,235	13,0
Эш	231° 31,6	253° 45,2	264° 50,8	272° 55,0	275° 56,8	277° 58,1	—	—	То же	0,239	13,0
Сум	258° 46,3	299° 67,6	320° 78,5	330° 84,0	337° 87,6	340° 89,2	344° 91,3	345° 91,9	Чусова	0,344	14,0
Эм	241° 35,1	277° 55,0	303° 63,8	323° 79,6	335° 85,8	343° 89,9	348° 92,5	350° 93,7	Четырёх- оборотный двухходовый	0,309	15,0
Эр	265° 43,4	300° 67,4	324° 79,9	333° 87,4	347° 92,0	352° 94,7	355° 96,2	357° 97,2	Чусова	0,301	15,0
Со	263° 47,4	310° 72,8	341° 88,8	357° 97,2	367° 102,3	371° 104,5	374° 106,0	375° 106,5	Четырёх- ходовый двухоборотный	0,409	15,0
Экм	277° 42,2	310° 72,8	340° 87,4	362° 98,8	378° 107,5	388° 113,1	394° 116,2	399° 118,7	То же	0,540	15,0
2-С-2	238° 59,4	328° 81,4	357° 95,2	378° 107,1	394° 115,3	407° 121,9	417° 126,8	426° 131,3	Л-40	0,505	16,0
ФД	253° 41,6	293° 61,8	321° 77,2	340° 87,6	354° 94,8	365° 100,1	372° 104,7	377° 106,6	Мелкотруб- ный	0,457	16,0
ИС	252° 41,2	292° 61,3	319° 76,2	335° 86,0	352° 93,8	360° 97,9	366° 101,1	368° 102,1	То же	0,457	16,0
ФДш	302° 67,7	343° 89,1	363° 101,7	382° 109,2	395° 115,8	404° 120,4	412° 124,3	416° 126,3	Л-40	0,493	16,0

различных тепловых напряжениях колосниковой решётки

$$y_k = \frac{B_h K_p^n}{1000 R}$$

Приведённые в табл. 14 паровозы, помимо величины отношения  $\frac{H_{\dot{u}}}{H_k}$ , являющейся главным фактором влияния на степень перегрева пара в паровозе с жаротрубным пароперегревателем, разнятся друг от друга и по целому ряду других величин (длина и диаметр труб,  $\frac{H_{\dot{u}}}{R}$ , тип пароперегревательного элемента и т. п.). Поэтому выявить по результатам их испытания влияние каждого отдельного фактора на степень перегрева пара очень трудно. Гораздо более надёжным является путь сравнительного теоретического исследования работы ряда вариантов одного и того же паровоза, но с различной величиной отношения  $\frac{H_{\dot{u}}}{H_k}$  или какого-нибудь иного фактора.

Результаты подобного анализа работы вариантов паровоза с  $R=5,7 \text{ м}^2$  и  $H_k=305,6 \text{ м}^2$  приведены в табл. 15 для  $y_k=2800$  в тыс. ккал/м<sup>2</sup>час.

Данные табл. 15, а также результаты аналогичных подсчётов для других  $y_k$  нанесены в виде кривых на фиг. 10 и 11.

Кривые эти являются расчётными для определения  $\frac{H_{\dot{u}}}{H_k}$  по заданной температуре  $t_{\dot{u}}$ .

Надо помнить, что кривые эти справедливы для следующих данных:  $l=5,15 \text{ м}$ ;  $d_{\dot{o}}=46/51 \text{ мм}$ , пароперегреватель с четырёхходовым двухоборотным элементом  $d_{\dot{u}}=29/36 \text{ мм}$ ;

$$\frac{H_k}{R} = \frac{305,6}{5,7} = 53,6 \text{ и } \vartheta = 15^\circ \text{С.}$$

Табл. 16. даёт величины поправочных коэффициентов  $\xi$ , на которые надо разделить проектную величину  $\Delta\lambda$ , если данные проектного паровоза отличаются от указанных.

Таблица 16

Величина поправочных коэффициентов

$\vartheta$ $\xi_{\vartheta}$	15° 1	60° 0,948	100° 0,902	140° 0,850			
$l$ $\xi_{II}$	4,0 0,975	5,15 1	6,0 1,013	8,0 1,019			
$d_{\dot{o}}^{\text{внутр}}_{40}$ $\xi_{III}$	1,095	46 1	51 0,948	60 0,840			
$d_{\dot{u}}^{\text{наруж}}_{24}$ $\xi_{IV}$	0,940	30 0,990	36 1	42 0,935			
$\frac{H_{\kappa}}{R}$	35	40	45	53,6	60	70	80
$\xi V$	1,105	1,063	1,033	1	0,981	0,965	0,959

Пример расчёта. Определить  $\frac{H_{\dot{u}}}{H_k}$  для расчётного теплонапряжения  $y_k=3000$ .

Паровоз имеет  $l=5,8 \text{ м}$ ,  $d_{\dot{o}}=51/57 \text{ мм}$ ; пароперегреватель с элементами типа Л-40;  $\frac{H_k}{R}=36$ ; по-

догрев воды до  $\vartheta=100^\circ \text{С}$ . Заданная степень перегрева пара при заданной форсировке  $\Delta\lambda=100 \text{ ккал/кг}$ .

По табл. 16:  $\xi_{\vartheta}=0,902$ ;  $\xi' = 1,010$ ;  $\xi V = 1,097$ ; для пароперегревателя Л-40:  $\xi' = 1,056$ .

$$\xi = 0,902 \cdot 1,010 \cdot 1,097 \cdot 1,056 = 1,055.$$

Заданная  $\Delta\lambda$ , приведённая к условиям графиков фиг. 10 и 11,

$$\Delta\lambda = 100 : 1,055 = 94,8 \text{ ккал/кг.}$$

Таблица 15

Сравнение работы паровоза при различных отношениях  $\frac{H_{\dot{u}}}{H_k}$ 

Показатели	Единицы измерения	$\frac{H_{\dot{u}}}{H_k}$				
		0	0,173	0,330	0,587	0,862
Число дымогарных труб . .	шт.	436	312	218	104	0
Число жаровых труб . . . .	»	0	23	48	76	80
$H_k$ . . . . .	м <sup>2</sup>	382	340	306	272	199
$H_{\dot{u}}$ . . . . .	»	0	59	101	160	168
$\vartheta_{\text{тр}}$ . . . . .	»	0,724	0,747	0,755	0,795	0,655
$\beta$ . . . . .	—	0	0,298	0,506	0,775	1
$Q_{\dot{o}}$ . . . . .	ккал/час	6 351 000	4 467 000	3 141 000	1 432 000	0
$Q_{\text{ж'}}$ . . . . .	»	0	256 000	410 000	633 000	802 000
$Q_{\dot{a}}$ . . . . .	»	0	850 000	1 577 000	2 627 000	3 528 000
$Q_{\dot{u}}$ . . . . .	»	0	798 000	1 214 000	1 596 000	1 850 000
$Q_k$ . . . . .	»	10 897 000	10 914 000	10 885 000	10 831 000	10 723 000
$B_k$ . . . . .	кг/час	16 902	15 658	14 970	14 294	13 723
$B_m$ . . . . .	»	16 052	14 875	14 220	13 579	13 037
$\Delta\lambda$ . . . . .	ккал/кг	0	53,7	85,4	117,5	141,9
$t_{\dot{u}}$ . . . . .	°С	197	274	334	397	446
$t_2$ . . . . .	»	312	310	313	320	340
$\frac{B_h}{B_m} V_{\dot{u}}$ . . . . .	кг/м <sup>3</sup>	1,065	0,928	0,862	0,811	0,783

По графикам фиг. 10 и 11 находим путём интерполяции

$$\frac{H_d}{H_k} = 0,390.$$

После уточнения числа и размеров дымогарных и жаровых труб необходимо проверить величины  $B_m$  и  $\Delta t$  тепловым расчётом.

#### МЯТИЕ ПАРА В ПАРОВОЗНЫХ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯХ

Потеря давления пара  $\Delta P$  в  $кг/м^2$  на 1 м длины прямого участка трубы:

$$\Delta P = \frac{\lambda}{4r} \cdot \frac{W^2}{2g} = \xi \frac{W^2}{2g}, \quad (95)$$

где  $r$  — гидравлический радиус сечения трубы в м;

$W$  — скорость протекания пара в м/сек;

$$\lambda = 0,0143 + \frac{0,01037}{\sqrt{W}}; \quad (96)$$

$$\xi = \frac{\lambda}{4r} \text{ — коэффициент сопротивления.}$$

Местные сопротивления характеризуются коэффициентами  $\xi'$ , причём отношение  $\frac{\xi'}{\xi}$

даёт длину в метрах прямого участка трубы, эквивалентную местному сопротивлению:

1) при входе из коллектора в трубки элемента

$$\xi' = 0,5;$$

2) при выходе из трубок элемента в коллектор

$$\xi' = 1,0;$$

3) при внезапном расширении струи с площади сечения  $\omega$  до  $\Omega$   $м^2$

$$\xi' = \left(1 - \frac{\omega}{\Omega}\right)^2;$$

4) при внезапном сужении струи величина  $\xi'$  берётся из таблицы

$\frac{\omega}{\Omega}$	0,01	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
$\xi'$	0,50	0,50	0,42	0,34	0,25	0,15	0

5) при резком повороте струи на угол  $\theta^\circ$ :

$$\xi' = 0,9457 \sin^2 \frac{\theta}{2} + 2,047 \sin^4 \frac{\theta}{2};$$

6) при повороте струи на угол  $\theta^\circ$  с радиусом скругления  $R$

$$\xi' = \left[ 0,13 + 0,16 \left( \frac{d}{R} \right)^{3,5} \right] \frac{\theta}{90};$$

7) тройника со сквозным протеканием:

$\xi' = 1,0$  — для сквозного потока,

$\xi' = 1,5$  — для ответвленного потока;

8) тройника со встречным потоком

$$\xi' = 3,0;$$

9) разветвления под острым углом

$$\xi' = 1,0;$$

10) клапана ( $\Omega$  — сечение трубы;  $\omega$  — сечение клапана)

$$\xi' = \left( 1,537 \frac{\Omega}{\omega} - 1 \right)^2.$$

При оценке  $\xi'$  падение давления  $\Delta P'$  подсчитывается при скорости  $W$  непосредственно за данным местным сопротивлением.

Мятие пара в пароперегревателе при системах элементов четырёхоборотном, Чусова, Л-40 и мелкотрубном может быть взято из табл. 17 для разного расхода пара  $G$  в  $кг/час$  через один элемент.

Таблица 17

Мятие пара при различном расходе пара

Система пароперегревателя	G в кг/час				
	200	400	600	800	1000
Л-40 . . . . .	0,02	0,11	0,27	0,47	0,69
Чусова . . . . .	0,11	0,40	0,90	1,60	—
Четырёхходовый двухоборотный	0,12	0,48	1,08	2,00	—
Мелкотрубный .	0,36	1,44	3,15	—	—

#### ТЯГА ГАЗОВ В ПАРОВОЗНОМ КОТЛЕ ОСНОВНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ

В подавляющем большинстве случаев необходимая для горения топлива тяга создаётся в паровозном котле при помощи конусно-вытяжной системы.

При наличии конусно-вытяжной системы работа котла и машины паровоза взаимосвязана, и эта взаимосвязь аналитически устанавливается уравнением

$$L_0 x + 1 = E \left( \frac{B_m}{f_k} \right) \cdot \left( \frac{\gamma_{mn}}{\gamma_{e'}} \right)^{0,606} \cdot \frac{R}{\mu B_h}, \quad (97)$$

где

$$E = \left( \frac{B}{C} \right)^{1,606},$$

здесь  $B$  — эмпирический коэффициент, зависящий от типа конуса;  $B = 0,013 \div 0,018$  — для конуса круглого сечения,  $B = 0,018 \div 0,022$  — для четырёхдырного конуса с раздельным выхлопом;

$C$  — эмпирический коэффициент, колеблющийся для паровозов угольного отопления от 25 до 35;

$f_k$  — площадь выхлопного сечения конусного насадка в  $м^2$ ;

$\gamma_{mn}$  — объёмный вес продуктов сгорания в пределах топки в  $кг/м^3$ ;

$\gamma_{e'}$  — объёмный вес выхлопного пара в дымовой коробке в  $кг/м^3$ ;

$R$  — площадь колосниковой решётки в  $м^2$ .

$$\gamma_{mn} = \frac{10330}{29,27(t_2 + 273)} \text{ кг/м}^3;$$

$\gamma_{e'}$  определяется по давлению пара в дымовой коробке ( $P_{e'} = 1 \text{ атм}$ ) и его температуре ( $t_{e'}, ^\circ\text{C}$ )

$$t_{e'} = \frac{t_e + 273}{P_e^{0,231}} - 273,$$

где  $P_e$  — давление пара перед конусным насадком.

Если температура пара  $t_e$  перед конусным насадком неизвестна, то берут

$$t_e = t_a - 200.$$

Секундный расход пара через насадок (98) и скорость истечения пара (99):

$$D = \frac{B_m}{3600} = \mu_0 f_k \sqrt{2g \frac{K}{K-1} \cdot \frac{P_e}{V_e} \left[ \left( \frac{1}{P_e} \right)^{\frac{2}{K}} - \left( \frac{1}{P_e} \right)^{\frac{K+1}{K}} \right]} 10000 \text{ кг/сек.} \quad (98)$$

$$W_e = \varphi \sqrt{2g \frac{K}{K-1} P_e V_e \left[ 1 - \left( \frac{1}{P_e} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right]} 10000 \text{ м/сек,} \quad (99)$$

где  $V_e$  — удельный объём пара перед конусным насадком в  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;

$K=1,3$  — показатель уравнения адиабаты для перегретого пара;

$\mu_0=1$  — коэффициент расхода;

$g=9,81$  — ускорение силы тяжести в  $\text{м/сек}^2$ ;

$\varphi$  — скоростной коэффициент.

$$\varphi = \sqrt{\frac{\left( \frac{1}{P_e} \right)^{\frac{2}{K}} - \left( \frac{1}{P_e} \right)^{\frac{K+1}{K}}}{1 - \left( \frac{1}{P_e} \right)^{\frac{K-1}{K}}}}. \quad (100)$$

При известных  $B_m$  и  $t_e$  из формулы (98) определяется  $P_e$ .

#### ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ КОТЛА

Гидродинамические сопротивления отдельных участков газо-воздушного тракта паровозного котла (в мм вод. ст.) определяют по следующим эмпирическим зависимостям: сопротивление входа в зольник

$$\Delta_{зл} = a \left( \frac{G_g}{R} \right)^{1,65}, \quad (101)$$

сопротивление колосниковой решётки и слоя топлива

$$\Delta_{сж} = \frac{b}{\gamma_{mn}} \left( \frac{G}{R} \right)^{1,65}, \quad (102)$$

сопротивление огневой коробки (свода)

$$\Delta_{св} = \frac{c}{\gamma_{mn}} \left( \frac{G}{R} \right)^{1,65}, \quad (103)$$

сопротивление трубчатой части котла

$$\Delta_{тр} = \frac{\delta}{\gamma_{тр}} \cdot \frac{l}{r^{1,27}} \cdot \left( \frac{G}{\Omega} \right)^{1,65}, \quad (104)$$

сопротивление дымовой коробки

$$\Delta_{дк} = \frac{l}{\gamma_{дк}} \left( \frac{G}{R} \right)^{1,65}. \quad (105)$$

В формулах (101)–(105)

$$\left. \begin{aligned} \frac{G_g}{R} &= \frac{L_0 \alpha \mu B_h}{3600 R} \text{ кг/м}^2 \text{ сек;} \\ \frac{G}{R} &= \frac{(L_0 \alpha + 1) B_h}{3600 R} \text{ кг/м}^2 \text{ сек;} \\ \frac{G}{\Omega} &= \frac{(L_0 \alpha + 1) \mu B_h}{3600 \Omega} \text{ кг/м}^2 \text{ сек,} \end{aligned} \right\} \quad (106)$$

$\Omega$  — живое сечение трубчатой части котла в  $\text{м}^2$ .

$$\left. \begin{aligned} \gamma_{зл} &= \frac{10330}{29,27 \cdot 273} = 1,295 \text{ кг/м}^3; \\ \gamma_{mn} &= \frac{10330}{29,27 (t_z + 273)} \text{ кг/м}^3; \\ \gamma_{тр} &= \frac{10330}{29,27 (t_{тр} + 273)} \text{ кг/м}^3; \\ \gamma_{дк} &= \frac{10330}{29,27 (t_d + 273)} \text{ кг/м}^3. \end{aligned} \right\} \quad (107)$$

$t_{тр}$  — определяется по формуле (31);

$r$  — средняя для всей трубчатой части котла величина гидравлического радиуса в мм;

$a = 6 \div 8$  — для зольников с боковым подводом воздуха,  $15 \div 20$  — для зольников с нижним подводом воздуха;

$b = 3 \div 5,5$  — для углей и угольных смесей без неспекающейся мелочи (АРШ, БР и т. п.) при стокерном отоплении,  $5,5 \div 7$  — при участии в смеси углей АРШ, БР и т. п. при стокерном отоплении,  $8 \div 12$  — при ручном отоплении;

$c = 3,0 \div 4,0$  — при нормальном кирпичном своде;

$\delta = 1,6 \div 1,7$  — для паровозов угольного отопления,  $1,9 \div 2,0$  — для паровозов нефтяного отопления;

$l$  — длина трубчатой части котла в м;

$l = 2 \div 7$  — в зависимости от конфигурации и размеров дымовой коробки, степени её загромождения, типа искроуловителя и т. д.

Суммарное гидромеханическое сопротивление котла

$$\Delta_k = a \left( \frac{G_g}{R} \right)^{1,65} + \frac{b+c}{\gamma_{mn}} \left( \frac{G}{R} \right)^{1,65} + \frac{\delta}{\gamma_{тр}} \frac{l}{r^{1,27}} \left( \frac{G}{\Omega} \right)^{1,65} + \frac{l}{\gamma_{дк}} \left( \frac{G}{R} \right)^{1,65}. \quad (108)$$



Приближённо

$$\Delta_k = \left(196 - 862 \frac{Q}{R}\right) \left(\frac{G}{R}\right)^{1,9}. \quad (109)$$

### МОЩНОСТЬ И ЭКОНОМИЧНОСТЬ КОНУСНОЙ УСТАНОВКИ

Полезная мощность струи выхлопного пара, затрачиваемая на выталкивание продуктов сгорания в атмосферу и создающая внутри дымовой коробки разрежение, необходимое для подсоса новых порций газов через трубы,

$$N_T = \frac{(L_0 \alpha + 1) \mu B_h}{3600} \cdot \frac{\Delta_k}{1000} \times \frac{1000}{\gamma_{dk}} \text{ кгм/сек.} \quad (110)$$

Располагаемая мощность струи перед насадком

$$N_e = \frac{B_m}{3600} \cdot \frac{W_e^2}{2g} = \frac{DW_e^2}{2g} \text{ кгм/сек,} \quad (111)$$

или

$$N_e = D \frac{K}{K-1} P_e V_e \times \left[ \left(\frac{1}{P_e}\right)^{\frac{2}{K}} - \left(\frac{1}{P_e}\right)^{\frac{K+1}{K}} \right] 10000 \text{ кгм/сек.} \quad (112)$$

Коэффициент полезного действия конусной установки

$$\eta_e = \frac{N_T}{N_e} = \frac{G}{D} \cdot \frac{\gamma_e}{\gamma_{dk}} \times \frac{\Delta_k}{\frac{K}{K-1} P_e \left[ \left(\frac{1}{P_e}\right)^{\frac{2}{K}} - \left(\frac{1}{P_e}\right)^{\frac{K+1}{K}} \right] 10000}. \quad (113)$$

Величина  $\eta_e$  для конуса с круглым насадком колеблется в пределах 0,09—0,12, для четырёхдырных конусов с раздельным выхлопом пара — от 0,12 до 0,17.

Для оценки эффективности работы струи при разных расходах пара  $D$  критерием является удельная полезная мощность струи  $n_T$ :

$$n_T = \frac{N_T}{D} = \frac{G}{D} \cdot \frac{\Delta_k}{\gamma_{dk}} \text{ кгм/кг.} \quad (114)$$

Опытным путём установлены следующие эмпирические зависимости, которыми удобно пользоваться при проектных расчётах:

для круглого конуса

$$n_T = 0,0670 U_e^{1,7} \text{ кгм/кг,} \quad (115)$$

или

$$n_T = 1,045 (P_e - 1)^{0,8} \text{ кгм/кг;} \quad (116)$$

для четырёхдырного с раздельным выхлопом

$$n_T = 0,0915 U_e^{1,7} \text{ кгм/кг,} \quad (117)$$

или

$$n_T = 1,428 (P_e - 1)^{0,8} \text{ кгм/кг.} \quad (118)$$

*Пример расчёта площади выхлопного сечения конусного насадка.* Для паровоза с размерами, приведёнными на стр. 102, определить  $f_k$  (данные теплового расчёта — см. табл. 8).

$$t_{mp} = \ln \frac{1242 - 314}{1242 - 197} + 197 = 621^\circ\text{C;}$$

$$G_b = \frac{9,71 \cdot 1,2 \cdot 1958}{3600} = 6,34 \text{ кг/сек;}$$

$$G = \frac{(9,71 \cdot 1,2 + 1) \cdot 1958}{3600} = 6,88 \text{ кг/сек;}$$

$$D = \frac{14220}{3600} = 3,95 \text{ кг/сек; } \frac{G}{D} = 1,742;$$

$$\frac{G_b}{R} = 1,112 \text{ кг/м}^2\text{сек; } \frac{G}{R} = 1,207 \text{ кг/м}^2\text{сек;}$$

$$\frac{G}{Q} = 9,11 \text{ кг/м}^2\text{сек;}$$

$$\gamma_{mn} = \frac{10330}{29,27 \cdot 1515} = 0,233 \text{ кг/м}^3;$$

$$\gamma_{mp} = \frac{10330}{29,27 \cdot 894} = 0,394 \text{ кг/м}^3;$$

$$\gamma_{dk} = \frac{10330}{29,27 \cdot 587} = 0,600 \text{ кг/м}^3.$$

Принимаем:  $a = 7$ ;  $b = 4,0$ ;  $c = 3,5$ ;  $d = 1,7$ ;  $l = 5,15$  м;  $r = 10,6$  мм;  $e = 4,0$ .

Сопротивления в мм вод. ст.;  $\Delta_{эл} = 8,3$ ;  $\Delta_{сд} = 23,6$ ;  $\Delta_{св} = 20,6$ ;  $\Delta_{mp} = 42,5$ ;  $\Delta_{dk} = 9,1$ ;  $\Delta_k = \Sigma \Delta = 104$ .

Для конуса круглого сечения из формулы (115) имеем:

$$U_e = 141,0 \text{ кг/м}^2\text{сек; } f_k = \frac{14220}{3600 \cdot 141} = 0,02800 \text{ м}^2.$$

Диаметр выхлопного насадка конуса

$$d_k = \sqrt{\frac{0,02800 \cdot 4}{\pi}} = 0,189 \text{ м} = 189 \text{ мм.}$$

Из формулы (116):

$$P_e = 1,212 \text{ ата.}$$

При правильно подобранном сечении конуса паровоз должен работать на расчётной форсировке с величиной отношения

$$\frac{G}{D} = 1,6 \div 1,8.$$

Эта величина  $\frac{G}{D}$  обеспечивает работу котла с наивыгоднейшим коэффициентом избытка воздуха  $\alpha = 1,1 \div 1,2$ .

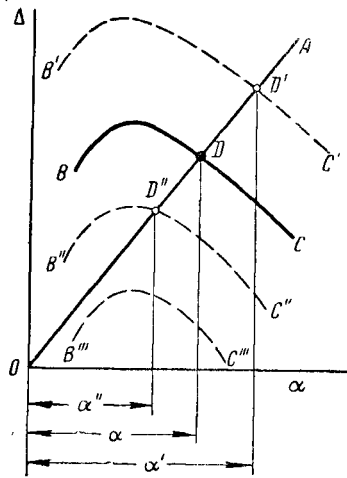
Элементы конусной установки должны быть подобраны с таким расчётом, чтобы она работала при заданном  $\frac{G}{D}$  с наименьшей величиной противодавления  $P_e$ .

### РАБОТА ПАРОВОЗА С РАЗЛИЧНЫМИ $u$ и $f_k$

Анализ ожидаемой тепловой работы паровоза для данного  $u$ , но при различных  $\alpha$  позволяет определить по формулам (101)—(105) величину газового сопротивления котла  $\Delta_k$ . С другой стороны, для каждого режима ( $\alpha$ ) можно определить (при заданных типе и размерах конусного насадка) то разрежение  $\Delta_k$ , которое будет реализовано в дымовой коробке за счёт работы струи выхлопного пара.

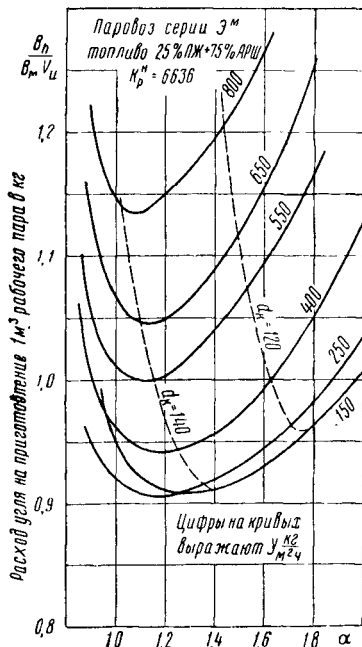
На фиг. 12 кривая  $OA$  даёт величины сопротивлений котла, а кривая  $BC$  — величины разрежений, обеспечиваемых работой струи

при площади сечения конуса  $f_k$ . Абсцисса точки пересечения  $D$  даёт то значение  $\alpha$ , при котором реализуемый струёй эффект разре-



Фиг. 12. Кривая сопротивлений котла

жения как раз равен сопротивлению газо-воздушного тракта котла при данной площади сечения конуса  $f_k$ . Этот и только этот коэф-



Фиг. 13. Результаты исследования работы паровоза ЭМ.

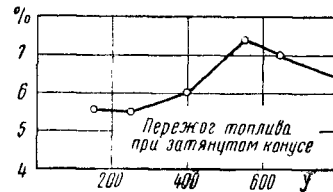
фициент избытка воздуха  $\alpha$  и установится при работе паровоза с данными  $u$  и  $f_k$ . Уменьшая  $f_k$  (затяжка конуса), мы увеличиваем  $U$ , а, следовательно, и реализуемое струёй разре-

жение  $B'C'$ . Точка пересечения этой кривой с кривой сопротивления  $OA$  передвигается вправо  $D'$ , и котёл будет работать с большим избытком воздуха:

$$\alpha' > \alpha.$$

При увеличении  $f_k$  кривая реализуемого разрежения опустится и займёт положение  $B''C''$ ; точка пересечения передвинется влево ( $D''$ ) и установится избыток воздуха  $\alpha'' < \alpha$ .

При дальнейшем увеличении  $f_k$  наступит момент, когда кривая  $B'''C'''$  уже не пересечётся с кривой  $OA$ . Это значит, что при такой большой величине  $f_k$  работа паровоза

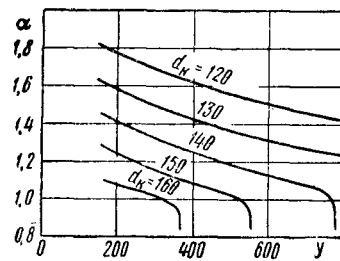


Фиг. 14. Диаграмма пережога топлива

с данным  $u$  становится невозможной—вступило в силу ограничение работы котла по конусу.

В пределах возможных режимов размер  $f_k$  должен быть подобран так, чтобы была обеспечена работа котла с наимыгоднейшей величиной  $\alpha$ .

На фиг. 13 приведены результаты теоретического исследования работы паровоза серии ЭМ. Эти данные подтверждают, что во всём диапазоне форсировок угольного паровоза наимыгоднейший избыток воздуха составляет 1,1—1,2. Наимыгоднейшим размером насадка круглого конуса является конус диаметром 140 мм. Уменьшение диаметра ко-



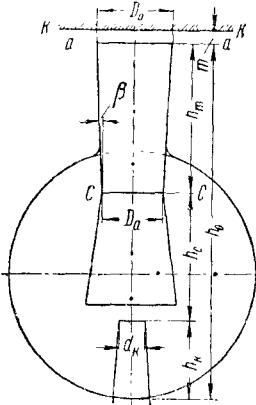
Фиг. 15. График зависимости  $\alpha = f(y)$

нуса до 120 мм заставляет паровоз работать в крайне невыгодных условиях. На фиг. 14 представлена диаграмма пережога угля при конусе 120 мм, полученная на основании графика фиг. 13.

Наконец, фиг. 15 даёт зависимость  $\alpha = f(y)$ , полученную для паровоза ЭМ на основе анализа его работы с разными форсировками  $u$  и диаметрами круглого конуса  $d_k$ . Все представленные данные хорошо согласуются с опытом.

### ВЫВОД ОСТАЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КОНУСНОЙ УСТАНОВКИ

Общая компоновка конуса и дымовой трубы представлена на фиг. 16.  $KK$ —линия габарита;  $m = 20 \div 30$  мм; установка конуса выгодна самая низкая, причём размер  $h_k$  устанавливается из конструктивных соображений.



Фиг. 16. Схема компоновки конуса и дымовой трубы

Расстояние  $h_c$  берётся в пределах от  $4,0 d_k$  до  $4,5 d_k$ . Рабочую высоту трубы  $h_m$  выгодно делать больше для уменьшения скорости смеси пара и газов в выходном сечении трубы. Конфигурация нижнего раструба трубы ещё не выяснена. Есть основание предполагать, что узкая «юбка», создающая плавное изменение направления и постепенное нарастание скорости газовых частиц при подходе их к паровой струе и играющая роль своего рода направляющего аппарата, может дать большие преимущества. В узком месте трубы (на уровне  $cc$ ) желательно иметь цилиндрическую вставку (пояс) шириной не менее  $D_a$ . Диаметр узкого сечения трубы, исходя из конфигурации боковой поверхности выхлопной струи,

$$D_a = d_k + 85 + \frac{h_c}{6} \text{ мм.} \quad (119)$$

Диаметр выходного сечения дымовой трубы

$$D_0 = D_a + h_m n \text{ мм,} \quad (120)$$

где

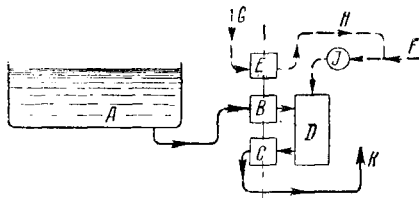
$$n = \operatorname{tg} \beta = \frac{1}{9} \div \frac{1}{12}.$$

### ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ОТХОДОВ ТЕПЛА

#### ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

Основные схемы:

Водоподогреватель типа смешения (фиг. 17):  $A$  — тендерный водяной бак;  $B$ — $C$ — $E$ —пита-



Фиг. 17. Схема водоподогревателя типа смешения

тельный поршневой насос с паровым  $E$ , холодной воды  $B$  и горячей воды  $C$  цилиндрами,  $D$  — камера смешения;  $G$  — подвод свежего

пара к насосу;  $J$  — подвод отработавшего пара из машины;  $H$  — пар от питательного насоса;  $K$  — ввод горячей воды в котёл.

Экономия топлива

$$\mathcal{E}_m = \left( \frac{\vartheta - \tau}{\lambda_e - \tau} - 0,015 \right) \frac{\lambda_e}{\lambda_{\text{н}} - \vartheta} 100\%; \quad (121)$$

доля отбираемого пара

$$\mu = \frac{\vartheta - \tau}{\lambda_e - \tau}, \quad (122)$$

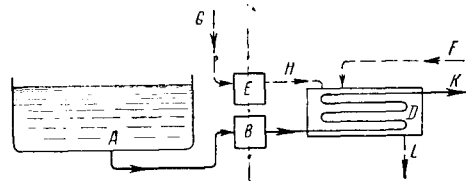
где  $\lambda_{\text{н}}$  и  $\lambda_e$  — теплосодержание перегретого и выхлопного пара в ккал/кг;

$\tau$  и  $\vartheta$  — теплосодержание воды в тендере и по выходе из водоподогревателя в ккал/кг, численно равное её температуре.

Водоподогреватель поверхностного типа (фиг. 18):  $D$  — поверхностный теплообменник;  $L$  — сток конденсата на путь или в тендерный бак (при высоком расположении камеры  $D$ ).

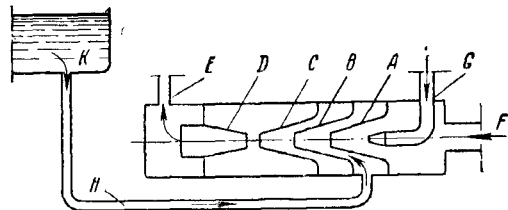
$$\mathcal{E}_m = \left( \frac{\vartheta - \tau}{\lambda_e - \tau} - 0,015 \right) \frac{\lambda_e - \vartheta}{\lambda_{\text{н}} - \vartheta} 100\%; \quad (123)$$

$$\mu = \frac{\vartheta - \tau}{\lambda_e - \vartheta}. \quad (124)$$



Фиг. 18. Схема водоподогревателя поверхностного типа

Инжектор мягого пара (фиг. 19):  $F$  — поступление отработавшего пара к паровому конусу  $A$ ;  $G$  — добавок свежего пара;  $K$  — водяной бак тендера;  $H$  — подача воды к водяному конусу  $B$ ;  $C$  — смешительные сопла;  $D$  — напорный конус;  $E$  — питательная труба.



Фиг. 19. Схема инжектора мягого пара

Из схемы усматривается, что более правильное название прибора — инжектор смешанного действия (мягтый + свежий пар).

$$\mathcal{E}_m = \left( \frac{\vartheta - \tau}{\lambda_e - \tau} - \frac{G_k}{B_k} \frac{\lambda_k - \tau}{\lambda_e - \tau} \right) \frac{\lambda_e}{\lambda_{\text{н}} - \vartheta} 100\%, \quad (125)$$

где  $G_k$  — добавок свежего пара в кг/час;

$\lambda_k$  — теплосодержание котлового пара в

ккал/кг. Величина  $\frac{G_k}{B_k}$  составляет в осуществлённых устройствах этого типа от 0,02 до 0,06.

$$\mu = \frac{\vartheta - \tau}{\lambda_e - \tau} - \frac{G_k}{B_k} \frac{\lambda_k - \lambda_e}{\lambda_e - \tau}. \quad (126)$$

Для инжектора обычного типа, работающего свежим паром

$$\mathcal{E}_m = 0; \mu = \frac{\vartheta - \tau}{\lambda_k - \tau}.$$

Полагая для средних условий работы паровоза:  $\lambda_{\text{н}} = 750$  ккал/кг,  $\lambda_k = 646$  ккал/кг,  $\lambda_e = 620$  ккал/кг,  $\vartheta = 90^\circ\text{C}$ ,  $\tau = 15^\circ\text{C}$ , подсчитаем  $\mathcal{E}_m$  по формулам (121), (123) и (125).

Таблица 18

Экономия топлива при различных типах водоподогревательных устройств

Тип водоподогревательного устройства	Экономия топлива в %
Водоподогреватель смешения . . . . .	10,3
Водоподогреватель поверхностного типа . . . . .	10,1
Инжектор мягкого пара	
{ при $\frac{G_k}{B_k} = 0,05$ . . . . .	6,8
{ при $\frac{G_k}{B_k} = 0$ . . . . .	11,8

В полученные цифры необходимо ввести следующие поправки:

1) ввиду получаемой экономии топлива топка при наличии водоподогревателя будет работать с меньшими напряжениями колосниковой решётки, следовательно с более высоким к. п. д. котла, что даст около 1—2% дополнительной экономии;

2) с другой стороны, как уже было указано, подогрев воды вызовет снижение температуры перегрева пара на 15—20°, что влечёт за собой перерасход топлива на 2—3%.

Водоподогреватели смешения наиболее полно используют тепло мягкого пара и дают тем больший эффект, чем с большим теплосодержанием мягкий пар поступает в камеру смешения.

Водоподогреватели поверхностного типа при попадании в батарею пара с высоким остаточным перегревом (при температуре мягкого пара порядка 150—200°C) несколько ухудшают свою эффективность, так как перегретый пар передаёт тепло стенкам трубок менее интенсивно, чем пар насыщенный; зато в подогревателях этого типа устранено попадание в котёл остатков смазки из паровых цилиндров.

Инжектор мягкого пара хотя и даёт несколько более низкую цифру сбережения топлива, но прост, компактен, в нём отсутствуют движущиеся части.

Помимо прямого своего назначения—давать сбережение топлива, водоподогреватели обладают рядом других преимуществ:

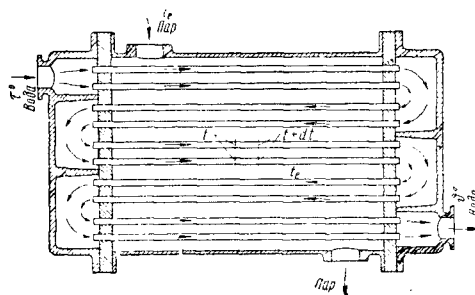
а) при наличии водоподогревателя соли временной жёсткости осаждаются под влиянием подогрева воды в самом водоподогревателе, не попадая в котёл;

б) при питании котла водой, подогретой до 90—100°C, температура воды в различных местах котла подвержена меньшим колебаниям, что улучшает службу труб и связей и сокращает объём котельного ремонта;

в) достигается возможность питания котла водой на тяжёлых перегонах без снижения котлового давления.

### РАСЧЁТ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА ВОДОПОДОГРЕВАТЕЛЯ

Вода температурой  $\tau$  входит в камеру по верхностного водоподогревателя слева (фиг. 20) делает несколько (от 4 до 8) оборотных ходов



Фиг. 20. К расчёту поверхности нагрева водоподогревателя

и уходит нагретая до температуры  $\vartheta$ . Мягкий пар постоянной температурой  $t_e$  омывает трубки снаружи и в виде конденсата уходит из камеры. Двумя бесконечно близкими вертикальными сечениями одного из промежуточных ходов выделен элементарный участок  $dH$  поверхности нагрева трубок, причём температура воды в начале и конце участка:  $t$  и  $t + dt$ .

$$dQ = B_k C_p [(t + dt) - t] = B_k dt = \gamma K_n dH (t_e - t). \quad (126a)$$

После интегрирования

$$\frac{\gamma K_n}{B_k} H_n = \ln \frac{t_e - \tau}{t_e - \vartheta}, \quad (127)$$

откуда и определяется  $H_n$ .

В формуле (127)

$\eta = 0,9$  — коэффициент использования тепла в водоподогревателе, учитывающий потерю на наружное охлаждение;

$H_n$  — поверхность нагрева водоподогревателя в  $\text{м}^2$ ;

$K_n$  — коэффициент теплопередачи от пара к воде в  $\text{ккал}/\text{м}^2 \text{ час}^\circ\text{C}$ .

На основании эксплуатационных испытаний

$$K_n = 200 + 1650 W_n^{0,7}, \quad (128)$$

где  $W_n$  — средняя скорость протекания воды по трубкам в  $\text{м}/\text{сек}$ .

При расчётах принимают  $t_e = 105^\circ\text{C}$ ,  $\tau = 15^\circ\text{C}$ .

Газовые водоподогреватели на паровозах не нашли себе применения из-за громоздкости.

$$t_2 = \frac{4\,200 - 600\alpha}{\xi} \cdot \frac{\sqrt{\frac{\mu B_h K_p^H + Q_{en}}{H_m}} + 215}{\sqrt{\frac{\mu B_h K_p^H + Q_{en}}{H_m}} + 2\,000} \quad (130)$$

## ПОДОГРЕВ ВОЗДУХА

### ТИПЫ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

Подогретый воздух вносит в топку добавочное количество тепла, которое передаётся в котёл через поверхность нагрева топки и труб и повышает его паропроизводительность.

С другой стороны, благодаря повышению температур горения при воздухоподогреве увеличивается скорость протекания реакций горения и, как следствие, уменьшаются потери от уноса и химической неполноты сгорания.

Подогрев воздуха может быть рекуперативным и регенеративным; в качестве теплоносителя могут быть использованы уходящие газы и выхлопной пар. Конструктивное оформление сводится к двум типам—пластинчатому и трубчатому. Первый тип не оправдал себя.

### ОЖИДАЕМАЯ ЭКОНОМИЯ ТОПЛИВА

Количество тепла, затрачиваемое на подогрев воздуха

$$Q_{en} = L_0 \alpha \mu B_h C_p (t_{en} - t_e) \text{ ккал/час}, \quad (129)$$

$C_p = 0,24$  — средняя теплоёмкость воздуха в интервале температур от 0 до  $200^\circ$  в ккал/кг $^\circ\text{C}$ ;

$t_{en}$  и  $t_e$  — температуры подогретого и атмосферного воздуха.

Анализ тепловой работы паровоза с подогревом воздуха производят обычным методом с той лишь разницей, что оценка ожидаемой температуры  $t_2$  делается по исправленной формуле (130):

Потеря тепла с уходящими газами

$$Q_{yx} = (Mt_3 + Nt_3^2) - Q_{en} \text{ ккал/час}. \quad (131)$$

В табл. 19 даны результаты тепловых расчётов работы паровозов с различными степенями подогрева воздуха применительно к паровозу, анализ работы которого без воздухоподогрева был дан выше.

Полученный при этом анализе процент экономии топлива, несомненно, значительно занижен, так как потери  $q_2$  и  $q_2'$  приняты во всех вариантах одинаковыми.

Снижение  $t_d$ , вызываемое воздухоподогревом, крайне незначительно.

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ. ПАРОВОЙ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЬ

Коэффициент теплоперехода от внутренней поверхности трубок к протекающему по ним воздуху

$$\alpha_{en} = \frac{3,165}{d^{0,146} l^{0,054}} U_{en}^{0,8} \quad (132)$$

Весовая скорость воздуха в воздухоподогревателе:

$$U_{en} = \frac{L_0 \alpha \mu B_h}{3\,600 \Omega_{en}}, \quad (133)$$

где  $l$  — длина трубок в м;

$d$  — внутренний диаметр трубок в м;

$\Omega_{en}$  — суммарное живое сечение трубок, рав-

ное  $n \frac{\pi d^2}{4}$  в м $^2$ ;

$n$  — число трубок в батарее.

Таблица 19

Результаты тепловых расчётов работы паровоза с различными степенями подогрева воздуха

Показатели	Единицы измерения	Температура подогрева воздуха $t_{en}$ в $^\circ\text{C}$			
		0	80	150	220
$Q_{en}$	ккал/час	0	438 000	821 000	1 204 000
$t_2$	$^\circ\text{C}$	1 242	1 252	1 260	1 268
$Q_m$	ккал/час	4 783 000	5 150 000	5 489 000	5 797 000
$Q_d$	»	3 141 000	3 174 000	3 199 000	3 225 000
$Q_{жс'}$	»	410 000	418 000	422 000	423 000
$Q_{\Sigma}$	»	1 577 000	1 584 000	1 586 000	1 595 000
$Q_K$	»	9 910 000	10 326 000	10 696 000	11 040 000
$Q_{\dot{u}}$	»	1 214 000	1 236 000	1 260 000	1 279 000
$B_m$	кг/час	14 220	14 831	15 334	15 879
$t_{\dot{u}}$	$^\circ\text{C}$	334	330	327	325
$\gamma_K$	—	0,652	0,678	0,702	0,723
$V_{\dot{u}}$	м $^3$ /кг	0,1860	0,1846	0,1826	0,1829
$B_m V_{\dot{u}}$	м $^3$ /час	2 645	2 738	2 825	2 904
$\frac{B_h}{B_m} V_{\dot{u}}$	кг/м $^3$	0,862	0,833	0,807	0,785
$\Sigma m$	%	0	3,4	6,4	8,9

При тепловом расчёте парового воздухоподогревателя (воздух идёт по трубкам, пар омывает их снаружи) предварительно намечают  $l$ ,  $d$ , число трубок,  $Q_{en}$ . Затем подсчитывают  $U_{en}$ ,  $\alpha_{en}$ , принимают коэффициент теплоперехода от пара к поверхности трубок  $\alpha_1 = 10\,000 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{С}$  и находят коэффициент теплопередачи

$$K_{en} = \frac{10\,000 \alpha_{en}}{10\,000 + \alpha_{en}}. \quad (134)$$

Из уравнения

$$0,24 L_0 \mu B_h \ln \frac{t_e - t_s}{t_e - t_{en}} = \eta K_{en} H_{en}, \quad (135)$$

подставляя  $t_e = 105^\circ$ ,  $t_s = 0$ ,  $\eta = 0,97$ , находят  $H_{en}$  и сравнивают с намеченной ранее величиной; в случае их расхождения задаются новыми размерами и повторяют расчёт.

Доля мятого пара, ответвляемого из конуса в барабан воздухоподогревателя,

$$\mu_e = \frac{0,24 L_0 \mu B_h}{\eta B_K (\lambda_e - \lambda_{кон})} (t_{en} - t_e) - \frac{G_K}{B_K}, \quad (136)$$

где  $G_K$  — отработавший пар насосов тормозного и питательного (если таковой

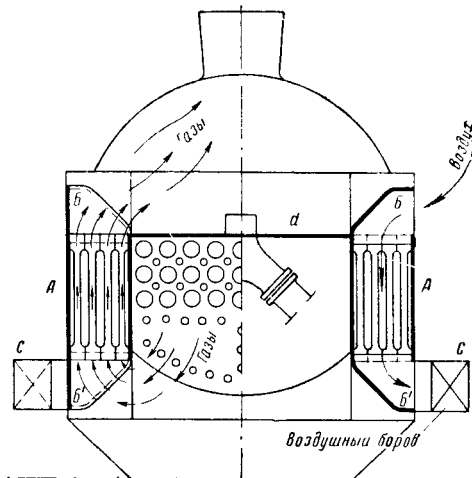
имеется) в  $\text{кг/час}$ ; берут  $\frac{G_K}{B_K} = 0,015$  на каждый насос.

#### ГАЗОВЫЙ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЬ

Достижимый подогрев воздуха при обычном рекуперативном типе трубчатого газового воздухоподогревателя — до  $150 - 170^\circ\text{С}$ .

Воздухоподогреватель вертикально-трубчатого типа был установлен и испытан на паровозе серии ЭМ в 1942 г. Он состоит из четырёх трубчатых батарей А (фиг. 21), размещённых в особых нишах дымовой коробки. Батареи состоят из сваренных в секции «сотового» типа вертикальных обрезков дымогарных труб с концами, высаженными на прямоугольник. Газы протекают по трубам снизу вверх,

отсеивая частицы уноса, удаляемые через бункеры, и выходят в верхнюю часть дымовой коробки над диафрагмой  $d$ . Атмосферный воздух засасывается через щели с боков, проходит сверху вниз по специальным карманам  $B$ , затем между трубками сотовых батарей, по нижним карманам  $B'$  и попадает в боковые воздушные боровы  $C$ , отводящие подогретый воздух в герметически закрытый зольник.



Фиг. 21. Схема воздухоподогревателя вертикально-трубчатого типа

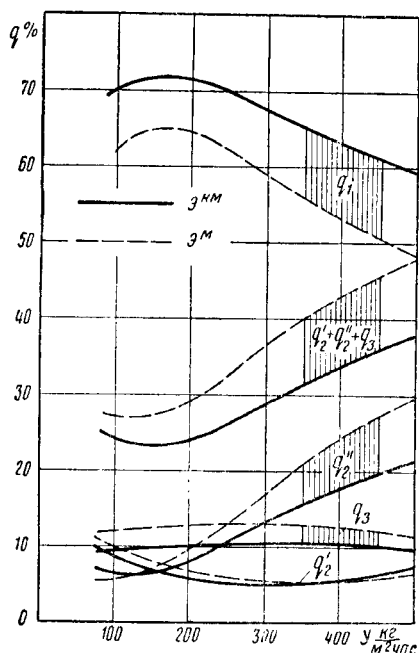
Табл. 20 содержит главные результаты сравнительного опытного исследования рядового паровоза серии ЭМ, снабжённого описанным воздухоподогревателем. Опыты производились по единому плану в абсолютно одинаковых условиях. В графах таблицы верхние цифры относятся к серийному, нижние — к модернизированному паровозу.

По этим данным на фиг. 22 даны кривые изменения потерь: от химического недогорания, от механического недогорания, с

Т а б л и ц а 20  
Сравнительные результаты исследований паровоза ЭМ с вертикально-трубчатым воздухоподогревателем

Показатели	Единицы измерения	у в $\text{кг/м}^2\text{час}$				
		100	200	300	400	500
$u_K$	тыс. ккал/м <sup>2</sup> час	707	1 414	2 121	2 828	3 535
$\alpha$	—	1,402	1,353	1,290	1,264	1,238
$\mu B_h$	кг/час	1,377	1,331	1,286	1,230	1,206
$t_e$	$^\circ\text{С}$	421	807	1 109	1 349	1 564
$t_s$	$^\circ\text{С}$	418	819	1 156	1 488	1 739
$t_e$	$^\circ\text{С}$	250	293	330	344	359
$t_s$	$^\circ\text{С}$	250	313	351	370	362
$t_{en}$	$^\circ\text{С}$	168	262	316	336	342
$t_{en}$	$^\circ\text{С}$	137	215	258	281	290
$q_1$	%	73	108	131	140	130
$q_2'$	%	62,2	64,5	58,8	53,4	48,4
$q_2''$	%	70,1	71,5	67,6	63,6	59,3
$q_{ух}$	%	9,8	6,6	6,5	6,1	6,8
	%	8,6	5,7	4,8	6,3	6,7
	%	5,5	9,5	17,1	24,6	29,7
	%	6,3	8,2	19,6	16,7	22,0
	%	12,1	13,2	13,1	12,2	11,5
	%	9,4	10,3	10,4	10,6	9,6

уходящими газами, а также их суммы и величины полезного тепла  $q_1$  (т. е. к. п. д. котла). Кривые для серийного паровоза показаны пунктиром, для модернизированного — сплош-



Фиг. 22. Кривые изменения потерь при воздухоподогреве

ными линиями. Обозначив через  $q_1$  и  $q_1'$  полезное тепло серийного и модернизированного паровозов, получим экономию топлива из выражения

$$\mathcal{E}_m = \frac{q_1' - q_1}{q_1} 100\%.$$

Значения  $\mathcal{E}_m$  для разных  $u$  приведены в табл. 21.

Таблица 21  
Значения  $\mathcal{E}_m$

$u$ в $\text{кг}/\text{м}^2 \text{ час}$	100	200	300	400	500
$\mathcal{E}_m$ в %	11,3	9,8	13,0	16,0	18,4

Таким образом, подогрев воздуха до 130—140°C даёт на паровозе угольного отопления в среднем около 15% чистого сбережения топлива; эта экономия получается частично за счёт использования части тепла, уносимой из котла с уходящими газами, и частично за счёт упорядочения процессов сгорания топлива, главным образом за счёт дожигания уноса.

В процессе эксплуатации выявились следующие положительные качества вертикально-трубчатого газового воздухоподогревателя:

а) абсолютная незасоряемость трубок;

б) полная свобода доступа в дымовую ко-робку;

в) полная эксплуатационная надёжность;

г) простота (вернее отсутствие) ухода.

Добавочное газо-воздушное сопротивление воздухоподогревателя не превышает 80—100 мм вод. ст., что практически, учитывая сбережение топлива, почти не требует уменьшения выхлопного сечения конуса.

#### РАСЧЁТ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА ГАЗОВОГО ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ

Для данного паровоза, топлива и режима ( $u, \alpha$ ) задаётся температура подогрева воздуха  $t_{en}$ . Производят исследования ожидаемой тепловой работы паровоза при этих условиях и выясняют температуру уходящих из котла газов  $t_3$ .

Подсчитывают количество тепла  $Q_{en}$  по формуле (129) и из уравнения

$$Q_{en} = M(t_3 - t_5) + N(t_3^2 - t_5^2) \quad (137)$$

определяют  $t_5$  °C — температуру газов по выходе из воздухоподогревателя.

Температурный напор:

$$\begin{aligned} \Delta t &= (t_{cp})_{газ} - (t_{cp})_{en} = \\ &= \frac{t_3 - t_5}{\ln \frac{t_3 - \frac{t_3 + t_{en}}{2}}{t_5 - \frac{t_3 + t_{en}}{2}}} \quad (138) \end{aligned}$$

Намечают число, длину и диаметр трубок,  $H_{en}, Q_{газ}, Q_{en}, U_{газ}, U_{en}, \alpha_{газ}, \alpha_{en}, K_{en}$ .

Для оценки коэффициентов теплообмена формулы

$$\alpha_{газ} = \frac{3,22}{r_{газ}^{0,054}} U_{газ}^{0,9} \text{ ккал}/\text{м}^2 \text{ час}^\circ\text{C}; \quad (139)$$

$$\alpha_{en} = \frac{5,65}{r_{en}^{0,054}} U_{en}^{0,7} \text{ ккал}/\text{м}^2 \text{ час}^\circ\text{C}, \quad (140)$$

где  $r_{газ}$  и  $r_{en}$  — гидравлический радиус батарей с газовой и воздушной сторон.

Коэффициент теплопередачи от газа к воздуху

$$K_{en} = \frac{\alpha_{газ} \alpha_{en}}{\alpha_{газ} + \alpha_{en}} \text{ ккал}/\text{м}^2 \text{ час}^\circ\text{C}. \quad (141)$$

Необходимая поверхность нагрева

$$H_{en} = \frac{Q_{en}}{K_{en} \Delta t} \text{ м}^2.$$

В случае расхождения этой величины с принятой предварительно расчёт производят вновь, задаваясь другими размерами воздухоподогревателя.

#### ТЕПЛОВАЯ РАБОТА МАШИНЫ

В современных паровозах находят применение почти исключительно машины однократного расширения с золотниковым парораспределением.

Примняемые в поездной работе степени наполнения (отсечки)  $\epsilon$  — от 0,2 до 0,6; числа

оборотов в грузовой службе — от 0,5 до 5 в минуту; в пассажирской — от 1 до 7 в минуту.

Регулирование работы машины предпочитается количественное (путём изменения отсечки) при полном (или близком к полному) открытии регуляторного клапана.

Обычный для современных наших паровозов перегрев пара 300—380° С, реже до 400° С; желательный перегрев — по крайней мере 450° С.

Измерителем экономичности паровой паровой машины как теплового двигателя является условно величина её абсолютного индикаторного к. п. д.

$$\eta_{ia} = \frac{632}{\lambda_{zk}} \frac{1}{B_m N_i}, \quad (142)$$

где  $\lambda_{zk}$  — теплосодержание перегретого пара в золотниковой коробке цилиндра, работающего свежим паром, в ккал/кг;

$\frac{B_m}{N_i}$  — расход пара на 1 и. л. с. ч. в кг/л. с. ч.

В современных паровозных машинах однократного расширения с перегревом пара  $\eta_{ia}$  доходит до 0,125, а  $\frac{B_m}{N_i}$  — до 6,5; в высокоперегревных машинах компаунд — соответственно до 0,140 и 6,0.

При проектировании расход пара на 1 и. л. с. ч. определяется по формуле

$$\frac{B_m}{N_i} = \frac{2700}{100 - q} \times \frac{(m + \varepsilon) \gamma_{zk} - (m + \sigma) \gamma_e}{P_1 x - P_e y} \quad \text{кг/л. с. ч.} \quad (143)$$

По опытным данным величина внутренних потерь рабочего цикла

$$q = \frac{19,8 - 0,05 \Delta t}{V \varepsilon n} \% \quad (144)$$

где  $\Delta t = t_{zk} - t_k$  — степень перегрева пара в золотниковой коробке в °С.

$$P_1 = P_{zk} [1 - (0,066 \varepsilon - 0,165 \varepsilon) n]; \quad (145)$$

$$x = \varepsilon + (m + \varepsilon) \ln \frac{m + 1 - \rho}{m + \varepsilon} + \frac{\rho}{2} \left( \frac{P_e}{P_1} + \frac{m + \varepsilon}{m + 1 - \rho} \right); \quad (146)$$

$$y = (1 - \sigma) + (m + \sigma) \ln \frac{m + \sigma}{m + \varphi} + \frac{\varphi}{2} \left( \frac{P_1}{P_e} + \frac{m + \sigma}{m + \varphi} \right). \quad (147)$$

В уравнениях (143) — (147) (фиг. 23):

$m$  — коэффициент вредного пространства, представляющий собой отношение объёма вредного пространства к полезному объёму парового цилиндра;

$\sigma$  — коэффициент сжатия;

$\rho$  — коэффициент предварения выпуска;

$\varphi$  — коэффициент предварения впуска;

$P_e$  — противодавление выпуска пара в кг/см<sup>2</sup>;

$P_1$  — давление впуска пара в кг/см<sup>2</sup>;

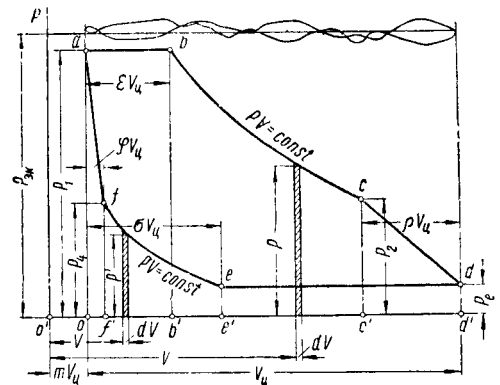
$\gamma_{zk}$  и  $\gamma_e$  — объёмный вес пара в золотниковой коробке и выхлопной трубе в кг/м<sup>3</sup>;

$t_{zk}$  и  $t_k$  — температура пара в золотниковой коробке и котле в °С;

$n$  — число оборотов ведущего колеса в минуту;

$P_{zk}$  — давление пара в золотниковой коробке в кг/см<sup>2</sup>;

$\varepsilon$  — отсечка в долях хода поршня.



Фиг. 23. К расчёту тепловой работы машины

При  $\varepsilon \geq 0,4$   $P_1 = P_{zk}$ , т. е. при отсечках  $\varepsilon > 0,4$ , мятие пара в золотниковых окнах становится пренебрежимо малым.

Из длинного перечня величин, фигурирующих в явном или скрытом виде в правой части выражения (143), наиболее активными факторами влияния на  $\frac{B_m}{N_i}$  являются в порядке размеров этого влияния  $\Delta t$ ,  $\varepsilon$  и  $n$ ; остальные величины  $m$ ,  $P_e$ ,  $P_1$ ,  $i$ ,  $e$  и  $v$  — влияют весьма слабо на величину  $\frac{B_m}{N_i}$ .

Усредняя, можно принять:  $m = 0,1$ ,  $e = 50$  мм,  $i = 0$ ,  $v = 4$  мм,  $P_{zk} = 15$  ага,  $P_e = 1,2$  ага.

Из круговой диаграммы, построенной для золотника с элементами  $e$ ,  $i$  и  $v$ , величина отдельных фаз работы пара ( $\sigma$ ,  $\rho$  и  $\varphi$ ) для разных  $\varepsilon$  приведена в табл. 22.

Таблица 22  
Значения  $\sigma$ ,  $\rho$  и  $\varphi$

$\varepsilon$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
$\rho = \sigma$	0,394	0,307	0,255	0,205	0,158	0,120
$\varphi$	0,0200	0,0070	0,0057	0,0045	0,0032	0,0020

Подставляя эти значения в уравнение (143), получаем:



для  $\varepsilon = 0,1$ 

$$\frac{B_m}{N_i} = \frac{2700}{100 - \frac{62,60 - 0,157 \Delta t}{\sqrt{n}}} \times \times \frac{0,2 \gamma_{зк} - 0,494 \gamma_e}{4,593 - 0,315 n}; \quad (148)$$

для  $\varepsilon = 0,2$ 

$$\frac{B_m}{N_i} = \frac{2700}{100 - \frac{44,30 - 0,111 \Delta t}{\sqrt{n}}} \times \times \frac{0,3 \gamma_{зк} - 0,415 \gamma_e}{6,877 - 0,278 n}; \quad (149)$$

для  $\varepsilon = 0,3$ 

$$\frac{B_m}{N_i} = \frac{2700}{100 - \frac{36,15 - 0,090 \Delta t}{\sqrt{n}}} \times \times \frac{0,4 \gamma_{зк} - 0,354 \gamma_e}{8,582 - 0,166 n}; \quad (150)$$

для  $\varepsilon = 0,4$ 

$$\frac{B_m}{N_i} = \frac{2700}{100 - \frac{31,31 - 0,078 \Delta t}{\sqrt{n}}} \times \times \frac{0,5 \gamma_{зк} - 0,304 \gamma_e}{9,96}; \quad (151)$$

для  $\varepsilon = 0,5$ 

$$\frac{B_m}{N_i} = \frac{2700}{100 - \frac{28,0 - 0,070 \Delta t}{\sqrt{n}}} \times \times \frac{0,6 \gamma_{зк} - 0,258 \gamma_e}{11,09}; \quad (152)$$

для  $\varepsilon = 0,6$ 

$$\frac{B_m}{N_i} = \frac{2700}{100 - \frac{25,56 - 0,064 \Delta t}{\sqrt{n}}} \times \times \frac{0,7 \gamma_{зк} - 0,223 \gamma_e}{11,97}. \quad (153)$$

Если заранее известна или выбрана величина коэффициента вредного пространства  $m$ , то с поправкой на эту величину предыдущие формулы будут выглядеть следующим образом:

для  $\varepsilon = 0,1$ 

$$\frac{B_m}{N_i} = \frac{2700}{100 - \frac{62,60 - 0,157 \Delta t}{\sqrt{n}}} \times \times \frac{0,2 \gamma_{зк} - 0,494 \gamma_e}{4,593 - 0,315 n} (0,77 + 2,3 m); \quad (154)$$

для  $\varepsilon = 0,2$ 

$$\frac{B_m}{N_i} = \frac{2700}{100 - \frac{44,30 - 0,111 \Delta t}{\sqrt{n}}} \times \times \frac{0,3 \gamma_{зк} - 0,415 \gamma_e}{6,877 - 0,278 n} (0,79 + 2,1 m); \quad (155)$$

при  $\varepsilon = 0,3$ 

$$\frac{B_m}{N_i} = \frac{2700}{100 - \frac{36,15 - 0,090 \Delta t}{\sqrt{n}}} \times \times \frac{0,4 \gamma_{зк} - 0,354 \gamma_e}{8,582 - 0,166 n} (0,81 + 1,9 m); \quad (156)$$

при  $\varepsilon = 0,4$ 

$$\frac{B_m}{N_i} = \frac{2700}{100 - \frac{31,31 - 0,078 \Delta t}{\sqrt{n}}} \times \times \frac{0,5 \gamma_{зк} - 0,304 \gamma_e}{9,96} (0,84 + 1,6 m); \quad (157)$$

при  $\varepsilon = 0,5$ 

$$\frac{B_m}{N_i} = \frac{2700}{100 - \frac{28,0 - 0,070 \Delta t}{\sqrt{n}}} \times \times \frac{0,6 \gamma_{зк} - 0,258 \gamma_e}{11,09} (0,86 + 1,4 m); \quad (158)$$

при  $\varepsilon = 0,6$ 

$$\frac{B_m}{N_i} = \frac{2700}{100 - \frac{25,56 - 0,064 \Delta t}{\sqrt{n}}} \times \times \frac{0,7 \gamma_{зк} - 0,223 \gamma_e}{11,97} (0,89 + 1,1 m). \quad (159)$$

Приведённые выражения находят применение при проектировании паровозов:

а) для выработки задания на расчёт размеров котла;

б) для построения ожидаемых экономических характеристик проектного паровоза.

Приступая к разработке проекта нового паровоза, по заданному руководящему виртуальному подъёму  $i_k$  в  $^\circ/_{00}$ , скорости  $V$  в км/час, весу поезда  $Q$  в  $t$  и типу вагонов намечают ориентировочно рабочий вес паровоза с тендером  $P$  в  $t$  и подсчитывают  $\max F_k$

$$\max F_k = P (W'_0 + i_k) + Q (W''_0 + i_k) \text{ кг},$$

где  $W'_0$  и  $W''_0$  — удельные сопротивления паровоза и вагонов в кг/т.

Задаваясь  $\eta_m = 0,95 \div 0,97$ , находят  $\max F_i$ :

$$\max F_i = \frac{\max F_k}{\eta_m}; \quad \max N_i = \frac{\max F_i V}{270}.$$

Выбирают  $\varepsilon$  при прохождении предельного подъёма; выбирая диаметр колёс  $D$ , находят  $n$ ,  $t_d$ , а следовательно, и  $\Delta t$  считаются заданными.

По одной из формул (151) — (153) находим ожидаемую величину  $\frac{B_m}{N_i}$ ; зная  $\max N_i$ , находят величину расчётной часовой паропроизводительности котла  $B_m$  (количество пара), которая вместе с  $t_d$  (качество пара) и является основным заданием для расчёта необходимых размеров котла и пароперегревателя проектного паровоза.

В качестве иллюстрации применения изложенного метода для построения ожидаемых «паспортных» характеристик проектного паровоза приведём расчётный пример.

## Размеры паровоза

$R = 6,0 \text{ м}^2$ ;  $V_m = 10,45 \text{ м}^3$ ;  $H_m = 24,7 \text{ м}^2$ .  
110 дымогарных труб  $\varnothing 46/51 \text{ мм}$ ; 50 жаровых труб  $\varnothing 125/133 \text{ мм}$ ; длина труб  $l = 5,15 \text{ м}$ ;  $l_{жс} = 0,5 \text{ м}$ . Пароперегреватель с четырёхходовым двухоборотным элементом,  $d_{\text{ш}} = 29/36 \text{ мм}$ ;

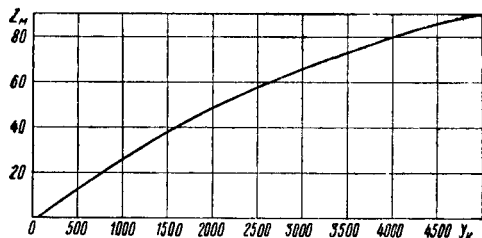
$$H_D = 81,83 \text{ м}^2; H_{\text{ш}} = 105,13 \text{ м}^2; \varnothing_D = 0,1827 \text{ м}^2;$$

$$H_{жс} = 9,18 \text{ м}^2; H_K = 222,3 \text{ м}^2; \varnothing_{жс} = 0,3926 \text{ м}^2;$$

$$H_{жс} = 91,23 \text{ м}^2; \frac{H_{\text{ш}}}{H_K} = 0,473; \varnothing_{жс} = 0,4098 \text{ м}^2;$$

$$\beta = 0,682;$$

$$P_K = 15 \text{ атa}; \varnothing_{\text{ш}} = 0,033 \text{ м}^2.$$

Фиг. 24. Кривая зависимости  $Z_M = f(y_K)$ 

Тепловой расчёт для разных форсировок произведён для угля марки Г (рядового):

$$69,17 \text{ СР} + 4,50 \text{ НР} + 7,03 \text{ ОР} + 2,76 \text{ СР} + 5,67 \text{ ВР}$$

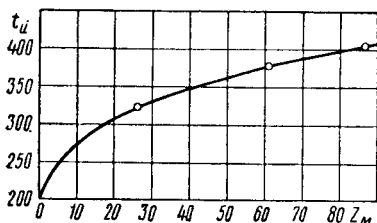
$$K_{\text{Н}}^{\text{Н}} = 6587 \text{ ккал/кг}; L_0 = 9,16 \text{ кг/кг}; \beta_0 = 124.$$

Данные тепловых расчётов приведены в табл. 24. На фиг. 24 и 25 приведены по этим данным зависимости

$$Z_M = f(y_K) \text{ и } t_{жс} = f(Z_M).$$

На фиг. 26 дана зависимость коэффициента индикаторного давления  $\xi$  от отсечки  $\varepsilon$  и числа оборотов  $n$ :

$$\xi = \frac{P_i}{P_K - 1} = f(\varepsilon, n).$$

Фиг. 25. Кривая зависимости  $t_{жс} = f(Z_M)$ 

Начальные точки кривых (на оси  $\xi$ ) подсчитаны по теоретическим индикаторным диаграммам при условии мгновенного падения давления пара до 1 атa в момент предварения выпуска и мгновенного повышения давления до  $P_{жс}$  в момент предварения впуска. Кривые трассированы как средние по опытным данным для паровозов ФД, ИС и М, давшими при испытаниях наивысшие значения  $\xi$ . Пользоваться этими кривыми рекомендуется для проектных паровозов лишь в том случае, если предусматривается для нового паровоза достаточно хорошая обтекаемость паровпускного и выпускного трактов, прямые и короткие каналы и  $e > 50 \text{ мм}$ . На базе этого материала переходим к подсчёту ожидаемых показателей работы паровоза.

## Размеры паровой машины и элементы золотника

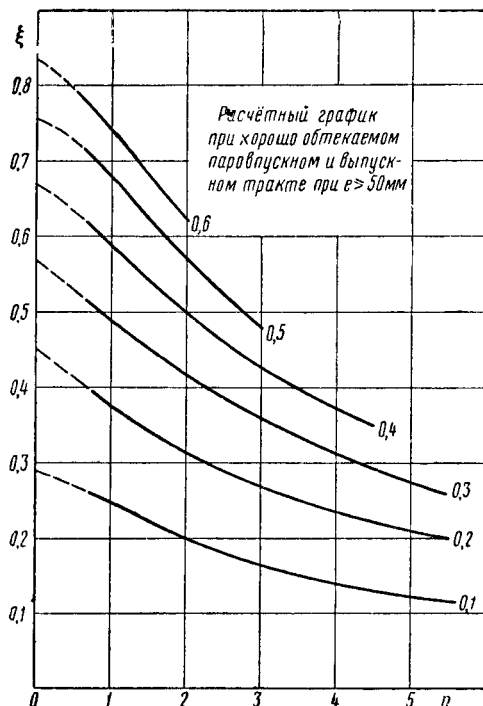
$$d = 650 \text{ мм}; h = 800 \text{ мм}; D = 1500 \text{ мм};$$

$$m = 0,09; e = 50 \text{ мм}; l = 0; v = 8 \text{ мм}.$$

Из круговой золотниковой диаграммы, построенной для этих данных, находим фазы индикаторной работы (фиг. 23), приведённые в табл. 23.

Таблица 23  
Числовые значения  $\varepsilon$ ,  $\sigma$ ,  $\rho$  и  $\varphi$ 

$\varepsilon$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
$\sigma = \rho$	0,440	0,339	0,273	0,220	0,171	0,133
$\varphi$	0,0462	0,0200	0,0118	0,0079	0,0057	0,0033



Фиг. 26. Зависимость коэффициента индикаторного давления от отсечки и числа оборотов

Продemonстрируем на конкретном примере определение ожидаемых значений величин  $F_i$ ,  $N_i$ ,  $B_M$  и  $U$ .

Берём  $\varepsilon = 0,3$  и  $n = 3$ , чему соответствует  $V = 3,6 \pi D n = 16,96 \text{ м}^3/\text{час}$ ,  $P_{жс} = 15,0 \text{ атa}$ . Падение давления пара во впускных каналах

$$\Delta P_{en} = P_{жс} - P_1 = (0,066 - 0,165 \varepsilon) n P_{жс} = 0,75 \text{ атa};$$

$$P_1 = 15,0 - 0,75 = 14,25 \text{ атa}.$$

Подсчитываем компоненты правой части выражения (143):

$$x = 0,3 + 0,39 \ln \frac{0,09 + 1 - 0,273}{0,09 + 0,3} +$$

$$+ \frac{0,273}{2} \left( \frac{1,2}{15,0} + \frac{0,39}{0,917} \right) = 0,66451;$$

$$y = 0,727 + 0,363 \ln \frac{0,363}{0,1018} +$$

$$+ 0,0059 \left( \frac{15,0}{1,2} + \frac{0,363}{0,1018} \right) = 1,28338.$$

Таблица 24

Сводные данные числовых расчётов

Показатели	Единицы измерения	У кг/м <sup>2</sup> час			Показатели	Единицы измерения	У кг/м <sup>2</sup> час		
		150	400	700			150	400	700
$U_k$	тыс. ккал/м <sup>2</sup> час	988	2 635	4 611	$U_H$	кг/м <sup>2</sup> сек	46,6	111,1	158,5
$B_H$	кг/час	900	2 400	4 200	$\sigma_H$	ккал/м <sup>2</sup> час °C	254	511	677
$\alpha$	—	1,40	1,20	1,12	$\sigma_1$	»	26,45	52,40	74,52
$q_{ш+n}$	%	4,15	2,85	2,25	$K_{жс}''$	»	26,28	51,73	73,15
$q_y$	%	4,13	12,59	22,20	$K_H^2$	»	23,96	47,53	67,13
$\rho B_H$	кг/час	0,9172	0,8456	0,7555	$\xi_3$	°C	276,5	330,5	371
$\rho B_H K_H$	кг/час	825,5	2 029	3 173	$\rho$	—	0,4313	0,4453	0,4510
$\frac{\rho B_H K_H}{p}$	кг/м <sup>2</sup> час	520 300	1 279 000	2 000 000	$B_M$	кг/час	5 573	13 294	18 994
$\frac{V_m}{p}$	%	2,70	3,71	7,40	$\Delta \lambda$	ккал/кг	90,5	118,3	145,7
$a'_a$	%	12,54	14,27	12,71	$t_H$	»	353	398	425
$CO_2$	%	0,65	1,13	4,03	$\xi_3$	»	—30	—22	—20,8
$O_2$	%	6,43	4,13	8,514	$\Delta t_3$	»	—4,5	—2,5	—4,0
$M$	ккал/час °C	2 675	5 730	8 514	$t_{жс}''$	»	464	599	686
$N$	ккал/час °C	0,2855	0,6339	0,9552	$t_n$	»	260	286,5	300,5
$\rho B_H K_H$	ккал/м <sup>2</sup> час	220 000	540 400	845 150	$\theta'$	»	198,7	202	206
$H_m$	°C	931	1 209	1 371	$Q_L$	ккал/час	279,0	315,6	338,7
$t_s$	ккал/час	5 928 000	15 809 000	27 665 000	$\Delta K_{жс}''$	»	95 300	152 000	192 500
$Q_m$	»	2 541 000	4 927 000	5 387 000	$\Delta K_H$	»	+3,91	+4,15	+4,31
$Q_s$	»	237 000	237 000	237 000	$K_{жс}''$	»	—4,44	—4,63	—4,75
$x_k$	»	0,99	0,98	0,95	$K_H$	»	30,19	55,88	77,46
$\tau$	°C	15	15	0	$K_H$	»	19,52	42,90	62,38
$t_\theta$	»	0	0	0	$\xi_3$	°C	272	327	368
$t_\theta$	»	264	314	353	$\rho$	—	0,3639	0,4084	0,4237
$Q_0$	ккал/час	671 000	1 906 000	3 289 000	$B_M$	кг/час	5 696	13 498	19 267
$t_A$	°C	849	1 110	1 265	$\Delta \lambda$	ккал/кг	75,2	107,3	135,5
$Q_{жс}'$	ккал/час	178 000	486 000	829 000	$t_H$	»	323,2	376,6	404,4
$K_{жс}$	ккал/м <sup>2</sup> час °C	25,12	49,63	70,14	$T_s$	»	270	323	363
$\xi_3$	°C	278,5	333	374,5	$q_1$	%	69,7	64,3	53,4
$\rho$	—	0,4502	0,4628	0,4681	$q_s$	%	12,5	12,1	11,6
$B_M$	кг/час	5 538	13 195	18 825	$q_s$	%	4,0	1,5	0,9
$\Delta \lambda$	ккал/кг	94,7	123,5	152,2	$Z_M$	кг/м <sup>2</sup> час	3,3	2,9	2,3
$t_H$	°C	361	409	438			25,64	60,72	86,67

Задаётся  $t_{\text{д}} = 380^\circ\text{C}$ ,  $t_{\text{зк}} = 370^\circ\text{C}$ .

Температура выхлопного пара (средняя)

$$t_e = 370 - 200 = 170^\circ\text{C}.$$

Подсчитываем:

$$V_{\text{зк}} = 0,1982 \text{ м}^3/\text{кг}; V_e = 1,721 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$(m + \varepsilon) \gamma_{\text{зк}} - (m + \sigma) \gamma_e =$$

$$= \frac{0,39}{0,1982} - \frac{0,363}{1,721} = 1,757;$$

$$q = \frac{19,8 - 0,05 (370 - 197)}{\sqrt{0,3 \cdot 3}} = 11,75\%.$$

Подставляя в формулу (143):

$$\frac{B_M}{N_i} = \frac{2700}{100 - 11,75} \times$$

$$\times \frac{1,757}{14,25 \cdot 0,66451 - 1,2 \cdot 1,28338} = 6,76 \text{ кг/л.с. ч.},$$

по фиг. 26 находим:

$$\xi = 0,358$$

$$F_i = 0,97 \frac{0,65 \cdot 0,8}{1,5} (15 - 1) 10\,000 \xi =$$

$$= 30\,600 \cdot 0,358 = 10\,955 \text{ кг};$$

$$N_i = \frac{10\,955 \cdot 50,9}{270} = 2\,065 \text{ л.с.};$$

$$B_M = 6,776 \cdot 2\,065 = 13\,992 \text{ кг/час};$$

$$Z_M = \frac{13\,992}{222,3} = 63,0 \text{ кг/м}^3 \text{ час}.$$

По фиг. 25 этому паронапряжению соответствует температура  $t_{\text{д}} = 380^\circ\text{C}$ , которой и задавались в начале расчёта.

Расход пара на 1 рабочий ход поршня:

$$U = \frac{B_M}{\frac{V \cdot 1\,000}{\pi D} \cdot 4} = \frac{13\,992 \cdot \pi \cdot 1,5}{50,9 \cdot 1\,000 \cdot 4} = 0,324 \text{ кг}.$$

По фиг. 24 для  $Z_M = 63,0$  находим  $u_K = 2\,850$  тыс. ккал/м<sup>3</sup> час. К. п. д. паровоза составляет

$$\eta = \eta_K \eta_{ia} \eta_M = \frac{632 N_i}{6\,000 u_K} \eta_M =$$

$$= \frac{632 \cdot 2\,065}{6\,000 \cdot 2\,850} \eta_M = 0,0763 \eta_M.$$

Таблица 25  
Числовые значения  $\eta_M$

$n \backslash \varepsilon$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
1	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,99
2	0,96	0,96	0,96	0,97	0,97	0,99
3	0,95	0,95	0,95	0,97	0,97	0,99
4	0,915	0,92	0,93	0,955	0,96	—
5	0,86	0,89	0,905	—	—	—

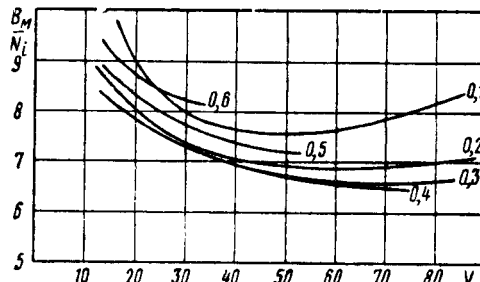
Величины механического к. п. д. машины  $\eta_M$  приведены в табл. 25. Для нашего примера:

$$\eta = 0,0763 \cdot 0,95 = 0,0725.$$

Результаты подсчётов, подобных продемонстрированному, для разных  $n$  и  $\varepsilon$  приведены в табл. 26 — 30. По этим данным могут быть построены все обычно приводимые в паровозных паспортах кривые. Мы ограничимся только кривыми

$$\frac{B_M}{N_i} = f(V, \varepsilon),$$

приведёнными на фиг. 27.



Фиг. 27. Кривые зависимости  $\frac{B_M}{N_i} = f(V, \varepsilon)$

Таблица 26

Результаты подсчётов работы паровоза при различных значениях  $\sigma$ ,  $\delta$ ,  $\varepsilon$ ,  $\varphi$ ,  $x$  и  $y$

$$\varepsilon = 0,1; \sigma = \rho = 0,440; \varphi = 0,0468; x = 0,4156; y = 1,6610$$

Показатели	Единицы измерения	n об/мин.				
		1	2	3	4	5
$V$	км/час	16,96	33,92	50,88	67,84	84,80
$P_1$	кг/см <sup>2</sup>	14,25	13,50	12,75	12,00	11,25
$t_{\text{д}}$	°C	306	322	335	344	352
$t_{\text{зк}}$	»	296	312	325	334	342
$t_e$	»	110	115	125	134	142
$q$	%	46,96	31,42	24,46	20,47	17,61
$V_{\text{зк}}$	м <sup>3</sup> /кг	0,1728	0,1784	0,1829	0,1860	0,1887
$V_e$	»	1,477	1,493	1,538	1,575	1,608
$B_M$	кг/л.с.ч.	9,595	7,740	7,506	7,768	8,275
$\xi$	—	0,238	0,194	0,161	0,135	0,116
$F_i$	кг	7 283	5 936	4 927	4 140	3 550
$N_i$	л.с.	457,5	745,7	928,5	1 040	1 115
$B_M$	кг/час	4 390	5 772	6 969	8 079	9 227
$Z_M$	кг/м <sup>3</sup> час	19,8	26,0	31,3	36,3	41,5
$t_{\text{д}}$	°C	306	322	335	344	352
$U$	кг/ход	0,305	0,200	0,161	0,140	0,128
$u_K$	тыс. ккал/м <sup>3</sup> час	780	1 000	1 217	1 410	1 642
$\eta_K \eta_{ia}$	—	0,0618	0,0785	0,0804	0,0777	0,0715
$\eta$	—	0,0600	0,0754	0,0763	0,0715	0,0615

Таблица 27

Результаты подсчёта работы паровоза при различных значениях  $\epsilon$ ,  $\delta$ ,  $\rho$ ,  $\varphi$ ,  $x$  и  $y$  $\epsilon = 0,2$ ;  $\delta = \rho = 0,339$ ;  $\varphi = 0,0200$ ;  $x = 0,5547$ ;  $y = 1,4090$ 

Показатели	Единицы измерения	n об/мин.				
		1	2	3	4	5
$V$	км/час	16,96	33,92	50,88	67,84	84,80
$P_1$	кг/см <sup>2</sup>	14,5	14,0	13,5	13,0	12,5
$t_{ii}$	°C	323	347	360	372	381
$t_{zk}$	»	313	337	350	362	371
$t_e$	»	117	137	150	162	171
$q$	%	31,30	20,16	15,72	12,91	11,10
$V_{zk}$	м <sup>3</sup> /кг	0,1787	0,1873	0,1914	0,1955	0,1985
$V_e$	»	1,506	1,592	1,640	1,6885	1,725
$B_m$	кг/л. с. ч	8,280	7,119	6,927	6,903	7,023
$N_i$	—	—	—	—	—	—
$\xi$	—	—	—	—	—	—
$F_i$	кг	0,370	0,310	0,269	0,237	0,212
$N_l$	л. с.	11 322	9 486	8 231	7 252	6 487
$B_m$	кг/час	711	1 192	1 551	1 822	2 037
$Z_m$	кг/м <sup>3</sup> час	5 887	8 487	10 744	12 577	14 306
$t_{ii}$	°C	26,5	38,2	48,3	56,6	64,3
$U$	кг/ход	323	347	360	371	381
$у_k$	тыс. ккал/м <sup>3</sup> час	0,409	0,295	0,249	0,218	0,199
$\eta_k$	—	1 025	1 500	1 980	2 410	2 900
$\eta_{ia}$	—	0,0731	0,0837	0,0825	0,0796	0,0740
$\eta$	—	0,0709	0,0803	0,0786	0,0740	0,0659

Таблица 28

Результаты работы паровоза при различных значениях  $\epsilon$ ,  $\sigma$ ,  $\rho$ ,  $\varphi$ ,  $x$  и  $y$  $\epsilon = 0,3$ ;  $\sigma = \rho = 0,273$ ;  $\varphi = 0,0118$ ;  $x = 0,6645$ ;  $y = 1,2834$ 

Показатели	Единицы измерения	n об/мин.				
		1	2	3	4	5
$V$	км/час	16,96	33,92	50,88	67,84	84,80
$P_1$	кг/см <sup>2</sup>	14,75	14,50	14,25	14,00	13,75
$t_{ii}$	°C	341	367	380	390	397
$t_{zk}$	»	331	357	370	380	387
$t_e$	»	131	157	170	180	187
$q$	%	23,92	15,39	11,75	9,63	8,41
$V_{zk}$	м <sup>3</sup> /кг	0,1850	0,1937	0,1982	0,2015	0,2038
$V_e$	»	1,563	1,668	1,721	1,761	1,789
$B_m$	кг/л. с. ч	8,058	7,078	6,776	6,656	6,636
$N_i$	—	—	—	—	—	—
$\xi$	—	—	—	—	—	—
$F_i$	кг	0,503	0,413	0,358	0,317	0,281
$N_l$	л. с.	15 392	12 790	10 955	9 700	8 599
$B_m$	кг/час	967	1 607	2 065	2 437	2 701
$Z_m$	кг/м <sup>3</sup> час	7 790	11 374	13 992	16 221	17 917
$t_{ii}$	°C	35,0	51,2	63,0	73,0	80,6
$U$	кг/ход	341	367	380	390	397
$у_k$	тыс. ккал/м <sup>3</sup> час	0,541	0,395	0,324	0,281	0,245
$\eta_k$	—	1 360	2 125	2 860	3 500	4 088
$\eta_{ia}$	—	0,0749	0,0797	0,0763	0,0733	0,0696
$\eta$	—	0,0727	0,0765	0,0725	0,0683	0,0633

### ЭКОНОМИЧНОСТЬ ПАРОВОЗА В ЦЕЛОМ И БЛИЖАЙШИЕ ПЕРСПЕКТИВЫ ЕЁ ПОВЫШЕНИЯ

Коэффициент полезного действия паровоза в целом, отнесённый к ободу движущих колёс, может быть представлен в следующем,

несколько упрощённом для удобства практического пользования виде:

$$\eta_i = \eta_{ia} \eta_m \eta_k,$$

где  $\eta_{ia}$  — индикаторный абсолютный к. п. д. машины;

Т а б л и ц а 29

Результаты работы паровоза при различных значениях  $\epsilon$ ,  $\sigma$ ,  $\rho$ ,  $\varphi$ ,  $x$  и  $y$   
 $\epsilon = 0,4$ ;  $\sigma = \rho = 0,220$ ;  $\varphi = 0,008$ ;  $x = 0,7521$ ;  $y = 1,1997$

Показатели	Единицы измерения	n об/мин.			
		1	2	3	4
$V$	км/час	16,96	33,92	50,88	67,84
$P_1$	кг/см <sup>2</sup>	15,0	15,0	15,0	15,0
$t_{ij}$	°C	350	380	396	404
$t_{zk}$	»	340	370	396	394
$t_e$	»	140	170	186	194
$q$	%	20,00	12,47	9,45	7,87
$V_{zk}$	м <sup>3</sup> /кг	0,1880	0,1984	0,2035	0,2062
$V_e$	»	1,600	1,721	1,785	1,818
$\frac{B_m}{N_i}$	кг/л. с. ч	8,274	7,176	6,768	6,570
$\xi$	—	0,605	0,512	0,442	0,387
$F_i$	кг	18 513	15 667	13 525	11 842
$N_i$	л. с.	1 163	1 968	2 549	2 975
$B_m$	кг/час	9 623	14 122	17 252	19 546
$Z_m$	кг/м <sup>2</sup> час	43,3	63,5	77,6	87,9
$t_{ij}$	°C	351	380	395	404
$U$	кг/ход	0,668	0,490	0,399	0,339
$U_k$	тыс. ккал/м <sup>2</sup> час	1 740	2 850	3 850	4 750
$\eta_k$ $\eta_{ia}$	—	0,0704	0,0727	0,0698	0,0660
$\eta$	—	0,0685	0,0705	0,0677	0,0634

Т а б л и ц а 30

Результаты работы паровоза при различных значениях  $\epsilon$ ,  $\sigma$ ,  $\rho$ ,  $\varphi$ ,  $x$  и  $y$

$\epsilon = 0,5$ ;  $\sigma = \rho = 0,171$ ;  $\varphi = 0,0057$ ;  $x = 0,8232$ ;  $y = 1,1243$

$\epsilon = 0,6$ ;  $\sigma = \rho = 0,133$ ;  
 $\varphi = 0,0033$ ;  $x = 0,8790$ ;  
 $y = 1,0359$

Показатели	Единицы измерения	n об/мин.				
		1	2	3	1	2
$V$	км/час	16,96	33,92	50,88	16,96	33,92
$P_1$	кг/см <sup>2</sup>	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0
$t_{ij}$	°C	365	395	409	375	400
$t_{zk}$	»	355	385	399	365	390
$t_e$	»	155	185	199	165	190
$q$	%	16,83	10,40	7,92	14,72	9,27
$V_{zk}$	м <sup>3</sup> /кг	0,1931	0,2032	0,2078	0,1965	0,2048
$V_e$	»	1,6605	1,780	1,838	1,701	1,802
$\frac{B_m}{N_i}$	кг/л. с. ч	8,554	7,553	7,191	9,007	8,130
$\xi$	—	0,685	0,584	0,502	0,755	0,626
$F_i$	кг	20 961	17 870	15 361	23 100	19 156
$N_i$	л. с.	1 317	2 245	2 895	1 444	2 406
$B_m$	кг/час	11 266	16 956	20 818	13 006	19 561
$Z_m$	кг/м <sup>2</sup> час	50,7	76,3	93,6	58,5	88,0
$t_{ij}$	°C	365	394	408	375	403
$U$	кг/ход	0,782	0,589	0,482	0,903	0,679
$U_k$	тыс. ккал/м <sup>2</sup> час	2 100	3 750	5 375	2 540	4 750
$\eta_k$ $\eta_{ia}$	—	0,0661	0,0631	0,0567	0,0598	0,0534
$\eta$	—	0,0641	0,0612	0,0549	0,0592	0,0529

$\eta_{\text{м}}$  — механический к. п. д. машины;  
 $\eta_{\text{к}}$  — к. п. д. котла (нетто).

$$\eta_{\text{иа}} = \frac{632}{(\lambda_{\text{д}} - \vartheta) \frac{B_{\text{м}}}{N_i}}; \quad (160)$$

$$\eta_{\text{м}} = \frac{N_{\text{к}}}{N_i}; \quad (161)$$

$$\eta_{\text{к}} = \frac{B_{\text{к}} (\lambda_{\text{д}} - \vartheta)}{B_{\text{н}} K_{\text{р}}^{\text{н}}}. \quad (162)$$

Перемножая формулы (160), (161) и (162), получим

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{632 N_i}{(\lambda_{\text{д}} - \vartheta) B_{\text{м}}} \frac{N_{\text{к}}}{N_i} \frac{B_{\text{м}} (\lambda_{\text{д}} - \vartheta)}{B_{\text{н}} K_{\text{р}}^{\text{н}}} = \\ &= \frac{632}{K_{\text{р}}^{\text{н}} \frac{B_{\text{н}}}{N_{\text{к}}}}. \end{aligned} \quad (163)$$

К. п. д. котла современного паровоза при средней поездной форсировке на угольном отоплении колеблется в пределах

$$\eta_{\text{к}} = 0,60 \div 0,65.$$

В случае наличия воздухоподогрева

$$\eta_{\text{к}} = 0,65 \div 0,70.$$

К. п. д. машины  $\eta_{\text{иа}} = \eta_{\text{иа}} \eta_{\text{м}}$  (так называемый индикаторный эффективный) характеризуется примерно следующими цифрами:

	$\eta_{\text{иа}}$
Для машины однократного расширения:	
без перегрева пара . . . . .	0,068
при низком перегреве пара (до 300° при средних форсировках) . . . . .	0,030—0,090
при среднем перегреве пара (до 350° при средних форсировках) . . . . .	0,100—0,110
при перегреве пара до 400°	0,120
Для машин компаунд:	
без перегрева пара . . . . .	0,080
при высоком перегреве пара	до 0,130

К. п. д. современных паровозов невысок и при средней интенсивности работы составляет 7—7,5%.

В целях поднятия экономичности работы паровоза целесообразно проведение следующих мероприятий.

1. Поднятие перегрева пара на паровозах до 450° в золотниковой коробке, для чего необходимо обеспечить паровоз смазкой соответствующего качества и иметь элементы пароперегревателя из стали, хорошо сопротивляющейся явлению крипа.

2. Оборудование паровозов водоподогревателем типа смешения (отнюдь не в водяном баке тендера); водоподогреватель должен обеспечивать устойчивый подогрев воды до 90—100° и должен иметь запасный бак горячей воды (ёмкостью до 1 т) на случай питания котла на стоянках и при закрытом регуляторе.

3. Паровоз должен быть оборудован газовым воздухоподогревателем. Конструкция его должна быть простой, надёжной и не подверженной засорению уносом. Обеспечиваемая температура подогрева воздуха — не менее 140—150°.

4. Установка наиболее совершенного типа вытяжного конуса, обеспечивающего необходимую тягу газов при минимальном противодавлении. Конус должен обязательно работать по принципу раздельного выхлопа.

5. Паровые каналы цилиндров должны быть прямыми, короткими, весь паровпускной и выхлопной тракт должен быть хорошо обтекаемым, перекрыша впуска  $e$  не менее 50 мм.

6. Уменьшение коэффициента вредного пространства до 5—6%, что возможно при надлежащем качестве изготовления и сборки.

7. Перевод букс и дышел (в первую очередь в пассажирском движении) на подшипники качения.

8. Обеспечение культуры ремонта и ухода за паровозом.

9. Должно быть обращено самое серьёзное внимание на подготовку воды для питания паровозных котлов.

Подсчитаем, что может дать паровоз при условии выполнения намеченной программы требований.

Берём золотник со следующими размерами:  $e = 60$  мм,  $i = +5$  мм,  $v = 4$  мм.

Для  $\varepsilon = 0,3$  и  $n = 2$  имеем (из круговой золотниковой диаграммы):  $\rho = 0,22$ ;  $\sigma = 0,27$ ;  $\varphi = 0,002$ ;  $m = 0,05$ ;  $P_{\text{зк}} = P_1 = 15$  ага;  $P_e = 1,2$  ага;  $t_{\text{зк}} = 450^\circ \text{C}$ ;  $t_v = 250^\circ \text{C}$ .

Внутренние потери в паровом цилиндре

$$q = \frac{19,8 - 0,05 \cdot 250}{\sqrt{2 \cdot 0,3}} = 9,42\%;$$

$$x = 0,6574; y = 1,3303;$$

$$V_{\text{зк}} = 0,2200; V_e = 2,041;$$

$$\begin{aligned} \frac{B_{\text{м}}}{N_i} &= \frac{2700}{100 - 9,42} \cdot \frac{0,35}{0,2200} - \frac{0,32}{2,041} = \\ &= 5,17 \text{ кг/л.с.ч;} \end{aligned}$$

$$\eta_{\text{иа}} = \frac{632}{(805,3 - 100) 5,17} = 0,1733.$$

Оценивая к. п. д. усовершенствованного котельного агрегата с воздухоподогревом при средней поездной форсировке цифрой  $\eta_{\text{к}} = 0,70$ , получим:

$$\eta_{\text{иа}} \eta_{\text{к}} = 0,1733 \cdot 0,70 = 0,1213.$$

Принимая  $\eta_{\text{м}} = 0,97$ , находим:

$$\eta = 0,1213 \cdot 0,97 = 0,1177 \text{ (11,77\%).}$$

Эта цифра в 1,5 раза выше, чем у современных паровозов.

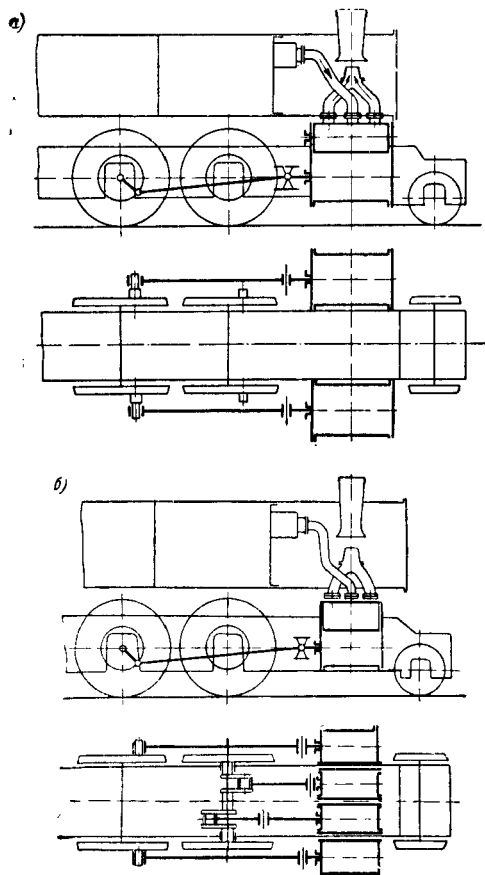
Поднять современный паровоз на эту ступень мощности и экономичности можно и должно.

## ПАРОВАЯ МАШИНА

### ПАРОВЫЕ ЦИЛИНДРЫ

#### Расположение цилиндров

Расположение цилиндров определяется условиями крепления их к раме паровоза. На большинстве паровозов применяют двухцилиндровую машину с расположением цилиндров в передней части рамы (фиг. 1, а).



Фиг. 1. Схемы расположения цилиндров

Этим обеспечивается наименьшая колёсная база паровоза и уменьшение длины паропроводов за счёт приближения цилиндров к коллектору пароперегревателя и конусу.

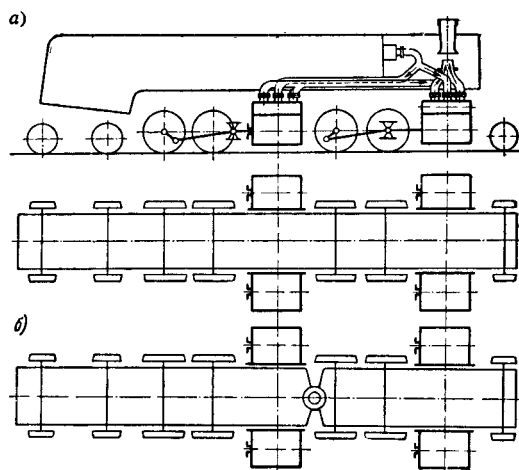
В многоцилиндровых паровозах с размещением паровой машины снаружи и внутри рамы (фиг. 1, б) необходимо применение колёчатых осей.

В многоцилиндровых паровозах с размещением паровой машины снаружи рамы паропроводы неизбежно удлиняются (фиг. 2, а) и увеличивается колёсная база паровоза.

На сочленённых паровозах с двумя отдельными рамами, связанными между собой шкворнем (фиг. 2, б), применяют шарнирные соединения паропроводов.

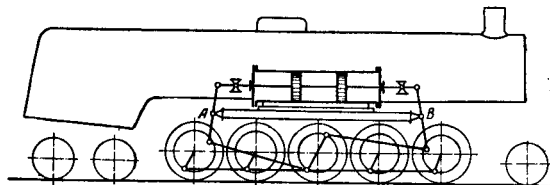
В паровозе 1-5-2 Ворошиловградского паровозостроительного завода имени Октябрьской революции постройки 1949 г. с целью

уравновешивания сил инерции поступательно-движущихся масс осуществлена конструкция паровой машины с расходящимися поршнями



Фиг. 2. Схемы расположения цилиндров

и качающимися рычагами А и В (фиг. 3), ведущая ось имеет двухкривошипный мотыль. Условие крепления паровых цилиндров здесь облегчено за счёт значительного уменьшения продольного усилия, действующего в местах



Фиг. 3. Схема паровоза с расходящимися поршнями

крепления цилиндров к раме паровоза.

Расположение продольной оси цилиндра для некоторых паровозов (С, С<sup>в</sup>, С<sup>у</sup> и др.) совпадает с геометрической осью движущих колёс (фиг. 4, а.)

В грузовых паровозах с движущими колёсами малого диаметра из условия размещения продувочных клапанов в габарите цилиндров делают наклонными (уклон  $\frac{1}{30} \div \frac{1}{25}$ ) по фиг. 4, б.

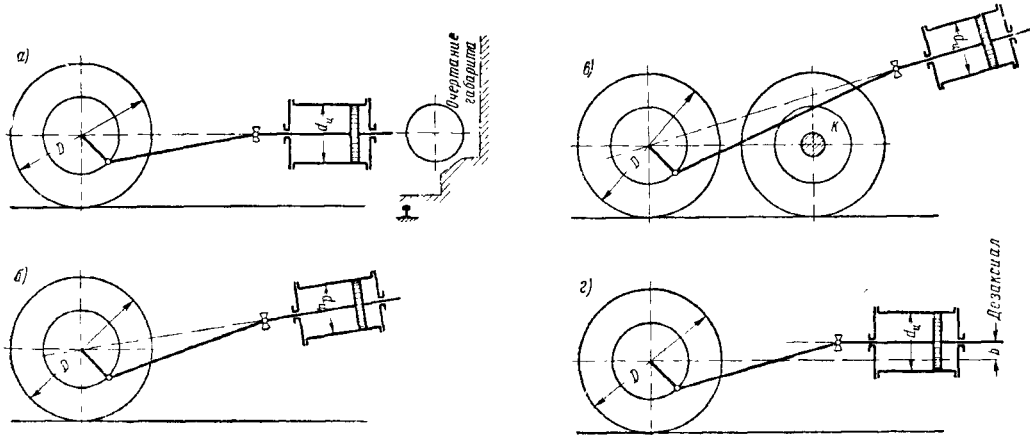
Такая схема расположения цилиндров принята на паровозах Э, СО, О<sup>в</sup>. В паровозах с внутренними цилиндрами наклон цилиндров необходим для пропуща ведущего дышла сверху передней сцепной оси К (фиг. 4, в). В современных паровозах с большими диаметрами цилиндров для вписывания в габарит нижней части цилиндра с его арматурой применяют дезаксиальное расположение цилиндров (фиг. 4, г).



Величину  $b$  называют дезаксиалом; для паровозов ФД и ИС  $b = 50$  мм, для паровоза Л1-5-0  $b = 20$  мм и т. д.

Дезаксиальное расположение цилиндров применяется иногда на пассажирских паровозах из условий, определяемых конфигурацией передней части рамы и передней тележки.

На раме цилиндр укрепляют привалочным фланцем 3 и точёными болтами. Для разгрузки болтов от деформации среза имеются приливы 4, которые входят в специальный вырез рамы. Между кромками рамы и обработанными кромками приливов 4 устанавливают цилиндрические клинья, затягиваемые шпильками.

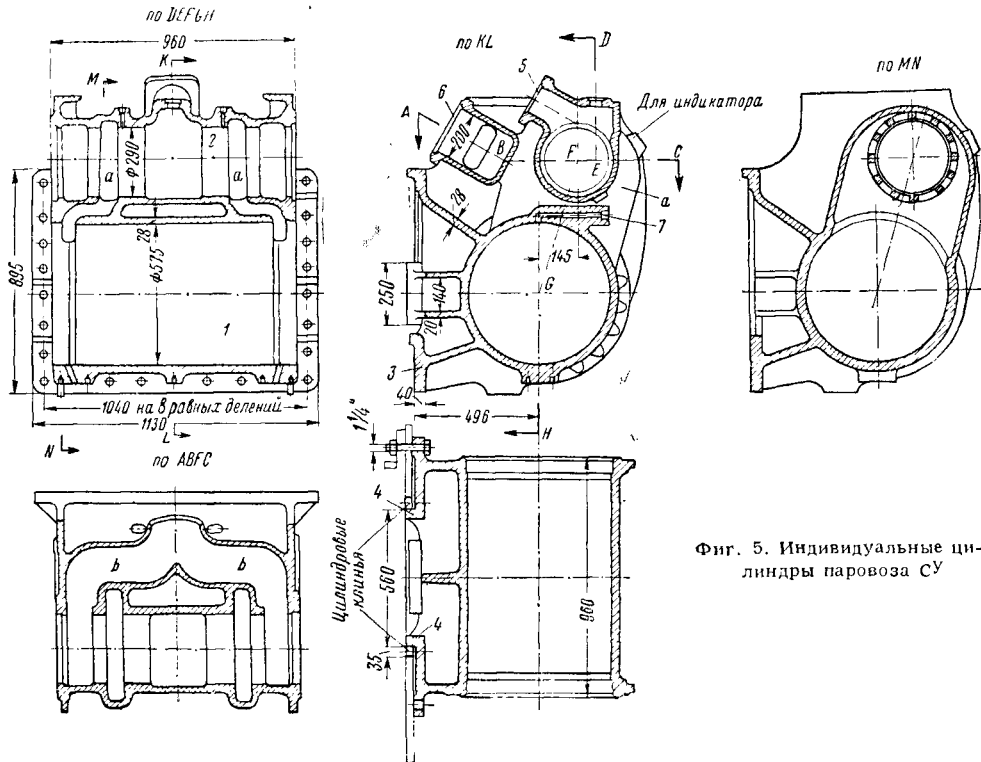


Фиг. 4. Расположение осей цилиндров

### Конструкции цилиндров

Индивидуальный цилиндр устанавливают на паровозах с листовой рамой (СУ, Э, СО и др.). Он представляет собой сложную отливку из высококачественного чугуна (фиг. 5), состоящую из цилиндрического барабана 1 и золотниковой камеры 2, связанных между собой парораспределительными каналами.

Перегретый пар из коллектора поступает через фланец 5 в среднюю полость золотниковой камеры. Выхлопной пар через каналы  $a-a$  и полость  $b-b$  поступает к выхлопному патрубку 6. Смазка поршня осуществляется через прилив 7. На цилиндре имеется ряд приливов: для индикаторных пробок, установки клапанов беспарного хода, для пирометра и пр.



Фиг. 5. Индивидуальные цилиндры паровоза СУ

Для отвода конденсата вниз золотниковой камеры и цилиндра имеются приливы и отверстия для установки спускных трубок и продувальных клапанов. Для уменьшения мятая пара при проходе через каналы последние стремятся выполнить прямыми и широкими. Ширина каналов не должна быть чрезмерной, так как иначе возрастает величина вредных объемов цилиндра, резко снижающих экономичность работы паровозной машины. В современных паровозах для спрямления каналов удлиняют золотниковую камеру, делая её более длинной, чем цилиндрический барабан.

В золотниковую камеру запрессовывают чугунные втулки с паровыми окнами. В новые цилиндрические барабаны индивидуальных цилиндров втулки не ставят и лишь после достижения предельных размеров толщин стенок запрессовывают чугунные втулки, сохраняющие пригодность всего цилиндра для дальнейшей работы паровоза.

Запрессовку цилиндрических и золотниковых втулок по нормам ЦТ МПС производят под следующим давлением:

Наружный диаметр втулки в мм	Давление в конце запрессовки в т
250÷400	15÷25
400÷450	18÷33
450÷500	20÷40
500÷550	20÷40
550÷600	23÷45
600÷650	25÷50
650÷750	30÷55
750÷800	30÷55

Наименьшая толщина стенки цилиндра, расточенного под втулку, 14 мм. Наименьшая толщина новой втулки 10 мм, а для паровозов ФД и ИС—20 мм. Твёрдость рабочей поверхности втулок 170—229 единиц Бринеля. После запрессовки цилиндрические и золотниковые втулки обязательно растачиваются.

Необходимый натяг принимают приблизительно равным 0,00025 от наружного диаметра втулки.

Для уменьшения хода пресса и лучшего направления цилиндрической втулки перед запрессовкой поверхность её делают ступенчатой; так, наружный диаметр втулки паровоза ФД на половине длины принят 711 мм, а на остальной длине—710 мм.

Новые и отремонтированные цилиндры подвергаются гидравлическому испытанию на 5 ат выше рабочего котлового давления. Для обеспечения жёсткости передней части рамы с установленными индивидуальными цилиндрами применяется междурамное крепление, связанное болтами с отдельной передней опорой дымовой камеры паровозного котла. В современных паровозах (ФД, ИС, Е<sup>а</sup>, Л и др.) применяются блочные типы цилиндров.

**Блочный цилиндр** представляет собой стальную отливку сложной конфигурации, объединяющую собственно цилиндр, золотниковые камеры, переднее междурамное крепление, переднюю опору дымовой камеры котла. Блочные цилиндры, таким образом, воспринимают не только горизонтальные усилия от давления пара на поршни паровой машины, но и вертикальные усилия от веса котла.

Точный расчёт паровозного цилиндра весьма затруднителен, и поэтому толщину стенок, отдельные сечения и т. п. выбирают на основании практических данных с учётом условий технологии их изготовления, температурных деформаций при работе паровоза, а также эксплуатационных условий и возможностей повторных расточек цилиндров.

Примерные размеры цилиндров после обработки следующие:

#### Чугунные индивидуальные цилиндры

Толщина стенок барабанов цилиндров . . . . .	28÷35 мм
Толщина стенок золотниковой камеры . . . . .	20÷22 »
Толщина стенок паровых каналов . . . . .	20÷22 »
Толщина опорного фланца к раме . . . . .	38÷40 »

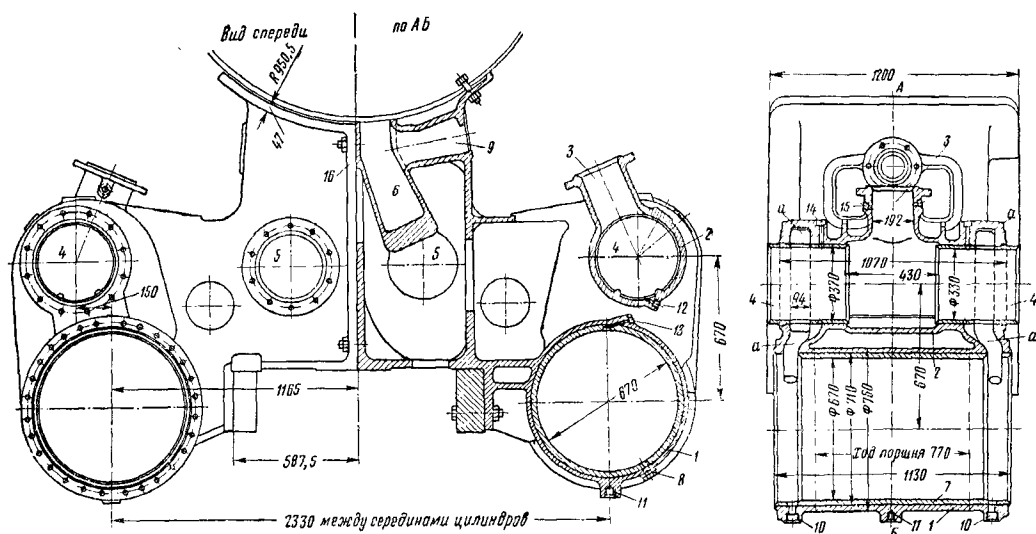
#### Блочные стальные цилиндры

Толщина стенок барабанов цилиндров . . . . .	25÷30 мм
Толщина стенок золотниковой камеры . . . . .	20÷25 »
Толщина вертикальных стенок опоры под котёл . . . . .	22÷25 »
Толщина посадочных котельных фланцев . . . . .	45÷50 »
Толщина посадочных рамных фланцев . . . . .	45÷50 »

Применение блочных цилиндров обеспечивает некоторый выигрыш в весе. Механическая обработка блочных цилиндров значительно дешевле обработки индивидуальных цилиндров. При ремонте стальных цилиндров широко применяется сварка. Блочные цилиндры по конструкции делятся на два типа.

**Первый тип.** Выхлопные каналы вынесены из отливки наружу и образованы в виде отдельных патрубков (сварных или литых), присоединяемых к цилиндру на болтах и фланцах. На фиг. 6 показан подобный тип цилиндра паровозов ФД и ИС. Барабан цилиндра 1 и барабан золотниковой камеры 2 соединены каналами а—а. Подвод пара происходит через фланец 3, выпуск отработавшего пара—через торцевые сечения золотниковых втулок 4, к которым присоединяются сварные патрубки, отводящие пар к отверстиям 5 в опорном постаменте котла. Затем пар через каналы 6 поступает в конус. Для обеспечения лучшей прирабатываемости трущихся поверхностей в стальные цилиндры запрессовываются чугунные сменные втулки 7. Для предупреждения их проворачивания при расточках они помимо значительного прессового усилия закреплены ввёрнутыми чугунными пробками 8. Канал 9 может быть использован при отборе мятого пара на водоподогреватель. Приливы 10 и 11 служат для постановки продувальных клапанов. Отвод конденсата из золотниковой камеры, от прилива 12 к приливу 11, осуществляется с помощью спускной трубки. Приливы 13, 14, 15 сделаны для установки смазочных штуцеров. Вертикальные фланцы 16 служат для соединения призонными болтами обеих половин блочных цилиндров между собой.

**Второй тип.** Выхлопные каналы образованы внутри отливки. Этим достигается упрощение обработки цилиндра и снижается вес всего собранного блока цилиндра. На



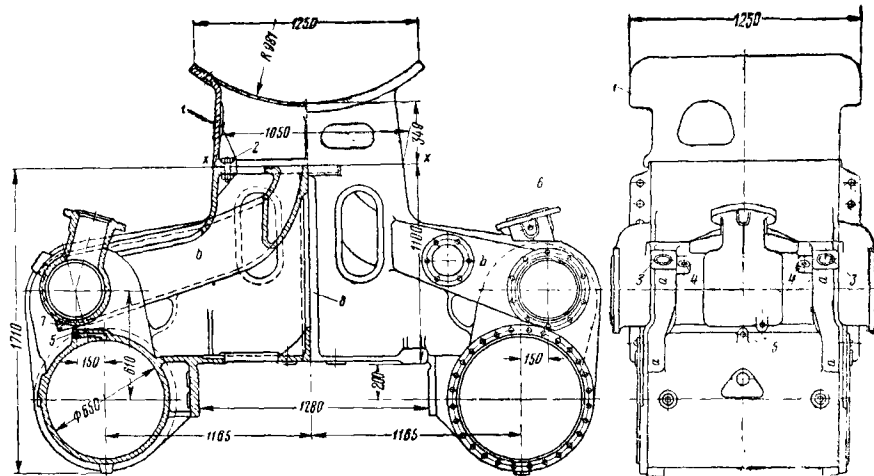
Фиг. 6. Блочные цилиндры паровозов ФД и ИС

фиг. 7 приведён цилиндр паровоза Л с составной опорой котла. В последнее время этот цилиндр подвергся конструктивному усилению (в связи с появлением в нём трещи-

Золотниковая и цилиндровая полости соединяются паровыми каналами  $a-a$ . Выхлоп пара происходит через торцевые сечения

ны 1, присоединяемой к блочному цилиндру болтами 2 по плоскости  $x-x$ .

Отверстия 3 служат для проверки золотников, приливы 4 и 5—для смазочных штуцеров; для установок штуцера «смазки в пар» имеется прилив 6 на паровпускном патрубке. Спуск воды—из прилива 7. Между собой цилиндры соединяются фланцами 8.



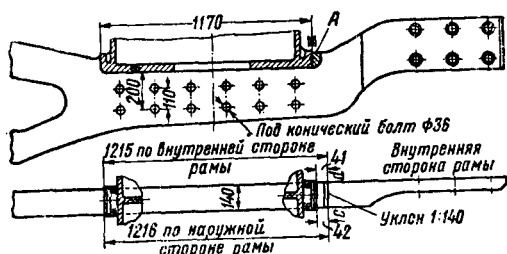
Фиг. 7. Блочный цилиндр паровоза Л

золотниковых втулок, однако после выхода из втулок выхлопной пар направляется не в стельно привёрнутые патрики, как в предыдущей конструкции, а во внутренние каналы  $b-b$ , образованные в отливке средней части блока.

По производственным причинам (уменьшение габаритов опок, замена применения специальных больших станков для радиальной строжки целого блока) верхняя часть блока цилиндра сделана отъёмной в виде седлови-

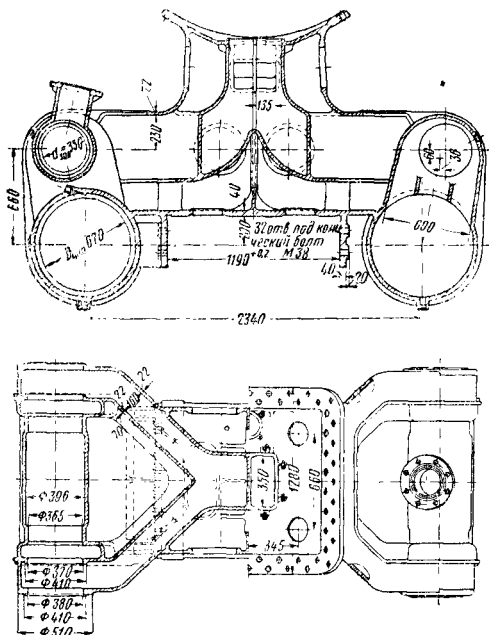
Укрепление блочного цилиндра на брусковой раме показано на фиг. 8. Блок цилиндра опирается на раму в специальных выемках и с помощью 12 призонных болтов диаметром 36 мм (для паровозов ФД и Л) прочно соединяется с рамой.

Для разгрузки болтов от среза между передней гранью *cd* выемки в раме и обрезом цилиндра забиваются клинья *A*, которые после установки обвариваются по кромке цилиндра.



Фиг. 8. Укрепление блочного цилиндра на брусковой раме

На фиг. 9 приведена конструкция цилиндра паровоза 1-5-2 постройки Улан-Удэнского паровозостроительного завода, в которой вся отливка представляет монолитный блок. Выхлопные каналы образованы внутри отливки.



Фиг. 9. Цилиндр паровоза 1-5-2

Площадь сечения канала (сечение I—I на фиг. 10) выбирают из условия неразрывности потока

$$Wf = C_S F,$$

где  $C_S$  — средняя скорость хода поршня в м/сек;

$W$  — условная скорость пара;

$$W = 70 \div 120 \text{ м/сек};$$

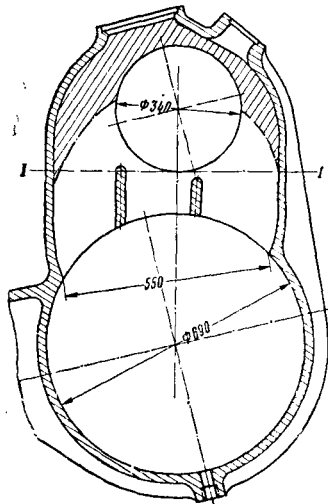
$f$  — поперечное сечение канала в  $\text{м}^2$ ;

$F$  — площадь поршня в  $\text{м}^2$ .

Выражая среднюю скорость поршня  $C_S$  через ход поршня  $h$  м, диаметр колеса  $D$  м, скорость паровоза  $v$  км/час и площадь поршня через его диаметр  $d_c$  м, имеем

$$f = 0,14 \frac{h v d_c^2}{D W} \text{ м}^2.$$

Канал выше сечения I—I постепенно суживается кверху. Исследования показывают, что верхние окна золотниковых втулок пропускают значительно меньше пара, чем нижние, поэтому можно считать, что работа золотника не будет существенно ухудшена, если очертания канала будут выполнены так, как это показано на фиг. 10 пунктиром.



Фиг. 10. Эскиз парового канала цилиндра

Число и диаметр шпилек для укрепления цилиндрических крышек определяют из расчета тела шпильки на разрыв и затяжку в 25% от полного котлового давления. Напряжение разрыва  $\sigma_n = 500 \div 600 \text{ кг/см}^2$ , материал шпилек — Ст. 3.

Шаг шпилек, крепящих крышку цилиндра,

$$t = 3 \div 3,5 d_0 \leq 100 \text{ мм},$$

где  $d_0$  — диаметр шпильки.

Золотниковые шпильки выполняют диаметром 20 ÷ 24 мм. Шаг золотниковых шпилек  $t \leq 150 \text{ мм}$ .

В табл. 1 приведены данные по цилиндрам некоторых паровозов СССР. В табл. 2 приведены параметры золотниковых втулок и паровых каналов ряда паровозов СССР.

#### Цилиндровые и золотниковые крышки и золотниковые втулки

Цилиндровые крышки на паровозах прежней постройки были из литого чугуна, в современных паровозах их изготавливают из стального литя.

На фиг. 11 показана передняя цилиндрическая крышка паровоза ЭМ, в которой корпус крышки прижимается к цилиндру шпильками через нажимное кольцо 1. В этой конструкции для притирки крышки к телу цилиндра по притирочной ленте К нет необходимости вывертывать из фланца цилиндра все шпильки.

На фиг. 12 показана задняя цилиндрическая крышка паровоза ФД, в которой фланец составляет одно целое с крышкой без нажимного кольца, поэтому в такой конструкции при притирке крышки вывертываются все

Таблица 1

## Цилиндры паровозов

Серия и тип паровоза	Тип цилиндров	Диаметр цилиндра $d_ц$ в мм	Диаметр золотника $d_з$ в мм	Ход поршня $h$ в мм	Дезаксиал $b$ в мм	Уклон цилиндра $l$	Материал цилиндра	Вес одного цилиндра в кг*	Вес цилиндров одного паровоза в кг	Расстояние между осями цилиндров в мм	Вредное пространство в %	Наименьший зазор между крышкой и поршнем в мм		Диаметр предохранительных клапанов в мм
												передний	задний	
Эм 0-5-0	Индивидуальные	650	250	700	—	1:30	ЧЛ. 1	1 566	3 152	2 280	12	14	14	55
СО 1-5-0	Индивидуальные	650	250	700	—	1:30	СЧ 21-40	1 640	3 280	2 280	12	14	14	55
Л 1-5-0	Блочные	650	300	800	20	—	Ст. 25-4522	2 585 2 785**	5 170 5 570	2 330	9,3	13 <sup>+4</sup> <sub>-2</sub>	13 <sup>+5</sup> <sub>-2</sub>	Нет
Еа 1-5-0	Блочные	635	304,8	711	50,8	—	Сталь литая	3 750	7 500	2 260,8	10,8	12,7	12,7	Нет
ФД и ИС 1-5-1 и 1-4-2	Блочные	670	330	770	50	—	Л. Ст. 1	3 266	6 532 ФД 6 526 ИС	2 330	13	15,5	15,5	55
СУ 1-3-1	Индивидуальные	575	250	700	—	—	СЧ 21-40	1 433	2 876	2 280	9,92	15	15	40

\* Вес цилиндров указан в чистом виде, после обработки.

\*\* Вес цилиндра после усиления.

Таблица 2

## Параметры золотниковых втулок и паровых каналов

Серия и тип паровоза	Внутренний диаметр в мм	Толщина стенки в мм	Длина втулки в мм	Форма окон**	Ширина паровых окон в мм	Ширина выхлопных окон в мм	Условная ширина выхлопных окон в мм***	Площадь паровых окон в см <sup>2</sup>	Площадь выхлоп- ных окон в см <sup>2</sup>	Площадь сечения золотника в см <sup>2</sup>	Коэффициент суже- ния паровых окон местными ****	Коэффициент суже- ния выхлопных окон местными ****	О т н о ш е н и я					Периметр паровых окон в см	Гидравлический радиус вы- хлопных окон $\rho$ (отношение пло- щади окон к периметру) в см
													площадь паро- вых окон	площадь пош.ина	площадь па.о- вых окон	площадь золотника	площадь паро- вых окон		
Эм 0-5-0	250	20	487	Т	52	85	—	299	463	491	0,67	0,69	0,090	0,61	0,066	2,58	234	1,31	
СО 1-5-0	250	20	487	Т	53	85	—	299	463	491	0,67	0,69	0,090	0,61	0,066	2,30	234	1,34	
Л 1-5-0	300	20	606	Р	75	—	75	585	707	707	0,72	1,00	0,177	0,83	0,113	4,60	300	1,93	
Еа 1-5-0	304,8	15	304	П	44,5	—	75	340	707	730	0,716	1,00	0,107	0,48	0,0755	3,3	232	1,46	
ФД 1-5-1	530	20	410	Р	80 +10×20*	—	32	690	855	875	0,76	1,00	0,196	0,806	0,137	3,37	344	2,02	
СУ 1-3-1	250	20	472	Т	53	102	—	345	550	491	0,71	0,69	0,133	0,702	0,036	3,57	234	1,47	
ИС 1-4-2	330	20	410	Р	80 +4×40*	—	82	630	855	855	0,76	1,00	0,196	0,806	0,137	3,37	344	2,02	
К1 и К2 2-3-2	300	20	345	Р	65	—	75	455	707	707	0,74	1,00	0,173	0,645	0,112	5,34	—	—	
В 2-3-2	330	20	410	Р	80	—	82	629	855	855	0,76	1,00	0,178	0,735	0,122	3,36	—	—	
52 1-5-0	300	—	—	Р	52	—	—	344	—	707	0,62	—	0,122	0,455	0,057	—	267	1,29	

\* Дополнительное окно для впуска пара.

\*\* Т—треугольная, Р—ромбическая, П—прямоугольная.

\*\*\* Условная ширина выхлопных окон равна ширине кольцевого пояса, равновеликого по площади золотника при коэффициенте сужения, равном единице.

\*\*\*\* Коэффициент сужения равен площади окон, деленной на площадь окон плюс площадь всех перемычек.



Таблица 3

Размеры цилиндрических и золотниковых крышек и втулок некоторых паровозов СССР

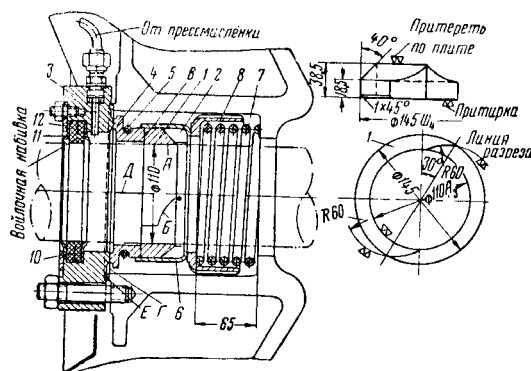
Серия и тип паровоза	Передняя цилиндрическая крышка			Задняя цилиндрическая крышка		Передняя золотниковая крышка			Задняя золотниковая крышка		Цилиндрическая втулка		Золотниковая втулка	
	материал	вес 1 шт. в кг	наличие контроштока	материал	вес 1 шт. в кг	материал	вес 1 шт. в кг	наличие контроштока	материал	вес 1 шт. в кг	материал	вес 1 шт. в кг	материал	вес 1 шт. в кг
ЭМ 0-5-0	ЧЛ 1	139,5	Имеется	ЧЛ 2	203	ЧЛ 2	17,7	Имеется	Л Ст. 1	68,2	—	—	ЧЛ 1	37,5
СО 1-5-0	СЧ 36	134	»	СЧ 36	222	ЧЛ 2	24,5	»	То же	61,4	—	—	ЧЛ	52,5
Л 1-5-0	Ст. 25-4522	156	Нет	Ст. 25-4522	180	СЧ 15-32	26,15	»	Ст. 25-4518	106	СЧ 21-40	334	СЧ 21-40	69
ЕА 1-5-0	Сталь литая	201	»	Сталь литая	260	Сталь литая	29	Нет***	Сталь литая	91	ЧЛ	194	СЧ 21-40	36,2
ФД и ИС 1-5-1 и 1-4-2	Л Ст. 1	174	»	Л Ст. 1	228	Л Ст. 1	28,2* 132**	»	Л Ст. 1	250	ЧЛ спец.	372	ЧЛ	51,8
СУ 1-3-1	ЧЛ 2	85	Имеется	ЧЛ 2	154	ЧЛ 2	27	Имеется	ЧЛ 2	32,8	—	—	ЧЛ 1	37

\* Вес без патрубка выхлопного пара.

\*\* Вес с патрубком выхлопного пара.

\*\*\* При переделке на золотник Трофимова имеется.

**Поршневые и золотниковые сальники.** Для предупреждения пропуска пара вдоль поршневой скалки служат сальники. Примером удовлетворительной конструкции сальника может служить поршневой сальник паровоза Л (фиг. 16). Уплотняющее кольцо 1, изготовленное из свинцовисто-никелевой бронзы марки Бр. СН60-2,5, разрезано на два полукольца



Фиг. 16. Задний поршневой сальник паровоза Л

со стыком, образованным по радиусу  $R=60$  мм (фиг. 16, справа); сечение кольца трапециевидальной формы со скосом на  $40^\circ$ . На скошенную поверхность кольца надевается нажимное чугунное кольцо 2, также разрезанное на две половины. Между кольцом 1 и фланцем сальника 3 ставятся упорные чугунные полукольца 4, тщательно притертые к фланцу 3 и к уплотняющему кольцу 1. Полукольца 4 снаружи охватываются витой пружиной-браслетом 5, изготовленной из высококачественной

хромованадиевой стали 50 ХФА. Полукольца 1, 2, 4 вставлены в стальную обойму 6. Прижатие кольца 1 к скалке и кольца 4 к фланцу 3 и кольцо 1, необходимо для герметичности, осуществляется пружиной 7, также изготовленной из стали 50 ХФА. Пружина 7 помещается в чугунную направляющую 8. При износе трущейся части А полукольца, образующие сальниковое кольцо 1, взаимно смещаются по поверхности радиального разреза Б и уплотняют скалку.

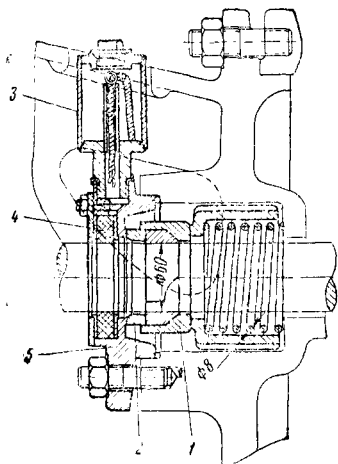
Наружный фланец 3 ставится на медном кольце и затягивается шестью шпильками. Во фланце 3 установлено войлочное кольцо 10, уплотняемое штампованными полукольцами 11 и листовым фланцем 12, установленным на шпильках.

Отсутствие парения сальника обеспечивается тщательным наблюдением за плотностью стыков А, Б, Г, Д, Е. Подача смазки под давлением от пресс-масленки. Золотниковые сальники при золотниках с внутренним впуском работают в значительно более легких условиях, чем поршневые, так как давление отработавшего пара невелико, а температура выхлопного пара редко превышает  $200 \div 250^\circ \text{C}$ .

Пружина создает удельное давление колец  $0,9 \div 1,1 \text{ кг/см}^2$ . При воздействии пара удельное давление колец поршневых сальников повышается до  $9 \div 12 \text{ кг/см}^2$ .

На фиг. 17 показан золотниковый сальник паровоза Л. Уплотняющее кольцо 1 и нажимное кольцо 2 выполнены цельными вследствие отсутствия выступающего бурта на хвостовике золотниковой скалки; в сальнике не требуется применения обоймы и пружины-браслета. Детали золотникового сальника изготавливаются из того же материала, что и детали поршневого сальника. Смазка происходит от фитильной масленки 3 и войлочного

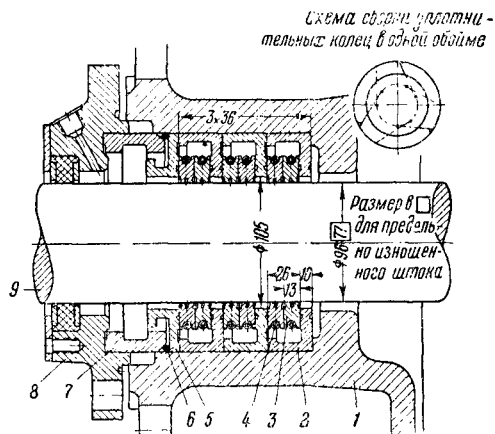
манжета 4. Задний золотниковый фланец 5 имеет резьбу, в которую ввёртывается хвостовик маслёрки 3.



Фиг. 17. Золотниковый сальник паровоза Л

В последнее время вводится лабиринтный сальник с чугунными уплотнительными кольцами системы ЦНИИ МПС. В этой конструкции достигается значительная экономия цветных металлов. Низкое удельное давление ( $0,3 \div 0,5 \text{ кг/см}^2$ ) между набивочными кольцами лабиринтного сальника и скалкой поршня обеспечивает надёжную работу сальников при длительной эксплуатации паровозов.

На фиг. 18 показан трёхкамерный лабиринтный сальник ЦНИИ МПС, установленный



Фиг. 18. Лабиринтный сальник ЦНИИ МПС штока паровоза СУ

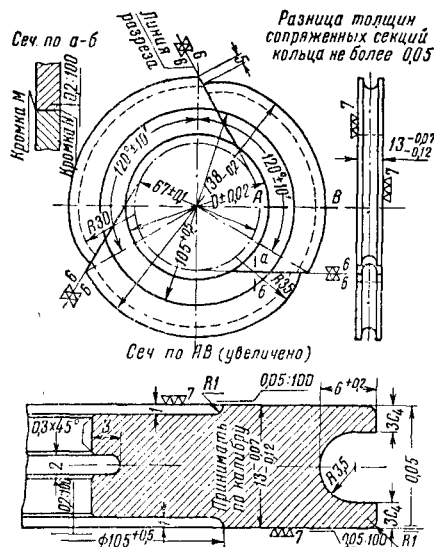
на паровозе СУ. Обозначения на фигуре: 1 — крышка цилиндра; 2 — обойма колец; 3 — уплотнительное кольцо; 4 — браслетная пружина; 5 — проставочное кольцо; 6 — прокладное кольцо; 7 — нажимное кольцо; 8 — крышка сальника; 9 — скалка поршневая.

На фиг. 19 приведено уплотнительное кольцо трёхсекционной разрезки, технологически легко выполнимой в условиях депо. В послед-

нее время испытываются уплотнительные кольца четырёхсекционной разрезки.

Важную роль играет непрерывная смазка сальников непосредственно от пресс-маслёрки.

На фиг. 20 приведено оборудование лабиринтными сальниками и маслопровод к ним для паровоза серии СУ. Обозначения на фигуре: 1—золотниковый сальник; 2—лабиринтный трёхкамерный поршневой сальник скалки; 3—лабиринтный сальник контрольного; 4—подвод смазки к золотниковому сальнику; 5—подвод смазки к заднему поршневому сальнику; 6—подвод смазки к переднему поршневому сальнику; 7—подвод смазки к переднему концу золотниковой скалки; 8—маслораспределитель.



Фиг. 19. Уплотнительное кольцо

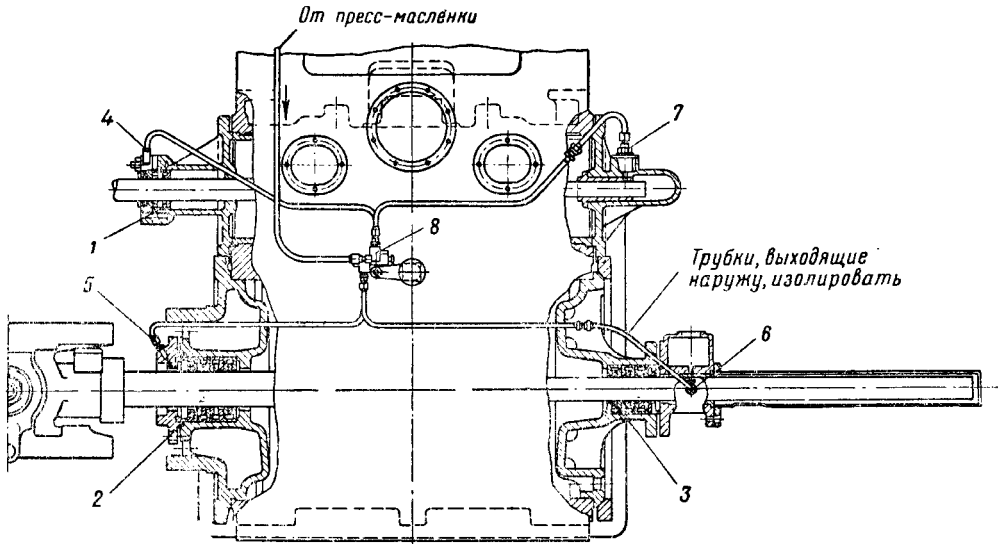
#### Арматура и изоляция цилиндров

К арматуре цилиндра относят продувочные и предохранительные клапаны.

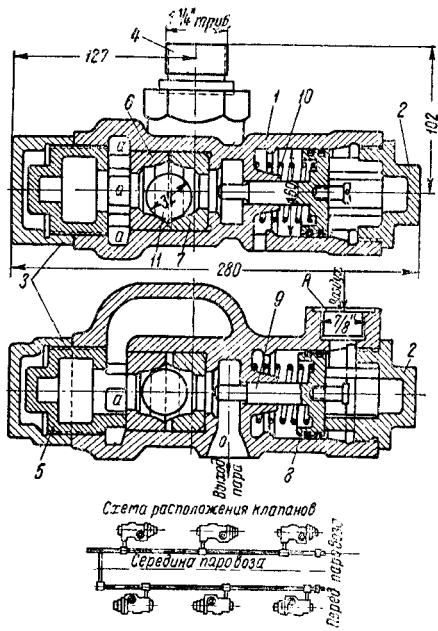
**Клапаны.** На фиг. 21 показан продувочный клапан паровоза ФД, приводимый в действие сжатым воздухом. На паровозах прежних конструкций продувочные клапаны имеют ручной привод из будки машиниста. Действие клапана понятно из чертежа и спецификации. На стояке паровоза, когда в цилиндре нет пара, шарик не прижимается к гнезду и вода вытекает через открытые отверстия. Обозначения на фигуре: 1—корпус; 2 и 3—пробки; 4—хвостовик, ввёртываемый в цилиндр; 5—нажимная деталь; 6 и 7—гнезда клапана; 8—воздушный поршень, управляющий клапаном; 9—хвостовик воздушного поршня, толкающий клапан; 10—возвращающая пружина; 11—шариковый клапан; А—подвод воздуха для открытия клапана; а—окна для прохода пара и воды из цилиндра; о—выход пара и воды из корпуса продувочного клапана.

На фиг. 22 представлен предохранительный клапан, устанавливаемый на крышках цилиндра, который обеспечивает выпуск конденсата из цилиндра для предупреждения повреждения

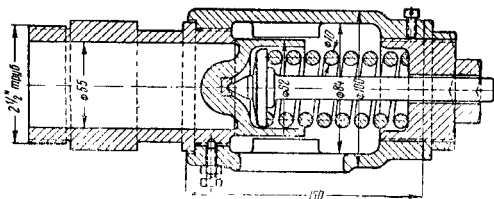




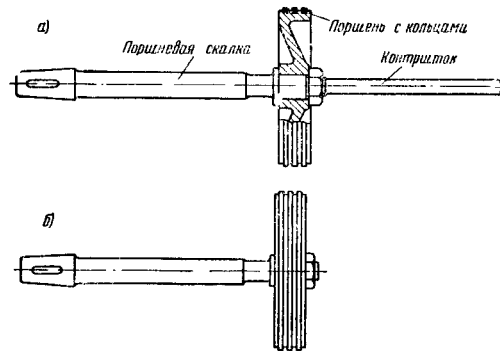
Фиг. 20. Оборудование лабиринтными сальниками паровоза серии СУ



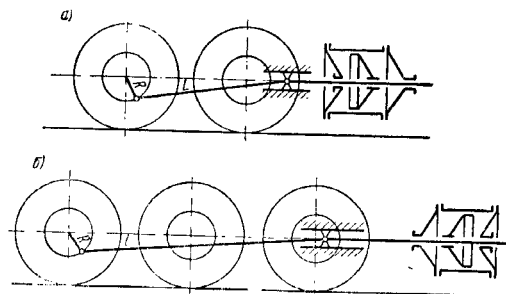
Фиг. 21. Продувательные клапаны паровоза ФД



Фиг. 22. Предохранительный клапан паровоза ФД



Фиг. 23. Поршень со скалкой



Фиг. 24. Направление конусности поршня

крышки или цилиндра от гидравлического удара. Предохранительные клапаны испытывают и устанавливают на 1 ат больше расчётного котлового давления пара. На паровозах Л типа 1-5-0 и Е<sup>а</sup> предохранительные клапаны на крышки не поставлены.

**Изоляция цилиндров.** Для уменьшения отдачи тепла в атмосферу паровозные цилиндры и крышки снаружи покрываются изоляционной массой. Наружная обшивка цилиндра осуществляется стальными листами толщиной 1,5—2 мм, прикрепляемыми к цилиндру винтами.

### ПОРШНЕВАЯ ГРУППА

К поршневой группе относятся: 1) поршень с поршневыми кольцами и скалкой, 2) ползун и параллель.

В современных паровозах с большим числом оборотов движущих колёс (до 400 об/мин.) для уменьшения сил инерции стремятся обеспечить возможно большее снижение веса деталей поршневой группы. Для создания прочных и лёгких конструкций применяют кованные и сварные детали, легированные стали, закалку токами высокой частоты и др.

#### Поршни и скалки

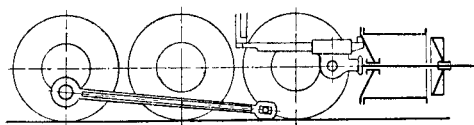
На фиг. 23 показано два типа поршней: с контрштоком и без контрштока. Обычно диаметр контрштока равен 0,62—0,7 диаметра скалки.

Поршень изготавливают из стального высококачественного литья или ковным из качественной углеродистой или легированной стали.

Диск поршня запрессовывают под давлением 60—70 т на коническую заточку поршневой скалки (конусностью 1:15) с оставлением запаса 2—3 мм до упора для возможной допрессовки в случае ослабления и укрепляют шестигранной гайкой. Гайка укрепляется от самоотвинчивания при помощи сквозной заклёпки или замочной шайбы. В ободе поршня протачивается несколько ручьёв, в которые устанавливаются поршневые кольца.

Форму диска поршня принимают плоской (паровозы СУ) или конусообразной (паровозы ФД, ИС, Л, Е<sup>а</sup> и др.) (фиг. 24, а — при коротком ведущем дышле, фиг. 24, б — при длинном ведущем дышле).

Длину поршневой скалки выбирают такой, чтобы после разъединения ведущего дышла от ползуна можно было осмотреть и сменить поршневые кольца без отъединения ползуна от скалки (фиг. 25).



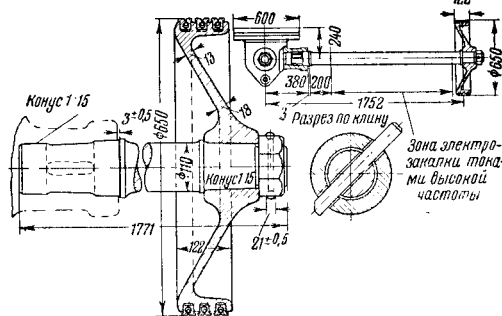
Фиг. 25. Выведение поршня из цилиндра без отъединения ползуна от скалки

Скалки изготавливают из прокованной и нормализованной стали марки Ст. 5. В паровозе Л скалка изготовлена из Ст. 40 с поверхностной электрозакалкой на длине, соприка-

сающейся с сальником при работе паровоза (фиг. 26).

В паровозах ИС и 2-3-2 для скалок пустотелого сечения была применена хромоникелевая сталь марки 12 ХН3А.

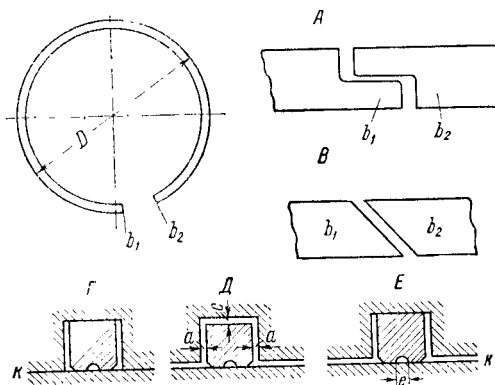
Задний хвостовик поршневой скалки входит в тело ползуна и выполняется конусной (1:15)



Фиг. 26. Поршень со скалкой паровоза Л

формы. Укрепление поршневой скалки осуществляется установкой односкосного самостормозящегося клина (фиг. 26). Для дальнейшего подтягивания клина оставляется запас 3 мм между буртом скалки и передней кромкой ползуна. Широкое распространение имеет также конструкция скалки без упорного бурта.

Поршневые кольца служат для создания герметичности между рабочими полостями цилиндра. Разрезанное поршневое кольцо (фиг. 27) в свободном состоянии имеет наружный диаметр  $D$ , несколько больший, чем



Фиг. 27. Эскиз поршневого кольца

диаметр цилиндра  $D_{ц}$ . Кольцо вставляется в ручей поршня с очень малыми зазорами  $a$  (фиг. 27, Д); при вводе поставленного кольца зазор  $a = 0,05—0,075$  мм. Протекание пара в стыке концов кольца  $b_1, b_2$  (фиг. 27, А, В) уменьшается образованием замка с перекрытием (фиг. 27, А) или косога замка (фиг. 27, В). Для лучшего удержания смазки снаружи колец протачивается канавка  $e = 3—4$  мм. Число колец на поршень принимается равным  $2÷3$ , ширина колец  $18÷20$  мм, высота  $15÷20$  мм, материал колец — серый чугун с перлитной структурой типа СЧ 24-44 или



1) улучшение герметичности,  
2) более медленный износ колец и ручьёв поршней,

3) разное число секций колец 1 и 2 не требует фиксаторного устройства, что обеспечивает возможность перемещения колец в ручьях и вызывает более равномерный износ колец и ручьёв поршня.

В последнее время размеры секционных поршневых колец выбираются по табл. 4. Размеры пружины секционных колец и определение выреза  $H$  установлены исходя из условия равномерного давления кольца на стенки цилиндра, равного  $0,045 \text{ кг/см}^2$  (табл. 5).

**Расчёт секционных поршневых колец.** Пружину секционных колец (фиг. 29) выбирают исходя из следующих условий.

Длина пружины в свободном состоянии, считая по центру тяжести сечения,

$$L_0 = \pi \left[ \frac{3}{2} (R + R_1) - \sqrt{RR_1} \right].$$

Длина пружины в рабочем состоянии

$$L_0 = \pi D_{ц.Т} - l.$$

Приблизительная длина выреза  $H$  в свободном состоянии

$$H = L_0 - L_0.$$

Координата конца кольца (точка  $C$ )

$$y = \frac{H}{2}.$$

Координата

$$x = \frac{R}{R_1} \sqrt{R_1^2 - y^2}.$$

При сжатии кольца до рабочего состояния деформация по оси  $x$

$$\Delta x_{\pi} = (x + R) - D_{ц.Т}.$$

Деформация по оси  $y$

$$\Delta y_{\pi} = \frac{H}{2} - \frac{l}{2}.$$

Напряжение изгиба в сечении  $AA$

$$\sigma_A = \frac{d E \Delta x_{\pi}}{2 r_a r_T} \frac{\text{кг}}{\text{см}^2},$$

где  $d$  — диаметр пружины в см;

$E$  — модуль упругости:

$$E = 2,2 \cdot 10^6 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2};$$

$$r_a = \frac{D_{ц.Т} + d}{2} \text{ см}; \quad r_T = \frac{D_{ц.Т}}{2} \text{ см}.$$

Напряжение изгиба в сечении  $BB$

$$\sigma_B = \frac{d E \Delta y_{\pi}}{4,71 r_a r_T} \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}.$$

Расчётное напряжение принимают равным

$$4400 \div 5000 \text{ кг/см}^2.$$

Среднее давление на единицу длины кольца

$$p = \frac{0,1 d^3 r_a (\sigma_A + \sigma_B)}{4 r_T^3} \frac{\text{кг}}{\text{см}}.$$

Удельное давление кольца на стенку цилиндра

$$q = \frac{p}{B} \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}.$$

Здесь  $B$  — ширина опорной части секционного кольца (фиг. 28).

Большинство дисков поршней на паровозах старой постройки из стального литья; на современных паровозах Л диск поршня — штампованный из Ст. 40 — 45 с обработкой на станке. Вес такого диска в  $1,3 \div 1,6$  раза менее, чем вес литого диска.

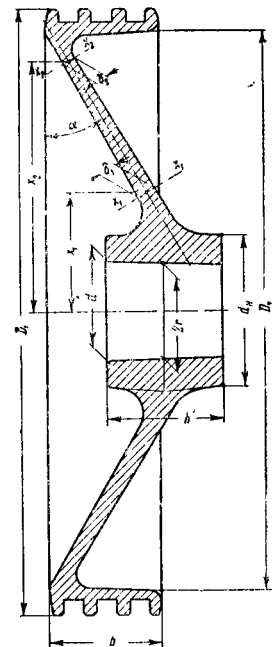
В табл. 6 приведены основные размеры и веса дисков ряда паровозов СССР (обозначения по фиг. 32).

**Расчёт поршневой скалки.** Проверка скалки на разрыв (сжатие) полной силой пара

$$P_{\pi} = p_{\kappa} \frac{\pi D_{\pi}^2}{4} \text{ кг},$$

где  $p_{\kappa}$  — котловое давление в  $\text{атм}$ ;

$D_{\pi}$  — диаметр цилиндра в см.



Фиг. 32. Эскиз поршня

Напряжение на разрыв

$$\sigma_p = \frac{P_{\pi}}{f},$$

где  $f$  — площадь сечения скалки в  $\text{см}^2$ ,  $\sigma_p$  не должно превосходить  $550-600 \text{ кг/см}^2$  для неизношенной скалки.

Для скалок из легированных сталей

$$\sigma_p = 700 \div 900 \text{ кг/см}^2.$$

При износе предельные допускаемые размеры вычисляют, исходя из напряжений, на  $25-30\%$  более высоких в сравнении с напряжениями в новых скалках.

Скалку на продольный изгиб проверяют по формулам Эйлера или Ясинского. Критическая сила по Эйлеру

$$P_{\kappa p} = \frac{\pi^2 E I}{l^2},$$

где  $I$  — экваториальный момент инерции сечения скалки, равный

$$\frac{\pi d_{ш}^4}{64} \text{ см}^4;$$

$l$  — расстояние от середины диска поршня до центра валика ползуна в см (фиг. 33);

$d_{ш}$  — диаметр скалки в см.

Таблица 4

Размеры секционных поршневых колец (фиг. 28)

Серия и тип паровоза	Характеристика размеров	$D_{ц}$	$h$	$D_1$	$D_2$	$B$	$b$	Число ручьев
		в мм						
Э всех индексов 0-5-0	Номинальный . . . . .	650	17	606	624	35	23	3
	Градационный . . . . .	658	21					
СО 1-5-0	Номинальный . . . . .	650	17	606	624	35	23	3
	Градационный . . . . .	658	21					
Л 1-5-0	Номинальный . . . . .	650	17	606	624	35	23	3
	Градационный . . . . .	658	21					
ФД и ИС	Номинальный . . . . .	670	17	626	644	35	23	3
	Градационный . . . . .	678	21					
Е <sup>а</sup> 1-5-0	Номинальный . . . . .	635	17	591	609	35	23	2
	Градационный . . . . .	643	21					
СУ 1-3-1	Номинальный . . . . .	575	17	531	549	35	23	3
	Градационный . . . . .	583	21					

Таблица 5

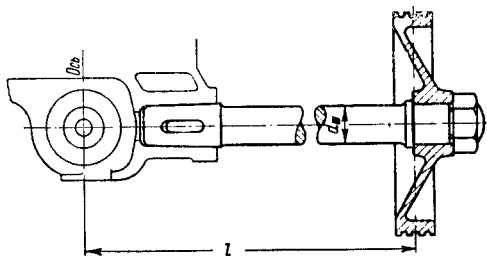
Размеры пружин секционных колец (по ГОСТ 2521-44) (фиг. 29)

Показатели	Серия и тип паровоза						
	Э всех индексов 0-5-0	СО 1-5-0	Л 1-5-0	ФД 1-5-1	ИС 1-4-2	Е <sup>а</sup> 1-5-0	СУ 1-3-1
$D_{\text{ц}}$ . . . . .	650	650	650	670	670	635	575
$D_{\text{цТ}}$ . . . . .	625	625	625	645	645	610	550
$L$ . . . . .	1 945	1 945	1 945	2 005	2 005	1 893	1 710
$R$ . . . . .	352	352	352	365	365	340	299
$R_1$ . . . . .	330	330	330	345	345	322	282
$l$ . . . . .	12	12	12	12	12	12	12
$H$ . . . . .	232	232	232	265	265	210	142
$h$ . . . . .	12	12	12	13	13	10	7
Напряжение изгиба в сечении АА в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	4 435	4 435	4 435	4 670	4 670	4 420	3 450
Напряжение изгиба в сечении ВВ в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	4 210	4 210	4 210	4 430	4 430	3 800	2 660
Удельное давление кольца на стенку в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	0,045	0,045	0,045	0,045	0,045	0,045	0,045
Число пружин . . . . .	3	3	3	3	3	2	3
Вес в кг . . . . .	1,2	1,2	1,2	1,23	1,23	1,17	1,06

Таблица 6

Диски поршней некоторых паровозов СССР (фиг. 32)

Серия и тип паровоза	$D_{ц}$	$D_1$	$b$	$h$	$d$	$d_H$	$D_2$	Вес диска $G$ в кг	Материал	$x_1$	$\delta_1$	$x_2$	$\delta_2$	$\alpha^\circ$
	в мм									в мм				
ЭМ 0-5-0 . .	650	638	125	115	90	160	581	127,5	Л Ст. 1	114	38	262	25	24°10'
СО 1-5-0 . .	650	638	125	115	90	162	570	135	Л Ст. 1	114	38	262	25	24°10'
Л 1-5-0 . . .	650	638	122	120	105	160	582	90,5	Ст. 45	125	18	255	13	30°
Е <sup>а</sup> 1-5-0 . .	635	619	83,9	117	110	158,7	539,7	142	Сталь литая	147	27	250	20	30°
ФД 1-5-1 . .	670	658	129	127,5	116	185	585	141	Л Ст. 1	140	32	275	25	31°30'
СУ 1-3-1 . .	575	563	120	148	91,6	145	511	128,2	Л Ст. 1	100	40	225	25	0



Фиг. 33. К расчёту поршневой скалки

Предел применимости формулы Эйлера ограничивается отношением

$$\lambda = \frac{l}{i} \geq 100,$$

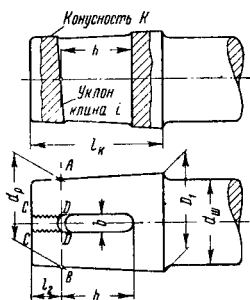
где  $i = \sqrt{\frac{I}{f}} = \frac{d_{ш}}{4}$  — радиус инерции в см.

Для большинства современных паровозов  $\lambda = 54 \div 70$ , поэтому скалку проверяют по формуле Ясинского, которая для скалки из углеродистой стали с пределом текучести  $2\,400 \div 3\,400 \text{ кг/см}^2$  имеет вид:

$$P_{кр} = 3\,350 (1 - 0,00185 \lambda) f.$$

Для скалок из 2%-ной никелевой стали

$$P_{кр} = 4\,700 (1 - 0,00490 \lambda) f.$$



Фиг. 34. К расчёту конусной части поршневой скалки

Запас прочности по этим формулам для новых скалок

$$n = \frac{P_{кр}}{P_{ц}} = 5,2 \div 6,5.$$

Для изношенных скалок

$$n = 4,0 \div 4,5.$$

Конусный конец скалки (фиг. 34) проверяется на разрыв по сечению АВ и на срез скалки клином по двум плоскостям CD. При этом напряжение разрыва

$$\sigma_p = \frac{P_{ц}}{\pi d_p^2} \leq 900 \div 1\,100 \text{ кг/см}^2,$$

а напряжение среза

$$\sigma_\tau = \frac{P_{ц}}{2d_p l_a} \leq 500 \text{ кг/см}^2.$$

В табл. 7 приведены характеристики поршневых скалок ряда паровозов СССР. В табл. 8 указаны значения напряжений в конусных соединениях скалок.

Таблица 7

Поршневые скалки некоторых паровозов СССР

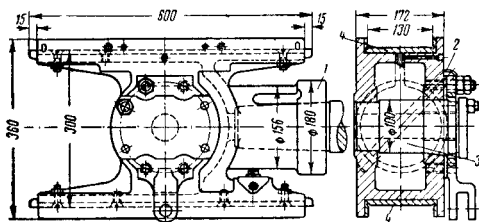
Серия и тип паровоза	$D_{ц}$ в мм	Давление пара $P_{к}$ в кг/см <sup>2</sup>	Усилие на скалку $P_{ц}$ в кг	Диаметр скалки $d_{ш}$ в мм	Площадь скалки $f$ в см <sup>2</sup>	Напряже- ние на разрыв $\sigma_p$ в кг/см <sup>2</sup>	Расчётная длина скалки $l$ в мм	Радиус инерции $i = \sqrt{\frac{I}{f}}$ в мм	Гибкость $\lambda = \frac{l}{i}$	По Ясинскому критиче- ское на- пряжение $\sigma_{кр}$ в кг/см <sup>2</sup>	критиче- ская на- грузка $P_{кр}$ в кг	запас прочности $n$	Марка mate- риала	Вес скалки $G$ в кг	Диаметр контрштока $d_{к.ш.}$ в мм
Эм 0-5-0 . . . .	650	14	46 500	102/90	81,7/83,6	560/736	1 542	25,5	60,5	2 975	243 600	5,3	Ст. 5	111	65
СО 1-5-0 . . . .	650	14	46 500	105/93	86,6/87,9	546/686	1 542	26,25	59	2 925	186 000	4,02	Ст. 5	125	65
Л 1-5-0 . . . .	650	14	46 500	110/95	95/70,9	490/655	1 752	27,5	64	2 930	204 000	4,30	Ст. 40	130,5	—
Ем 1-5-0 . . . .	635	12,7	40 820	101,6/39	80,9/82,2	500/647	1 657	25,4	65,2	2 890	204 914	4,41	Сталь	114	—
ФД 1-5-1 . . . .	670	15	52 900	120/100	113/78,5	465/674	1 907	30	63,5	2 840	238 000	5,88	Ст. 5	164	—
СУ 1-3-1 . . . .	575	13	34 000	96/77	72,4/46,6	470/730	1 425	24	60	2 970	134 500	4,27	Ст. 5	107,3	65

Примечание. Цифры в знаменателе относятся к размерам предельно изношенных скалок.

Т а б л и ц а 8

Серия и тип паровоза	$D_1$ в мм	Конус- ность $K$	$l_K$	$l_2$	$h$	$d_p$	$b$	Уклон клина $i$	Напряжение	Напряжение
									разрыва $\sigma_p$ в кг/см <sup>2</sup>	среза $\sigma_\tau$ в кг/см <sup>2</sup>
в мм										
ЭМ 0-5-0 . .	108	1:15	220	60	100	94	30	1:25	1 050	412
СО 1-5-0 . .	108	1:15	220	60	100	96	39	1:25	1 050	404
Л 1-5-0 . . .	125	1:15	221	60	107,5	110	32	1:25	722	347
Е <sup>а</sup> 1-5-0 . .	114	1:16	220	47	103	105	25,4	1:24	675	410
ФД 1-5-1 . .	130	1:15	234	68	106	120	35	1:25	744	324
СУ 1-3-1 . .	92	1:15	173	46	80	87	25	1:20	904	425

Шарнирное соединение поршневой скалки с ведущим дышлом выполняется через ползуна. Жёсткое и напряжённое соединение корпуса ползуна с задним хвостовиком поршневой скалки (фиг. 35) осуществляется запрессовкой конического конца скалки во втулку 1



ползуна и забивкой клина 2. В боковые стенки (щёки) ползуна устанавливается валик 3 ползуна, служащий шарнирной опорой передней головки ведущего дышла.

При переднем ходе паровоза вертикальная составляющая усилия пара по скалке  $P_y$  (фиг. 36, А) действует от ползуна на параллель вверх и численно равна  $P_y \operatorname{tg} \beta$ . При заднем ходе паровоза вертикальная составляющая  $P_y \operatorname{tg} \beta$  действует вниз.

Таким образом, параллели должны иметь две плоскости трения и воспринимать силы  $P_4 \operatorname{tg} \beta$  при работе паровоза на передний и задний ход. Концы параллелей обычно укрепляются к цилиндру и раме паровоза.

В современном паровозостроении применяют следующие типы ползунов и параллелей:

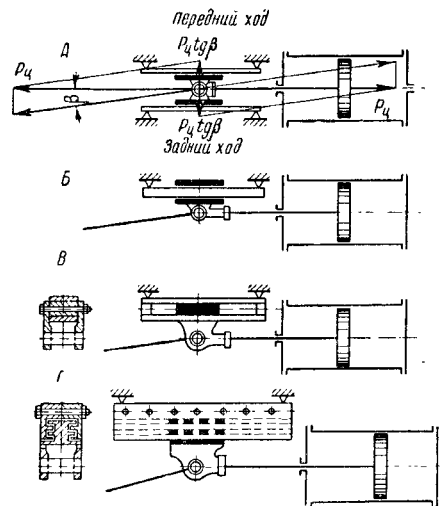
1) ползун двухплоскостной, двухпараллельный, симметричный (фиг. 36, А) — на паровозах  $\text{C}^y$ ,  $\text{K}^y$  и др.;

2) ползун двухплоскостной, с одной параллелью, несимметричный (фиг. 3б, Б) — на паровозах Э, СО, С и др.;

3) ползун двухплоскостной, двухпараллельный, несимметричный (фиг. 36, В) — на паровозах Е<sup>м</sup>;

4) ползун многоплоскостной, однопараллельный, несимметричный (фиг. 36, Г) — на паровозах серий ФД, ИС, Л, 2-3-2В и 2-3-2К.

Для современных мощных паровозов сила  $P_y \operatorname{tg} \beta$  достигает 6 000—7 000 кг и более, поэтому рабочие поверхности поплзушек должны быть достаточной величины; чтобы не увеличивать веса ползуна, в мощных паровозах применяются многоплоскостные ползуны. На фиг. 37 показана такая конструкция ползуна паровозов ФД и ИС. Корпус ползуна 1 выполнен из Ст. 25-4522; в верхней его части выфрезерованы рабочие поверхности 2,



залитые баббитом марки Б 16. При движении паровоза на передний ход будут нагружены силой  $P_{\text{ц}} \operatorname{tg} \beta$ , действующей снизу вверх, пять поверхностей:  $a, b, c, d, e$ .

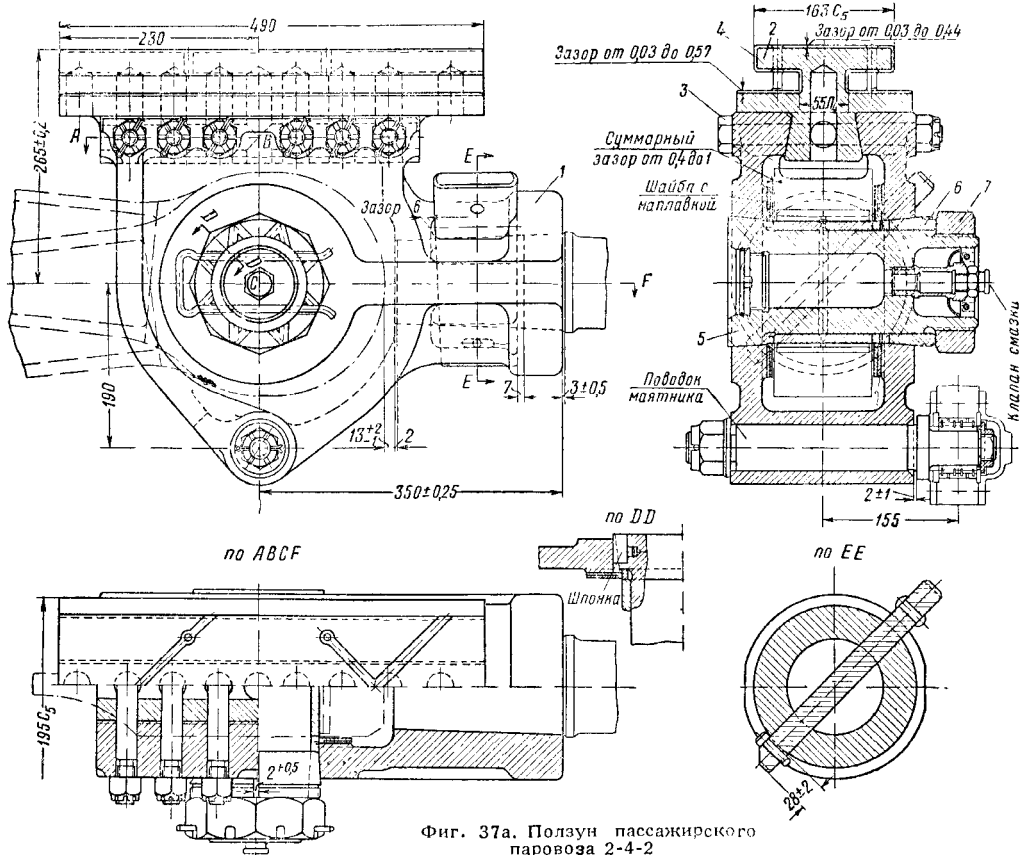
При заданном ходе сила, прижимающая ползун сверху вниз к параллели, воспринимается четырьмя плоскостями  $f, g, h, i$ . Между горизонтальными трущимися плоскостями ползуна и параллели выдерживается



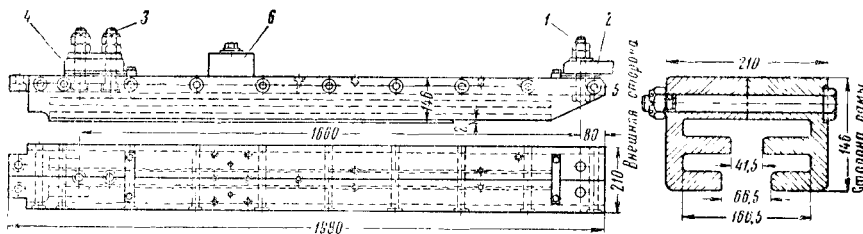


и 4. Для установки и выверки параллелей применены прокладки 5. Длина параллелей в передней части позволяет при снятом поршневом дышле доводить ползун до упора

На фиг. 38а приведена конструкция разъемной параллели паровоза 2-4-2, состоящей из бруса 1 (Ст. 40) и наружных шёк 2 и 3 (Ст. 40), скрепляемых болтами 4; чтобы не



Фиг. 37а. Ползун пассажирского паровоза 2-4-2



Фиг. 38. Параллель паровоза серии ИС

в крышку, что обеспечивает осмотр и ремонт поршневых колец без разъединения скалки и ползуна (фиг. 25).

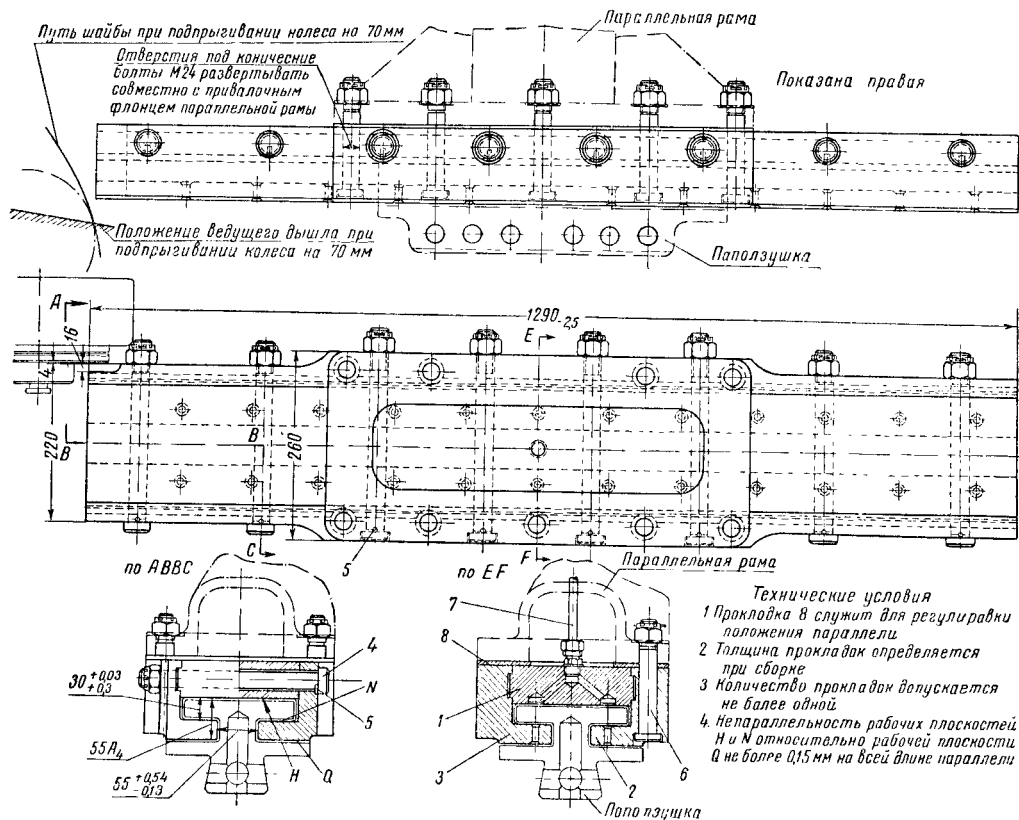
Преимуществами подобной параллели являются:

- 1) лёгкая сборка и разборка ползуна с параллелью свободным выдвиганием ползуна наружу;
- 2) защита трущихся поверхностей от пыли;
- 3) развитая опорная поверхность трущихся частей при малом весе и габарите ползуна.

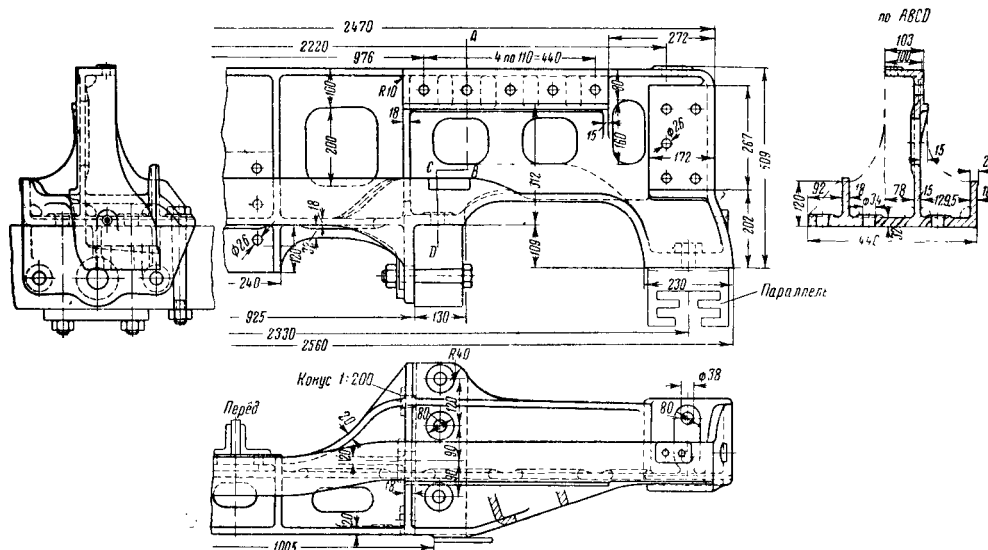
было провёртывания, болты имеют штифты 5. Соединение параллели с параллельной рамой выполнено коническими болтами 6. Смазка параллели от пресс-маслёнки происходит через трубку 7. Регулировка положения параллели выполняется прокладкой 8.

Изготовление и ремонт параллели весьма просты.

На фиг. 39 приведена параллельная рама паровоза ФД, служащая для укрепления задних концов параллелей и кронштейнов



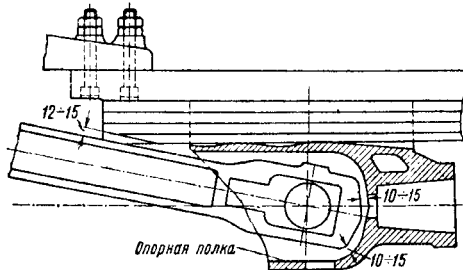
Фиг. 38а. Параллель пассажирского паровоза 2-4-2



Фиг. 39. Параллельная рама паровоза ФД

подшипниковых кулисных цапф. К параллельной раме крепятся также передние гибкие подбрюшники для опор котла.

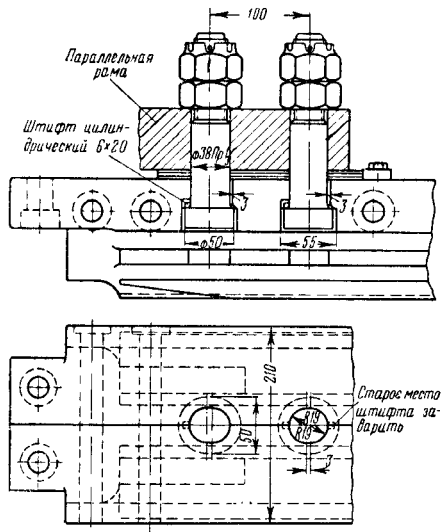
На фиг. 40 показана проверка приближения ведущего дышла к внутренним поверх-



Фиг. 40. Приближение ведущего дышла к внутренним поверхностям ползуна и к параллели

ностям ползуна и к параллели для обеспечения необходимого зазора.

Для возможности удлинения параллели при нагревании задние отверстия болтов параллелей переделаны по указанию ЦТ, НКПС на овальные (фиг. 41 и 42).



Фиг. 41. Изменение формы отверстий в заднем конце параллели паровоза ФД

На фиг. 42а показана конструкция параллельной рамы пассажирского паровоза 2-4-2. Параллель этого паровоза не имеет опоры на цилиндрах и укреплена болтами 2 к параллельной раме 1 (из Ст. 25-4518). Крепление параллельной рамы с полотном рамы паровоза осуществляется коническими болтами 3.

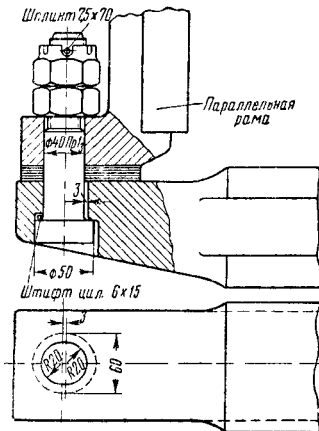
Внутри отливки параллельной рамы размещены тормозные цилиндры 4. Параллель в сборе с параллельной рамой показана также на фиг. 60 в.

На фиг. 43 приведён недавно разработанный бюро по унификации паровозных дета-

лей при ЦТ МПС двухскосный унифицированный валик ползуна паровозов ФД и ИС, а для паровозов СО и Э всех индексов — на фиг. 44.

Валик 1 имеет внутреннее сверление для смазки; через разрезную втулку 2 с конусной поверхностью нажимная планка 3 притягивается шпильками 4 и создаёт напряжённое соединение валика с телом ползуна. Для предупреждения проворачивания валика имеется шпонка 6. Подача смазки осуществляется через маслёнку 5.

**Материал.** Ползуны отливаются из стали марки 25-4522 или 15-4024. Валики ползуна изготавливаются из Ст. 5 или Ст. 2 с цементацией. Поползушки ползуна — из бронзы марки Бр. ОЦС 5-5-5 или чугуна СЧ 21-40 с баббитовой заливкой марки Б16. Параллели



Фиг. 42. Изменение формы отверстий в заднем конце параллели паровоза СО

отковывают из Ст. 5 или Ст. 40. Болты параллелей делают из Ст. 5, параллельные рамы — из стали марки 15-4024, клинья — из Ст. 5.

**Расчёт клинового соединения ползуна и скалки.** Расчёт клинового соединения (фиг. 45) производится на полную силу пара по скалке  $P_n$  без учёта конусности запрессованной части конуса скалки. Напряжение среза клина скалкой по двум плоскостям среза  $I-I$

$$\sigma_{\tau} = \frac{P_n}{2F_{cp}},$$

где

$$F_{cp} = \frac{\pi b^2}{4} + (h_{cp} - b) b;$$

$b$  — толщина клина в см;

$h_{cp}$  — высота клина, считая по оси скалки, в см.

Допускаемое напряжение на срез  $\sigma_{\tau} = 900 \div 950 \text{ кг/см}^2$ .

Напряжение смятия между клином и скалкой

$$\sigma_{cm} = \frac{P_n}{a_2 b} \leq 1500 \div 1600 \text{ кг/см}^2.$$



Напряжение смятия в местах опоры клина на втулку ползуна по плоскостям  $m$

$$\sigma'_{см} = \frac{P_y}{2bm} \leq 1300 \div 1600 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение смятия между втулкой и конусной частью хвостовика скалки

$$\sigma''_{см} = \frac{4P_y}{\pi(d^2 - d_3^2)} \leq 1500 \div 1600 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение среза тела втулки ползуна клином

$$\sigma_{\tau} = \frac{P_y}{2(d_T - d)\kappa} \leq 700 \div 800 \text{ кг/см}^2.$$

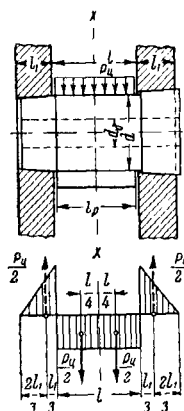
Клин рассчитывается, как балка на двух опорах с сосредоточенной нагрузкой; изгибающий момент

$$M_{u\max} = \frac{P_y}{2} \left( \frac{l}{2} - \frac{d}{4} \right),$$

напряжение изгиба

$$\sigma_u = \frac{6M_{u\max}}{bh^2_{cp}} = 2000 \div 2200 \text{ кг/см}^2.$$

В табл. 9 (обозначения по фиг. 45) приведены размеры и величины напряжений клиновых соединений ряда паровозов СССР.



Фиг. 46. Эскиз к расчёту валика ползуна

**Расчёт валика ползуна.** Валик рассчитывается на изгиб под действием полной цилиндрической силы  $P_y$ , как балка на двух опорах с равномерно распределённой нагрузкой (фиг. 46). Изгибающий момент в середине валика  $x = x$

$$M_u = \frac{P_y}{2} \left( \frac{l}{4} + \frac{l_1}{3} \right).$$

Напряжение изгиба

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_x},$$

где

$$W_x \approx 0,1 \frac{d^4 - d_0^4}{d}.$$

Для валиков из Ст. 5 допускаемое напряжение изгиба

$$\sigma_u = 600 \div 700 \text{ кг/см}^2.$$

Удельное давление между подшипником и валиком

$$q_1 \leq 350 \div 400 \text{ кг/см}^2.$$

Удельное давление между валиком и щеками ползуна

$$q_2 = \frac{P_y}{2dl_1};$$

для литых ползунов

$$q_2 = 300 \div 350 \text{ кг/см}^2,$$

для кованных ползунов

$$q_2 = 400 \div 500 \text{ кг/см}^2.$$

В табл. 10 приведены характеристики валиков ползуна (фиг. 46).

**Расчёт трущихся поверхностей ползуна.** Вертикальная составляющая силы давления пара по скалке

$$N = P_y \operatorname{tg} \beta \approx P_y \frac{R + b}{L},$$

где  $P_y$  — сила по дышлу;

$\beta$  — наибольший угол наклона ведущего дышла к оси цилиндра;

$R$  — радиус кривошипа;

$L$  — длина ведущего дышла;

$b$  — дезаксиал.

Величина необходимой трущейся поверхности ползуна выбирается из допускаемого

удельного давления  $q = \frac{N}{F}$ , которое для поверхностей, залитых баббитом, берётся в пределах  $q = 2 \div 4 \text{ кг/см}^2$ , а для бронзовых ползушек  $q = 8 \div 10 \text{ кг/см}^2$ . Для заднего хода при баббите<sup>1</sup>  $q = 5 \div 7 \text{ кг/см}^2$ , для бронзы  $q = 8 \div 10 \text{ кг/см}^2$ .

В многороскостных ползунах величину трущейся поверхности  $F$  различают при работе паровоза на передний ход  $F_{\text{пер}}$  и при работе на задний ход  $F_{\text{задн}}$ , когда сила  $N$  действует сверху вниз.

<sup>1</sup> Для паровоза Л 1-5-0 при баббитовой заливке  $q_{\text{задн}} = 9,9 \text{ кг/см}^2$ .

Таблица 9

Клиновые соединения ползунов ряда паровозов СССР (фиг. 45)

Серия и тип паровозов	Диаметр скалки $d_{ш}$ в мм	$D_1$	$l_K$	$d_T$	$d'_T$	$k$	$h_2$	$b$	$L$	Уклон клина $i$	Вес клина в кг	Мате- риал	$\sigma_{\tau}$ в кг/см <sup>2</sup>	$\sigma_{сж}$ в кг/см <sup>2</sup>	$\sigma'_{сж}$ в кг/см <sup>2</sup>
		в мм													
ЭМ 0-5-0 . .	102	108	220	200	185	60	89,4	30	320	1:25	6,9	Ст. 5	932	1 620	1 690
СО 1-5-0 . .	105	108	220	200	185	60	94	30	300	1:25	6,7	Ст. 5	890	1 620	1 690
Л 1-5-0 . . .	110	125	221	210	180	60	83	32	290	1:25	6,96	Ст. 5	700	1 275	1 710
Е <sup>а</sup> 1-5-0 . .	101,6	114	220	202	190	60	98	25,4	305	1:24	5,3	Ст. 5	950	1 500	1 370
ФД 1-5-1 . .	120	130	234	235	215	70	102	35	340	1:25	6,4	Ст. 5	790	1 275	1 378
СУ 1-3-1 . .	96	92	178	180	156	45	80	25	245	1:20	4,7	Ст. 5	930	1 710	1 545

Таблица 10

Характеристики валиков ползуна (фиг. 46)

Серия и тип паровоза	Усилие по скалке $P_y$ в кг	$d$	$d_0$	$l$	$l_p$	$l_1$	Вес валика $G$ в кг	Материал	$\sigma_u$ в	$q_1$ в	$q_2$ в
		в мм							кг/см <sup>2</sup>	кг/см <sup>2</sup>	кг/см <sup>2</sup>
ЭМ 0-5-0 . .	46 500	120	43	108	107	47	19,3	Ст. 2 с цементацией	586	363	413
СО 1-5-0 . . .	46 500	120	44	108	107	47	17,2	То же	586	363	413
Л 1-5-0 . . .	46 500	140	80	120	107	45	19,35	Ст. 45 с поверхност- ной электрозакалкой	427	310	369
БА 1-5-0 . .	40 320	101,4	—	—	101,6	44	18,00	Сталь	603	392	455
ФД 1-5-1 . .	52 900	130	40	120	118	55	26	Ст. 2 с цементацией	543	345	496
СУ 1-3-1 . . .	34 000	100	40	90	89	41	10,25	То же	633	382	415

Величина трущейся поверхности ползуна  $F$  проверяется на работу трения:

$$A = qC_S \text{ кгм/см}^2\text{сек},$$

где  $q$  — наибольшее удельное давление в  $\text{кг/см}^2$ ;

$C_S$  — средняя скорость поршня в м/сек; при наибольшей конструкционной скорости движения паровоза

$$C_S = \frac{Sn}{30}.$$

Здесь  $S$  — ход поршня в м;

$n$  — число оборотов ведущих колёс в минуту при конструкционной скорости;

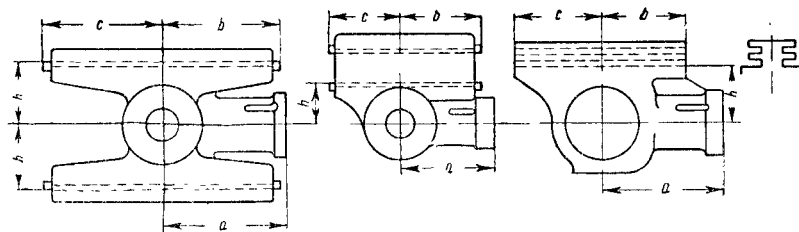
для поверхностей, залитых баббитом,

$$A = qC_S = 16 \div 35 \text{ кгм/см}^2\text{сек};$$

для поверхностей бронзовых пополюшек

$$A = 55 \div 70 \text{ кгм/см}^2\text{сек}$$

(большие цифры относятся к езде задним ходом). В табл. 11 приведены размеры и основные данные ползунотрядов ряда паровозов СССР (фиг. 47).



Фиг. 47. Эскиз к табл. 11

**Расчёт параллелей.** Параллель рассчитывается, как балка на двух опорах с сосредоточенной силой  $N$ , определённой выше. Бесом поступательно движущихся частей при расчёте пренебрегают. Вводя допущение, что половинки параллели (фиг. 48) работают, как одно целое, найдём реакции опор

$$R_A = N_{\max} \frac{b}{l_n}; \quad R_B = N_{\max} \frac{a}{l_n}.$$

Изгибающий момент

$$M_u = R_A a = R_B b,$$

момент сопротивления сечения параллели

$$W_x = \frac{I_x}{h_1},$$

где  $I_x$  — момент инерции сечения относительно оси  $x-x$ ;

$h_1$  — расстояние от центра тяжести сечения до крайнего волокна.

Напряжение изгиба  $\sigma_u = \frac{M_u}{W_x} \leq 850 \text{ кг/см}^2$  для новых и  $1100 \div 1250 \text{ кг/см}^2$  для изношенных параллелей.

Стрела прогиба под действием сосредоточенной силы  $N_{\max}$

$$f = \frac{N_{\max} a^2 b^2}{3EI_x l_n} \text{ см};$$

$f \leq 0,05 \div 0,15 \text{ см}$  для новых параллелей и  $f \leq 0,14 \div 0,35 \text{ см}$  для изношенных параллелей.

При движении паровоза задним ходом сила  $N$  действует на поверхности 1—1 и 2—2 (фиг. 48, внизу). Если считать, что сила  $N$  приложена посередине длины параллелей, то

изгибающий момент, стремящийся отогнуть нижнюю полку,

$$M'_u = \frac{N_{\max}}{4} \cdot \frac{B-l}{n},$$

где  $B$  — ширина параллели в сборе;

$n$  — число нижних полок;

$l$  — расстояние между силами;

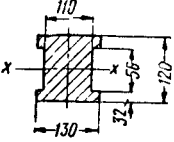
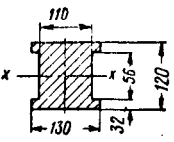
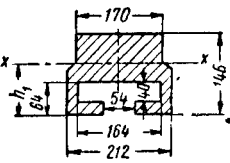
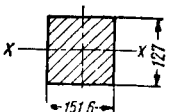
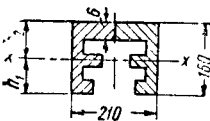
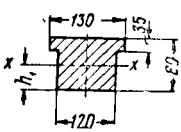
момент сопротивления сечения полки

$$W = \frac{l_k h_3^2}{6},$$



Таблица 12

Параллели ряда паровозов СССР (фиг. 48)

Серия и тип паро- возов	N max в кг	$l_n$	$a$	$b$	Сечение параллели	$F$ в см <sup>2</sup>	$h_1$	$h_2$	$I_x$ в см <sup>4</sup>	$W_x$ в см <sup>3</sup>	$\sigma_{ц}$ в кг/см <sup>2</sup>	$f$ в см	Вес па- раллели в кг
		в мм				в мм							
ЭМ 0-5-0	5 330	1 691	911	730		145,8	60	60	1 840	307	$\frac{814}{1\,246}$	$\frac{0,153}{0,289}$	192
СО 1-5-0	5 960	1 691	911	780		145,8	60	60	1 840	307	$\frac{814}{1\,246}$	$\frac{0,153}{0,289}$	189
Л 1-5-0	6 300	1 725	1 065	660		209,7	81,4	64,6	3 684	452	$\frac{570}{736}$	$\frac{0,078}{0,102}$	264
Е <sup>а</sup> 1 -5-0	5 870	1 822,5	1 050	772,5		193	63,5	63,5	2 590	408	$\frac{636}{1\,130}$	$\frac{0,132}{0,31}$	212
ФД 1-5-1	7 600	1 660	1 075	585		200,4	85,3	74,7	3 690	432	$\frac{665}{728}$	$\frac{0,08}{0,097}$	279
СУ 1-3-1	5 060	800	445	355		99,5	41	39	531	130	770	0,047	$\frac{86,1 \times 2}{192,2}$

Примечания. 1. Данные в знаменателе относятся к предельно изношенным параллелям. Износы параллелей приняты по высоте: для паровозов ЭМ и СО величина износа 22 мм; для паровоза Л у каждой полки износ до 10 мм; для паровоза Е<sup>а</sup> величина износа 30,5 мм; для паровоза ФД у каждой полки износ до 6,5 мм.

2. Параллели изготавливают для паровоза серии Л из стали марки Ст. 40, а для остальных паровозов из стали марки Ст. 5.

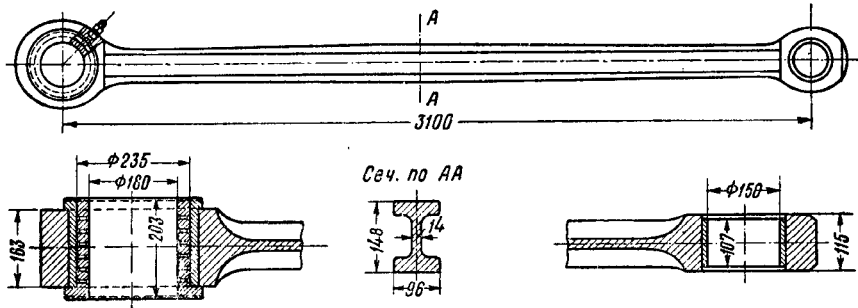


кривым) в валиках оставляется небольшой зазор.

Ведущее дышло (фиг. 50) состоит из штанги и двух головок с подшипниками. Материал дышел — Ст. 5 пов., а для быстроходных мощных паровозов с большой дли-

лобовой половинки подшипника 1. В передней головке дышла помещается подшипник валика ползуна, состоящий из двух половинок 7 и 8 и регулировочного клина.

Смазка подшипников, обычно жидким машинным маслом марки 2 или Т, — через фитиль



Фиг. 50. Ведущее дышло паровоза Л

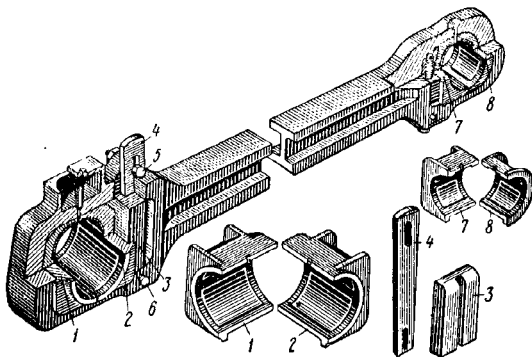
ной дышел (например для ведущих дышел паровозов ИС и 2-3-2) применяют легированные хромоникелевые стали для обеспечения достаточной прочности при минимальном весе. Сечение штанг ведущих дышел выбирается двутавровым, более целесообразным при работе на изгиб.

В головках дышел размещаются подшипники, выполняемые с регулировкой зазоров (разъемные) и не регулируемые (втулочные).

На фиг. 51 показано ведущее дышло с разъемными подшипниками, встречающееся на паровозах прежней постройки. В задней

из шерстяной пряжи. Резервуар для смазки образуется фрезеровкой верхней части корпуса рамки задней головки и закрывается пробкой.

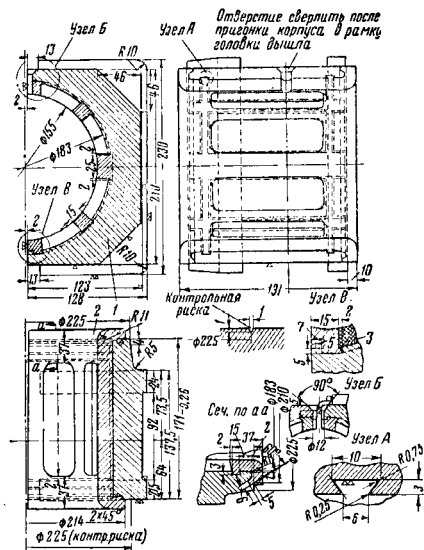
В последнее время в ЦНИИ МПС разработаны разъемные подшипники с бронзовой армировкой (фиг. 52). Корпус подшипников 1 изготовляется из стали марки Ст. 3. На корпусе путём заливки укрепляется бронзовая армировка 2 из Бр. ОЦС 5-5-5, в колодцы армировки заливается баббит 3 марки БК.



Фиг. 51. Ведущее дышло с разъемными подшипниками

головке дышла рамочной формы помещаются разъемные бронзовые подшипники 1 и 2 с баббитовой заливкой.

Между половинкой подшипника 2 и рамкой дышла вставляется сухарь 3, имеющий выфрезерованную канавку, в которую входит клин 4. Укрепление клина производится болтами 5 и 6. Подъемом или опусканием клина регулируется зазор между поверхностями трения при износе подшипников. При регулировке величины вредного пространства цилиндра пользуются изменением толщины

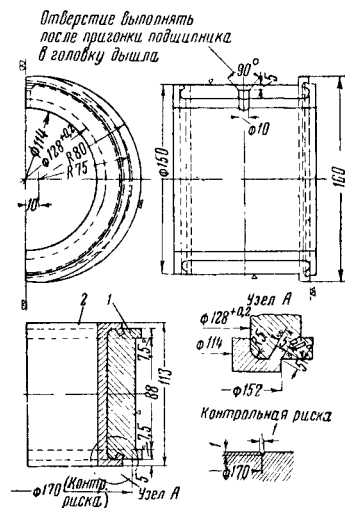


Фиг. 52. Разъемный подшипник задней головки ведущего дышла с бронзовой армировкой паровоза ЭМ

Подшипники передней головки 1 ведущего дышла (фиг. 53) также изготавливаются из стали, но из-за малой толщины стенок армировка из бронзы 2 наплавляется на оцинкованную поверхность корпуса и крепление осу-

ществляется без ласточкиных хвостов в теле корпуса. Армированные подшипники снижают расход цветных металлов на 70÷75% и отличаются большой прочностью.

Для уменьшения веса и габарита головки дышел, а также создания равномерного износа по всей поверхности трения применяются дышла с плавающими втулками. На



Фиг. 53. Разъёмный подшипник передней головки ведущего дышла с бронзовой армировкой

фиг. 54 показано ведущее дышло паровоза СО, в котором бронзовая втулка 1 посажена в неподвижную стальную втулку 2 с небольшим зазором (посадка  $\frac{A_3}{Ш_3}$ ). Таким образом,

при вращении пальца кривошипа за счёт сил трения, возникающих на внутренней поверхности контакта втулки и пальца, втулка 1 постепенно поворачивается относительно пальца и втулки 2. Этим обеспечивается равномерный износ по всей поверхности втулки, что ведёт к большей долговечности работы. Назначением стальной втулки 2, запрессованной в головку дышла (с посадкой  $\frac{A_3}{Пр I_3}$ ), является обеспечение сохранности от износа внутренней расточенной поверхности головки дышла.

Смазка поступает на поверхность трения через ряд отверстий (диаметром 5 мм) в плавающей втулке 1. При обычной температуре смазка имеет консистенцию мыла и становится жидкой лишь при нагреве до 80÷100° С. Твёрдая смазка запрессовывается в головку дышла при помощи специального ручного винтового пресса через обратный клапан.

Преимущества твёрдой смазки: большая вязкость, экономное расходование (при стоянке смазка не расходуется), сохранение чистоты деталей движущего механизма. Эта смазка уменьшает ударные воздействия в движущем механизме и менее склонна к выдавливанию.

Сцепные дышла (фиг. 55) состоят из штанги прямоугольного сечения (реже двутавровой) и двух головок, в которые встав-

ляются неподвижные втулки (или плавающего типа) 1 и 2, изготовленные из бронзы.

Для предупреждения проворачивания (при неподвижных втулках) втулки снабжены ушками, через которые проходят фиксирующие болты 3 и 4. Смазка жидкая или твёрдая.

Сцепные дышла соединяются между собой шарнирными валиками. На фиг. 56 показано сцепное дышло с валиком 1, вставленным в вильчатый хвостовик дышла и закреплённым гайкой 2. На одном конце валик изготовляется конической формы, а на другой конец надевается коническая разрезная втулка 3. Затяжкой гайки обеспечивается уплотнение посадки валика в вилке. В хвостовике смежного дышла запрессована бронзовая втулка, работающая по поверхности валика 1. Для обеспечения подвижности сцепных дышел в горизонтальной плоскости боковые поверхности хвостовиков и вилок обработаны со скосами (фиг. 57).

В некоторых паровозах (ИС, СУ, Е<sup>а</sup>) применяются дышловые валики с шаровыми вкладышами.

В последнее время ЦТ МПС разработало и внедряет постановку плавающих втулок и в валиках сцепных дышел на всех магистральных паровозах (фиг. 58). В сцепных дышлах при размещении противовесов в колёсных парах часто применяют эксцентричное размещение головок дышел относительно продольной оси штанги с так называемыми сбивками дышел.

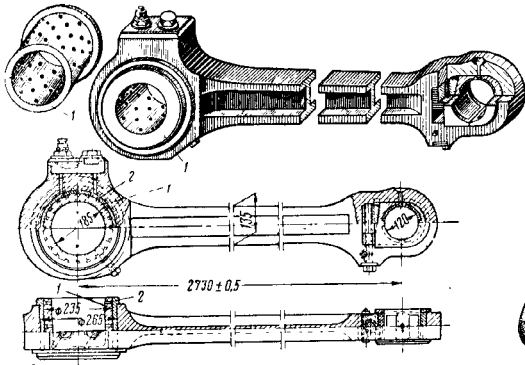
В паровозе серии Л применён способ смазки через палец. Твёрдая смазка впредсывается (фиг. 54 на стр. 250, глава «Колёсные пары») во внутренние полости пальцев через маслёнки, ввёрнутые или в приливы колёсных центров или в тело контркривошипа (ведущий палец). Через внутренние каналы смазка под действием центробежной силы поступает на поверхность трения. Наличие смазки через палец значительно уменьшает стук в дышловом механизме.

В быстроходном паровозе 2-3-2 ведущее дышло выполнено на роликовых подшипниках (фиг. 59).

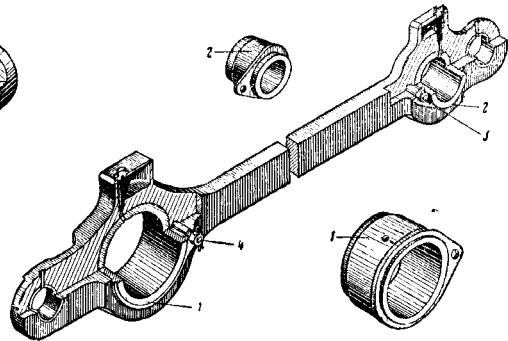
В паровозе серии Л применена в передней головке дышла конструкция игольчатого подшипника (фиг. 60) В головку запрессовывается втулка из стали марки ШХ15; между втулкой и валиком ползуна размещены два ряда стальных закалённых игл 5×50 мм (ОСТ 82.10-40) по 90 шт. в каждом ряду (всего 360 шт.). Иглы разделены внутренним кольцом.

Сборка ползуна и передней головки ведущего дышла производится специальным приспособлением. Валик ползуна ставится изнутри, со стороны колёс.

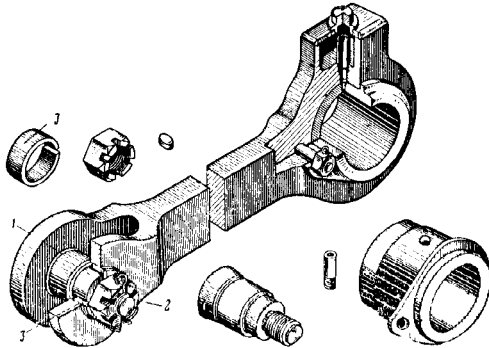
Применение игольчатых подшипников на паровозах Л в передней головке ведущего дышла вызывает необходимость производить регулировку вредных пространств в цилиндрах за счёт подбора размеров буксовых наличников, плавающих втулок и посадки поршневой скалки в тумбе ползуна. За базу выбирается вертикальная ось, проходящая через центр ведущей оси, накернованная на раме паровоза. Сложность регулировки вредных пространств представляет



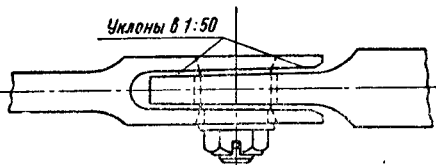
Фиг. 54. Ведущее дышло с плавающей втулкой



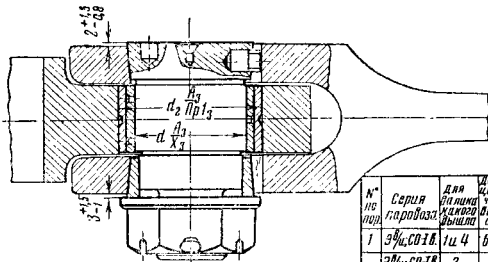
Фиг. 55. Сцепное дышло с неподвижными втулочными подшипниками



Фиг. 56. Сцепное дышло с валиком

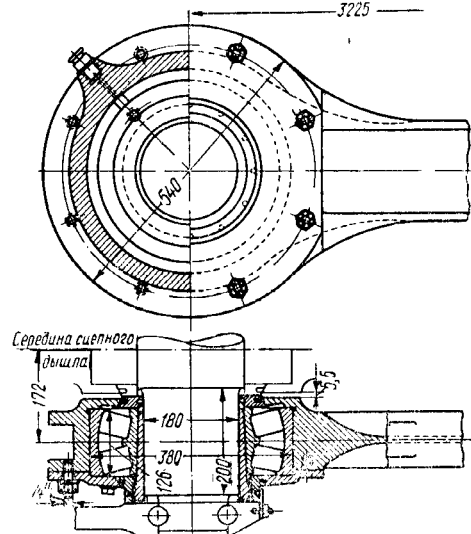


Фиг. 57. Соединение сцепных дышел

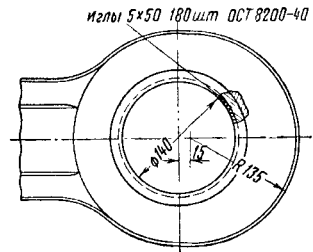


Фиг. 58. Валики соединения сцепных дышел с плавающими втулками

№ по порядку	Серия	Для паровоза	Диаметр втулки (мм)	Диаметр втулки (мм)	Диаметр втулки (мм)	Диаметр втулки (мм)
1	3%	СО-18	1 и 4	66-0.05	89-0.07	89-0.07
2	3%	СО-18	3	81-0.05	100-0.07	100-0.07
3	ФД	1 и 4	86-0.05	115-0.07	115-0.07	115-0.07
4	СО-Двух	3	90-0.05	115-0.07	115-0.07	115-0.07
5	ФД	3	116-0.05	145-0.07	145-0.07	145-0.07



Фиг. 59. Ведущее дышло паровоза 2-3-2 с роликоподшипниками

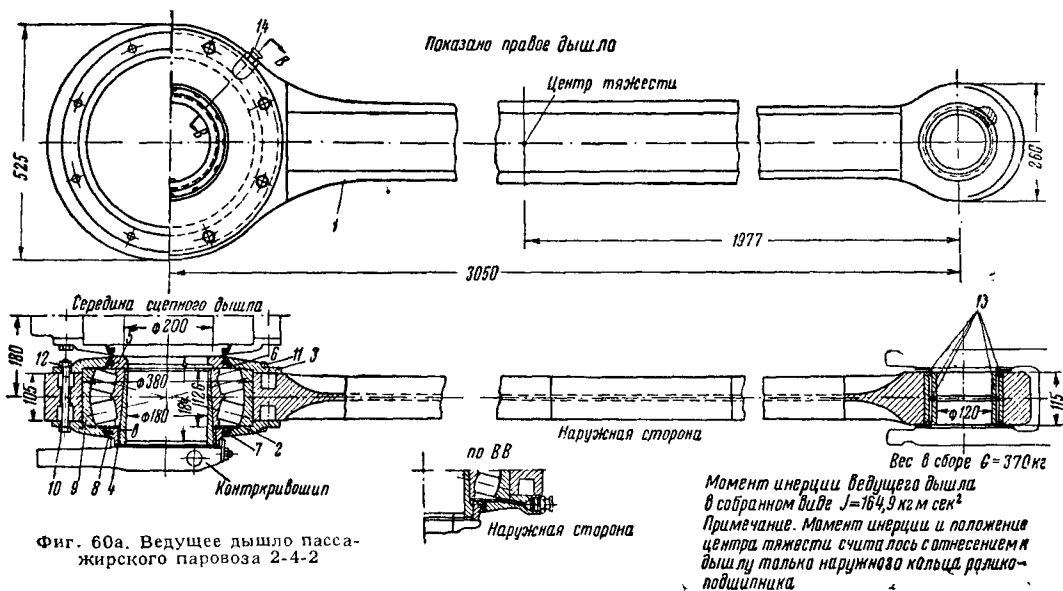


Фиг. 60. Передняя головка ведущего дышла паровоза Л с игольчатыми подшипниками

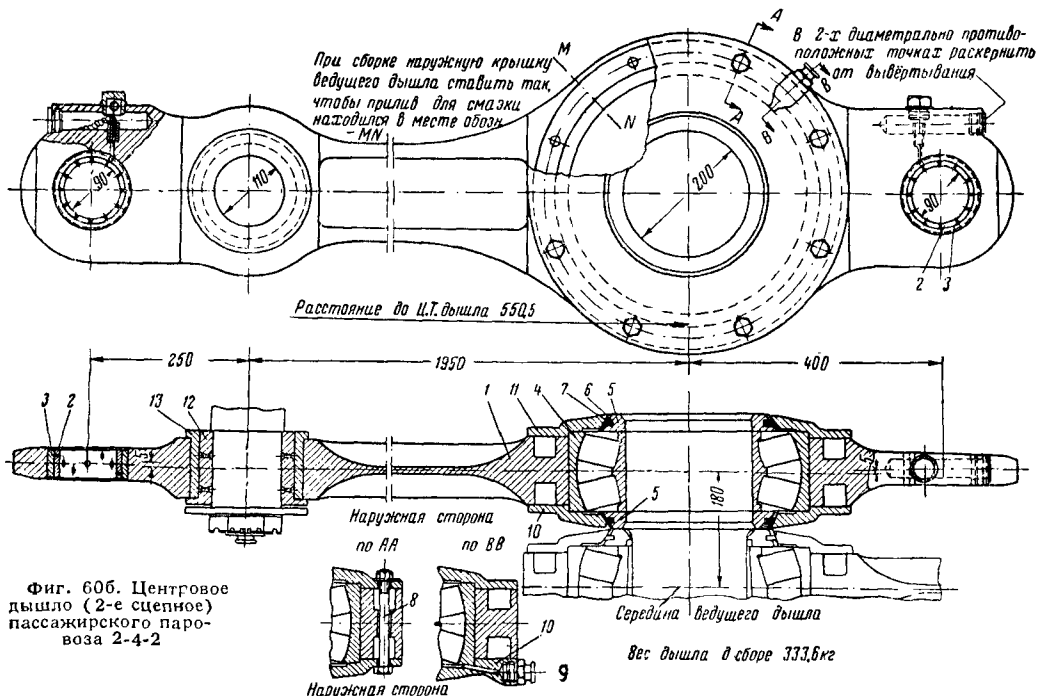
один из недостатков применения игольчатых подшипников в данном узле движущего механизма.

На фиг. 60а показано ведущее дышло паровоза 2-4-2. Дышло 1 (из Ст. 5) имеет круглые головки, в расточку задней головки устанавливаются наружная крышка 2 и внутренняя крышка 3 (обе из Ст. 5). На коническую разрезную втулку в роликоподшипника навинчивается нажимная шайба 4 (из Ст. 5) с наплавкой 7 из бронзы (ОЦС 4-4-17).

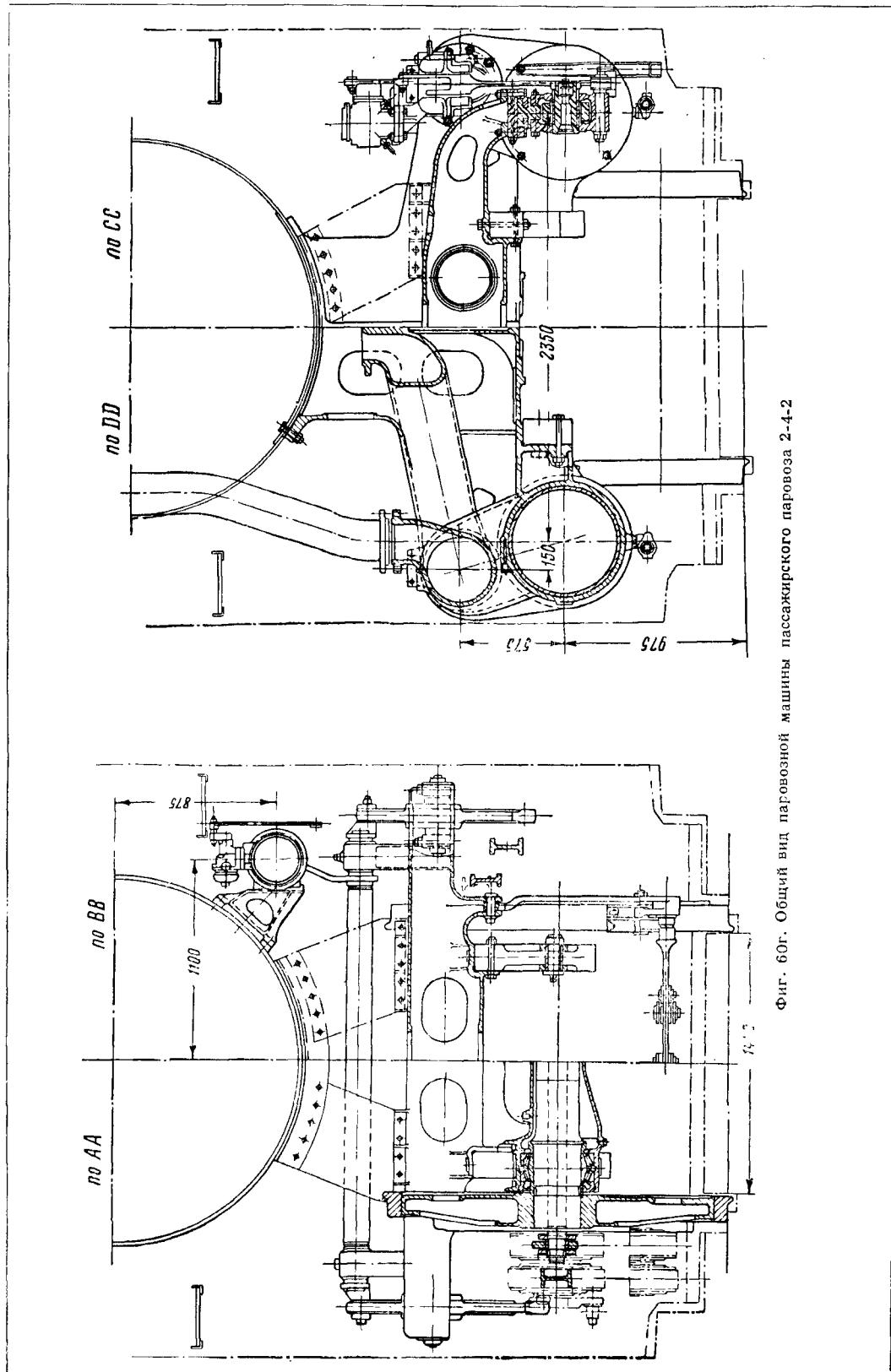
С внутренней стороны установлена упорная шайба 5 (из Ст. 5) с наплавкой из бронзы. Для герметичности на шайбы 4 и 5 ставится уплотнение 8 из войлочного фетра. Роликоподшипник сферический, самоустанавливающийся удерживается между крышками болтами 10 с гайками 11 и шплинтами 12. В передней головке дышла размещен игольчатый подшипник 13. Смазка роликоподшипника густая, проходит через клапан 14.



Фиг. 60а. Ведущее дышло пассажирского паровоза 2-4-2



Фиг. 60б. Центровое дышло (2-е сцепное) пассажирского паровоза 2-4-2



Фиг. 60г. Общий вид паровозной машины пассажирского паровоза 2-4-2

На фиг. 60б приведено центровое дышло (2-е снпное) паровоза 2-4-2 с роликовым подшипником на центральной шейке и плавающей втулкой на третьей снпной шейке. Хвостовики центрального дышла 1 (из Ст. 5) имеют плавающую втулку 2 и втулку хвостовика 3. Роликоподшипник 4 надевается на палец с нагревом в минеральном масле до 90°С и упирается в шайбы 5 с бронзовыми наплавками 6 и уплотнением 7. Крепление крышек производится болтами 8, смазка через клапан 9, установленный в крышке 10; изнутри ставится крышка 11. Малая головка дышла имеет плавающую втулку 12 (Бр. ОПС 4-4-17) и втулку 13 (Ст. 45, закаленная токами высокой частоты).

Общий вид паровой машины пассажирского паровоза 2-4-2 последней постройки Коломенского завода показан на фиг. 60в и 60г. Буксы снпных осей и тележек—на роликоподшипниках, ведущее и центровое дышло—на роликоподшипниках. Передняя головка ведущего дышла—на игольчатых подшипниках.

### Расчёты дышел

Расчёт ведущих дышел (штанг). Штанги ведущих дышел рассчитываются на растяжение—сжатие от продольной силы  $P_y$ , действующей по поршневой скалке:

$$P_y = p_k \cdot \frac{\pi d_y^2}{4}, \quad (1)$$

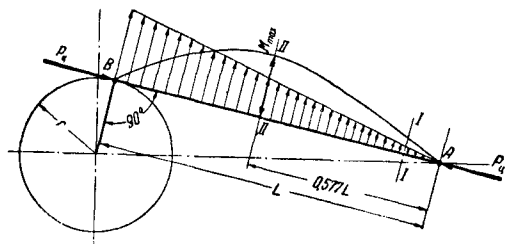
где  $p_k$  — котловое давление пара в кг/см<sup>2</sup>;

$d_y$  — диаметр цилиндра в см.

Напряжение разрыва

$$\sigma_p = \frac{P_y}{F_{штанги}}.$$

Под влиянием сил инерции в вертикальной плоскости происходит поперечный изгиб штанги. Максимальное значение силы инерции показано на фиг. 61. Предполагая, что



Фиг. 61. Силы, действующие на ведущее дышло

дышло представляет собой балку длиной  $L$  с постоянным сечением, имеем в общем виде закон изменения интенсивности нагрузки:

$$q = \frac{F_{штанги} \gamma}{g} \omega^2 r \frac{x}{L},$$

где  $F_{штанги}$  — площадь сечения штанги;

$\gamma$  — удельный вес материала дышла;

$g$  — ускорение силы тяжести;

$\omega$  — угловая скорость вращения колёс;

$r$  — радиус кривошипа;

$x$  — расстояние рассматриваемого сечения от оси валика ползуна;

$L$  — длина дышла.

Суммарная инерционная нагрузка

$$T = 0,00308 \frac{F_{штанги} L r v^2}{R^2} \text{ кг}, \quad (2)$$

где  $F_{штанги}$  — площадь сечения штанги в см<sup>2</sup>;

$r$  — радиус кривошипа в м;

$v$  — скорость движения в км/час;

$L$  — длина дышла в м;

$R$  — радиус движущих колёс в м.

Энюра изгибающего момента — кубическая парабола по уравнению

$$M = \frac{T x}{3} \left( 1 - \frac{x^2}{L^2} \right) \text{ кг} \cdot \text{см}. \quad (3)$$

Максимальный изгибающий момент в сечении, отстоящем на  $0,577 L$  от валика ползуна, будет равен

$$M_{\max} = 0,128 T L. \quad (4)$$

Напряжение изгиба

$$\sigma_u = \frac{M_{\max}}{W_{штанги}}.$$

Суммарное напряжение в штанге

$$\sigma_{\text{сумм}} = \sigma_p + \sigma_u. \quad (5)$$

Напряжения обычно проверяют в сечении I — наименьшем сечении в месте перехода штанги в переднюю головку и в сечении II — соответствующем наибольшему изгибающему моменту от сил инерции дышла и находящемся на расстоянии  $0,577 L$  от валика ползуна, а также в сечении III в месте перехода штанги в заднюю головку.

Рассматривая дышло, как балку с шарнирно закреплёнными концами, находящуюся под действием сжимающей силы  $P_y$ , принимаем за расчётный момент инерции сечение II и найдём запас прочности дышла на продольный изгиб по Эйлеру:

$$n_\sigma = \frac{\pi^2 E I_y^{II}}{P_y L^2}, \quad (6)$$

где  $I_y^{II}$  — момент инерции сечения II—II в см<sup>4</sup>;

$P_y$  — сила, действующая по дышлу, в кг;

$L$  — длина дышла в см;

$E = 2,2 \cdot 10^6$  кг/см<sup>2</sup>.

Результаты подсчёта напряжений в штангах ведущих дышел некоторых паровозов СССР приведены в табл. 13.

Расчёты, проведённые подобным методом, дают завышенные результаты суммарных напряжений в вертикальной плоскости:

$$\sigma_{\text{сумм}} = 1100 \div 1150 \text{ кг/см}^2,$$

так как при движении паровоза с конструкционной скоростью (при которой определялись максимальные инерционные силы  $T$ ) па-

Таблица 13

Характеристики ведущих дышел некоторых паровозов СССР

Серия и тип паровоза	Число оборотов движущих колес в мин. и расчётная скорость $v$ в км/час	Диаметр цилиндра $d_c$ в мм	Давление пара в котле по манометру $P_k$ в кг/см <sup>2</sup>	Усилие по дышлу (по поршневой скалке) $P_d$ в кг	Ход поршня $2r$	в мм		Момент инерции дышла относительно оси ползуна в кгм <sup>2</sup>	Вес дышла в сборе в кг	Сечения													Момент инерции сечения $I_x$ $I_y$ в см <sup>4</sup>	Момент сопро- тивления сече- ния $W_x$ в см <sup>3</sup>	Напряжение в дышле на раз- рыв $\sigma_p$	Напряжение в дышле на изгиб $\sigma_{изг}$ от инерционных усилий	Суммарное на- пряжение в дышле $\sigma_{сумм}$	Коэффициент безопасности на продольный из- гиб в горизон- тальн. плоскости	Суммарное на- пряжение по методу проф. В.Н. Иванова								
						Длина дышла $L$	Расстояние центра тяжести от оси ва- лика ползуна			Момент инерции дышла относительно оси ползуна в кгм <sup>2</sup>	Вес дышла в сборе в кг	в см					Площадь сече- ния дышла $F_{шт}$ в см <sup>2</sup>	в см <sup>4</sup>		Напряжение в дышле на раз- рыв $\sigma_p$	Напряжение в дышле на изгиб $\sigma_{изг}$ от инерционных усилий	Суммарное на- пряжение в дышле $\sigma_{сумм}$								Коэффициент безопасности на продольный из- гиб в горизон- тальн. плоскости	Суммарное на- пряжение по методу проф. В.Н. Иванова						
												$b$	$d$	$a$	$c$	$h$		$I_x$	$I_y$													$W_x$	Напряжение в дышле на раз- рыв $\sigma_p$	Напряжение в дышле на изгиб $\sigma_{изг}$ от инерционных усилий	Суммарное на- пряжение в дышле $\sigma_{сумм}$	Коэффициент безопасности на продольный из- гиб в горизон- тальн. плоскости	Суммарное на- пряжение по методу проф. В.Н. Иванова
Эм 0-5-0	$n=260$ $v=65$	650	14	46 500	700	2 730	1 750	135,2	302,8	I	9	1,2	7,4	2,05	11,5	46	153	1 020	96	1 116	2,35	—															
											II	9	1,2	7,4	3,05	13,5	64,8	234	718	277			995														
СО 1-5-0	$n=300$ $v=75$	650	14	46 500	700	2 730	1 785	121,1	281	I	9	1,4	7,4	2,05	11,5	47,2	154	986	128	1 114	2,35	1 436															
											II	9	1,4	7,4	3,05	13,5	65,2	236	713	368			1 081														
Л 1-5-0	$n=283$	650	14	46 500	800	3 100	1 936 1 790	178,22 173,2	321 325	I	9,6	1,4	8,5	3,15	14,8	72,4	297	642	438	1 075	2,27	1 085															
												1,2	9,5	3,12	15,75	71,4	466	652	382	1 034																	
											III	1,85	2,5	12,2	47,4	59,4	274,5 370	592	165	757																	
Е-1 5-0	$n=300$ $v=75$	650	12,7	40 326	711	2 794	1 817	128	402	I	8,25	1,9	6,35	2,54	11,43	54	156	745	143	894	2,05	—															
											II	8,25	1,9	6,35	3,15	12,65	64	198	632	585			1 017														
											III	8,25	1,9	6,35	2,54	13,34	71,2	226	565	151			716														
ФД 1-5-1	$n=360$ $v=95$	670	15	52 900	770	3 025	1 937	203,2	418,7	I	10	1,5	13	2,3	17,6	65,5	340	808	120	928	2,06	1 159															
											II	10	1,5	13	2,7	18,4	73,5	397	720	332			1 052														
СУ 1-3-1	$n=330$ $v=115$	575	13	34 000	700	2 350	1 585	61,79	196,7	I	8	1,2	6,4	1,8	10	36,5	156	933	90	1 023	2,8	1 463															
											II	8	1,2	6,4	2,8	12	52,5	167	648	370			1 018														
52 1-5-0	$n=304$ $v=80$	600	16	45 200	660	3 175	—	—	343	I	10,8	1,2	12,3	2,45	17,2	67,8	360	663	73	741	2,31	—															

Примечание. В знаменателе значения для усиленных дышл.

Примечание. В знаменателе значения для усиленных дышел.

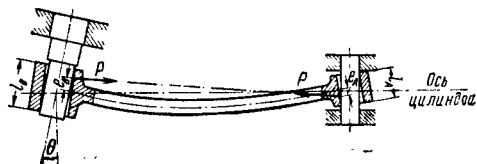
ровая машина паровоза работает с небольшим наполнением, кроме того, значительно возрастает мятне пара, и эти обстоятельства приводят к снижению среднего индикаторного давления и уменьшению продольной силы  $P_{\text{ц}}$ . Действительное значение силы, действующей на поршень, при положении механизма, указанном на фиг. 61, может быть принято

$$P = \left(1 - 0,75 \frac{v}{v_{\text{констр}}}\right) P_{\text{ц}}, \quad (7)$$

где  $P_{\text{ц}}$  — расчётное (наибольшее) усилие на поршень в кг;  
 $v$  — рассматриваемая скорость движения паровоза в км/час;  
 $v_{\text{констр}}$  — конструкционная скорость движения паровоза в км/час.

Помимо изгиба в вертикальной плоскости штанги дышел будут изгибаться и в горизонтальной плоскости в плане за счёт появления эксцентриситетов вследствие перекосов и деформаций ведущей оси во время работы паровоза.

На фиг. 62 показана примерная схема деформации ведущего дышла и ведущей оси



Фиг. 62. Изгиб штанги ведущего дышла в горизонтальной плоскости

паровоза [9]. Из схемы видно, что ось подшипника задней головки наклонена к оси поршневой шейки ведущего пальца под некоторым углом  $\theta$ . При рассмотрении условий контакта подшипника и пальца, как наклонённых друг к другу цилиндров, величина эксцентриситета  $e_B$ , появившегося вследствие несимметричного распределения давления вдоль подшипника, определяется из выражения (для дышел, симметричных относительно продольной оси)

$$e_B = \frac{0,0288 E_{\text{П}} l_B^3 \theta (1 + 2n\kappa)}{P (1 + 2\kappa + 2n\kappa + 3n\kappa^2)}; \quad (8)$$

$$e_A = e_B \frac{n\kappa}{1 + 2n\kappa}, \quad (9)$$

здесь

$$\kappa = 0,0048 \frac{E_{\text{П}} l_B^3 L}{E_{\text{Д}} I_{\text{Д}}}, \quad (10)$$

$$n = \left(\frac{l_A}{l_B}\right)^3, \quad (11)$$

где  $e_B$  и  $e_A$  — эксцентриситеты в задней и передней головках дышла в см;

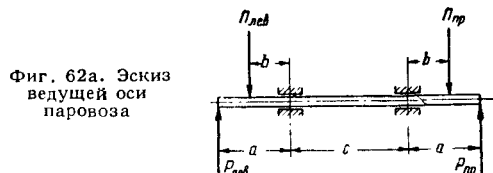
$l_B$  и  $l_A$  — длины подшипников этих головок в см;

$P$  — продольная сила в кг;  
 $L$  — длина дышла в см;  
 $E_{\text{Д}}$  — модуль упругости дышла в кг/см<sup>2</sup>;  
 $I_{\text{Д}}$  — момент инерции поперечного сечения штанги относительно вертикальной оси в см<sup>4</sup>;  
 $E_{\text{П}}$  — приведённый модуль упругости для пары палец-подшипник (для пары сталь-бронза  $E_{\text{П}} = 1,375 \cdot 10^6$  кг/см<sup>2</sup>, для пары сталь-баббит  $E_{\text{П}} = 0,528 \cdot 10^6$  кг/см<sup>2</sup>);  
 $\theta$  — угол наклона поршневой шейки ведущего пальца, определяемый из подсчёта деформации ведущей оси в радианах.

Пренебрегая изменением жёсткости оси по длине,  $\theta$  определяют (при обозначениях на фиг. 62а) по уравнению

$$\theta_{\text{пр}} = \frac{1}{EI} \left[ \left( -\frac{a^2}{2} + \frac{ac}{3} \right) P_{\text{пр}} - \left( \frac{b^2}{2} + \frac{bc}{3} \right) P_{\text{пр}} - \frac{bc}{6} P_{\text{лев}} + \frac{ac}{6} P_{\text{лев}} \right], \quad (12)$$

где  $P_{\text{пр}}$  и  $P_{\text{лев}}$  — усилия в ведущих дышлах;  
 $\Pi_{\text{пр}}$  и  $\Pi_{\text{лев}}$  — реакции в сцепных дышлах.



Фиг. 62а. Эскиз ведущей оси паровоза

Значения  $P_{\text{пр}}$  и  $P_{\text{лев}}$  определяются по индикаторным диаграммам; при мёртвых положениях той или другой стороны,  $\Pi_{\text{пр}}$  и  $\Pi_{\text{лев}}$  соответственно обращаются в нуль. Силы  $P_{\text{пр}}$  и  $P_{\text{лев}}$ , направленные от трубы к тендеру, считаем положительными. Для сил  $\Pi_{\text{пр}}$  и  $\Pi_{\text{лев}}$  правило знаков обратное.

При отсутствии индикаторных диаграмм значения  $P_{\text{пр}}$  определяются по уравнению (7). При переднем мёртвом положении правого кривошипа и небольшой скорости движения ( $v \leq 15$  км/час) усилие  $P_{\text{лев}} \approx P_{\text{пр}} = P_{\text{ц}}$ ;  $\Pi_{\text{пр}} = 0$ , а усилие  $P_{\text{лев}} = 0,8 P_{\text{пр}}$  (для пятиосных паровозов). Добавочный угол наклона поршневой шейки ведущего пальца за счёт перекоса оси в буксовых подшипниках и букс в буксовых челюстях

$$\theta_0 = \frac{2\delta}{C}, \quad (13)$$

где  $\delta$  — суммарный зазор на сторону в буксовых подшипниках и челюстях;  $\delta = 0,1 \div 0,12$  см;  
 $C$  — расстояние между серединами буксовых подшипников оси.

Суммарный угол наклона

$$\theta = \theta_{\text{пр}} + \theta_0. \quad (14)$$

При движении с конструкционной скоростью максимальная нагрузка от сил инерции



дышла, действующих в вертикальной плоскости, будет при угле поворота правого кривошипа (по часовой стрелке, считая от передней мёртвой точки)  $\varphi_{пр}=90^\circ$ ; тогда  $P_{пр}$  находится по уравнению (7), а

$$P_{лев} = P_{ц} \left( 1 - \frac{v}{2v_{констр}} \right), \quad (15)$$

при этом  $P_{пр}=0,8 P_{пр}$ ,  $P_{лев}=0$  (так как левый кривошип находится в передней мёртвой точке).

Эксцентриситет в любом сечении дышла, отстоящем на расстоянии  $x$  от оси валика ползуна,

$$e_x = (e_B + e_A) \cdot \frac{x}{L} - e_A. \quad (16)$$

Положительное значение  $e_x$  соответствует эксцентриситету, направленному в сторону рамы, и наоборот. Наличие горизонтального изгиба изменяет расположение опасного сечения штанги, определённого выше по фиг. 61.

Расстояние этого сечения  $x_{опасн}$  от оси валика ползуна

$$x_{опасн} \leq L \sqrt{\frac{1}{3} + \frac{W_x}{W_y} \cdot \frac{P}{T} \cdot \frac{e_B + e_A}{L}}, \quad (17)$$

где  $L$  — длина дышла в см;  
 $W_x$  и  $W_y$  — моменты сопротивления сечения штанги в см<sup>3</sup>;  
 $P$  — продольная сила в кг;  
 $T$  — результирующая инерционная нагрузка в кг;  
 $e_B$  и  $e_A$  — эксцентриситеты в передней и задней головках в см.

Суммарное напряжение в опасном сечении с учётом напряжения растяжения (сжатия) и изгиба в вертикальной и горизонтальной плоскостях

$$\begin{aligned} \sigma_{сумм} &= \sigma_p + \sigma_u(верт) + \sigma_u(гориз) \leq \\ &\leq \frac{P}{F_{штанги}} + \\ &+ \frac{T x_{опасн}}{3} \left( 1 - \frac{x_{опасн}^2}{L^2} \right) + \frac{P e_{x_{опасн}}}{W_y}; \quad (18) \end{aligned}$$

для дышел из Ст. 5 пов.

$$\sigma_{сумм} \leq 1500 \div 1600 \text{ кг/см}^2.$$

**Расчёт сцепных дышел (штанг).** Дышловый механизм является статически неопределимым в отношении распределения по сцепным дышлам продольных усилий, получаемых от ведущих пальцев. Существует два метода расчёта усилий по дышлам:

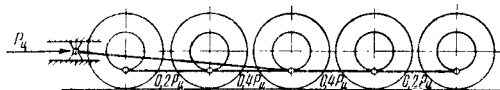
1) расчётные усилия по сцепным дышлам выражены в долях наибольшего расчётного усилия на поршень —  $P_{ц}$ . При этом методе распределение усилий для нового дышлового механизма с небольшими зазорами в сочленениях принимается по фиг. 63;

2) расчёт усилий в сцепных дышлах исходя из силы тяги па-

ровоза по сцеплению. Усилие в каждом сцепном дышле

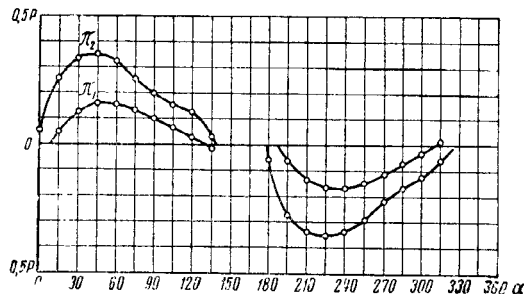
$$P_{ц} = \frac{\psi_k Q m R}{r}, \quad (19)$$

где  $\psi_k$  — коэффициент сцепления, принимаемый для расчёта равным 0,3;  
 $Q$  — нагрузка на рельс от оси;  
 $m$  — число осей, приводимых в движение рассматриваемым дышлом;  
 $R$  — радиус движущих колёс;  
 $r$  — радиус кривошипа.



Фиг. 63. Расчётная схема усилий в дышловом механизме

Указанные методы расчёта носят сравнительный характер; результаты испытаний, проведённых ЦНИИ над паровозными дышлами, приведены на фиг. 64. Из этих данных



Фиг. 64. Усилия в сцепных дышлах паровоза СО<sup>16</sup>:  $P_{ц1}$  — усилия в крайних дышлах;  $P_{ц2}$  — усилия в средних дышлах

можно усмотреть, что распределение действительных усилий в сцепных дышлах отличается от теоретического.

Напряжение растяжения (сжатия) в штанге сцепного дышла

$$\sigma_p = \frac{P_{ц}}{F}.$$

Напряжение от изгиба дышла в вертикальной плоскости силами инерции

$$\sigma_u = \frac{M_x}{W_x},$$

где при равномерно распределённой нагрузке

$$M_x = \frac{TL}{8}, \quad (20)$$

$$T = \frac{\gamma FL \omega^2 r}{g}; \quad (21)$$

здесь  $\gamma$  — удельный вес материала дышла ( $\gamma = 0,00785 \text{ кг/см}^3$ );

$F$  — площадь поперечного сечения дышла в см<sup>2</sup>;

$L$  — длина дышла в см;

$\omega$  — угловая скорость вращения ведущих колёс при расчётной скорости;

$r$  — радиус кривошипа в см;

$g$  — ускорение силы тяжести;

$W_x$  — момент сопротивления сечения в см<sup>3</sup>.

При наличии в сцепных дышлах сбигов на величину эксцентриситета  $e$  см появляются дополнительные напряжения в горизонтальной плоскости:

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_y} = \frac{P_{cy} e}{W_y} \text{ кг/см}^2. \quad (22)$$

Суммарное напряжение в сцепном дышле

$$\sigma_{\text{сумм}} = \sigma_p + \sigma_u + \sigma_e; \quad (23)$$

$$\sigma_{\text{сумм}} \leq 1200 \text{ кг/см}^2 \text{ (для Ст. 5).}$$

Сцепные дышла проверяются на устойчивость, допуская, что головки дышел могут свободно поворачиваться вследствие зазоров в подшипниках.

Запас устойчивости

$$n_{\sigma} = \frac{2I_y}{P_{cy} L^2} \geq 3 \div 4, \quad (24)$$

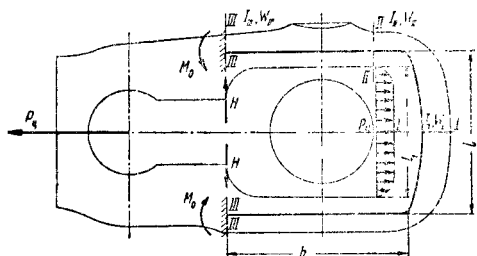
где  $I_y$  — минимальный момент инерции поперечного сечения в см<sup>4</sup>;

$P_{cy}$  — продольная сила в т;

$L$  — длина сцепного дышла в м.

В табл. 14 приведены характеристики сцепных дышел некоторых паровозов СССР.

**Расчёт головок ведущих дышел.** Прямоугольные головки рамочного типа для ведущих дышел рассчитываются по схеме, указанной на фиг. 65, при полном усилии пара на поршень  $P_y$ .



Фиг. 65. Расчётная схема для головки дышла рамочного типа

Предполагая жёсткую заделку рамки в угловых сечениях, защемляющий момент

$$M_0 = \frac{P_y (3l^2 - l_1^2)}{24l \left( 2 + \frac{h I_I}{l I_{II}} \right)}. \quad (25)$$

Здесь  $P_y$  — считается равномерно распределённым на длине вкладыша  $l_1$ ;

$I_I$  и  $I_{II}$  — моменты инерции сечений  $I$  и  $II$ .

Распор со стороны вкладышей

$$H = \frac{P_y (3l^2 - l_1^2)}{8lh \left( 2 + \frac{I_I h}{I_{II} l} \right)}. \quad (26)$$

Кроме того, в сечениях  $III-III$  действуют растягивающие силы

$$R = \frac{P_y}{2}.$$

Изгибающий момент в сечении  $I-I$

$$M^I = -Nh + \frac{P_y l}{4} + M_0 - \frac{P_y l_1}{8}. \quad (27)$$

Напряжение в крайнем волокне сечения  $I-I$

$$\sigma_I = \frac{M^I}{W_I}. \quad (28)$$

Напряжение в углах рамы при изгибающем моменте

$$M^{II} = Nh - M_0, \quad (29)$$

$$\sigma_{II \text{ сумм}} = \frac{P_y}{2F_{II}} \pm \frac{M^{II}}{W_{II}}. \quad (30)$$

Знак + (плюс) относится к внутренним (крайним) волокнам сечения  $II-II$ .

Знак - (минус) относится к наружным волокнам сечения  $II-II$ ;

$F_{II}$  — площадь сечения  $II-II$ ;

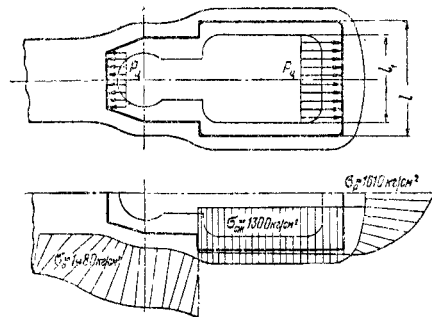
$W_{II}$  — момент сопротивления сечения  $II-II$ .

Напряжение в месте заделки рамы в сечении  $III-III$

$$\sigma_{III \text{ сумм}} = \frac{P_y}{2F_{III}} + \frac{M_0}{W_{III}}. \quad (31)$$

В табл. 15 приведены сравнительные результаты расчётов рамочных головок ведущих дышел паровозов СССР, проведённых подобным методом.

Напряжения в сечении  $I-I$  не превосходят 1500—1700 кг/см<sup>2</sup>; практически наиболее нагружены сечения  $II-II$ ; вследствие наличия коэффициентов концентрации напряжений при знакопеременных нагрузках в углах рамок образуются трещины. Более правильными следует считать прямоугольные головки дышел по схеме фиг. 66.



Фиг. 66. Расчётная схема головки рамочного типа и эпюра распределения напряжений

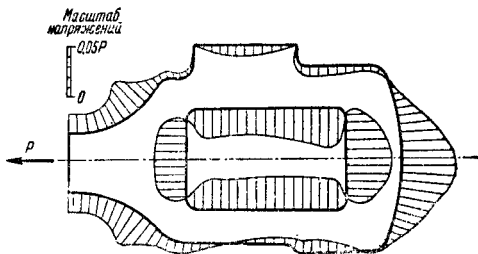
Это следует из опытов, проведённых в МЭМИИТ проф. В. Н. Ивановым по исследованию распределения контурных напряжений в рамочной головке (фиг. 67) оптическим методом.

Для расчёта круглых головок применяют несколько методов. Рассмотрим расчёт головки [26] как кольца (фиг. 68), условно нагруженного двумя силами в сечениях, расположенных под углом 20° к оси дышла.

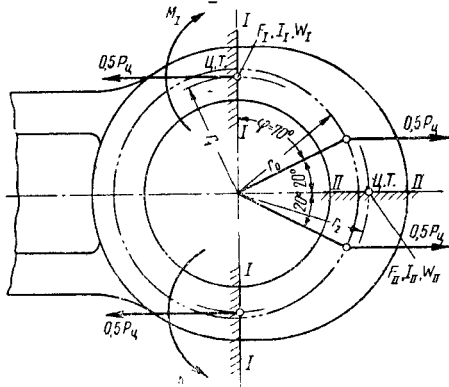
Радиус нейтрального слоя сечения (средний) принят равным  $r_0 = \frac{r_1 + r_2}{2}$ , момент инерции сечения  $I-I$  в пределах угла  $\varphi = 0 \div 45^\circ$ , а момент инерции сечения  $II$  в пределах угла  $\varphi = 45 \div 90^\circ$ .

Тогда изгибающий момент в сечении  $I$  от  $\varphi = 0$  до  $\varphi = \frac{\pi}{2}$

$$M_I = \frac{P_y r_0 \left( 0,082 + 0,43 \frac{I_I}{I_{II}} \right)}{1,57 \left( 1 + \frac{I_I}{I_{II}} \right)}. \quad (32)$$



Фиг. 67. Эпюра напряжения в головке рамного типа



Фиг. 68. Расчётная схема круглой головки дышла

Изгибающий момент в любом сечении в пределах изменения угла от  $\varphi = 0^\circ$  до  $\varphi = 70^\circ$

$$M_{0^\circ}^{70^\circ} = -\frac{P_y r_0}{2} (1 - \cos \varphi) + M_I, \quad (33)$$

в пределах от  $\varphi = 70^\circ$  до  $\varphi = 90^\circ$

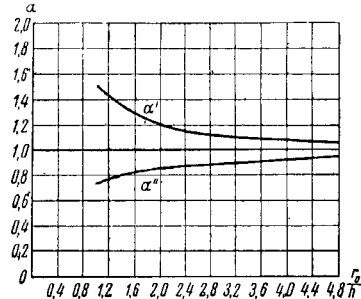
$$M_{70^\circ}^{90^\circ} = -\frac{P_y r_0}{2} (1 - \cos 70^\circ) + M_I. \quad (34)$$

Напряжения изгиба в сечениях подсчитывают по формулам прямого бруса с введением поправочных коэффициентов к значениям напряжений на внутренних и наружных волокнах.

На фиг. 69 приведены кривые изменения поправок  $\alpha'$  и  $\alpha''$  в функции  $\frac{r_0}{h}$ , где  $h$  — высота сечения. Поправка  $\alpha'$  относится к растянутым волокнам,  $\alpha''$  — к сжатым.

Напряжение в крайнем наружном волокне сечения  $II-II$  от действия изгибающего момента

$$\sigma_{u.p} = + \alpha' \frac{M_{II}}{W_{II \text{ раст}}}. \quad (35)$$



Фиг. 69. Значения поправок  $\alpha'$  и  $\alpha''$  в функции отношения  $\frac{r_0}{h}$

Напряжение в крайнем внутреннем волокне сечения  $II-II$  от действия изгибающего момента

$$\sigma_{u.сж} = - \alpha'' \frac{M_{II}}{W_{II \text{ сж}}}, \quad (36)$$

где

$$W_{II \text{ раст}} = \frac{I_{x II}}{r_{\text{нар}} - r_2};$$

$$W_{II \text{ сж}} = \frac{I_{x II}}{r_2 - r_{\text{вн}}}.$$

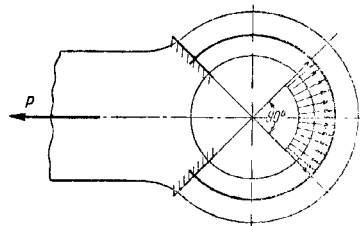
Напряжение в сечении  $I-I$  с добавлением чистого растяжения; на внутреннем волокне

$$\sigma_{\text{сумм}} = \frac{P_y}{2F_I} + \alpha' \frac{M_I}{W_{I \text{ раст}}} \quad (37)$$

и на наружном волокне

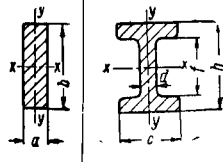
$$\sigma_{\text{сумм}} = \frac{P_y}{2F_I} - \alpha'' \frac{M_I}{W_{I \text{ сж}}}. \quad (38)$$

В табл. 15 приведены результаты подсчётов напряжений по указанному методу в круглых головках ведущих дышл. Проф. В. Н. Ивановым предложен метод расчёта круг-



Фиг. 70. Расчётная схема круглой головки дышла

Спешные дышла неко

Серия и тип паровоза	Число оборотов колёс $n$ в об/мин. при расчётной скорости $v$ в км/час	Диаметр цилиндра $d_{cy}$		Давление пара в котле $P_k$	Усилие на поршень $P_y$	Нагрузка на ось $Q$	Ход поршня $2r$	Диаметр колёс $D$	№ дышел							Площадь сечения $F$	Момент инерции сечения		Момент сопро- тивления сече- ния	
		$a$	$b$							$c$	$d$	$f$	$h$	$I_x$	$I_y$		$W_x$	$W_y$		
		в мм	в мм							в кг	в мм	в см						в см <sup>2</sup>	в см <sup>4</sup>	
ЭМ 0-5-0	$n=260$	650	14	46 500	16 300	700	1 320		I	4	9	—	—	—	—	36	243	48	54	24
	II								4,5	10,5	—	—	—	—	47,25	434	80	83	35,4	
	III								4	9,5	—	—	—	—	38	285	50,8	60	25,3	
	IV								4	9	—	—	—	—	36	243	48	54	24	
СО 1-5-0	$n=300$	650	14	46 500	18 400	700	1 320		I	4	9	—	—	—	—	36	243	48	54	24
	II								4,5	10,5	—	—	—	—	47,25	434	80	83	35,4	
	III								4	9,5	—	—	—	—	38	285	50,8	60	25,3	
	IV								4	9	—	—	—	—	36	243	48	54	24	
Л 1-5-0	$n=283$	650	14	46 500	18 200	800	1 500		I	3,8	10	—	—	—	—	38	317	45,8	63,5	24,2
	II								4,8	13	—	—	—	—	62,5	878	120	135	50	
	III								4,8	13	—	—	—	—	62,5	878	120	135	50	
	IV								4,2	12	—	—	—	—	50,4	605	74	102	35,3	
Е <sup>а</sup> 1-5-0	$n=300$	635	12,7	40 320	18 000	711	1 320		I	2,86	10,8	—	—	—	—	30,9	300	21	55,6	14,7
	II								3,33	12,7	—	—	—	—	42,2	570	39	89,5	23,5	
	III								3,33	12,7	—	—	—	—	42,2	570	39	89,5	23,5	
	IV								2,86	10,8	—	—	—	—	30,9	300	21	55,6	14,7	
ФД 1-5-1	$n=300$	670	15	52 900	20 000	770	1 500		I	4	11	—	—	—	—	44	445	58,5	81	29,3
	II								5	14	—	—	—	—	70	1 142	146	163	58,3	
	III								5	14	—	—	—	—	70	1 142	146	163	58,3	
	IV								4	11	—	—	—	—	44	445	58,5	81	29,3	
52 1-5-0 (дышла сварные)	$n=304$	600	16	45 200	15 200	660	1 400		I	—	—	5,5	1,0	5,5	8	19,5	172	34,8	43,2	12,6
	II								—	—	7,2	1,0	7,5	11	32,7	584	110	105,5	30,6	
	III								—	—	6,5	1,0	7,0	10	26,5	385	69,4	77	21,3	
	IV								—	—	5,5	1,0	5,5	8	19,5	172	34,8	43,2	12,6	
СУ 1-3-1	$n=330$	575	13	34 000	18 000	700	1 850		I	—	—	6,2	1,5	6,4	9,5	28	339	63	71,5	20,3
	II								—	—	6,2	1,5	6,4	9,5	28	339	63	71,5	20,3	

- Примечания. 1.  $\Gamma_1$  — сбивка в передней головке дышла относительно продольной оси штанги.  
 $\Gamma_2$  — сбивка в задней головке дышла относительно продольной оси штанги.  
 $B_1$  — сбивка в передней вилке дышла или в переднем хвостовике дышла относи-  
 $B_2$  — сбивка в задней вилке дышла или в заднем хвостовике дышла относительно  
Знак + (плюс) — сбивка от рамы наружу.  
Знак - (минус) — сбивка в сторону к раме.  
2. При подсчёте напряжений в штанге дышел в расчёт условно принимается  
3. Для паровоза СО в знаменателе даны значения для усиленных дышел. Для

Таблица 14

торых паровозов СССР

Расчётная длина дышла	Вес дышла в сборке	Расстояние от середины головки дышла до оси штанги (сбивка)	Сила по сцепному дыш- лу в долях от силы $P_{cy}$ по скалке	Напряжение разрыва в штанге от силы $P_{cy}$ по скалке $\sigma_p$	Напряжение в штанге на изгиб от сбивки дышел $\sigma_e$	Напряжение в штанге на изгиб от сил инер- ции $\sigma_{in}$	Суммарное напряжение в штанге $\sigma_{сумм} = \sigma_p + \sigma_e + \sigma_{in}$	Сила по сцепному дыш- лу по сцеплению $P_{cy} = \frac{0,3 Q_m R}{r}$	Напряжение разрыва в штанге от силы по сцеп- лению $\sigma_p = \frac{F}{F_{cy}}$	Напряжение изгиба в штанге от силы по сцеп- лению при сбивке ды- шел $\sigma_e = \frac{W_y}{P_{cy} e}$	Суммарное напряжение в штанге от силы по сцеплению $\sigma_{сумм} = \sigma_p + \sigma_e$	Гибкость дышла $\lambda_{min} = \frac{L}{i}$	Запас устойчивости по Эйлеру
в мм	в кг	в мм	в кг	в кг/см²			в кг	в кг/см²				λmin	пб
1 287	67	$\Gamma_1=0; B_2=+4,5$	9 300	253	174	284	716	9 300	258	174	432	112	6,3
1 430	163,7	$B_1=+7; \Gamma_1=-2,5$	18 600	394	370	302	1 066	18 600	394	370	764	109	4,2
1 098	84,0	0	18 600	490	0	200	690	18 600	490	0	490	95	4,55
1 287	70	$B_1=+1,5$	9 300	258	58	234	600	9 300	258	58	316	112	6,3
1 287	72	0	9 300	258	0	$\frac{380}{300}$	$\frac{638}{558}$	10 400	289	0	289	$\frac{112}{138}$	5,6
1 270						$\frac{400}{322}$	$\frac{794}{716}$	20 800	440	0	440	$\frac{109}{133}$	3,77
1 430	184,0	0	18 600	394	0	$\frac{263}{226}$	$\frac{753}{716}$	20 800	543	0	543	$\frac{95}{117}$	2,58
1 093	114,7	0	18 600	490	0	$\frac{380}{300}$	$\frac{638}{558}$	20 800	543	0	543	$\frac{112}{138}$	4,06
1 118													2,65
1 287	72	0	9 300	258	0	$\frac{380}{300}$	$\frac{638}{558}$	10 400	289	0	289	$\frac{112}{138}$	5,6
1 270													3,66
1 400	87,0	$\Gamma_1=-10; B_2=+7$	9 300	245	385	412	1 042	10 250	270	423	693	127,5	4,56
1 625	220,2	$\Gamma_1=-10;$	18 600	293	373	430	1 101	20 500	329	410	739	117	4,44
1 290	130,1	$\Gamma_2=-10$	18 600	293	373	267	938	20 500	329	410	739	93	7,05
1 775	115,3	$B_1=+5; \Gamma_2=-10$	9 300	185	264	549	997	10 250	204	291	495	145	4,58
1 219,2	--	$\Gamma_1=-15,9; B_2=+3,2$	8 055	261	874	288	1 423	10 000	323	1 075	1 398	147	2,83
1 422,4	--	$B_1=-5,6; \Gamma_1=-6,8$	16 130	333	706	333	1 422	20 000	475	876	1 351	148	1,95
1 079,4	--	$B_2=+10,3$	16 130	333	706	191	1 280	20 000	475	876	1 351	112	3,36
1 219,2	--	$B_1=+10,3; \Gamma_2=-9,8$	8 065	261	874	288	1 423	10 000	323	1 075	1 398	147	2,83
		$B_2=-5,6$											
		$B_1=+3,2; \Gamma_2=-15,9$											
1 380	110	$\Gamma_1=7; B_2=+6$	10 580	240	253	395	888	11 650	275	279	554	120	5,30
1 625	294,5	$\Gamma_1=-9; B_1=-6$	21 160	302	326	432	1 060	23 300	334	335	669	112	4,76
1 265	151,0	$\Gamma_2=+4,5; B_2=+4$	21 160	302	326	262	890	23 300	334	335	669	88	7,80
1 380	110	$B_1=+4; \Gamma_2=-9$	10 580	240	253	395	888	11 650	275	279	554	120	5,30
		$B_2=-6$											
		$B_1=+6; \Gamma_2=-7$											
1 440	54	0	9 040	464	0	332	796	9 700	497	0	497	108	3,48
1 650	144	0	18 080	554	0	300	854	19 400	594	0	594	90	4,18
1 375	76	0	18 080	683	0	230	913	19 400	732	0	732	84	3,80
1 440	54	0	9 040	464	0	332	796	9 700	497	0	497	108	3,48
1 730	98,7	0	13 600	472	0	562	1034	14 150	506	0	506	116	3,0
1 925	143	0	13 600	$\frac{472}{356}$	0	$\frac{562}{500}$	$\frac{1034}{856}$	14 150	$\frac{492}{370}$	0	$\frac{492}{370}$	$\frac{130}{137}$	2,4

тельно продольной оси штанги;  
продольной оси штанги;

наибольшая величина одной из сбивок без учёта длины подшипников.  
паровоза СУ в знаменателе даны значения в месте перехода штанги в заднюю головку.

Таблица 15

## Головки ведущих дышел ряда паровозов СССР

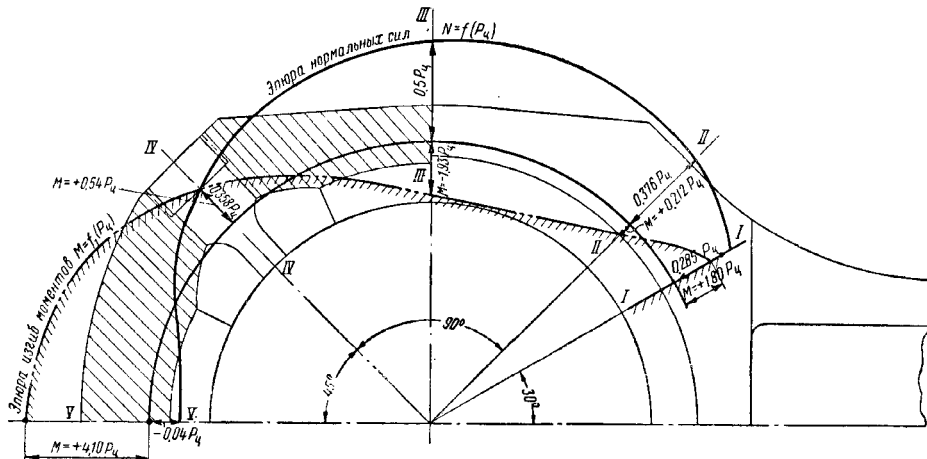
Серия и тип паровоза	Сила по дышлу $P_d$ в кг	Головка дышла	Тип головки	В см										Площадь сечения $F$ в см <sup>2</sup>	Момент инерции сечения $I_x$ в см <sup>4</sup>	Момент сопротивления сечения $W_x$ в см <sup>3</sup>	Напряженные дышья в то-ловке $\sigma_p$ в кг/см <sup>2</sup>	Изгибающий момент $M_{из}$ в кгсм	Суммарное напряжение на внутренней поверхности головки $\sigma_{умк}$ в кг/см <sup>2</sup>	Суммарное напряжение на наружной поверхности головки $\sigma_{умк}$ в кг/см <sup>2</sup>				
				а	b	с	l	h <sub>1</sub>	h <sub>2</sub>	r <sub>н</sub>	r <sub>в</sub>	r <sub>г</sub>	2r <sub>н</sub>	k	m	сечение								
СО 1-5-0	46 500	Передняя	А	22	9	14	21,3	6,2	4,0	—	—	—	—	—	—	I	55,7	173	57,6	103 000	1 800	1 960		
		Задняя	Б	—	—	—	—	—	—	18,0	13,25	15,4	15,95	36	11,15	II	69,0	121,7	48	92 000	2 177	1 388		
Л 1-5-0	46 500	Передняя	Б	—	—	—	—	—	—	13,5	8,5	11,0	11,75	27	15	II	57,5	120	43	64 500	1 994	780		
		Задняя	Б	—	—	—	—	—	—	18,5	13,25	15,87	16,37	37	15,8	II	93	190	73	100 000	2 072	673		
Еа 1-5-0	40 320	Передняя	А	22,86	10,16	13,33	20	5,08	4,76	—	—	—	—	—	—	I	51,5	106	42	47 530	1 135	1 135		
		Задняя	А	31,11	13,97	22,86	30,4	5,71	4,12	—	—	—	—	—	—	I	80	217	76	99 150	1 300	1 300		
ФД 1-5-1	52 500	Передняя	А	24,5	11,8	15,5	20,7	7,0	4,5	—	—	—	—	—	—	II	82,5	338	96,5	158 000	1 645	1 645		
		Задняя	Б	—	—	—	—	—	—	20,75	4,5	17,4	19,6	41,5	18,0	I	88,8	275	86	104 500	1 618	782		
ПС 1-4-2	52 900	Передняя	А	24,5	11,8	15,5	20,7	7,0	4,5	—	—	—	—	—	—	II	82,5	338	96,5	153 000	1 645	1 645		
		Задняя	Б	—	—	—	—	—	—	20,75	14,5	17,3	19,6	41,5	18,0	I	79,8	18,8	67,5	105 400	2 050	1 065		
																II	104,8	469	120,5	193 000	1 730	1 440		

лых головок дышел по схеме, изображённой на фиг. 70. Нагрузка принимается равномерно распределённой по участку дуги, равной четверти окружности, и действует радиально. Сечения, расположенные в местах перехода головки в штангу, считаем для расчёта жёстко заделанными. Для точного учёта изменения сечения головки расчётная длина контура

Суммарные напряжения в сечении I—I

$$\sigma'_{\text{сумм}} = \alpha' \frac{M_I}{W_{I \text{ раст}}} + \frac{P_{\text{сц}}}{2F_I}; \quad (41)$$

$$\sigma''_{\text{сумм}} = -\alpha'' \frac{M_I}{W_{I \text{ сж}}} + \frac{P_{\text{сц}}}{2F_I}. \quad (41a)$$



Фиг. 71. Эпюра распределения напряжения в круглой головке ведущего дышла паровоза ФД

разбивается на несколько (2—3) участков с различной жёсткостью. На фиг. 71 приведена эпюра распределения напряжений в головке дышла паровоза ФД, подсчитанная аналогичным методом.

**Расчёт головок центровых дышел.** Головки центровых дышел имеют более сложную конфигурацию (фиг. 72). Заделки в сечении I—I и в сечении III—III, расположенном под

Значения  $\alpha'$  и  $\alpha''$  берутся в зависимости от отношения  $\frac{r_0}{h}$  по графику на фиг. 69. Напряжения  $\sigma_{\text{сумм}} = 1\,300 \div 1\,400 \text{ кг/см}^2$  для дышел из Ст. 5.

**Расчёт головок и вилок сцепных дышел.** Расчёт головок и вилок сцепных дышел производится по приведённой выше формуле

$$M_I = \frac{P_{\text{сц}} r_0 \left( 0,082 + 0,43 \frac{I_I}{I_{II}} \right)}{1,57 \left( 1 + \frac{I_I}{I_{II}} \right)}, \quad (42)$$

где  $P_{\text{сц}}$  — наибольшая сила по сцеплению, передаваемая рассматриваемым сцепным дышлом (остальные обозначения по фиг. 68).

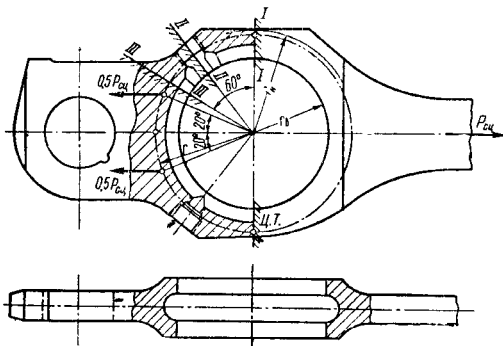
Хвостовики и вилки сцепных дышел проверяются на разрыв с пониженным допускаемым напряжением

$$\sigma_p = 300 \div 350 \text{ кг/см}^2 \text{ для Ст. 5.}$$

Удельные давления в валиках сцепных дышел принимают не более  $300 \text{ кг/см}^2$ .

В табл. 16 приведены напряжения в головках сцепных дышел на разрыв и изгиб и напряжения в хвостовиках и вилках на разрыв для ряда паровозов.

Расчёт головок и вилок сцепных дышел производится также с учётом знакопеременности действующих нагрузок. Для определения истинного распределения напряжений в круглых головках дышел проф. В. Н. Иванов (МЭМИИТ) произвёл экспериментальное исследование моделей головок дышел при помощи



Фиг. 72. Расчётная схема головки центрового дышла

углом  $\varphi = 60^\circ$  к оси головки дышла. Тогда изгибающие моменты будут в сечении I—I

$$M_I = 0,088 P_{\text{сц}} r_0. \quad (39)$$

Момент в сечении II—II, ослабленном постановкой маслёнки,

$$M_{II} = 0,062 P_{\text{сц}} r_0. \quad (40)$$

где  $r_0$  — радиус центра тяжести рассматриваемого сечения.



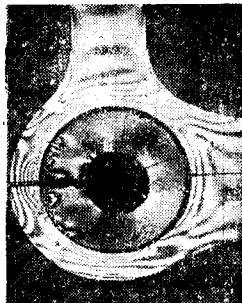


Продолжение табл. 16

Серия и тип паровоза	Сила по сцеплению, приходящаяся на сцепное дышло, $P_{сц}$ в кг	Площадь сечения головки дышла		Момент сопротивления сечения головки дышла $W_2$ в см <sup>3</sup>	Изгибающий момент в сечении головки $M_I$ в кгсм	Напряжение разрыва в сечении головки $\sigma_p$	Напряжение изгиба в сечении головки $\sigma_{из}$	Суммарное напряжение разрыва и изгиба в сечении головки $\sigma_{сумм}$	Удельное давление между валком и хвостовиком $q$ в кг/см <sup>2</sup>	Напряжение разрыва в хвостовике $\sigma_{рхв}$	Напряжение разрыва в вилке $\sigma_{рв}$	Напряжение смятия в вилке $\sigma_{см}$		
		$F_2$ в см <sup>2</sup>	$F_2$ в см <sup>2</sup>											
Эм 0-5-0	9 300	46,8	14	13 380	198	1 128	1 326	—	—	—	208	247		
	18 600	80,4	40,2	16 300	230	510	740	330	289	—	—	—		
	18 600	75,5	—	—	245	—	—	—	430	394	—	—		
СО 1-5-0	10 400	45	9,4	16 620	232	1 940	2 172	—	—	—	224	220		
	20 800	72	24	19 100	290	915	1 205	245	282	—	—	—		
	20 800	80	26,7	30 200	260	1 245	1 505	430	433	—	—	—		
Л 1-5-0	10 250	63	18,4	17 200	163	1 050	1 213	—	—	—	245	226		
	20 500	72	24	18 900	285	905	1 190	229	242	—	—	—		
	20 500	92	30,7	29 800	223	1 065	1 233	316	373	—	—	—		
Ев 1-5-0	10 000	41,8	9,9	13 800	240	1 395	1 635	—	—	—	207	197		
	20 000	67,5	20,8	15 600	296	750	1 046	259	417	—	—	—		
	20 000	82	—	—	244	—	—	442	375	—	—	—		
ФД 1-5-1	11 650	65,8	19,2	20 600	177	1 200	1 377	—	—	—	204	242		
	23 300	74,4	25,0	22 600	304	1 040	1 344	263	227	—	—	—		
	23 300	137,5	45	38 050	170	940	1 110	330	273	—	—	—		
ИС 1-4-2	14 420	85	—	—	170	1 092	1 262	—	—	—	214	252		
	28 840	130	—	—	222	1 000	1 222	285	242	—	—	—		
	28 840	80	—	—	181	970	1 151	285	233	—	—	—		

оптического метода на поляризационной установке.

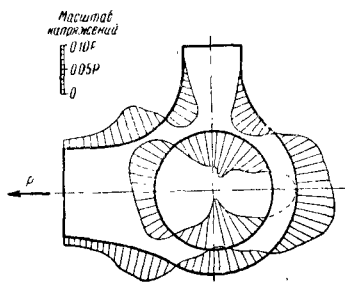
На фиг. 73 приведена картина полос напряжений в головке дышла паровоза Е<sup>Л</sup>, а



Фиг. 73. Картина полос напряжений в головке сцепного дышла паровоза Е<sup>Л</sup>

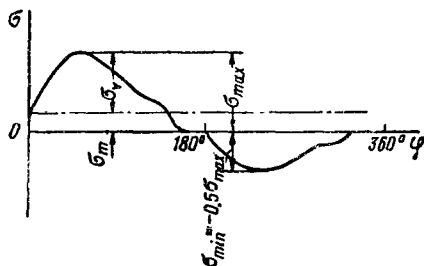
на фиг. 74 — эпюра напряжений на контуре головки этого дышла. Напряжения растяжения расположены снаружи контура, напряжения сжатия направлены внутрь контура.

Метод расчёта круглых головок не охватывает полностью сложных условий их работы. Большинство изломов головок происходит



Фиг. 74. Эпюра напряжений в головке круглого дышла

по смазочным отверстиям, в местах перехода сечений и имеет характер усталостных трещин. В опасных сечениях головок ведущих и крайних сцепных дышел напряжения за один оборот колёс меняются от нуля до максимума (если не учитывать напряжений от запрессовки втулок). В головках дышел второй и четвёртой осей пятиосного паровоза напряжения меняются от  $+\sigma_{\max}$  до  $-0,5\sigma_{\max}$  по



Фиг. 75. Закон изменения напряжения в головках средних сцепных дышел

закону, приведённому на фиг. 75. Запас прочности головки  $n$  определяется с учётом постоянной  $\sigma_m$  и переменной  $\sigma_v$  составляющих цикла напряжений:

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma_m}{\sigma_s} + \frac{\sigma_v \kappa}{\sigma - 1\sigma}} \geq 1,3 \div 1,5. \quad (43)$$

где  $\sigma_s$  — предел текучести;

$\kappa$  — эффективный коэффициент концентрации напряжения;

$\sigma - 1\sigma$  — действительный предел усталости при изгибе (с учётом качества обработки и размеров изделия).

В последнее время ЦНИИ МПС возобновил испытания напряжений в движущем механизме паровозов, начатые ещё в 1938 г. На паровозах серии Л было проведено два цикла испытаний: статические, при которых деформации измерялись только в штангах дышел, и динамические, при которых деформации измерялись в штангах дышел и звеньях парораспределительного механизма при движении паровоза до  $V_{\max} = 80 \text{ км/час}$ .

Статические напряжения замерялись механическими тензометрами, динамические — угольными телеметрами.

Испытания показали наличие изгибающего момента в горизонтальной плоскости ведущего дышла за счёт перекоса ведущей оси (с использованием зазоров между буксой и рамой, шейкой оси и буксовым подшипником), деформации оси и пальца и деформации в месте контакта пальца и плавающей втулки.

Наличие изгиба в горизонтальной плоскости обнаружено и в штангах сцепных дышел.

Наибольшие напряжения в ведущем дышле, втором и третьем сцепных дышлах проявляются при малых скоростях, а в первом и четвёртом сцепных дышлах — при высоких скоростях.

На фиг. 76 приведены максимальные напряжения в штангах дышел паровоза Л0630. Для сравнения приведены напряжения в штангах дышел паровозов ФД, СО и СУ по данным ранее проведённых испытаний.

При этих испытаниях было проведено измерение напряжений в ряде точек сечений головок ведущих и сцепных дышел (фиг. 77).

Пересчётом замеренных в этих точках напряжений установлены напряжения в ряде других точек (фиг. 77). Опытами было установлено, что эксцентричное приложение силы  $P_{\psi}$  от пальца к дышлу вызывает резкую неравномерность напряжений в головках дышел. Напряжения в точках, расположенных ближе к раме паровоза, отличаются по величине от напряжений в точках, более удалённых от рамы.

#### Пример 1

#### РАСЧЁТ ВЕДУЩЕГО ДЫШЛА ПАРОВОЗА 2-4-2 [по данным Коломенского завода] (фиг. 78)

По уравнению (1) цилиндровая сила

$$P_{\psi} = P_{\kappa} \frac{\pi d^2}{4} = 15 \frac{\pi 57,5^2}{4} = 39\,000 \text{ кг.}$$

Результирующая поперечная инерционная нагрузка по уравнению (2)

$$T = 0,00308 \frac{F_{\text{штанги}} L r v^2}{R^3} = 0,00308 \frac{69,6 \cdot 3,05 \cdot 0,4 \cdot 125^2}{0,925^3} = 4\,780 \text{ кгс.}$$

Рассматриваем три сечения по длине дышла. Сечение I—I (фиг. 78) у перехода передней головки в штангу с  $F_I = 50,6 \text{ см}^2$ ,  $W_I = 263 \text{ см}^3$ ,  $I^I = 252 \text{ см}^4$  на расстоянии  $x = 16,5 \text{ см}$  от передней головки. Изгибающий момент в сечении I—I по уравнению (3)

$$M_I = \frac{4\,780 \cdot 16,5}{3} \left(1 - \frac{16,5^2}{305^2}\right) = 26\,200 \text{ кгссм.}$$

Суммарное напряжение в сечении I—I

$$\sigma_{\text{сумм I}} = \frac{M_I}{W_I} + \frac{P_{\text{ц}}}{F_I} = \frac{26\,200}{263} + \frac{39\,000}{50,6} = 869,5 \text{ кг/см}^2.$$

Сечение II—II (фиг. 78) на расстоянии  $x = 0,577 L = 0,577 \cdot 305 = 176,5 \text{ см}$  площадью сечения  $F_{II} = 69,6 \text{ см}^2$ ,  $I^{II} = 394 \text{ см}^4$  и  $W_{II} = 392 \text{ см}^3$

подвержено наибольшему изгибающему моменту от поперечных сил инерции; по уравнению (4)

$$M_{II} = M_{\text{max}} = 0,128 TL = 0,128 \cdot 4\,780 \cdot 305 = 186\,000 \text{ кгссм.}$$

Суммарное напряжение в сечении II—II

$$\sigma_{\text{сумм II}} = \frac{M_{II}}{W_{II}} + \frac{P_{\text{ц}}}{F_{II}} = \frac{186\,000}{392} + \frac{39\,000}{69,6} = 1\,040 \text{ кг/см}^2.$$

Сечение III—III (фиг. 78) площадью сечения  $F_{III} = 57,3 \text{ см}^2$ ,  $W_{III} = 307,5 \text{ см}^3$  на расстоянии  $x = 261 \text{ см}$  от оси передней головки

$$M_{III} = \frac{4\,780}{3} \cdot 261 \left(1 - \frac{261^2}{305^2}\right) = 112\,000 \text{ кгссм.}$$

Суммарное напряжение в сечении III—III

$$\sigma_{\text{сумм III}} = \frac{M_{III}}{W_{III}} + \frac{P_{\text{ц}}}{F_{III}} = \frac{112\,000}{307,5} + \frac{39\,000}{57,3} = 1\,045 \text{ кг/см}^2.$$

Запас прочности дышла на продольный изгиб по Эйлеру (6):

Дышла	Сечения и точки замера деформаций	1-е сечение	2-е сечение	3-е сечение
Ведущие				

□ — Статические напряжения в кг/см<sup>2</sup>

▨ — Динамические напряжения в кг/см<sup>2</sup>

Фиг. 76. Максимальные статические и динамические напряжения в штангах дышел паровозов серий Л, ФД, СО и СУ

для сечения II — II

$$n_0 = \frac{\pi^2 E I_{II}}{P_{II} L^3} = \frac{3,14 \cdot 2,2 \cdot 10^6 \cdot 394}{39\,000 \cdot 305^3} = 2,36;$$

для сечения I — I

$$n_0 = \frac{3,14 \cdot 2,2 \cdot 10^6 \cdot 252}{39\,000 \cdot 305^3} = 1,51.$$

#### Расчёт задней головки ведущего дышла

Радиус центра тяжести горизонтального сечения II — II (фиг. 79)  $r_{II} = 23,19$  см, момент инерции сечения  $I_{II} = 464,7$  см<sup>4</sup>, моменты сопротивления изгибу: наружного волокна  $W_{II \max} = 114,5$  см<sup>3</sup>, внутреннего волокна  $W_{II \min} = 111$  см<sup>3</sup>, площадь сечения  $F_{II} = 64,85$  см<sup>2</sup>.

Радиус центра тяжести вертикального сечения I — I (фиг. 79)  $r_I = 22,36$  см, момент инерции  $I_I = 311,7$  см<sup>4</sup>, моменты сопротивления изгибу: наружного волокна  $W_I \min = 80$  см<sup>3</sup>, внутреннего волокна  $W_I \max = 92,6$  см<sup>3</sup>, площадь сечения  $F_I = 53,35$  см<sup>2</sup>.

Расчётный радиус центра тяжести сечения

$$r_0 = \frac{r_I + r_{II}}{2} = \frac{23,19 + 22,36}{2} = 22,77 \text{ см.}$$

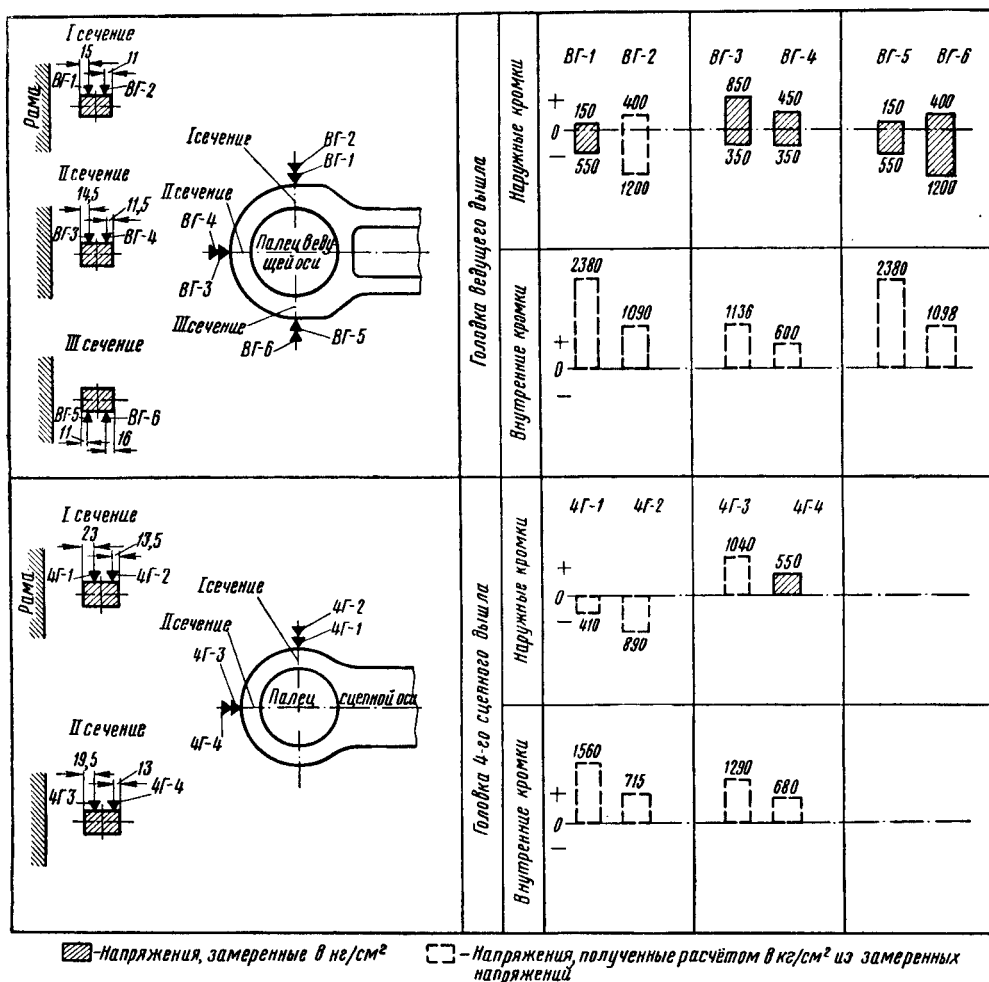
Изгибающий момент в вертикальном сечении I — I по уравнению (32)

$$M_I = \frac{P_{II} r_0 \left( 0,082 + 0,43 \frac{I_{II}}{I_I} \right)}{1,57 \left( 1 + \frac{I_{II}}{I_I} \right)} = \frac{39\,000 \cdot 22,77 \left( 0,082 + 0,43 \frac{311,7}{464,7} \right)}{1,57 \left( 1 + \frac{311,7}{464,7} \right)} = 126\,000 \text{ кгсм.}$$

Изгибающий момент в горизонтальном сечении II — II по уравнению (34)

$$M_{II} = - \frac{P_{II} r_0}{2} (1 - \cos 70^\circ) + M_I = - \frac{39\,000 \cdot 22,77}{2} (1 - 0,342) + 126\,000, \\ M_{II} = - 166\,000 \text{ кгсм.}$$

Поправочные коэффициенты для учёта кривизны головки по фиг. 69.



Фиг. 77. Максимальные напряжения в головках дышл паровоза серии Л

Вертикальное сечение при  $\frac{r_I}{h_I} = \frac{22,36}{7,25} = 3,08$ ,  
 для него  $\alpha' = 1,12$ ,  $\alpha'' = 0,9$ .

Горизонтальное сечение при  $\frac{r_{II}}{h_{II}} = \frac{23,19}{8,25} = 2,88$ ,  
 для него  $\alpha' = 1,13$ ,  $\alpha'' = 0,89$ .

Суммарные напряжения

В горизонтальном сечении II — II:  
 на наружной поверхности по уравнению (35)

$$\sigma_{\text{н. раст}} = \alpha' \frac{M_{II}}{W_{II \max}} =$$

$$= 1,13 \frac{166\,000}{114,5} = 1\,640 \text{ кг/см}^2,$$

на внутренней поверхности по уравнению (36):

$$\sigma_{\text{н. сж}} = -\alpha'' \frac{M_{II}}{W_{II \min}} = - \frac{0,89 \cdot 166\,000}{111} =$$

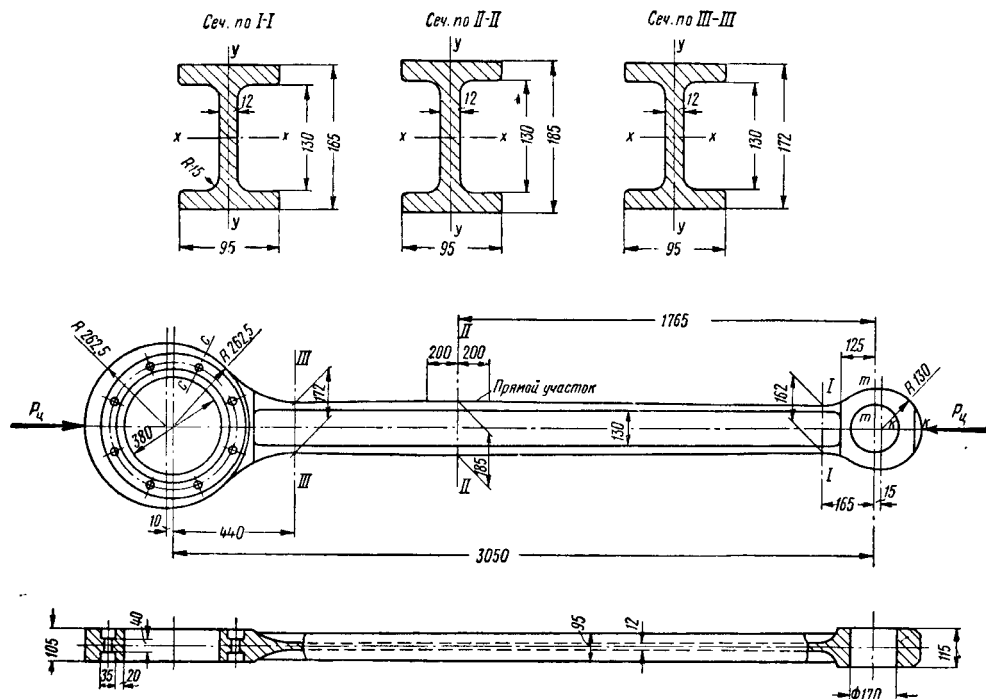
$$= -1\,330 \text{ кг/см}^2.$$

В вертикальном сечении I — I:

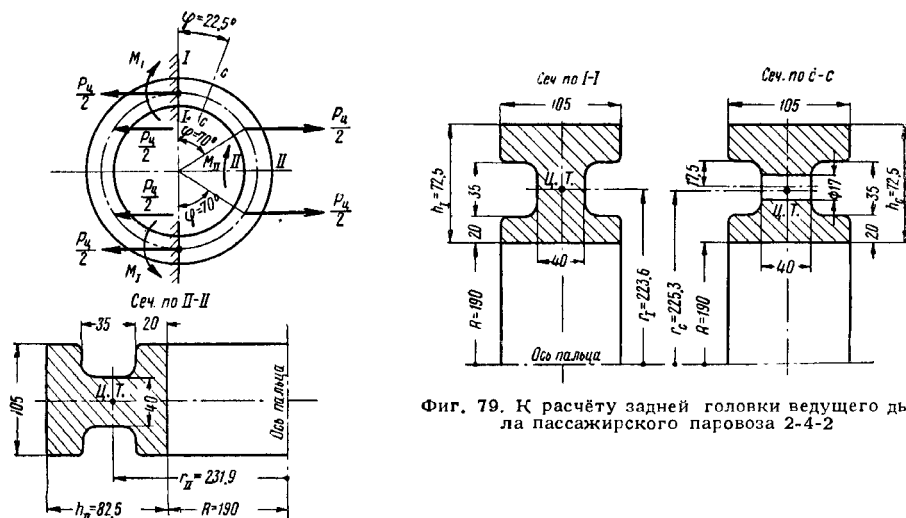
напряжение на внутреннем волокне сечения по уравнению (37)

$$\sigma_{\text{сумм. раст}} = \frac{P_4}{2F_I} + \alpha' \frac{M_I}{W_{I \max}} = \frac{39\,000}{2 \cdot 53,35} +$$

$$+ 1,12 \frac{126\,000}{92,6} = 366 + 1\,520 = 1\,866 \text{ кг/см}^2;$$



Фиг. 78. Эскиз ведущего дышла пассажирского паровоза 2-4-2



Фиг. 79. К расчёту задней головки ведущего дышла пассажирского паровоза 2-4-2

напряжение на наружном волокне по уравнению (38)

$$\sigma_{\text{сумм. сж}} = \frac{P_y}{2F_I} - \alpha'' \frac{M_I}{W_{I \min}} =$$

$$= \frac{39\,000}{2 \cdot 53,35} - 0,9 \cdot \frac{126\,000}{80} =$$

$$= 366 - 1\,420 = -1\,054 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение в сечении С—С (фиг. 78 и 79), ослабленным отверстием для болта, под углом  $\varphi = 22,5^\circ$  к вертикальной оси. Радиус центра тяжести сечения С—С  $r_c = 22,53 \text{ см}$ ,  $F_c = 46,55 \text{ см}^2$ , момент инерции сечения  $I_c = 308,66 \text{ см}^4$ , момент сопротивления сечения внутреннего волокна  $W_{c \max} = 87,4 \text{ см}^3$ , наружного волокна  $W_{c \min} = 83 \text{ см}^3$ .

Изгибающий момент в любом сечении по уравнению (33)

$$M_c = - \frac{P_y r_o}{2} (1 - \cos \varphi) + M_I =$$

$$= - \frac{39\,000 \cdot 22,53}{2} (1 - \cos 22,5^\circ) + 126\,000,$$

$$M_c = 92\,100 \text{ кгсм.}$$

Поправочные коэффициенты для учёта кривизны по фиг. 69 при  $\frac{r_o}{h_c} = \frac{22,53}{7,25} = 3,1$ ,

$$\alpha'_c = 1,12, \quad \alpha''_c = 0,9.$$

Суммарные напряжения в сечении С—С. На внутренней поверхности по уравнению (37)

$$\sigma_{\text{сумм. раст}} = - \frac{P_y \cos \varphi}{2F_c} +$$

$$+ \alpha'_c \frac{M_c}{W_{c \max}} = \frac{39\,000}{2 \cdot 46,55} \cos 22,5^\circ + 1,12 \times$$

$$\times \frac{92\,100}{87,4} = 386 + 1\,180 = 1\,566 \text{ кг/см}^2,$$

на наружной поверхности по уравнению (38)

$$\sigma_{\text{сумм. сж}} = \frac{P_y \cos \varphi}{2F_c} - \alpha''_c \frac{M_c}{W_{c \min}} =$$

$$= \frac{39\,000}{2 \cdot 46,55} \cos 22,5^\circ - 0,9 \cdot \frac{92\,100}{83} =$$

$$= 386 - 1\,000 = -614 \text{ кг/см}^2.$$

#### Расчёт передней головки дышла

Горизонтальное сечение передней головки дышла К—К (фиг. 80):

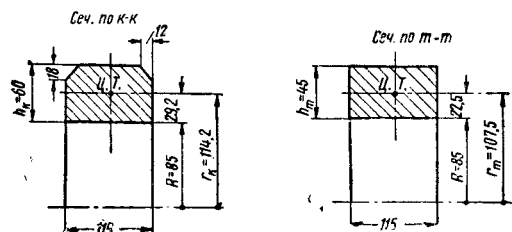
радиус центра тяжести сечения  $r_K = 11,42 \text{ см}$ ,  $F_K = 66,84 \text{ см}^2$ ,  $I_K = 204 \text{ см}^4$ ,  $W_{K \max} = 69,8 \text{ см}^3$ ,

$$W_{K \min} = 66,2 \text{ см}^3.$$

Вертикальное сечение передней головки дышла m—m:

$$r_m = 10,75 \text{ см}, \quad F_m = 51,7 \text{ см}^2, \quad I_m = 87,5 \text{ см}^4,$$

$$W_m = 39 \text{ см}^3.$$



Фиг. 80. К расчёту передней головки ведущего дышла пассажирского паровоза 2-4-2

Расчётный радиус центра тяжести сечения

$$r_o = \frac{r_K + r_m}{2} = \frac{11,42 + 10,75}{2} = 11,08 \text{ см.}$$

Изгибающий момент в вертикальном сечении по уравнению (32)

$$M_m = - \frac{39\,000 \cdot 11,08 \left( 0,082 + 0,43 \frac{87,5}{204} \right)}{1,57 \left( 1 + \frac{87,5}{204} \right)} =$$

$$= 51\,400 \text{ кгсм.}$$

Изгибающий момент в горизонтальном сечении по уравнению (34)

$$M_K = - \frac{39\,000 \cdot 11,08}{2} (1 - \cos 70^\circ) + 51\,400 =$$

$$= -90\,600 \text{ кгсм.}$$

Поправочные коэффициенты на кривизну

$$\frac{r_K}{h_K} = \frac{11,42}{6} = 1,9, \quad \alpha'_K = 1,23, \quad \alpha''_K = 0,85,$$

при

$$\frac{r_m}{h_m} = \frac{10,75}{4,5} = 2,39, \quad \alpha'_m = 1,17, \quad \alpha''_m = 0,88.$$

Суммарные напряжения

В горизонтальном сечении на внутренней поверхности по уравнению (36):

$$\sigma_{\text{и. сж}} = \alpha''_K \frac{M_K}{W_{K \max}} = -0,85 \frac{90\,600}{69,8} =$$

$$= -1\,120 \text{ кг/см}^2,$$

на наружной поверхности по уравнению (35):

$$\sigma_{\text{и. раст}} = \alpha'_K \frac{M_K}{W_{K \min}} =$$

$$= 1,23 \frac{90\,600}{66,2} = 1\,685 \text{ кг/см}^2.$$

В вертикальном сечении на внутренней поверхности по уравнению (37):

$$\sigma_{\text{сумм. раст}} = \frac{P_y}{2F_m} + \alpha'_m \frac{M_m}{W_m} =$$

$$= \frac{39\,000}{2 \cdot 51,7} + 1,17 \frac{51\,400}{39} =$$

$$= 380 + 1\,542 = 1\,928 \text{ кг/см}^2.$$

на наружной поверхности по уравнению (38):

$$\sigma_{\text{сумм. сж}} = \frac{P_y}{2F_m} - \alpha''_m \frac{M_m}{W_m} =$$

$$= \frac{39\,000}{2 \cdot 51,7} - 0,88 \frac{51\,400}{39} =$$

$$= 380 - 1\,160 = -780 \text{ кг/см}^2.$$

Проверка на совпадение колебаний в материале дышла

Проверка соотношения периода собственных колебаний ведущего дышла и периода возмущающих колебаний при одном обороте сцепного колеса при конструктивной скорости  $v$  необходима для предупреждения появления резонанса и увеличения динамических напряжений в дышле. Период собственных колебаний дышла как свободного колебания стержня с шарнирно закреплёнными концами

$$\tau_n = \frac{2l^3}{\pi n^3} \sqrt{\frac{F_l}{EI_g}} \text{ сек.,}$$

где  $l$  — длина стержня в см;

$n$  — число полуволн по длине стержня ( $n=1$ );

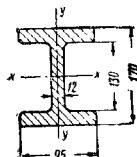
$F$  — площадь поперечного сечения дышла в см<sup>2</sup>;

$\gamma$  — удельный вес материала ( $\gamma = 0,00785 \text{ кг/см}^3$ );

$$E = 2 \cdot 10^4 \text{ кг/см}^2;$$

$I$  — момент инерции сечения относительно нейтральной оси в  $\text{см}^4$ ;  
 $g$  — ускорение силы тяжести ( $g=981 \text{ см/сек}^2$ ).  
 Среднее сечение дышла показано на фиг. 81, для него

$$P = 53,6 \text{ см}^4, I_x = 2550 \text{ см}^4, I_y = 287,5 \text{ см}^4.$$



Фиг. 81. К расчёту ведущего дышла пассажирского паровоза 2-4-2

Колебания дышла в вертикальной плоскости

$$\tau_B = \frac{2 \cdot 305^3}{3,14 \cdot 1^3} \sqrt{\frac{53,6 \cdot 0,00785}{2 \cdot 10^6 \cdot 2550 \cdot 981}} = 0,017168 \text{ сек.}$$

Колебания дышла в горизонтальной плоскости

$$\tau_\Gamma = \frac{2 \cdot 305^3}{3,14 \cdot 1^3} \sqrt{\frac{53,6 \cdot 0,00785}{2 \cdot 10^6 \cdot 287,5 \cdot 981}} = 0,0506 \text{ сек.}$$

Период одного оборота колеса при конструкционной скорости  $v = 125 \text{ км/час}$ ; при этой скорости число оборотов сцепных колёс

$$n = \frac{1000 v}{\pi D 60} = \frac{1000 \cdot 125}{3,14 \cdot 1,85 \cdot 60} = 357 \text{ об/мин.}$$

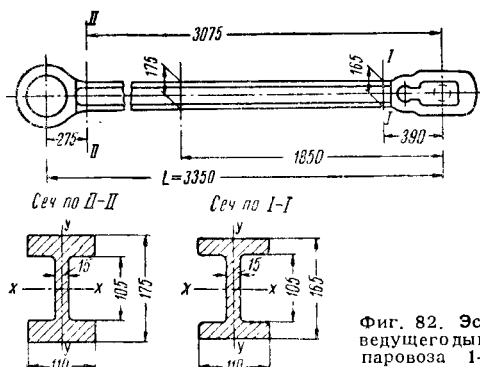
Период  $\tau = \frac{1 \cdot 60}{357} = 0,168 \text{ сек.}$  Из сравнения с периодами  $\tau_B$  и  $\tau_\Gamma$  видно, что периоды свободных колебаний дышла не совпадают с возмущающим периодом  $\tau$  при  $v = 125 \text{ км/час}$ .

#### Пример 2

#### РАСЧЁТ ШТАНГИ ВЕДУЩЕГО ДЫШЛА ПАРОВОЗА 1-5-2 (фиг. 82) ПО МЕТОДУ ПРОФ. В. Н. ИВАНОВА

Скорость  $v = 10 \text{ км/час}$ , конструкционная скорость  $v_{\text{констр}} = 90 \text{ км/час}$ . Ход поршня  $2r = 815 \text{ мм}$ , диаметр ведущих колёс  $D_k = 1630 \text{ мм}$ .

Рассмотрим сжатие штанги продольной силой, изгиб в плане за счёт эксцентричного приложения равнодействующей давлений в подшипниках головок и изгиб штанги в вертикальной плоскости силами инерции.



Фиг. 82. Эскиз ведущего дышла паровоза 1-5-2

#### Основные данные для расчёта

Продольная сила

$$P = P_k \frac{\pi d^2}{4} = 17 \cdot \frac{3,14 \cdot 67^2}{4} = 60\,000 \text{ кг.}$$

Здесь  $P_k$  — котловое давление пара,  $d_y$  — диаметр цилиндра в  $\text{см}$ .

#### Определение эксцентриситетов давлений в подшипниках головок и суммарных напряжений в сечениях штанги

##### 1. Работа паровоза при $v = 10 \text{ км/час}$

Силы, действующие на ось при  $v = 10 \text{ км/час}$  и большом наполнении цилиндров (фиг. 62а): для переднего мёртвого положения правого кривошипа

$$P_{np} = P = 60\,000 \text{ кг.}$$

Реакция сцепных дышел  $P_{np} = 0$ .

$$P_{лев} = -P = -60\,000 \text{ кг;}$$

$$P_{лев} = -0,8 P = -0,8 \cdot 60\,000 = -48\,000 \text{ кг.}$$

Размеры оси:  $a = 64 \text{ см}$ ,  $b = 44,5 \text{ см}$ ,  $c = 105 \text{ см}$ . Наружный диаметр оси  $D = 28 \text{ см}$ , внутренний диаметр сверления оси  $d = 7,5 \text{ см}$ .

Суммарный зазор в буксовых подшипниках и челоюстях, вызывающий перекося оси в плане, принимаем  $\delta = 0,1 \text{ см}$ ;

длина поршневого подшипника

$$l_B = 22,3 \text{ см;}$$

длина подшипника ползуна

$$l_A = 11,8 \text{ см;}$$

длина штанги

$$L = 335 \text{ см.}$$

Расчётный момент инерции поперечного сечения оси (не учитывая изменения жёсткости оси по длине)

$$I = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) = \frac{\pi}{64} (28^4 - 7,5^4) = 30\,000 \text{ см}^4.$$

$\theta_{np}$  — угол наклона поршневой шейки ведущего пальца, находится по уравнению (12):

$$\begin{aligned} \theta_{np} = \frac{1}{EI} \left[ \left( \frac{a^2}{2} + \frac{ac}{3} \right) P_{np} - \left( \frac{b^2}{2} + \frac{bc}{3} \right) P_{лев} - \right. \\ \left. - \frac{bc}{6} P_{лев} + \frac{ac}{6} P_{лев} \right] = \\ = \frac{1}{2,2 \cdot 10^6 \cdot 30\,000} \left[ \left( \frac{64^2}{2} + \frac{64 \cdot 105}{3} \right) 60\,000 + \right. \\ \left. + \frac{44,5 \cdot 105}{6} 48\,000 - \frac{64 \cdot 105}{6} 60\,000 \right], \\ \theta_{np} = 3,5 \cdot 10^{-3}. \end{aligned}$$

Добавочный угол наклона за счёт перекося оси в буксовых подшипниках и букс в челоюстях определяется по уравнению (13):

$$\theta_0 = \frac{2\delta}{C} = \frac{2 \cdot 0,1}{105} = 1,9 \cdot 10^{-3}.$$

Полный угол наклона

$$\theta = \theta_{np} + \theta_0 = (3,5 + 1,9) \cdot 10^{-3} = 5,4 \cdot 10^{-3}.$$

Эксцентриситет в задней головке правого дышла, симметричного относительно продольной оси, по уравнению (8)

$$e_B = \frac{0,0288 E_\Pi l_B^3 \theta (1 + 2nk)}{P (1 + 2k + 2nk + 3nk^2)}.$$

Здесь  $E_\Pi$  — приведённый модуль упругости

$$E_\Pi = 1,375 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2,$$

$l_B = 22,3 \text{ см}$ ,  $\theta = 5,4 \cdot 10^{-3}$ , коэффициент  $n$  по уравнению (11)

$$n = \left( \frac{l_A}{l_B} \right)^2 = \left( \frac{11,8}{22,3} \right)^2 = 0,15.$$

Коэффициент  $k$  по уравнению (10)

$$k = 0,0048 \frac{E_\Pi l_B^3 L}{E_\delta l_\delta}.$$

где  $E_D$  — модуль упругости материала дышла:

$$E_D = 2,2 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2;$$

$I_D$  — момент инерции поперечного сечения штанги относительно вертикальной оси (фиг. 82):

$$I_D = 780 \text{ см}^4,$$

$$\kappa = 0,0048 \frac{1,375 \cdot 22,3^3 \cdot 335}{2,1 \cdot 780} = 14,3.$$

Тогда

$$e_B = \frac{0,0288 \cdot 1,375 \cdot 10^6 \cdot 22,3^3 \cdot 5,4 \cdot 10^{-3} (1 + 2 \cdot 0,15 \cdot 14,3)}{60\,000 (1 + 2 \cdot 14,3 + 2 \cdot 0,15 \cdot 14,3 + 3 \cdot 0,15 \cdot 14,3^2)} = 1,65 \text{ см.}$$

Эксцентриситет в передней головке дышла по уравнению (9)

$$e_A = e_B \frac{\pi \kappa}{1 + 2\pi \kappa} = 1,65 \frac{0,15 \cdot 14,3}{1 + 2 \cdot 0,15 \cdot 14,3} = 0,67 \text{ см.}$$

Сжатие штанги продольной силой. Параметры сечения штанги  $I-I$  (фиг. 82):

$$F_I = 81,8 \text{ см}^2, I_y^I = 670 \text{ см}^4, W_y^I = 122 \text{ см}^3.$$

Параметры сечения штанги  $II-II$ :

$$F_{II} = 92,8 \text{ см}^2, I_y^{II} = 780 \text{ см}^4,$$

$$W_y^{II} = 142 \text{ см}^3 \text{ и } W_x^{II} = 457 \text{ см}^3.$$

Запасы устойчивости по Эйлеру:

$$n_I = \frac{\pi^2 \cdot 2,2 \cdot 10^6 \cdot 670}{60\,000 \cdot 335^2} = 2,16,$$

$$n_{II} = \frac{\pi^2 \cdot 2,2 \cdot 10^6 \cdot 780}{60\,000 \cdot 335^2} = 2,5.$$

Найдём эксцентриситеты в сечениях  $I-I$  и  $II-II$ .

Сечение  $I-I$  находится на расстоянии  $x=39$  см от оси передней головки дышла (фиг. 82). Эксцентриситет в сечении  $I-I$  находится по уравнению (16):

$$e_{xI} = (e_B + e_A) \frac{x}{L} - e_A = (1,65 + 0,67) \frac{39}{335} - 0,67 = -0,47 \text{ см.}$$

Отрицательный знак эксцентриситета указывает на его направление с наружной стороны рамы.

Эксцентриситет в сечении  $II-II$  на расстоянии  $x=307,5$  см

$$e_{xII} = (1,65 + 0,67) \frac{307,5}{335} - 0,67 = 1,46 \text{ см.}$$

Положительный знак указывает направление эксцентриситета в сторону рамы.

Суммарные напряжения в сечениях штанги. Сечение  $I-I$ :

$$\sigma_{\text{сумм } I} = \frac{P}{F_I} + \frac{Pe_{xI}}{W_y^I} = \frac{60\,000}{81,8} + \frac{60\,000 \cdot 0,47}{122} = 732 + 231 = 963 \text{ кг/см}^2.$$

Сечение  $II-II$ :

$$\sigma_{\text{сумм } II} = \frac{P}{F_{II}} + \frac{Pe_{xII}}{W_y^{II}} = \frac{60\,000}{92,8} + \frac{60\,000 \cdot 1,46}{142} = 645 + 617 = 1\,262 \text{ кг/см}^2.$$

## II. Работа паровоза

при  $v_{\text{max}} = 90$  км/час

Усилие, действующее по правому дышлу, определим по уравнению (7) при угле поворота правого кривошипа  $\varphi = 90^\circ$  от передней мёртвой точки:

$$P_{\text{пр}} = P_{\text{ц}} \left( 1 - 0,75 \frac{v}{v_{\text{max}}} \right) = 60\,000 \left( 1 - 0,75 \frac{90}{90} \right) = 15\,000 \text{ кг.}$$

Усилие на левом дышле по уравнению (15):

$$P_{\text{лев}} = P_{\text{ц}} \left( 1 - \frac{v}{2v_{\text{max}}} \right) = 60\,000 \left( 1 - \frac{90}{2 \cdot 90} \right) = 30\,000 \text{ кг.}$$

$$P_{\text{пр}} = 0,8 P_{\text{пр}} = 0,8 \cdot 15\,000 = 12\,000 \text{ кг.}$$

$$P_{\text{лев}} = 0.$$

Инерционная нагрузка от поперечных сил инерции по уравнению (2)

$$T = 0,00308 \frac{F_{\text{штанги}} L r v_{\text{max}}^2}{R^2} = 0,00308 \frac{92,8 \cdot 3,35 \cdot 0,4075 \cdot 90^2}{0,815^2} = 4\,750 \text{ кг.}$$

Угол наклона поршневой шейки ведущего пальца по уравнению (12)

$$\theta_{\text{пр}} = \frac{1}{2,2 \cdot 10^6 \cdot 30\,000} \left[ \left( \frac{64^2}{2} + \frac{64 \cdot 105}{3} \right) 15\,000 - \left( \frac{44,5^2}{2} + \frac{44,5 \cdot 105}{3} \right) 12\,000 + \frac{64 \cdot 105}{6} 30\,000 \right] = 1,04 \cdot 10^{-3};$$

$$\theta_0 = 0,$$

так как обе силы  $P_{\text{пр}}$  и  $P_{\text{лев}}$  действуют в одну сторону (к тендеру),

$$\theta = \theta_{\text{пр}} = 1,04 \cdot 10^{-3}.$$

Эксцентриситет в задней головке по уравнению (8)

$$e_B = \frac{0,0288 \cdot 1,375 \cdot 10^6 \cdot 22,3^3 \cdot 1,04 \cdot 10^{-3} (1 + 2 \cdot 0,15 \cdot 14,3)}{15\,000 (1 + 2 \cdot 14,3 + 2 \cdot 0,15 \cdot 14,3 + 3 \cdot 0,15 \cdot 14,3^2)} = 1,3 \text{ см.}$$

Эксцентриситет в передней головке дышла по уравнению (9)

$$e_A = 1,3 \frac{0,15 \cdot 14,3}{1 + 2 \cdot 0,15 \cdot 14,3} = 0,52 \text{ см.}$$

Опасное сечение определяется по уравнению (17):

$$x_{\text{опасн}} = L \sqrt{\frac{1}{3} + \frac{W_x}{W_y} \cdot \frac{P}{T} \cdot \frac{e_B + e_A}{L}} = 335 \sqrt{\frac{1}{3} + \frac{457}{142} \cdot \frac{15\,000}{4\,750} \cdot \frac{1,3 + 0,52}{335}};$$

$$x_{\text{опасн}} = 206 \text{ см.}$$



Эксцентриситет в найденном опасном сечении по уравнению (16)

$$e_{x_{\text{опасн}}} = (e_B + e_A) \frac{x_{\text{опасн}}}{L} - e_A = \\ = (1,3 + 0,52) \frac{206}{335} - 0,52 = 0,6 \text{ см.}$$

Изгибающий момент в опасном сечении от действия сил инерции по уравнению (18):

$$M_{x_{\text{опасн}}} = \frac{T x_{\text{опасн}}}{3} \left( 1 - \frac{x_{\text{опасн}}^2}{L^2} \right) = \\ = \frac{4750}{3} \cdot 206 \left( 1 - \frac{206^2}{335^2} \right) = 203\,000 \text{ кгсм.}$$

Изгибающий момент от действия момента от силы  $P_{\text{пр}}$

$$M_y = P_{\text{пр}} e_{x_{\text{опасн}}} = 15\,000 \cdot 0,6 = \\ = 9\,000 \text{ кгсм.}$$

Суммарное напряжение

$$\sigma_{\text{сумм}} = \frac{P_{\text{пр}}}{F} + \frac{M_{x_{\text{опасн}}}}{W_x} + \frac{M_y}{W_y} = \\ = \frac{15\,000}{92,8} + \frac{203\,000}{457} + \frac{9\,000}{142} = \\ = 162 + 443 + 63 = 668 \text{ кг/см}^2.$$

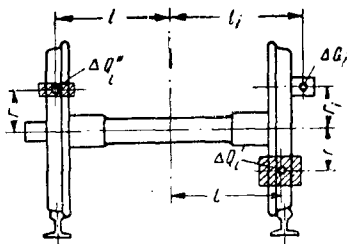
## УРАВНОВЕШИВАНИЕ ПАРОВОЗОВ

При движении шатунно-кривошипных механизмов паровой машины и вращении движущих колёс возникают силы инерции, достигающие значительных величин. При движении паровоза с большой скоростью, если не производить уравнивания, горизонтальные силы инерции значительно превосходили бы силы давления пара на поршни, а вертикальные были бы во много раз больше статической нагрузки колеса на рельс. Такие силы могут разрушительно действовать как на путь, так и на паровоз, во избежание чего пришлось бы значительно ограничивать наибольшую (конструктивную) скорость паровоза.

Для уменьшения неблагоприятного воздействия этих сил необходимо производить их уравнивание. Различают уравнивание сил инерции вращающихся вместе с колесом частей (палец кривошипа; тело кривошипа; неуравновешенные части спиц; контркривошип; часть массы сцепных дышел, приходящаяся на палец кривошипа; часть массы эксцентриковой тяги) и уравнивание сил инерции шатунного механизма.

### УРАВНОВЕШИВАНИЕ ВРАЩАЮЩИХСЯ ЧАСТЕЙ ПАРОВОЗНОГО КОЛЕСА

На фиг. 1 дана схема расположения противовесов, необходимых для полного уравнивания какой-либо части правого колеса (на эскизе этой части присвоен индекс  $i$ ).



Фиг. 1. Схема уравнивания вращающихся частей колеса:  $\Delta G_i$  — вес какой-либо части правого колеса, подлежащей уравниванию;  $r_i$  — радиус вращения её центра тяжести;  $l_i$  — расстояние центра тяжести от продольной плоскости паровоза

На правом колесе необходимо разместить основной противовес  $\Delta Q'_i$ , располагаемый диаметрально противоположно уравниваемой детали; на левом — дополнительный противовес  $\Delta Q''_i$ , располагаемый (при наружных цилиндрах) в том же направлении, что и уравниваемая деталь. Веса этих противовесов определяют по формулам (1) и (2) (обозначения видны на эскизе):

$$\Delta Q'_i = \Delta G_i \frac{r_i}{r} \cdot \frac{l_i + l}{2l}; \quad (1)$$

$$\Delta Q''_i = \Delta G_i \frac{r_i}{r} \cdot \frac{l_i - l}{2l}. \quad (2)$$

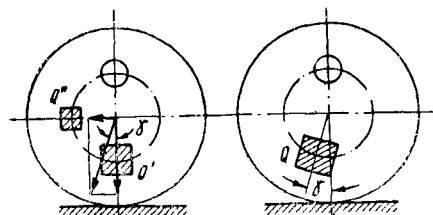
Суммируя, найдём для всех деталей правого колеса:

$$Q' = \frac{\sum \Delta G_i r_i (l_i + l)}{2rl}; \quad (3)$$

$$Q'' = \frac{\sum \Delta G_i r_i (l_i - l)}{2rl}. \quad (4)$$

Под радиусом вращения  $r_i$  здесь понимается проекция радиуса вращения на линию радиуса кривошипа.

Такие же противовесы (при простой машине) будут необходимы для уравнивания вращающихся частей левого колеса. Поэтому на каждом из колёс будут располагаться два противовеса —  $Q'$  и  $Q''$  (фиг. 2), объеди-



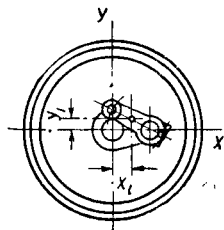
Фиг. 2. Угол сдвига противовеса, помещенного в плоскости колеса

няемые в один, вес которого  $Q$  и угол сдвига (угол  $\gamma$ ) определяют по формулам:

$$Q = \sqrt{Q'^2 + Q''^2}; \quad (5)$$

$$\gamma = \arctg \frac{Q'}{Q''}. \quad (6)$$

Изложенный способ употребляется для уравнивания колёс, имеющих ось симметрии (сцепных). Для ведущих колёс, асимметричных из-за наличия контркривошипа и части веса (50%) эксцентриковой тяги, необходимо производить уравнивание в двух плоскостях: в плоскости радиуса кривошипа (индекс  $x$ ) и в перпендикулярной ей плоскости (индекс  $y$ ). Определение веса основного противовеса (на уравниваемом колесе)



Фиг. 3. Способ отсчёта координат для несимметричных колёс

и дополнительного (на противоположном) производится для каждой из плоскостей [формулы (7) — (10)], затем на каждом из колёс все противовесы суммируются [формулы (11), (12)]. При вычислениях необходимо пользоваться проекциями радиусов вращения  $r_i$  на плоскость, в которой производится уравнивание (для плоскости радиуса кривошипа — абсциссы  $x_i$ , а для перпендикулярной плоскости — ординаты  $y_i$ , как показано на фиг. 3).

$$Q'_x = \frac{\sum \Delta G_i x_i (l_i + l)}{2rl}; \quad (7)$$

$$Q''_x = \frac{\sum \Delta G_i x_i (l_i - l)}{2rl}; \quad (8)$$

$$Q'_y = \frac{\sum \Delta G_i y_i (l_i + l)}{2rl}; \quad (9)$$

$$Q''_y = \frac{\sum \Delta G_i y_i (l_i - l)}{2rl}; \quad (10)$$

$$Q = \sqrt{(Q'_x + Q''_x)^2 + (Q'_y + Q''_y)^2}; \quad (11)$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{Q'_y + Q''_y}{Q'_x + Q''_x}. \quad (12)$$

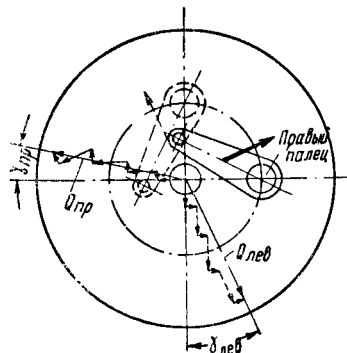
Для каждого из обоих колёс составляющие противовесов [в формулах (11) и (12)] берутся со своими знаками.

#### ГРАФО-АНАЛИТИЧЕСКИЙ СПОСОБ ПРОФ. А. С. РАЕВСКОГО

Для каждой из уравниваемых деталей по формулам типов (1) и (2) вычисляются веса двух противовесов: основного  $\Delta Q_i$  и дополнительного  $\Delta Q'_i$ . Эти противовесы изображаются в масштабе в виде векторов, лежащих в плоскости, проходящей через ось колёсной пары и центр тяжести уравниваемой детали. Величины и расположение суммарных противовесов на колёсах определяются результирующими геометрических сумм составляющих векторов.

На фиг. 4 показано применение этого способа для уравнивания вращающихся частей ведущих колёс с контркривошипами

(парораспределительный механизм Вальсхерта). Асимметрия, вносимая контркривошипами, сказывается в различии углов сдвига суммарных противовесов правого и левого колёс, хотя веса противовесов мало разнятся.



Фиг. 4. Графо-аналитический способ определения противовесов на ведущих колёсах

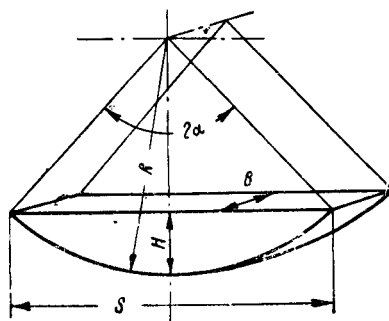
В ряде конструкций паровозов как грузовых, так и пассажирских (например паровозы серий Э<sup>м</sup>, Л, С<sup>у</sup>), для того чтобы иметь возможность применить отливку правого и левого колёс по одной модели, применяют одинаковые углы сдвига  $\gamma$  на обоих колёсах, причём

$$\gamma = \frac{\gamma_{пр} + \gamma_{лев}}{2}.$$

Это может привести к некоторому увеличению динамического воздействия ведущих колёс на путь и поэтому в ряде конструкций (паровозы серий ИС, ФД 21) применены противовесы ведущих колёс с разными углами сдвига.

#### РАЗМЕЩЕНИЕ ПРОТИВОВЕСОВ НА КОЛЁСАХ

Центр тяжести действительного противовеса, размещаемого на колесе, стремятся поместить как можно дальше от оси вращения и ближе к ободу колеса. Это позволяет уменьшить вес противовеса обратно пропорционально отношению действительного и расчётного радиусов вращения. Обычно противовесу придают форму сегмента (фиг. 5).



Фиг. 5. Противовес в форме сегмента

рациональную в смысле приближения его центра тяжести к ободу. В ведущих колёсах грузовых паровозов противовесу из-за недостатка места часто придают форму части кругового кольца, а иногда применяют заливку внутренней полости противовеса свинцом. Толщина противовеса ограничивается плоскостью движения сцепных дышей и плоскостью головок болтов паровой рамы с зазорами между этими плоскостями и боковыми гранями противовеса в 10—15 мм (с учётом поперечного перемещения колёсной пары). Для грузовых паровозов толщина  $B$  достигает значений в 250 ÷ 300 мм.

Размеры сегментного противовеса определяются (фиг. 5) из формул (13) — (15):

$$S = \sqrt[3]{\frac{12 Q r}{B \gamma}}, \quad (13)$$

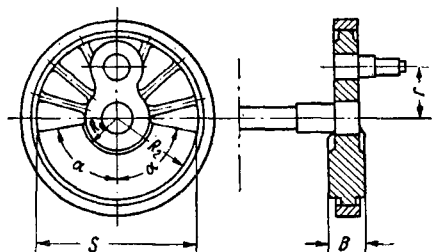
$$\alpha = \arcsin \frac{S}{2R}, \quad (14)$$

$$H = R - \sqrt{R^2 - \frac{S^2}{4}}, \quad (15)$$

где  $Q$  — расчётный вес противовеса, определённый по формулам (5) или (11) на радиусе кривошипа  $r$ , в кг;

$\gamma$  — удельный вес стального литья, принимаемый равным 0,0078 кг/см<sup>3</sup>;

$R$  — наружный радиус тела противовеса, обычно на 20 ÷ 25 мм меньший радиуса обода колеса, в см.



Фиг. 6. Противовес в форме части кругового кольца

Размеры противовеса в форме части кругового кольца (фиг. 6) определяются из формул (16) и (17):

$$S = \frac{3QrR_2}{B\gamma(R_2^3 - R_1^3)}, \quad (16)$$

$$\alpha = \arcsin \frac{S}{2R_2}. \quad (17)$$

### СИЛЫ ИНЕРЦИИ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

При движении паровоза с какой-либо постоянной скоростью  $v$  силы инерции кривошипного механизма действуют на связи, которыми являются палец кривошипа ведущего колеса и параллель. Эти инерционные усилия определяются по формулам (18) — (20); обозначения приведены на фиг. 7.

Кроме того, обозначено:

$G_{III}$  — вес шатуна (поршневого дышла) в кг;  
 $G_n$  — вес поршня, штока и крейцкопфа в кг;

$g$  — ускорение свободного падения:

$$g = 9,81 \text{ мсек}^{-2};$$

$d$  — расстояние от центра тяжести поршневого дышла до оси крейцкопфного валика в м;

$L$  — длина поршневого дышла (расстояние между осями подшипников) в м;

$I$  — момент инерции поршневого дышла относительно оси крейцкопфного валика в кгмсек<sup>2</sup>;

$r$  — радиус кривошипа в м;

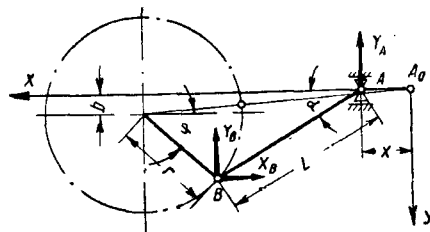
$\varphi$  — угол поворота кривошипа в радианах;

$\omega$  — угловая скорость вращения колёс паровоза в сек<sup>-1</sup>;

$b$  — превышение оси цилиндра над осью ведущей колёсной пары (дезаксизм) в м;

$\alpha$  — угол наклона поршневого дышла к оси цилиндра в радианах;

$x$  — перемещение поршня (крейцкопфа) в м.



Фиг. 7. Схема действия инерционных усилий в кривошипно-шатунном механизме

Угол  $\varphi$  отсчитывается по часовой стрелке от переднего положения кривошипа, параллельного оси цилиндра; перемещение  $x$  отсчитывается от переднего крайнего (мёртвого) положения крейцкопфа (точка  $A_0$ ).

В точке  $A$  (параллель) возникает давление  $Y_A$ , а в точке  $B$  (палец кривошипа) — давления  $Y_B$  и  $X_B$ . Положительные значения этих сил соответствуют направлениям их действия вдоль положительных отрезков координатных осей на фиг. 7, т. е. к рельсу и к тендеру:

$$X_B = -\frac{G_n}{g} \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} - \frac{G_{III}}{g} \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} - \frac{G_{III} d}{g} \cdot \frac{d^2 \cos \alpha}{dt^2}; \quad (18)$$

$$Y_B = -\frac{G_n}{g} \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} \operatorname{tg} \alpha - \frac{G_{III}}{g} \cdot \frac{L-d}{L} \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} \operatorname{tg} \alpha - \left( \frac{G_{III} d}{g} \cdot \frac{1}{L} \right) \cdot \frac{d^2 \cos \alpha}{dt^2} \operatorname{tg} \alpha - \frac{1}{L} \cdot \frac{d^2 \sin \alpha}{dt^2}; \quad (19)$$

$$Y_A = -Y_B - \frac{G_{III}d}{g} \cdot \frac{d^2 \sin \alpha}{dt^2}. \quad (20)$$

В формулах (18) и (19) первые члены представляют воздействие сил инерции поступательно движущихся частей кривошипно-шатунного механизма, остальные члены являются результатом воздействия сил инерции поршневого дышла.

После определения и подстановки в формулы (18) — (20) значений вторых производных и некоторых упрощений получаются рабочие формулы (21) — (23):

$$X_B = -\omega^2 r \left[ \left( \frac{G_n + G_{III}}{g} - \frac{G_{III}d}{gL} \right) \left( \cos \varphi + \frac{r}{L} \cos 2\varphi - \frac{b}{L} \sin \varphi \right) + \frac{G_{III}d}{gL} \cos \varphi \right]; \quad (21)$$

$$Y_B = -\omega^2 r \left[ \left( \frac{G_n + G_{III}}{g} - \frac{G_{III}d}{gL} \right) \left( \cos \varphi + \frac{r}{L} \cos 2\varphi - \frac{b}{L} \sin \varphi \right) \left( \frac{r}{L} \sin \varphi + \frac{b}{L} \right) - \frac{I}{L^2} \sin \varphi \right]; \quad (22)$$

$$Y_A = -Y_B + \omega^2 r \frac{G_{III}d}{gL} \sin \varphi. \quad (23)$$

Инерционные давления подсчитываются по этим формулам с большой степенью точности (ошибка не превышает обычно 0,2%).

### РАЗЛИЧНЫЕ СЛУЧАИ РАСПОЛОЖЕНИЯ КРИВОШИПНО-ШАТУННЫХ МЕХАНИЗМОВ ПАРОВОЗА

При конструировании паровозов могут применяться четыре варианта взаимного расположения цилиндров и ведущих колёс паровоза:

1. Ось цилиндра горизонтальна и проходит через ось ведущих колёс, — так называемый нормальный шатунный механизм (паровозы серий С, С<sup>У</sup>, Б, К<sup>У</sup>, Н и др.; фиг. 8, а).

2. Ось цилиндра горизонтальна, но проходит выше оси ведущих колёс на величину  $b$ , — так называемый дезаксиальный шатунный механизм;  $b$  — дезаксиал (паровозы серий ФД, ИС, Л и др.; фиг. 8, б).

3. Ось цилиндра наклонна под углом  $\beta$  к горизонтали, но проходит через ось ведущих колёс (паровозы серий Э, СО, Ш, О<sup>В</sup> и др.; фиг. 8, в).

4. Ось цилиндра наклонна под углом  $\beta$  к горизонтали и проходит выше оси ведущих колёс на величину  $b$  (внутренние цилиндры паровозов Л<sup>П</sup>, У<sup>У</sup>; фиг. 8, г).

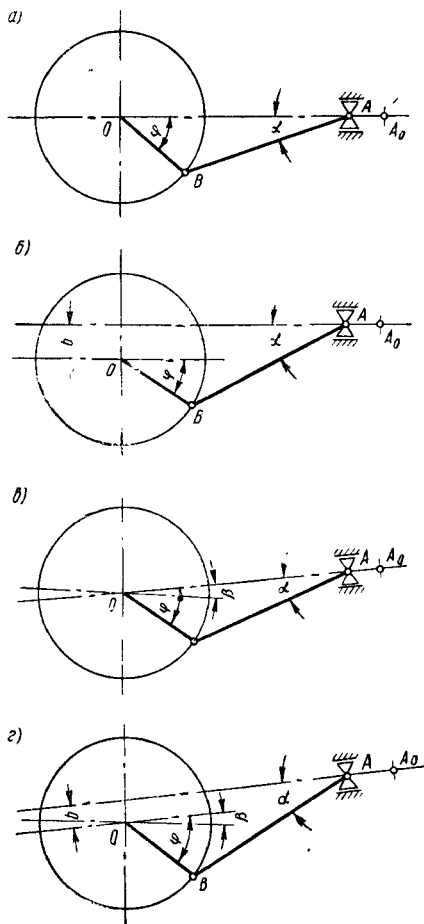
В табл. 1 приведены основные параметры движущих механизмов некоторых паровозов СССР.

Формулы (21) — (23) даны для подсчёта инерционных давлений в дезаксиальном шатунном механизме (фиг. 8, б). Полагая в этих формулах  $b = 0$ , получим формулы для нормального шатунного механизма (фиг. 8, а):

$$X_B = -\omega^2 r \left[ \left( \frac{G_n + G_{III}}{g} - \frac{G_{III}d}{gL} \right) \left( \cos \varphi + \frac{r}{L} \cos 2\varphi \right) + \frac{G_{III}d}{gL} \cos \varphi \right]; \quad (24)$$

$$Y_B = -\omega^2 r \left[ \left( \frac{G_n + G_{III}}{g} - \frac{G_{III}d}{gL} \right) \left( \cos \varphi + \frac{r}{L} \cos 2\varphi \right) \frac{r}{L} \sin \varphi - \frac{I}{L^2} \sin \varphi \right]; \quad (25)$$

$$Y_A = \omega^2 r \left[ \left( \frac{G_n + G_{III}}{g} - \frac{G_{III}d}{gL} \right) \left( \cos \varphi + \frac{r}{L} \cos 2\varphi \right) \frac{r}{L} \sin \varphi + \left( \frac{G_{III}d}{gL} - \frac{I}{L^2} \right) \sin \varphi \right]. \quad (26)$$



Фиг. 8. Схемы взаимного расположения цилиндров и ведущих колёс

Таблица 1

Параметры движущих механизмов паровозов

Тип и серия паровоза	Вес поступательно движущихся частей $G_n$ в кг	Вес поршневого дышла $G_{ш}$ в кг	Длина поршневого дышла $L$ в м	Расстояние от центра тяжести дышла до оси валика ползуна $d$ в м	Момент инерции дышла относительно оси валика ползуна $I$ кгмсек <sup>2</sup>	Радиус кривошипа $r$ в м	Деаксиал $b$ в мм	Наклон оси цилиндра $\beta$	Расстояние между осями цилиндров $2l$ в м
0-5-0 ЭМ	542	301	2,73	1,77	117,5	0,35	0	1/30	2,28
1-5-1 ФД	603	408	3,025	1,84	218	0,385	50	0	2,33
1-5-0 Л	452	312	3,1	1,99	178	0,4	20	0	2,33
1-3-1 СУ	393	185	2,35	1,56	71,7	0,35	0	0	2,28
1-1-2 ИС	533	415	3,85	2,23	332,5	0,335	50	0	2,33

Для наиболее общего случая расположения шатунного механизма (фиг. 8, з) применяются формулы (27) и (28):

$$X_B = -\omega^2 r \left[ \left( \frac{G_n + G_{ш}}{g} - \frac{G_{ш} d}{gL} \right) (\cos \varphi + \frac{r}{L} \cos 2\varphi - \frac{b}{L} \sin \varphi) (\cos \beta - \frac{r}{L} \sin \varphi \sin \beta - \frac{b}{L} \sin \beta) + \frac{G_{ш} d}{gL} \cos \varphi \cos \beta + \frac{I}{L^2} \sin \varphi \sin \beta \right]; \quad (27)$$

$$Y_B = -\omega^2 r \left[ \left( \frac{G_n + G_{ш}}{g} - \frac{G_{ш} d}{gL} \right) (\cos \varphi + \frac{r}{L} \cos 2\varphi - \frac{b}{L} \sin \varphi) \left( \frac{r}{L} \sin \varphi \cos \beta + \frac{b}{L} \cos \beta + \sin \beta \right) + \frac{G_{ш} d}{gL} \cos \varphi \sin \beta - \frac{I}{L^2} \sin \varphi \cos \beta \right]. \quad (28)$$

Формула (27) даёт в этом случае величину горизонтальной составляющей инерционных давлений, действующих на палец кривошипа. Полная горизонтальная сила инерции, действующая на паровоз (от одного механизма), включает в себя ещё горизонтальную составляющую давления на параллель и определяется по формуле (29):

$$X' = -\omega^2 r \left[ \left( \frac{G_n + G_{ш}}{g} - \frac{G_{ш} d}{gL} \right) (\cos \varphi + \frac{r}{L} \cos 2\varphi - \frac{b}{L} \sin \varphi) \cos \beta + \frac{G_{ш} d}{gL} \cos (\varphi - \beta) \right]. \quad (29)$$

Формулы (27) — (29) могут быть использованы для любого из четырёх вариантов расположения шатунного механизма. Угол  $\varphi$  отсчитывается всегда по часовой стрелке от радиуса кривошипа, параллельного оси цилиндра и находящегося в переднем положении.

### ГРАФИЧЕСКАЯ ИНТЕРПРЕТАЦИЯ ФОРМУЛ ДЛЯ ПОДСЧЁТА ИНЕРЦИОННЫХ ДАВЛЕНИЙ

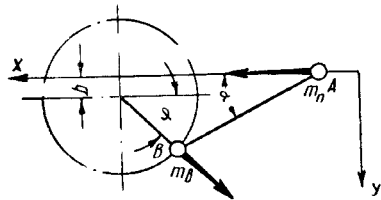
Отнесём часть массы шатуна, приходящуюся на валик ползуна, т. е.  $\frac{G_{ш}}{g} \frac{L-d}{L}$ , к частям, движущимся поступательно, и, обозначив общую массу таких частей через  $m_n = \frac{G_n + G_{ш}}{g} - \frac{G_{ш} d}{gL}$ , сосредоточим её в шарнире А (валик ползуна). Остальную массу шатуна, приходящуюся на палец кривошипа и равную  $\frac{G_{ш} d}{gL}$ , обозначим через  $m_\theta$  и поместим в шарнире В (палец кривошипа). Тогда согласно схеме фиг. 9

$$X_B = -m_n \frac{d^2 x}{dt^2} - m_\theta \omega^2 r \cos \varphi. \quad (30)$$

Подставляя развёрнутое значение ускорения поступательно движущихся частей

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = \omega^2 r \left( \cos \varphi + \frac{r}{L} \cos 2\varphi - \frac{b}{L} \sin \varphi \right), \quad (31)$$

получим выражение (21).



Фиг. 9. Схема шатунного механизма

Этой же схемой можно воспользоваться и для определения  $Y_B$ , с той лишь разницей, что в этом случае в качестве массы, отнесённой к шарниру В части шатуна, надо принимать величину

$$m'_\theta = \frac{I}{L^2}.$$

Тогда получим

$$Y_B = -m_n \frac{d^2 x}{dt^2} \operatorname{tg} \alpha + m'_e \omega^2 r \sin \varphi, \quad (32)$$

то равносильно выражению (22).

### ВЫБОР ВЕРТИКАЛЬНО-УРАВНОВЕШИВАЮЩИХ ПРОТИВОВЕСОВ НА ВЕДУЩИХ КОЛЁСАХ

Вертикальная составляющая инерционного давления на палец  $Y_B$  [формула (28)] достигает при конструктивной скорости движения паровоза значений, соизмеримых со статической нагрузкой колеса на рельс. Для уравнивания силы  $Y_B$  на ведущих колёсах размещаются вертикально-уравнивающие противовесы  $Q_e$ , уравнивающие большую часть этой силы. Полное уравнивание силы  $Y_B$  при помощи противовесов, размещённых на колёсах и, следовательно, вращающихся с той же угловой скоростью, что и радиусы кривошипов, невозможно.

Формула (33) представляет разложение выражения (28) по функциям кратных углов:

$$\begin{aligned} \frac{Y_B}{\omega^2 r} = & A_0 + C_1 \sin \varphi + D_1 \cos \varphi + C_2 \sin 2\varphi + \\ & + D_2 \cos 2\varphi + C_3 \sin 3\varphi. \end{aligned} \quad (33)$$

Коэффициенты ряда определяются следующим образом:

$$\begin{aligned} A_0 &= 0,5 \lambda \mu m_n \cos \beta; \\ C_1 &= m'_e \cos \beta + \mu m_n (\mu \cos \beta + \sin \beta) + \\ &+ 0,5 \lambda^2 m_n \cos \beta; \\ D_1 &= -m_e \sin \beta - m_n (\mu \cos \beta + \sin \beta); \\ C_2 &= -0,5 \lambda \mu m_n \cos \beta; \\ D_2 &= -0,5 \lambda \mu m_n \cos \beta - \lambda m_n (\mu \cos \beta + \sin \beta); \\ C_3 &= -0,5 \lambda^2 m_n \cos \beta. \end{aligned}$$

Здесь обозначено:

$$\begin{aligned} \lambda &= \frac{r}{L}; \quad \mu = \frac{b}{L}; \\ m_n &= \frac{G_n + G_{iu}}{g} - \frac{G_{iu} d}{gL}; \\ m_e &= \frac{G_{iu} d}{gL}; \quad m'_e = \frac{I}{L^2}. \end{aligned}$$

Разложение выражения для  $Y_B$  для разных вариантов расположения шатунного механизма (фиг. 8) можно получить, приравняв  $\mu$  или  $\beta$ , или оба вместе, нулю.

Вертикальные составляющие центробежных сил противовесов, расположенных на колесе, изменяются по тем же законам, что и гармонические силы первого порядка.

Однако тщательный анализ показывает, что для достижения наилучшего уравнивания необходимо подбирать веса противовесов, исходя из суммы амплитуд гармоник нечётных порядков в выражении (33). На фиг. 10 показано расположение двух составляющих вертикально-уравнивающих противовесов в плоскости шатуна на радиусе

кривошипа для наиболее общего случая расположения шатунного механизма.

Вес первого противовеса определяется из

$$\begin{aligned} q_e &= (C_1 + C_3) g = \frac{I}{L^2} g \cos \beta + \\ &+ \frac{b}{L} (G_n + G_{iu} - \\ &- \frac{G_{iu} d}{L}) \left( \frac{b}{L} \cos \beta + \sin \beta \right), \end{aligned} \quad (34)$$

и он располагается под углом  $\vartheta' = 180^\circ + \beta$  по отношению к кривошипу. Второй противовес весом

$$\begin{aligned} q''_e &= -D_1 g = (G_n + G_{iu}) \left( \frac{b}{L} \cos \beta + \sin \beta \right) - \\ &- G_{iu} \frac{db}{L^2} \cos \beta \end{aligned} \quad (35)$$

располагается под углом  $\vartheta'' = 90^\circ + \beta$  к кривошипу.

Полный вертикально-уравнивающий противовес  $q_e$  определяется при помощи геометрического сложения векторов, изображающих составляющие  $q'_e$  и  $q''_e$ :

$$q_e = \sqrt{q'^2_e + q''^2_e}. \quad (36)$$

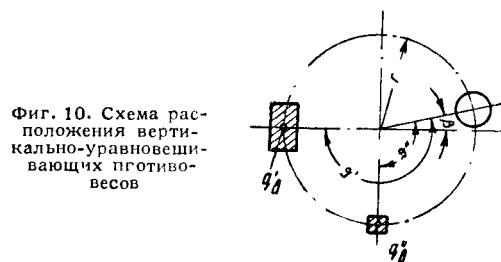
Угол  $\vartheta$ , составляемый радиусом, проходящим через центр тяжести противовеса  $q_e$ , и радиусом кривошипа, определяется из

$$\vartheta = 180^\circ + \beta - \theta, \quad (37)$$

где

$$\theta = \operatorname{arctg} \frac{q''_e}{q'_e}. \quad (38)$$

Эти формулы (34) — (38) относятся к плоскости шатуна, причём веса противовесов



Фиг. 10. Схема расположения вертикально-уравнивающих противовесов

приведены к радиусу кривошипа. Углы  $\vartheta$  отсчитываются от радиуса кривошипа по часовой стрелке для правого ведущего колеса и против часовой стрелки для левого.

Применяя формулы (37) — (38) к случаю нормального шатунного механизма, когда  $b = 0$  и  $\beta = 0$ , получим:

$$q'_e = \frac{I}{L^2} g, \quad q''_e = 0, \quad \vartheta' = 180^\circ,$$

т. е.

$$q_e = q'_e = \frac{I}{L^2} g, \quad \vartheta = \vartheta' = 180^\circ.$$

Выражение  $\frac{l}{L^2} g$  иногда называется вращающейся частью шатуна.

Определение величины вертикально-уравновешивающего противовеса в плоскости его действительного расположения на колёсном центре производится переносом его приёмом, изложенным в разделе «Уравновешивание вращающихся частей паровозного колеса» [формулы (1) и (2)]. Если:

$l_u$  — половина расстояния между осями цилиндров;

$l_k$  — половина расстояния между плоскостями вращения центров тяжести противовесов;

$Q_v$  — вес противовеса в плоскости колеса на радиусе кривошипа,

то

$$Q_v = q_v \frac{\sqrt{2l_u^2 + 2l_k^2}}{2l_k}; \quad (39)$$

$$\vartheta_{np} = 180^\circ + \beta - \theta + \arctg \frac{l_u - l_k}{l_u + l_k}; \quad (40)$$

$$\vartheta_{лев} = 180^\circ - \beta + \theta + \arctg \frac{l_u - l_k}{l_u + l_k}. \quad (41)$$

Угол  $\vartheta_{np}$  отсчитывается по часовой стрелке, а угол  $\vartheta_{лев}$  — против часовой (при взгляде на левое ведущее колесо с левой стороны паровоза). Углы эти в общем случае не равны друг другу. Таким образом, наличие дезаксиала и наклона оси цилиндра приводит к неодинаковому расположению противовесов на ведущих колёсах, что ещё более усугубляется при уравновешивании контркривошипов.

### ОСТАТОЧНОЕ ДИНАМИЧЕСКОЕ ВОЗДЕЙСТВИЕ ВЕДУЩИХ КОЛЁС НА РЕЛЬСЫ

После размещения на ведущих колёсах вертикально-уравновешивающих противовесов, определяемых выражениями (39) — (41), эти колёса будут оказывать на рельсы некоторое остаточное динамическое воздействие, обусловленное наличием в выражении (33) гармонических составляющих порядка выше первого, которые не могут быть уравновешены обычными противовесами, вращающимися с той же угловой скоростью, что и колёса.

Остаточное вертикальное динамическое воздействие в плоскости действия правого шатунного механизма определяется формулой (42) в тех же обозначениях, что и для формулы (33):

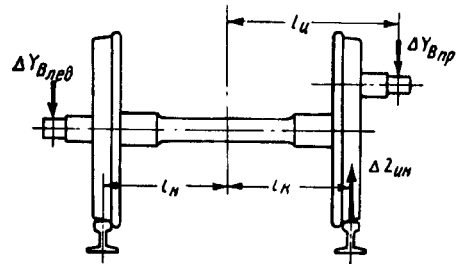
$$\frac{\Delta Y_{Bnp}}{\omega^2 r} = A_0 - C_3 \sin \varphi + C_2 \sin 2\varphi + D_2 \cos 2\varphi + C_3 \sin 3\varphi. \quad (42)$$

В плоскости левого шатунного механизма, палец кривошипа которого отстаёт для паровозов СССР на  $90^\circ$  от пальца правого колеса при движении паровоза вперёд, действует сила

$$\frac{\Delta Y_{Bлев}}{\omega^2 r} = A_0 + C_3 \cos \varphi - C_2 \sin 2\varphi - D_2 \cos 2\varphi + C_3 \cos 3\varphi. \quad (43)$$

Произведя пересчёт давлений в плоскость колёс по схеме фиг. 11, получим (для правого колеса)

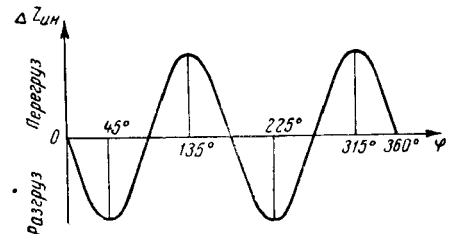
$$\begin{aligned} \Delta Z_{ин} &= \Delta Y_{Bnp} \frac{l_u + l_k}{2l_k} - \Delta Y_{Bлев} \frac{l_u - l_k}{2l_k} = \\ &= \omega^2 r \left\{ A_0 + (C_2 \sin 2\varphi + D_2 \cos 2\varphi) \frac{l_u}{l_k} + \right. \\ &\quad \left. + C_3 \left[ (\sin 3\varphi - \sin \varphi) \frac{l_u + l_k}{2l_k} - (\cos 3\varphi + \cos \varphi) \frac{l_u - l_k}{2l_k} \right] \right\}. \quad (44) \end{aligned}$$



Фиг. 11. Схема для пересчёта инерционных давлений в плоскость колёс

Диаграмма изменения динамического воздействия правого ведущего колеса на рельс за оборот колеса представлена на фиг. 12.

Максимальные давления правого колеса на рельс (перегрузки рельса) будут иметь место дважды за оборот колеса при значениях угла поворота кривошипа  $\varphi \approx 135^\circ$  и  $\varphi \approx 315^\circ$ .



Фиг. 12. Неуравновешенное динамическое воздействие ведущего колеса на рельс

Минимальные давления (разгрузки рельса) повторяются также дважды при  $\varphi \approx 45^\circ$  и  $\varphi \approx 225^\circ$ . Левое колесо оказывает примерно аналогичное воздействие на рельс (разумеется, со сдвигом по фазе на  $90^\circ$ ).

Максимальное значение динамического воздействия на рельс весьма мало отличается от максимума синусоиды второго порядка в выражении (44):

$$\begin{aligned}\Delta Z_{ин\max} &\approx \omega^2 r \left( A_0 - C_2 \frac{l_q}{l_k} \right) = \\ &= \omega^2 r \frac{r}{2L} \left( \frac{G_n + G_{ш}}{g} - \frac{G_{ш} d}{gL} \right) \times \\ &\times \left( \frac{l_q}{l_k} + \frac{b}{L} \right) \cos \beta.\end{aligned}\quad (45)$$

Отношение наибольшего динамического давления колеса на рельс (от действия неуравновешенных сил инерции) к статическому называется коэффициентом перегруза и определяется из

$$\alpha_{вед} = \frac{\Delta Z_{ин\max}}{P} = \frac{\omega^2 r}{P} \cdot \frac{r}{2L} \left( \frac{G_n + G_{ш}}{g} - \frac{G_{ш} d}{gL} \right) \left( \frac{l_q}{l_k} + \frac{b}{L} \right) \cos \beta.\quad (46)$$

При конструкционной скорости движения паровозов значение  $\alpha_{вед}$  содержится обычно в пределах  $\alpha_{вед} = 0,25 \div 0,3$  (см. табл. 2).

#### ВЫБОР ГОРИЗОНТАЛЬНО УРАВНОВЕШИВАЮЩИХ ПРОТИВОВЕСОВ НА СЦЕПНЫХ КОЛЁСАХ

Значения горизонтальных сил инерции  $X_B$  (27) в несколько раз больше значений  $Y_B$  (28). Однако для уравнивания сил  $X_B$  нецелесообразно увеличивать вес противовесов на ведущих колёсах, поскольку последние и без того передают на рельсы дополнительную динамическую нагрузку (44). Противовесы, служащие для уравнивания горизонтальных сил инерции  $X_B$ , размещаются на сцепных колёсах и часто называются избыточными, вследствие того что сцепные колёса могут быть уравновешены полностью и сами по себе не нуждаются в каких-либо дополнительных противовесах сверх необходимых для уравнивания вращающихся частей.

Вес горизонтально-уравнивающих, или избыточных, противовесов обычно определяется так, чтобы вертикальное динамическое воздействие каждого сцепного колеса на рельс не превышало вертикального воздействия ведущего колеса, обусловленного не поддающимся уравниванию остатком силы  $Y_B$  и определяемого выражениями (44) и (46). Если динамическое воздействие ведущих колёс не слишком велико ( $\alpha_{вед} < 0,25$ ), то небольшие избыточные противовесы могут быть размещены и на ведущих колёсах.

На крайних сцепных колёсах, вызывающих повышенные напряжения в рельсах в связи с отсутствием или недостаточностью разгружающего влияния соседних бегунковых и подерживающих колёс, избыточные противовесы целесообразно назначать не более половинной величины по сравнению с избытками на средних сцепных колёсах. Это обеспечивает также большую безопасность при прохождении кривых, когда крайние сцепные колёса являются направляющими.

Обозначая вес избыточного противовеса на радиусе кривошипа в плоскости шатуна через  $q_{изб}$  и в плоскости колеса через  $Q_{изб}$ , определяют вес этих противовесов из условия  $\alpha_{сц} = \alpha_{вед}$  (или соответственно для крайних сцепных колёс  $\alpha_{сц} = 0,5 \alpha_{вед}$ ). Тогда

$$Q_{изб} = \frac{\alpha_{вед} P g}{\omega^2 r};\quad (47)$$

$$\begin{aligned}q_{изб} &= \frac{\alpha_{вед} P g}{\omega^2 r} \sqrt{\frac{2l_k^2}{l_q^2 + l_k^2}} \approx \\ &\approx \frac{\alpha_{вед} P g}{\omega^2 r} \cdot \frac{2l_k}{l_q + l_k},\end{aligned}\quad (48)$$

где  $2l_k$  — расстояние между плоскостями кругов катания колёс, обычно совпадающее с расстоянием между плоскостями вращения противовесов и принимаемое равным 1,6 м;

$2l_q$  — расстояние между осями цилиндров в м;

$P$  — статическое давление колеса на рельс в кг.

Таблица 2

Характеристики уравнивания некоторых паровозов

Тип и серия паровоза	Диаметр движущих колёс $D$ в м	Конструкционная скорость $v_{\max}$ в км/час	Статическая нагрузка на колесо $P$ в т	Коэффициент перегруза рельсов при конструкционной скорости		Двойная амплитуда подёргивания $x_0$ в мм	Угол поворота при влиании $\varphi_0$ в радианах
				$\alpha_{вед}$	$\alpha_{сц}$		
0-5-0 ЭМ	1,32	65	8,3	0,57*	0,33	5,0/2,8**	0,0036
1-5-1 ФД	1,5	85	10,1	0,31	0,33	3,5/2,1	0,0003
1-5-0 Л	1,5	80	9,1	0,275	0,275	3,1/1,9	0,0004
1-3-1 СУ	1,85	130	9,2	0,165	0,32	3,2/1,8	0,0003
1-1-1 ИС	1,85	120	10,1	0,33	0,385	4,2/2,4	0,0004

\* Противовесы на ведущих колёсах паровоза ЭМ не удовлетворяют условию должного уравнивания вследствие трудности их размещения в колесе малого диаметра.

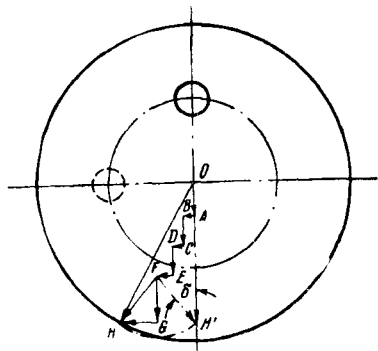
\*\* В знаменателе даны значения амплитуд при учёте веса тендера с  $\frac{1}{2}$  запасов воды и топлива.



Данные о величине горизонтально-уравновешивающих противовесов паровозов железных дорог СССР приведены в табл. 3.

### РАСПОЛОЖЕНИЕ ИЗБЫТОЧНЫХ ПРОТИВОВЕСОВ НА СЦЕПНЫХ КОЛЁСАХ

На фиг. 13 показано определение величины и расположения избыточного и суммарного противовесов в плоскости колеса после перевода избыточного противовеса в эту плоскость по способу Раевского.



Фиг. 13. Схема векторов при определении избыточного противовеса на сцепном колесе

Векторы  $\overline{OA}$  и  $\overline{AB}$  представляют составляющие противовеса, уравновешивающего мотыль;  $\overline{BCD}$  и  $\overline{DEF}$  — противовесы для урав-

новешивания пальца и части веса сцепных дышел;  $\overline{FG}$  и  $\overline{GH}$  — составляющие избыточного противовеса после перевода его в плоскость колеса;  $\overline{FH}$  — действительный избыточный противовес ( $Q_{изб}$ ) на колесе;  $\overline{OH}$  — суммарный противовес сцепного колеса.

Если вектор  $\overline{FH}$  избыточного противовеса повернуть вокруг точки  $F$  так, чтобы его конец упал в точку  $H'$ , лежащую на вертикальном диаметре, то суммарный противовес сцепного колеса  $\overline{OH'}$  будет расположен без угла сдвига, что приведёт к более простой, симметричной форме колёсного центра. Такое размещение избыточных противовесов имеет место в колёсах паровозов ФД, Л и других паровозов современной постройки. Вертикальное воздействие сцепных колёс на рельс не изменяется, так как  $\overline{FH} = \overline{FH'}$ . Однако при этом в благоприятном направлении меняется степень уравновешенности горизонтальных сил инерции (см. ниже).

### КОЛЕБАНИЯ ПАРОВОЗА В ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ (ПОДЁРГИВАНИЕ И ВИЛЯНИЕ)

После того как на ведущих колёсах размещены вертикально-уравновешивающие противовесы, а на сцепных — горизонтально-уравновешивающие, или избыточные, противовесы, на паровоз будет действовать свободная горизонтальная сила инерции  $X$  и момент этой силы относительно вертикали, проходящей через центр тяжести паровоза  $M$ :

Таблица 3

Веса горизонтально-уравновешивающих противовесов паровозов железных дорог СССР\*

Тип паровоза	Серия	Вес избыточных противовесов в кг					Общий** вес в кг	% уравни- шенности
		по движущим колёсам						
		I	II	III	IV	V		
1-3-0	Н <sup>В</sup>	59	24	51	—	—	134	36,7
1-3-0	НУ	74	46	68	—	—	188	47,5
2-3-0	Б	32	16	29	—	—	77	16,0
2-3-0	КУ	106,6	101,6	97,5	—	—	305,7	66,5
1-3-1	С	73	55	75	—	—	203	44,3
1-3-1	СУ	55	69	55	—	—	116,9	26,2
0-4-0	О <sup>В</sup>	123	93	50	124	—	390	99,0
1-4-0	Щ	69	59	38	76	—	242	48,8
1-4-2	ИС	65	65	— 23,6	64,7	—	218,3	28,9
0-5-0	Э	18,7	25,5	15,6	25,5	18,7	105	20
0-5-0	Э <sup>М</sup>	67,4	103,6	—137,5	102,6	68,9	205	34
1-5-0	СО	55,3	81,3	114,1	79,8	53,9	156,2	25,2
1-5-0	Е <sup>Л</sup>	72,7	72,7	— 41,7	72,7	72,7	249,1	39,3
1-5-1	ФД	80	85	— 15,4	74,8	77,5	300,9	37,9
1-5-1	Т <sup>Б</sup>	52	52	30	52	52	238	31,2
1-5-2	Та	132	141	—110	148	124	445	55
2-3-2	Коломенского завода	40,4	25	40,4	—	—	105,8	24,7
1-5-0	Л	75	75	14,9	66,2	62,5	293,6	49,6
1-5-0	Е <sup>А</sup>	102,5	97,1	— 42,6	97,1	99,3	359,4	57
1-5-0	Е <sup>М</sup>	98,4	98,0	— 49,5	93,0	91,4	343,3	55,1

\* По данным канд. техн. наук П. Н. Мучкина.

\*\* Без учёта влияния углов сдвига избыточных противовесов.

$$\frac{X}{\omega^2 r} = (A_1 + B_1) \sin \varphi + (B_1 - A_1) \cos \varphi; \quad (49)$$

$$\mathfrak{M} = (A_1 - B_1) \sin \varphi + (A_1 + B_1) \cos \varphi + 2B_2 \cos 2\varphi, \quad (50)$$

где

$$A_1 = \left( \frac{G_n + G_m}{g} - \frac{G_m d}{gL} \right) \frac{b}{L} \cos \beta -$$

$$- \frac{G_m d}{gL} \sin \beta + \frac{q_b}{g} + \frac{\sum_1^n q_{изб}}{g} \sin \beta;$$

$$\psi_0 = \frac{2 \left( G_n + G_m - \frac{L}{L^2} g - \sum_1^n q_{изб} \right) r l_u \sqrt{2}}{l_{нар} g} \text{ радиан}, \quad (54)$$

$$B_1 = - \frac{G_n + G_m}{g} \cos \beta +$$

$$+ \frac{q_b}{g} + \frac{\sum_1^n q_{изб}}{g} \sin \beta;$$

$$B_2 = - \left( \frac{G_n + G_m}{g} - \frac{G_m d}{gL} \right) \frac{r}{L} \cos \beta.$$

Величины  $q'_b$ ,  $q''_b$  и  $q_{изб}$  определяют по формулам (34), (35) и (48);  $n$  — число движущих осей.

Сила  $X$  вызывает подёргивание паровоза, момент  $\mathfrak{M}$  — вливание паровоза. Полные размахи колебаний паровоза определяются решением дифференциальных уравнений движения. Если рассматривать паровоз как свободную систему, не учитывая касательных реакций рельсов, вливания вагонов и т. п., то двойная амплитуда подёргивания<sup>1</sup>  $x_0$

$$x_0 = \frac{2 \sqrt{A_1^2 + B_1^2} \cdot r \sqrt{2}}{M_{нар} (1 + \kappa)}, \quad (51)$$

$$\kappa = \frac{\sum i}{M_{нар}}.$$

Полный угол поворота паровоза при влиании<sup>2</sup> равен

$$\psi_0 \approx \frac{2 \sqrt{A_1^2 + B_1^2} \cdot r l_u \sqrt{2}}{l_{нар}}. \quad (52)$$

В этих формулах

$\kappa$  — коэффициент, учитывающий инерцию вращения паровозных колёс;

$i$  — в числителе — представляет собой момент инерции паровозной колёсной пары в  $\text{кгмсек}^2$ ;

$M_{нар}$  — масса всего паровоза за вычетом массы поступательно движущихся частей шатунных механизмов в  $\text{кгм}^{-1} \text{сек}^2$ ;

$l_{нар}$  — момент инерции паровоза относительно вертикальной оси, проходящей через его центр тяжести, в  $\text{кгмсек}^2$ ;

$R$  — радиус колеса в м.

<sup>1</sup> Часто называемая просто амплитудой подёргивания.

<sup>2</sup> Часто называемый амплитудой вливания.

Суммирование распространяется на все колёсные пары.

Обычно  $\kappa = 0,05 \div 0,06$ .

Величина  $\sqrt{A_1^2 + B_1^2}$  в выражениях (51) и (52) очень незначительно отличается от величины  $B_1$ .

При таком упрощении и пренебрегая слабыми, имеющими весьма малое значение, формулы (51) и (52) можно привести к виду:

$$x_0 = \frac{2 \left( G_n + G_m - \frac{L}{L^2} g - \sum_1^n q_{изб} \right) r \sqrt{2}}{(G_{нар} + G_{тенд}) (1 + \kappa)} \text{ м}, \quad (53)$$

где  $n$  — число движущих осей паровоза;  
 $G_{нар}$  — вес паровоза в кг;

$G_{тенд}$  — вес тендера, учитываемый только при наличии жёсткого сцепления между паровозом и тендером, в кг.

Момент инерции паровоза определяется по приближённой формуле Нольтейна

$$I_{нар} = \frac{G_{нар} [L_n^2 + (2l_u - 0,5d_u)^2]}{12g} \text{ кгмсек}^2, \quad (55)$$

где  $L_n$  — длина паровоза между обрезам буферного бруса и стяжного ящика в м;  
 $d_u$  — диаметр цилиндра в м.

Формулы (53) и (54) с большой степенью точности применимы для всех типов шатунных механизмов.

В практике паровозостроения обычно не превосходят значений  $x_0 = 0,005$  м (без учёта веса тендера) и  $\psi_0 = 0,0005$  радиана.

Действительные амплитуды подёргивания несколько меньше теоретических за счёт влияния массы вагонов (при условии, что не имеет места резонанс в вагонных упругих аппаратах) и потерь на трение.

Это подтверждается данными, полученными паровозным отделением ЦНИИ МПС в 1948 г. при опытах с паровозами ФД и СО и дающими представление о действительных величинах амплитуд подёргивания.

Если действительные избыточные противовесы на сцепных колёсах располагаются по схеме паровоза ФД (вектор  $FH'$  на фиг. 13),

вместо величины  $\sum_1^n q_{изб}$  в числитель выра-

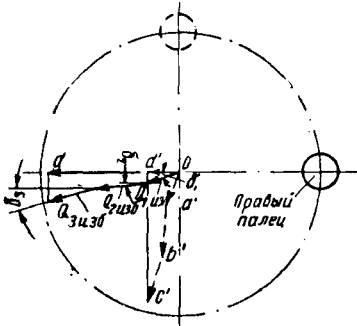
жения (53) следует подставить сумму проекций векторов всех избыточных противовесов на направление радиуса кривошипа, изображаемую суммой векторов  $\vec{Od} + \vec{Od}'$  на фиг. 14.

Аналитически эта сумма выражается следующим образом:

$$\vec{Od} + \vec{Od}' = \sum_1^n Q_{i изб} (\cos \delta_i + \sin \delta_i),$$

где  $Q_{i \text{ изб}}$  — вес избыточного противовеса на радиусе кривошипа в плоскости колеса в кг;

$\delta_i$  — угол, под которым этот противовес расположен по отношению к продолжению радиуса кривошипа (см. фиг. 13), в градусах.



Фиг. 14. Схема векторов при уравнивании горизонтальных сил

В формуле (54) величина  $\sum_1^n q_{i \text{ изб}}$  должна быть заменена вектором  $\overline{ad'} = \sum_1^n Q_{i \text{ изб}} (\cos \delta_i - \sin \delta_i)$ , причём величина его должна быть уменьшена в отношении  $\frac{l_k}{l_u}$ .

Формулы (53) и (54) примут вид:

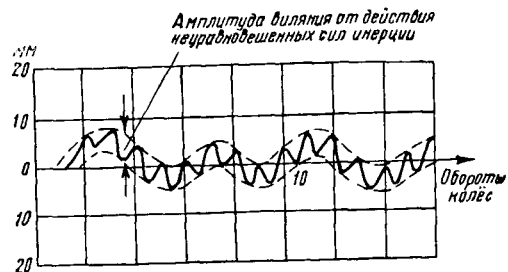
$$x_0 = \frac{2 \left[ G_n + G_{ш} - \frac{l}{L^2} g - \sum_1^n Q_{i \text{ изб}} (\cos \delta_i + \sin \delta_i) \right] r \sqrt{2}}{(G_{нар} + G_{тенд}) (1 + \kappa)}; \quad (56)$$

$$\psi_0 = \frac{2 \left[ G_n + G_{ш} - \frac{l}{L^2} g - \sum_1^n Q_{i \text{ изб}} (\cos \delta_i - \sin \delta_i) \right] \frac{l_k}{l_u} r l_u \sqrt{2}}{l_{нар} g}. \quad (57)$$

При расположении избыточного противовеса диаметрально противоположно пальцу кривошипа (в плоскости шатуна) горизонтальные силы инерции и их моменты уравниваются в одной и той же степени. При расположении избыточных противовесов по схеме паровоза ФД процент уравнивания сил инерции увеличивается, в то время как процент уравнивания моментов, вызывающих влияние, уменьшается. Так как для современных мощных паровозов с большой базой и большим моментом инерции эффект влияния проявляется не слишком сильно, следует считать расположение противовесов по схеме паровоза ФД рациональным. Кроме того, следует учесть, что колебательные движения паровоза вызываются не только действием сил инерции неуравновешенных масс. Подёргивание и влияние могут происходить также

вследствие неравномерности силы тяги паровоза, достигающей наибольших значений то на левых, то на правых колёсах, что в особенности имеет место при работе паровоза с малой скоростью и большим наполнением цилиндров (большой отсечкой). Помимо этого одной из главных причин, вызывающих влияние, является коничность поверхности катания бандажей. Амплитуды влияния, вызванного коничностью бандажей, значительно больше амплитуд влияния, вызванного действием неуравновешенных сил инерции.

Из опытов, проведённых паровозным отделением ЦНИИ, следует, что общие амплитуды влияния паровоза (фактические) мало изменяются в зависимости от величины избыточных противовесов. Это как раз и указывает на незначительность влияния, вызванного действием неуравновешенных сил инерции, по сравнению с влиянием, вызываемым другими причинами (фиг. 15).



Фиг. 15. Влияние паровоза ФД при скорости 80 км/час, измеренное на переднем буферном брус

В табл. 3 приведены характеристики уравнивания некоторых паровозов СССР.

**Пример.** Определить противовесы и значения  $\alpha$ ,  $x_0$ ,  $\psi_0$  для паровоза типа 1-5-2 по следующим данным: общий вес паровоза  $G_{нар} = 145 \text{ т}$ ; нагрузка на сцепную ось  $2\Pi = 20 \text{ т}$ ; конструктивная скорость  $v = 85 \text{ км/час}$ ; диаметр движущих колёс  $D = 1,5 \text{ м}$ ; число цилиндров 2; диаметр цилиндра  $d_{ц} = 0,67 \text{ м}$ ; ход поршня  $s = 0,80 \text{ м}$ ; расстояние между цилиндрами  $2l_{ц} = 2,3 \text{ м}$ ; ось цилиндров горизонтальна ( $\beta = 0$ ); дезаксиал  $b = 0,005 \text{ м}$ ; длина ведущего дышла  $L = 3,1 \text{ м}$ ; расстояние центра тяжести ведущего дышла от оси валика крейцкопфа  $d = 1,85 \text{ м}$ ; вес поступательно движущихся частей  $G_n = 600 \text{ кг}$ ; вес ведущего дышла  $G_{ш} = 360 \text{ кг}$ ; момент инерции ведущего дышла  $I = 190 \text{ кгм}^2$ ; вес тендера с  $\frac{3}{4}$  запасов воды и топлива  $G_{тенд} = 88 \text{ т}$ ; длина паровоза между буферным брусом и стяжным ящиком  $L_n = 15 \text{ м}$ .

1. Вес составляющих вертикально-уравнивающего противовеса в плоскости шатуна определяется по формулам (34) и (35):

$$q'_e = \frac{190}{3,1^2} 9,81 + \frac{0,005^3}{3,1^2} (382 + 600 - 2)$$

$$-\frac{380 \cdot 1,85}{3,1} = 194 \text{ кг}; \quad \vartheta' = 180^\circ;$$

$$q_{\theta} = \frac{0,005}{3,1} \cdot \left( 380 + 600 - \frac{380 \cdot 1,85}{3,1} \right) =$$

$$= 12,1 \text{ кг}; \quad \vartheta'' = 90^\circ.$$

Полный противовес (в плоскости шатуна) определится из

$$q_{\theta} = \sqrt{194^2 + 12,1^2} = 194,4 \text{ кг};$$

$$\operatorname{tg} \vartheta = \frac{-12,1}{194} = -0,0624; \quad \vartheta = 176^\circ 25'.$$

Перевод вертикально-уравновешивающего противовеса в плоскость колеса производится по способу Раевского.

2. Коэффициент перегруза ведущего колеса при конструктивной скорости определяется по формуле (46):

$$\omega = \frac{v}{1,8D} = \frac{85}{1,8 \cdot 1,5} = 31,5 \text{ сек}^{-1};$$

$$a_{\text{вед}} = 31,5^2 \cdot 0,4 \cdot \frac{0,4}{2 \cdot 3,1} \left( \frac{380 + 600}{9,81} - \right.$$

$$\left. - \frac{380 \cdot 1,85}{3,1 \cdot 9,81} \right) \left( \frac{2,3}{1,6} - \frac{0,005}{3,1} \right) \frac{1}{10\,000} = 0,282.$$

Наибольший перегруз рельса от оставшихся неуравновешенными сил инерции шатунных механизмов равен

$$\Delta Z_{\text{ин.наиб}} = 0,282 \cdot 10\,000 = 2\,820 \text{ кг}.$$

3. Вес избыточного противовеса для сцепного колеса (кроме крайних) определяем (в плоскости шатуна) по формуле (48):

$$q_{\text{изб}} = \frac{0,282 \cdot 10\,000 \cdot 9,81 \cdot 1,6}{31,5^2 \cdot 0,40 (1,15 + 0,8)} = 57,2 \text{ кг}.$$

Для крайних сцепных колёс принимаем

$$q'_{\text{изб}} = 0,5q_{\text{изб}} = 28,6 \text{ кг}.$$

4. Двойная амплитуда подёргивания и угол поворота при вилянии определяются по формулам (53), (55):

$$x_0 = \frac{2 \left( 380 + 600 - \frac{190}{3,1^2} \cdot 9,81 - 2 \cdot 57,2 - 2 \cdot 28,6 \right) 0,4 \cdot 1,414}{(145\,000 + 88\,000) 1,05} = 0,00285 \text{ м};$$

$$\varphi_0 = \frac{2 \left( 380 + 600 - \frac{190}{3,1^2} \cdot 9,81 - 2 \cdot 57,2 - 2 \cdot 28,6 \right) 0,4 \cdot 1,414 \cdot 1,15}{281\,000 \cdot 9,81} = 0,000289 \text{ радиан};$$

$$I_{\text{нар}} = \frac{145\,000 [15^2 + (2,3 - 0,5 \cdot 0,67)^2]}{12 \cdot 9,81} = 281\,000 \text{ кг м}^2 \text{ сек}^2.$$

### ДЕЙСТВИЕ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ СОСТАВЛЯЮЩИХ СИЛ ИНЕРЦИИ НА ПАРОВОЗ ПРИ УЧЁТЕ КАСАТЕЛЬНЫХ РЕАКЦИЙ МЕЖДУ БАНДАЖАМИ И РЕЛЬСАМИ

Формулы (53) и (54) основаны на предположении, что паровоз представляет собой свободную систему, не связанную с рельсами. Горизонтальная сила инерции  $X_B$ , определяемая выражением (21), приложена к пальцу кривошипа (фиг. 16). Для того чтобы определить силу  $X_P$ , действующую на наддресорное строение паровоза (в плоскости шатуна), можно положить (с некоторым допущением), что сила  $X_B$  распределяется между рамой и рельсом по закону рычага. Тогда для дезаксиального механизма

нием), что сила  $X_B$  распределяется между рамой и рельсом по закону рычага. Тогда для дезаксиального механизма

$$X_{P_{\text{прав}}} = -\omega^2 r \left[ \left( \frac{G_n + G_w}{g} - \frac{G_w d}{gL} \right) \left( \cos \varphi + \frac{r}{L} \cos 2\varphi - \frac{b}{L} \sin \varphi \right) \left( 1 - \frac{r}{R} \sin \varphi - \frac{r^2}{RL} \sin \varphi \cos \varphi - \frac{br}{RL} \cos \varphi \right) + \right.$$

$$\left. + \frac{G_w d}{gL} \left( 1 - \frac{r}{L} \sin \varphi \right) \cos \varphi + \frac{I}{L^2} \cdot \frac{r}{R} \sin \varphi \cos \varphi \right]. \quad (58)$$

Выражение (58) можно представить в виде гармонического ряда (разложение дано для нормального шатунного механизма):

$$X_{P_{\text{прав}}} = -\omega^2 r (a_1 \sin \varphi + b_1 \cos \varphi + a_2 \sin 2\varphi + b_2 \cos 2\varphi + a_3 \sin 3\varphi + a_4 \sin 4\varphi). \quad (59)$$

Коэффициенты членов ряда определяются следующим образом:

$$a_1 = 0,25 \lambda m_n;$$

$$a_2 = -0,5 \nu (m_n + m_g - m'_g);$$

$$a_3 = -0,75 \lambda m_n;$$

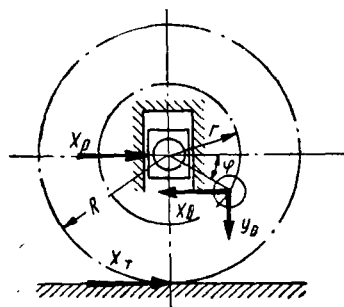
$$a_4 = -0,25 \lambda^2 m_n;$$

$$b_1 = m_n + m_g;$$

$$b_2 = \lambda m_n,$$

где

$$\lambda = \frac{r}{L} \quad \text{и} \quad \nu = \frac{r}{R}.$$



Фиг. 16. Касательная реакция при действии сил инерции

Если положить  $\gamma = 0$ , то  $X_P$  обращается в  $X_B$ .

Для учёта действия вертикально-уравновешивающего и избыточных противовесов нужно придать коэффициенту  $b_1$  вид:

$$b_1 = \frac{G_n + G_{ш}}{g} - \frac{l}{L^2} - \sum_1^n \frac{q_{изб}}{g}.$$

Суммарная горизонтальная сила для всего паровоза

$$X_P = -\omega^2 r [(a_1 + b_1) \sin \varphi + (b_1 - a_1) \cos \varphi + a_3 (\sin 3\varphi + \cos 3\varphi) + 2a_4 \sin 4\varphi]. \quad (60)$$

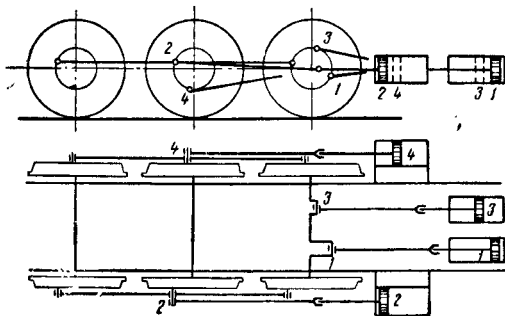
Момент, вызывающий вливание, будет равен

$$M_P = -\omega^2 r l_y [(a_1 - b_1) \sin \varphi + (a_1 + b_1) \cos \varphi + 2a_2 \sin 2\varphi + 2b_2 \cos 2\varphi + a_3 (\sin 3\varphi - \cos 3\varphi)]. \quad (61)$$

Подсчёт колебаний паровоза при учёте касательных реакций на ободе колёс [при использовании формул (60) и (61)] показывает, что величина  $x_0$  не меняется и может быть определена по формуле (53). Что касается угловых размахов паровоза при влиании, то они становятся неодинаковыми (угол поворота по часовой стрелке примерно на 20% больше угла поворота против часовой стрелки). Однако полный угловой размах почти не меняется и может быть вычислен по формуле (54).

### МНОГОЦИЛИНДРОВЫЕ ПАРОВОЗЫ

На фиг. 17 представлена часто встречающаяся схема расположения четырёхцилиндровой машины. Паровоз имеет две ведущие оси — первая из них коленчатая, приводимая в движение внутренними цилиндрами; вторая ведущая ось получает движение от наружных



Фиг. 17. Движущий механизм четырёхцилиндрового паровоза

цилиндров. Обе оси соединены сцепными дышлами, вследствие чего машины работают синхронно. Четыре ведущих кривошипа расположены следующим образом: первый, на  $180^\circ$  от него отстаёт второй, на  $90^\circ$  от первого отстаёт третий и на  $270^\circ$  от первого отстаёт четвёртый.

Предположим, что неуровненные части

каждой из машин одинаковы по весу; обозначим в выражении (24)

$$\frac{G_n + G_{ш}}{g} = m'$$

и

$$\frac{r}{L} \left( \frac{G_n + G_{ш}}{g} - \frac{G_{ш} d}{g L} \right) = m''.$$

Значения горизонтальных динамических усилий, действующих на пальцы ведущих кривошипов четырёхцилиндрового паровоза, получают тогда следующий вид (с учётом того, что  $\varphi_2 = \varphi - 180^\circ$ ,  $\varphi_3 = \varphi - 90^\circ$ ,  $\varphi_4 = \varphi - 270^\circ$ , где  $\varphi$  — угол поворота первого кривошипа):

$$X_1 = -\omega^2 r (m' \cos \varphi + m'' \cos 2\varphi)$$

$$X_2 = -\omega^2 r (-m' \cos \varphi + m'' \cos 2\varphi)$$

$$X_3 = -\omega^2 r (m' \sin \varphi - m'' \cos 2\varphi)$$

$$X_4 = -\omega^2 r (-m' \sin \varphi - m'' \cos 2\varphi)$$

$$\sum X = 0$$

Суммарная горизонтальная сила будет, как видно, равна нулю даже без применения горизонтально-уравновешивающих или избыточных противовесов. Подёргивание в таком паровозе будет отсутствовать совершенно, влияние же будет значительно меньшим, чем у двухцилиндрового паровоза такой же мощности. У трёхцилиндрового паровоза подёргивание также будет отсутствовать, а влияние останется примерно таким же, как у двухцилиндрового паровоза равной мощности.

В нашей стране многоцилиндровые паровозы не получили широкого распространения, несмотря на их хорошие динамические качества. Причины этого: усложнение эксплуатации, обусловленное трудным доступом к внутренним машинам; удорожание ремонта; недолговечная служба коленчатых осей.

### ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАРОВОЗНЫХ КОЛЁС В ВЕРТИКАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ

Динамические характеристики паровозных колёс в вертикальной плоскости (динамический паспорт) представляют собой диаграммы изменения наибольших и наименьших нагрузок колёс паровоза на рельс в зависимости от скорости движения. Наибольшая и наименьшая нагрузки колеса на рельс определяются формулами:

$$Z_{\text{сумм max}} = P + \Delta Z_{\text{ресс max}} + (\Delta Z_{\text{нар}} + \Delta Z_{\text{ин}})_{\text{max}} + \Delta Z_{\text{н. ч}}; \quad (62)$$

$$Z_{\text{сумм min}} = P + \Delta Z_{\text{ресс min}} + (\Delta Z_{\text{нар}} + \Delta Z_{\text{ин}})_{\text{min}} + \Delta Z_{\text{н. ч}}; \quad (63)$$

где  $P$  — статическая нагрузка колеса на рельс;

$\Delta Z_{\text{ресс}}$  — нагрузка, вызываемая деформациями рессор;

$\Delta Z_{пар}$  — нагрузка, вызываемая действием вертикальной составляющей от давления пара на поршень, передаваемого через поршневое дышло (учитывается только для ведущих колёс);

$\Delta Z_{ин}$  — динамическое давление на рельс, вызываемое действием неуравновешенных сил инерции шатунно-кривошипных механизмов (для сцепных колёс — действием сил инерции избыточных противовесов);

$\Delta Z_{н.ч}$  — нагрузка от сил инерции неподдрессоренных частей при прохождении неровностей пути или при наличии проката на бандажах.

Динамические составляющие суммарной нагрузки определяются следующим образом:

$$\Delta Z_{ресс} = f j_{\max}$$

где  $f$  — наибольший прогиб рессоры при движении паровоза в мм (обычно принимают, что  $f < 15$  мм и практически не зависит от скорости движения)<sup>1</sup>;

$j$  — жёсткость рессоры (статическая) в кгмм<sup>-1</sup>;

$$\Delta Z_{пар} = N_{пр} \frac{l_y + l_k}{2l_k} - N_{лев} \frac{l_y - l_k}{2l_k},$$

где

$$N = \frac{\pi d_y^2}{4} (p_{пер} - p_{задн}) \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \alpha}.$$

Здесь  $N$  — вертикальная составляющая давления пара на ведущий палец в кг;

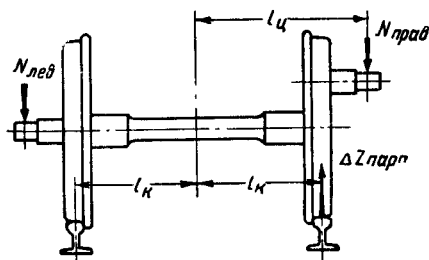
$p_{пер}$ ,  $p_{задн}$  — мгновенные значения давления пара в передней и задней полостях цилиндра (берутся по индикаторным диаграммам) в ат;

$\alpha$  — угол наклона поршневого дышла к оси цилиндра;

$d_y$  — диаметр цилиндра в см;

$\beta$  — угол наклона оси цилиндра;

остальные обозначения — по фиг. 18.



Фиг. 18. Схема передачи давления пара на рельс

$\Delta Z_{ин}$  в кг определяют по формуле (44). Значения  $\Delta Z_{пар}$  складываются со значениями  $\Delta Z_{ин}$ , и максимум или минимум выражения  $\Delta Z_{пар} + \Delta Z_{ин}$  определяется графически

$$\Delta Z_{н.ч} = -\frac{G}{g} \cdot \frac{d^2 y}{dt^2},$$

где  $2G$  — вес колёсной пары с буксами, частью веса дышел, приходящейся на пальцы, и  $2/3$  веса рессор (неподдрессоренный вес в кг);

$\frac{d^2 y}{dt^2}$  — вертикальное ускорение колеса, возникающее при прохождении неровности пути или при наличии проката на бандаже, в мсек<sup>-2</sup>.

Если принять для примера, что неравномерность износа бандажей паровозных колёс составляет 2 мм на длине полуокружности бандажа (что не является преувеличенным), то влияние неподдрессоренных частей можно учесть по формуле

$$\Delta Z_{н.ч} = 8,57 \sqrt{\frac{2U}{\kappa}} G \frac{v}{D},$$

где  $U$  — модуль упругости рельсового основания в кгсм<sup>-2</sup>;

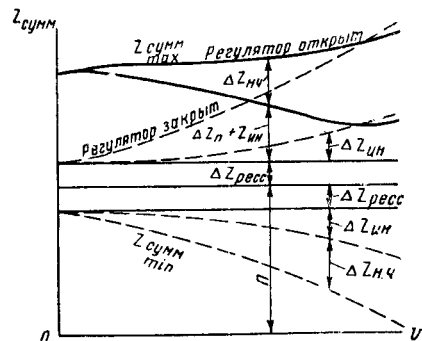
$\kappa$  — коэффициент относительной жёсткости рельса и рельсового основания (см. ТСЖ, т. 5) в см<sup>-1</sup>;

$v$  — скорость движения в км/час;

$D$  — диаметр движущих колёс в мм.

Значения  $\Delta Z_{н.ч}$  могут достигать 60% (и более) статической нагрузки, передаваемого колесом на рельс.

На фиг. 19 представлен динамический паспорт ведущего колеса со всеми составляющими суммарного давления на рельс. Пунктиром отмечены кривые для случая движения паровоза с закрытым регулятором (например при езде по уклону). По мере увеличения



Фиг. 19. Динамический паспорт ведущего колеса

<sup>1</sup> В последнее время, на основании обобщения опытных данных ЦНИИ, предложены новые расчётные формулы, дающие приближённые зависимости  $\Delta Z_{ресс}$ ,  $f$  и  $j$  от скорости движения (число оборотов колёс в минуту).

скорости суммарное давление колеса на рельс растёт, несмотря на уменьшение со скоростью суммарной нагрузки от давления пара и действия сил инерции шатунных механизмов. Это подтверждается результатами измерения

напряжений в рельсах (см. ТСЖ, т. 5). Суммарная нагрузка, определяемая из динамического паспорта, может служить для подсчёта контактных напряжений на головках рельсов. Для расчёта напряжений изгиба в рельсах необходимо учитывать неодновременность действия максимальных нагрузок на ведущем и сцепных колёсах.

Отношение наибольшей нагрузки колеса к статической называется коэффициентом динамичности паровозного колеса; оно находится обычно в пределах  $2 \div 2,5$ .

Кривая минимальных давлений колеса на рельс не должна пересекать ось абсцисс во избежание подпрыгивания колеса на рельсе.

Динамические характеристики строятся как для ведущих, так и для сцепных колёс паровоза.

## КОЛЕБАНИЯ НАДРЕССОРНОГО СТРОЕНИЯ ПАРОВОЗОВ

### Виды колебаний

Надрессорное строение паровоза представляет собой систему с несколькими степенями свободы. Дифференциальные уравнения колебаний такой системы, число которых равно числу степеней свободы, должны решаться совместно и их решение определяет главные виды колебаний и их частоты. Но такое решение сложно (см. стр. 188). Приближённые решения могут быть получены, если предположить, что главными видами колебаний будут: а) подпрыгивание, б) продольная качка и в) поперечная качка. В каждом из этих видов положение системы, определяемое одной (так называемой нормальной) координатой, и паровоз рассматриваются как система с одной степенью свободы. При этом предполагается, что продольная и поперечная качки совершаются вокруг осей, проходящих через так называемый центр колебаний. Центром колебаний является точка, обладающая тем свойством, что приложенная в ней сила вызывает только параллельное ohne смещение наддрессорного строения паровоза без вращения.

Если направить ось  $x$  по продольной оси паровоза, ось  $y$  перпендикулярно к ней в горизонтальной плоскости и ось  $z$  вертикально, то координата центра упругости по оси  $x$  определится из уравнения (64):

$$\bar{x} = \frac{\sum \mathcal{K}_i x_i}{\sum \mathcal{K}_i}, \quad (64)$$

где  $\mathcal{K}_i$  — жёсткость рессоры;  
 $x_i$  — координата рессоры.

По высоте (ось  $Z$ ) центр колебания находится на уровне центров движущих осей, а если есть бегунки, то располагается между центрами движущих и бегунковых осей, для расстояния между ними (по высоте) обратно пропорционально суммарным жёсткостям рессор обеих групп осей.

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧАСТОТЫ СВОБОДНЫХ КОЛЕБАНИЙ

**Продольная качка.** Пусть  $\theta$  — угол поворота наддрессорного строения в продольной плоскости. Тогда дифференциальное уравнение

свободных колебаний продольной качки имеет следующий вид:

$$I_y \frac{d^2 \theta}{dt^2} + \theta (\sum \mathcal{K}_i x_i^2 - GH) = 0, \quad (65)$$

где  $x_i$  — координаты рессор (начало координат в центре колебаний) в м;

$G$  — вес наддрессорного строения в кг;

$H$  — высота его центра тяжести над центром колебаний в м;

$I_y$  — момент инерции наддрессорного строения относительно оси  $y$  в  $\text{кгм}^2 \text{сек}^2$ .

Решение уравнения (65) даёт частоту свободных колебаний продольной качки:

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\sum \mathcal{K}_i x_i^2 - GH}{I_y}} \text{ гц.} \quad (66)$$

Если часть рессор сбалансирована продольными балансирами, то частота определяется по формуле (67):

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\sum \mathcal{K}_i x_i^2 - \sum \mathcal{K}_k x_k'^2 - GH}{I_y}} \text{ гц.} \quad (67)$$

где  $\sum \mathcal{K}_i x_i^2$  — распространяется на все рессоры паровоза (сбалансированные и несбалансированные);

$\sum \mathcal{K}_k x_k'^2$  — распространяется на все рессоры сбалансированной группы;  
 $\mathcal{K}_k$  — жёсткость какой-либо рессоры этой группы;

$x_k'$  — координаты этой рессоры относительно центра колебаний сбалансированной группы.

**Поперечная качка.** Формулы для случая поперечной качки аналогичны приведённым выше. Для частоты свободных колебаний имеем:

$$f_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\sum \mathcal{K}_i y_i^2 - \sum \mathcal{K}_k y_k'^2 - GH}{I_x}} \text{ гц.} \quad (68)$$

где  $\sum \mathcal{K}_k y_k'^2$  — распространяется на все рессоры, входящие в группу, имеющую поперечный балансир.

**Подпрыгивание.** Частота свободных колебаний подпрыгивания определяется по формуле (69):

$$f_3 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\sum \mathcal{K}_i}{M}} \text{ гц.} \quad (69)$$

где  $M$  — масса наддрессорного строения паровоза в  $\text{кгм}^{-1} \text{сек}^2$ ;

$$M = \frac{G}{g}.$$

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧАСТОТЫ СВОБОДНЫХ КОЛЕБАНИЙ ПАРОВОЗА НА РЕССОРАХ КАК СИСТЕМЫ С МНОГИМИ СТЕПЕНЯМИ СВОБОДЫ

Строгое решение задачи о колебаниях паровоза на рессорах довольно сложно. Для некоторого упрощения решения будем рассматривать паровоз как систему с тремя сте-

пенями свободы, считая, что величины упругих постоянных рессор не меняются во время колебаний. В этом случае положение системы при колебании определяется тремя координатами: вертикальным перемещением центра тяжести  $z$ , углом поворота в продольной плоскости  $\theta$  и углом поворота в поперечной плоскости  $\varphi$ .

Составляя уравнения Лагранжа и пользуясь свойством симметрии в расположении рессор относительно продольной оси, получим следующие линейные дифференциальные уравнения свободных колебаний наддрессорного строения паровоза:

$$\frac{d^2 z}{dt^2} + az + b\theta = 0; \quad (70)$$

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} + c\varphi = 0; \quad (71)$$

$$\frac{d^2 \theta}{dt^2} + mz + n\theta = 0. \quad (72)$$

Здесь обозначено:

$$a = \frac{\sum \kappa_i}{M}; \quad b = \frac{\sum \kappa_i x_i}{M}; \quad c = \frac{\sum \kappa_i y_i^2}{I_x};$$

$$m = \frac{M}{I_y} b; \quad n = \frac{\sum \kappa_i x_i^2}{I_y};$$

$x_i$  и  $y_i$  — координаты центров отдельных рессор (начало координат в центре тяжести);

$I_x$  и  $I_y$  — моменты инерции наддрессорного строения относительно осей  $x$  и  $y$ .

Решение уравнений (70) — (72) даёт следующие частоты главных видов собственных колебаний:

для поперечной качки

$$f_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{c}; \quad (73)$$

для подпрыгивания и продольной качки, происходящих совместно и образующих два главных вида колебаний,

$$f_{1,3} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{n+a}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{n-a}{2}\right)^2 + bm}}. \quad (74)$$

Оба значения частоты по уравнению (74) действительны и положительны.

Если  $b = 0$ , то и  $m = 0$ . В этом случае координаты  $z$  и  $\theta$  становятся независимыми (нормальными), и главными видами колебаний будут чистое подпрыгивание и чистая продольная качка, рассмотренные в предыдущем разделе.

Условие  $b = 0$  показывает, что колебания могут быть независимыми только в случае, если центр тяжести совпадает с центром колебаний.

### ВЫНУЖДЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ

Если на наддрессорное строение действует периодически изменяющаяся возмущающая сила, например  $Q = Q_0 \sin mt$ , то возникнут колебания системы, совершающиеся с той же частотой, что и частота изменения силы (т. е.  $f_s = \frac{m}{2\pi}$ ). Амплитуда этих вынужден-

ных колебаний зависит не только от наибольшего значения возмущающей силы  $Q_0$ , но и от отношения их частоты  $f_s$  к частоте собственных колебаний наддрессорного строения

$$f_c = \frac{p}{2\pi}.$$

Если принять, что при колебаниях наддрессорного строения возникает сопротивление, вызывающее затухание колебаний и пропорциональное (в первом приближении) скорости колебательного движения, то уравнение колебаний имеет вид (для колебаний подпрыгивания):

$$-\frac{G}{g} \cdot \frac{d^2 z}{dt^2} - k \frac{dz}{dt} - \sum \kappa_i z + Q_0 \sin mt = 0, \quad (75)$$

где  $z$  — перемещение наддрессорного строения в  $m$ ;

$k$  — значение удельного сопротивления в  $кгм^{-1} сек$ .

Если обозначить удельное сопротивление, отнесённое к единице массы наддрессорного строения, через  $2n = \frac{kg}{G}$ , то решение уравнения (75) представится в виде:

$$z = e^{-nt} (A \sin p_1 t + B \cos p_1 t) + C \sin (mt - \alpha), \quad (76)$$

где  $p_1 = \sqrt{p^2 - n^2}$  — частота собственных колебаний системы с учётом затухания;

$A$  и  $B$  — коэффициенты, зависящие от начальных условий движения;

$C$  — амплитуда вынужденных колебаний;

$\alpha$  — фазовый угол вынужденных колебаний.

$C$  и  $\alpha$  определяют по формулам (77) и (78):

$$C = \frac{Q_0}{\sum \kappa_i} \cdot \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{m}{p}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{m}{p}\right)^2 \gamma^2}} = z_{стат} \beta; \quad (77)$$

$$\alpha = \arctg \frac{2mn}{p^2 - m^2}, \quad (78)$$

где  $z_{стат}$  — перемещение наддрессорного строения в случае, если бы наибольшая динамическая нагрузка  $Q_0$  действовала статически;

$$z_{стат} = \frac{Q_0}{\sum \kappa_i};$$

$\gamma$  — коэффициент затухания:

$$\gamma = \frac{2n}{p} = \frac{kg}{Gp}.$$

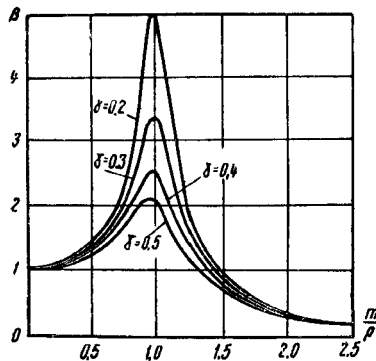
Выражение

$$\beta = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{m}{p}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{m}{p}\right)^2 \gamma^2}}$$

называется коэффициентом нарастания колебаний.



На фиг. 20 представлено изменение коэффициента  $\beta$  в функции отношения частот  $m:p$  при различных значениях  $\gamma$ . При  $m:p=1$ , или  $m=p$ , амплитуды колебаний системы значительно возрастают, наступает явление так называемого резонанса колебаний, коэффициент  $\beta$  становится равным  $\frac{1}{\gamma}$  и при небольшом значении коэффициента затухания  $\gamma$  колебания наддресорного строения могут стать опасными в отношении перенапряжений в деталях



Фиг. 20. Значения коэффициента нарастания колебаний

экипажа и в отношении устойчивости движения. Во избежание этого на паровозах применяют преимущественно листовые рессоры с большим внутренним трением, способствующим интенсивному затуханию колебаний. Значение коэффициента затухания в паровозном рессорном подвешивании по немногочисленным экспериментам в этой области можно принять равным  $\gamma = 0,1$ . При таком значении  $\gamma$  амплитуды вынужденных колебаний при переходе через резонанс могут достичь десятикратного увеличения по сравнению с их статическими значениями.

При проектировании паровозов желательно, чтобы критические скорости движения (т. е. скорости, при которых наступает резонанс) были невелики, так как при небольших скоростях движения динамические усилия незначительны и не осложняют перехода через резонанс. Для паровозов обычные значения критических скоростей лежат в пределах  $10 \div 30$  км/час и бывают тем меньше, чем мягче рессорное подвешивание.

При определении критических скоростей в случае, если возмущающая сила выражается сложным (не гармоническим) законом, необходимо разложить эту силу в ряд Фурье, после чего наибольшая критическая скорость определяется приравнением частоты гармоники наиболее низкого порядка к частоте свободных колебаний.

Если возмущающая сила возникает вследствие работы паровой машины паровоза, то частота изменения её будет пропорциональна числу оборотов движущих колёс. В этом случае значение наивысшей критической скорости определится по формуле (79):

$$v_{\text{крит}} = \frac{11,3 D_k f_{\text{своб}}}{K}, \quad (79)$$

где  $D_k$  — диаметр движущих колёс в м;  
 $f_{\text{своб}}$  — частота рассматриваемого вида свободных колебаний в гц;  
 $K$  — номер гармоники наиболее низкого порядка в составе возмущающей силы.

Если при разложении возмущающей силы в гармонический ряд наиболее значительной окажется гармоника более высокого ( $n$ -го) порядка, то следует определить значение критической скорости и амплитуды вынужденных колебаний для этого случая.

Суммарный график вынужденных колебаний может быть построен путём сложения отдельных гармонических составляющих с учётом коэффициента нарастания колебаний и сдвига фазы для каждой из них.

**Пример.** Определить скорость движения паровоза 0-5-0, опасную в смысле возникновения резонанса колебаний подпрыгивания. Вес паровоза в рабочем состоянии 85 т; вес наддресорного строения 65 т; жёсткость каждой из десяти рессор  $\text{жс} = 120$  кг/мм; диаметр колёс 1 320 мм.

Определяем частоту свободных колебаний подпрыгивания по формуле (69):

$$f_s = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{10 \cdot 120 \cdot 1\,000 \cdot 9,81}{65\,000}} = 2,14 \text{ гц.}$$

Рассмотрим случай, когда причиной возникновения вынужденных колебаний является давление крейцкопфов на параллели. Находя закон изменения этого давления из индикаторных диаграмм и производя гармонический анализ кривой давлений, можно выделить из неё гармоники первого, второго и высших порядков. Наиболее значительными оказываются гармоники второго и четвёртого порядков. Тогда критические скорости, при которых может возникнуть резонанс колебаний подпрыгивания, определяются по формуле (79):

$$v_{\text{крит.2}} = \frac{11,3 \cdot 1,32 \cdot 2,14}{2} = 16 \text{ км/час;}$$

$$v_{\text{крит.4}} = \frac{11,3 \cdot 1,32 \cdot 2,14}{4} = 8 \text{ км/час.}$$

При таких небольших скоростях движения переход через резонанс не является опасным. Так как статические амплитуды  $Z_{\text{стат}}$  для второй и четвёртой гармоник обычно невелики (не превышают  $1 \div 2$  мм), то и амплитуды вынужденных колебаний в момент резонанса не будут превышать согласно формуле (77)  $10 \div 20$  мм.

Таким же образом определяется критическая скорость движения паровоза и в том случае, когда причиной вынужденных колебаний наддресорного строения паровоза являются периодические толчки на стыках рельсов.

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ В ОБЛАСТИ УРАВНОВЕШИВАНИЯ ПАРОВОЗОВ

### И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ ГОРИЗОНТАЛЬНО-УРАВНОВЕШИВАЮЩИХ ПРОТИВОВЕСОВ

При выборе горизонтально-уравновешивающих противовесов, исходя из условий наилучшего обеспечения безопасности движения и сохранности паровоза и пути, т. е. обеспечения хороших ходовых качеств паровоза при достаточно благоприятном воздействии паровоза на путь, нужно прежде всего решить вопрос о необходимой степени горизонтальной уравновешенности, а также о наиболее рацио-

нальном методе распределения горизонтально-уравновешивающих (избыточных) противовесов по осям паровоза.

Для решения этих вопросов, помимо теоретических исследований, в ЦНИИ были проведены опыты для выявления влияния степени горизонтальной и вертикальной уравновешенности паровозов на спокойствие их хода, эксплуатационные показатели по износу и ремонту, а также на напряжения в рельсах.

Испытания производились с изменением степени горизонтальной уравновешенности и способа размещения избыточных противовесов по колёсам в пяти различных вариантах на одном и том же паровозе серии ФД и в двух вариантах на двух паровозах серии СО.

В результате этих испытаний были выявлены характеристики амплитуд и ускорений колебаний подёргивания и виляния паровоза, а также величины напряжений в рельсах и отжатий последних в зависимости от степени уравновешенности. Испытания показали, что степень уравновешенности паровоза существенно влияет на характеристики колебаний подёргивания и в очень незначительной степени — на колебания виляния; что фактические амплитуды подёргивания зависят от скорости движения, а практически они не превышают половины расчётной величины.

Совместное рассмотрение полученных в результате испытаний характеристик спокойствия хода паровоза и воздействия его на путь показало, что существенное ухудшение этих характеристик наступает лишь при уменьшении степени уравновешенности ниже определённых значений. Это привело к конкретным выводам в отношении допускаемых при проектировании паровозов наибольших значений оставшихся неуравновешенными сил инерции и установления способа распределения избыточных противовесов по сцепным колёсам.

Для проверки этих положений, приводящих в ряде случаев к некоторому уменьшению (по сравнению с обычно принятой) степени горизонтальной уравновешенности при одновременном значительном улучшении воздействия паровоза на путь, были проведены дополнительно эксплуатационные опыты. Результаты испытаний помогли выявить влияние уменьшения степени горизонтальной уравновешенности на износ и ремонт экипажной части паровозов. Наблюдения эти, проводившиеся на трёх группах паровозов СО (общим числом 12 паровозов около 3 лет), подтвердили правильность принятых положений.

На основании теоретических и экспериментальных результатов исследований ЦНИИ рекомендует производить уравновешивание паровозов следующим образом.

1. Все части движущего механизма с чисто вращательным движением должны быть уравновешены полностью на всех колёсах.

2. Противовесы на колёсах ведущей оси должны включать полностью так называемый вертикально-уравновешивающий противовес, а также и так называемую вращающуюся часть эксцентриксовой тяги.

3. Прямолинейно-возвратно движущиеся части уравновешиваются частично, причём вес оставшихся неуравновешенных прямолинейно-возвратно-движущихся частей одной

стороны паровоза, отнесённый к одной тонне веса паровоза в рабочем состоянии  $G_{\text{пар}}$  (без тендера), не должен превышать:

для грузовых паровозов  $u \leq 4,5 \text{ а кг/т}$   
для пассажирских паровозов  $u \leq 4 \text{ а}_1$  »

$$\text{Здесь } a = \frac{R}{2r}, \quad a_1 = \frac{R}{2,5r},$$

где  $R$  — радиус движущего колеса;  
 $r$  — половина хода поршня.

$$u = \frac{\sum W - \frac{\sum G_x + \sum G_y}{2}}{G_{\text{пар}}} \text{ кг/т.}$$

Здесь  $\sum W$  — суммарный вес ведущего дышла, поршня со штоком крейцкопфа, поводка маятника и половина веса маятника в кг;

$\sum G_x$  и  $G_y$  — суммы горизонтальных ( $\sum G_x$ ) и вертикальных ( $\sum G_y$ ) проекций векторов всех избыточных противовесов и вертикально-уравновешивающих противовесов на колёсах двух сторон паровоза при переднем положении правых кривошипов в кг.

4. Избыточные (горизонтально-уравновешивающие) противовесы размещаются на колёсах сцепных осей, кроме ведущей, где размещение избыточных противовесов, как правило, не допускается.

В соответствии с этим для получения нулевых значений избыточных противовесов на колёсах ведущей оси правое и левое колёса должны изготавливаться по разным моделям. Изготовление колёс ведущей оси по одной модели допускается лишь при условии удовлетворения при этом требования по ограничению наибольшего вертикального воздействия на рельс в соответствии со следующим пунктом.

5. Наибольшее воздействие на рельс от неуравновешенных сил инерции на ведущем колесе  $\Delta Z_{\text{ин}}$  при конструкционной скорости паровоза не должно превышать 25% статической нагрузки от колеса на рельс у паровозов с пятью и четырьмя сцепными осями и 20% — у паровозов с тремя сцепными осями.

6. Размещение и величина избыточных противовесов принимаются следующими.

1) Для паровозов с пятью сцепными осями и ведущей третьей осью избыточные противовесы размещаются на колёсах II и IV сцепных осей. Вес избыточных противовесов не должен быть более чем

$$G_2 = G_4 \leq \frac{A + BC}{1 - B} G_3,$$

где

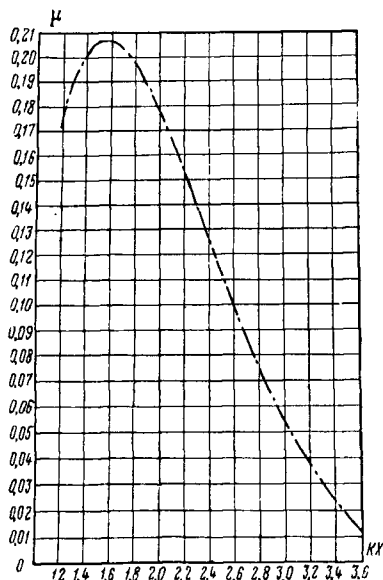
$$G_3 = \frac{9,81 \Delta Z_{\text{ин}}}{\omega^2 r} (1 - \mu); \quad A = \frac{1}{1 - 1,5\mu};$$

$$B = \frac{\mu}{1 - 1,5\mu}; \quad C = \frac{2,4\mu_0 - 4\mu}{1 + \mu}.$$

Здесь и далее:

$\Delta Z_{\text{ин}}$  — наибольший перегруз от неуравновешенных сил инерции на ведущем колесе в кг;

$r$  — половина хода поршня в м;  
 $\omega$  — угловая скорость вращения при конструктивной скорости движения в 1 сек.  
 $\mu, \mu_0, \mu_n$  — коэффициенты, учитывающие влияние соседних движущих колёс ( $\mu$ ), бегунковой оси ( $\mu_0$ ) и поддерживающей ( $\mu_n$ ).



Фиг. 21. Значение коэффициента  $\mu$ .

Эти коэффициенты принимают по фиг. 21 в зависимости от значения величины произведений  $\kappa x$ ,

где  $\kappa$  — коэффициент относительной жёсткости основания рельса и самого рельса, принимаемый равным  $0,012 \text{ см}^{-1}$ ;  
 $x$  — расстояние (в см) между движущими осями при определении  $\mu$ , расстояние между бегунком и I сцепной осью при определении  $\mu_0$  и расстояние между поддерживающей осью и задней сцепной при определении  $\mu_n$ .

В случае невозможности размещения на колёсах II и IV сцепных осей необходимого веса (общего) горизонтально-уравновешивающих (избыточных) противовесов, определяемых

предельно допускаемой величиной  $u$ , допускается размещение избыточных противовесов на колёсах I и V сцепных осей, при этом вес этих избыточных противовесов не должен превосходить  $0,2 G_2$ .

2) Для паровозов с четырьмя спаренными осями и ведущей второй осью избыточные противовесы размещаются на колёсах I, III и IV сцепных осей.

Вес избыточных противовесов не должен превышать:

III сцепная ось

$$G_3 \leq G_2 \frac{AD + B + CE}{1 - C^2 - D},$$

IV сцепная ось

$$G_4 \leq 0,5 (G_3 + AG_2);$$

I сцепная ось

$$G_1 \leq 0,5 (EG_2 + CG_3).$$

Здесь

$$G_2 = \frac{9,81 \Delta Z_{ин}}{\omega^2 r} (1 - \mu); \quad A = \frac{2,4 \mu_n - 4 \mu}{1 + \mu};$$

$$B = \frac{1}{1 - 0,75 \mu}; \quad C = \frac{0,75 \mu}{1 - 0,75 \mu};$$

$$D = \frac{\mu}{1 - 0,75 \mu}; \quad E = \frac{1 - 4 \mu + 2,4 \mu_0}{1 - 0,75 \mu}.$$

3) Для паровозов с тремя спаренными осями и ведущей второй осью избыточные противовесы размещаются на колёсах I и III сцепных осей.

Вес избыточных противовесов не должен превышать

$$G_1 \leq G_2 \frac{AB + C}{1 - B^2}; \quad G_3 \leq AG_2 + BG_1,$$

где

$$G_2 = \frac{9,81 \Delta Z_{ин}}{\omega^2 r} (1 - \mu); \quad A = \frac{1 - 4 \mu + 2,4 \mu_n}{1 - 0,75 \mu};$$

$$B = \frac{0,75 \mu}{1 - 0,75 \mu}; \quad C = \frac{1 - 4 \mu + 2,4 \mu_0}{1 - 0,75 \mu}.$$

Для паровозов с другим положением ведущей оси размещение избыточных противовесов производится по соответствующим аналогичным формулам, основанным на принципе получения равного воздействия на путь (по напряжениям в рельсах) под всеми движущими колёсами паровоза.

## ПАРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

### ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Парораспределительные механизмы осуществляют необходимые для нормальной работы паровой машины периоды действия пара в цилиндрах — фазы парораспределения: предварительный и основной впуск, расширение, предварительный и основной выпуск и сжатие пара (см. диаграмму на фиг. 1).

Отдельные фазы парораспределения, выраженные в долях хода поршня или рабочего объёма цилиндра, имеют следующие названия и обозначения:

$$\varepsilon = \frac{V_{\varepsilon}}{V_{\alpha}} \text{ — степень наполнения (отсечка);}$$

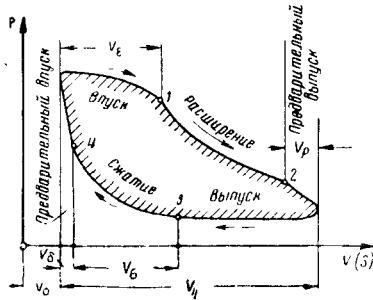
$$\sigma = \frac{V_{\sigma}}{V_{\alpha}} \text{ — степень сжатия;}$$

$$\rho = \frac{V_{\rho}}{V_{\delta}} \text{ — степень предварения выпуска;}$$

$$\delta = \frac{V_{\delta}}{V_{\alpha}} \text{ — степень предварения впуска.}$$

Большинство паровозных машин имеет золотниковое парораспределение. Распреде-

ление пара производится цилиндрическим (поршневым) золотником, приводимым в движение от кулисного или (редко) рычажного механизма. На паровозах старой постройки применяют плоские (коробчатые) золотники.



Фиг. 1. Индикаторная диаграмма паровой машины:  $V_0$  — объем вредного пространства;  $V_c$  — рабочий объем цилиндра;  $V_d$  — объем, заполняемый острым паром;  $V_g$  — объем сжимаемого отработавшего пара и т. п.

Отдельные паровозы, как исключение, имеют клапаны, приводимые в движение от обычного кулисного механизма или от специального привода.

## ПАРАМЕТРЫ ЗОЛОТНИКА И ЕГО РАБОТА

Цилиндрический золотник представляет собой два диска (поршня), насаженные на одну скалку (фиг. 2). Внутренняя полость между дисками сообщается с паровым котлом (золотник с внутренним впуском), а крайние полости через конус сообщаются с атмосферой.

В среднем положении золотниковые диски перекрывают окна паровпускных каналов

полостей цилиндра, сообщая в то же время другую полость с атмосферой. Во время работы золотник совершает возвратно-поступательное движение. Размах качания золотника (ход золотника) может изменяться. В зависимости от него меняются величины фаз парораспределения.

Простейшим устройством для перемещения золотника является эксцентрик, заклинивающий под некоторым углом на ведущей оси паровоза. При крайнем (мёртвом) положении поршня паровпускное окно должно быть открыто на величину  $v$  — линейного предварения впуска.

Для этого эксцентрик заклинивается под углом  $(270^\circ + \delta)$  к главному кривошипу ( $\delta$  — угол опережения), обеспечивая смещение золотника из среднего положения на величину  $(e + v)$  (фиг. 2).

Перемещение золотника из среднего положения, пренебрегая конечной длиной эксцентриковой тяги, выражается формулой

$$x = r \sin(\varphi + \delta), \quad (1)$$

где  $r$  — эксцентриситет эксцентрика;

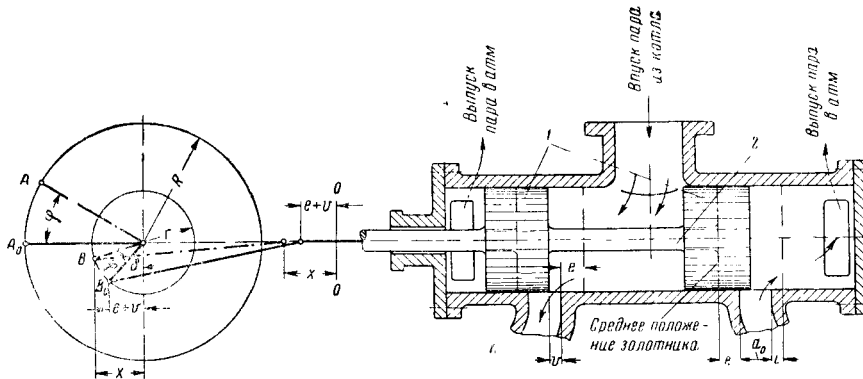
$\delta$  — угол опережения;

$\varphi$  — угол поворота главного кривошипа.

Движение золотника, создаваемое любым кулисным или рычажным механизмом при постоянной степени наполнения, эквивалентно движению, создаваемому простым эксцентриковым механизмом

## ЗОЛОТНИКОВЫЕ ДИАГРАММЫ

Перемещения золотника графически изображают полярной диаграммой (фиг. 3), на которой перемещения золотника  $x$  отложены как радиусы-векторы, совпадающие по направлению с главным кривошипом. Таким образом, полярная диаграмма связывает пе-



Фиг. 2. Элементы цилиндрического золотника и эксцентрика: 1 — золотниковые диски; 2 — золотниковый шток;  $a_0$  — ширина парового канала (парового окна) цилиндра;  $e$  — перекрыша впуска;  $i$  — перекрыша выпуска;  $v$  — линейное предварение впуска;  $r$  — радиус эксцентрика;  $\delta$  — угол опережения;  $\varphi$  — угол поворота главного кривошипа;  $x$  — перемещение золотника;  $R$  — радиус кривошипа

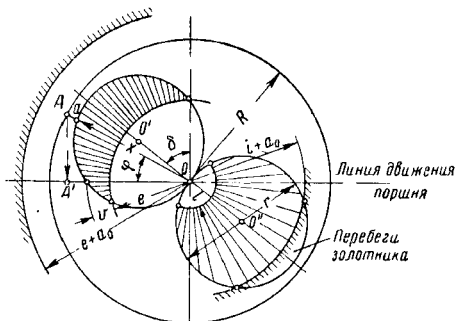
цилиндра  $a_0$  со стороны впускной (внутренней) кромки на величину  $e$  — перекрышу впуска и со стороны выпускной (внешней) кромки на величину  $i$  — перекрышу выпуска (фиг. 2).

При смещении из среднего положения золотник открывает доступ пара в одну из

ремещение золотника с углом поворота главного кривошипа  $\varphi$ . Выражение (1) есть уравнение геометрического места концов радиусов-векторов и представляет собой уравнение двух соприкасающихся окружностей, описанных на отрезке  $r$ , как на диаметре около центров, лежащих на одной прямой.

Если центральная прямая  $O'O''$  расположена под углом  $\delta$  (фиг. 3) к перпендикуляру на линию движения поршня, проходящему через точку касания обеих окружностей, то хорда  $Oa$ , отсекаемая на луче  $OA$ , представляет собой перемещение золотника, соответствующее углу поворота главного кривошипа  $\varphi$ .

Верхняя окружность диаграммы (при внутреннем впуске пара) определяет смещение золотника из среднего положения влево —



Фиг. 3. Полярная золотниковая диаграмма

открытие окна для впуска, нижняя вправо — открытие окна для выпуска (фиг. 2).

Окружности радиусов  $e$  и  $i$ , проведённые из центра  $O$ , определяют величины открытия окон при впуске и выпуске, измеряемые отрезками хорды между золотниковыми окружностями и окружностями  $e$  и  $i$  (на фиг. 3 показано радиальной штриховкой). Отклонения золотника за пределы окружностей  $e + a_0$  и  $i + a_0$  называют перебегами ( $a_0$  — ширина парового окна).

Окружность радиуса  $R$  (в масштабе радиус кривошипа) с центром  $O$  является окружностью кривошипа. Перемещение поршня определяется проектированием точки пересечения луча с данной окружностью (точка  $A$ ) на линию движения поршня. Отсюда легко усматривается связь полярной и индикаторной диаграмм (фиг. 4) и определяются фазы пароваспределения.

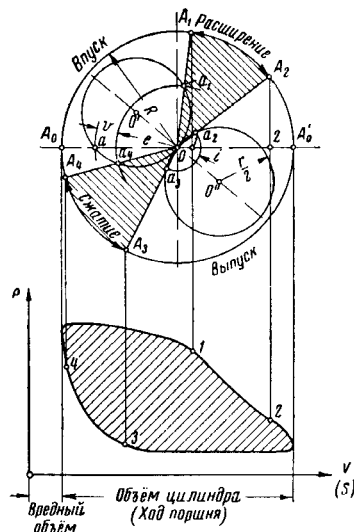
Для учёта конечной длины шатуна полярную золотниковую диаграмму строят с поправкой Брикса, заключающейся в том, что обе золотниковые окружности параллельно перемещаются в сторону кривошипа машины на величину  $R^2 : L$ , откладываемую в масштабе радиуса кривошипа по линии движения поршня ( $R$  — радиус кривошипа,  $L$  — длина шатуна).

В этом случае лучи, соответствующие углу поворота кривошипа, проводят из нового, смещённого центра.

Учесть влияние длины эксцентриковой тяги в полярной диаграмме не представляется возможным.

По известным величинам  $r$ ,  $e$ ,  $v$  и  $i$  золотниковая диаграмма позволяет найти все фазы парораспределения. В этом случае диаграмму строят следующим образом. От точки пересечения двух взаимно перпендикулярных прямых  $O$  (фиг. 4) откладывают в масштабе влево расстояние  $e + v$  до точки  $a$ .

Двумя засечками радиусом  $0,5 r$  из точек  $O$  и  $a$  находят центр верхней золотниковой окружности  $O'$ . На прямой  $O'O$  симметрично наносят центр  $O''$ . Из этих центров описывают золотниковые окружности радиусом  $0,5 r$ . Из центра  $O$  описывают в том же масштабе окружности радиусами  $e$  и  $i$ , а также в меньшем



Фиг. 4. Связь полярной и индикаторной диаграмм

масштабе окружность кривошипа  $R$ . Продолжая луч  $Oa_1$  до пересечения с окружностью  $R$ , получаем точку  $A_1$ , проектируя которую на линию движения поршня, получим положение поршня в момент отсечки — точка  $I$ . При заданной степени наполнения  $s$  и элементах золотника  $e, v, i$  по золотниковой диаграмме определяется теоретический ход золотника и радиус эксцентрика (см. пример).

Для практических целей вместо построения золотниковых диаграмм по заданным элементам золотника удобно пользоваться вытекающими из них расчётными соотношениями. Вводя дополнительные обозначения:

$a$  — открытие окна при впуске,

$a_{cp}$  — среднее открытие окна при впуске,

$a_{\max}$  — максимальное открытие окна при впуске,

$a_0$  — открытие окна при выпуске,

$\varphi_e$  — угол поворота кривошипа, соответствующий моменту отсечки — угол впуска,

$\varphi$  — угол поворота кривошипа,

ПОЛУЧИМ

$$a = (e + v) \cos \varphi + \\ + \sin \varphi \left[ \frac{e}{\sin \varphi_e} - (e + v) \operatorname{ctg} \varphi_e \right] - e$$

ИЛИ

$$a = eF. \quad (2)$$

Здесь

$$F = \left\{ \left( 1 + \frac{v}{e} \right) \cos \varphi + \frac{1}{\sin \varphi_\varepsilon} \left[ 1 - \left( 1 + \frac{v}{e} \right) \cos \varphi_\varepsilon \right] \sin \varphi - 1 \right\};$$

$$a_{cp} = \frac{e}{\varphi_\varepsilon} \int_0^{\varphi_\varepsilon} F d\varphi =$$

$$= e \left[ \left( 2 + \frac{v}{e} \right) \frac{1 - \cos \varphi_\varepsilon}{\varphi_\varepsilon \sin \varphi_\varepsilon} - 1 \right]; \quad (3)$$

$$a_{\max} = \left[ e \left( 1 - \cos \frac{\varphi_\varepsilon}{2} \right) + \frac{v}{2} \right] \frac{1}{\cos \frac{\varphi_\varepsilon}{2}}; \quad (4)$$

$$a_\theta = (e + v) \cos \varphi + \sin \varphi \left[ \frac{e}{\sin \varphi_\varepsilon} - (e + v) \operatorname{ctg} \varphi_\varepsilon \right] - i; \quad (5)$$

при  $0 \leq a_\theta \leq a_0$

$$r = \frac{e}{\cos \frac{\varphi_\varepsilon}{2}} \left( 1 + \frac{v}{2e} \right); \quad (6)$$

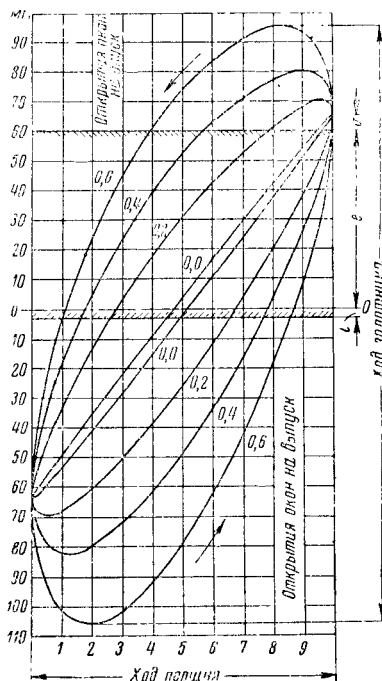
$$\cos \varphi_\varepsilon = 1 - 2\varepsilon, \quad (7)$$

где  $\varepsilon$  — в долях хода поршня.

Полярная золотниковая диаграмма не даёт вполне точных результатов (так как не учитывает конечную длину тяг эксцентриковых, кулисных или рычажных механизмов) и служит для предварительного проектирования и приближённой оценки парораспределительных механизмов.

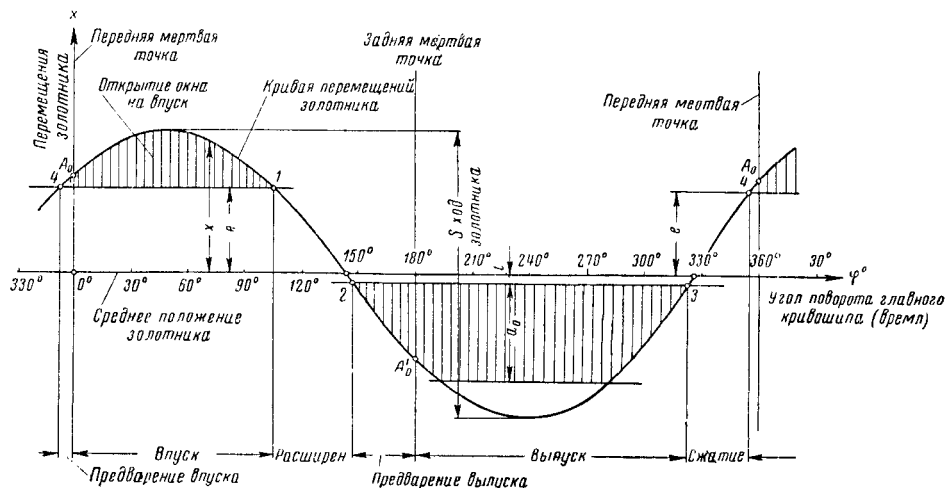
Перемещения золотника, построенные в зависимости от перемещения поршня, дают эллиптическую диаграмму (фиг. 5). На этой диаграмме по горизонтали отложены перемещения поршня, а по вертикали — смещения золотника из среднего положения.

Эллиптическая диаграмма может быть снята с действительного механизма, а также построена для проектируемого механизма с учётом конечной длины его элементов. Поэтому эллиптическую диаграмму широко применяют при рабочем проектировании паровозных парораспределительных механизмов.



Фиг. 5. Эллиптическая диаграмма

Перемещения золотника, построенные в зависимости от угла поворота главного кривошипа в прямоугольных координатах, образуют гармоническую диаграмму (фиг. 6), удобную для теоретического исследования механизма.

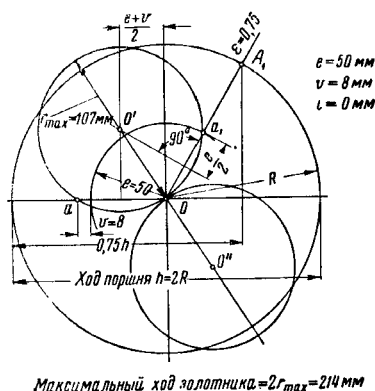


Фиг. 6. Гармоническая диаграмма

**Пример.** Определить радиус эксцентрика и максимальный (теоретический) ход золотника для парораспределительного механизма со следующими данными:

$$\varepsilon_{\max} = 0,75; \quad e = 50 \text{ мм}; \quad v = 8 \text{ мм}; \quad i = 0 \text{ мм}.$$

Для определения радиуса эксцентрика  $r$  и наибольшего хода золотника строят круговую золотниковую диаграмму для максимальной степени наполнения. Порядок построения следующий: в произвольном масштабе проводится окружность кривошипа  $R$  (фиг. 7). Определяют положение кривошипа (луч  $OA_1$ ), соответствующее моменту отсечки.



Фиг. 7. Определение максимального хода  
золотника

В определённом масштабе откладывается отрезок  $Oa$ , равный  $e + v$ , к середине которого восстанавливается перпендикуляр. На луче  $OA_1$  радиусом  $e$  из центра  $O$  делается засечка (точка  $a_1$ ). К середине хорды  $Oa_1$  восстанавливается перпендикуляр, который продолжается до пересечения с перпендикуляром от линии движения поршня — точка  $O'$ . Из точки  $O'$  — центра золотниковой окружности — проводится золотниковая окружность, проходящая через точки  $O$ ,  $a$ ,  $a_1$ . Диаметр золотниковой окружности равен радиусу эксцентрика  $r$ .

## РАСЧЁТ ЗОЛОТНИКА

Диаметр золотника —  $d_3$  выбирается на основании расчёта удельного время-сечения<sup>1</sup> и сравнения его со значениями для существующих паровозов. Ориентировочно диаметр золотника можно наметить в зависимости от диаметра цилиндра из соотношения  $\frac{d_3}{d} = 0,45 \div 0,65$ , выработанного практикой паровозостроения (см. обозначения).

Обозначим:

 $d_3$  — диаметр золотника в м;

$d_{II}$  — диаметр цилиндра в м;

$h$  — ход поршня в м;

$D$  — диаметр движущих колёс в м;

<sup>1</sup> Подробный анализ процессов впуска и выпуска пара показывает, что мятие пара в окнах золотника определяется значением удельного времясечения.

$V$  — скорость паровоза в км/час;

 $\omega$  — угловая скорость кривошипа;

$\tau$  — время;

$\beta$  — коэффициент сужения паровпускных окон рёбрами золотниковой втулки, равный  $0,65 \div 0,75$ ;

$f_x$  — площадь открытия золотниковых окон в  $\text{м}^2$ , равная  $\pi d_3 \beta a$ ;

$V_{ц}$  — рабочий объем цилиндра в  $m^3$ , рав-  
ный  $0,785 d^2 h$ ;

$V_{\tau_i}$  — объём цилиндра в момент отсечки  
в  $m^3$ , равный  $\epsilon V_{\text{ц}}$ .

Удельным время-сечением называют выра-

$$A = \frac{\int_{\tau_1}^{\tau_2} f_x d\tau}{V_{\tau_2}}. \quad (8)$$

Здесь  $\int_{\tau_1}^{\tau_2} f_A d\tau$  — интеграл время-сечение для периода выпуска, представляющий графически площадь под кривой открытия окна в функции времени.

Так как

$$d\tau = \frac{1}{\omega} d\varphi,$$

TO

$$\int_{\tau_1}^{\tau_2} f_x d\tau = \frac{1}{\omega} \int_{\varphi=0}^{\varphi=\varphi_2} f_x d\varphi = \frac{\pi d_3 \beta e}{\omega} \int_0^{\varphi_2} F d\varphi.$$

Замечая, что

$$\int_0^{\varphi_e} F d\varphi = \varphi_e \left[ \left( 2 + \frac{v}{e} \right) \frac{1 - \cos \varphi_e}{\varphi_e \sin \varphi_e} - 1 \right]$$

11

$$\omega = \frac{V}{1.8 D},$$

после некоторых преобразований получим следующее выражение для  $A$ :

$$A = 7,2 \beta \frac{d_3 e D}{d_u^3 h^2} \varphi_s \times \left[ \left( 2 + \frac{v}{e} \right) \frac{1 - \cos \varphi_s}{\varphi_s \sin \varphi_s} - 1 \right] \frac{1}{V}. \quad (9)$$

Значения  $\varphi_{\text{в}}$  и  $\frac{1 - \cos \varphi_{\text{в}}}{\varphi_{\text{в}} \sin \varphi_{\text{в}}}$  для различных отсечек приведены в табл. 1.

Переноса в левую сторону V, получим справа безразмерную величину, которую можно назвать конструктивной характеристикой парораспределения:

$$AV = 7,2\beta \frac{d_3 De \varphi_{\text{e}}}{d_u^2 h_{\text{e}}} \times$$

$$\times \left[ \left( 2 + \frac{\nu}{e} \right) \frac{1 - \cos \varphi_{\text{e}}}{\sin \varphi_{\text{e}}} - 1 \right], \quad (10)$$

Таблица 1

Значения  $\varphi_\varepsilon$  и  $\frac{1-\cos\varphi_\varepsilon}{\varphi_\varepsilon \sin \varphi_\varepsilon}$  в функции отсечки

$\varepsilon$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
$\varphi_\varepsilon$	0,642	0,925	1,156	1,370	1,570	1,770	1,980
$\varphi_\varepsilon$	36°50'	53°00'	66°20'	78°30'	90°00'	101°30'	113°40'
$\frac{1-\cos \varphi_\varepsilon}{\varphi_\varepsilon \sin \varphi_\varepsilon}$	0,519	0,541	0,565	0,597	0,637	0,693	0,772

Таблица 2

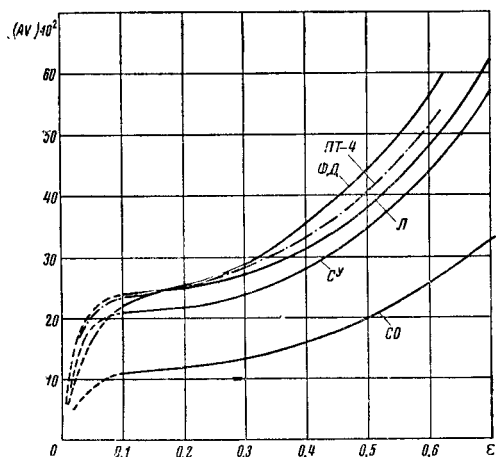
Конструктивные характеристики парораспределения некоторых паровозов

Паровоз		Конструктивная характеристика AV						
серия	тип	$\varepsilon=0,1$	$\varepsilon=0,2$	$\varepsilon=0,3$	$\varepsilon=0,4$	$\varepsilon=0,5$	$\varepsilon=0,6$	$\varepsilon=0,7$
ФД	1-5-1	0,220	0,255	0,286	0,355	0,440	0,567	—
Л	1-5-0	0,240	0,250	0,270	0,318	0,380	0,475	0,620
СО	1-5-0	0,110	0,120	0,133	0,162	0,198	0,248	0,326
СУ	1-3-1	0,210	0,215	0,240	0,288	0,350	0,442	0,572
ПТ-4*	0-4-0	0,236	0,254	0,283	0,340	0,408	0,515	—

\* Колея 750 мм.

Для данного паровоза конструктивная характеристика парораспределения AV зависит только от степени наполнения  $\varepsilon$ .

При заданной отсечке удельное время-сечение обратно пропорционально скорости движения паровоза. В табл. 2 и на фиг. 8



Фиг. 8. Конструктивные характеристики ряда паровозов

приведены значения AV, а в табл. 3 — значения A для ряда паровозов.

Бóльшие значения AV и A указывают на лучшую пропускную способность парораспределения.

Таблица 3

Величины удельных время-сечений для некоторых паровозов

Паровоз		Удельное время-сечение A	
серия	тип	$V=30 \text{ км/час}; \varepsilon=0,5$	$V=60 \text{ км/час}; \varepsilon=0,3$
ФД	1-5-1	$1,47 \cdot 10^{-2}$	$0,477 \cdot 10^{-2}$
Л	1-5-0	$1,27 \cdot 10^{-2}$	$0,450 \cdot 10^{-2}$
СО	1-5-0	$0,66 \cdot 10^{-2}$	$0,222 \cdot 10^{-2}$
СУ	1-3-1	$1,17 \cdot 10^{-2}$	$0,400 \cdot 10^{-2}$
ПТ-4*	0-4-0	$1,36 \cdot 10^{-2}$	$0,472 \cdot 10^{-2}$

\* Колея 750 мм.

Формулы (9) и (10) используют для расчёта диаметра золотника и исследования различных комбинаций его элементов. Выбор диаметра золотника должен быть увязан с выбором его параметров.

#### Выбор параметров золотника

При назначении параметров золотника  $e$ ,  $v$  и  $i$  стремятся обеспечить наилучшую пропускную способность золотника (бóльшие A) и максимальный коэффициент индикаторного давления. Изменение  $e$ ,  $v$  и  $i$  меняет соотношение фаз индикаторной диаграммы.

В табл. 4 приведены значения параметра парораспределения для ряда паровозов.

Для современных мощных паровозов перекрыши впуска  $e$  выбирают в пределах 50÷70 мм.

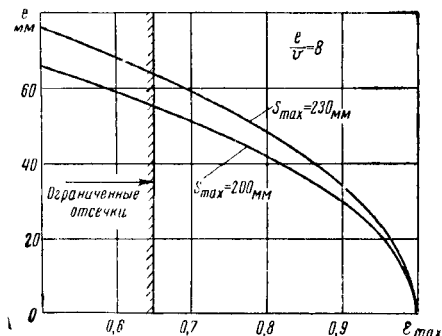


При больших  $\epsilon$  увеличивается значение  $A$ , но одновременно увеличивается и ход золотника  $S = 2r$ .

Ограничением для  $\epsilon$  служит наибольший ход золотника, который можно реализовать при кулисном механизме.

Размеры обычных кулисных механизмов Вальсхерта без ходоувеличителей допускают, как показала практика, наибольший ход золотника  $220 \div 230$  мм. (Имеются случаи, когда максимальный ход золотника в механизмах с ходоувеличителем достигал 270 мм.) Увеличение хода сверх указанного предела заметно ухудшает условия работы кулисного механизма. Кроме того, завышенный ход золотника ведёт к усиленному износу уплотняющих колец и золотниковых втулок.

При заданной величине наибольшего хода золотника  $S_{\max}$  и выбранном линейном предварении  $v$  величина перекрыши впуска  $e$  зависит от принятой наибольшей степени наполнения  $\epsilon_{\max}$ . На фиг. 9 дана зависимость



Фиг. 9. Зависимость величины перекрыши впуска от наибольшей степени наполнения

величины перекрыши впуска от наибольшей степени наполнения при одинаковом наибольшем ходе золотника 200 и 230 мм. С уменьшением  $\epsilon_{\max}$  увеличивается  $e$ . Если  $\epsilon_{\max} < 0,65$ , то получаем механизм с так называемой «ограниченной отсечкой». Максимальная отсечка должна выбираться для обеспечения

трогания паровоза с места в пределах  $0,7 \div 0,75$ .

При исчерпанном ходе золотника увеличение паровых проходов (время-сечения) возможно лишь за счёт увеличения диаметра золотника или за счёт применения ограниченной отсечки.

Линейное предварение впуска  $v$  выбирают в пределах  $4 \div 8$  мм (для машин простого расширения).

В машинах компаунд линейное предварение достигает  $12 \div 15$  мм.

При увеличении  $v$  происходит также увеличение  $A$ , особенно заметное при малых наполнениях (фиг. 8). Выбор величины линейного предварения впуска ограничивается допустимой величиной противопарного хода. Угол противопарного хода (угол предварения впуска) допускается не более  $15 \div 16^\circ$  при  $\epsilon = 0,35$ . Для пассажирских паровозов, работающих на сравнительно меньших наполнениях и на высоких скоростях, принимают большие значения линейного предварения впуска.

Перекрыша выпуска  $i$  изменяется обычно в пределах  $\pm 3$  мм. Влияние её на экономичность машины сравнительно невелико. Во многих случаях перекрышу выпуска принимают равной 0. Выбор величины  $i$  необходимо увязывать со степенью сжатия. Для скоростных паровозов применяются отрицательные перекрыши.

#### Выбор ширины окна золотниковой втулки $a_0$

Ширину окна золотниковой втулки  $a_0$  определяют по среднему значению открытия окна на выпуск из соотношения

$$a_0 = \frac{\left(\frac{1}{2} S_{\text{наиб}} \pm i\right) + \left(\frac{1}{2} S_1 \pm i\right)}{2},$$

где  $S_{\text{наиб}}$  — наибольший ход золотника;  
 $S_1$  — ход золотника при  $\epsilon = 0,1$ .

Таблица 4

Параметры парораспределения некоторых паровозов

Паровоз		$V_{\max}$	$D$	$h$	$d$	$d_1$	$\epsilon_{\max}$	$\beta$	$a_0$	$e$	$v$	$i$
серия	тип											
ФД СО Л Ев	1-5-1	85	1 500	770	670	330	0,60	0,7	80	60	5,0	+3,0*
	1-5-0	80	1 320	700	650	250	0,75	0,65	52	35	4,0	-2,5
	1-5-0	10	1 500	800	650	300	0,70	0,7	70	50	7,0	0,0
	1-5-0	75	1 320	711	635	305	0,80	0,72	44,5	31,75	4,76	0,0
Э всех ин-дексов	0-5-0	55	1 320	700	650	250	0,75	0,65	52	35	4,0	-2,5
	СУ	1-3-1	1 850	700	575	250	0,70	0,65	53	34	4,0	-2,0
Коломенского завода	2-3-2	160	2 000	700	580	300	0,65	0,7	65	50	7,0	0,0
	ИС	1-4-2	170	1 850	770	670	0,60	0,7	80	60	5,0	0
С	1-3-1	120	1 830	700	550	250	0,80	0,65	52	33	4,0	0
	ПТ-4**	0-4-0	35	600	300	285	0,70	0,6	27	23	3,0	0

\* Для ФД-20; для ФД-21  $i = 0$ .

\*\* Колея 750 мм.

## КУЛИСНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Кулисные механизмы применяют для изменения наполнения цилиндров и перемены хода паровоза.

Кулисные механизмы сообщают золотнику перемещения, необходимые для нормальной работы паровой машины, аналогично простому эксцентрику. Поэтому к исследованию кулисных механизмов применима полярная золотниковая диаграмма. Перемещение золотника

$$x = r \sin(\delta + \varphi) = r_1 \cos \varphi + r_2 \sin \varphi,$$

где

$$\begin{aligned} r_1 &= r \sin \delta; \\ r_2 &= r \cos \delta \end{aligned}$$

можно рассматривать как суммарное перемещение золотника от двух взаимодействующих эксцентриков  $r_1$  и  $r_2$ . Здесь  $r$  — радиус результирующего эксцентрика, а  $r_1$  и  $r_2$  — составляющие эксцентрики (из полярной золотниковой диаграммы на фиг. 3 видно, что  $r_1 = r \sin \delta$  и  $r_2 = r \cos \delta$  являются проекциями эксцентрика  $r$  на оси  $ox$  и  $oy$ ).

По способу образования результирующего эксцентрика все кулисные механизмы разбивают на две группы.

Кулисы первой группы (Стефенсон, Аллан, Гуч и др.) имеют в своём составе два составляющих эксцентрика переднего и заднего хода с острыми углами опережения.

В кулисах второй группы (Вальсхерт, Савельев, Джой и др.) составляющие эксцентрики расположены под прямым углом (так называемые ортогональные кулисы). В этих кулисах эксцентрик  $r_1$ , дающий перемещения, пропорциональные  $\cos \varphi$ , смещает золотник в мёртвых точках ( $\varphi = 0^\circ$ ;  $180^\circ$ ) на величину  $x_1 = \pm(e + v)$  и называется эксцентриком опережения.

Обозначим:

- $R$  — радиус кривошипа;
- $r_0$  — радиус контркривошипного круга;
- $u$  — положение камня в кулисе при данной отсечке;
- $c$  — расстояние от точки захвата кулисы до центра качания её;
- $l_1$  — короткое плечо маятника;
- $l_2$  — полная длина маятника.

(Остальные размеры понятны из схемы.)

Перемещения, пропорциональные  $\cos \varphi$  (эксцентрик опережения), золотник получает от главного кривошипа.

Перемещения кулака, равные  $R \cos \varphi$ , передаются через поводок и маятник золотнику, который смещается на величину

$$x_1 = R \frac{l_1}{l_2} \cos \varphi$$

(конечной длиной тяг пренебрегаем). Величина

$$R \frac{l_1}{l_2} = (e + v) = r_1$$

определяет эксцентрик опережения.

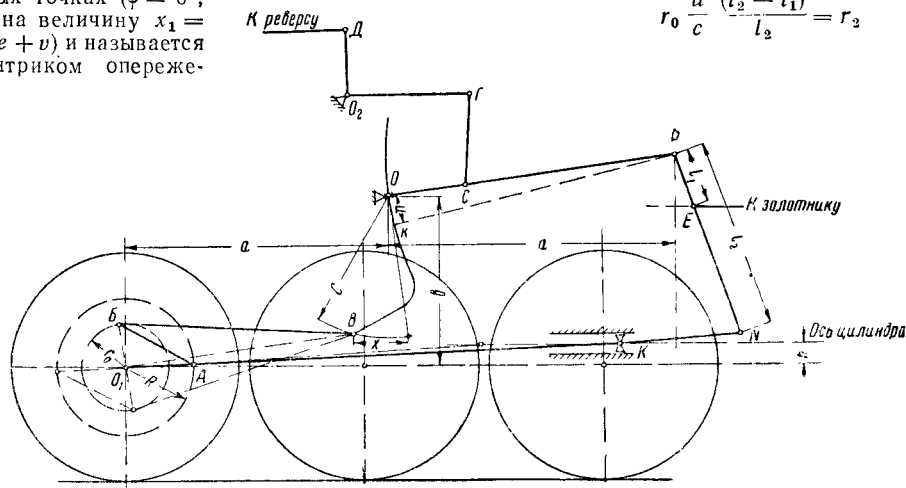
В механизме Вальсхерта эксцентрик опережения не меняется и механизм даёт постоянное линейное предварение впуска при всех отсечках.

Перемещения, пропорциональные  $\sin \varphi$  (эксцентрик отсечки), золотник получает от контркривошипа, кулисы и маятника:

$$x_2 = r_0 \frac{u}{c} \frac{l_2 - l_1}{l_2} \sin \varphi.$$

Величина

$$r_0 \frac{u}{c} \frac{(l_2 - l_1)}{l_2} = r_2$$



Фиг. 10. Схема парораспределительного механизма Вальсхерта

Эксцентрик  $r_2$ , дающий перемещения, пропорциональные  $\sin \varphi$ , называется эксцентриком отсечки. Совместное действие их равноценно эксцентрику  $r = \sqrt{r_1^2 + r_2^2}$  с углом опережения  $\delta = \arctg r_1/r_2$ .

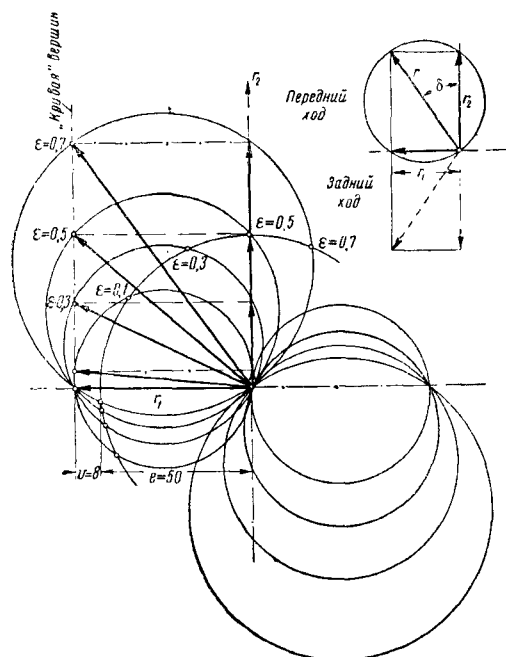
В дальнейшем разбирается кулисный механизм Вальсхерта, получивший преимущественное распространение на паровозах. Схема механизма представлена на фиг. 10.

определяет эксцентрик отсечки, который реализуется в виде контркривошипа, кулисы и маятника. Кулиса является элементом, позволяющим менять величину эксцентрика отсечки  $r_2$  путём перестановки кулисного камня (меняется  $u$ ) и угла заклинивания его. Если при переднем ходе и внутреннем впуске кулисный камень находится внизу кулисы ( $+u$ ), то контркривошип делается отстающим, а угол опережения эксцентрика отсечки  $\delta_2 = 180^\circ$

(для машины без дезаксиальности). Угол опережения для эксцентрика опережения  $\delta_1 = 270^\circ$  (при внутреннем впуске). Перестановка камня вверх кулисы меняет угол опережения  $\delta_2$  на  $180^\circ$  и вызывает перемену хода машины с переднего на задний. Результирующий (фиктивный) эксцентрик определяется геометрическим сложением составляющих эксцентриков. Пример подобного построения результирующего эксцентрика приведен на фиг. 11 для следующих данных:  $e = 50$  мм;  $v = 8$  мм;  $i = 0$ ;  $\epsilon_{\max} = 0,7$ .

Эксцентрик отсечки изменяется в интервале  $r_2 = 0 \div 80$  мм, эксцентрик опережения постоянен (58 мм).

Наибольший ход золотника  $S_{\text{нап}} = 200$  мм. Так как  $r_1 = \text{const}$ , то концы суммарных эксцентриков лежат на прямой, которая носит



Фиг. 11. Построение результирующего эксцентрика

название вершинной прямой. По известной величине  $r_2$ , а также величинам  $l_1$  и  $l_2$  выбирают значение  $u$ ,  $c$  и  $r_0$ ;  $r_0$  обычно принимают в пределах  $0,5 \div 0,65 R$ .

При составлении общей схемы и назначении отдельных размеров кулисного механизма необходимо придерживаться следующих практических правил. Угол отклонения кулисы от среднего положения не должен превышать  $22^\circ$ . Для выравнивания углов отклонения точку захвата кулисы  $B$  смещают на величину  $x \approx \frac{b}{a} \sqrt{b^2 - (O_1 B)^2}$  (фиг. 10). Кулиса должна располагаться примерно посередине между маятником и ведущей осью.

Окончательное положение кулисы определяется конструктивно возможным расположением точки подвеса после построения эпюр парораспределения. При выборе размера  $b$

стремятся к тому, чтобы при среднем положении кулисного камня радиальная тяга располагалась параллельно линии, соединяющей центр ведущей оси  $O_1$  с точкой захвата кулисы  $B$  при среднем положении последней ( $O_1 B \parallel OP$ ). Линия  $O_1 B$ , определяющая угол заклинивания контркривошипа, для аксиального механизма должна быть перпендикулярна линии  $O_1 B$ . При дезаксиальном механизме угол между  $O_1 B$  и  $O_1 V$  отличен от  $90^\circ$ . Для уменьшения влияния конечной длины (наклона) ведущего дышла подбирают длину поводка так, чтобы среднее его положение было горизонтальным, а получающаяся разность между длиной поводка и проекцией его на горизонталь в крайних положениях равнялась  $L(1 - \cos \beta)$ , где  $L$  — длина ведущего дышла, а  $\beta$  — угол наклона ведущего дышла при среднем положении поршня. Окончательно все точки подвешивания, а также размеры парораспределительного механизма устанавливают при построении эпюр парораспределения. Для этого в масштабе вычерчивают весь механизм по предварительно намеченным размерам его отдельных звеньев. Ход ползуна (фиг. 12) делим на 10 равных частей (точки  $П_0, П_1, \dots, П_{10}$ ) и находим соответствующие положения кривошипа ( $A_0, A_1, \dots, A_{10}$ ) для движения поршня вперед и назад, контркривошипа ( $B_0, B_1, \dots, B_{10}$ ), точки захвата кулисы ( $B_0, B_1, \dots, B_{10}$ ), точки кривизны кулисы при качании её скользит по дуге радиуса  $OP$  с центром в точке  $O$ . Так как треугольник  $OBP$  остаётся неизменным (жёстким), то засечками из точек  $B_0, B_1$  и т. д. радиусом  $BP$  на дуге находят соответствующие положения центра кривизны кулисы  $P_1, P_2$  и т. д. и вычерчивают положения кулисы. От среднего положения маятника (точка  $E_0$  на линии движения золотника) откладывают величины перекрыши впуска — точки  $E_1$  и  $E_2$ . Из точек  $E_1$  и  $E_2$  радиусами  $l_1$  и  $(l_2 - l_1)$  проводят дуги  $n'n', n''n'', m'm'$  и  $m''m''$ .

Для хода поршня назад нижний конец маятника находится на пересечении дуги  $n'n'$  с дугами, описанными из точек  $T_0, T_1$  радиусом, равным длине поводка, а для хода поршня вперед — на дуге  $n''n''$ . Положения верхних концов маятника (точки 2; 4; 6; ...; 12; 14; 16 и т. д. на дугах  $m'm'$  и  $m''m''$ ) определяются пересечением (в случае прямолинейного маятника) прямых, проходящих через точки  $E_1, E_2$  и точки (2; 4; 6; ...; 12; 14; 16 и т. д.) на дугах  $n'n'$  и  $n''n''$  соответственно. Положение кулисного камня в кулисе находится пересечением соответствующей дуги кулисы с дугой радиуса  $OP$  (точки  $k_1, k_2$  и т. д.), проведённой из соответствующей точки  $m_i$ .

Соединяя точки  $k_i$  с  $m_i$ , получаем соответствующие положения радиальной тяги.

Намечая положение точки  $C$  на радиальной тяге, определяем геометрическое место этих точек при различных отсечках для обоих отклонений кулисы как на передний, так и на задний ход. Из точек  $C_i$  для однозначных отсечек радиусом, равным длине подвески, делаем засечки, которые дадут точки  $G_i$ , определяющие положение верхних точек подвески при равенстве отсечек в передней и задней полостях цилиндра. Верхняя точка подвески  $G$  может перемещаться только по

окружности  $O_2G$ , поэтому величину  $O_2G$  и положение точки  $O_2$  надо выбрать с тем расчётом, чтобы дуга радиусом  $O_2G$  проходила через возможно большее число точек  $G_i$ .

Окончательная оценка запроектированного парораспределения производится по эллиптическим диаграммам. Для построения последних используется эпюра парораспределения.

При этом применяют модель части кинематической схемы механизма—модель Раевского (фиг. 12, а). Точку  $G$  прибора закрепляют на дуге, описанной из центра  $O_2$  радиусом  $O_2G$ , для каждой отсечки. Отсечка определяется по положению точки  $K$  в кулисе. Располагаем точку  $K$  модели на дуге кулисы, соответствующей данному положению поршня, точку  $T$  — в соответствующей точке кулака. Тогда точка  $E$ , располагаемая на линии движения золотника, определит перемещение золотника от среднего положения.

Повторяя эти построения для каждого положения поршня, получим перемещения золотника в зависимости от хода поршня.

Изменяя размеры отдельных звеньев механизма, можно добиться удовлетворительного равенства отсечек и одновременно равенства открытия окон для задней и передней полостей цилиндра. При достижении такого положения проектирование кулисного механизма можно считать законченным. Помимо изменения размера отдельных звеньев, для улучшения парораспределения применяют смещение точки захвата кулисы с её дуги, изгиб маятника [11 и 17].

В табл. 5 приведены размеры парораспределительных механизмов основных серий паровозов наших дорог. На фиг. 14 приведён механизм паровоза СУ с ходоувеличителем (по предложению инж. Патлых), который позволяет при сохранении плеча захвата кулисы и незначительном уменьшении её радиуса получить больший ход золотника, а следовательно, и большие открытия окон.

### КОНСТРУКЦИИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗОЛОТНИКОВ

Цилиндрические золотники делятся на две группы: жёсткие, у которых диски закреплены на штоке, и раздвижные системы И. О. Трофимова, у которых золотниковые диски могут смещаться. Жёсткие золотники могут быть с контрштоками и без них. Жёсткие золотники без контрштоков выполняют с широкими опорными чугунными кольцами 1 (фиг. 15), воспринимающими на себя вес золотника.

Для лучшего уплотнения применяются пружинящие кольца 2. Средняя трубчатая часть служит для перепуска части выхлопного пара. Выхлоп происходит через оба выхлопных канала. Гидродинамическая эффективность подобной конструкции ничтожна и создаёт лишь осложнение конструкций. Сточки зрения износа золотники без контрштоков нецелесообразны. Исследования показывают, что втулки и кольца этих золотников изнашиваются значительно быстрее, чем у золотников с контрштоками, где вес золотника воспринимается втулкой контрштока и направляющей золотникового штока.

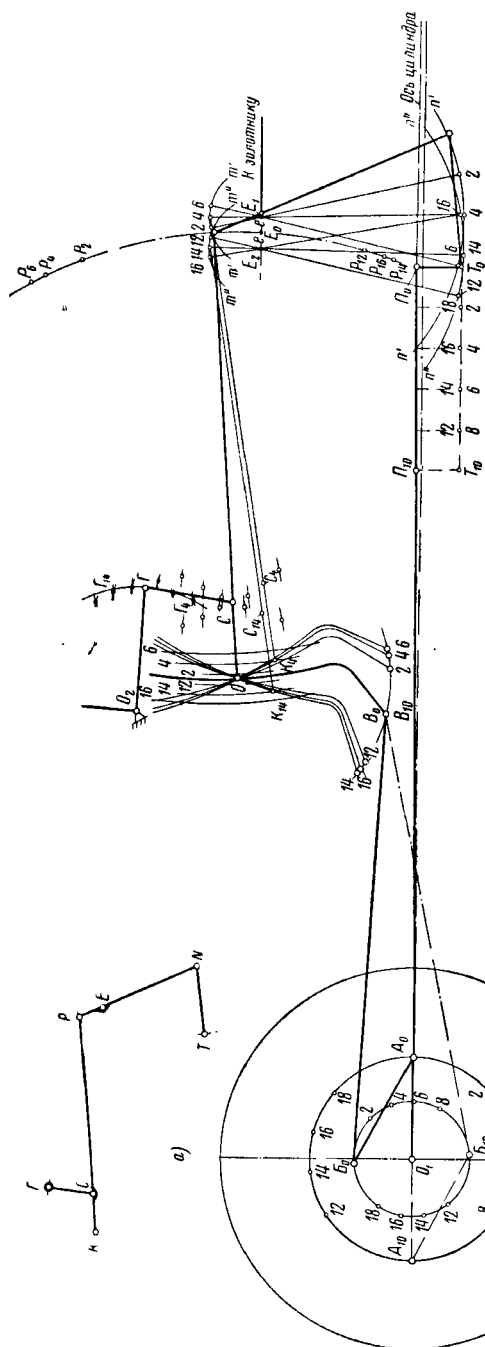
Таблица 5

Размеры парораспределительных механизмов ряда паровозов (См. схему фиг. 13)

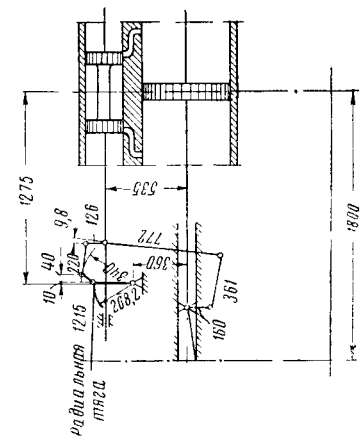
Паровоз		Размеры в мм													
		а	б	в	г	д	е	ж	з	и	к	л	м	н	о
серия	тип	а	б	в	г	д	е	ж	з	и	к	л	м	н	о
ФД Л СО Е Э всех индекс- ного за- ского	1-5-1	450	456,5	1 710	650	209,75	265	1 800	150	742	15	544	0	670	50
	1-5-0	450	470,5	1 764,6	600	250,5	300	1 750	145	857	0	524	175	610	20
	1-5-0	320	403	1 761	450	0	200	1 550	110	290	0	493	290	570	0*
	1-5-0	371,5	413	1 600,3	517,5	160,5	228,5	1 676,5	79,4	693,7	0	530,7	290	635	51
	0-5-0	320	403	1 761	450	0	200	1 550	110	877,2	0	493	290	570	0*
Коломен- ского за- вода	2-3-2	400	411,25	1 587,6	550	225,6	300	2 000	155	797	0	452	180	600	50
	1-4-2	450	452	2 375	650	238,8	355	2 000	150	742	15	544	0	670	50
СУ С	1-2-1	300	405,3	1 317	380	60	145	1 470	94	772	7,3	361	160	535	0
	1-3-1	340	414	1 160	430	119,8	335	1 315	92	778	0	267,5	213	535	0
	0-4-0	180	182,97	872,2	260	60	135	830	70	334	0	202	0	340	130*
ПТ-4**	1-5-1	450	456,5	1 710	650	209,75	265	1 800	150	742	15	544	0	670	50
	1-5-0	450	470,5	1 764,6	600	250,5	300	1 750	145	857	0	524	175	610	20
	1-5-0	320	403	1 761	450	0	200	1 550	110	290	0	493	290	570	0*
	1-5-0	371,5	413	1 600,3	517,5	160,5	228,5	1 676,5	79,4	693,7	0	530,7	290	635	51
	0-5-0	320	403	1 761	450	0	200	1 550	110	877,2	0	493	290	570	0*
ПТ-4**	2-3-2	400	411,25	1 587,6	550	225,6	300	2 000	155	797	0	452	180	600	50
	1-4-2	450	452	2 375	650	238,8	355	2 000	150	742	15	544	0	670	50
	1-2-1	300	405,3	1 317	380	60	145	1 470	94	772	7,3	361	160	535	0
	1-3-1	340	414	1 160	430	119,8	335	1 315	92	778	0	267,5	213	535	0
	0-4-0	180	182,97	872,2	260	60	135	830	70	334	0	202	0	340	130*

\* Оси цилиндров имеют наклон к горизонтالي. Для паровозов серий СО и Э уклон 1/30. Для ПТ-4—уклон ≈ 1/20.

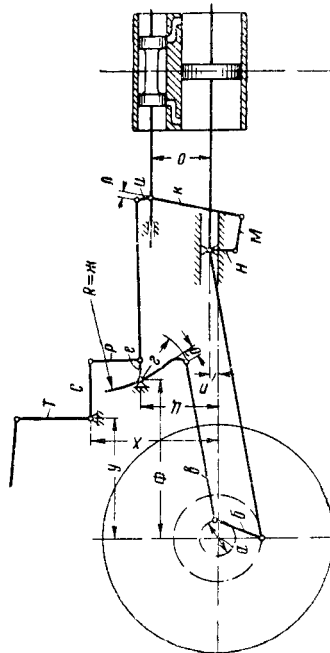
\*\* Для колеи 750 мм.



Фиг. 12. Подвешивание кулисного механизма



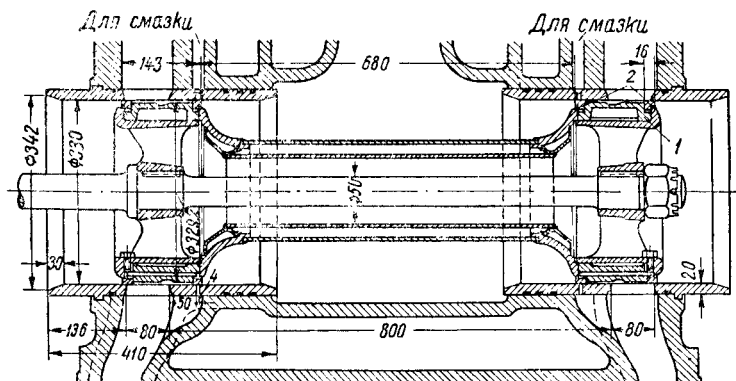
Фиг. 14. Схема парораспределительного механизма паровоза с ходовым увеличителем (предложение инж. Патных)



Фиг. 13. Схема парораспределительного механизма

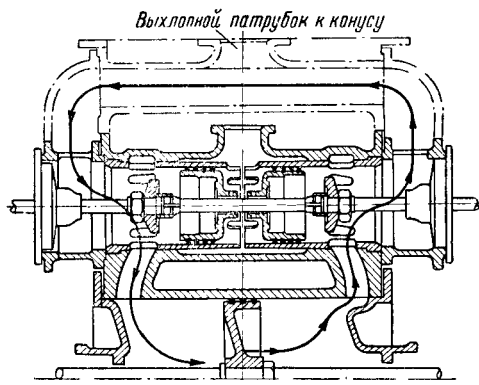
Жёсткие золотники с контрштоками снабжаются узкими разрезными кольцами прямоугольного сечения, служащими только для уплотнения. Материал колец — чугун, близкий по твёрдости к чугуна золотниковой втулки.

Удельное давление (от распора) золотниковых колец принимается  $0,2 \div 0,3 \text{ кг/см}^2$ .

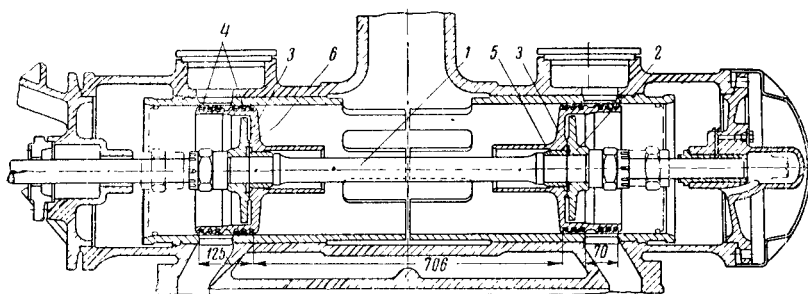


Фиг. 15. Золотник паровоза ФД

На магистральных паровозах широкое распространение получили раздвижные золотники системы И. О. Трофимова, в конструкции которых заложена идея использования их как приборов беспарного хода. Принцип работы этих золотников ясен из схемы фиг. 16, на которой показан беспарный ход. На фиг. 17 представлен раздвижной золотник паровоза



Фиг. 16. Схема работы раздвижных золотников системы И. О. Трофимова



Фиг. 17. Раздвижной золотник паровоза Л: 1 — золотниковый шток; 2 — упорные шайбы; 3 — золотниковые диски; 4 — уплотняющие кольца; 5 — втулки; 6 — посадочный пояс

серии Л. На штоке 1 укреплены упорные шайбы 2, к которым давлением пара (при открытом регуляторе) прижимаются золотниковые диски 3. В отличие от старых конструкций раздвижных золотников посадочный пояс 6 здесь сдвинут к штоку для уменьшения периметра притирки и получения лучшей герметичности за счёт больших удельных давлений. Золотниковые диски снабжены обычными уплотняющими кольцами 4 прямоугольного сечения со ступенчатым замком. Втулки 5, поставленные между шайбами и буртами штока, служат для направления диска при посадке, предохраняют шток от износа и облегчают регулировку предварений впуска.

Раздвижные золотники выполняют только с контрштоками. Износ втулок и колец при раздвижных золотниках в  $6 \div 8$  раз меньше, чем у обычных жёстких золотников без контрштоков [7]. Золотниковые диски выполняют стальными литыми, коваными или штампованными с последующей механической обработкой. Материалы применяют те же, что и для изготовления поршней (см. табл. 6 на стр. 137).

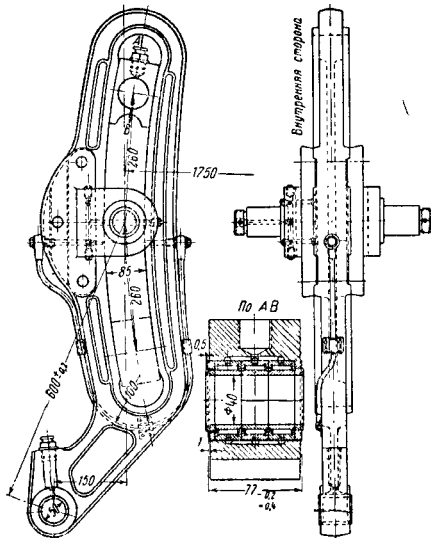
### КОНСТРУКЦИЯ ДЕТАЛЕЙ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Кулисы по конструктивному выполнению разделяются на открытые (фиг. 18) и закрытые (фиг. 19). Закрытую кулису приходится применять обычно при расположении подвески радиальной тяги за кулисой. По весу закрытая кулиса несколько тяжелее открытой. Кулисы, а также кулисные камни и валики изготавливаются обычно из стали Ст. 2 с последующей цементацией и закалкой рабочих поверхностей. Кулисы паровоза Л (фиг. 18) выполняют цельноштампованными (как и другие детали парораспределительного механизма) и облегчённого профиля. Шарнирные соединения деталей парораспределительного механизма выполняют на стальных цементированных втулках и валиках. В последнее время наиболее подвижные соединения выполняют на игольчатых подшипниках (паровоз Л).

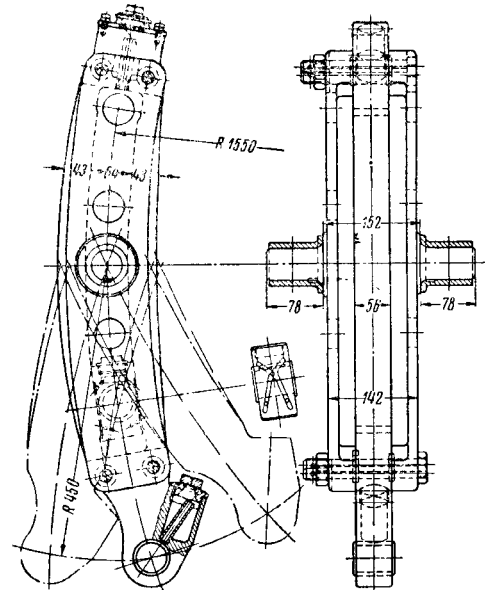
Для изготовления деталей парораспределения (контркривошип, тяги, подвески, маятники) применяют конструкционные стали (Ст. 45 или Ст. 5).

Для перестановки кулисного камня на современных мощных паровозах устанавливают переводные механизмы с пневматическим (или паровым) приводом от так называемого

цилиндра. В золотниковом зеркале распределительной головки имеется три окна. Два крайних из них сообщаются каналами с полостями цилиндра, а среднее — с атмосферой. В нормальном среднем положении золотника оба крайних окна немного приоткрыты. Сжатый воздух из распределительной



Фиг. 18. Кулиса паровоза Л

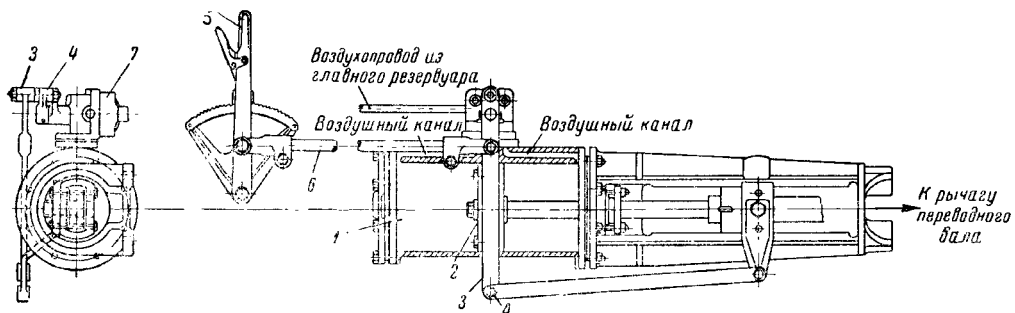


Фиг. 19. Кулиса паровоза ЭМ

сервомотора, выполняющего функции переводного винта. На фиг. 20 представлено общее устройство переводного механизма с сервомотором; последним оборудованы паровозы ФД, ИС и Л. Сервомотор представляет собой цилиндр 1, в котором движется поршень 2 с распределительным

головки поступает в обе полости цилиндра и поршень находится в покое, удерживаемый трением уплотняющих манжет.

К качающемуся рычагу 3 присоединяется также тяга, идущая от переводной рукоятки реверса 5 (с сектором), установленной в будке



Фиг. 20. Переводной механизм с сервомотором: 1—рабочий цилиндр; 2—поршень; 3—качающийся рычаг; 4—кривошип золотника; 5—рукоятка реверса; 6—переводная тяга; 7—распределительное устройство

устройством. Шток поршня, пройдя через сальник, соединяется с ползуном, который в свою очередь соединен тягой с переводным валом и качающимся рычагом 3.

Верхний конец качающегося рычага соединен с кривошипом 4 плоского вращающегося золотника распределительного устройства 7, производящего впуск или выпуск сжатого воздуха из главного резервуара в полости

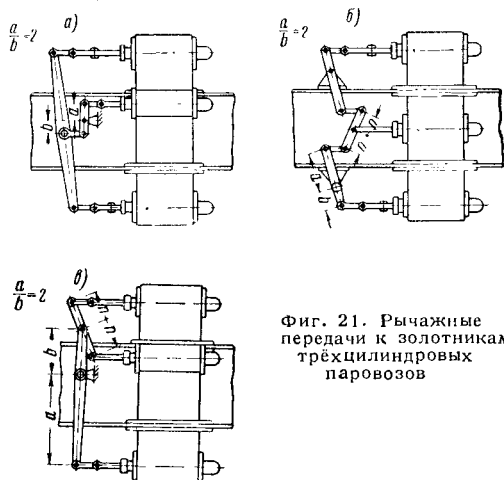
машиниста. На фиг. 20 показано положение механизма, соответствующее положению камня в центре кулисы. Для изменения наполнения машинист переставляет рукоятку реверса на некоторый угол вперед или назад.

При этом тяга 6 отклоняет рычаг 3, который через кривошип 4 поворачивает золотник. Поворот золотника сообщает одну полость цилиндра с атмосферой, давление в ней па

дает и поршень начинает перемещаться. Перемещение это продолжается до тех пор, пока рычаг 3, соединённый с ползуном, не вернёт золотник в исходное положение и давление в обеих полостях не выравняется.

Перемещение поршня вызывает соответствующий поворот переводного вала. Следовательно, определённое положение рукоятки реверса связано с определённым положением поршня и переводного вала, т. е. с определённым наполнением цилиндра.

Парораспределение многоцилиндровых паровозов осуществляется как индивидуальное, от отдельных кулисных механизмов для каждого цилиндра (сочленённые четырёхцилиндровые паровозы и частично трёхцилиндровые



Фиг. 21. Рычажные передачи к золотникам трёхцилиндровых паровозов

паровозы), так и при помощи промежуточных рычажных передач от механизмов внешних цилиндров к золотникам внутренних цилиндров. Схемы таких передач для трёхцилиндровых паровозов приведены на фиг. 21, а, б, в. Парораспределение четырёхцилиндровых паровозов может также осуществляться комбинированными (двойными) золотниками, обслуживающими одновременно два цилиндра.

### КЛАПАННОЕ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ

Ввиду относительной сложности клапанное парораспределение не получило широкого распространения на паровозах, хотя оно и имеет ряд преимуществ, главные из которых следующие:

1) меньший расход пара на 1 л. с.-час вследствие меньшего мятя пара, снижения величины вредного пространства и меньших утечек пара;

2) малый расход смазки;

3) небольшой расход мощности на парораспределение ( $5 \div 10$  л. с. против  $10 \div 60$  л. с. при золотниково-кулисных механизмах) и, следовательно, повышение механического к. п. д. паровоза;

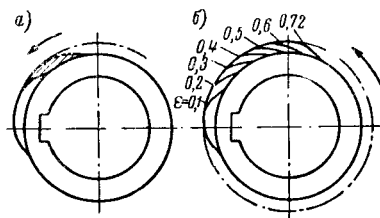
4) уменьшение веса парораспределения (на  $1,5 \div 2$  т при специальном приводе).

Для каждой стороны цилиндра паровой машины требуется минимум два клапана — впускной и выпускной. Клапаны применяют двухпорные уравновешенные. Диаметр кла-

панов не превышает 250 мм, высота подъёма — 35 мм.

Приводные механизмы для клапанов разделяют на механизмы с качающимися и вращающимися кулачками.

Качающиеся кулачки приводятся в движение от обычного кулисного механизма. Вращающиеся кулачки имеют специальный привод от оси паровоза. Для получения различных степеней наполнений в этом случае необходимо иметь переменный профиль кулачка (фиг. 22).

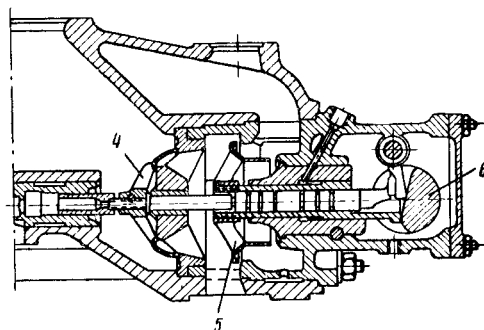


Фиг. 22. Профили кулачков для различных отсечек: а — один профиль; б — набор профилей

Наиболее просто эта задача решается применением перемещающихся по валу длинных винтовых или ступенчатых кулачков с постоянной высотой, но различной длиной профиля. Включение в работу того или иного участка профиля кулачка обеспечивает изменение отсечки и реверсирование машины.

Был предложен ряд других распределительных механизмов, но ввиду значительной сложности они применены лишь на опытных конструкциях.

На фиг. 23 представлен разрез парораспределительной коробки паровоза Су, оборудованного клапаным парораспределением



Фиг. 23. Разрез клапанной коробки паровоза серии Су

с приводом от кулисного механизма Вальсхерта. Два клапана 4 и 5 с каждой стороны цилиндра приводятся в движение от профильного вала 6.

Профильный вал получает движение от маятника. Размах качания профильного вала зависит от положения кулисного камня. Пособка клапанов на сёдла производится паром, который при открытом регуляторе давит на специальные поршеньки, связанные с клапанами. При беспарном ходе клапаны остаются в открытом положении.



## ДИНАМИКА ПАРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА

Исследование кинематики и динамики парораспределительного механизма обычно проводится для 12 положений кривошипа, соответствующих полному обороту ведущего колеса для условий движения паровоза передним или задним ходом с закрытым регулятором и при полностью опущенном реверсе.

Ниже описан графо-аналитический метод исследования самого распространенного на паровозах парораспределительного механизма Вальсхерта.

Скорости, ускорения, а затем и силы, действующие в шарнирах механизма, определяются применительно к расчетным данным серийного паровоза ФД.

Схема механизма паровоза ФД вычерчивается в масштабе  $\alpha = 0,005 \text{ м/мм}$  и длина всех звеньев, изображенных на фиг. 1, в этом случае составит:

$OA = 77 \text{ мм};$	$PM = 70 \text{ мм};$
$OE = 45 \text{ мм};$	$LM = 307 \text{ мм};$
$AB = 605 \text{ мм};$	$CL = 178 \text{ мм};$
$EF = 342 \text{ мм};$	$BC = 109 \text{ мм};$
$NF = 130 \text{ мм};$	$LD = 30 \text{ мм};$
$KM = 53 \text{ мм};$	$CD = 148 \text{ мм};$
$LN = GK = LK = 360 \text{ мм}.$	

Подготовительные графические работы выполняют в следующем порядке.

Радиусами  $OA$  и  $OE$  описывают вначале кривошипную и контркривошипную окружности, которые делятся затем на 12 равных частей (фиг. 1). Далее наносят оси

Из точек  $B_6$  и  $B_{12}$  радиусом, равным длине поводка маятника, проводят затем дуги  $b'b'$  и  $b''b''$ . Далее изготавливают шаблон маятника  $CDL$  и накладывают на чертёж таким образом, чтобы точки  $C$ ,  $D$  и  $L$  маятника лежали на соответственной им дуге  $b'b'$  или  $b''b''$ , линии оси золотника и на дуге  $gg$ , проведенной из точки  $N$  радиусом, равным длине кулисной тяги.

Дуга  $gg$  является геометрическим местом центров кривизны кулисы для различных её положений. Сделав затем в точках  $C$ ,  $D$  и  $L$  шаблона маятника наколы на чертеже, находят положение шарниров  $C$ ,  $D$  и  $L$  отдельно для положений кривошипа  $A_6$  и  $A_{12}$  независимо от того, будет ли находиться кулисный камень  $K$  вверх или вниз.

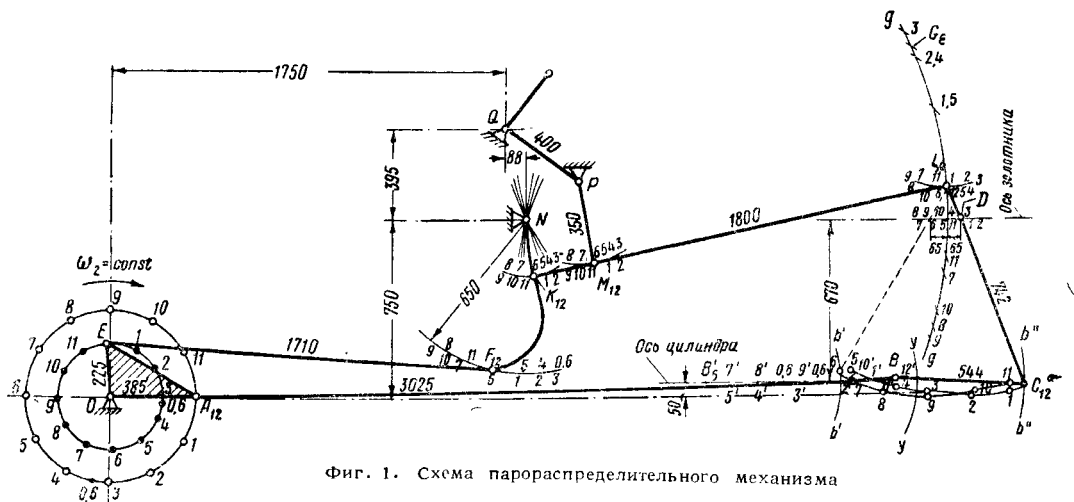
Точка  $L$  при этом является общей для обоих положений кривошипа.

Обозначим точки  $D$ , лежащие на оси золотника и соответствующие положениям кривошипа  $A_6$  и  $A_{12}$ , цифрами 6 и 12.

Расстояние между ними при правильном построении схемы должно равняться для паровоза серии ФД величине  $2(e + v) = 2(60 + 5) = 130 \text{ мм}$  в масштабе  $\alpha$ . Здесь  $e$  — перекрыша впуска,  $v$  — линейное предвращение впуска в мм.

Разделив эту величину пополам, находят на чертеже положение шарнира  $D$  при среднем положении золотника.

Из найденной ранее точки  $L$  проводят дугу радиусом, равным длине кулисной тяги  $LK$ . Дуга определяет среднее положение



Фиг. 1. Схема парораспределительного механизма

цилиндра и золотника и определяют на чертеже положение неподвижных шарниров  $Q$  и  $N$  относительно оси  $O$  ведущего колеса.

Радиусом  $NF$  чертят дугу, являющуюся траекторией движения шарнира  $F$ . После этого засечками, проведенными радиусами  $AB$  и  $EF$  из точек  $A$  и  $E$ , находят положение шарниров  $B$  и  $F$  механизма через каждые  $30^\circ$  угла поворота правого кривошипа по часовой стрелке от его переднего горизонтального положения  $OA_{12}$ .

кулисы, которое является общим как для переднего, так и для заднего положения пальца кривошипа. Далее вычерчивают дуги кулисы, соответствующие остальным положениям кривошипа, для чего из точек  $F_1, F_2, F_3, F_4, F_5, F_7, F_8, F_9, F_{10}$  и  $F_{11}$  на дуге  $gg$  делают последовательно засечки радиусом  $F_{12}L$  и находят центры кривизны кулисы 1, 2, 3, 4, 5, 7, 8, 9, 10 и 11. Из найденных центров кривизны проводят радиусом  $LN$  дуги кулисы, определяющие собой её положе

ние в моменты нахождения пальца кривошипа во всех других точках кривошипной окружности.

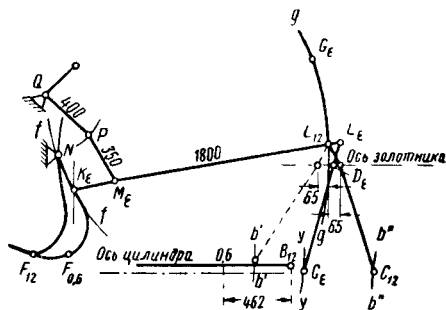
Затем определяют на чертеже положение шарнира  $P$  при переднем ходе паровоза и отсечке  $\epsilon_{\max} = 0,6$ .

При динамическом исследовании пользуются данными эллиптических диаграмм, принимая для построений действительное наполнение, а не номинальное по реверсу.

Откладывая в масштабе  $\alpha$  на оси цилиндра от переднего мёртвого положения шарнира  $B_{12}$  величину действительного наполнения, выраженную в миллиметрах хода поршня, получают на чертеже точку  $0,6$ , соответствующую моменту фактической отсечки при ходе поршня назад.

В рассматриваемом случае для паровоза серии ФД эта величина определена построением энюры парораспределения и равна 462 мм (фиг. 2).

Из точки  $0,6$  на оси цилиндра радиусом, равным длине ведущего дышла  $AB$ , на кривошипной окружности делают засечку, которая



Фиг. 2. Эюра парораспределения

определил собой положение пальца кривошипа в момент отсечки  $\epsilon_{\max} = 0,6$  при заднем ходе поршня (фиг. 1).

Аналогично находят на чертеже точки  $E$  и  $F$  механизма, центр кривизны  $G_e$ , находящийся в верхней части ранее проведенной дуги  $gg$ , и, наконец, положение дуги кулисы  $ff$ , соответствующее моменту отсечки  $\epsilon_{\max} = 0,6$  (фиг. 2).

Из точки  $0,6$ , лежащей на оси цилиндра, радиусом, равным длине поводка маятника  $BC$ , описывают дугу  $yy$ , затем от ранее найденной на оси золотника точки, соответствующей моменту нахождения золотника в среднем положении, откладывают в правую сторону величину перекрыши впуска  $e = 60$  мм.

Полученная точка определяет положение шарнира  $D_e$  в момент отсечки при заднем ходе поршня. Затем шаблон маятника накладывают таким образом, чтобы его шарнир совпадал с найденной точкой  $D_e$  на оси золотника, а другой шарнир  $C_e$  лежал в это время на дуге  $yy$ , после чего делают накол чертежа в его точке  $L$ , которая, по существу, является положением шарнира  $L_e$  в момент отсечки.

Из точки  $L_e$  радиусом, равным длине кулисной тяги  $LK$ , делают засечку на дуге кулисы  $ff$ . Точка её пересечения с дугой  $ff$  определяет положение кулисного камня  $K_e$  в прорезе кулисы для данного положения механизма. Откладывая затем на прямой  $K_e L_e$  отрезок  $K_e M_e$ , находят положение шарнира  $M_e$ .

Шарнир  $P$  будет находиться на пересечении дуг радиуса  $QP$  и  $M_e P$ , проведенных из центров  $Q$  и  $M_e$ .

Таким образом, положение шарнира  $P$  для отсечки  $\epsilon_{\max} = 0,6$  определено.

Чтобы найти положение шарниров  $K$ ,  $M$ ,  $L$ ,  $D$  и  $C$  для всех положений механизма, следует изготовить модель четырёхповодковой кинематической цепи, состоящей из кулисной тяги  $KL$ , подвески  $PM$ , маятника  $LDC$  и поводка маятника  $BC$ .

Шарниры модели снабжаются подвижными остриями.

Положение шарниров в момент нахождения кривошипа, например в точке  $A_{12}$ , определяют следующим образом.

Неподвижными точками модели будут  $P$  и  $B_{12}$  (фиг. 1). Модель укрепляют в этих точках остриями и передвигают её подвижные звенья таким образом, чтобы шарнир  $K$  лежал на дуге кулисы, а шарнир  $D$  — на линии оси золотника. По достижении этого производится накол других точек модели, соответствующих положению шарниров механизма при данном угле поворота кривошипа.

Определение положения шарниров для всех 12 исследуемых положений кривошипа даёт возможность построить и траектории их движения.

Для построения планов скоростей и ускорений ограничиваются вычерчиванием только одной схемы паровозного механизма. Однако на этой схеме должны быть нанесены точки, соответствующие шарнирам механизма для всех 12 положений кривошипа.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ СКОРОСТЕЙ

Излагаемый ниже метод определения скоростей и ускорений при помощи теории линейных векторных уравнений базируется на классификации, данной Л. В. Ассуром, согласно которой структура исследуемого механизма следующая:

1-е звено — стойка, т. е. звено механизма, принятое за неподвижное;

2-е звено — кривошип  $OAE$ , т. е. звено, образующее со стойкой вращательную пару;

3 и 4-е звенья — ведущее дышло и ползун, образующие двухповодковую группу, названную для краткости первой диадой;

5 и 6-е звенья — эксцентриковая тяга  $EF$  и кулиса  $NF$ , составляющие вторую диаду;

7, 8, 9, 10, 11 и 12-е звенья — кулисный камень  $K$ , подвеска кулисной тяги  $PM$ , золотник, поводок маятника  $BC$ , маятник  $CDL$  и кулисная тяга  $LMK$ . Все эти шесть звеньев образуют четырёхповодковую группу механизма, где первые четыре звена являются поводками.

Вводим обозначения, принятые академиком Н. Г. Бруевичем:

$\vec{l}_{AB}$  — вектор, соединяющий точки  $A$  и  $B$ ,  
направленный от  $A$  к  $B$ ;

$\vec{I}_{AB}$  — единичный вектор того же направления;

$\bar{n}_{AB}$  — изменённый вектор  $\bar{l}_{AB}$  после поворота последнего на угол  $90^\circ$  по часовой стрелке;

$n_{AB}$  — единичный вектор того же направления;

$l_{AB}$  — длина звена  $AB$  на чертеже в мм;

$\vec{l}$  — единичный вектор, направленный  
сверху вниз, перпендикулярно осям  
цилиндра и золотника;

$\omega_K$  — угловая скорость звена  $K$ ; она считается положительной, если направлена по часовой стрелке;

$\varepsilon_K$  — угловое ускорение звена  $K$ ; оно считается положительным, если направлено по часовой стрелке;

$v_{AB}$  — скорость точки  $A$  относительно  $B$ ;

$j_{AB}$  — ускорение точки  $A$  относительно  $B$ ;

$v_A$  — скорость точки  $A$ ;

 $j_A$  — ускорение точки  $A$ ; $j_A^n$  — нормальное ускорение точки  $A$ ;

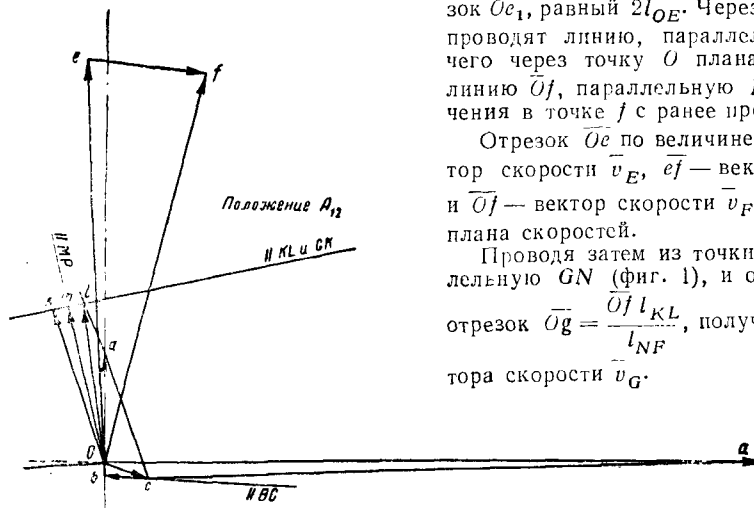
$j_A^t$  — касательное (тангенциальное) ускорение точки  $A$ ;

$\bar{a} \bar{b}$  — скалярное произведение векторов  $\bar{a}$  и  $\bar{b}$ , равное арифметическому произведению длин векторов  $\bar{a}$  и  $\bar{b}$  на косинус угла между ними, т. е.

$$\bar{a}\bar{b} = ab \cos \left( \frac{\angle}{a, b} \right).$$

Здесь  $ab$  — арифметическое произведение  
длин векторов  $\bar{a}$  и  $\bar{b}$ ;

$(\overline{a}, \overline{b})$  — угол между векторами  $\overline{a}$  и  $\overline{b}$ .



Фиг. 3. План скоростей парораспределительного механизма

Построение плана скоростей проводим только для одного положения кривошипа  $A_{12}$ .  
Масштаб плана скоростей

$$1 \text{ мм} \rightarrow \frac{\omega_2}{2} \frac{1}{\text{сек.}}$$

где  $\omega_2$  — угловая скорость кривошипа  $OA$ ,  
принятая за постоянную, опреде-  
ляется из формулы

$$\omega_2 = 0,556 \frac{v}{D} \frac{1}{\text{сек.}}$$

Здесь  $v$  — конструкционная скорость паровоза в км/час;

$D$  — диаметр сцепных колёс в м.

Равномерная скорость шарнира А

$$v_A = \alpha \bar{v}_A \text{ М/сек},$$

где  $\bar{v}_A$  — вектор скорости, определяемый из формулы

$$\bar{v}_1 = l_{01} \omega_1 \text{ мм/сек.}$$

Через произвольную точку  $O$  (фиг. 3) проводят линию, параллельную кривошпигу  $OA_{13}$  (фиг. 1), на которой откладывают отрезок  $Oa$ , равный длине вектора  $\vec{v}_A$ :

$$\overline{Oa} = \frac{\overline{v_A}}{\frac{\omega_2}{2}} = \frac{l_{OA} \omega_2}{\frac{\omega_2}{2}} = 2 l_{OA} \text{ мм},$$

а через конец отрезка  $\overline{Oa}$  — линию, параллельную ведущему дышлу  $AB$ , до пересечения с линией, проведённой через точку  $O$ , перпендикулярно оси цилиндра.

Отрезок  $\overline{ab}$  представляет собой по величине вектор скорости  $\vec{v}_{AB}$ , а  $\overline{Ob}$  — вектор скорости  $\vec{v}_o$  в масштабе плана скоростей. Действительное направление векторов скоростей определяют поворотом отрезков  $\overline{Oa}$ ,  $\overline{ab}$  и  $\overline{Ob}$  на  $90^\circ$  по часовой стрелке.

Аналогичным образом через точку  $O$  (фиг. 3) проводят линию, параллельную  $OE$  (фиг. 1), и также откладывают на ней отрезок  $OE_1$ , равный  $2l_{OE}$ . Через конец последнего проводят линию, параллельную  $EF$ , после чего через точку  $O$  плана скоростей ведут линию  $Oj$ , параллельную  $NF$ , до её пересечения в точке  $j$  с ранее проведённой линией.

Отрезок  $\overline{Oe}$  по величине представляет вектор скорости  $\vec{v}_E$ ,  $e\vec{f}$  — вектор скорости  $\vec{v}_{FE}$  и  $\overline{Oj}$  — вектор скорости  $\vec{v}_F$  также в масштабе плана скоростей.

Проводя затем из точки  $O$  линию, параллельную  $GN$  (фиг. 1), и откладывая на ней отрезок  $\overline{Og} = \frac{\partial f_{KL}}{I_{NF}}$ , получают величину вектора скорости  $\vec{v}_G$ .

Для определения скорости всех остальных шарниров составляют векторные уравнения (1), (2), (3), относящиеся к четырёхповодковой группе механизма, и определяют угловую скорость 11-го или 12-го звена.

$$\bar{n}_{BC} \bar{l} \omega_{10} + \bar{n}_{CD} \bar{l} \omega_{11} = A; \quad (1)$$

$$\bar{n}_{BC} \bar{l}_{GK}^{\circ} \omega_{10} + \bar{n}_{CL} \bar{l}_{GK}^{\circ} \omega_{11} + \bar{n}_{LK} \bar{l}_{GK}^{\circ} \omega_{12} = B; \quad (2)$$

$$\bar{n}_{BC} \bar{l}_{PM}^{\circ} \omega_{10} + \bar{n}_{CL} \bar{l}_{PM}^{\circ} \omega_{11} + \bar{n}_{LM} \bar{l}_{PM}^{\circ} \omega_{12} = C, \quad (3)$$

где

$$A = (\bar{v}_D - \bar{v}_B) \bar{l} = 0;$$

$$B = (\bar{v}_G - \bar{v}_B) \bar{l}_{GK}^{\circ};$$

$$C = (-\bar{v}_B \bar{l}_{PM}^{\circ}).$$

Величины  $A$ ,  $B$ ,  $C$  и коэффициенты при неизвестных  $\omega_{10}$ ,  $\omega_{11}$  и  $\omega_{12}$  являются скалярными произведениями двух векторов и легко определяются.  $A=0$ , так как скалярные произведения двух взаимно перпендикулярных векторов равны нулю.

Решая систему уравнений (1), (2) и (3) с тремя неизвестными  $\omega_{10}$ ,  $\omega_{11}$  и  $\omega_{12}$ , находим

$$\omega_{10} = \frac{\Delta_{10}}{\Delta},$$

где  $\Delta_{10}$  и  $\Delta$  являются детерминантами третьего порядка, а именно:

$$\Delta_{10} = \begin{vmatrix} 0 & \bar{n}_{CD} \bar{l} & 0 \\ B & \bar{n}_{CL} \bar{l}_{GK}^{\circ} & \bar{n}_{LK} \bar{l}_{GK}^{\circ} \\ C & \bar{n}_{CL} \bar{l}_{PM}^{\circ} & \bar{n}_{LM} \bar{l}_{PM}^{\circ} \end{vmatrix} \omega_2 \text{ мм}^3/\text{сек}$$

и

$$\Delta = \begin{vmatrix} \bar{n}_{BC} \bar{l} & \bar{n}_{CD} \bar{l} & 0 \\ \bar{n}_{BC} \bar{l}_{GK}^{\circ} & \bar{n}_{CL} \bar{l}_{GK}^{\circ} & \bar{n}_{LK} \bar{l}_{GK}^{\circ} \\ \bar{n}_{BC} \bar{l}_{PM}^{\circ} & \bar{n}_{CL} \bar{l}_{PM}^{\circ} & \bar{n}_{LM} \bar{l}_{PM}^{\circ} \end{vmatrix} \text{ мм}^3.$$

После проведения предварительных вычислений определим численное значение  $\omega_{10}$  для положения кривошипа  $A_{12}$ .

Вначале находим величины векторов скоростей точек  $G$  и  $B$  механизма:

$$\bar{v}_G = \bar{Og} \frac{\omega_2}{2} = 252,6 \frac{\omega_2}{2} \text{ мм/сек};$$

$$\bar{v}_B = \bar{Ob} \frac{\omega_2}{2} = 2,4 \frac{\omega_2}{2} \text{ мм/сек},$$

где величины  $\bar{Og}$  и  $\bar{Ob}$  взяты из плана скоростей (фиг. 3). При помощи транспортира измеряют величины углов, составленных горизонталью  $x$ , проведённой вправо, и направлениями векторов скоростей, или звеньев паровозного механизма (см. фиг. 1 и 3):

$$\angle x, \bar{l}_{GK}^{\circ} = 169^{\circ};$$

$$\angle x, \bar{v}_G = x, (\bar{Og} + 90^{\circ}) = 266^{\circ}40';$$

$$\angle x, \bar{v}_B = x, (\bar{Ob} + 90^{\circ}) = 180^{\circ}; \quad \angle x, \bar{l}_{PM}^{\circ} = 80^{\circ};$$

тогда

$$\angle \bar{v}_G, \bar{l}_{GK}^{\circ} = x, \bar{v}_G - x, \bar{l}_{GK}^{\circ} = 97^{\circ}40',$$

$$\angle \bar{v}_B, \bar{l}_{GK}^{\circ} = x, \bar{v}_B - x, \bar{l}_{GK}^{\circ} = 11^{\circ},$$

$$\angle \bar{v}_B, \bar{l}_{PM}^{\circ} = x, \bar{v}_B - x, \bar{l}_{PM}^{\circ} = 100^{\circ}.$$

Разность скалярных произведений

$$\begin{aligned} B &= \bar{v}_G \bar{l}_{GK}^{\circ} - \bar{v}_B \bar{l}_{GK}^{\circ} = \\ &= \bar{v}_G \cos(\angle \bar{v}_G, \bar{l}_{GK}^{\circ}) - \bar{v}_B \cos(\angle \bar{v}_B, \bar{l}_{GK}^{\circ}) = \\ &= (126,3 \cos 97^{\circ}40' - 1,2 \cos 11^{\circ}) \omega_2 = \\ &= -18,0 \omega_2 \text{ мм/сек} \end{aligned}$$

и скалярное произведение векторов

$$\begin{aligned} C &= -\bar{v}_B \bar{l}_{PM}^{\circ} = -\bar{v}_B \cos(\angle \bar{v}_B, \bar{l}_{PM}^{\circ}) = \\ &= -1,2 \omega_2 \cos 100^{\circ} = 0,209 \omega_2 \text{ мм/сек}. \end{aligned}$$

Коэффициенты при неизвестных  $\omega_{10}$ ,  $\omega_{11}$  и  $\omega_{12}$  в уравнениях (1), (2) и (3):

$$\begin{aligned} \bar{n}_{BC} \bar{l} &= l_{BC} \cos(\angle x, \bar{l}_{BC}) = 109 \cos 3^{\circ} \approx \\ &\approx 109,0 \text{ мм}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \bar{n}_{CD} \bar{l} &= l_{CD} \cos(\angle x, \bar{l}_{CD}) = \\ &= 148 \cos 110^{\circ} = -50,6 \text{ мм}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \bar{n}_{BC} \bar{l}_{GK}^{\circ} &= l_{BC} \cos(\angle \bar{n}_{BC}, \bar{l}_{GK}^{\circ}) = \\ &= 109 \cos 76^{\circ} = 26,3 \text{ мм}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \bar{n}_{CL} \bar{l}_{GK}^{\circ} &= l_{CL} \cos(\angle \bar{n}_{CL}, \bar{l}_{GK}^{\circ}) = \\ &= 178 \cos 167^{\circ} = -173,5 \text{ мм}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \bar{n}_{LK} \bar{l}_{GK}^{\circ} &= l_{LK} \cos(\angle \bar{n}_{LK}, \bar{l}_{GK}^{\circ}) = \\ &= 360 \cos 90^{\circ} = 0; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \bar{n}_{LM} \bar{l}_{PM}^{\circ} &= l_{LM} \cos(\angle \bar{n}_{LM}, \bar{l}_{PM}^{\circ}) = \\ &= 307 \cos 179^{\circ} = -307,0 \text{ мм}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \bar{n}_{BC} \bar{l}_{PM}^{\circ} &= l_{BC} \cos(\angle \bar{n}_{BC}, \bar{l}_{PM}^{\circ}) = \\ &= 109 \cos 13^{\circ} = 106,3 \text{ мм}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \bar{n}_{CL} \bar{l}_{PM}^{\circ} &= l_{CL} \cos(\angle \bar{n}_{CL}, \bar{l}_{PM}^{\circ}) = \\ &= 178 \cos 104^{\circ} = -43,0 \text{ мм}. \end{aligned}$$

После подстановки этих коэффициентов, а также величин  $B$  и  $C$  в уравнения (1), (2) и (3) получаем систему трёх уравнений с тремя неизвестными:

$$109,0 \omega_{10} - 50,6 \omega_{11} = 0;$$

$$26,3 \omega_{10} - 173,5 \omega_{11} = -18,0 \omega_2;$$

$$106,3 \omega_{10} - 43,0 \omega_{11} - 307,0 \omega_{12} = 0,209 \omega_2.$$

Далее вычисляем детерминанты 3-го порядка:  $\Delta_{10}$  и  $\Delta$ .

### Схема для определения $\Delta_{10}$

$$\begin{vmatrix} 0 & -50,6 & 0 & 0 & -50,6 \\ -18,0 & -173,5 & 0 & -18,0 & -173,5 \\ 0,209 & -43,0 & -307,0 & 0,209 & -43,0 \end{vmatrix} \times \\ \times \omega_2 \text{ мм}^3/\text{сек}; \\ \Delta_{10} = 50,6 \cdot 18,0 \cdot 307 \omega_2 = 279\,000 \omega_2 \text{ мм}^3/\text{сек}.$$

### Схема для определения $\Delta$

$$\Delta = \begin{vmatrix} 109,0 & -50,6 & 0 \\ 26,3 & -173,5 & 0 \\ 106,3 & -43,0 & -307,0 \end{vmatrix} = 109,0 \cdot 26,3 \cdot 307,0 - 50,6 \cdot 307,0 = 5\,362\,000 \text{ мм}^3$$

и, наконец,

$$\omega_{10} = \frac{\Delta_{10}}{\Delta_1} = \frac{279\,000}{5\,362\,000} \omega_2 = 0,052 \omega_2 \text{ л/сек.}$$

Затем, исходя из значения угловой скорости  $\omega_{10}$ , производят построение плана скоростей.

Через точку  $b$  (фиг. 3) проводят линию, параллельную  $BC$  (фиг. 1), и на ней откладывают отрезок

$$\overline{bc} = \frac{l_{bc} \omega_{10}}{\frac{\omega_2}{2}} = 2l_{bc} \frac{\omega_{10}}{\omega_2} \text{ мм},$$

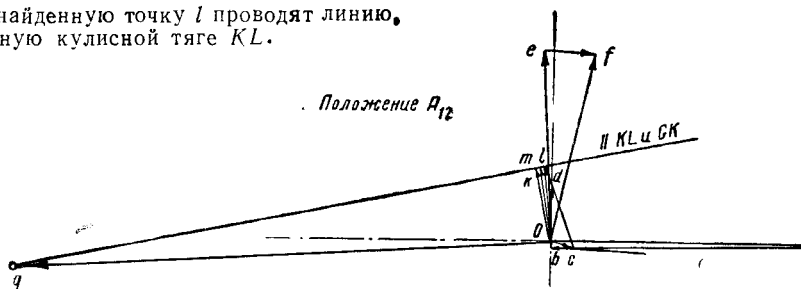
который представляет собой величину вектора скорости шарнира  $C$  относительно шарнира  $B$  механизма.

Затем через точку  $C$  проводят линию, параллельную  $CD$ , и на её пересечении с вертикальной линией получают точку  $d$ . Через точку  $d$  проводят линию, параллельную  $DL$ , и откладывают на ней отрезок  $dl$ , удовлетворяющий отношению  $\frac{\overline{dl}}{\overline{dl}} = \frac{IDL}{ICD}$ , т. е.

$$\overline{dl} = \frac{\overline{cd} \, lDL}{lcD} \text{ мм.}$$

Через найденную точку  $I$  проводят линию, параллельную кулисной тяге  $KL$ .

• Положение  $A_{12}$



Фиг. 4. Проверка плана скоростей

Следовательно, при пересечении этой линии с линией (проведённой из центра  $O$  параллельно подвеске  $MP$ ) точка  $m$  находится на плане скоростей.

Зная положение точек  $l$  и  $m$ , находят точку  $k$  из условия пропорциональности плеч  $km$  и  $mL$  кулисной тяги, т. е.

$$m_k = m_l \cdot \frac{l_{km}}{l_{ml}}$$

Отрезки  $\overline{Oc}$ ,  $\overline{Od}$ ,  $\overline{Ol}$ ,  $\overline{Ok}$  и  $\overline{Om}$  являются величинами векторов скоростей шарниров  $C$ ,  $D$ ,  $L$ ,  $K$  и  $M$  механизма в масштабе плана скоростей.

Проверкой правильности всех расчётов и построений плана скоростей служит параллельность линий  $\overline{gk}$  (фиг. 4) и  $\overline{GK}$  (фиг. 1).

Истинную величину скорости движения любого шарнира механизма определяют по формулам:

$$v_k = \alpha \overline{v}_k \text{ м/сек или } v_k = \alpha \frac{\omega^2}{g} \overline{OK} \text{ м/сек.}$$

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСКОРЕНИЙ

Векторы нормальных ускорений находят из формул:

$$\bar{j}_A^n = \frac{\overline{\partial a^2}}{l_{\partial A}} \left( \frac{\omega_2}{2} \right)^2 = \frac{\overline{\partial a^2}}{2l_{\partial A}} \cdot \frac{\omega_2^2}{2} \text{ мм/сек}^2;$$

$$\bar{j}_{BA}^n = \frac{\bar{a}b^2}{l_{AB}} \left( \frac{\omega_2}{2} \right)^2 = \frac{\bar{a}b^2}{2l_{AB}} \cdot \frac{\omega_2^2}{2} \text{ мм/сек}^2;$$

$$\bar{j}_E^n = \frac{\overline{Oe^2}}{l_{OF}} \left( \frac{\omega_2}{2} \right)^2 = \frac{\overline{Oe^2}}{2l_{OF}} \cdot \frac{\omega_2^2}{2} \text{ мм/сек}^2;$$

$$\bar{j}_{EF}^n = \frac{\bar{e}f^2}{l_{EF}} \left( \frac{\omega_2}{2} \right)^2 = \frac{\bar{e}f^2}{2l_{EF}} \cdot \frac{\omega_2^2}{2} \text{ мм/сек}^2;$$

$$\bar{j}_F^n = \frac{\overline{Of}^2}{l_{NE}} \left( \frac{\omega_2}{2} \right)^2 = \frac{\overline{Of}^2}{2l_{NE}} \cdot \frac{\omega_2^2}{2} \text{ мм/сек}^2;$$

$$\bar{j}_G^n = \frac{\overline{Og}^2}{l_{GN}} \left( \frac{\omega_2}{2} \right)^2 = \frac{\overline{Og}^2}{2l_{GN}} \cdot \frac{\omega_2^2}{2} \text{ мм/сек}^2.$$

### Угловое ускорение кулисы

$$E_G = \frac{\overline{f''f}}{l_{NF}} \cdot \frac{\omega_2^2}{2} \text{ 1/сек}^2.$$

$$\bar{j}_G^t = E_G l_{GN} \text{ мм/сек}^2;$$

$$\bar{j}_G = \sqrt{(\bar{j}_G^n)^2 + (\bar{j}_G^t)^2} \frac{\omega_2^2}{2} \text{ мм/сек}^2,$$

где величины  $\overline{ab}$ ,  $\overline{Oa}$ ,  $\overline{ef}$ ,  $\overline{Oe}$ ,  $\overline{Of}$ ,  $\overline{Og}$  и  $\overline{f''f}$ , выраженные в миллиметрах, найдены непосредственно из планов скоростей.

Построение плана ускорений производится следующим образом.

Из произвольно выбранной точки  $O$  (фиг. 5) откладывают параллельно  $A_{12}O$  (фиг. 1) в масштабе  $1 \text{ мм} \rightarrow \frac{\omega_2^2}{2} 1/\text{сек}^2$  вектор ускорения  $\overline{j}_A^n$ , т. е.

$$\overline{Oa} = \frac{\overline{j}_A^n}{\frac{\omega_2^2}{2}} \text{ мм.}$$

Направление вектора  $\overline{Oa}$  будет обратно направлению кривошипа  $OA_{12}$ .

Через точку  $a$  проводят линию, параллельную  $B_{12}, A_{12}$ , и на ней откладывают вектор  $\overline{ab'} = \frac{\overline{j}_{BA}^n}{\frac{\omega_2^2}{2}} \text{ мм}$ , а через точку  $b'$  до пересечения с осью абсцисс линию, перпендикулярную  $\overline{ab'}$ , и в результате получают:

Через точку  $f'$  проводят затем линию, перпендикулярную  $F_{12}N$ , до пересечения с ранее проведённой, перпендикулярной  $E_{12}F_{12}$ .

Далее, из этой же точки  $O$  плана ускорений откладывают параллельно  $E_{12}O$  (фиг. 1) вектор ускорения шарнира в масштабе

$$1 \text{ мм} \rightarrow \frac{\omega_2^2}{2} 1/\text{сек}^2; \quad \overline{Oe} = \frac{\overline{j}_E^n}{\frac{\omega_2^2}{2}} \text{ мм.}$$

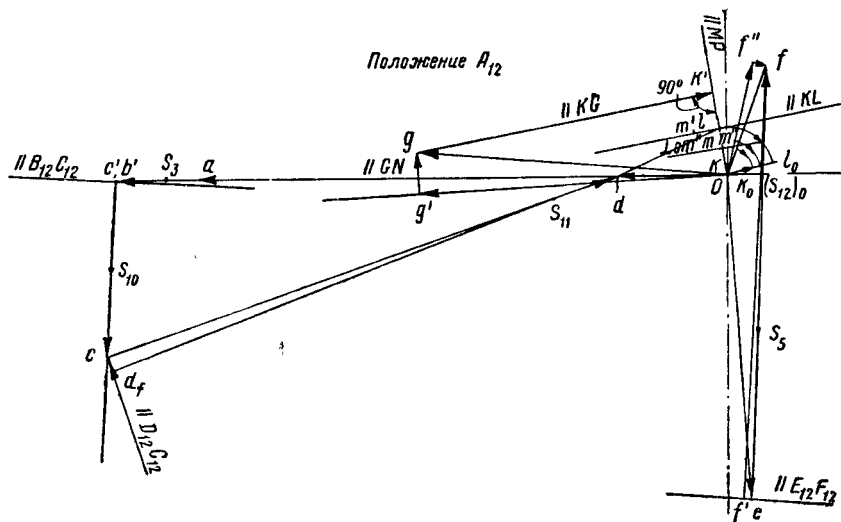
Через точку  $e'$  вектора  $\overline{Oe}$  проводят линию, параллельную  $E_{12}F_{12}$ , и на ней откладывают вектор

$$\overline{ef'} = \frac{\overline{j}_{FE}^n}{\frac{\omega_2^2}{2}}.$$

Через точку  $f'$  проводят линию, перпендикулярную  $F_{12}E_{12}$ , после чего из точки  $O$  откладывают параллельно  $F_{12}N$  вектор

$$\overline{Of''} = \frac{\overline{j}_F^n}{\frac{\omega_2^2}{2}}.$$

Через точку  $f''$  проводят затем линию, перпендикулярную  $F_{12}N$ , до пересечения с ранее проведённой, перпендикулярной  $E_{12}F_{12}$ .



Фиг. 5. План ускорений парораспределительного механизма

$$\overline{j}_{BA}^t = \overline{b'b} \frac{\omega_2^2}{2} \text{ мм/сек}^2;$$

$$\overline{j}_B = \overline{Ob} \frac{\omega_2^2}{2} \text{ мм/сек}^2;$$

$$\overline{j}_{BA} = \overline{ab} \frac{\omega_2^2}{2} \text{ мм/сек}^2.$$

Это является графическим решением уравнения, составленного для ускорений второй диады:

$$\overline{j}_A + \overline{j}_{BA}^n + \overline{j}_{BA}^t = \overline{j}_B. \quad (4)$$

Фиксация точки  $f$  пересечения служит графическим решением уравнения для ускорений 1-й диады:

$$\overline{j}_E + \overline{j}_{FE}^n + \overline{j}_{FE}^t = \overline{j}_F^n + \overline{j}_F^t. \quad (5)$$

В результате имеем:

$$\overline{j}_{FE}^t = \overline{f'f} \frac{\omega_2^2}{2} \text{ мм/сек}^2;$$

$$\overline{j}_F^t = \overline{ff''} \frac{\omega_2^2}{2} \text{ мм/сек}^2;$$

$$\overline{j}_F = \overline{Of''} \frac{\omega_2^2}{2} \text{ мм/сек}^2.$$

Чтобы построить план ускорений, определяют угловое ускорение  $\varepsilon_{10}$  из следующей системы трёх векторных уравнений, составленной для четырёхповодковой группы механизма:

$$\bar{n}_{BC} \bar{l} \varepsilon_{10} + \bar{n}_{CD} \bar{l} \varepsilon_{11} = D; \quad (6)$$

$$\bar{n}_{BC} \bar{l}_{GK}^{\circ} \varepsilon_{10} + \bar{n}_{CL} \bar{l}_{GK}^{\circ} \varepsilon_{11} + \bar{n}_{KL} \bar{l}_{GK}^{\circ} \varepsilon_{12} = E; \quad (7)$$

$$\bar{n}_{BC} \bar{l}_{PM}^{\circ} \varepsilon_{10} + \bar{n}_{CL} \bar{l}_{PM}^{\circ} \varepsilon_{11} + \bar{n}_{LM} \bar{l}_{PM}^{\circ} \varepsilon_{12} = F, \quad (8)$$

где

$$D = (\bar{j}_{BC}^n + \bar{j}_{CD}^n) \bar{i}; \quad (9)$$

$$E = (\bar{j}_G - \bar{j}_B + \bar{j}_{BC}^n + \bar{j}_{CL}^n + \bar{j}_{LK}^n + \bar{j}_{KG}^n) \bar{l}_{GK}^{\circ}; \quad (10)$$

$$F = (-\bar{j}_B + \bar{j}_{BC}^n + \bar{j}_{CL}^n + \bar{j}_{LM}^n + \bar{j}_{MP}^n) \bar{l}_{PM}^{\circ}. \quad (11)$$

Коэффициенты при неизвестных  $\varepsilon_{10}$ ,  $\varepsilon_{11}$  и  $\varepsilon_{12}$  были найдены ранее.

Дополнительные расчётные данные:

$$\bar{j}_{BC}^n = \frac{\bar{bc}^2}{2l_{BC}} \cdot \frac{\omega_2^2}{2} \text{ мм/сек}^2;$$

$$\bar{j}_{CD}^n = \frac{\bar{cd}^2}{2l_{CD}} \cdot \frac{\omega_2^2}{2} \text{ мм/сек}^2;$$

$$\bar{j}_G = \bar{Og} \cdot \frac{\omega_2^2}{2} \text{ мм/сек}^2;$$

$$\bar{j}_B = \bar{Ob} \cdot \frac{\omega_2^2}{2} \text{ мм/сек}^2;$$

$$\bar{j}_{CL}^n = \frac{\bar{cl}^2}{2l_{CL}} \cdot \frac{\omega_2^2}{2} \text{ мм/сек}^2;$$

$$\bar{j}_{LK}^n = \frac{\bar{kl}^2}{2l_{KL}} \cdot \frac{\omega_2^2}{2} \text{ мм/сек}^2;$$

$$\bar{j}_{KG}^n = \frac{\bar{kg}^2}{2l_{KG}} \cdot \frac{\omega_2^2}{2} \text{ мм/сек}^2;$$

$$\bar{j}_{LM}^n = \frac{\bar{lm}^2}{2l_{LM}} \cdot \frac{\omega_2^2}{2} \text{ мм/сек}^2;$$

$$\bar{j}_{MP}^n = \frac{\bar{om}^2}{2l_{MP}} \cdot \frac{\omega_2^2}{2} \text{ мм/сек}^2,$$

где отрезки  $\bar{bc}$ ,  $\bar{cd}$ ,  $\bar{cl}$ ,  $\bar{lk}$ ,  $\bar{kg}$ ,  $\bar{lm}$  и  $\bar{om}$ , выраженные в миллиметрах, находятся непосредственно из планов скоростей, а  $\bar{Og}$  и  $\bar{Ob}$  — из планов ускорений.

Далее определяют значения  $D$ ,  $E$  и  $F$ , а затем и  $\varepsilon_{10}$  для положения  $A_{12}$  кривошипа. Для этого вначале находят геометрическую сумму векторов, заключённых в скобках выражений (9), (10) и (11).

Геометрическое сложение показано на фиг. 6.

В результате:

$$D = \bar{j}_{BD}^n \bar{i},$$

$$E = \bar{j}_{GK}^{\circ};$$

$$F = \bar{j}' \bar{l}_{PM}^{\circ}.$$

Измеряя с помощью транспортира углы

$\bar{j}_{BD}^n \bar{i}$ ;  $\bar{j}$ ,  $\bar{l}_{GK}^{\circ}$ ;  $\bar{j}_1$ ,  $\bar{l}_{PM}^{\circ}$  (см. фиг. 6) и длину векторов  $\bar{j}_{BD}^n \bar{i}$  и  $\bar{j}'$ , находят для положения кривошипа  $A_{12}$  числовые значения скалярных произведений векторов:

$$D, E \text{ и } F.$$

Подставляя в уравнения (6), (7) и (8) ранее найденные величины коэффициентов при неизвестных угловых ускорениях  $\varepsilon_{10}$ ,  $\varepsilon_{11}$  и  $\varepsilon_{12}$ , а также значения величин  $D$ ,  $E$  и  $F$  получают для положения кривошипа  $A_{12}$  следующую систему трёх уравнений:

$$\begin{aligned} 109,0 \varepsilon_{10} - 50,6 \varepsilon_{11} &= \\ &= -3,62 \frac{\omega_2^2}{2} = -1,81 \omega_2^2; \\ 26,3 \varepsilon_{10} - 173,5 \varepsilon_{11} &= \\ &= -171,1 \frac{\omega_2^2}{2} = -85,55 \omega_2^2; \\ 106,3 \varepsilon_{10} - 43,0 \varepsilon_{11} - 307,0 \varepsilon_{12} &= \\ &= 17,31 \frac{\omega_2^2}{2} = 8,66 \omega_2^2. \end{aligned}$$

Решая эту систему уравнений, находят:

$$\varepsilon_{10} = \frac{\nabla_{10}}{\Delta}.$$

Схема для определения  $\nabla_{10}$

$$\begin{vmatrix} -1,81 & -50,6 & 0 & -1,81 & -50,6 \\ -85,5 & -173,5 & 0 & -85,5 & -173,5 \\ -8,66 & -43,0 & -307,0 & 8,66 & -43,0 \end{vmatrix} \omega_2^2,$$

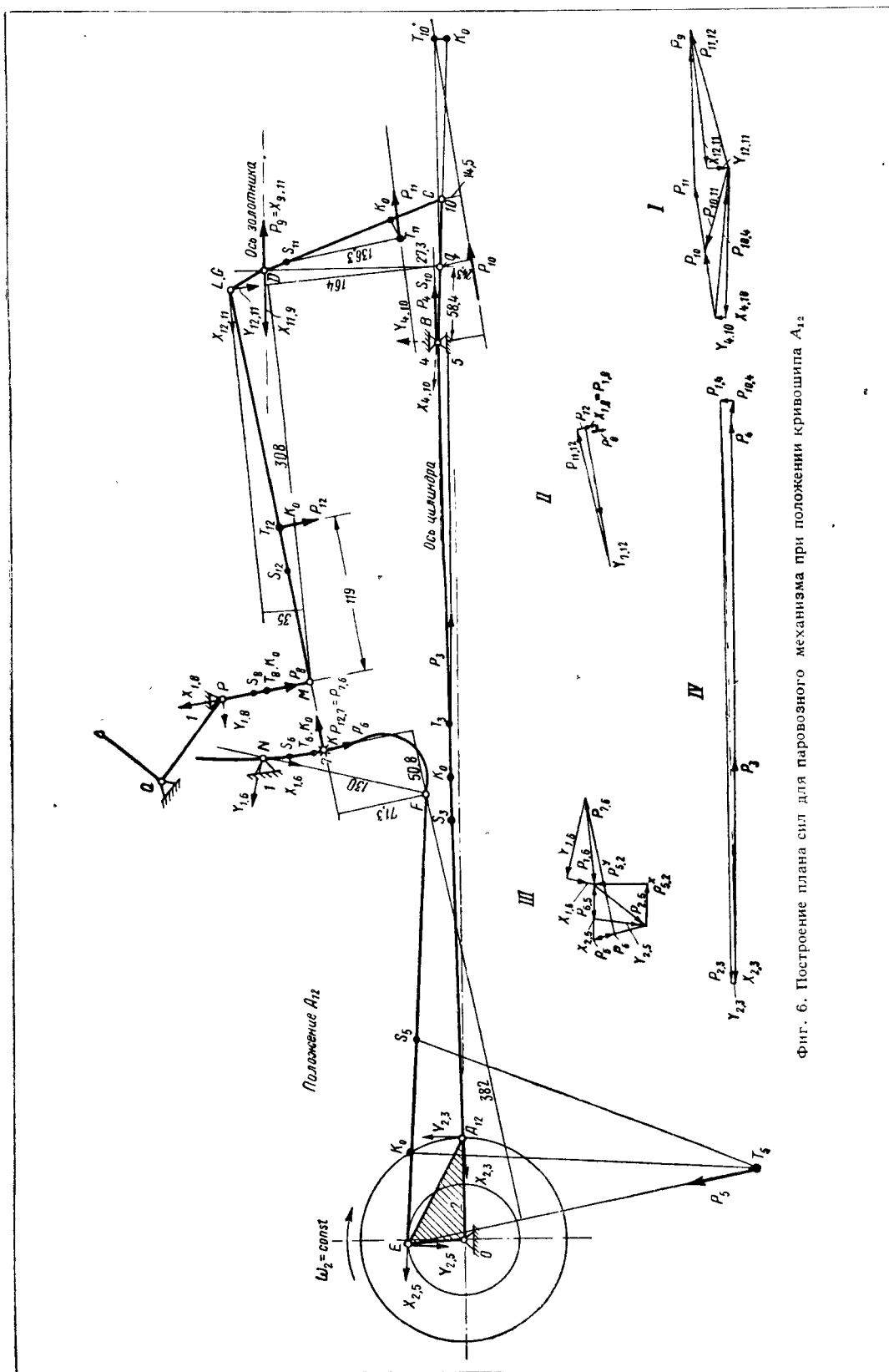
откуда

$$\begin{aligned} \nabla_{10} &= (-1,81 \cdot 173,5 \cdot 307 + 307 \cdot 85,5 \cdot 50,6) \omega_2^2 = \\ &= (-96\,500 + 1\,330\,000) \omega_2^2 = 1\,233\,500 \omega_2^2 \text{ мм}^3/\text{сек}^2; \\ \Delta &= 5\,362\,000 \text{ мм}^3 \text{ (см. стр. 209);} \end{aligned}$$

$$\varepsilon_{10} = \frac{1\,233\,500}{5\,362\,000} \omega_2^2 = 0,23 \omega_2^2 \text{ 1/сек}^2;$$

$$\begin{aligned} \bar{j}_{CB}^t &= \varepsilon_{10} \cdot l_{CB} = 0,23 \omega_2^2 \cdot 109 = \\ &= 50,2 \frac{\omega_2^2}{2} \text{ мм/сек}^2. \end{aligned}$$

После определения углового ускорения  $\varepsilon_{10}$  и касательного ускорения  $\bar{j}_{CB}^t$  звена 10 заканчивают построение плана ускорений (фиг. 5).



Фиг. 6. Построение плана сил для паровозного механизма при положении кривошипа  $A_{12}$



Через точку  $b$  проводят линию, параллельную  $B_{12}C_{12}$  (фиг. 1), и откладывают на ней вектор

$$\overline{bc'} = \frac{\bar{j}_{BC}^n}{\frac{\omega_2^2}{2}} \text{ мм.}$$

Затем через точку  $c'$  проводят линию, перпендикулярную  $B_{12}C_{12}$ , и откладывают на ней вектор

$$\overline{c'c} = \frac{\bar{j}_{BC}^t}{\frac{\omega_2^2}{2}} = \frac{\epsilon_{10} l_{BC}}{\frac{\omega_2^2}{2}} \text{ мм.}$$

После этого через точку  $c$  проводят линию, параллельную  $D_{12}C_{12}$ , и на ней откладывают вектор

$$\overline{cd_1} = \frac{\bar{j}_{BC}^n}{\frac{\omega_2^2}{2}} \text{ мм.}$$

Через точку  $d_1$  (фиг. 5) проводят линию, перпендикулярную  $C_{12}D_{12}$ , до пересечения с осью абсцисс. Точка пересечения  $d$  определяет, таким образом, ускорение шарнира  $D$  механизма, т. е.:

$$\begin{aligned} \overline{Od} &= \overline{Oa} + \overline{ab} + \overline{bc} + \overline{c'c} + \overline{cd'} + \overline{d'd}; \\ \bar{j}_D &= \bar{j}_A + \bar{j}_{BA} + \bar{j}_{CB}^n + \bar{j}_{CB}^t + \\ &+ \bar{j}_{DC}^n + \bar{j}_{DC}^t = \bar{j}_B + \bar{j}_{CB} + \bar{j}_{DC}. \end{aligned}$$

Из соотношения плеч маятника определяют положение точки  $l$  на плане ускорений.

Если  $\frac{l_{CD}}{l_{DL}} = \frac{148}{30} = 4,95$ , то  $\frac{\overline{cd}}{\overline{dl}} = 4,95$ , и точка  $l$  будет найдена, если отложить вектор  $\overline{dl} = \frac{\overline{cd}}{4,95}$  с изгибом в соответствующую сторону по отношению к продолженной линии  $cd$ .

Для паровоза ФД  $\sin \psi = 0,1$ , где  $\psi$  — угол изгиба маятника.

Через точку  $O$  плана ускорений проводят прямую, параллельную  $M_{12}P$ , и на ней откладывают вектор

$$\overline{Om''} = \frac{\bar{j}_{MP}^n}{\frac{\omega_2^2}{2}}.$$

Затем через точку  $m''$  проводят прямую, перпендикулярную  $\overline{Om''}$ . Очевидно, искомая точка  $m$  и будет находиться как раз на этой прямой.

Далее проводят через точку  $l$  прямую, параллельную  $L_{12}K_{12}$ , а затем на ней откладывают вектор

$$\overline{lm'} = \frac{\bar{j}_{LM}^n}{\frac{\omega_2^2}{2}} \text{ мм.}$$

Заметим, что на всех планах ускорений точка  $m'$  будет совпадать с точкой  $l$  вследствие незначительности  $\bar{j}_{LM}^n$ .

После этого через точку  $m'$  или  $l$  (фиг. 5) проводят перпендикулярно  $K_{12}L_{12}$  линию, на которой должна лежать точка  $m$ . Очевидно, последняя определится как точка пересечения прямой, проведенной перпендикулярно  $\overline{Om''}$  через точку  $m''$ , с прямой, проходящей через точку  $m'$  или  $l$ , перпендикулярной звену  $KL$ . В результате построения оказываются известными следующие векторы плана ускорений:

$$\overline{Od} = \frac{\bar{j}_D}{\frac{\omega_2^2}{2}} \text{ мм; } \quad \overline{Ol} = \frac{\bar{j}_L}{\frac{\omega_2^2}{2}} \text{ мм}$$

и

$$\overline{Om} = \frac{\bar{j}_M}{\frac{\omega_2^2}{2}} \text{ мм.}$$

Зная положение точек  $l$  и  $m$ , определяют положение точки  $k$  на плане ускорений из соотношения

$$\frac{l_{LM}}{l_{MK}} = \frac{307}{53} = 5,8;$$

имеем

$$\frac{\overline{lm}}{\overline{mk}} = 5,8 \text{ и } \overline{mk} = \frac{\overline{lm}}{5,8} \text{ мм.}$$

После этого находят

$$\overline{Ok} = \frac{\bar{j}_K^n}{\frac{\omega_2^2}{2}} \text{ мм.}$$

Вектор  $\overline{Ok}$  в масштабе

$$1 \text{ мм} \rightarrow \frac{\alpha \omega_2^2}{2} \text{ м/мм} \cdot \text{сек}^2$$

представляет собой абсолютное ускорение шарнира  $K$  механизма. Последнее складывается, как известно, из ускорения при вращательном движении кулисного камня относительно точки  $N$  и ускорения камня при его движении в прорезе кулисы относительно точки  $G$ .

Отсюда можно сделать заключение, что «игра» кулисного камня в данном исследовании учитывается автоматически, и мы здесь не делаем никаких допущений, аналогичных предположению, что кулиса и кулисный камень образуют вращательную пару и т. п.

Для проверки правильности всех расчетов и построений проводят через точку  $g$  линию, параллельную  $KG$ , и на ней откладывают вектор

$$\overline{gk'} = \frac{\bar{j}_{KG}^n}{\frac{\omega_2^2}{2}} \text{ мм.}$$

Если теперь через точку  $k'$  (фиг. 4) провести линию, перпендикулярную  $gk'$ , то она должна пересечь ранее найденную точку  $k$  на плане ускорений.

Перпендикулярность линий  $gk'$  и  $k'k$  служит, таким образом, проверкой правильности всех предыдущих расчетов и построений.

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ И НАПРАВЛЕНИЯ СИЛ ИНЕРЦИИ ЗВЕНЬЕВ МЕХАНИЗМА ПАРОВОЗА ФД

Все основные расчётные величины сводятся в табл. 1. Сила инерции подвижных звеньев механизма определяется из формулы

$$P = -mj_s \text{ кг}, \quad (12)$$

где  $m$  — масса данного звена в  $\text{кг/м}^{-1} \cdot \text{сек}^2$ ;  $j_s$  — ускорение его центра тяжести в  $\text{м/сек}^2$ .

Сила  $P$  направлена в сторону, обратную ускорению  $j_s$ . Ускорения  $j_s$  и точки приложения сил инерции  $P$  определяют для каждого звена в отдельности.

Заметим, что звено 2 (кривошип и контр-кривошип) нас не интересует в данный момент, потому что оно относится к частям ведущего колеса, совершающим вращательное движение с постоянной угловой скоростью  $\omega_2$ , и сила инерции звена учитывается при уравнивании паровоза.

Полагаем, что центр тяжести звеньев 4 и 9 находится в точках  $B$  и  $D$  механизма. Звено 7 — кулисный камень отдельно не рассматривается, а входит как составная часть в звено 12.

Обозначим на схеме (фиг. 6) через  $S_3, S_5, S_6, S_8, S_{10}, S_{11}$  и  $S_{12}$  центры тяжести всех остальных подвижных звеньев 3, 5, 6, 8, 10, 11 и 12. Звенья 6 и 8 совершают только вращательное (колебательное) движение относительно неподвижных точек  $N$  и  $P$  механизма.

Точками приложения сил инерции этих звеньев будут их центры качания  $K_0$ .

Расстояние на схеме механизма от центра тяжести  $S_6$  звена 6 до центра колебания  $K_0$  в миллиметрах (фиг. 6) определяется из формулы

$$l_{S_6 K_0} = \frac{\rho_6^2}{\alpha^2 l_{NS_6}},$$

где  $\rho_6^2$  — квадрат радиуса инерции звена 6 в  $\text{м}$  (см. табл. 1);

$\alpha$  — масштаб чертежа, равный  $0,005 \text{ м/мм}$ ;

$l_{NS_6}$  — расстояние на схеме механизма от точки  $K_0$  и до центра тяжести  $S_6$  звена 6 в  $\text{мм}$ .

Для звена 8 положение точки  $K_0$  определится по аналогичной формуле

$$l_{S_8 K_0} = \frac{\rho_8^2}{\alpha^2 l_{PS_8}}.$$

Величина вектора ускорения центра тяжести звена 6

$$\vec{j}_{S_6} = \frac{l_{NS_6}}{l_{NF}} \vec{j}_F,$$

где  $l_{NS_6}$  — расстояние центра тяжести  $S_6$  звена 6 от оси вращения;

$l_{NF}$  — расстояние точки  $F$  от оси вращения  $N$  того же звена 6;

$\vec{j}_F$  — вектор ускорения точки  $F$  звена 6, найденный непосредственно из плана ускорений (фиг. 5).

Т а б л и ц а 1

Данные для расчёта сил инерции звеньев механизма паровоза ФД

№ звеньев	Наименование деталей механизма	Вес $G$ в $\text{кг}$	Масса $m$ в $\text{кг} \cdot \text{м}^{-1} \cdot \text{сек}^2$	Момент инерции относительно центра тяжести $I_s$ в $\text{кг} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{сек}^{-2}$	Квадрат радиуса инерции $\rho_s^2$ в $\text{м}^2$	$d$ в $\text{м}$	Примечание
3	Ведущее дышло . . . . .	409,7	41,8	77,2	1,85	1,837	$d_3$ — расстояние центра тяжести от центра валика ползуна
4	Прямолинейно-возвратно-движущиеся части (система ползун — поршень) . .	576,2	58,74	—	—	—	
5	Эксцентриковая тяга с валиком . . . . .	44,00	4,48	1,84	0,41	0,770	$d_5$ — расстояние центра тяжести от центра задней головки эксцентриковой тяги
6	Кулиса . . . . .	124,25	12,67	1,33	0,105	0,100	$d_6$ — расстояние центра тяжести от оси качания кулисы
8	Подвеска кулисной тяги . .	12,0	1,22	0,03	0,0246	0,151	$d_8$ — расстояние центра тяжести от центра верхнего валика подвески
9	Прямолинейно-возвратно-движущиеся части (система золотник — кулачок золотникового штока) . . .	138,6	14,13	—	—	—	
10	Поводок маятника и валик	10,35	1,06	0,26	0,245	0,284	$d_{10}$ — расстояние центра тяжести от центра валика ползуна
11	Маятник и средний валик .	42,0	4,28	0,45	0,1053	0,662	$d_{11}$ — расстояние центра тяжести от центра нижнего валика маятника
12	Кулисная тяга с тремя валиками и кулисным камнем . . . . .	63,34	6,46	3,07	0,475	0,703	$d_{12}$ — расстояние центра тяжести от центра кулисного валика

Направление ускорения  $\bar{j}_{S_6}$  определяется из формулы

$$\psi = \arcsin \frac{\bar{j}_{S_6}^t}{\bar{j}_{S_6}},$$

где  $\psi$  — угол между  $l_{NS_6}$  и направлением ускорения  $\bar{j}_{S_6}$ ;

$\bar{j}_{S_6}^t$  — вектор тангенциального ускорения центра тяжести звена 6, определяемый в свою очередь из формулы

$$\bar{j}_{S_6}^t = \epsilon_6 l_{NS_6}.$$

Здесь  $\epsilon_6$  — ранее найденное угловое ускорение звена 6, которое для положения кривошипа  $A_{12}$  равно  $-0,031 \frac{\omega_2^2}{2} 1/\text{сек}^2$ .

Знак «—» указывает направление  $\bar{j}_{S_6}^t$ .

Если  $\epsilon_6$  отрицательно, то  $\bar{j}_{S_6}^t$  будет направлено вправо и отсчёт угла  $\psi$  производится также вправо от линии  $S_6N$  (фиг. 5), т. е. против часовой стрелки.

Сила инерции  $P_6$  звена 6 определяется по формуле (12), приложена в точке  $K_6$  и будет направлена в сторону, обратную ускорению  $\bar{j}_{S_6}$ .

Ускорение  $\bar{j}_{S_8}$  центра тяжести звена 8

$$\bar{j}_{S_8} = \frac{l_{PS_8}}{l_{PM}} \cdot \bar{j}_M,$$

где  $l_{PS_8}$  — расстояние центра тяжести  $S_8$  звена 8 от оси вращения  $P$ ;

$l_{PM}$  — расстояние точки  $M$  от оси вращения  $P$  звена 8;

$\bar{j}_M$  — ускорение точки  $M$  звена 8, найденное из плана ускорений (фиг. 5).

Направление ускорения  $\bar{j}_{S_8}$  совпадает с направлением ускорения шарнира  $M$  механизма, найденного ранее при построении плана ускорений.

Для определения линии действия сил инерции звеньев 3, 5, 10, 11 и 12, совершающих сложное движение, пользуются методом разложения этого движения звеньев на простейшие: поступательное и вращательное.

Вначале определяют центр качания  $K_0$  для вращательного движения звеньев: звена 3 относительно точки  $A$  из формулы

$$l_{S_3K_0} = \frac{\rho_3^2}{\alpha^2 l_{AS_3}};$$

звена 5 относительно точки  $F$

$$l_{S_5K_0} = \frac{\rho_5^2}{\alpha^2 l_{FS_5}};$$

звена 10 относительно точки  $B$

$$l_{S_{10}K_0} = \frac{\rho_{10}^2}{\alpha^2 l_{BS_{10}}};$$

звена 11 относительно точки  $L$

$$l_{S_{11}K_0} = \frac{\rho_{11}^2}{\alpha^2 l_{LS_{11}}};$$

звена 12 относительно точки  $K$

$$l_{S_{12}K_0} = \frac{\rho_{12}^2}{\alpha^2 l_{KS_{12}}}.$$

Положение центров тяжести  $S$  и центров качания  $K_0$  всех звеньев наносят на схему механизма (фиг. 6).

Точки приложения сил инерции этих звеньев определяют графически достаточно известным в теории механизмов и машин способом.

Через точку, например  $S_5$  звена 5, проводят (фиг. 6) линию, параллельную, но обратную вектору  $\bar{Oj}$  плана ускорений (фиг. 5). Затем через точку  $K_0$  проводят линию, параллельную вектору  $\bar{j}_{S_5}$  (представляющему ускорение центра тяжести  $S_5$  звена 5 относительно точки  $F$ ), до пересечения с ранее проведённой линией через точку  $S_5$ . Точка пересечения  $T$  должна лежать на линии действия силы инерции  $P_5 = -mj_{S_5}$ . Вектор  $P_5$  будет направлен обратно вектору  $\bar{OS}_5$  ускорения (фиг. 5) центра тяжести звена 5.

Точкой приложения силы инерции  $P_5$  может быть любая точка, лежащая на линии  $ee$ , проведённой параллельно ускорению  $\bar{OS}_5$  центра тяжести звена через найденную выше точку  $T$ .

В том случае, если эта точка выходит за пределы чертежа, надлежит воспользоваться методом центра ускорений. Метод центра ускорений основывается на подобии звена  $IKL$  [где  $I$  — центр ускорений, лежащий на пересечении ускорений точек  $K$  и  $L$  нашего механизма, но выходящий в данном случае из плоскости чертежа (фиг. 6)] и треугольника  $OkI$  плана ускорений (фиг. 5).

При рассмотрении, например, звена 12 поворачивают треугольник  $OkI$  так, чтобы отрезок  $kl$  был параллелен кулисной тяге  $KL$  (фиг. 5). Находят далее на плане ускорений точку  $s_{12}$ , соответствующую данной точке  $S_{12}$  центра тяжести звена  $KL$ . Соединив точку  $s_{12}$  с точкой  $O$ , проводят через точку  $S_{12}$  линию, параллельную отрезку  $OS_{12}$ , и откладывают на ней отрезок  $S_{12}T_{12}$ , длина которого равна

$$l_{S_{12}T_{12}} = \frac{\rho^2}{\alpha^2 l_{PS_{12}}};$$

но из подобия треугольников имеем

$$\frac{l_{PS_{12}}}{l_{KL}} = \frac{\bar{OS}_{12}}{kl},$$

откуда

$$l_{PS_{12}} = l_{KL} \cdot \frac{\bar{OS}_{12}}{kl};$$

тогда

$$l_{S_{12}T_{12}} = \frac{\rho^2 kl}{\alpha^2 l_{KL} \bar{OS}_{12}}.$$

Откладывают затем  $S_{12}T_{12}$ , равное 33,1 мм, на линии (фиг. 6), проведённой через точку  $S_{12}$  звена параллельно повернутому ускорению  $\bar{OS}_{12}$  из плана ускорений (фиг. 5).

Через найденную точку  $T_{12}$  проводят линию, параллельную действительному уско-

рению точки  $s_{12}$ , но обратно направленную. Очевидно, на этой линии и находится точка приложения силы инерции звена 12.

Линии действия всех сил инерции и векторы этих сил  $P$  наносятся на схему механизма.

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В ШАРНИРАХ МЕХАНИЗМА

Рассматривают сначала четырёхповодковую группу механизма (фиг. 6). К ней относятся звенья 7, 8, 9, 10, 11 и 12.

Из условия равновесия звена 10 находят

$$\bar{Y}_{4;10} = - \frac{M_C(P_{10})}{l_{BC}} = - \frac{0,469 \omega_2^2 \cdot 14,5}{109} = 0,0625 \omega_2^2 \text{ кг.}$$

Для звена 7, если пренебречь трением кулисного камня,

$$X_{7;12} = 0.$$

Для звена 8

$$\bar{Y}_{1;8} = - \frac{M_M(P_8)}{l_{PM}} = - \frac{0,01067 \omega_2^2 \cdot 1}{70} = - 0,000153 \omega_2^2 \text{ кг.}$$

Прежде чем написать уравнение моментов для определения  $X_{12;11}$  и  $Y_{12;11}$ , продолжают направление составляющей  $Y_{11;9}$  реакции шарнира  $D$  до пересечения в точке  $q$  с линией  $BC$  поводка маятника. После этого соединяют точку  $L$  механизма с точкой  $q$ . Принимают далее линию  $Lq$  за направление составляющей  $Y_{12;11}$ .

Составляющая  $X_{12;11}$  будет перпендикулярна  $Y_{12;11}$ .

Взяв уравнение суммы моментов сил и реакций, действующих на звенья 9, 10 и 11 относительно точки  $q$ , находят величину реакции  $X_{12;11}$ :

$$M_q(P_{10}) + M_q(Y_{4;10}) + M_q(P_{11}) + M_q(P_9) + M_q(X_{12;11}) = 0$$

или

$$M_q(X_{12;11}) = -M_q(P_{10}) - M_q(Y_{4;10}) - M_q(P_{11}) - M_q(P_9).$$

Определив величины и знаки моментов, получают:

$$\begin{aligned} 164 X_{12;11} &= 0,469 \omega_2^2 \cdot 24,3 - \\ &- 0,0625 \omega_2^2 \cdot 58,4 - 0,4815 \omega_2^2 \cdot 27,3 - \\ &- 1,228 \omega_2^2 \cdot 136,3; \\ X_{12;11} &= - \frac{172,8 \omega_2^2}{164} = - 1,054 \omega_2^2 \text{ кг.} \end{aligned}$$

Для определения величины  $Y_{12;11}$  составляют уравнение моментов сил и реакций, действующих на звенья 7, 8 и 12, относительно точки  $M_1$  пересечения линий  $PM$  и  $KG$ .

Для положения кривошипа  $A_{12}$  эта точка совпадает с точкой  $M$ . Уравнение моментов имеет вид:

$$M_{M_1}(P_8) + M_{M_1}(P_{12}) + M_{M_1}(Y_{1;8}) + M_{M_1}(X_{12;11}) + M_{M_1}(Y_{12;11}) = 0$$

или

$$M_{M_1}(Y_{12;11}) = -M_{M_1}(P_8) - M_{M_1}(P_{12}) - M_{M_1}(Y_{1;8}) - M_{M_1}(X_{12;11}).$$

Определив величины и знаки моментов, получают:

$$\begin{aligned} 308 Y_{12;11} &= - (0,01067 \omega_2^2 \cdot 1 + \\ &+ 0,1538 \omega_2^2 \cdot 119 - 0,000153 \omega_2^2 \cdot 70 - \\ &- 1,054 \omega_2^2 \cdot 35), \end{aligned}$$

откуда

$$Y_{12;11} = - \frac{18,06}{308} \omega_2^2 = 0,0586 \omega_2^2 \text{ кг.}$$

Далее составляют уравнение моментов относительно точки  $q$ :

$$M_q(X_{11;12}) + M_q(P_{10}) + M_q(Y_{4;10}) + M_q(P_{11}) + M_q(X_{11;9}) = 0,$$

или

$$M_q(X_{11;9}) = -M_q(X_{11;12}) - M_q(P_{10}) - M_q(Y_{4;10}) - M_q(P_{11}).$$

Затем определяют величины и знаки моментов:

$$\begin{aligned} 136,3 X_{11;9} &= - (1,054 \omega_2^2 \cdot 164 - \\ &- 0,469 \omega_2^2 \cdot 24,3 + 0,0625 \omega_2^2 \cdot 58,4 + \\ &+ 0,4815 \omega_2^2 \cdot 27,3), \end{aligned}$$

откуда

$$X_{11;9} = - \frac{178,4}{136,3} \omega_2^2 = - 1,31 \omega_2^2 \text{ кг.}$$

Построив силовой многоугольник  $I$  сил, действующих на звенья 9, 10 и 11,

$$\bar{Y}_{4;10} + \bar{P}_{10} + \bar{P}_{11} + \bar{X}_{12;11} + \bar{Y}_{12;11} + \bar{X}_{9;11} + \bar{Y}_{9;11} + \bar{X}_{4;10} = 0,$$

находят величины  $\sim \bar{P}_{11;12}$ ,  $\bar{Y}_{9;11}$  и  $\bar{X}_{4;10}$ .

Однако, учитывая, что  $\bar{Y}_{9;11}$  невелико, для упрощения графических построений считают, что

$$\bar{Y}_{9;11} = 0, \text{ а } \bar{X}_{9;11} = \bar{P}_9.$$

После этого силовой многоугольник  $I$  будет иметь более простой вид:

$$\bar{Y}_{4;10} + \bar{P}_{10} + \bar{P}_{11} + \bar{P}_9 + \bar{X}_{12;11} + \bar{Y}_{12;11} + \bar{X}_{4;10} = 0.$$

Расчётов по определению величины  $Y_{12;11}$  и  $X_{12;11}$  производить теперь не следует.

В случае, если будет необходимо определить давление также и на параллели золот-

никового кулачка, то, разумеется, считать  $X_9 = P_9$ , пренебрегать  $Y_{9;11}$  и строить затем упрощенный многоугольник сил нельзя.

Следовательно, после того как определена величина и направление  $X_{12;11}$ , следует построить многоугольник  $I$  сил, действующих на звенья 9, 10 и 11:

$$\bar{Y}_{4;10} + \bar{P}_{10} + \bar{P}_{11} + \bar{P}_9 + \bar{X}_{12;11} + \bar{Y}_{12;11} + \bar{X}_{4;10} = 0,$$

и многоугольник  $II$  сил, действующих на звенья 1, 7, 8 и 12,

$$\bar{P}_{11;12} + \bar{P}_{12} + \bar{P}_8 + \bar{Y}_{1;8} + \bar{X}_{1;8} + \bar{Y}_{7;12} = 0,$$

где  $\bar{P}_{11;12} = 1,07 \omega_2^2$  (из многоугольника  $I$ ).

В результате построения двух многоугольников сил получают:

$$P_{10;4} = 1,142 \omega_2^2 \text{ кг};$$

$$P_{11;12} = 1,07 \omega_2^2 \text{ кг};$$

$$P_{8;1} = 0,11 \omega_2^2 \text{ кг};$$

$$P_{10;11} = 0,7 \omega_2^2 \text{ кг};$$

$$P_{8;12} = 0,1 \omega_2^2 \text{ кг};$$

$$P_{7;6} = P_{12;7} = -Y_{7;12} = 1,07 \omega_2^2 \text{ кг}.$$

Затем переходят к определению усилий, действующих в шарнирах первой диады, составленной из звеньев 5 и 6. Даны следующие силы:

$$P_5 = 0,427 \omega_2^2 \text{ кг};$$

$$P_6 = 0,1584 \omega_2^2 \text{ кг};$$

$$P_{7;6} = P_{12;7} = 1,07 \omega_2^2 \text{ кг}.$$

Из уравнений моментов находят:

$$Y_{2;5} = -\frac{M_F(P_5)}{I_{EF}} = -\frac{0,427 \omega_2^2 \cdot 331,2}{342} = -0,414 \omega_2^2;$$

$$Y_{1;6} = -\frac{M_F(P_6) + M_F(P_{7;6})}{130} = -\frac{0,1584 \omega_2^2 \cdot 50,8 + 1,07 \omega_2^2 \cdot 71,3}{130} = -\frac{8,05 \omega_2^2 + 76,3 \omega_2^2}{130} = -\frac{84,35}{130} = -0,649 \omega_2^2 \text{ кг}.$$

Строят силовой многоугольник для первой диады:

$$\bar{Y}_{2;5} + \bar{P}_5 + \bar{P}_6 + \bar{P}_{7;6} + \bar{Y}_{1;6} + \bar{X}_{1;6} + \bar{X}_{2;5} = 0,$$

где неизвестны по величине  $\bar{X}_{1;6}$  и  $\bar{X}_{2;5}$ .

В результате получают:

$$P_{6;1} = 0,69 \omega_2^2 \text{ кг};$$

$$P_{5;2} = 0,507 \omega_2^2 \text{ кг};$$

$$P_{6;5} = 0,405 \omega_2^2 \text{ кг}.$$

Для второй диады, составленной из звеньев 3 и 4, имеются известные силы:

$$\sim P_3, P_4 \text{ и } P_{10;4} = -P_{4;10}.$$

Таблица 2

Усилия, действующие в шарнирах механизма паровоза серии ФД (в  $\omega_2^2 \text{ кг}$ )

Усилия	Обозначения	Положения кривошипа											
		A <sub>12</sub>	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	A <sub>3</sub>	A <sub>4</sub>	A <sub>5</sub>	A <sub>6</sub>	A <sub>7</sub>	A <sub>8</sub>	A <sub>9</sub>	A <sub>10</sub>	A <sub>11</sub>
От звеньев парораспределительного механизма на шарниры:													
B . . . . .	P <sub>10; 4</sub>	1,142	0,959	0,560	0,110	0,337	0,795	1,020	0,762	0,806	0,434	0,258	0,880
D . . . . .	P <sub>3</sub>	1,310	1,637	1,435	1,097	0 190	0,249	0,812	1,181	1,961	1,585	0,305	0,614
P . . . . .	P <sub>8; 1</sub>	0,110	0,685	0,953	0,906	0,248	0,135	0,255	0,220	0,605	0,652	0,179	0,055
L . . . . .	P <sub>11; 12</sub>	1,070	1,620	1,473	1,180	0,260	0,325	0,610	1,152	1,970	1,673	0,384	0,488
N . . . . .	P <sub>6; 1</sub>	0,690	1,420	1,600	1,540	0,640	0,390	0,530	0,910	1,740	1,467	0,575	0,080
C . . . . .	P <sub>11; 10</sub>	0,700	0,580	0,410	0,195	0,112	0,515	0,695	0,445	0,605	0,410	0,087	0,513
M . . . . .	P <sub>8; 12</sub>	0,100	0,678	0,950	0,910	0,247	0,146	0,260	0,075	0,610	0,648	0,175	0,064
K . . . . .	P <sub>7; 6</sub>	1,070	1,890	1,837	1,680	0,625	0,348	0,405	1,353	2,735	2,316	0,767	0,267
F . . . . .	P <sub>6; 5</sub>	0,405	0,764	0,820	0,785	0,385	0,368	0,244	0,660	1,830	1,670	0,605	0,054
E . . . . .	P <sub>5; 2</sub>	0,507	1,245	1,724	1,855	1,270	0,815	0,522	1,345	2,740	2,588	1,400	0,618
На параллель в вертикальном направлении	P <sub>4; 1</sub>	0,600	3,95	4,70	3,10	1,8	0,4	0,35	0,33	1,54	3,33	1,38	3,04
На шарнир A . . . . .	P <sub>3; 2</sub>	43,92	36,25	18,35	7,40	22,55	33,40	36,08	32,70	22,55	7,80	18,57	36,7

Составляющая

$$Y_{2;3} = - \frac{M_B(P_3)}{l_{AB}} = \frac{16,9 \omega_2^2 \cdot 5}{605} = 0,1396 \omega_2^2 \text{ кг.}$$

Сироят силовой многоугольник:

$$\bar{Y}_{2;3} + \bar{P}_3 + \bar{P}_4 + \bar{P}_{10;4} + \bar{P}_{1;4} + \bar{X}_{2;3} = 0,$$

откуда определяют неизвестные силы:

$$P_{1;4} = 0,60 \omega_2^2 \text{ кг;}$$

$$P_{3;2} = 43,92 \omega_2^2 \text{ кг.}$$

В табл. 2 приведены величины усилий, действующих в шарнирах парораспределительного механизма паровоза серии ФД, выраженные в  $\omega_2^2$  кг.

Для скорости  $v = 85$  км/час величина  $\omega = 992$ .

В заключение отметим, что для приближённых подсчётов при проектировании паровозов обычно применяют метод, разработанный инж. М. Н. Щукиным [16], являющийся дальнейшим развитием метода инж. Шестакова.

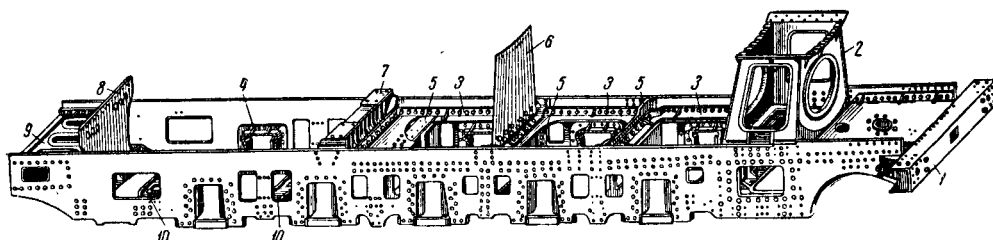
## ПАРОВОЗНЫЕ РАМЫ

### ХАРАКТЕРИСТИКА РАМ

В современном паровозостроении применяют три типа паровозных рам: листовую, брусковую и цельнолитую.

**Листовые рамы.** Типичным примером конструкции листовой рамы может служить рама паровоза серии СО (фиг. 1), состоящая из двух стальных боковых полотнищ марки Ст. 3 толщиной 32 мм, скреплённых между собой рядом междурамных креплений.

Благодаря большой высоте полотнищ (1,1 ÷ 1,2 м) листовая рама обладает значительной жёсткостью в вертикальной плоскости, солидные междурамные крепления обеспечивают



Фиг. 1. Общий вид листовой рамы паровоза серии СО

достаточную жёсткость рамы и в горизонтальной плоскости. Прочные соединения элементов рамы обеспечиваются установкой призонных болтов диаметром 24—30 мм из Ст. 5.

Котёл рассматриваемого паровоза опирается дымовой коробкой на переднюю неподвижную опору 2; топочной частью котёл опирается на две подвижные опоры: переднюю опору топки 7 и заднюю — гибкую опору 8.

Таблица 3  
Усилия (в кг), действующие в шарнирах механизма паровоза ФД при скорости 85 км/час

Наименование шарнира	Положение кривошипа $A_2$		Положение криво- шипа	Величина усилий по данному методу расчёта
	Величина усилий по методу расчёта			
	дан- ному	Щуки- на		
$B$ . . . . .	109	308	$A_{12}$	1 135
$C$ . . . . .	194	308	$A_{12}$	694
$D$ . . . . .	1 090	1 555	$A_8$	1 945
$L$ . . . . .	1 171	1 526	$A_8$	1 956
$M$ . . . . .	903	89	$A_2$	943
$P$ . . . . .	899	82	$A_2$	945
$K$ . . . . .	1 667	2 013	$A_8$	2 715
$N$ . . . . .	1 528	1 181	$A_8$	1 730
$F$ . . . . .	729	1 511	$A_8$	1 820
$E$ . . . . .	1 840	2 510	$A_8$	2 720

В табл. 3 приведены сравнительные данные результатов расчёта указанных усилий по методу М. Н. Щукина и по данному методу для положения кривошипа  $A_2$ . В этой же таблице приведены максимальные значения усилий, полученные по данному методу.

В передней части рамы устанавливают буферный брус 7, переднее горизонтальное крепление с шкворнем для тележки и междучилиндровое крепление, на которое сверху ставится передняя опора 2.

В верхней части рамы устанавливают горизонтальные крепления 3, объединённые болтовыми соединениями с рядом вертикальных креплений 5. К вертикальному креплению присоединяется промежуточная гибкая опора 6, называемая подбрюшником котла. В задней части рамы устанавливают задний стяжной ящик 9. С целью укрепления рамы вводятся нижние горизонтальные междурамные крепления 10. Для укрепления рамы в буксо-

вые вырезы применяют буксовые направляющие 4.

На фиг. 2 приведена конструкция передней опоры топки 7 в увеличенном масштабе. На обработанных плоскостях A и B устанавливают скобы 7, в пространство между которыми входит опорный башмак 2, прикрепленный к опорному каблучку топочной рамы.

Под башмак кладут вкладыш, изготовленный из бронзы или стали с наплавкой латуни.

Вкладыш опирается на стальную цементированную прокладку.

На фиг. 3 приведено крепление рам между цилиндрами и буферный брус паровоза серии Э<sup>м</sup> с листовой рамой. Стальное литое цилиндрическое крепление 1 служит основанием для опоры дымовой камеры 2. В передней части рамы установлены литая стальная плита 3 и буферный брус 4.

Конструкция междурамного крепления сзади цилиндров рамы паровоза серии Э<sup>м</sup> приведена на фиг. 4. Горизонтальная плита 1 прочно укреплена с цилиндрическим креплением и вертикальной плитой 2 чистыми болтами, устанавливаемыми из-под развёртки.

Стяжной ящик листовой рамы (фиг. 5) представляет собой стальную отливку, укрепленную между рамами чистыми цилиндрическими или конусными болтами диаметром 24—30 мм.

В стяжном ящике размещается главная стяжка 1 и запасные стяжки 2. Запасных стяжек может быть две (паровозы серий Э<sup>м</sup> и СО) или одна (паровозы серий ФД и ИС) (фиг. 6). Стяжки укреплены шарнирно на шкворнях 3, работающих в запрессованных втулках 4 (материал Ст. 5).

В корпусе стяжного ящика над стяжками (фиг. 5) имеется углубление, в которое устанавливается радиальный буфер, сцепляющий паровоз с тендером (описание конструкции радиального буфера см. главу «Тендер»). В табл. 1 приведены основные размеры стяжных ящиков некоторых паровозов СССР.

Продольные боковые полотноща рамы имеют сквозные вырезы (фиг. 7) для размещения букс; места вырезов усилены буксовыми направляющими 1 из стального литья. Снизу вырезы рамы укрепляют буксовыми струнками 2, пригнанными по краске к выступам рамных листов 3, называемых «каблучками» рамы.

В передней части буксовой направляющей устанавливают буксовый клин 4 из стали марки Ст. 5, входящий в пространство между буксой и буксовой направляющей. Для регулирования зазора между буксой и направляющей буксовый клин 4 может подниматься или опускаться при помощи натяжного болта 5.

Для облегчения веса и удобства эксплуатации рама имеет ряд дополнительных вырезов.

На фиг. 8 приведён эскиз листовой рамы с главными размерами, объединёнными в табл. 2.

Для паровозов большой мощности листовые рамы не употребляются из-за неизбежного увеличения высоты рамных полотен, наличия многочисленных междурамных креплений, трудностей размещения верхнего рессорного подвешивания и т. п.

Поэтому в современных паровозах (серий ФД, ИС, Л и др.) применяют брусковые рамы.

**Брусковые рамы.** В полотнощах брусковых рам толщиной 90—150 мм обеспечивается повышенная жёсткость рамы в горизонтальной плоскости, что приводит к уменьшению числа междурамных креплений.

Брусковые рамы облегчают установку блокных цилиндров, большая толщина полотнощ позволяет обходиться без буксовых направляющих. Значительная толщина буксовых струнок обеспечивает большую прочность в сечениях надбуксовых вырезов.

На фиг. 9 показан общий вид брусковой рамы паровоза серии Л. К полотноща рамы толщиной 140 мм крепятся: буферный брус 1, блок цилиндров 2, шкворневое междурамное крепление 3, кулисная балка 4 и междурамные крепления 5, 6, 7, 8. В задней части рамы укреплен стяжной ящик 9. Дымовая коробка укрепляется с рамой передними раскосами 10, на цилиндрическом блоке установлена передняя опора котла 11.

Цилиндрическая часть котла укреплена с рамой двумя подбрюшниками 12. Топка опирается на переднюю гибкую опору 13 и заднюю гибкую опору 14.

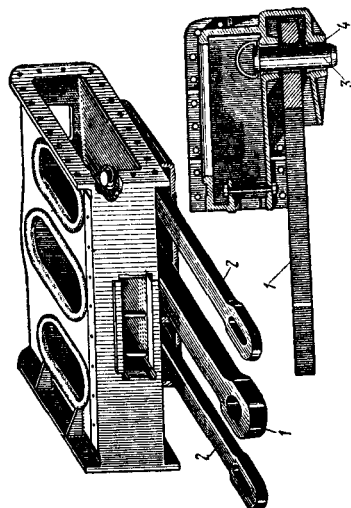
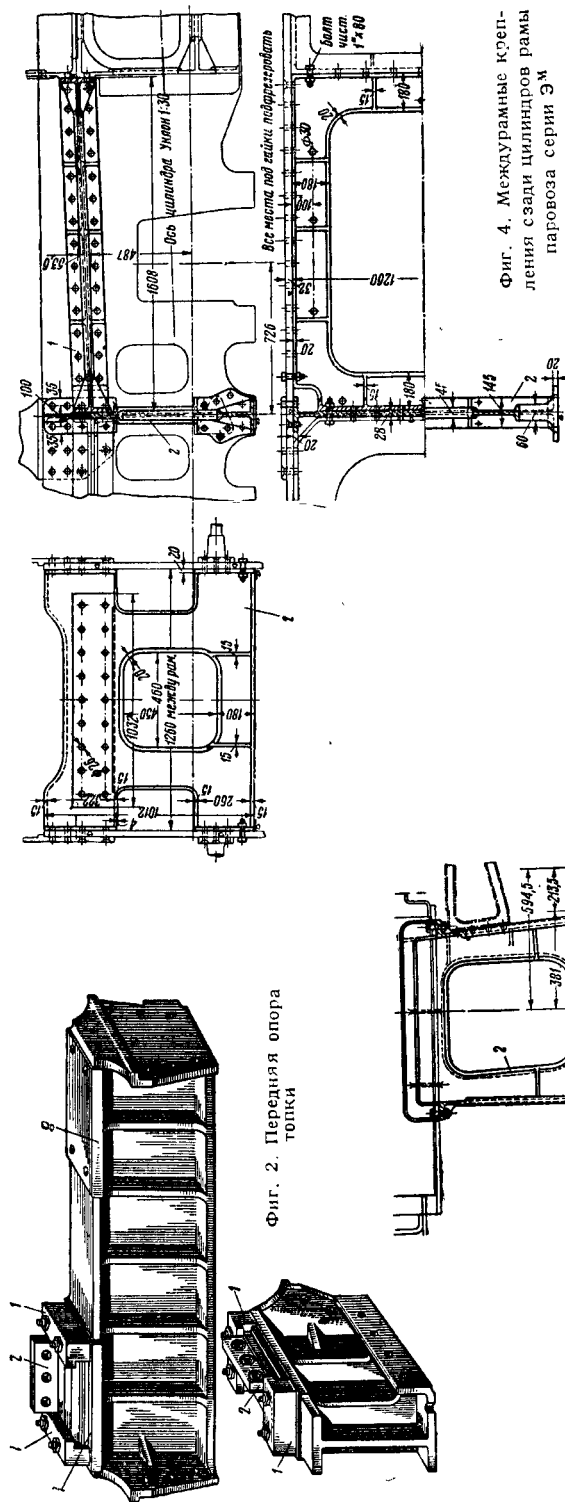
Соединение рамы с междурамными креплениями выполняется коническими призонными болтами из Ст. 5, показанными в первый период постановки на фиг. 10. Постановку болтов следует производить со стороны более тонкого фланца (для брусковых рам—с внутренней стороны рамы), иначе за счёт необходимого размера резьбы, оставляемого для натяга, уменьшается рабочая длина тела болта во фланце, что ведёт к обминанию стержня болта и его ослаблению.

Буферный брус современных паровозных брусковых рам изготавливают в виде массивной

Стяжные ящики рам паровозов  
(обозначения по фиг. 6)

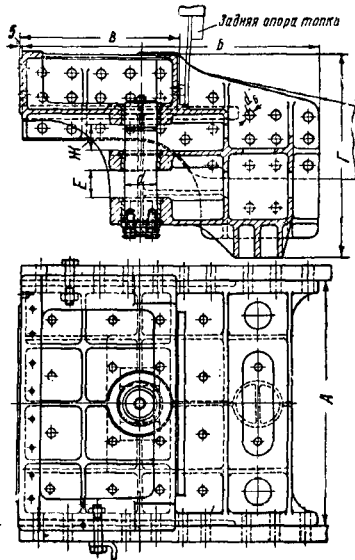
Таблица 1

Паровоз серии	Размеры в мм									Число болтов <i>l</i>	Вес в кг					Общий вес стяж-ного ящика в сборке в кг
	А	Б	В	Г	а		Ж главной стяжки	Е запасной стяжки	d <sub>б</sub>		корпуса	главной стяжки	запасной стяжки	шкворня главной стяжки	шкворня за-пасной стяж-ки	
					шкворня главной стяжки	шкворня запасной стяжки										
Эм	1 260	855	785	608	100	60	110	98	26	36	704	124	2×37,5	24,3	2×7,9	1 510
СО	1 260	855	785	608	99	59	110	98	1"	40	736	194	2×43,5	21,8	2×7,08	1 106
СУ	1 180	654	—	420	90	60	90	80	1 1/4"	38	356	98	2×18,6	22,7	2×9,8	563
Л	1 000	880	—	470	99В,	59В,	105	105	М.30	18	432	136	2×38	23,7	2×7,92	695
ФД	925	1 132	605	770	120	—	100	100	1 1/4"	60	780	188	184	40	—	1 355
Еа	965	794	—	668	101,6	57	133	52	1 1/4"	24	752	278	—	—	—	1 230

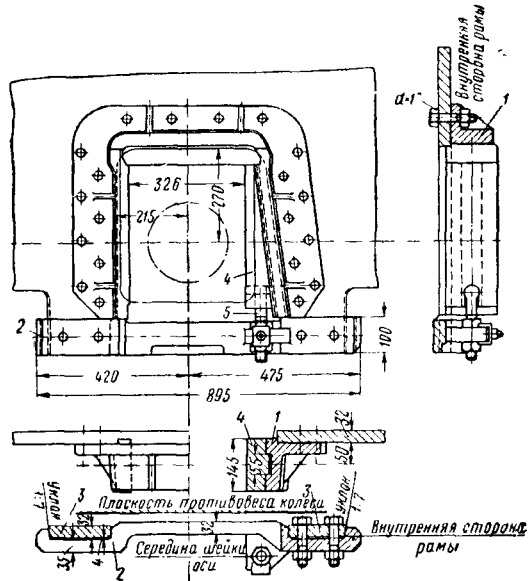


Фиг. 5. Стяжной ящик листовой рамы

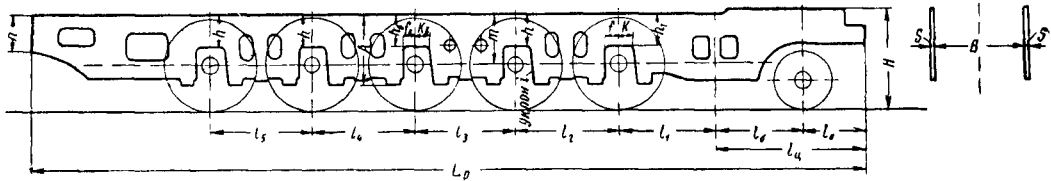




Фиг. 6. Стяжной ящик брусовой рамы (паровозы серий ФД и ИС)



Фиг. 7. Буксовая направляющая листовой рамы



Фиг. 8. Эскиз листовой рамы

Листовые рамы некоторых серий паровозов СССР

Таблица 2

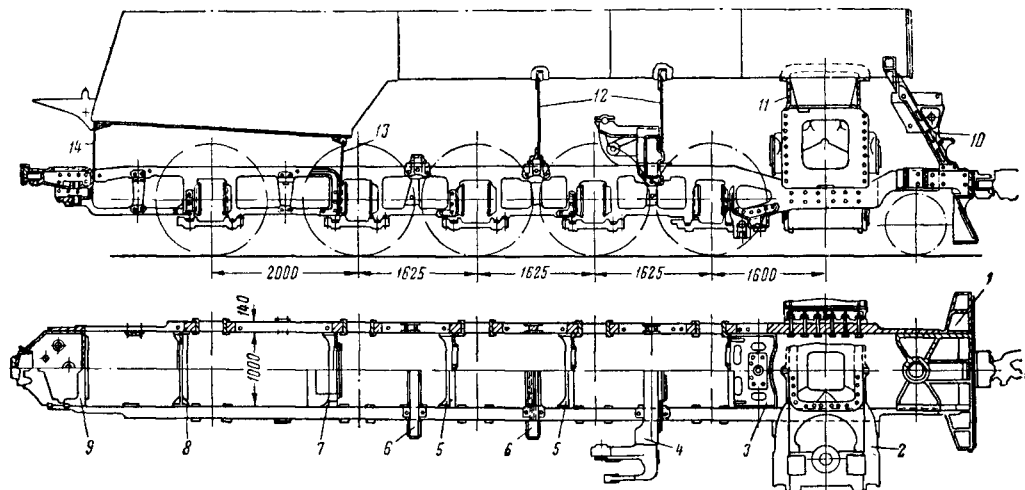
(обозначения по фиг. 8)

Серия и тип паровоза	Размеры в мм										
	A	B	S	L <sub>p</sub>	H	l <sub>ц</sub> (до оси цилиндра)	l <sub>0</sub>	l <sub>б</sub>	l <sub>1</sub>	l <sub>2</sub>	l <sub>3</sub>
ЭМ, 0-5-0 . . .	1 025	1 260	32	10 854	1 400	1 200	0	0	1 380	1 460	1 430
СО, 1-5-0 . . .	1 025	1 260	32	11 909	1 422	2 155	885	1 270	1 380	1 460	1 430
СУ, 1-3-1 . . .	1 085	1 230	29/30*	12 830	1 705	2 300	110	1 200	1 800	1 975	1 925

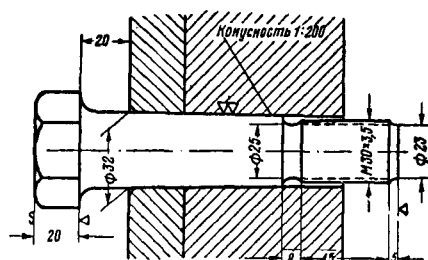
Продолжение табл. 2

Серия и тип паровоза	Размеры в мм											
	l <sub>4</sub>	l <sub>5</sub>	h <sub>1</sub>	h <sub>2</sub>	h	m	n	t	f	k	f <sub>с</sub>	κ <sub>с</sub>
ЭМ, 0-5-0 . . .	1 430	1 460	460	450	460	720	533	1:10,5	183	210	193	220
СО, 1-5-0 . . .	1 430	1 460	460	450	460	720	533	1:10,5	183	210	193	220
СУ, 1-3-1 . . .	до центра под колёса 3 400		510	510	510	780	530	1:10,5	193	220	193	220

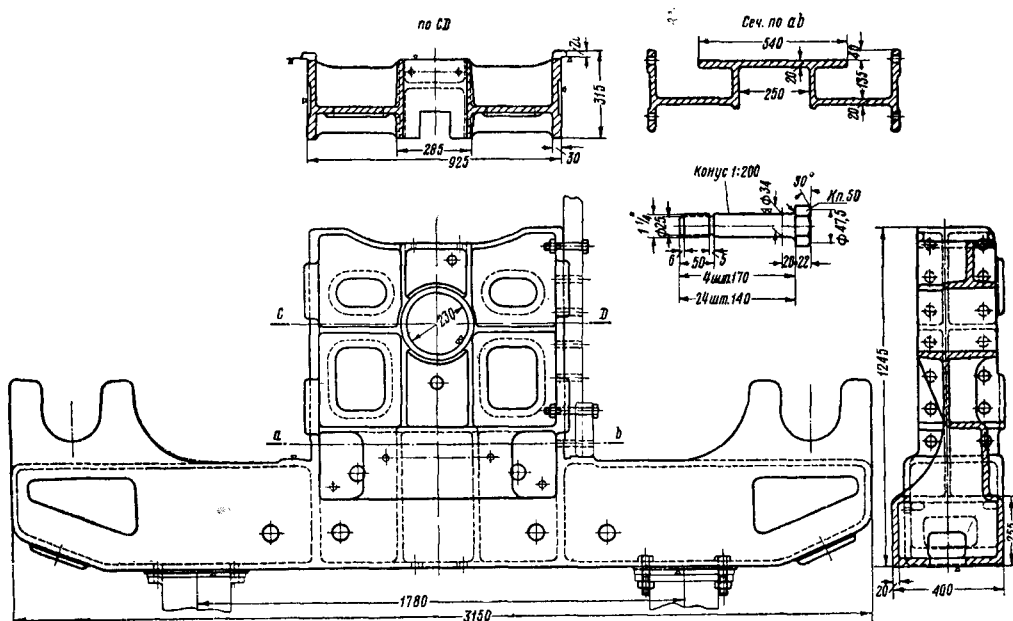
\* Для усиления буксовых вырезов снаружи рамы применены накладки толщиной 12 мм.



Фиг. 9. Общий вид брусковой рамы паровоза серии Л



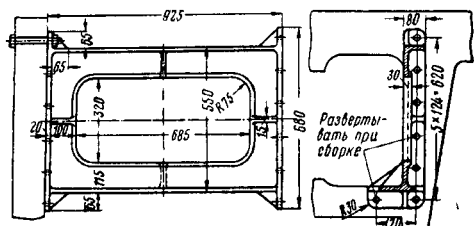
Фиг. 10. Призонный конический рамный болт



Фиг. 11. Буферный брус паровоза серии ФД

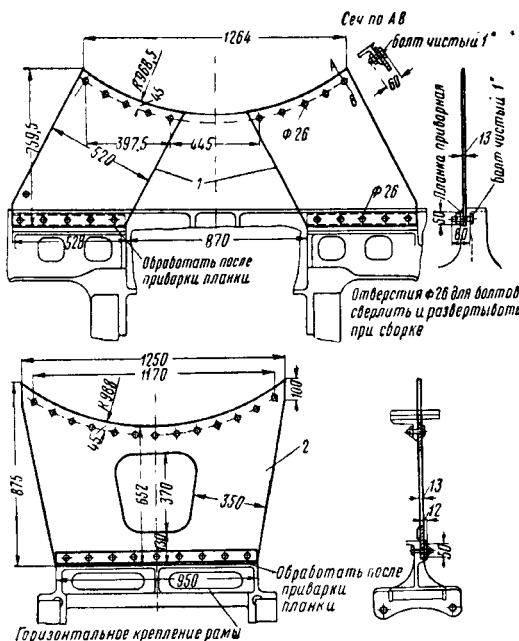
отливки (фиг. 11) для паровозов серий ФД и ИС или состоящими из трёх отдельных частей—центральной отливки и двух кронштейнов, видимых на фиг. 9, для паровоза серии Л. Буферный брус и кронштейны укреплены в раме призонными болтами и дополнительно приварены к ней для увеличения прочности.

На фиг. 12 приведена конструкция вертикального междурамного крепления брусковой рамы паровоза серии ФД.



Фиг. 12. Междурамное крепление брусковой рамы паровоза серий ФД

На фиг. 13 представлена конструкция передних гибких опор или так называемых гибких подбрюшников котла паровоза серии ФД. Здесь 1 — первая передняя опора, 2 — вторая опора.

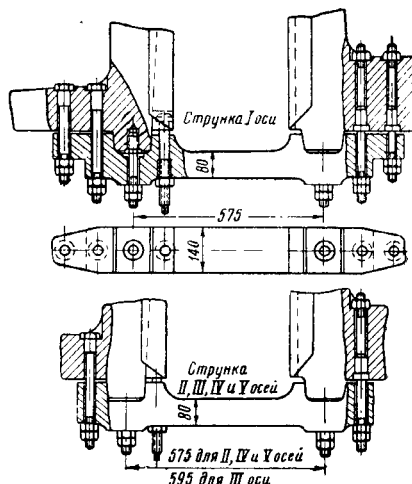


Фиг. 13. Передние гибкие опоры котла паровоза серии ФД

На фиг. 14 показана буксовая струнка паровоза серии Л с креплением под каблучком рамы, что создаёт меньшие возможности перекаса струнки при её креплении. Струнки отливают из Ст. 25-4522 или делают штампованными из Ст. 5.

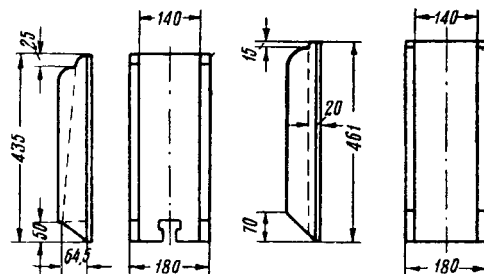
Буксовый клин в брусковых рамах (фиг. 15) изготавливают из чугуна СЧ 21-40

и ставят сзади буксы. В передней части буксы помещают накладку, изготовленную из того же материала и являющуюся сменной деталью при износе рабочих поверхностей.



Фиг. 14. Буксовая струнка ведущей и сцепных осей паровоза серии Л

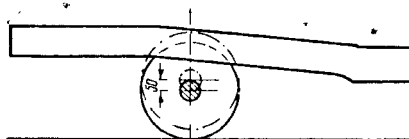
С целью уменьшения длины полотнищ главной рамы в паровозах с поддерживающей тележкой применяют так называемые хвостовики, изготавливаемые из отдельных прокатных



Фиг. 15. Клин и накладка при брусковой раме

полотнищ меньшей толщины, чем листы главной рамы, или в виде стальной отливки (совместно со стяжным ящиком). В концах полотнищ главной рамы фрезеруют пазы, в которые вставляют хвостовики и укрепляют призонными болтами.

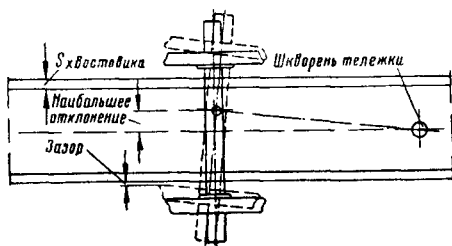
Конфигурация хвостовика выбирается с проверкой приближения оси задней колёсной пары к телу хвостовика (фиг. 16), просадка главного строения принимается равной 50 мм.



Фиг. 16. К выбору конфигурации хвостовика

Расстояние между полотнами хвостовика также проверяют (фиг. 17) при наибольшем отклонении тележки от продольной оси паровоза.

Подобную проверку производят и для передней тележки (фиг. 18) с наибольшим перекосом бегунковой оси за счёт установок одного из колёс на наружный рельс кривой.

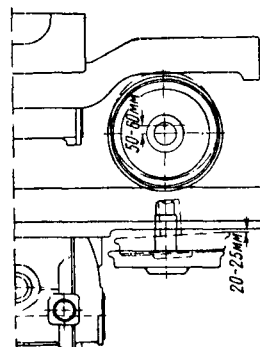


Фиг. 17. Проверка приближения колёсной пары к хвостовикам

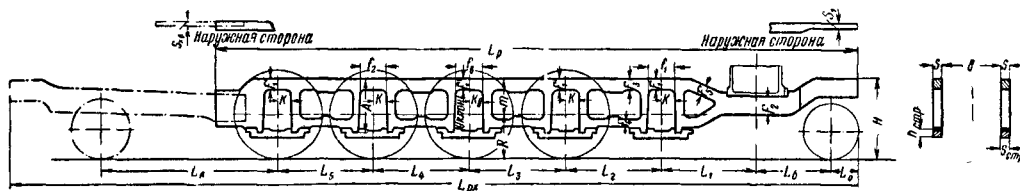
В табл. 3 приведены основные размеры брусковых рам некоторых паровозов СССР с обозначениями по фиг. 19.

В табл. 4 указаны веса элементов рамы и комплектные веса рамы после сборки. Веса креплений указаны в порядке их расположения на раме, считая от цилиндров.

Фиг. 18. Выбор очертания контура передней части рамы



**Цельнолитые рамы.** В последнее время получают распространение цельнолитые рамы



Фиг. 19. Эскиз брусковой рамы

Брусковые рамы некоторых паровозов СССР  
(обозначения по фиг. 19)

Таблица 3

Серия и тип паровоза	Размеры в мм										
	A	B	S	L <sub>p</sub>	L <sub>px</sub>	H	L <sub>b</sub>	L <sub>c</sub>	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	L <sub>3</sub>
Л, 1-5-0 . . . .	750	1 000	140	12 225	—	1 210	325	1 275	1 600	1 625	1 625
ФД, 1-5-1 . . . .	820	925	125	11 075	15 042	1 245	625	1 220	1 650	1 625	1 625
Е <sup>а</sup> , 1-5-0 . . . .	774,7	965,2	127	11 801	—	1 130	939,7	1 168,5	1 625,6	1 422,4	1 422,4

! Продолжение табл. 3

Серия и тип паровоза	Размеры в мм											
	L <sub>4</sub>	L <sub>5</sub>	L <sub>6</sub>	m	R	F <sub>1</sub>	F <sub>1</sub> '	F <sub>2</sub>	F <sub>3</sub>	F <sub>4</sub>	F <sub>5</sub>	t
Л, 1-5-0 . . . .	1 625	2 000	0	460	750	160	160	275	145	95	180	1:12
ФД, 1-5-1 . . . .	1 625	1 625	3 000	495	750	175	175	320	200	120	230	1:12
Е <sup>а</sup> , 1-5-0 . . . .	1 422,4	1 422,4	0	470	660	171,4	171,4	279,4	146	101,6	177,8	1:12

Продолжение табл. 3

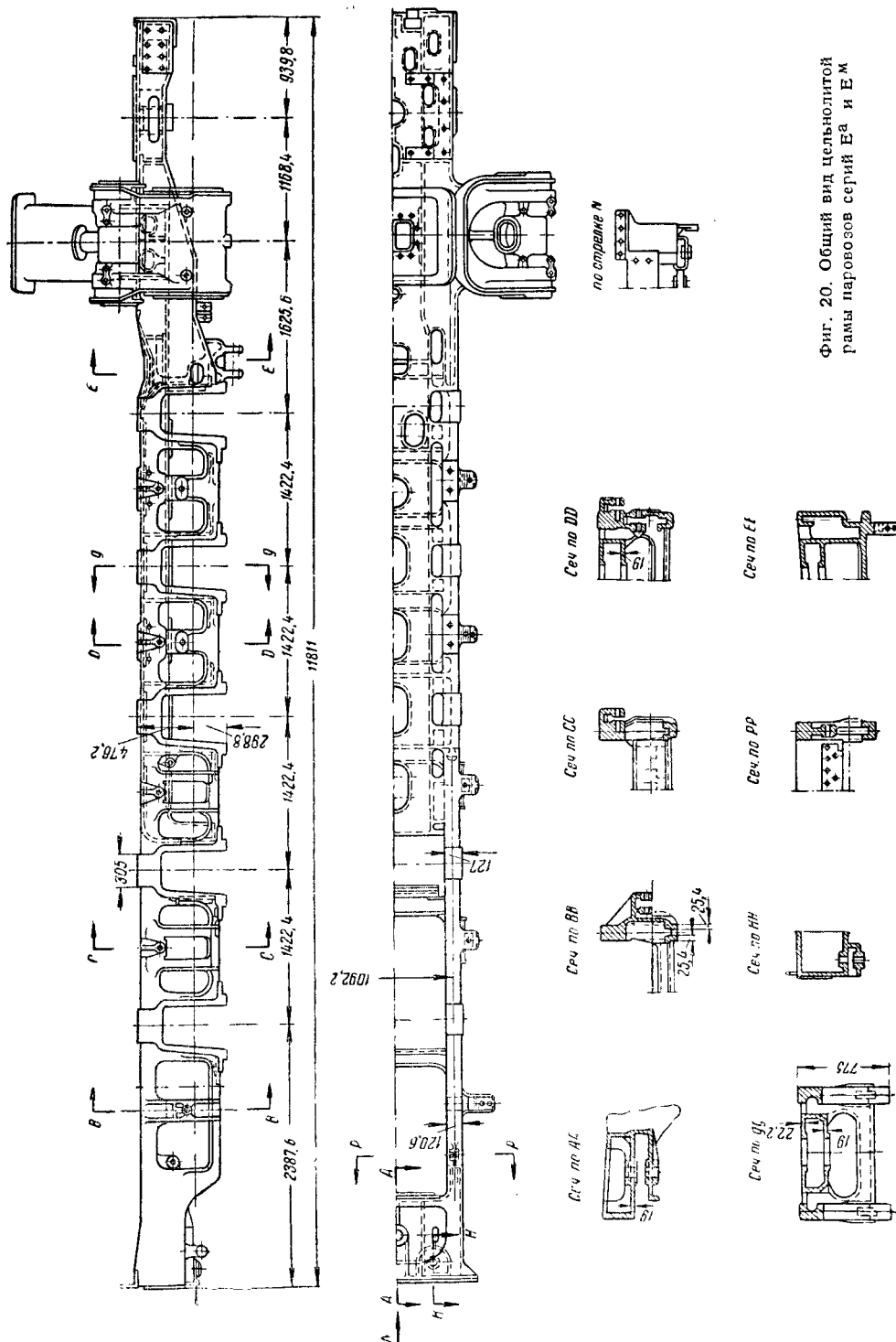
Серия и тип паровоза	Размеры в мм									Материал
	S <sub>1</sub>	S <sub>хв</sub>	h <sub>стр</sub>	S <sub>стр</sub>	κ	κ <sub>в</sub>	f <sub>1</sub>	f <sub>в</sub>	f <sub>2</sub>	
Л, 1-5-0 . . . .	60	0	80	140	195	205	392,5	410,8	390,8	Спецсталь
ФД, 1-5-1 . . . .	70	57	85	125	200	235	398	466	398	Ст. 5 пов.
Е <sup>а</sup> , 1-5-0 . . . .	83,9	0	88,9	127	184,1	209,5	362,4	413,2	362,4	Стальное литьё

Таблица 4

Веса элементов рамы в кг

Серия и тип паровоза	Полотница	Крепления над передней тележкой	Крепления между цилиндрами	Опора дымовой коробки	Передний бугорный брус	Поперечные крепления								Наклонные тяжки дымовой коробки	Опоры топки		Гибкие подбрюшники			Хвостовик рамы	Защелки, болты и пр.	Бусовая направляющая или накладка	Подбусовая струнка	Болты подбусовой струнки или накладки	Бусовый клин	Вес рамы в сборке		
						1-е	2-е	3-е	4-е	5-е	6-е	7-е	8-е		9-е, 10-е, 11-е, 12-е, 13-е	передняя	задняя	1-й	2-й								3-й	4-й
ЭМ, 0-5-0	1 875×2	—	689	637	300	278	239	479	Переднее крепление под топкой 95	Заднее крепление под топкой 176,5	84	148	—	—	—	290	220	—	—	—	—	—	800	92*	29	16	19 17	10 654
СО, 1-5-0 . . .	2 115×2	239	763	909	443	377	460	222	739	205	194	206	—	—	—	378	314	93	—	—	—	—	900	85 80	34 33	24 16	20 17	12 260
ЛТ, 1-5-0 . . .	3 868×2	—	—	464	1 135	248	76	145	76	134	156	58	—	—	—	99	85	69	71	—	—	—	1 000	17	107 92	30	30	12 724
Е <sup>а</sup> , 1-5-0 . . .	3 822×2	150	—	—	500	500	300	100	100	—	—	—	—	—	50	200	200	90	90	—	—	—	1 000	16 14	80 74	32	19 18	11 205
ФД, 1-5-1 . . .	3 840×2	—	—	—	2 300	370	119	45	218	103	240	45	105	103	62	421	75	32	49	63	52	615×2	1 400	26 20	109 99	35 30	34 30	15 430
СУ, 1-3-1 . . .	2 036×2	103	672	1 112	562	486	193	166	279	429	—	—	—	—	—	257	263	—	—	—	—	—	500	78 76	34 32	18 14	22 20	—

Цифра в числителе — для ведущих осей.



в виде общей отливки, включающей в себя оба вертикальных полотна рамы, междурамные и междуцилиндровые крепления, цилиндры паровой машины с опорой для котла, буферный брус, задний стяжной ящик и пр. Основным преимуществом литых рам является большая жёсткость конструкции. Такая рама (фиг. 20) применена на части паровозов серий Е<sup>а</sup> и Е<sup>м</sup>. В цельнолитой раме значительно снижается число обрабатываемых мест и требуется обработка лишь таких мест, как буксовые вырезы, участки над буксовыми вырезами, каблучки для струнок и основные посадочные места. Благодаря резкому уменьшению числа болтовых соединений цельнолитая рама весьма удобна в эксплуатации и ремонте.

### РАСЧЁТ ПАРОВОЗНЫХ РАМ

#### Нагрузки и напряжения в рамах

При работе паровоза на раму действуют следующие нагрузки:

- 1) продольные силы, возникающие в процессе работы паровой машины от давления пара на крышки цилиндров и давления букс на челюсти рамы;
- 2) продольные инерционные нагрузки при торможении паровоза, ударах на сцепных приборах и пр.;
- 3) поперечные силы при проходе кривых и стрелочных переводов;
- 4) вертикальные силы от веса котла в местах опоры его на раму, в опорах балансиров и рессорных концевых подвесок и т. п.

Особый случай представляет расчёт рамы на подъёмку при надётых буксовых струнках (например при сходе паровоза с рельсов) или с выкаткой колёсных пар и снятых буксовых струнках. Расчёт рамы паровоза при учёте

кают от давления пара на поршни и крышки цилиндров; характер изменения напряжения аналогичен изменению давления пара в цилиндре по индикаторной диаграмме.

Примерное условное распределение усилий по длине рамы при условии равенства элементарных сил тяги на каждом колесе показано на фиг. 21. Полотно рамы работает под знакопеременной нагрузкой; наиболее напряжённым является участок между первым буксовым вырезом и цилиндром, остальные буксовые вырезы нагружаются постепенно уменьшающимися усилиями.

На фиг. 21 введены следующие обозначения: сила, передающаяся на одно полотно рамы, —  $\Delta F_{\sigma}$ , контактное усилие между буксой и буксовым вырезом —  $\Delta Q$ , сила, действующая на крышку цилиндра, —  $P_i$ .

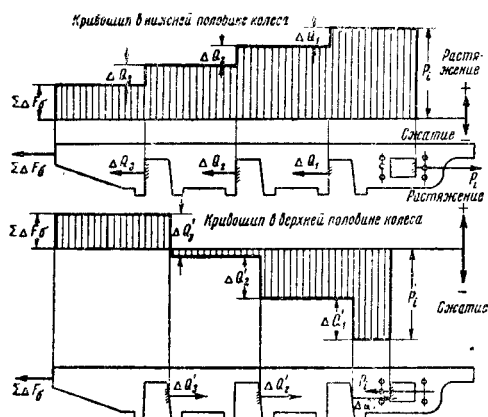
Вследствие заклинивания левого кривошипа с опережением на  $270^\circ$  относительно правого кривошипа, за один оборот колеса напряжения растяжения — сжатия в раме будут передаваться по указанной последовательности.

Угол поворота правого кривошипа, считая от передней мёртвой точки по часовой стрелке	$0 \div 90^\circ$	$90 \div 180^\circ$	$180 \div 270^\circ$	$270 \div 360^\circ$
Правое полотно рамы	Растяжение	Растяжение	Сжатие	Сжатие
Левое полотно рамы	Сжатие	Растяжение	Растяжение	Сжатие

Из этой таблицы видно, что при движении правого кривошипа в пределах угла  $\varphi = 90 \div 180^\circ$  и  $\varphi = 270 \div 360^\circ$  напряжения в обоих полотнах рамы будут однозначными, а при углах  $\varphi = 0 \div 90^\circ$  и  $\varphi = 180 \div 270^\circ$  напряжения неоднозначны.

Наибольшие относительные деформации полостей рамы и междурамных креплений будут при неоднозначных напряжениях.

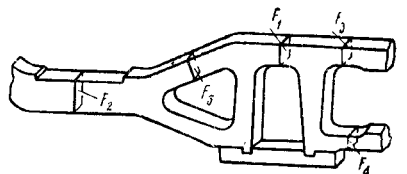
Расчётные сечения брусковой рамы приведены на фиг. 22. Допускаемые напряжения на разрыв в сечении над буксовыми вырезами для прокатанных брусковых рам принимают равными  $\sigma_p = 180 \div 250 \text{ кг/см}^2$  для Ст. 5 без учёта работы рамы на изгиб и без учёта концен-



Фиг. 21. Диаграмма сил, передаваемых машиной на рамное полотно при разных положениях кривошипа

трех действующих нагрузок весьма затруднителен. Предварительный выбор размеров рамы проводят в предположении, что рассматриваемые сечения работают на растяжение с усилием, равным полному давлению пара на поршень.

Опыты ЦНИИ МПС 1939—1940 гг. показали, что основные напряжения в раме возник-



Фиг. 22. Схема расчётных сечений брусковой рамы

трации напряжений, достигающей значительной величины в местах закруглений и переходных радиусов сечений рамы. Рабочие сечения рамы над буксовыми вырезами второй, третьей и следующей осей берут часто одинаковыми с сечением над первым буксовым вырезом.

Таблица 5

## Напряжения в брусковых рамах

Площадь сечения и напряжения	Единица измерения	Серия и тип паровоза			
		ФД, 1-5-1	Л, 1-5-0	Е <sup>2</sup> , 1-5-0	ИС, 1-4-2
Цилиндровая сила $P_{\text{ц}}$ . . . . .	кг	52 900	46 500	40 320	52 900
Толщина рамы . . . . .	мм	125	140	127	125
Площадь сечения над вырезом I оси $F_1$ . . . . .	см <sup>2</sup>	$17,5 \cdot 12,5 = 219$	$16 \cdot 14 = 224$	$17,1 \cdot 12,7 = 217$	$18,5 \cdot 12,5 = 232$
Напряжение разрыва в сечении $F_1$ . . . . .	кг/см <sup>2</sup>	241	203	186	223
Площадь сечения $F_2$ . . . . .	см <sup>2</sup>	$12 \cdot 12,5 = 150$	$27 \cdot 14 = 385$	$27,3 \cdot 12,7 = 346$	$35 \cdot 12,5 = 438$
Напряжение разрыва в сечении $F_2$ . . . . .	кг/см <sup>2</sup>	132	123	117	121
Площадь сечения $F_3$ . . . . .	см <sup>2</sup>	$20 \cdot 12,5 = 250$	$14,5 \cdot 14 = 203$	$14,6 \cdot 12,7 = 129$	$16 \cdot 12,5 = 200$
Напряжение разрыва в сечении $F_3$ . . . . .	кг/см <sup>2</sup>	212	229	218	261
Площадь сечения $F_4$ . . . . .	см <sup>2</sup>	$12 \cdot 12,5 = 150$	$9,5 \cdot 14 = 133$	$10,16 \cdot 12,7 = 129$	$12 \cdot 12,5 = 150$
Напряжение разрыва в сечении $F_4$ . . . . .	кг/см <sup>2</sup>	353	350	313	352
Площадь сечения $F_5$ . . . . .	см <sup>2</sup>	$23 \cdot 12,5 = 288$	$18 \cdot 14 = 252$	$17,78 \cdot 12,7 = 226$	$20 \cdot 12,5 = 250$
Напряжение разрыва в сечении $F_5$ . . . . .	кг/см <sup>2</sup>	184	184	178	212
Площадь сечения над остальными буксовыми вырезами $F'_1$ . . . . .	см <sup>2</sup>	$17,5 \cdot 12,5 = 229$	$16 \cdot 14 = 224$	$17,1 \cdot 12,7 = 217$	$13,5 \cdot 12,5 = 232$

Рабочие сечения других элементов брусковой рамы принимают по следующим эмпирическим соотношениям (фиг. 22):

$$F_2 = 1,5 \div 1,55 F_1; \quad F_3 = 0,8 \div 0,9 F_1; \\ F_4 = 0,5 \div 0,6 F_1; \quad F_5 = 0,85 \div 0,9 F_1.$$

В табл. 5 приведены значения напряжений разрыва в указанных сечениях при расчёте их на полную цилиндрическую силу  $P_{\text{ц}}$  для некоторых паровозов СССР с брусковой рамой (обозначения по фиг. 22).

## Расчёт рам на действие силы пара

Метод сравнения деформаций струнки и рамы в надбуксовом вырезе. Усилие  $S$ , действующее от буксы на раму (фиг. 23), распределяется на силу  $S_p$ , действующую в верхнем поясе рамы, и  $S_{\text{стр}}$ , возникающую в струнке. Буксовую челюсть рассматривают как раму с абсолютно жёсткими стойками и шарнирно прикреплённой стрункой, сравнивают деформации струнки и рамы (отнесённые к оси струнки) и определяют усилия по раме и струнке. Цилиндровая сила  $P_{\text{ц}}$  одного цилиндра создаёт усилие в раме

$$S = P_{\text{ц}} \frac{a + b}{2b},$$

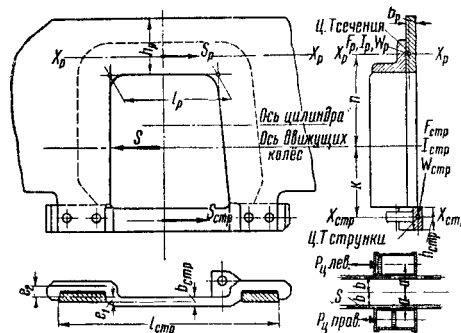
где  $a$  — расстояние от оси цилиндра до середины полотна рамы;

$2b$  — расстояние между серединами полотен рамы.

Усилие, приходящееся на струнку,

$$S_{\text{стр}} = S \frac{1 + \frac{l_p}{F_p} B}{\frac{n+k}{n} + B \left[ \frac{l_{\text{стр}}}{F_{\text{стр}}} (1 + A) + \frac{l_p}{F_p} \right]},$$

где  $A$  — коэффициент, учитывающий изогнутость струнки в горизонтальной плоскости (фиг. 23).



Фиг. 23. К расчёту листовой рамы по методу сравнения деформаций струнки и рамы в надбуксовом вырезе

$$B = \frac{I_p}{(n+k)nl_p};$$

$$A = \frac{4 \sum e^3}{l_{\text{стр}} b^2 s_{\text{стр}}}.$$

Суммарное напряжение растяжения в раме  $\sigma_p$  на нижней грани надбуксового выреза

$$\sigma_p = \frac{S_p}{F_p} + \frac{M_{\text{рамы}}}{W_p},$$

где

$$W_p = \frac{I_p}{x_p};$$

$$M_{\text{рамы}} = Sn - S_{\text{стр}}(\kappa + n).$$

Напряжение разрыва в струнке

$$\sigma_{\text{стр}} = \frac{S_{\text{стр}}}{F_{\text{стр}}}.$$

Для листовых рам и струнок допускаемые напряжения, подсчитанные указанным методом, принимают

$$\sigma_p \leq 600 \text{ кг/см}^2.$$



Для брусковых рам вследствие малой сопротивляемости изгибу (из-за малой величины  $I_p$ ) коэффициент  $B \approx 0$  и распределение усилий по раме и струнке принимают статически определимым, т. е.

$$S_p = S \frac{\kappa}{\kappa + n}$$

и

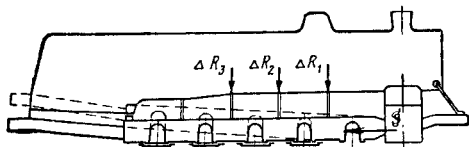
$$S_{cmp} = S \frac{n}{\kappa + n}.$$

Напряжение растяжения в надбуксовой части рамы

$$\sigma_p = \frac{S_p}{F_p} + \frac{S_p n - S_{cmp} \kappa}{W_p}.$$

Напряжение разрыва в струнке  $\sigma_{cmp} = \frac{S_{cmp}}{F_{cmp}}$ , для брусковых рам  $\sigma_p < 250 \text{ кг/см}^2$  и для струнок  $\sigma_{cmp} < 400 \text{ кг/см}^2$ .

Указанные методы расчёта не учитывают влияния подбрюшников. Ряд подбрюшников связывает раму с котлом в вертикальной плоскости; при ослаблении или удалении струнки (фиг. 24) большая часть изгибающего



Фиг. 24. Схема работы подбрюшников

момента будет восприниматься котлом паровоза.

Для того чтобы в сечении над первым буксовым вырезом, при удалённой струнке, возникали значительные напряжения изгиба, необходимо, чтобы рама занимала положение, изображённое на фиг. 24 пунктиром.

Этого положения рама, очевидно, занять не может из-за наличия подбрюшников (работающих в этом случае на сжатие), прикрепленных к котлу. Поэтому в сечении над первым буксовым вырезом возникают значительно меньшие напряжения изгиба, чем в случае теоретического расчёта (без учёта влияния подбрюшника).

**Экспериментальное определение напряжений в рамах паровозов.** Вследствие чрезвычайно сложных теоретических методов расчёта рамы широкого распространение получили экспериментальные испытания с замерами напряжений, возникающих при работе паровоза в наиболее опасных сечениях рамы.

В 1939 г. отделением паровозного хозяйства ЦНИИ МПС были проведены испытания рамы паровоза серии ФД в связи с имевшимися случаями изломов рамы на участке между цилиндрами и первой цепной осью.

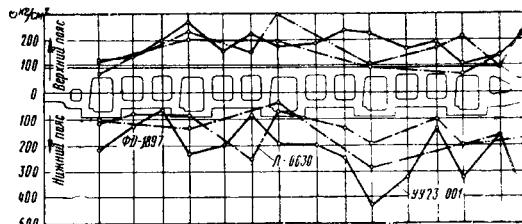
Этими испытаниями также было установлено, что основная нагрузка на раму происходит при езде с большими наполнениями цилиндров и небольшой скоростью.

В 1941 г. ЦНИИ МПС провёл испытания листовых рам паровозов серий СУ и СОК. Опытами были установлены места повышенных напряжений, что привело к усилению

конструкции рам этих паровозов, главным образом передних участков в области нижних поясов.

Последующие динамические испытания усиленных рам паровоза серии СО, произведённые ЦНИИ МПС, показали значительное повышение прочности усиленной рамы против первоначальной неусиленной конструкции.

В 1942 г. ЦНИИ МПС провёл статические испытания рамы паровоза серии СОК по опре-



Фиг. 25. Измеренные максимальные вибронпряжения для паровозов серий ФД, Л и УУ23-001

делению напряжений при помощи тензометров в сечениях боковых листов рамы и в гибком подбрюшнике, возникающих при растопке котла.

В 1949 г. испытанию подверглась рама паровоза типа 1-5-0 серии Л.

В 1951 г. ЦНИИ МПС произвёл испытания рамы вновь построенного Улан-Удэнским заводом паровоза типа 1-5-2, УУ 23-001, с нагрузкой на ось в 23 т.

На фиг. 25 приведены измеренные С. Ф. Маркевичем (ЦНИИ МПС) максимальные динамические напряжения в раме, изменяющиеся за один оборот колеса (вибронпряжения) для паровозов серий Л и УУ 23-001. Здесь же приведены соответствующие величины напряжений, замеренных в раме паровоза ФД в 1939 г.

**Исследование напряжений в раме паровоза методом фотоупругости.** В последние годы наряду с натурными испытаниями паровозных рам проводятся также и исследования напряжений в полотнох рам методом фотоупругости.

Результаты проведённых методом фотоупругости исследований рамных полотнох паровозов серий СО, Л и 1-5-2 хорошо совпали с результатами натурных испытаний этих паровозов, а также с данными о повреждениях паровозных рам в эксплуатации.

Вместе с тем результаты исследования рамных полотнох методом фотоупругости дали возможность получить более полную картину распределения напряжений в полотнох рамы, установить зоны концентрации напряжений и определить величины коэффициентов концентрации напряжений.

Исследования прозрачных моделей рамных полотнох, проведённые Б. А. Мейснером (ЦНИИ МПС), показали, что основными силами, нагружающими раму, являются горизонтальные силы, образующиеся вследствие давления пара на поршни и крышки цилиндров при работе паровозной машины. Значительное влияние на напряжённое состояние полотна оказывают и вертикальные нагрузки, возникающие под действием сил веса. При этом степень



Фиг. 26. Фотография картины полос при просвечивании головной части модели рамного полотна паровоза серии Л

влияния вертикальных нагрузок находится в зависимости от взаимного расположения опор котла и точек крепления рессорного подвешивания к раме.

На фиг. 26 показана фотография полос, полученных при просвечивании головной части модели рамного полотна паровоза серии Л (при сжатии). На фотографии виден буксовый вырез первой сцепной оси. Затенённая граница в правой части соответствует задней границе привалочного фланца цилиндра.

Цифры означают порядок полос, характеризующий величину напряжений. На фотографии ясно видна концентрация напряжений у каблучков рамы, в углах облегчающих и буксовых вырезов, а также у границы привалки цилиндра.

Исследования методом фотоупругости зон наибольших напряжений с учётом конструктивных особенностей рамы дают возможность непосредственной проверки опасных зон методом натуральных испытаний.

#### Расчёт рамы на подъёмку домкратами

Наиболее опасным случаем подъёмки будет работа рамы со снятыми буксовыми струнками для выкатки колёсных пар при ремонте. При расчёте рамы необходимо вычислить вес и центр тяжести котла с арматурой, гарнитурой, обшивкой, будкой и прочими деталями, непосредственно связанными с котлом. Вес рамы, цилиндров, рессорного подвешивания, тормозного оборудования и пр. принимают условно распределённым по длине рамы на участке между передней опорой котла и передней опорой топки. Затем определяют реакции опор, приходящиеся на домкратные балки.

**Листовая рама.** Рама рассматривается как балка на двух опорах (фиг. 27), реакции опор определяются из условия

$$R' + R'' = G'_k + G''_k + G_{p.m.},$$

где  $R'$  — реакция на передние домкратные балки;

$R''$  — реакция на задние домкратные балки;

$G'_k$  — реакция от веса котла и его деталей, приходящаяся на переднюю опору котла

$$G'_k = G_k \frac{m}{m+n};$$

$G''_k$  — реакция от веса котла и его деталей на задней опоре топки

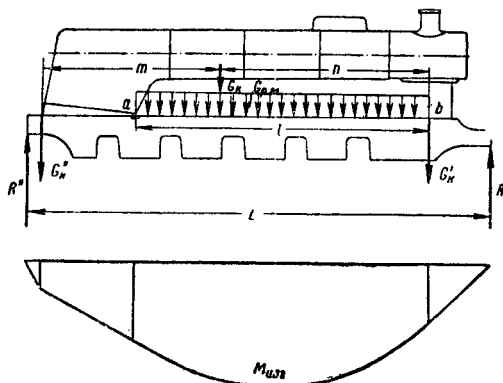
$$G''_k = G_k \frac{n}{m+n};$$

$G_{p.m.}$  — вес рамы машины, тормоза и пр., распределённый равномерно на участке  $ab$ .

Напряжение изгиба в раме для Ст. 3

$$\sigma_u = \frac{M_{изг}}{W} = 1800 \div 2000 \text{ кг/см}^2.$$

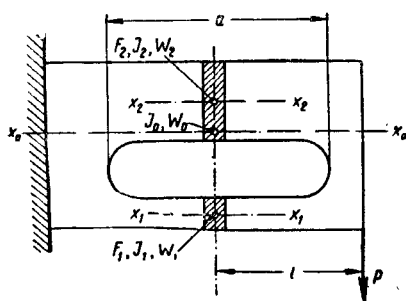
При подсчёте моментов сопротивления рамы в местах со значительным вырезом (фиг. 28)



Фиг. 27. К расчёту листовой рамы на подъёмку

необходимо учесть различную работу верхнего и нижнего поясов при наличии поперечных сил. Наибольшее напряжение в нижнем поясе

$$\sigma_{u.сум} = \frac{M}{W_0} + \frac{Pa}{2W_1} \cdot \frac{I_1}{I_1 + I_2},$$



Фиг. 28. Влияние вырезов рамы

где  $M = Pl$  — изгибающий момент;  
 $W_0$  — суммарный момент сопротивления сечения обоих поясов относительно общей нейтральной оси  $x_0x_0$ ;  
 $P$  — перерезывающая сила на длине выреза;  
 $W_1, I_1$  — моменты сопротивления и инерции нижнего пояса относительно своей нейтральной оси  $x_1x_1$ ;

Аналогичным образом определяют наибольшее напряжения в верхнем поясе, имеющем момент инерции  $I_2$  относительно оси  $x_2x_2$ .

**Брусовая рама.** При расчёте брусовой рамы на подъёмку предполагают, что все гибкие опоры котла участвуют в работе рамы, представляя для неё ряд дополнительных жёстких опор. Место присоединения рамы к цилиндрическому блоку принимают как жёсткую заделку. Передняя консоль рамы вместе с наклонными подкосами, соединяющими её с дымовой коробкой, рассматривается отдельно от всей остальной части рамы. Рама рассматривается как балка с переменной жёсткостью и снятыми струнками. Котёл принимают за основание, на которое опирается рама, деформации самого котла не учитывают, поскольку жёсткость котла значительно больше жёсткости рамы: примерно в 5 раз больше для панелей между буксовыми вырезами и в 100–150 раз больше для участков верхнего пояса двух рамных полотен над буксовыми вырезами при снятых струнках. Собственный вес рамы при наличии многих подбрюшников часто не учитывается.

Опорные моменты принимают за лишние неизвестные; уравнения для их определения имеют вид

$$\sum_{j=1}^{j=n} \delta_{ij} M_j + \delta_{iR} R = 0,$$

где индекс  $i$  — номер уравнения,  $j$  — номер неизвестного.

Коэффициенты этих канонических уравнений  $\delta_{ij}$  и  $\delta_{iR}$  определяют по интегралам типа

$$\int \frac{M_i M_j}{EI} dx,$$

где  $M_i, M_j$  — ординаты эпюр единичных нагрузок.

Вычисления производят методом перемножения эпюр по способу Верещагина (см. ТСЖ, том 2, стр. 146).

В качестве примера приведём расчёт брусовой рамы паровоза типа 1-5-2 на подъёмку по схеме, показанной на фиг. 29. При расчёте динамического вписывания учитывают давления на оси и «мёртвые» веса, в которые входят веса колёсных пар, сцепных дышел, букс и пр.

При этом определяют положение центра тяжести  $Z$  паровоза весом  $P'$ .

В значении  $P'$  не учитывают «мёртвые» веса передней и задней тележек. При подъёмке паровоза нагрузка на домкраты  $P$  будет меньше  $P'$ , так как в этом случае из веса паровоза будут вычитаться также «мёртвые» веса, приходящиеся на сцепные оси, обозначенные  $\Sigma q_n$ , вес воды в различных частях котла и вес угла  $Q_{\text{угля}}$  на колосниковой решётке

$$P = P' - \Sigma Q_{\text{воды}} - Q_{\text{угля}} - \Sigma q_n,$$

или

$$P = 158\,780 - 16\,150 - 2\,440 - (4\,420 + 4\,710 + 8\,190 + 4\,740 + 4\,420) = 113\,700 \text{ кг.}$$

Усилие на передние домкраты

$$2R_1 = \frac{1}{L} \sum p x = \frac{1}{1\,650} [158\,780 (1\,360,5 - 135,5 - 427) - 4\,420 (1\,360,5 - 135,5) - 4\,710 (1\,360,5 - 135,5 - 174) - 8\,190 (1\,360,5 - 135,5 - 2 \cdot 174) - 4\,740 (1\,360,5 - 135,5 - 3 \cdot 174) - 4\,420 (1\,360,5 - 135,5 - 4 \cdot 174) - 2\,440 \cdot 233 - 16\,150 \cdot 159] = 57\,340 \text{ кг.}$$

Усилие на задние домкраты

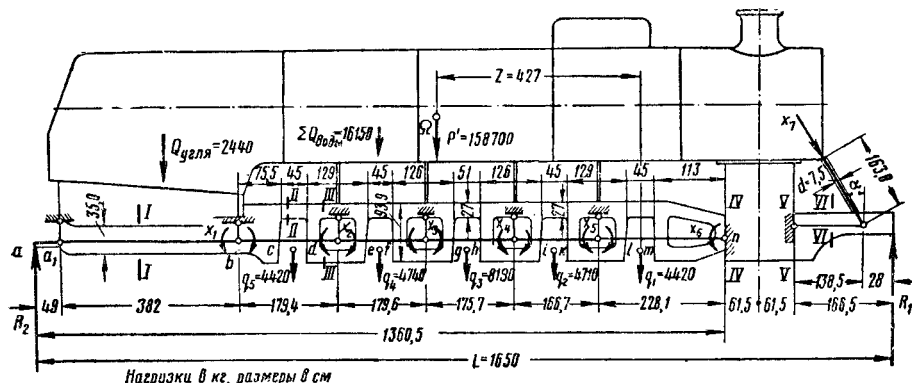
$$2R_2 = P - 2R_1 = 113\,700 - 57\,340 = 56\,360 \text{ кг.}$$

Нагрузки на одно полотно от давления домкратов при подъёмке

$$R_1 = 28\,700 \text{ кг.}$$

и

$$R_2 = 28\,200 \text{ кг.}$$



Фиг. 29. Схема расчётных нагрузок брусовой рамы паровоза серии 1-5-2



Таблица 6

Сечения брусковой рамы паровоза 1-5-2

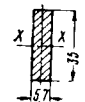
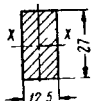
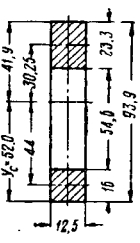
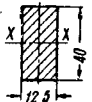
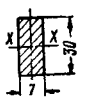
Сечение	Эскиз сечения	Момент инерции в см <sup>4</sup>	Момент сопротивления в см <sup>3</sup>
I—I		$I_1 = \frac{5,7 \cdot 3,3^3}{12} = 20\,350$	$W_1 = \frac{20\,350}{17,5} = 1\,160$
II—II		$I_2 = \frac{12,5 \cdot 2,7^3}{12} = 20\,500$	$W_2 = \frac{20\,500}{13,5} = 1\,520$
III—III		<p>Ордината центра тяжести</p> $y_c = \frac{23,3 (93,9 - 0,5 \cdot 23,3) + 0,5 \cdot 16^3}{23,3 + 16,0} = 52 \text{ см}$ $I_3 = \frac{12,5 (23,3^3 + 16^3)}{12} + 12,5 (23,3 \cdot 30,25^2 + 16 \cdot 4,4^2) = 671\,000$	<p>Верхние волокна</p> $W_{3в} = \frac{671\,000}{41,9} = 16\,000$ <p>Нижние волокна</p> $W_{3н} = \frac{671\,000}{52} = 12\,900$
IV—IV и V—V		$I_4 = \frac{12,5 \cdot 4,0^3}{12} = 66\,700$	$W_4 = \frac{66\,700}{20} = 3\,335$
VI—VI		$I_5 = \frac{7 \cdot 3,0^3}{12} = 15\,740$	$W_6 = \frac{15\,740}{15} = 1\,050$

Таблица 7

Коэффициенты канонических уравнений для системы с шестью лишними неизвестными

Коэффициент	Величина коэффициента	Определение величины коэффициента
$\delta_{1R}$	0,1533	$\frac{1 \cdot 382}{6 \cdot 20\,350} \cdot 49$
		$\delta_{2R} = \delta_{3R} = \delta_{4R} = \delta_{5R} = \delta_{6R} = 0$
$\delta_{11}$	0,006795	$\frac{1^2 \cdot 382}{3 \cdot 20\,350} + \frac{75,5}{3 \cdot 671\,000} (1^2 + 1 \cdot 0,579 + 0,579^2) + \frac{45}{3 \cdot 20\,500} (0,579^2 + 0,579 \times$ $\times 0,323 + 0,328^2) + \frac{0,323^2 \cdot 58,9}{3 \cdot 671\,000}$
$\delta_{22}$	0,001336	$\frac{0,421^2 \cdot 75,5}{3 \cdot 671\,000} + \frac{45}{3 \cdot 20\,500} (0,421^2 + 0,421 \cdot 0,672 + 0,672^2) + \frac{58,9}{3 \cdot 671\,000} (0,672^2 +$ $+ 0,672 \cdot 1 + 1^2) + \frac{70,1}{3 \cdot 671\,000} (1^2 + 1 \cdot 0,610 + 0,610^2) + \frac{45}{3 \cdot 20\,500} \cdot (0,610^2 + 0,610 \cdot 0,359 +$ $+ 0,359^2) + \frac{64,5 \cdot 0,359^2}{3 \cdot 671\,000}$

Продолжение табл. 7

Коэффициент	Величина коэффициента	Определение величины коэффициента
$\delta_{22}$	0,001335	$\frac{0,390 \cdot 70,1}{3 \cdot 671 \ 000} + \frac{45}{3 \cdot 20 \ 500} (0,390^2 + 0,390 \cdot 0,641 + 0,641^2) + \frac{64,5}{3 \cdot 671 \ 000} (0,641^2 + 1 \cdot 0,641 + 1^2) + \frac{61,5}{3 \cdot 671 \ 000} (1^2 + 1 \cdot 0,650 + 0,650^2) + \frac{51}{3 \cdot 20 \ 500} (0,650^2 + 0,650 \times 0,360 + 0,360^2) + \frac{63,2 \cdot 0,360^2}{3 \cdot 671 \ 000}$
$\delta_{44}$	0,001297	$\frac{0,350 \cdot 61,5}{3 \cdot 671 \ 000} + \frac{51}{3 \cdot 20 \ 500} (0,350^2 + 0,350 \cdot 0,640 + 0,640^2) + \frac{63,2}{3 \cdot 671 \ 000} (0,640^2 + 0,640 \cdot 1 + 1^2) + \frac{62,8}{3 \cdot 671 \ 000} (1^2 + 0,623 \cdot 1 + 0,623^2) + \frac{45}{3 \cdot 20 \ 500} (0,623^2 + 0,623 \cdot 0,353 + 0,353^2) + \frac{0,353 \cdot 58,9}{3 \cdot 671 \ 000}$
$\delta_{66}$	0,001525	$\frac{0,377 \cdot 62,8}{3 \cdot 671 \ 000} + \frac{45}{3 \cdot 20 \ 700} (0,377^2 + 0,377 \cdot 0,647 + 0,647^2) + \frac{58,9}{3 \cdot 671 \ 000} \times (0,647^2 + 0,647 \cdot 1 + 1^2) + \frac{70,1}{3 \cdot 671 \ 000} (1^2 + 0,693 \cdot 1 + 1^2) + \frac{45}{3 \cdot 20 \ 700} (0,693^2 + 0,693 \cdot 0,495 + 0,495^2) + \frac{113 \cdot 0,495^2}{3 \cdot 671 \ 000}$
$\delta_{88}$	0,0004711	$\frac{0,307 \cdot 70,1}{3 \cdot 671 \ 000} + \frac{45}{3 \cdot 20 \ 500} (0,307^2 + 0,307 \cdot 0,505 + 0,505^2) + \frac{113}{3 \cdot 671 \ 000} (0,505^2 + 0,505 \cdot 1 + 1^2)$
$\delta_{12}$	0,0005608	$\frac{75,5 \cdot 0,421}{6 \cdot 671 \ 000} (2 \cdot 0,579 + 1) + \frac{45}{6 \cdot 20 \ 500} (2 \cdot 0,421 \cdot 0,579 + 2 \cdot 0,672 \cdot 0,328 + 0,421 \cdot 0,328 + 0,672 \cdot 0,579) + \frac{58,9 \cdot 0,328}{6 \cdot 671 \ 000} (2 \cdot 0,672 + 1)$
		$\delta_{12} = \delta_{14} = \delta_{16} = \delta_{18} = 0$
$\delta_{24}$	0,000565	$\frac{0,390 \cdot 70,1}{6 \cdot 671 \ 000} (2 \cdot 0,610 + 1) + \frac{45}{6 \cdot 20 \ 500} (2 \cdot 0,39 \cdot 0,61 + 2 \cdot 0,641 \cdot 0,359 + 0,390 \cdot 0,359 + 0,641 \cdot 0,610) + \frac{64,5 \cdot 0,359}{6 \cdot 671 \ 000} (2 \cdot 0,641 + 1)$
		$\delta_{24} = \delta_{26} = \delta_{28} = 0$
$\delta_{46}$	0,0006296	$\frac{61,5 \cdot 0,350}{6 \cdot 671 \ 000} (2 \cdot 0,650 + 1) + \frac{51}{6 \cdot 20 \ 500} (2 \cdot 0,350 \cdot 0,650 + 2 \cdot 0,64 \cdot 0,36 + 0,350 \cdot 0,360 + 0,640 \cdot 0,650) + \frac{0,360 \cdot 63,2}{6 \cdot 671 \ 000} (2 \cdot 0,640 + 1)$
		$\delta_{46} = \delta_{48} = 0$
$\delta_{68}$	0,0005603	$\frac{62,8 \cdot 0,377}{6 \cdot 671 \ 000} (2 \cdot 0,623 + 1) + \frac{45}{6 \cdot 20 \ 500} (2 \cdot 0,377 \cdot 0,623 + 2 \cdot 0,647 \cdot 0,353 + 0,377 \cdot 0,353 + 0,647 \cdot 0,623) + \frac{58,9 \cdot 0,353}{6 \cdot 671 \ 000} (2 \cdot 0,647 + 1)$
		$\delta_{68} = 0$
$\delta_{88}$	0,0005627	$\frac{70,1 \cdot 0,307}{6 \cdot 671 \ 000} (2 \cdot 0,693 + 1) + \frac{45}{6 \cdot 20 \ 500} (2 \cdot 0,307 \cdot 0,693 + 2 \cdot 0,505 \cdot 0,495 + 0,307 \cdot 0,495 + 0,693 \cdot 0,505) + \frac{113 \cdot 0,495}{6 \cdot 671 \ 000} (2 \cdot 0,505 + 1)$

Таблица 8

Решение канонических уравнений для системы с шестью неизвестными

$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$	$x_5$	$x_6$	$c$
6 795 -1 560,8 -560,8 0	560,8 -0,08254 1 336 -46,3 565	0 0 565 0 1 385	0 0 0 0 629,6	0 0 0 0 0	0 0 0 0 0	153 300 -23,56 0 -12 650 0
0 0 0 0 0 0 0	0 0 0 0 0 0 0	0 629,6 0 0 0 0 0	0 129,7 0 560,3 0 0 0	0 560,3 1 525 0 562,7 0	0 0 562,7 0 471,1 0	0 0 0 0 0 0 0
	1 289,7 -1 565 -565 0 0 0 0 0 0	565 -0,433 1 385 -247,5 629,6 0 0 0 0 0	0 0 629,6 0 1 297 0 560,3 0 0 0	0 0 0 0 560,3 1 525 0 562,7 0	0 0 0 0 0 562,7 471,1 0	-12 650 9,807 0 5 541 0 0 0 0 0 0
		1 137,5 -1 629,6 629,6 0 0 0 0	629,6 -0,5534 1 297 -348,4 560,3 0 0 0	0 0 560,3 0 1 525 0 562,7 0	0 0 0 0 562,7 471,1 0	5 541 -4,87 0 -3 066 0 0 0 0
При $R_2=1$ лишние неизвестные имеют следующие значения: $x_6=4,14$ $x_2=-0,471 \cdot 4,14-1,516=-3,466$ $x_4=0,591 \cdot 3,466+3,232=5,280$ $x_5=-0,5534 \cdot 5,280-4,87=-7,792$ $x_3=0,438 \cdot 7,792+9,807=13,22$ $x_1=-0,08254 \cdot 13,22-22,56=-23,65$			948,6 -1 560,3 -560,3 0 0	560,3 -0,591 1 525 -331,2 562,7 0	0 0 562,7 0 471,1 0	-3 066 3,232 0 1 811 0 0
				1 193,8 -1 562,7 -562,7	562,7 -0,471 471,1 -265,1	1 811 -1,516 0 -853,3
					206 -1	-853,3 4,14

## Расчёт передней консоли рамы

Рассматриваем каноническое уравнение с одним лишним неизвестным (фиг. 31) и определяем коэффициент канонического уравнения  $\delta_{77}$

$$\delta_{77} = \frac{138,5}{3 \cdot 15\,740} (7,36^2 + 7,36 \cdot 123,9 + 123,9^2) + \frac{1^2 \cdot 163}{44,2} = 51,84;$$

$$-\delta_{7R} = \frac{138,5}{6 \cdot 15\,740} (2 \cdot 166,5 \cdot 123,9 + 2 \cdot 28 \cdot 7,36 + 166,5 \cdot 7,36 + 28 \cdot 123,9) = 67,95.$$

$$\text{При } R_1 = 1 \quad x_7 = \frac{\delta_{7R}}{\delta_{77}} = \frac{67,95}{51,84} = 1,31.$$

Вертикальные реакции связей на раму (фиг.32) при  $R_2 = 1$ . Реакции, направленные вниз, приняты положительными (в значения реакции входят веса прилегающих к гибким опорам участков рамы).

$$N_6 = \frac{(382 + 49) - x_1}{382} = \frac{431 + 23,65}{382} = 1,19;$$

$$N_1 = N_{1L} + N_{1R} = \frac{x_1 - 49}{382} + \frac{x_1 - x_2}{179,4} =$$

$$= \frac{-23,65 - 49}{382} + \frac{-23,65 - 13,22}{179,4} = -0,396;$$

$$N_2 = N_{2L} + N_{2R} = \frac{x_2 - x_1}{179,4} + \frac{x_2 - x_3}{179,6} =$$

$$= \frac{13,22 + 23,65}{179,4} + \frac{13,22 + 7,792}{179,6} = 0,323;$$

$$N_3 = N_{3L} + N_{3R} = \frac{x_3 - x_2}{179,6} + \frac{x_3 - x_4}{175,7} =$$

$$= \frac{-7,792 - 13,22}{179,6} + \frac{-7,792 - 5,280}{175,7} = -0,200;$$

$$N_4 = N_{4L} + N_{4R} = \frac{x_4 - x_3}{175,7} + \frac{x_4 - x_5}{166,7} =$$

$$= \frac{5,280 + 7,792}{175,7} + \frac{5,280 + 3,466}{166,7} = 0,135;$$

$$N_5 = N_{5L} + N_{5R} = \frac{x_5 - x_4}{166,7} + \frac{x_5 - x_6}{228,1} =$$

$$= \frac{-3,466 - 5,280}{166,7} + \frac{-3,466 - 4,14}{228,1} = -0,086;$$

$$N_6 = \frac{x_6 - x_5}{228,1} = \frac{4,14 + 3,466}{228,1} = 0,033.$$

Уравнения изгибающих моментов, действующих в поперечном сечении между связями (фиг. 32)

Введём обозначения:

$M_n$  — изгибающий момент на правой связи;

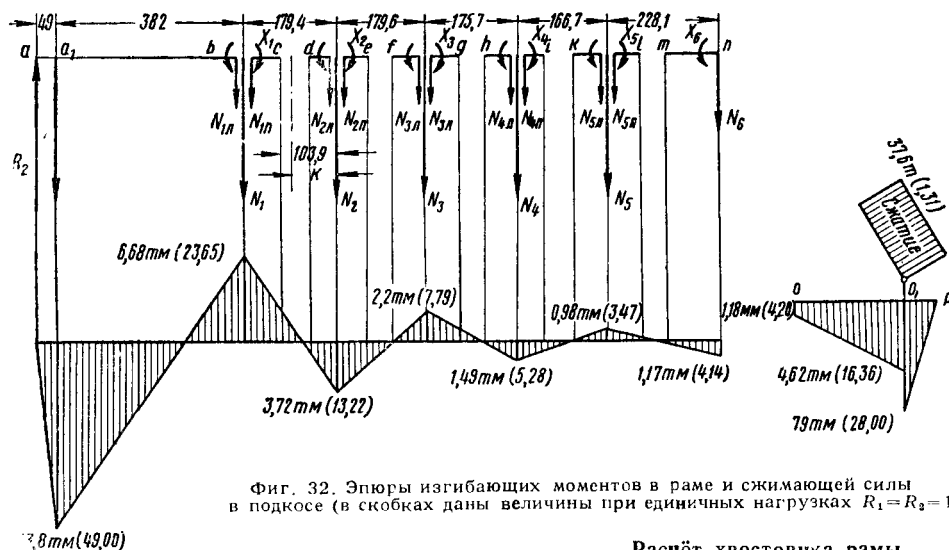
$M_d$  — изгибающий момент на левой связи;

$M_k$  — изгибающий момент в сечении, находящемся на расстоянии  $k$  от правой связи;

$l$  — расстояния между связями.

$$M_k = (M_d - M_n) \frac{k}{l} + M_n.$$

Затем строим эпюру изгибающих моментов (фиг. 32) в тонно-метрах и сжимающей силы в подкесе в килограммах.



Фиг. 32. Эпюры изгибающих моментов в раме и сжимающей силы в подкесе (в скобках даны величины при единичных нагрузках  $R_1 = R_2 = 1$ )

Напряжения в раме и подкесе (фиг. 32)

Сечение  $a_1$

$$\sigma_u = \frac{M_{a_1}}{W_1} = \frac{49 \cdot 28\,200}{1\,160} = 1\,190 \text{ кг/см}^2;$$

сечение  $c$

$$\sigma = \frac{M_c}{W_2} = \frac{(M_d - M_n) \frac{k}{l} + M_n}{W_2} = \frac{\left[ (23,65 + 13,22) \frac{103,9}{179,4} - 13,22 \right] \cdot 28\,200}{1\,520};$$

$$\sigma = 150 \text{ кг/см}^2;$$

сечение передней консоли  $O_1$  (фиг. 32)

$$\sigma_u = \frac{M_{o_1}}{W_6} = \frac{28 \cdot 28\,700}{1\,050} = 765 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжения сжатия в подкесе

$$\sigma_{сж} = \frac{x_7}{F_7} = \frac{1,31 \cdot 28\,700}{44,2} = 850 \text{ кг/см}^2.$$

Критическое напряжение в подкесе и запас прочности на продольный изгиб

Гибкость подкеса

$$\lambda = \frac{4l}{d} = \frac{4 \cdot 163}{7,5} = 87.$$

Критическое напряжение для стального подкеса

$$\sigma_{кр} = 3\,100 - 11,4\lambda = 3\,100 - 11,4 \cdot 87 = 2\,000 \text{ кг/см}^2.$$

Запас прочности

$$n = \frac{\sigma_{кр}}{\sigma_{сж}} = \frac{2\,000}{850} = 2,35.$$

Опытное определение напряжений в раме паровоза при подъёмке на домкратах

Для проверки напряжений в элементах рамы при подъёмке на домкратах в 1934 г. были проведены испытания рамы паровоза серий ФД и ИС [24]. Рама паровоза оборудовалась тензодатчиками. Схема установки приборов на раме паровоза серии ФД показана на фиг. 33, там же приведены значения напряжений, замеренные при подъёмке.

В 1947 г. Коломенский завод производил испытания гибких опор и рамы паровоза серии Л при подъёмке на домкратах.

### Расчёт хвостовика рамы

Расчёт хвостовика рамы (фиг. 34) производят на двойную силу тяги паровоза  $P$ , кроме того, на хвостовик действует сила веса  $N$ , передающаяся через заднюю опору котла, и вертикальная реакция  $T$  от опор задней тележки.

Наибольшее суммарное напряжение в месте заделки хвостовика в раме (сечение  $AA$ ), считая жёсткую заделку

$$\sigma_{сумм} = \frac{P}{F_A} + \frac{M_{PA} + M_{TA}}{W_A}.$$

Обычно принимают

$$P = 2F_k,$$

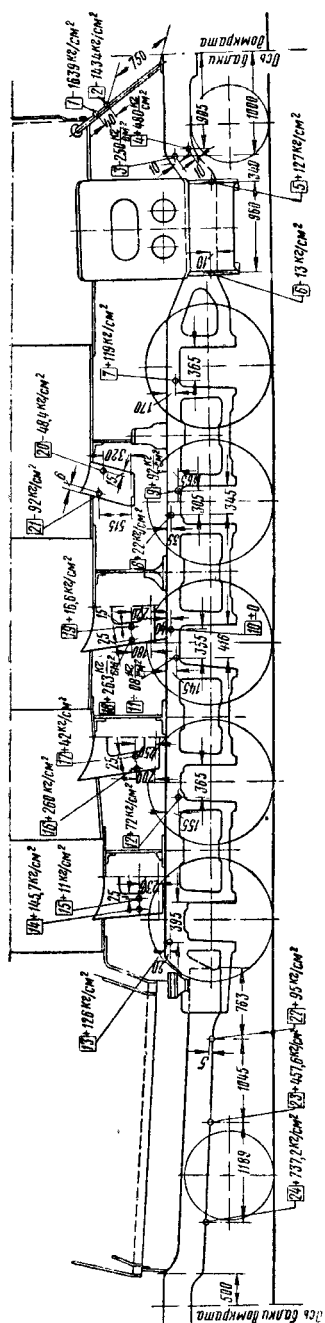
где  $F_k$  — наибольшая сила тяги по сцеплению;

$F_A$  — площадь поперечного сечения обоих хвостовиков, моменты изгиба в сечении  $AA$ ;

$M_{PA} = Pl_1$  и  $M_{TA}$  — моменты в сечении  $AA$  от силы  $T$ . Силу  $T$  принимают равной статической нагрузке, увеличенной на 25% (с учётом сил инерции). Сила  $N$  может быть определена как реакция шарнирно-подвижной опоры балки, заделанной на другом конце в сечении  $AA$ ,

$$N = \frac{Tc}{l} - \frac{M_{TA}}{l},$$





Фиг. 33. Расположение приборов при опытной подъёмке на домкратов паровоза сегни ФД и значения напряжений

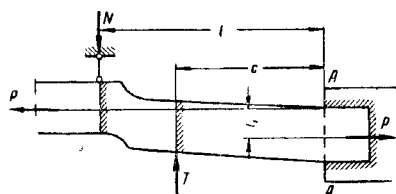
где

$$M_{TA} = \frac{Tc(l^2 - c^2)}{2l^2}.$$

Для хвостовиков из материала Ст. 5 допускаемые напряжения изгиба принимают в пределах  $700 \div 900 \text{ кг/см}^2$ .

#### Расчёт задней гибкой опоры и подбрюшников котла

Расчёт усилия, приходящегося на заднюю гибкую опору  $N$ , был произведён выше. В предварительном подсчёте можно считать, что

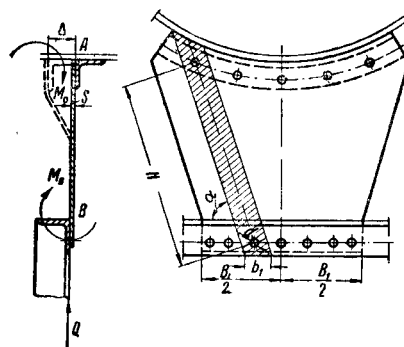


Фиг. 34. К расчёту хвостовика рамы

при отсутствии хвостовика на опору приходится около 40% веса котла в рабочем состоянии. Задняя гибкая опора работает на сжатие и поперечный изгиб.

Приведём приближённый метод определения напряжений в гибких опорах—подбрюшниках; новый, более детальный метод расчёта гибких опор см. [6].

На фиг. 35 изображена схема сил, действующих на подбрюшник. Заделка подбрюшника в точках  $A$  и  $B$  абсолютно жёсткая;



Фиг. 35. К расчёту гибких подбрюшников

суммарное напряжение в подбрюшнике от изгиба на величину  $\Delta$  (при заправке паровоза) и от действия внешней силы  $Q$  будет

$$\sigma_{\text{сумм}} = \frac{6EI\Delta}{H^2W} + \frac{Q\Delta(b_1 - d)}{WB_1 \cos \alpha} + \frac{Q(b_1 - d)}{FB_1 \cos \alpha},$$

где  $E = 2,10^6 \text{ кг/см}^2$ ;

$I$  — момент инерции в опасном сечении в точках  $A$  и  $B$

$$I = \frac{(b_1 - d) S^3}{12};$$

$\Delta$  — деформация гибкой опоры—подбрюшника в продольном направлении;

$H$  — высота гибкой опоры—подбрюшника;

$W$  — момент сопротивления сечения в точках  $A$  и  $B$

$$W = \frac{(b_1 - d) S^2}{6};$$

$Q$  — внешняя сила, сжимающая подбрюшник; ввиду затруднительности определения силы  $Q$  её принимают равной сумме усилий от балансиров, расположенных под данным подбрюшником;

$b_1$  — ширина выделенной полосы подбрюшника, приходящаяся на один крепёжный болт;

$B_1$  — ширина подбрюшника;

$d$  — диаметр отверстия под болт;

$\alpha$  — угол наклона подбрюшника;

$S$  — толщина подбрюшника.

В развёрнутом виде эта формула примет вид

$$\sigma_{\text{сумм}} = \frac{3ES\Delta}{H^2} + \frac{6Q\Delta}{B_1S^2\cos\alpha} + \frac{Q}{B_1S\cos\alpha}$$

Наименьшая толщина гибких опор выби-

рается с учётом запаса прочности на продольный изгиб:

$$n = \frac{4\pi^2 EI}{H^2 Q} = \frac{\pi^2 EB_1 S^3}{3H^2 Q \cos\alpha} = 3,5 \div 4.$$

Материал гибких опор Ст. 3, допускаемое напряжение изгиба  $\sigma_u \leq 1500 \text{ кг/см}^2$ .

## ПАРОВОЗНЫЕ БУКСЫ

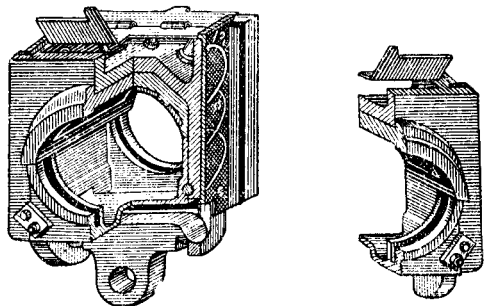
Букса представляет собой открытую снизу П-образную коробку, в которой установлен подшипник. Через буксу осуществляется передача вертикальных усилий от рессорного подвешивания на шейку оси колёсной пары.

Букса устанавливается с небольшим зазором в буксовые челюсти рамы и передаёт на раму также горизонтальные усилия от движущего механизма паровоза.

При проходе паровоза по стыкам и местным неровностям рельсового пути букса перемещается вдоль буксовой челюсти; при этом под влиянием значительных горизонтальных усилий происходит износ поверхностей букс и буксовых челюстей рамы.

Между наклонной гранью буксовой челюсти и корпусом буксы устанавливают буксовый клин, перемещение которого обеспечивает сохранение необходимого зазора.

На фиг. 36 приведена букса паровоза серии ЭМ для листовой рамы. В корпус буксы, изготовленный из стального литья, пригнан



Фиг. 36. Букса паровоза серии ЭМ

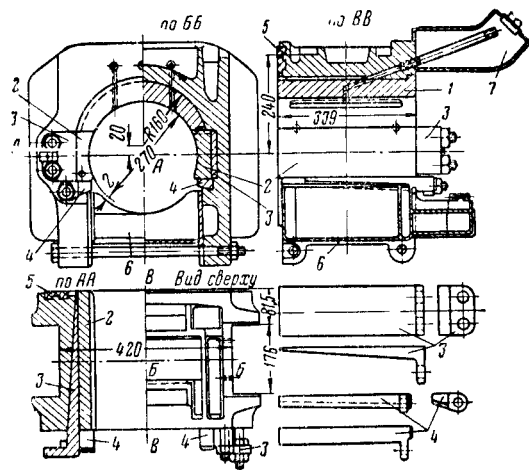
бронзовый подшипник с внутренней баббитовой заливкой. К нижней части корпуса буксы устанавливается съёмная подбуксовая коробка, в которой помещается смазочный подбуксовый материал, обеспечивающий смазку шейки оси снизу. Для предохранения шейки оси от пыли в выточку подбуксовой коробки ставится войлочное полукольцо-манжета.

Смазка в буксу подаётся фитильными маслёнками сверху. Для уменьшения трения и предохранения от износа на боковых поверхностях корпуса буксы ставят бронзовые накладки. Накладки крепят потайными винтами.

Букса, показанная на фиг. 36, применяется для нижнего рессорного подвешивания, соединение буксы с рессорой осуществляется Т-образной подвесной серьгой, опирающейся на нижние уши корпуса буксы.

Подшипник имеет пятигранную форму и окончательно подгоняется в корпус буксы вручную. Сложность опорной поверхности не обеспечивает плотной посадки подшипника, что может привести к его ослаблению и возможности перемещения в буксе. В настоящее время такие гранёные подшипники заменяются подшипниками с цилиндрической наружной поверхностью.

На фиг. 37 показана букса ведущей оси современного мощного паровоза серии ФД. В корпус буксы закладывается бронзовый под-



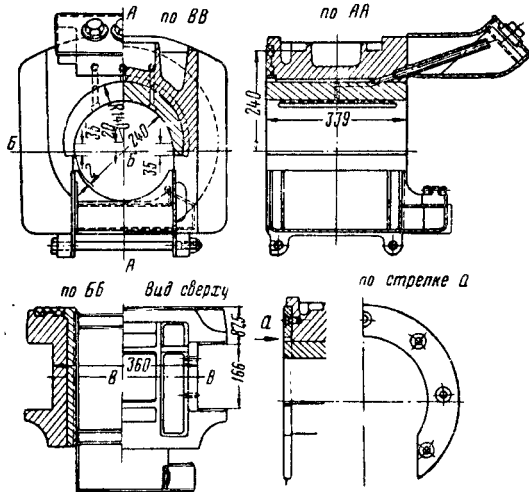
Фиг. 37. Букса ведущей оси паровоза серии ФД

шипник 1. Подшипник имеет сверху цилиндрическую форму, получаемую обработкой на токарном станке, место для подшипника в буксе получается обработкой на долбежном станке. Нижние кромки подшипника упираются в два боковых вкладыша 2, назначение которых передать значительные горизонтальные усилия от шейки оси на корпус буксы и раму паровоза. Боковые бронзовые вкладыши 2 растачиваются вместе с подшипником 1 в собранной буксе. Износ боковых вкладышей устраняется подтягиванием боковых клиньев 3. Нижние клинья 4, всегда затянутые до отказа, удерживают подшипник 1 плотно прижатым к корпусу буксы.

На торцевой поверхности буксы ставят бронзовую наделку 5, воспринимающую боковое давление колеса. При износе наделок их меняют, обеспечивая боковой разбег в  $0,5 \div 1 \text{ мм}$ . Боковые вкладыши 2 удерживаются от выдвигания из буксы при помощи двух цилиндрических штифтов диаметром 20 мм, показанных на фиг. 37 пунктиром.

Смазка букс осуществляется через коробку 7 и подбивку, помещаемую в подбивочной коробке 6.

На фиг. 38 показана букса сцепной оси паровоза серии ФД, отличающаяся от ведущей



Фиг. 38. Букса сцепной оси паровоза серии ФД

отсутствием боковых вкладышей и размерами. Здесь подшипники запрессовываются в корпус давлением 10—15 т.

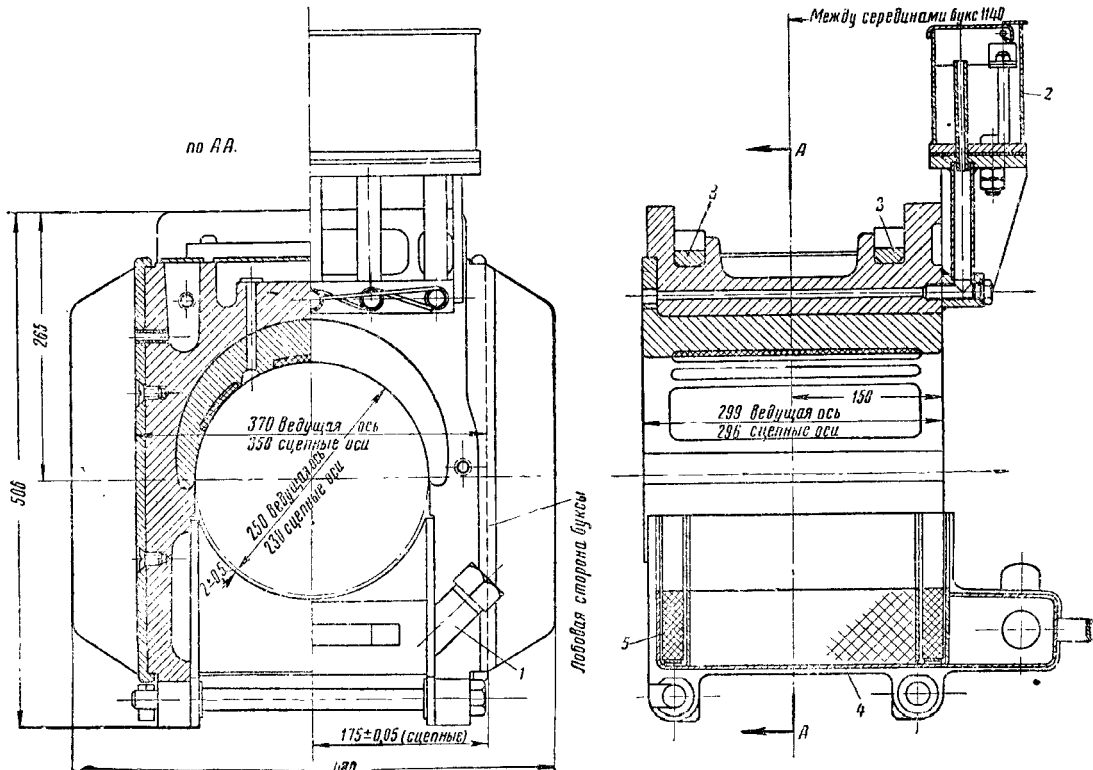
На фиг. 39 показана букса паровоза серии Л, приспособленная к автоматической смазке от пресс-маслёнки через штуцер 1. Для ручной смазки предусмотрена наливная маслёнка 2. Материал подшипников бронза ОЦС 5-5-5. В верхней части корпуса буксы установлены сменные вкладыши 3, на которые опираются рессорные упорки при верхнем рессорном подвешивании.

Назначение вкладышей 3—предохранить выработку корпуса. Опорные поверхности вставок закалены. Вытекание смазки из подбуксовой коробки 4 предохраняется постановкой манжетных воротников 5.

В табл. 9 приведены основные размеры и веса деталей букс некоторых паровозов СССР.

Проведённые ЦНИИ в последнее время исследования работы буксов-рамного узла показали необходимость сохранения минимальных продольных и поперечных зазоров. Так, например, наличие излишних зазоров в продольном направлении вызывает перемещение колёсной пары, от которого происходит удар шейки о подшипник буксы. Самое перемещение колёсной пары вызывает её скольжение по рельсу, что приводит к образованию местного проката бандажей.

Эти же исследования привели к заключению, что для уменьшения продольных перемещений колёсной пары в буксах необходимо обеспечить угол обхвата шейки подшипников 180°. При заливке буксовых подшипников баббитом следует произвести смещение центра расточки вниз на  $1 \div 2$  мм (фиг. 40).



Фиг. 39. Букса паровоза серии Л

Таблица 9

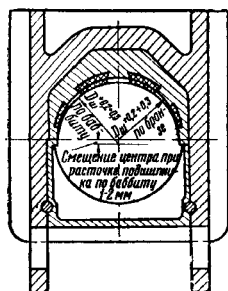
Основные размеры в мм и веса в кг деталей осевых букс некоторых серий паровозов СССР

Элементы характеристики	Паровоз ЭМ 0-5-0	Паровоз СО, 1-5-0	Паровоз СУ, 1-3-1	Паровоз ФД, 1-5-1	Паровоз Л, 1-5-0	Паровоз ЕА, 1-5-0
<b>Буксы ведущих осей</b>						
Диаметр шейки . . . . .	220	230	235	270	250	267
Длина шейки . . . . .	270	270	270	340	300	318
Длина подшипника . . . . .	269*	269*	269**	339	299	304,8
Разбег на сторону: за счёт зазора между торцом буксы и шейкой или ступицей колеса . .	±0,5	±0,5	±0,5	±0,5	±1	±0,8
за счёт зазора между буксой и бук- совым наличником . . . . .	Нет	—	—	±0,5	Нет	—
Наибольший суммарный разбег . . . .	±0,5	±0,5	±0,5	±1,0	±1	±0,8
Материал подшипника . . . . .	Бр. 4	Бр. ОС-5-25	Бр. 4	Бр. ОС-4-25	Бр. ОЦС-5-5-5	Бронза
Вес подшипника . . . . .	35	21,3	25,3	38	36,4	30
Материал корпуса буксы . . . . .	Л Ст. I	Л Ст. I	Л Ст. I	Л Ст. 2	25-4518	Л Ст.
Вес корпуса буксы . . . . .	75	75	74,7	209,5	138	180
Материал наличника буксового . . .	Бр. 4	Бр. ЛК-80-3	Бр. 3	Нет	Бр. ОЦС-5-5-5	Чугун
Вес наличника буксового . . . . .	6,9	4,75	4,9	—	6,61	19,2
Материал коробки подбуксовой . . .	ЧЛЗ	СЧ24	Л Ст. I	Ст. 3	Сварная	Чугун
Вес коробки подбуксовой . . . . .	21	18,4	12,5	11,5	14,68	22,3
Общий вес буксы со всеми деталями .	149	144	132	340	225	270
<b>Буксы сцепных осей</b>						
Диаметр шейки I оси . . . . .	200	200	220	240	230	216
Длина шейки I оси . . . . .	270	270	270	340	300	318
Длина подшипника I оси . . . . .	269	269	269	339	296	304,8
Разбег на сторону I оси: за счёт зазора между торцом буксы и шейкой или ступицей колеса . .	±0,5	±0,5	±0,5	±0,5	±4	±6,35
за счёт зазора между буксой и бук- совым наличником . . . . .	Нет	—	±25	±10,5	Нет	±0,8
наибольший суммарный разбег . . . .	±0,5	±0,5	±25,5	±11,0	±4	±7,15
Диаметр шейки II оси . . . . .	200	200	—	240	230	216
Длина шейки II оси . . . . .	270	270	—	340	300	318
Длина подшипника II оси . . . . .	230	254	—	339	296	304,8
Разбег на сторону II оси: за счёт зазора между торцом буксы и шейкой или ступицей колеса . .	±20	±8	—	±0,5	±4	±3,17
за счёт зазора между буксой и бук- совым наличником . . . . .	Нет	—	—	±0,5	Нет	±0,8
Наибольший суммарный разбег . . . .	±20	±8	—	±1,0	±4	±3,97
Диаметр шейки IV оси . . . . .	200	200	—	240	230	216
Длина шейки IV оси . . . . .	270	270	—	340	300	318
Длина подшипника IV оси . . . . .	269	256	—	339	296	304,8
Разбег на сторону IV оси: за счёт зазора между торцом буксы и шейкой или ступицей колеса . .	±0,5	±7	—	±0,5	±4	±3,17
за счёт зазора между буксой и бук- совым наличником . . . . .	Нет	—	—	±0,5	Нет	±0,8
Наибольший суммарный разбег . . . .	±0,5	±7	—	±1,0	±4	±3,97
Диаметр шейки задней оси . . . . .	200	200	220	240	230	216
Длина шейки задней оси . . . . .	270	270	270	340	310	318
Длина подшипника задней оси . . . .	226	256	269	339	296	304,8
Разбег на сторону задней оси: за счёт зазора между торцом буксы и шейкой или ступицей колеса . .	±22	±7	±0,5	±0,5	±14	±6,35
за счёт зазора между буксой и бук- совым наличником . . . . .	—	Нет	—	±10,5	Нет	±0,8
Наибольший суммарный разбег . . . .	±22	±7	±0,5	±11,0	±14	±7,15
Общий вес буксы сцепных осей . . . .	127	124	327 для I оси и 125 для III оси	236 для I и V сцепных осей и 252 кг для II и IV сл. осей	219	212

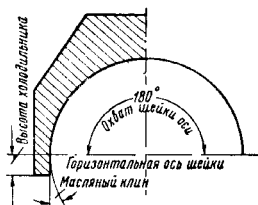
\* В знаменателе размеры подшипников, переделанных по чертежам ЦТ МПС № 10084 1951 г. Переделка гранёных подшипников на радиальные. Разбег указан между добавочной шайбой на корпусе буксы и торцом ступицы колеса.

\*\* В знаменателе подшипники, переделанные по чертежам завода «Красное Сормово» № СУ 330-2СБ-3 1950 г.

При этом холодильники на подшипнике в пределах обхвата шейки не делаются, масляный клин образуется за счёт вертикального



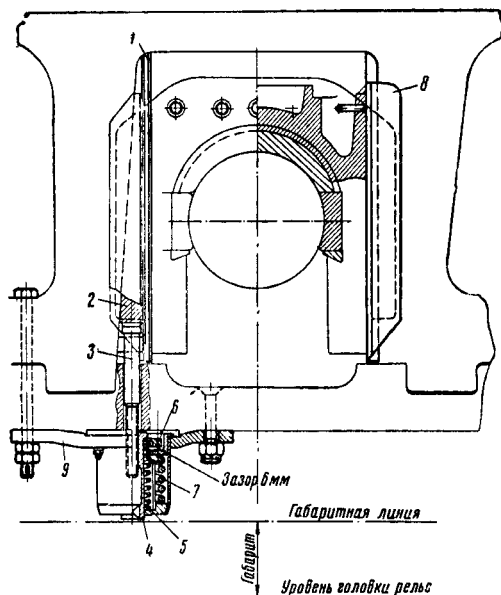
Фиг. 40. Обеспечение угла обхвата в гранёных подшипниках



Фиг. 41. Образование масляных клиньев и холодильников в подшипниках

спуска тела подшипника ниже горизонтальной линии в соответствии с фиг. 41.

Для устранения зазоров между буксами и накладками брусковой рамы ЦНИИ разработана конструкция самоустанавливающихся буксовых клиньев для паровоза серии ФД (фиг. 42).



Фиг. 42. Самоустанавливающийся буксовый клин

Через пластину 1, изготовленную из марганцовистой стали Г12, на буксу воздействует буксовый клин 2, внизу в клин вставляется болт 3 с навёрнутым на него стаканом 4. Распорное усилие компенсаторной пружины 5 через стакан 6 стремится удерживать тело клина в верхнем положении, чем обеспечивается отсутствие зазоров между буксой и накладкой рамы.

При проходе колеса по местным неровностям рельсового пути появляются дополнитель-

ные перемещения буксы в вертикальном направлении, которые воспринимаются амортизационной пружиной 7.

Между буксой и рамой ставится чугунная накладка 8. Корпус пружины укреплён в траверсе 9, удерживаемой болтами к буксовой струнке.

Применение марганцовистой стали в пластине обеспечивает высокую устойчивость против износа в условиях возможного наклёпа и ударов. При нагреве буксы, оборудованной обычным буксовым клином, за счёт температурного расширения корпуса может происходить заклинивание буксы в челюсти; наличие самоустанавливающегося клина устраняет подобную опасность (за счёт выжимания клина вниз) и обеспечивает постоянный зазор между буксой и челюстью.

Данные о материалах букс приведены в табл. 10.

Таблица 10

Материал букс

Наименование детали	Материал	Марка	ГОСТ
Корпус . . . . .	Сталь	15-4024 25-4522	977-41
Подшипники с баббитовой заливкой . . . . .	Бронза	Бр. ОЦС 5-5-5	613-50
Подшипники без баббитовой заливки . . . . .	»	Бр. ОС 5-25	Приказ НКПС № 235/А от 11/V 1939 г.
Заливка . . . . .	Баббит	БК	1209-50
Наличники . . . . .	Бронза	Бр. ОЦС 5-5-5	613-50

Основные размеры букс выбираются по расчёту шеек оси на прочность (см. главу «Колёсные пары») с учётом удельного давления и характеристики грения.

На фиг. 43 приведена конструкция буксы сцепных осей паровоза 2-4-2 с роликовыми коническими подшипниками.

Корпус буксы отливается из Ст. 25-4518 и состоит из нижней части 1 и верхней 2, соединённых между собой болтами. К корпусу приваривают стальные наличники 3. Жидкая смазка наливается через пробку 4 и спускается через пробку 5.

Роликовый подшипник 6, проставочное кольцо 7, лабиринтное 8, упорное кольцо 9 и маслоотбойное кольцо 10 ставятся на ось до запрессовки колёсных центров. Посадка внутреннего кольца подшипника 6 и кольца 7 на ось производится с нагревом в минеральном масле до 90° С.

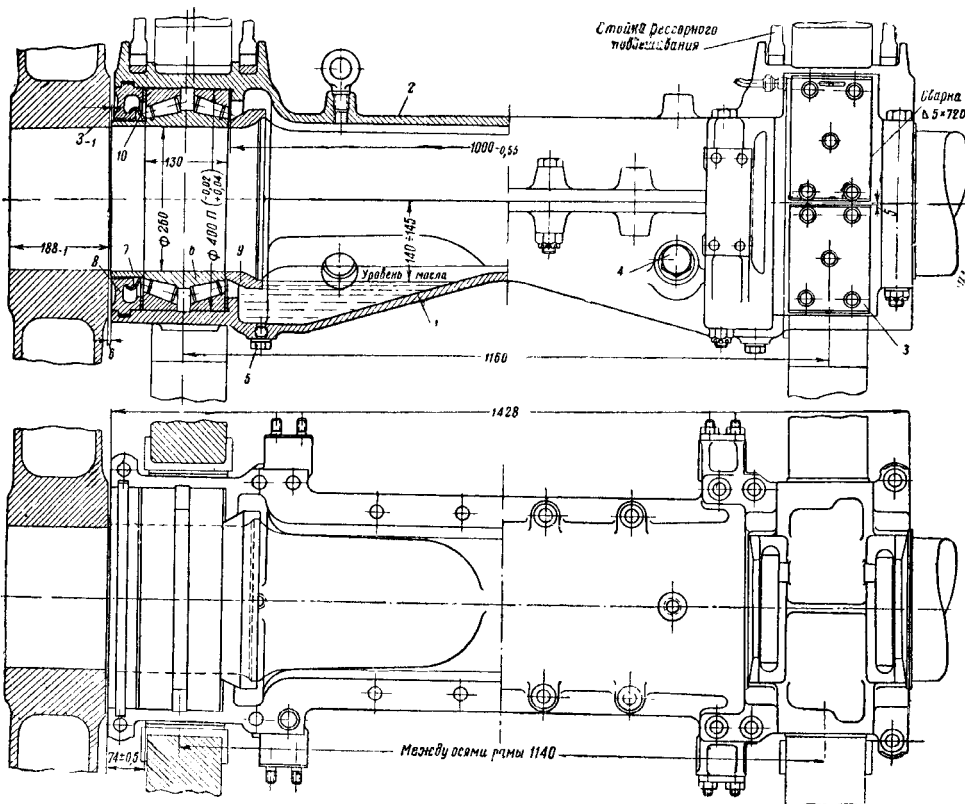
Ось в окончательно собранной буксе должна легко вращаться от руки со свободным перекачиванием роликов по боковым дорожкам. Заклинивание роликов не допускается.

В табл. 11 приведены основные размеры букс некоторых паровозов СССР (фиг. 44 и 45).

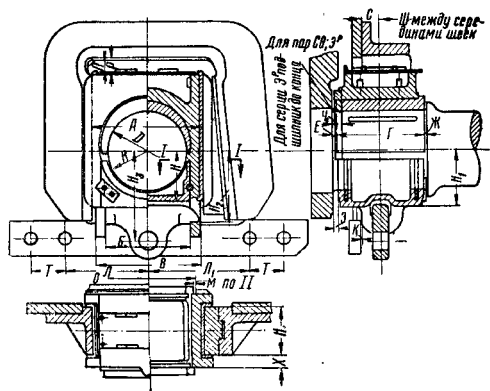
Таблица 11

## Буксы паровозов СССР

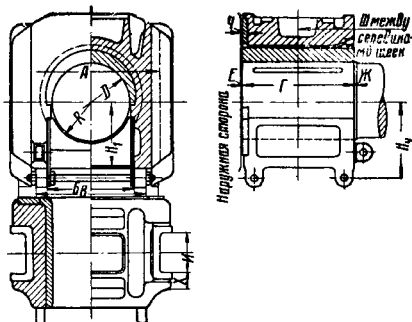
Паровоз	Наименование детали	Размеры в мм																											
		D	R	O	A	Б	В	Л <sub>1</sub>	Т	М	И	Х	С	Ш	Г	Е	Ж	З	К	Н	Н <sub>1</sub>	Н <sub>2</sub>	Н <sub>3</sub>	Р	П	Ч	Л	Н <sub>4</sub>	
1. Паровозы с листовой рамой (фиг. 44)																													
Эм и Эр	Букса ведущей оси . . . . .	220	112	250	320	247	306	250	100	2,5	146	5	50	1160	269	0,5	0,5	5,5	7	145	166	211	265	50	45	24	305	—	
Эм	» второй сцепной оси . .	200	102	—	300	227	286	240	100	—	114	34	50	1160	230	20	20	27	7	135	161	201	265	55	50	—	295	—	
Эм	» задней » . . . . .	200	102	—	300	227	286	240	100	—	114	34	50	1160	236	22	22	27	7	135	161	201	265	55	50	—	295	—	
Эм	» неподвижных осей (I и IV) . . . . .	240	102	—	300	227	286	240	100	—	114	34	50	1160	269	0,5	0,5	5,5	7	135	161	201	265	55	50	—	295	—	
Со	Букса ведущей оси . . . . .	230	117	276	326	253	312	305	100	2,5	145А <sub>1</sub>	35,5	50	1160	269	0,5	0,5	6,5	5	145	166	211	265	50	45	24	250	—	
Со	» I и V сцепных осей . .	200	102	250	300	227	286	295	100	2,5	115А <sub>1</sub>	33,5	50	1160	258	6	6	12	5	135	161	201	265	50	55	22	240	—	
Со	» II и IV сцепных осей .	200	102	250	300	227	286	295	100	2,5	115А <sub>1</sub>	33,5	50	1160	262	4	4	12	5	135	161	201	265	50	55	22	240	—	
Су	» ведущей оси (чертёж завода «Красное Сормово» 1950 г.) . . . . .	235	—	—	330	264	316	300	110	—	145	—	—	1160	269	0,5	0,5	11	—	—	169	290	340	55	50	18	245	—	
Су	Букса I сцепной оси (чертёж завода «Красное Сормово» 1950 г.) . . . . .	220	114	—	330	255	310	—	—	—	182	—	—	1160	269	0,5	0,5	—	—	174	110	—	—	55	50	—	—	—	
Су	Букса III сцепной оси (чертёж завода «Красное Сормово» 1950 г.) . . . . .	220	—	—	330	255	310	300	110	—	145	56	—	1160	269	0,5	0,5	11	—	—	169	296	340	55	50	18	245	—	
2. Паровозы с брусовой рамой (фиг. 45)																													
Л	Букса ведущей оси . . . . .	250×3	127	—	370С <sub>1</sub>	265	310	285	110	—	140	60	—	1140	299	0,5	0,5	—	—	—	219	—	—	—	—	—	19	310	233
Л	» I, II, IV сцепных осей	230×3	117	—	350	245	290	275	110	—	140	60	—	1140	296	2	2	—	—	—	218	—	—	—	—	—	16	300	233
Л	» V сцепной оси . . . . .	230×3	117	—	350	245	290	275	110	—	140	60	—	1140	296	7	7	—	—	—	218	—	—	—	—	—	16	300	238
ФД	» ведущей оси . . . . .	270	137	—	470	280	420	—	—	—	125	70	—	1050	339	0,5	0,5	—	—	—	210	—	—	—	—	—	18	—	230
ФД	» I и V сцепных осей . .	240	122	—	400	256	326	—	—	—	125	70	—	1050	339	0,5	0,5	—	—	—	200	—	—	—	—	—	18	—	230
ФД	» II и IV сцепных осей .	240	122	—	400	256	326	—	—	—	125	47	—	1050	339	0,5	0,5	—	—	—	203	—	—	—	—	—	18	—	230
Еа	» ведущей оси . . . . .	267	134	—	381	286	362	—	—	—	166	69	—	1079	305	6,5	6,5	—	—	—	216	—	—	—	—	—	20	—	235
Еа	» I и V сцепных осей . .	216	109	—	330	235	311	—	—	—	166	66	—	1086	305	6,5	6,5	—	—	—	203	—	—	—	—	—	18	—	223
Еа	» II и IV сцепных осей .	216	109	—	330	235	311	—	—	—	166	66	—	1079	305	6,5	6,5	—	—	—	203	—	—	—	—	—	18	—	223



Фиг. 43. Роликовая букса паровоза типа 2-4-2



Фиг. 44. Букса листовой рамы



Фиг. 45. Букса брусковой рамы





Таблица 12  
Давление при запрессовке осей и пальцев

Наименование осей и пальцев	Давление в т на каждые 100 мм диа- метра подступичной части		
	наибольшее	наименьшее	
		без бан- дажа	с банда- жом
Оси паровозные и тендер- ные паровозов серий ФД и ИС	70	45	50
То же паровозов осталь- ных серий	65	49	45
Пальцы кривошипов паро- возов серий ФД и ИС	70	45	50
То же паровозов осталь- ных серий	55	40	35

обеспечит взаимное расположение кривошипов под углом 90° друг к другу), применяется постановка шпонок. При запрессовке колёсных центров снимается самопишущим прибором кривая давлений запрессовки.

В табл. 13 указаны материалы, применяемые для изготовления колёсных пар.

Таблица 13  
Материалы, применяемые для колёсных пар

Наименование детали	ГОСТ	Марка
Оси	2281-46	Мартеновская сталь и электро- сталь
Центры	4931-48	25-15-2
Пальцы и контркри- вошип	270-50	Ст. 5
Бандаж	398-41	I и IV*

\* Для ведущих осей грузовых паровозов.

В табл. 14 приведены размеры колёсных центров некоторых паровозов СССР.

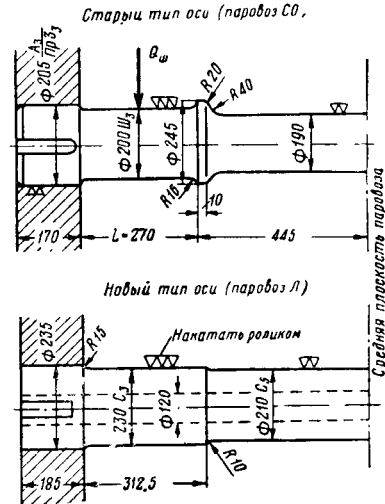
В последнее время Бюро по унификации и стандартизации при ЦТ МПС проводит большую работу по так называемой унификации деталей и узлов паровозов СССР. Целью унификации является создание взаимозаменяемых деталей, в том числе и колёсных пар, для определённой серии паровозов, с возможным уменьшением типоразмеров для паровозов различных выпусков.

### ОСИ КОЛЁСНЫХ ПАР

На фиг. 49 показаны два типа осей. При листовых рамах, обладающих сравнительно небольшой местной жесткостью в горизонтальном направлении, считалось целесообразным передавать боковые усилия на оба полотно рамы одновременно. Это осуществлялось при помощи наружных буртов (старый тип оси — паровоз СО). В современных паровозах с брусковой рамой подобное соображение по-

теряло своё значение, и оси изготовляют без буртов, что упрощает их отливку и обработку. Боковые усилия через колёшный центр при брусковых рамах передаются ступицей на брус (с кольце-шайбой (или бронзовую наплавку) на наружном торце бруса).

Диаметр шейки оси определяется исходя из расчёта на прочность, а длина — из условия



Фиг. 49. Типы осей движущих колёсных пар

нагревания её при длительной работе паровоза. Удельное давление между подшипником и шейкой (фиг. 49)

$$q = \frac{Q_{ш}}{ld} \text{ кг/см}^2,$$

где  $Q_{ш}$  — нагрузка от подшипника на шейку (статическая нагрузка на колесо, минус половина веса самой колёсной пары) в кг;

$l$  — длина шейки в см;

$d$  — диаметр шейки в см.

Обычно для шеек осей  $q = 14 \div 16 \text{ кг/см}^2$ .

Для предупреждения чрезмерного нагрева шейки с целью проеряют на работу трения или характеристику трения  $qV$ . При этом

$$R = qV = \frac{Q_{ш} V}{3,6 l D} \text{ кгм/см}^2 \text{ сек},$$

где  $V$  — конструктивная скорость в км/час;

$l$  — длина шейки в см;

$D$  — диаметр движущих колёс в см.

В табл. 15 приведены сравнительные (условные)<sup>1</sup> значения  $q$  и  $R = qV$  для некоторых современных паровозов СССР, вычисленные по статической нагрузке колеса  $Q$  на рельс.

Обычные значения характеристик трения для наших паровозов, подсчитанные по выражению  $R = qV$ : движущие оси грузовых паровозов  $60 \div 45 \text{ кгм/см}^2 \text{ сек}$ , движущие оси пассажир-

<sup>1</sup> Этот метод расчёта носит чисто сравнительный характер, так как ведущая ось в основном работает не на вертикальные нагрузки, а на продольное горизонтальное усилие от силы пара и силы инерции движущего механизма. Новый метод расчёта шеек осей на прочность и на нагревание см. ниже.

Таблица 14

Колёсные центры некоторых паровозов СССР

Серия и тип паровоза	Колёсный центр	Наружный диаметр центра (номинал) в мм	Ширина обода центра в мм	Угол сдвига противовеса $\gamma$ (фиг. 55)	Вес добавочной заливки противовеса на 1 колесо в кг	Вес колёсного центра 1 шт. (без заливки в кг)
ЭМ, 0-5-0	Ведущий . . . . .	1 170	109/108	6°6'	300 (свинец)	740
	I и V сцепные . . . . .	1 170	109/108	5°17'	—	626
	II и IV сцепные . . . . .	1 170	109/108	5°44'	—	718
	Ведущий . . . . .	1 170	109/108	6°6'	Без заливки	985
СО, 1-5-0	Ведущий . . . . .	1 170	109/108	6°6'	—	991,3
	IV сцепной . . . . .	1 170	109/108	5°17'	—	546
	II и V сцепные . . . . .	1 170	109/108	5°44'	—	618
	Бегунковый . . . . .	750	105	—	—	230
СУ, 1-3-1	Ведущий . . . . .	1 700	109/108	6°28'	—	1 043
	I и III сцепные . . . . .	1 700	109/108	0	—	803
	Бегунковый . . . . .	900	109/108	—	—	254
	Поддерживающий . . . . .	1 170	109/108	—	—	360
Л*, 1-5-0	Ведущий . . . . .	1 350	119/118	4°30'	—	1 286
	I и V сцепные . . . . .	1 350	109/108	0	—	618
	II и IV сцепные . . . . .	1 350	109/108	0	—	670
	Бегунковый . . . . .	750	102	—	—	234,7
ФД, 1-5-1	Ведущий . . . . .	1 350	122/118	6°42'	704 (свинец)	1 100
	I и V сцепные . . . . .	1 350	112/108	0	—	818
	II и IV сцепные . . . . .	1 350	112/108	0	—	896
	Бегунковый . . . . .	750	105	—	—	230
ФД*, 1-5-1	Ведущий . . . . .	1 350	122/118	4°20' прав. 11°15' лев.	363 прав. 334,8 лев.	1 394 прав. 1 398,5 лев.
	I и V сцепные . . . . .	1 350	112/108	0	(свинец)	630
	II и IV сцепные . . . . .	1 350	112/108	0	—	691
	Ведущий без заливки . . . . .	1 350	122/118	4°23' прав. 19°12' лев.	—	1 572 прав. 1 534 лев.
Ев, 1-5-0	Ведущий . . . . .	1 170	105/108	6°43'	592 (свинец)	708
	I и V сцепные . . . . .	1 170	105/108	6°10'	—	634
	II и IV сцепные . . . . .	1 170	105/108	4°50'	—	634

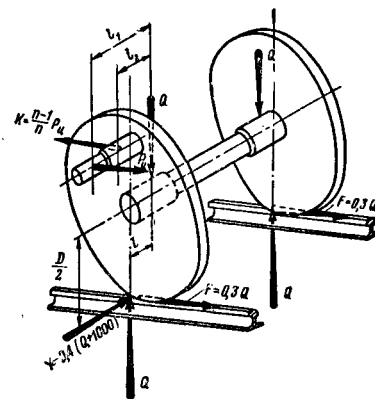
Примечания. 1. Цифры в знаменателе относятся к унифицированным центрам.  
2. Для паровозов серии ЭВ/и и СО разработана новая конструкция единого ведущего дискового центра без применения свинца.  
3. Для паровозов серии ФД разработана унифицированная ведущая дисковая колёсная пара со стальными противовесами.  
4. Для паровозов серии Ев/и разработана конструкция унифицированного дискового ведущего центра с уменьшением расхода свинца.

\* Сцепные колёсные центры дисковые.

ских паровозов  $70 \div 60 \text{ кгм/см}^2 \text{сек}$ , бегунковые и поддерживающие оси  $70 \div 65 \text{ кгм/см}^2 \text{сек}$ .

Поверочный расчёт оси на прочность производят с учётом усилий, действующих на колёсную пару (фиг. 50).

В вертикальной плоскости ось изгибается моментом от силы  $Q$ , действующей через подшипник буксы на шейку оси, и силой бокового нажатия на гребень бандажа  $Y$  (в безребордных бандажах от поперечной силы трения между бандажом и рельсом). В горизонтальной плоскости изгиб создаётся от действия силы  $P_y$  — давления на поршневой палец, силы  $K$  — реакции сцепных дышел на центровую цапфу, и сцепной силы тяги  $F = 0,3Q$  на обод колеса. Помимо этого ось скручивается крутящим моментом, создающим силу тяги  $F$  на обод левого колеса (коэффициент сцепления между бандажом и рельсом принят 0,3).



Фиг. 50. Усилия, действующие на ведущую колёсную пару

Проф. А. С. Раевским были предложены формулы проверки напряжения в осях, причём за нагрузку на шейку принято статическое давление колеса на рельс  $Q$ . Реакция сцепных дышла  $K$  принята пропорциональной числу сцепных осей паровоза  $n$  (за вычетом ведущей), за опасное сечение принята середина шейки:

для ведущих осей

$$\sigma_u = \frac{1}{W} \sqrt{\left[ Ql + 0,4 (Q + 1000) \frac{D}{2} \right]^2 + \left[ 0,3 Ql + P_u \left( l_1 - \frac{n-1}{n} l_2 \right) \right]^2 + (0,15 QD)^2};$$

для сцепных осей

$$\sigma_u = \frac{1}{W} \sqrt{\left[ Ql + 0,4 (Q + 1000) \frac{D}{2} \right]^2 + \left( 0,3 Ql + P_u \frac{l_2}{n} \right)^2 + (0,15 QD)^2};$$

для бегунковых осей

$$\sigma_u = \frac{1}{W} \left[ Ql + 0,4 (Q + 1000) \frac{D}{2} \right],$$

где  $W$  — момент сопротивления сечения шейки в  $\text{см}^3$ ;

$Q$  — статическое давление колеса на рельс в  $\text{кг}$ ;

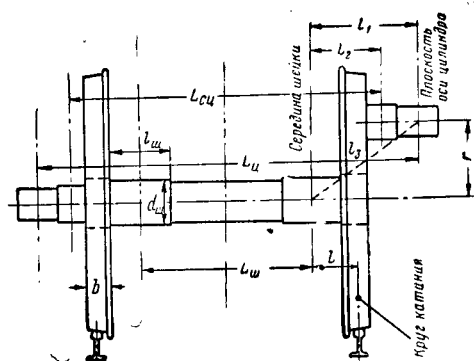
$l$  — расстояние от середины шейки оси до круга катания в  $\text{см}$ ;

$l_1, l_2$  — расстояния от середины шейки до оси цилиндра и до середины центрального пальца в  $\text{см}$ ;

$D$  — диаметр колеса по кругу катания в  $\text{см}$ ;

$n$  — число движущих колёс.

Допускаемое напряжение изгиба, подсчитываемое по этим формулам, не должно превышать  $1200 \text{ кг/см}^2$  для ведущих и  $900 \text{ кг/см}^2$  для сцепных и бегунковых осей. Для изношенных осей износ допускается до 12% по диаметру шейки, допускаемые напряжения соответственно равны 2000 и  $1600 \text{ кг/см}^2$ . Иногда напряжение в шейках



Фиг. 51. К расчёту ведущей оси

новых ведущих осей определяют только с учётом изгибающего и скручивающего моментов от действия цилиндрической силы  $P_u$  (фиг. 51):

$$\sigma_u = \frac{P_u (l_1 + l_2)}{2W} \text{ кг/см}^2,$$

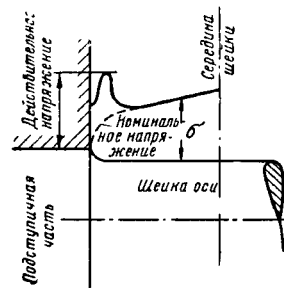
где  $l_1$  — расстояние от середины поршневой шейки до оси цилиндра в  $\text{см}$ ;

$$l_2 = \sqrt{l_1^2 + r^2},$$

где  $r$  — радиус кривошипа в  $\text{см}$ .

Допускаемое напряжение по этой формуле принимают  $1600 \div 2000 \text{ кг/см}^2$ . Значения напряжений в ведущих и сцепных осях по формулам проф. Раевского и по последней формуле для основных серий паровозов приведены в табл. 15. Указанные методы расчёта следует признать в значительной мере условными, так как опыт показывает, что излом шеек происходит не только в серединах шеек, как это подсчитывалось теоретически, но также в сечениях поблизости к началу подступичной части шейки.

Изломы осей носят, как правило, резко выраженный усталостный характер. Характер распределения номинальных и действительных напряжений изгиба приведён на фиг. 52. Наибольшее номинальное напряжение, исходя из расчёта шейки на изгиб, будет для галтели меньше, чем для середины шейки (за счёт изменения величины изгибающего момента). Действительное напряжение в галтели за



Фиг. 52. Диаграмма напряжений у галтели осевой шейки с учётом увеличения коэффициента концентрации напряжения может превзойти напряжение в средней части шейки. Работы отделения металлов ЦНИИ МПС показывают, что, как правило, повреждения осей вызываются повышенной концентрацией напряжений, происходящей преимущественно вследствие технологических недостатков изготовления. Этими дефектами являются: подрезы в галтели, недостаточная выработка их при шлифовании, малый радиус галтели и пр. При неправильной эксплуатации за счёт задиров, выплавки подшипников, поджогов шейки также могут появляться повышенные коэффициенты концентрации, вызывающие трещины в галтелях.

В табл. 16 приведены сравнительные удельные давления и характеристики гребня бегунковых и поддерживающих осей паровозов СССР.

Таблица 15

Напряжения, удельные давления и характеристики гребня (фиг. 51)

Серия и тип паровоза	Диаметр колёс $D$ в см	Нагрузка на шейку, равная статическому давлению осей на рельс, $Q$ в кг	Расчётная скорость $V$ в км/час	Шейка ведущих осей				Шейки сцепных осей				Работа гребня движущих осей в $\frac{кгм}{см^2сек}$	
				наружный диаметр ведущей оси $d_{ш}$ в см	расчётная длина шейки $l_{ш}$ в см	диаметр внутреннего сечения $d_{вн}$ в см	по формулам проф. А. С. Раевского		наружный диаметр шейки сцепной оси $d_{ш}$ в см	расчётная длина шейки $l_{ш}$ в см	диаметр внутреннего сечения $d_{вн}$ в см		по формулам проф. А. С. Раевского
							напряжение на изгиб $\sigma_{из}$ в $кг/см^2$	удельное давление $q$ в $кг/см^2$					
ЭМ, 0-5-0	132,0	8 151	65	22/19,4	27	—	1 262/1 890	20/17,3	27	—	767/1 204	41,3	
СО, 1-5-0	132,0	9 200	75	22/20,5	27	—	1 172/1 718	20/17,5	27	—	822/1 163	53,8	
СУ, 1-3-1	135,0	9 000	115	23,5/19,6	27	7,0	987	22/18,5	27	7,0	762	57,6	
ФД, 1-5-1	150,0	10 350	85	27/24	34	7,5	896/1 235	24/21	34	7,5	640/970	43	
Л, 1-5-0	150,0	9 100	80	25/22,5	30	10	898/1 324	23/20,7	30	12,0	610/1 010	45	
Еа, 1-5-0	132,0	9 000	75	26,7/21,9	30,5	5,03	646/1 300	21,6/18,0	30,5	—	670/1 103	46,6	

Примечание. Цифры в знаменателе относятся к предельно изношенным шейкам.

Примечание. Цифры в знаменателе относятся к предельно изношенным шейкам.

Таблица 16

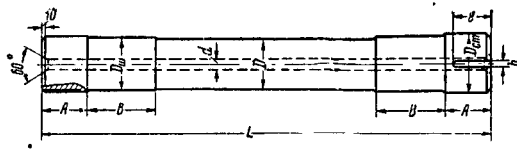
Удельные давления и характеристики гребня бегунковых и поддерживающих осей паровозов

Серия и тип паровоза	Передняя тележка				Задняя тележка				Расчётная скорость $V$ в км/час
	нагрузка на ось в т	размеры колёсной пары $D \times d \times l$ в мм; $D$ — диаметр по кругу катания; $d$ — диа- метр шейки; $l$ — длина шейки оси	удельное давление $q$ в кг/см <sup>2</sup>	работа тре- ния $R$ новой шейки в кгм/см <sup>2</sup> сек	нагрузка на ось в т	размеры колёс- ной пары $D \times d \times l$ в мм	удельное давление $q$ в кг/см <sup>2</sup>	работа тре- ния $R$ новой шейки в кгм/см <sup>2</sup> сек	
СО, 1-5-0 . . . . .	10,0	$900 \times \frac{170}{135} \times 300$	9,9	36,3	—	—	—	—	75
СУ, 1-3-1 . . . . .	12,5	$1\ 050 \times \frac{170}{145} \times 350$	10,5	54	18,0	$1\ 320 \times \frac{190}{170} \times 370$	12,8	55,2	118
ФД, 1-5-1 . . . . .	13,6	$900 \times \frac{170}{150} \times 300$	13,3	59,5	20	$1\ 050 \times \frac{200}{176} \times 350$	14,3	64,3	85
ИС, 1-4-2 . . . . .	16,0	$1\ 050 \times \frac{180}{160} \times 350$	12,7	79,7	18,5	$1\ 050 \times \frac{200}{176} \times 3\ 0$	13,2	91	130
Л, 1-5-0 . . . . .	12,0	$900 \times \frac{175}{137} \times 200$	11,7	49,5	—	—	—	—	80
Еа, 1-5-0 . . . . .	11,9	$833 \times \frac{153}{131} \times 305$	12,8	43,5	—	—	—	—	75

Примечание. В заголовке показаны минимальные диаметры шеек по износу.

Примечание. В знаменателе показаны минимальные диаметры шеек по износу.

В табл. 17 и фиг. 53 приведены конструктивные размеры осей паровозов СССР.



Фиг. 53. Размеры осей паровозов СССР

### ПАЛЬЦЫ КРИВОШИПОВ

Пальцы кривошипов, откованные из высококачественной осевой стали (Ст. 5, пов., Ст. 40), тщательно обрабатывают и запрессовывают в колёсный центр. Давление запрессовки кривошипа в мотыль принимают по данным инструкции ЦТ/1406 (см. табл. 12), посадочный натяг  $0,25 \div 0,35$  мм. Для удобства изготовления и ремонта в современных паровозах

контркривошип ведущих колёс изготавливается отъёмным.

Для уменьшения веса, возможно при контроле за качеством поковки и лучшего охлаждения пальца при нагревании применяют сквозное сверление пальцев. Пальцы сцепных колёс отличаются от ведущих отсутствием контркривошипа и меньшими размерами.

Наружные бурты пальцев сцепных колёс съёмные, что позволяет применять неразрезные дышловые подшипники втулочного типа.

В паровозе серии Л типа 1-5-0 применена конструкция пальцев кривошипа, позволяющая производить смазку дышлового механизма через внутренние полости пальцев. На фиг. 54 приведён палец первой сцепной оси паровоза серии Л. Через кланан 1 твёрдая смазка запрессовывается в канал пальца 2, при работе паровоза смазка вследствие действия центробежной силы поступает через каналы 3 к внутренней поверхности плавающей втулки дышла. С повышением скорости движения подача смазки автоматически увеличивается.

Таблица 17

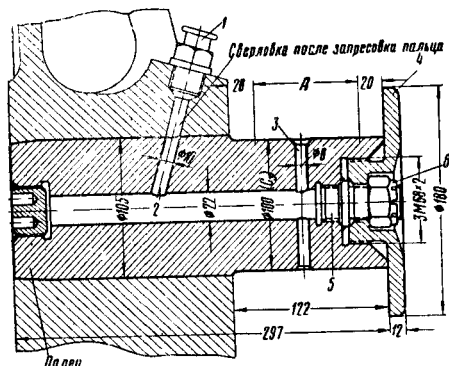
Оси паровозов СССР в мм

Серия и тип паровозов	Ось	$D_{ш}$	$B$	$D_{ст}$	$A$	$D$	$d$	$l$	$b$	$L$	Вес в кг
Э <sup>м</sup> , 0-3-0	Ведущая . . . . .	220	270	225	180	205	—	150	40	1 790	504
	Сцепная . . . . .	200	270	205	170	190	—	160	40	1 770	419
СО, 1-5-0	Ведущая . . . . .	230	270	235	177	215	—	160	40	1 784	680
	Сцепная . . . . .	210	270	205	170	190	—	140	40	1 770	420
	Бегунковая . . . .	170	300	180	183	165	—	—	—	1 866	577,5
Л, 1-5-0	Ведущая . . . . .	250	$\frac{300}{312,5}$	255	185	230	100	175	36	1 835	556
	Сцепная . . . . .	230	$\frac{300}{312,5}$	235	185	210	120	175	36	1 835	400
	Бегунковая . . . .	175	$\frac{300}{303}$	180	180	165	50	—	—	1 865	316
Е <sup>а</sup> , 1-5-0	Ведущая . . . . .	267	$\frac{305}{318}$	273	190,5	261	50,8	180	38,1	1 781	771
	Сцепная . . . . .	216	$\frac{305}{318}$	229	174,5	197	—	165	38,1	1 756	480
	Бегунковая . . . .	153	$\frac{305}{318}$	165	179,5	140	—	—	—	1 763	245
С <sup>у</sup> , 1-3-1 последних выпусков	Ведущая . . . . .	235	270	245	150	220	70	140	50	1 790	500
	Сцепная . . . . .	220	270	230	180	205	70	170	50	1 790	419
	Бегунковая . . . .	170	350	175	185	165	60	—	—	1 750	270
	Поддерживающая	190	370	200	180	180	60	—	—	1 750	353
Ф <sup>д</sup> , 1-5-1	Ведущая . . . . .	270	340	275	195	255	75	185	40	1 780	709
	Сцепная . . . . .	240	340	245	195	210	75	185	40	1 740	554
	Бегунковая . . . .	170	300	180	183	165	50	—	—	1 866	505
	Поддерживающая с наружными буксами . . . .	210	350	230	200	205	50	—	—	2 510	675

Примечание. Числитель показывает рабочую длину шейки оси.

Достаточная масляная прослойка между пальцем и плавающей втулкой обеспечивает уменьшение износа и стука в дышловом механизме этого паровоза.

Вследствие малого расстояния между сцепным пальцем и ползуном применена конструкция крепления торцевой шайбы 4 внутри



Фиг. 54. Палец первой сцепной оси паровоза серии Л

пальца через шпильку 5, ввернутую и приваренную к пальцу, и корончатую гайку 6 со шплинтом. Палец на расстоянии  $A$  намечалось подвергать поверхностной закалке токами высокой частоты с глубиной закалки 1,5–2 мм, твердость  $R_C = 40 \div 50$ . Ведущая колёсная пара паровоза серии Л показана на фиг. 55. Веду-

щего колеса  $C$  и  $D$ . Запрессовка объема  $D$  смазкой происходит через клапан 8, а объема  $C$  — через клапан 9 и внутренние сверления в заглушке. Ведущая шейка смазывается через канал 10 и радиальные каналы 11, центровая шейка — через каналы 12.

В паровозах серии Л поверхность шеек на расстоянии  $A$  ранее закаливалась токами высокой частоты, но в связи с появлением трещин закалку в настоящее время не производят.

#### Расчёт пальцев кривошипов

Ведущее колесо. Размеры пальцев определяют из расчётов на изгиб, удельное давление и нагревание.

Напряжение изгиба в центральной шейке пальца (фиг. 56):

$$\sigma_u = \frac{P_u l_1 - P_1 l_2}{W_1} \text{ кг/см}^2,$$

где  $P_u$  — сила, действующая по скалке поршня, в кг;

$l_1$  — плечо действия силы в см;

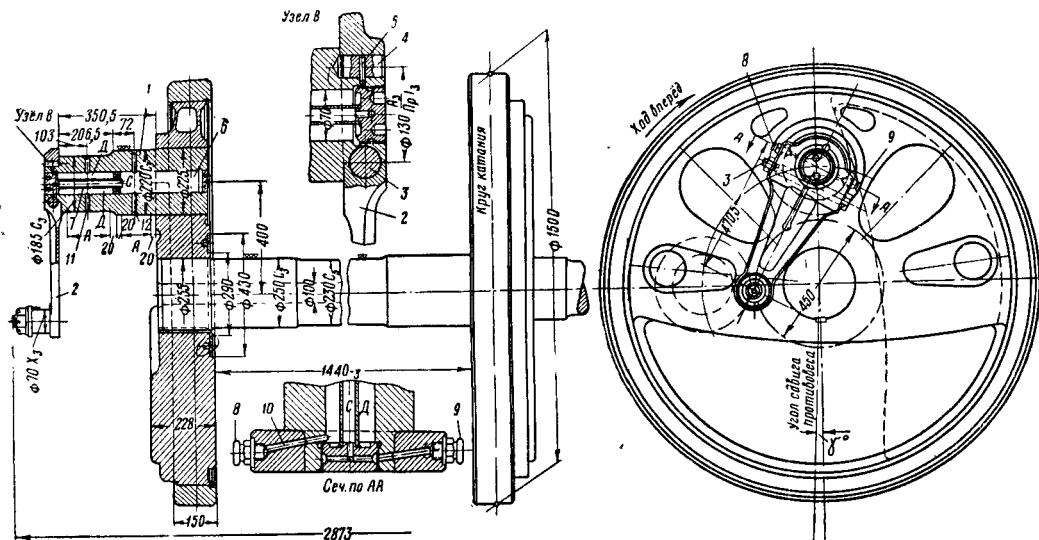
$P_1$  — реакция от сцепных дышел в кг;

обычно принимают  $P_1 = \frac{n-1}{n} P_u$  (здесь

$n$  — число движущих осей паровоза);

$l_2$  — плечо действия реакции  $P_1$  в см.

$$W_1 = 0,098 \frac{d_2^4 - d_0^4}{d_2} \text{ см}^3.$$



Фиг. 55. Ведущая колёсная пара паровоза серии Л

щий палец 1 имеет съёмный контркривошип 2, который ставится на прессовой посадке  $Pr1_3$  и дополнительно затягивается конусным призонным (конусность 1 : 200) болтом 3. Для точной фиксации контркривошипа применена круглая шпонка 4 с цилиндрическим штифтом 5. Внутренняя полость пальца 6 через сварную муфту 7 имеет два разделённых

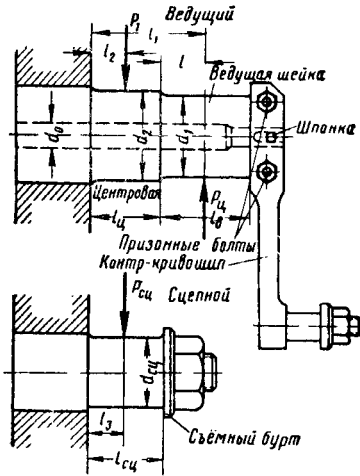
Напряжение изгиба в ведущей шейке пальца

$$\sigma_u = \frac{P_u l}{W_2},$$

где

$$W_2 = 0,098 \frac{d_1^4 - d_0^4}{d_1} \text{ см}^3.$$

Для пальцев из Ст. 5 пов. допускаемое напряжение изгиба  $\sigma_u = 900 \div 1100 \text{ кг/см}^2$ , для изношенных шеек на 12%  $\sigma_u \leq 1800 \text{ кг/см}^2$ .



Фиг. 56. К расчёту пальцев кривошипа

Удельное давление:  
центральной шейки

$$q_1 = \frac{P_1}{d_2 l_y};$$

ведущей шейки

$$q_2 = \frac{P_y}{d_1 l_6} \text{ кг/см}^2;$$

для жидкой смазки

$$q_{\max} \leq 130 \text{ кг/см}^2;$$

для твёрдой смазки

$$q_{\max} \leq 150 \text{ кг/см}^2$$

Аналогично расчёту шеек оси характеристики  
стиги грения:  
центральной шейки

$$R_y = q_1 V = \frac{P_1 V}{3,6 l_y D};$$

ведущей шейки

$$R_v = q_2 V = \frac{P_y V}{3,6 l_6 D},$$

где  $V$  — скорость движения паровоза в км/час;  
 $l_y$  — длина центральной шейки в см;  
 $l_6$  — длина ведущей шейки в см;  
 $D$  — диаметр движущих колёс в см.

Для грузовых паровозов

$$R_{\max} \leq 350 \div 400 \text{ кгм/см}^2 \text{ сек},$$

для пассажирских паровозов

$$R_{\max} \leq 450 \div 500 \text{ кгм/см}^2 \text{ сек}.$$

Для сравнительных подсчётов иногда рассчитывают пальцы ведущих осей исходя из напряжения изгиба в месте запрессовки центрального пальца (фиг. 56) по выражению

$$\sigma_u = \frac{P_y l_1}{W_1}.$$

**Сцепные колёса.** Напряжение изгиба в сцепных пальцах подсчитывается (фиг. 56):  
по цилиндрической силе тяги

$$\sigma_u = \frac{P' l_3}{W_{cy}},$$

где  $P' = \frac{P_y}{n}$ , в предположении передачи цилиндрического усилия поровну между движущимися осями;

по наибольшей сцепной силе тяги в предположении, что одна сторона кривошипов находится в мёртвом положении и никакого усилия по спарникам в ней не передаётся; максимальное значение силы по спарнику другой стороны

$$P_{cy} = \frac{0,3 R m Q}{r},$$

где 0,3 — коэффициент сцепления;

$R$  и  $r$  — радиусы колеса и кривошипа;

$m$  — число осей, приводимых в движение рассматриваемым спарником;

$Q$  — нагрузка на рельсы от оси.

Напряжение изгиба в пальце сцепного дышла

$$\sigma_u = \frac{P_{cy} l_3}{W_{cy}} \text{ кг/см}^2,$$

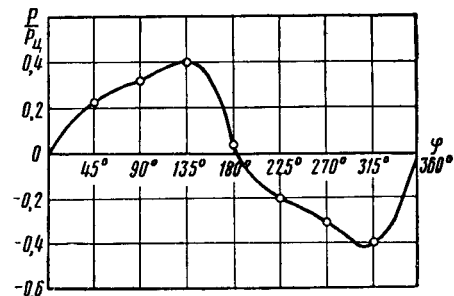
где  $W_{cy} = 0,1 d_{cy}^3 \text{ см}^3$ .

Удельное давление  $q$  для сцепных пальцев  $120 \div 130 \text{ кг/см}^2$ . Характеристика грения

$$R_{\max} = 300 \div 400 \text{ кгм/см}^2 \text{ сек}$$

В табл. 18 приведены характеристики работы пальцев кривошипов ряда паровозов СССР, подсчитанные по указанному методу (фиг. 56).

Указанные методы расчёта пальцев кривошипов не учитывают многих факторов и являются условными. Так, например, давление на ведущий палец при большой скорости достигает только  $0,4 P_y$ , а не  $P_y$ , как было принято выше (фиг. 57).



Фиг. 57. Давление на ведущий палец при большой скорости движения (в долях  $P_y$ )

Расчёт пальцев по методу проф. А. А. Чиркова и А. В. Сломанского исходит из действительной касательной мощности паровоза  $N_k$  [26]. Характеристики грения по этому методу подсчитывают:

для ведущей шейки

$$qV = \frac{37,5 N_k}{Sl_b};$$

для центральной шейки

$$qV = \frac{37,5 N_k}{Sl_{cy}} \frac{n-1}{n};$$

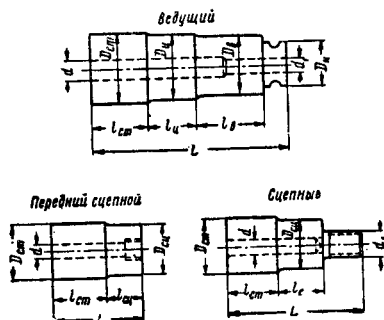
для сцепной шейки

$$qV = \frac{37,5 N_k}{Sl_c} \frac{1}{n},$$

где  $N_k$  — касательная мощность паровоза в л. с.;  
 $S$  — ход поршня в см;  
 $l_b, l_{cy}, l_c$  — длины цапф ведущей, центральной и сцепной осей в см;  
 $n$  — число сцепных осей.

Допустимое значение  $qV$  по этому методу принимают в пределах  $60 \div 80 \text{ кг/см}^2 \text{ сек.}$

В табл. 19 приведены размеры пальцев движущих колёс паровозов СССР с обозначениями по фиг. 58.



Фиг. 58. Размеры пальцев движущих колёс

#### Расчёт осей и пальцев колёсных пар на прочность и нагрев по методу ЦНИИ МПС

Основным видом повреждений осей и пальцев колёсных пар являются изломы усталости. Определение прочных размеров паровозной оси по приведённой выше формуле проф. А. С. Раевского даёт величину напряжений для статического напряжённого состояния оси под действием группы сил, причём совершенно не учитывается конфигурация детали (радиусы выкружек, ступени перехода, чувствительность материала к концентрации напряжений и т. п.). Кроме того, в этом методе расчёта не учитываются весьма значительные силы инерции, действующие на ось при высоких скоростях движения. Новый метод расчёта, разработанный ЦНИИ МПС (Крыловым В. А.), исходит из условий работы паровозных осей с переменными напряжениями от переменных усилий с учётом влияния величин коэффициентов концентраций напряжений в переходных сечениях оси и пальцев. В табл. 20 показаны сравнительные результаты подсчёта изгибающих моментов и напряжений в шейках ведущих осей, подсчитанных по формуле А. С. Раевского и методу ЦНИИ МПС.

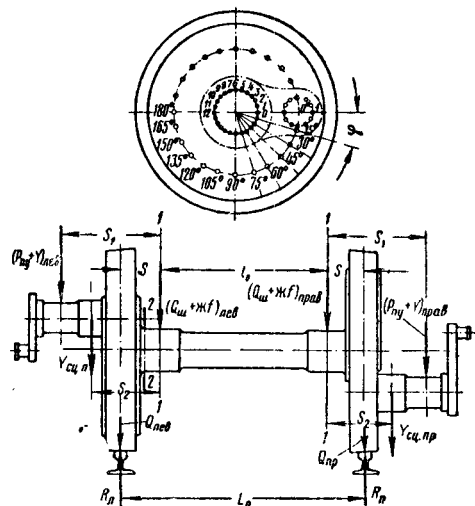
**Определение сил и моментов, действующих на шейки оси ведущей колёсной пары по методу ЦНИИ МПС.** На ведущую ось действуют сложные напряжения, возникающие:

1) от изгибающих моментов  $M_b$ , действующих в вертикальной плоскости, проходящей через геометрическую ось колёсной пары. На фиг. 59 приведены основные усилия, действующие на колёсную пару в вертикальной плоскости.  $Q_{ш}$  — нагрузка на шейку оси,  $ж$  — жёсткость рессоры,  $f$  — дополнительный прогиб рессоры,  $P_{ny}$  — вертикальная составляющая давления пара на ведущую шейку пальца,  $Y$  — вертикальная составляющая сил инерции шатунно-кривошипного механизма,  $Y_{cy}$  — вертикальная составляющая сил инерции сцепных дышел;

2) от изгибающих моментов, действующих в горизонтальной плоскости  $M_z$  (фиг. 60). Здесь учитываются все горизонтальные усилия, приходящиеся на ведущую колёсную пару, с учётом силы тяги  $F$ , давления рамы на шейки  $P_{ш.х}$ , горизонтальных составляющих сил инерции шатунно-кривошипного механизма  $X$  и  $X_{cy}$ , горизонтальных составляющих сил инерции вращающихся деталей  $X_n$  (пальца),  $X_{к.к}$  — контркривошипа.

Как показали исследования ЦНИИ МПС, при определении запаса прочности воздействием крутящего момента на шейку ведущих и сцепных осей можно пренебречь, и расчёт следует вести лишь на изгиб под действием моментов  $M_b$  и  $M_z$ . Ошибка при подобном допущении составляет 1—2%.

При подсчёте значений  $M_b$  и  $M_z$  окружность шейки оси и пальца разбивалась на 24 равные части (фиг. 59) и значения моментов подчитывались для каждой из точек



Фиг. 59. Определение изгибающего момента  $M_b$ , действующего на ведущую колёсную пару в вертикальной плоскости

0—24 при повороте кривошипа на каждые  $15^\circ$ , считая от передней мёртвой точки. Этим методом устанавливались наиболее нагруженные положения шейки в функции угла поворота кривошипа  $\varphi$ .



Таблица 18

Пальцы кривошипов некоторых паровозов СССР (фиг. 56)

Серия и тип паровоза	Ведущая цапфа					
	наружный диаметр* цапфы $d_1$ в мм	длина цапфы $l_8$ в мм	диаметр внутреннего сверления $d_0$ в мм	напряжение на изгиб $\sigma_u$ в кг/см <sup>2</sup> $\sigma_u = \frac{P_y l}{W_2}$	удельное давление $q$ кг/см <sup>2</sup> нового пальца	работа трения $R_8$ кгм/см <sup>2</sup> сек нового пальца
Э <sup>м</sup> , 0-5-0 . .	175/154	181	50	806	147	353
СО, 1-5-0 . .	185/160	204	75	775/1 200	123,5	362
С <sup>у</sup> , 1-3-1 . .	150/127	177	50	916	128	317
ФД, 1-5-1 . .	210/185	225	75	667/987	112,5	372
Л, 1-5-0 . .	185/166	206,5	70	788/1 249	123/141	337
Е <sup>а</sup> , 1-5-0 . .	165/141	190,5	63,5	890	128,5	335

Продолжение табл. 18

Серия и тип паровоза	Центровая цапфа							
	усилие на цапфу $P_1$ в кг	наружный диаметр цапфы $d_2$ в мм	длина цапфы $l_9$ в мм	диаметр внутреннего сверления $d_0$ в мм	напряжение на изгиб $\sigma_u$ в кг/см <sup>2</sup> $\sigma_u = \frac{P_y l_1 - P_1 l_2}{W_1}$	напряжение на изгиб по формуле $\sigma_u = \frac{P_y l_1}{W_1}$ кг/см <sup>2</sup> нового пальца	удельное давление $q$ в кг/см <sup>2</sup> нового пальца	Работа трения $R_y$ кгм/см <sup>2</sup> сек нового пальца
Э <sup>м</sup> , 0-5-0 . .	37 200	210/185	125	50	952	1 210	143	412
СО, 1-5-0 . .	37 200	220/190	166,5	75	960/1 390	1 130	117	407
С <sup>у</sup> , 1-3-1 . .	22 500	180/164	148	50	1 160	1 410	101	300
ФД, 1-5-1 . .	42 300	250/202	165	75	945/1 410	1 240	112,5	407
Л, 1-5-0 . .	37 200	220/193	144	70	856/1 330	1 115	117/136	385
Е <sup>а</sup> , 1-5-0 . .	32 200	184/177	146	63,5	1 222	1 612	121	351

Продолжение табл. 18

Серия и тип паровоза	Сцепные колёса								
	усилие на палец от цилиндрической силы $P$ в кг	наружный диаметр цапфы $d_{cy}$ в мм	длина цапфы $l_{cy}$ в мм	диаметр внутреннего сверления $d_0$ в мм	напряжение на изгиб от цилиндрической силы в кг/см <sup>2</sup>	удельное давление $q$ в кг/см <sup>2</sup> нового пальца	работа трения $R$ в кгм/см <sup>2</sup> сек нового пальца	усилие на палец по сцеплению $P_{cy} = \frac{0,3 \cdot R \cdot m \cdot Q}{r}$	напряжение на изгиб по сцеплению $\sigma_u$ в кг/см <sup>2</sup>
Э <sup>м</sup> , 0-5-0 . .	9 300	100/80	124	26-I	592	75	103	9 240—I ось 18 480—II ось	538 1 176
СО, 1-5-0 . .	9 300	100/80	124	26-I	592	75	118,5	10 400—I ось 20 800—II ось	662 1 324
С <sup>у</sup> , 1-3-1 . .	11 266	90/74-I 100/74-III	90	26-I 30-III	700-I 506-2	139 125	207	14 250 14 250	880 640
ФД, 1-5-1 . .	10 578	110/97	120	26-I	485	80	139	15 800—I ось 31 600—II ось	711 1 422
Л, 1-5-0 . .	9 300	100/90	122	22	560	76,3	114	10 250—I ось 20 500—II ось	615 1 230
Е <sup>а</sup> , 1-5-0 . .	8 050	101,6/82	88,9-I-V 114,3-II-IV	26-I-V	345-I 437-2	89,5 69,3	143	10 000—I ось 20 000—II ось	430 860

\* Цифры в знаменателе относятся к предельно изношенным пальцам.

Т а б л и ц а 19

**Пальцы движущих колёс паровозов СССР**  
(обозначения по фиг. 58)

Тип и серия паровоза	Наименование деталей	Длина шейки $l_{cy}$ в мм	Длина под- шипника в мм	Разбег на сторону по пальцу	$D_{cy}$ в мм	$D_{ст}$ в мм	$d$ в мм	$l_{ст}$ в мм	$L$ в мм	$d_1$	Вес пальца в кг	Примечание
ЭМ, 0-5-0	Палец I оси . .	124	120	$\pm 2$	100	110	26	160	284	—	15,55	—
	» II » . .	124	76	$\pm 24$	100	110	—	160	331	1,5"	17,35	
	» III » . .	$l_y = 125$	124	$\pm 0,5$	$D_y = 210$	215	50	188	577	38	124,8	
		$l_{\theta} = 181$	180	$\pm 0,5$	$D_{\theta} = 175$							
					$D_{\kappa} = 114$							
» IV » . .	124	121	$\pm 1,5$	100	110	—	160	331	1,5"	17,44		
	» V » . .	124	72	$\pm 26$	100	110	—	160	331	1,5"		17,3
СО, 1-5-0	Палец I оси . .	124	120	$\pm 2$	100	110	26	160	284	—	18,2	—
	» II » . .	124	103	$\pm 8$	100	110	—	160	331	1,5"	20,1	
	» III » . .	$l_y = 166,5$	164,5	$\pm 1$	$D_y = 220$	220	75	178,5	605,5	40	133	
		$l_{\theta} = 204$	203	$\pm 0,5$	$D_{\theta} = 185$							
					$D_{\kappa} = 115$							
» IV » . .	124	116	$\pm 4$	100	110	—	160	331	1,5"	20,1		
	» V » . .	124	116	$\pm 4$	100	110	—	160	331	1,5"		20,1
СУ, 1-3-1	Палец I оси . .	90	90	0	90	105	26	200	290	—	17,0	Под шаро- вой под- шипник
	» II » . .	$l_y = 148$	149	—	$D_y = 180$	185	50	195	585	50	92,6	
		$l_{\theta} = 177$	174	$\pm 1,5$	$D_{\theta} = 150$							
					$D_{\kappa} = 130$							
» III » . .	90	89	$\pm 0,5$	100	105	—	200	300	—	19,2		
Л, 1-5-0	Палец I оси . .	122	120	$\pm 1$	100	105	22	175	297	—	17,27	—
	» II » . .	122	120	$\pm 1$	100	105	22	175	340	52	19,4	
	» III » . .	$l_y = 144$	144,5	$\pm 0,25$	$D_y = 220$	225	70	179,5	588,5	80	123	
		$l_{\theta} = 206,5$	203	$\pm 1,75$	$D_{\theta} = 185$							
					$D_{\kappa} = 130$							
» IV » . .	122	120	$\pm 1$	100	105	22	175	340	52	19,4		
	» V » . .	122	118	$\pm 2$	100	105	22	175	340	52		19,4
ФД, 1-5-1	Палец I оси . .	120	116	$\pm 2$	110	115	26	175	295	—	20,62	—
	» II » . .	120	118	$\pm 1$	110	115	—	175	360	52	25	
	» III » . .	$l_y = 165$	163	$\pm 1$	$D_y = 230$	235	75	192,5	654,5	50	170	
		$l_{\theta} = 225$	223	$\pm 1$	$D_{\theta} = 210$							
					$D_{\kappa} = 150$							
» IV » . .	120	118	$\pm 1$	110	115	—	175	360	52	25		
	» V » . .	120	116	$\pm 2$	110	115	—	175	360	52		25
ЕМ, 1-5-0	Палец I оси . .	88,9	87,3	$\pm 0,8$	101,6	108	26,2	152,4	241,3	—	15,08	—
	» II » . .	114,3	111,1	$\pm 1,6$	101,6	108	24	152,4	267	—	19,9	
	» III » . .	$l_y = 146$	144,5	$\pm 0,75$	$D_y = 216$	222,2	6",5	178	587,5	—	134,2	
		$l_{\theta} = 190,5$	189,7	$\pm 0,4$	$D_{\theta} = 196,8$							
					$D_{\kappa} = 123,7$							
» IV » . .	114,3	111,1	$\pm 1,6$	101,6	108	24	152,4	267	—	19,9		
	» V » . .	88,9	87,3	$\pm 0,8$	101,6	108	24	152,4	241,3	—		16,84
Е <sup>а</sup> , 1-5-0	Палец I оси . .	88,9	88,1	$\pm 0,4$	101,6	101,6	26	152,4	241,3	26	13,9	—
	» II » . .	114,3	111,1	$\pm 1,6$	101,6	101,6	—	152,4	267	—	18,2	
	» III » . .	$l_y = 146$	145,2	$\pm 0,4$	$D_y = 184$	184	—	178	587,5	—	101	
		$l_{\theta} = 190,5$	189,7	$\pm 0,4$	$D_{\theta} = 165$							
					$D_{\kappa} = 116$							
» IV » . .	114,3	111,1	$\pm 1,6$	101,6	101,6	—	152,4	267	—	18,2		
	» V » . .	88,9	88,1	$\pm 0,4$	101,6	101,6	26	152,4	241,3	26		16,6

Примечание. Значения предельно изношенных диаметров пальцев по нормам ЦТ МПС см. табл. 18.

Таблица 20

Сравнения подсчёта величины изгибающих моментов и напряжений в шейках ведущих осей по формуле А. С. Раевского и по формулам ЦНИИ МПС

Серия паровоза	Подсчёт по формуле А. С. Раевского					Подсчёт по формулам ЦНИИ МПС				
	$M_0$ в кгсм	$M_2$ в кгсм	$M_{кр}$ в кгсм	$\Sigma M$ в кгсм	$\sigma_u$ в кг/см <sup>2</sup>	режим работы	Пределы отклонений величин			запас прочности
							вертикальных изгибающих моментов в кгсм	горизонтальных изгибающих моментов в кгсм	пределы отклонений напряжений в расчётной точке	
ФД . . .	623 250	1 586 725	236 250	1 721 032	896	1-й режим	+114 319 -206 936	+1 984 888 -2 177 036	+1 134 -551	1,54
						2-й режим	+553 047 -839 007	+2 945 667 -2 962 551	+1 543 +259	1,79
ИС . . .	703 750	1 702 425	291 375	1 865 051	971	1-й режим	+114 320 -244 971	+2 297 213 -2 356 414	+1 174 -475	1,53
						2-й режим	+633 469 -1 004 655	+3 014 014 -3 525 810	+1 848 +320	1,46
Э <sup>м</sup> . . .	429 300	1 262 520	163 300	1 344 091	1 262	1-й режим	+77 733 -149 410	+1 749 906 -1 828 471	+1 717 -612	1,03
						2-й режим	+173 573 -404 143	+1 004 684 -1 317 571	+1 237 +138	2,12
С <sup>у</sup> . . .	55 900	1 091 700	249 750	1 251 665	$\frac{1\ 204^*}{987}$	1-й режим	+31 773 -178 179	+1 366 055 -1 545 211	+1 417 -435	1,46* 1,78
						2-й режим	+315 404 -596 348	+1 488 125 -1 955 395	+1 892 +300	1,45* 1,77
Л . . . .	497 740	1 259 878	204 750	1 370 020	893	1-й режим	— —	— —	+1148,5 -520	1,52
						2-й режим	— —	— —	+1 219 +226	2,23

\* Для паровоза серии С<sup>у</sup> показаны данные: в числителе для неусиленных осей, в знаменателе для усиленных осей.

При расчёте ведущих осей паровозов двухцилиндровой машиной проверяются на прочность два поперечных сечения шейки оси, расположенные:

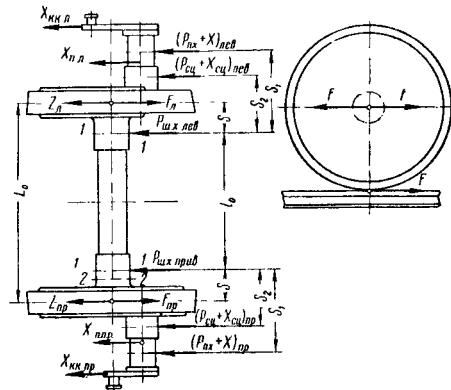
а) посредине шейки (сечение 1—1) и б) у перехода к подступичной части в середине переходной галтели (сечение 2—2) (фиг. 59).

Расчёт производится для двух режимов работы:

режим 1 — езда с большим наполнением цилиндров  $\varepsilon = 0,6$  и малой скоростью  $V = 25$  км/час;

режим 2 — езда с закрытым регулятором при наибольшей (конструкционной) скорости.

Расчётные напряжения подсчитаны для точек сечения шейки оси, имеющих максимальные амплитуды колебаний, за один оборот колеса при рассматриваемом режиме работы паровоза.



Фиг. 60. Определение изгибающего момента  $M$ , действующего на ведущую колёсную пару в горизонтальной плоскости

Эти расчётные напряжения (максимальное и минимальное) для каждого расчётного сечения определяются по формулам

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W}$$

и

$$\sigma_{\min} = \frac{M_{\min}}{W}$$

где  $M_{\max}$  и  $M_{\min}$  — максимальный и минимальный изгибающие моменты в кгсм;

$W$  — момент сопротивления расчётного сечения в см<sup>3</sup>.

Для расчёта осей и пальцев по методу ЦНИИ МПС необходимо предварительно установить расчётные величины, приведённые в табл. 21

При выводе расчётных формул а) за положительное направление осей координат принимались направления: для оси  $X$  (абсцисс) — назад, в сторону тендера, а для оси  $Y$  (ординат) — вниз, к рельсу;

б) отсчёт углов поворота кривошипа производился по часовой стрелке от переднего мёртвого положения кривошипа;

г) прогиб рессоры (дополнительный) принимался  $f = 20$  мм.

**Расчёт ведущей оси.** Для режима 1 максимальный изгибающий момент в сечении шейки  $I-I$  (фиг. 60) определяется из выражения

$$M_{\max} = -1,04 [(P_{nx} + X) S_1 + X_{cy} S_2], \quad (1)$$

где  $P_{nx}$  — горизонтальная составляющая силы пара на ведущую шейку пальца;

$$P_{nx} = -0,65 P_y; \quad (2)$$

$X$  — горизонтальная составляющая сил инерции шатунного механизма

$$X = \omega^2 r [m_{ш} - \lambda (m_{ш} - k m_d)]; \quad (3)$$

$X_{cy}$  — горизонтальная составляющая сил инерции сцепных дышел

$$X_{cy} = \frac{G_{cy}}{g} \omega^2 r. \quad (4)$$

Минимальный изгибающий момент в сечении шейки  $I-I$  (фиг. 60).

$$M_{\min} = 0,9 [(P_{nx} + X) S_1 + (P_{cy} + X_{cy}) S_2]. \quad (5)$$

Здесь

$$P_{nx} = -0,5 P_y; \quad (6)$$

$$X = -0,707 \omega^2 r [m_{ш} + \mu (m_{ш} - k m_d)]; \quad (7)$$

$$P_{cy} = -0,707 \frac{n-1}{n} (P_{nx} + X), \quad (8)$$

где  $n$  — число движущих осей.

$$X_{cy} = -0,707 \frac{G_{cy}}{g} \omega^2 r. \quad (9)$$

Для режима работы 2 (езда с закрытым регулятором и  $V_{\max}$ ):

Таблица 21

Величины для расчёта осей и пальцев

Наименование величин	Условное обозначение	Единица измерения
<b>Основные величины</b>		
Нагрузка колеса на рельс . . .	$Q$	кг
Мёртвый вес ведущей колёсной пары . . . . .	$G_M$	»
Вес поршня со скалкой . . . .	$G_n$	»
Вес ползуна . . . . .	$G_k$	»
Вес ведущего дышла . . . . .	$G_d$	»
Вес сцепных дышел, приходящийся на центровую шейку пальца . . . . .	$G_{cy}$	»
Длина ведущего дышла . . . .	$L$	м
Расстояние от ц. т. ведущего дышла до центра валика ползуна . . . . .	$d$	»
Момент инерции ведущего дышла относительно центра валика ползуна . . . . .	$I$	кг. сек <sup>2</sup> .м
Радиус кривошипа . . . . .	$r$	м
Угловая скорость вращения кривошипа (постоянная) . . .	$\omega$	$\frac{1}{\text{сек.}}$
Расстояние между кругами катания бандажей . . . . .	$L_0$	см
Расстояние от середины шейки оси до круга катания . . . .	$S$	»
Расстояние от середины поршневой шейки ведущего пальца до середины шейки оси . . .	$S_1$	»
Расстояние от середины сцепной (центральной) шейки пальца до середины шейки оси . .	$S_2$	»
Возвышение оси цилиндра над осью ведущего колеса (дезаксиал) . . . . .	$b$	»
Угол наклона оси цилиндра к горизонтали . . . . .	$\beta$	град.
Жёсткость рессоры ведущей колёсной пары . . . . .	$ж$	кг/мм
Дополнительный прогиб рессоры . . . . .	$f$	мм
Давление пара в котле . . . .	$P_k$	кг/см <sup>2</sup>
Диаметр цилиндра . . . . .	$d_y$	см
Расстояние между серединами шеек оси . . . . .	$l_0$	»
<b>Производные величины</b>		
Масса шатунного механизма, равная $\frac{G_n + G_k + G_d}{g}$ . . . . .	$m_{ш}$	$\frac{\text{кг. сек}^2}{\text{м}}$
Масса ведущего дышла, равная $\frac{G_d}{g}$ . . . . .	$m_d$	$\frac{\text{кг. сек}^2}{\text{м}}$
Отношение $\frac{r}{L}$ . . . . .	$\lambda$	»
Отношение $\frac{b}{L}$ . . . . .	$\mu$	»
Отношение $\frac{d}{L}$ . . . . .	$\kappa$	»
Отношение $\frac{I}{L^2}$ . . . . .	$\tau$	»
Максимальное давление пара на поршень $P_k \cdot \frac{\pi d_y^2}{4}$ . . . . .	$P_y$	кг

максимальный изгибающий момент в сечении  $I—I$  определится:

$$M_{\max} = -0,92 (XS_1 + X_{cy}S_2); \quad (10)$$

$$X = -\omega^2 r [m_{ш}^1 + \lambda (m_{ш}^1 - km_{\partial})]; \quad (11)$$

$$X_{cy} = -\frac{G_{cy}}{g} \omega^2 r. \quad (12)$$

Минимальный изгибающий момент в том же сечении (фиг. 60):

$$M_{\min} = -0,55 Qs + Y (S_1 - S) \left(1 - \frac{S}{L_0}\right) + 2,03 Y_{cy} (S_2 - S) \left(1 - \frac{S}{L_0}\right), \quad (13)$$

где  $Y$  — вертикальная составляющая сил инерции шатунного механизма

$$Y = \omega^2 r [(m_{ш} - km_{\partial}) (\lambda + \rho)^2 + \tau]; \quad (14)$$

$Y_{cy}$  — вертикальная составляющая сил инерции сцепных дышел:

$$Y_{cy} = -\frac{G_{cy}}{g} \omega^2 r. \quad (15)$$

Для сечения шейки 2—2 (фиг. 60) (по середине переходной галтели) изгибающие моменты при режиме 1 определяются:

$$M_{\max} = -1,02 [(P_{nx} + X) (S_1 - 0,5 l) + X_{cy} (S_2 - 0,5 l)], \quad (16)$$

где  $P_{nx}$  определяется по формуле (2),  $X$  — по формуле (3),  $X_{cy}$  — по формуле (4),  $l$  — длина шейки оси в см.

Минимальный изгибающий момент в сечении 2—2

$$M_{\min} = 0,78 [(P_{nx} + X) (S_1 - 0,5 l) + (P_{cy} + X_{cy}) (S_2 - 0,5 l)], \quad (17)$$

где  $P_{nx}$  определяется по формуле (6),  $X$  — по формуле (7),  $P_{cy}$  — по формуле (8) и  $X_{cy}$  — по формуле (9).

Расчётные формулы при режиме 2 (езда с закрытым регулятором и  $V_{\max}$  для сечения шейки 2—2):

$$M_{\max} = -1,01 [X (S_1 - 0,5 l) + X_{cy} (S_2 - 0,5 l)], \quad (18)$$

где  $X$  определяется по формуле (11),  $X_{cy}$  — по формуле (12);

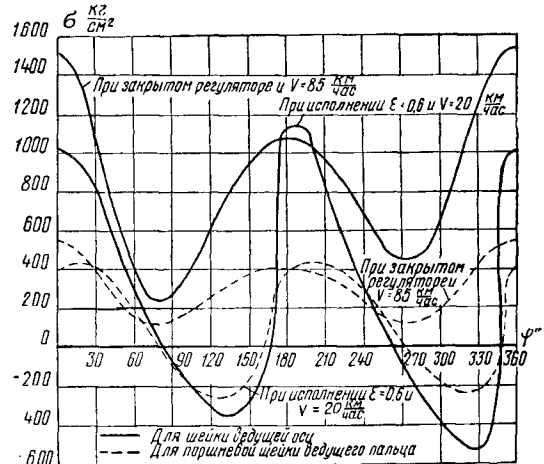
$$M_{\min} = 1,3 \left[ -\left(Q - \frac{G_M}{2} - 0,5 \mu f\right) (S - 0,5 l) + Y (S_1 - S) + Y_{cy} (S_2 - S) \right], \quad (19)$$

где  $Y$  определяется по формуле (14), а  $Y_{cy}$  — по формуле (15).

Здесь  $Q$  — нагрузка от колеса на рельс в кг.

На фиг. 61 представлены изменения нормальных напряжений в расчётных точках окружности шейки ведущей оси в среднем её

сечении и в расчётных точках окружности поршневой шейки ведущего пальца за один оборот колеса для паровоза серии ФД. Кривые на фиг. 61 построены В. А. Крыловым (ЦНИИ МПС) и показывают, что при работе паровоза по режиму 1 напряжения в



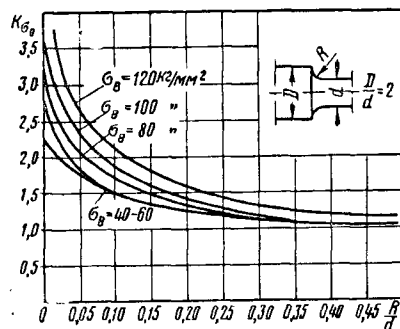
Фиг. 61. График изменения напряжения изгиба в шейке и поршневом пальце ведущей оси паровоза серии ФД

шейке и пальце изменяются по знакопеременному циклу.

Определение запасов прочности. Запасы прочности при установившихся режимах действия переменных напряжений определяются по пределам усталости.

Величина предела усталости существенно зависит от ряда факторов, в том числе от концентраций напряжений в местах переходных сечений детали.

Для осей и пальцев зоны концентрации напряжений располагаются у переходных галтелей. При этом величину эффективного коэффициента концентрации для уступа оси или пальца с галтелью (переход от шейки к средней части оси или переход между центров и поршневой шейками ведущего пальца) можно определить в зависимости от отношений  $\frac{R}{d}$ ;  $\frac{D}{d}$  и сорта стали по кривым, показанным на фиг. 62 и 63.



Фиг. 62. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе для валов переменного сечения из стали различной прочности ( $\sigma_{в}$ )

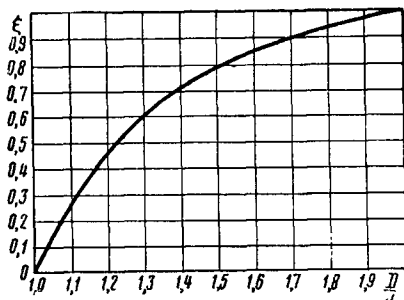
Величина эффективного коэффициента концентрации напряжения  $k_\sigma$  находится из выражения

$$k_\sigma = \xi (k_{\sigma_0} - 1) + 1 \dots \quad (19A)$$

(для сечений без концентрации  $k_{\sigma_0} = 1$ ).

Здесь  $\xi$  — поправочный коэффициент для соотношений диаметров ступеней вала, отличающихся от 2, определяется по фиг. 63;

$k_{\sigma_0}$  — эффективный коэффициент концентрации в галтели, при соотношении диаметров ступеней  $\frac{D}{d} = 2$  по фиг. 62.



Фиг. 63. Поправочный коэффициент для определения эффективного коэффициента концентрации напряжения у валов с различными соотношениями  $\frac{D}{d}$

Запас прочности определяется из выражения

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{k_\sigma \frac{\sigma_V}{\varepsilon(1-\Delta)} + \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} \sigma_m}, \quad (20)$$

где

$\sigma_{-1}$  — предел усталости при симметричном цикле, определяемый механическими характеристиками материала. Для осевой стали  $\sigma_{-1} = 24 \text{ кг/мм}^2$ ;

$\sigma_0$  — предел усталости при пульсирующем цикле, для осевой стали  $\sigma_0 = 40 \text{ кг/мм}^2$ ;

$\sigma_m$  — среднее напряжение в  $\text{кг/мм}^2$ , подсчитываемое по формуле

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}; \quad (21)$$

$\sigma_V$  — амплитуда цикла в  $\text{кг/мм}^2$ , определяемая по формуле

$$\sigma_V = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}; \quad (22)$$

$\varepsilon$  — поправочный коэффициент, зависящий от абсолютных размеров детали; применительно к существующим в настоящее время размерам осей и пальцев его можно принять  $\varepsilon = 0,58$  с учётом влияния на величину запаса прочности, увеличения концентрации в галтели от запрессовки;

$(1-\Delta)$  — коэффициент поверхностной чувствительности, учитывающий влияние на прочность обработки и состояния поверхности:  $(1-\Delta) \approx 0,95$ ;

$k_\sigma$  — эффективный коэффициент концентрации, определяемый выше; применимость этой формулы ограничивается теми режимами, когда

$$\frac{\sigma_V}{\sigma_m} > \frac{\varepsilon(1-\Delta)}{k_\sigma} \left( \frac{\sigma_s}{\sigma_{ms}} - 1 \right), \quad (23)$$

где  $\sigma_s$  — предел текучести, равный для осевой стали  $37 \text{ кг/мм}^2$ ;

$\sigma_{ms}$  — для осевой стали принимается  $15 \div 18 \text{ кг/мм}^2$ .

\* Подсчитанный указанным способом запас прочности в шейках осей должен быть:

#### Для режима 1

(большое наполнение и малая скорость)

У шеек	В середине шейки	В галтели шейки
Новых . . . . .	Не ниже 1,4	Не ниже 1,8
Изношенных . . . . .	» » 1,05	» » 1,1

#### Для режима 2 (езда при закрытом регуляторе и конструкционной скорости)

У шеек	В середине шейки	В галтели шейки
Новых . . . . .	Не ниже 1,5	Не ниже 2,0
Изношенных . . . . .	» » 1,10	» » 1,2

Для ведущей оси, если она может являться направляющей при проходе кривой, запас прочности принимается для новой шейки не ниже 1,7, для изношенной шейки не ниже 1,15.

**Исследование влияния запрессовки на прочность детали.** Ввиду отсутствия точных данных о влиянии запрессовки на величину эффективного коэффициента концентрации в галтелях пальцев и осей, в вышеприведённых нормах расчёта ЦНИИ это влияние учитывалось значением поправочного коэффициента  $\varepsilon$ . Если принять для углеродистых сталей  $\varepsilon \approx 0,7$ , а влияние запрессовки оценить коэффициентом запаса  $\approx 20\%$ , то расчётное значение  $\varepsilon = 0,7/1,20 \approx 0,58$ .

Исследования напряжений в паровозных осях и пальцах методом фотоупругости, проведённые Б. А. Мейснером (ЦНИИ МПС), показали, что запрессовка значительно увеличивает эффективный коэффициент концентрации напряжения при изгибе по сравнению с тем, что имеет место в переходных галтелях, удалённых от узла напрессовки. При изгибе запрессованной оси (пальца) у границы ступицы возникает дополнительная концентрация напряжений, причём на стороне сжатия напряжения оказываются более высокими, чем

\* При  $\frac{\sigma_V}{\sigma_m} < \frac{\varepsilon(1-\Delta)}{k_\sigma} \left( \frac{\sigma_s}{\sigma_{ms}} - 1 \right)$  запас проч-

ности определяют по формуле

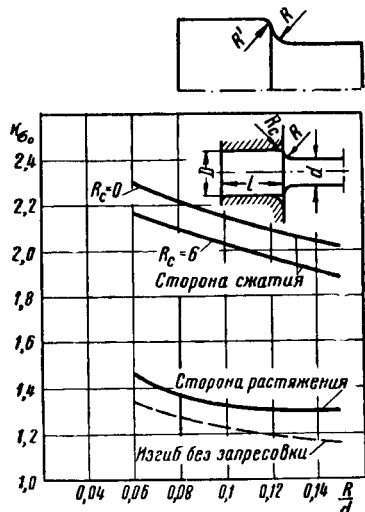
$$n = \frac{\sigma_s}{k_\sigma \frac{\sigma_V}{\varepsilon(1-\Delta)} + \sigma_m}. \quad (23A)$$

на стороне растяжения (фиг. 64). На этой фигуре показана фотография полос — изохром, полученная при просвечивании прозрачной модели оси на поляризационной установке (метод фотоупругости). Сторона сжатия находится внизу рисунка, цифры у полос показывают их порядок, характеризующий величину напряжений. Величина эффективного коэффициента концентрации напряжений у границы ступицы зависит от конфигурации ступицы, контактного давления (натяга), соотношения между величиной номинального напряжения от изгиба и величиной контактного да-



Фиг. 64. Картина полос при изгибе запрессованного пальца

вления  $\frac{\sigma_{изг}}{q}$ , а также от конструкции узла напрессовки, т. е. от соотношений диаметров подступичной части  $D$  и шейки  $d \div \frac{D}{d}$ , от соотношений  $\frac{R}{d}$  и  $\frac{l}{D}$  ( $R$  — радиус галтели оси,  $l$  — длина ступицы), а также от радиуса скругления кромки ступицы  $R_c$ . На фиг. 65 приведены кривые, полученные в результате этих исследований. Для сравнения нанесена также кривая (пунктирная) по данным фиг. 62 и 63 (напрессовка отсутствует). Величины эффек-



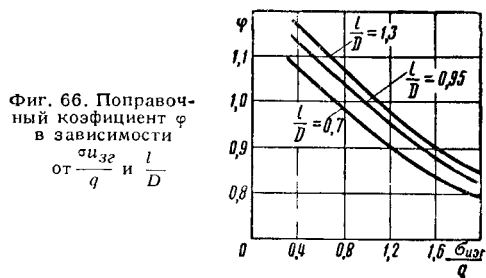
Фиг. 65. Влияние запрессовки на эффективный коэффициент концентрации напряжения при изгибе запрессованного пальца

тивных коэффициентов концентрации определены (пересчётом величин теоретических коэффициентов концентрации, полученных экспериментальным путём) для углеродистой осевой стали ( $\sigma_{нч} \approx 55 \text{ кг/мм}^2$ ) при соотношениях  $\frac{D}{d} = 1,2$ ,  $\frac{\sigma_{изг}}{q} = 1,05$  и  $\frac{l}{d} = 0,95$ . Эти

соотношения характерны как средние величины для паровозных осей и пальцев.

Вследствие того, что эти соотношения не являются постоянными для альбомных и предельно изношенных размеров осей и пальцев паровозов различных серий, следует в каждом конкретном случае несколько изменять величину коэффициента концентрации  $k_{\sigma_0}$ , найденную по кривым фиг. 65, внося соответствующие поправки.

Эти поправки на изменение соотношений  $\frac{\sigma_{изг}}{q}$  и  $\frac{l}{D}$  для приближённых вычислений можно найти по кривым фиг. 66. Эти кривые



Фиг. 66. Поправочный коэффициент  $\varphi$  в зависимости от  $\frac{\sigma_{изг}}{q}$  и  $\frac{l}{D}$

получены путём перестройки графиков зависимости коэффициента концентрации напряжений от соотношения  $\frac{l}{D}$  и  $\frac{\sigma_{изг}}{q}$  и пересчёта эффективных коэффициентов концентрации напряжений для углеродистой осевой стали. В области  $\frac{\sigma_{изг}}{q} < 1$  эти кривые построены по данным экспериментальных исследований ЦНИИ МПС.

Поправку  $\varphi_1$  на изменение соотношения  $\frac{D}{d}$

можно приближённо принимать: при  $\frac{D}{d} = 1,5$  поправка  $\varphi_1 \approx 1,1$ , т. е. величину  $k_{\sigma_0}$ , определённую по кривым фиг. 65, следует увеличить примерно на 10%; при  $\frac{D}{d} = 1,03$

поправка  $\varphi_1 \approx 0,9$ . Таким образом, величина эффективного коэффициента концентрации напряжений для галтели, расположенной вблизи от границы запрессовки, может быть определена как  $k_{\sigma} = \varphi \varphi_1 k_{\sigma_0}$ . При этом величина  $k_{\sigma_0}$  определяется по кривым фиг. 65 как средняя между значениями  $k_{\sigma_0}$  на стороне растяжения и стороне сжатия [20].

Результаты проведённых в ЦНИИ исследований показывают, что конструкция узла напрессовки паровозных осей и пальцев с точки зрения повышения прочности за счёт уменьшения концентрации напряжений должна отвечать следующим требованиям:

1) отношение диаметра подступичной части к диаметру шейки (альбомному) должно составлять  $1,05 \div 1,1$ ;

2) радиус переходной галтели от подступичной части к шейке рекомендуется возможно увеличивать — для пальцев  $R = 15 \text{ мм}$ , для осей  $R = 25 \text{ мм}$ ;

3) острая кромка ступицы должна быть скруглена;  $R_c \approx 5$  мм;

4) обработка галтелей должна быть весьма тщательной. После обточки галтель должна шлифоваться с обязательным скруглением острой кромки (образуемой при выходе галтели к подступинной части) радиусом  $R' = 1,5$  мм (фиг. 65). Соответствующие вышеприведённым кривым на фиг. 65 и 66 величины эффективного коэффициента  $k_\sigma$  для осей и пальцев паровоза серии ФД имеют значения, приведённые в табл. 22.

Следует иметь в виду, что в процессе работы происходит постепенное обмятие оси (пальца), вследствие чего граница запрессовки постепенно перемещается внутрь, удаляясь от галтели. При этом влияние на запрессовки на коэффициент концентрации в галтели постепенно снижается, поэтому приведённые данные о величинах эффективного коэффициента концентрации напряжений с учётом запрессовки относятся к вновь запрессованной оси (пальцу).

**Расчёт сцепных паровозных осей.** Расчёт сцепных паровозных осей производится для наиболее напряжённой точки сечения, имеющей при данных расчётных условиях максимальную амплитуду напряжений. Расчёт производится только по сечению  $I-I$  (фиг. 59 и 60). За расчётный режим принимается только режим 1.

Максимальный изгибающий момент в сечении  $I-I$

$$M_{\max} = -1,806 \frac{P_{nx} + X}{n} S_2, \quad (24)$$

где  $n$  — число движущих осей;

$$P_{nx} = -0,8 P_y; \quad (25)$$

$$X = \omega^2 r (m_{ш} - k m_d) (\lambda - \mu). \quad (26)$$

Минимальный момент

$$M_{\min} = -0,9 Q S, \quad (27)$$

где  $Q$  — нагрузка сцепного колеса на рельс в кг.

Подсчитанный указанным методом запас прочности в сечении  $I-I$  должен быть: для новой шейки не ниже 3,0, а для изношенной не ниже 2,0. Запас прочности для шеек оси с напрессованными втулками (при роликовых подшипниках) принимается такой же, как для новой шейки.

**Расчёт на прочность пальцев кривошипов.** Расчёт на прочность ведущих пальцев кривошипов производится в месте перехода ведущей шейки в центровую (для ведущего пальца) или в месте запрессовки пальца в тело мотыля (у сцепных пальцев).

Расчёт производится для тех же двух режимов и соответствует условиям работы наиболее напряжённой точки сечения, имеющей наибольшую амплитуду напряжений за оборот колеса. Номинальные напряжения изгиба

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} \quad \text{и} \quad \sigma_{\min} = \frac{M_{\min}}{W}.$$

**Расчёт поршневой шейки ведущего пальца.** Для режима 1 работы максимальный изгибающий момент в месте перехода шейки в центровую

$$M_{\max} = 0,95 (P_{nx} + X) l, \quad (28)$$

$$P_{nx} = 0,83 P_y, \quad (29)$$

где

$$X = -\omega^2 r [0,966 m_{ш} + (m_{ш} - k m_d) (0,866 \lambda - 0,259 \mu)]; \quad (30)$$

$l$  — расстояние от оси цилиндра до расчётного сечения шейки в см.

Минимальный момент

$$M_{\min} = -0,8 (P_{nx} + X) l, \quad (31)$$

где

$$P_{nx} = 0,45 P_y; \quad (32)$$

$$X = 0,707 \omega^2 r [m_{ш} + \mu (m_{ш} - k m_d)]. \quad (33)$$

Для режима 2

$$M_{\max} = -X l, \quad (34)$$

где  $X$  определяется по формуле (11), а минимальный момент по формуле

$$M_{\min} = -Y l, \quad (35)$$

где

$$Y = -\omega^2 r [(m_{ш} - k m_d) (\lambda - \mu)^2 + \tau]. \quad (36)$$

**Расчёт центральной шейки ведущего пальца.** Для режима 1 работы паровоза

$$M_{\max} = -0,9 (P_{nx} + X) l_1, \quad (37)$$

где

$$P_{nx} = -0,83 P_y \quad (38)$$

и

$$X = -\omega^2 r [0,966 m_{ш} - (m_{ш} - k m_d) (0,866 \lambda + 0,259 \mu)]. \quad (39)$$

Здесь  $l_1$  — расстояние от оси цилиндра до расчётного сечения центральной шейки в см.

Минимальный момент

$$M_{\min} = -0,69 (P_{nx} + X) l_1, \quad (40)$$

где  $P_{nx}$  определяется по формуле (32), а  $X$  по формуле (33).

Т а б л и ц а 22

Эффективный коэффициент концентрации  $k_\sigma$  для осей и пальцев паровоза серии ФД с учётом запрессовки

Детали	$R$	$d$	$R/d$	$k_{\sigma_0}$	$D/d$	$\varphi_1$	$l/D$	$\frac{\sigma_{изг}}{q}$	$\varphi$	$k_\sigma$
Ведущая ось . . . . .	15	270	0,055	1,88	1,02	0,9	0,7	1,3	0,87	1,47
Сцепная ось . . . . .	15	240	0,06	1,88	1,02	0,9	0,8	0,3	1,12	1,89
Ведущий палец . . . . .	15	230	0,065	1,79	1,02	0,9	0,8	0,9	0,98	1,58
Сцепной палец . . . . .	6	110	0,055	1,88	1,05	0,9	1,5	0,6	1,12	1,89



Для режима 2 максимальный момент

$$M_{\max} = -(Xl_1 + X_{cy}l_2), \quad (41)$$

где  $X$  — определяется по формуле (11);

$X_{cy}$  — по формуле (12);

$l_1$  — расстояние от оси цилиндра до расчётного сечения центральной шейки в см;

$l_2$  — расстояние от середины сцепной шейки до расчётного сечения в см.

Минимальный момент для режима 2

$$M_{\min} = -(Yl_1 + Y_{cy}l_2), \quad (42)$$

где  $Y$  определяется по формуле (36), а

$$Y_{cy} = -\frac{G_{cy}}{g} \omega^2 r. \quad (43)$$

**Расчёт пальцев кривошипов сцепных осей.** Расчёт приводится только для режима 1; максимальный изгибающий момент

$$M_{\max} = -1,5 \frac{P_{nx} + X}{n} l_{cy}, \quad (44)$$

где  $P_{nx}$  — определяется по формуле (25);

$X$  — по формуле (26);

$n$  — число движущих осей;

$l_{cy}$  — половина длины шейки сцепного пальца.

$$M_{\min} = 0.$$

Запас прочности пальца определяется по формуле (см. расчёт шеек ведущих колёс)

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma} \sigma_V + \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} \sigma_m}.$$

Запасы прочности при расчётных режимах не должны быть ниже величин, указанных в табл. 23.

Таблица 23

Запас прочности при расчёте пальцев

Детали	Режим 1		Режим 2	
	новая	изношенная	новая	изношенная
Палец ведущей оси:				
ведущая шейка . . . . .	2,0	1,1	3,0	2,0
центровая шейка . . . . .	1,8	1,05	2,0	1,4
Палец сцепной оси . . . . .	2,8	1,5	—	—

**Расчёт паровозных осей на нагрев.** Исследования, проведённые ЦНИИ МПС, показали, что расчёт паровозных осей на нагрев от действия вертикальных нагрузок на шейки осей носит чисто сравнительный условный характер. Поэтому ниже приводятся расчётные формулы, установленные с учётом давления на шейку оси сил давления пара, сил инерции шатунно-кривошипного механизма и сцепных дышел. Расчёт проводится для тех же двух режимов работы.

Характеристика грения для каждого режима определяется из выражения

$$qV = \frac{P_{cp} V}{3,6 ID}, \quad (45)$$

где  $P_{cp}$  — среднее давление на шейку оси за оборот в кг;

$V$  — скорость движения паровоза в км/час;

$l$  — длина шейки оси в см;

$D$  — диаметр движущих колёс в см.

$$P_{cp} = 0,475 \left[ - (P'_{nx} + X') \left( 1 + \frac{S_1}{l_0} \right) + (P''_{nx} + X'') \frac{S_1}{l_0} - X'_{cy} \left( 1 + \frac{S_2}{l_0} \right) + P'_{cy} \frac{S_2}{l_0} \right], \quad (46)$$

где  $P'_{nx}$  определяется по формуле (2),  $X'$  — по формуле (3),  $X'_{cy}$  — по формуле (4);

$$P''_{nx} = 0,8 P_y; \quad (47)$$

$$X'' = \omega^2 r (m_{ш} - km_{\delta}) (\lambda + \mu); \quad (48)$$

$$P'_{cy} = -\frac{n-1}{n} (P''_{nx} + X''). \quad (49)$$

При режиме 2

$$P_{cp} = 0,45 \left[ - X' \left( 1 + \frac{S_1}{l_0} \right) + X'' \frac{S_1}{l_0} - X'_{cy} \left( 1 + \frac{S_2}{l_0} \right) \right], \quad (50)$$

где  $X'$  подсчитывается по формуле (11),  $X''$  — по формуле (26),  $X'_{cy}$  — по формуле (12).

Характеристика грения для режима 1 должна быть не выше 40 кгм/см²сек, а для режима 2 (до  $V = 120$  км/час) не выше 200 кгм/см²сек.

**Расчёт на нагрев пальцев кривошипов.** Характеристика грения для пальцев кривошипов

$$qV = \frac{R_{cp} V}{3,6 ID},$$

где  $R_{cp}$  — среднее давление на шейку пальца за оборот колеса в кг;

$V$  — скорость движения паровоза в км/час;

$l$  — длина шейки в см;

$D$  — диаметр движущих колёс в см.

Среднее давление  $R_{cp}$  для ведущих шеек пальцев ведущих колёсных пар определяется: при режиме 1

$$R_{cp} = 0,74 (P_{nx} + X), \quad (51)$$

где

$$P_{nx} = 0,88 P_y, \quad (52)$$

$$X = -0,5 \omega^2 r [m_{ш} - (m_{ш} - km_{\delta}) (\lambda + 1,732 \mu)]; \quad (53)$$

при режиме 2

$$R_{cp} = 0,61 \omega^2 r [m_{ш} + \lambda (m_{ш} - km_{\delta})]. \quad (54)$$

Характеристика грения при режиме 1 не должна превышать 70 кгм/см²сек, при режиме 2 не должна превышать 200 кгм/см²сек.

Для центровых шеек ведущих колёс:  
при режиме 1

$$R_{cp} = -0,53 (P_{cy} + X_{cy}), \quad (55)$$

где

$$P_{cy} = -0,966 \frac{n-1}{n} (P_{nx} + X) \quad (56)$$

и

$$X_{cy} = -0,259 \frac{G_{cy}}{g} \omega^2 r, \quad (57)$$

$$P_{nx} = 0,88 P_y,$$

и

$$X = -\omega^2 r [0,259 m_{ш} - (m_{ш} - k m_{\partial}) (0,866 \lambda + 0,966 \mu)]; \quad (58)$$

при режиме 2

$$R_{cp} = \frac{G_{cy}}{g} \omega^2 r^2, \quad (59)$$

Характеристика гнения не должна превышать: при режиме 1—55 кгм/см<sup>2</sup> сек, при режиме 2—110 кгм/см<sup>2</sup> сек.

**Численный пример расчёта колёсных пар паровоза Л типа 1-5-0 по методу ЦНИИ МПС (табл. 24).**

**Расчёт шейки ведущей оси**

Сечение 1—1, режим 1 работы паровоза ( $V = 20$  км/час,  $\epsilon = 0,6$ )

Максимальный изгибающий момент по уравнению (1)

$$M_{\max} = -1,04 [(P_{nx} + X) S_1 + X_{cy} S_2],$$

где  $P_{nx}$  — горизонтальная составляющая силы пара по уравнению (2);

$$P_{nx} = -0,65 \cdot P_y = -0,65 \cdot 46\,456 = -30\,136 \text{ кг.}$$

Горизонтальная составляющая сил инерции шатунного механизма по уравнению (3)

$$X = \omega^2 r [m_{ш} - \lambda (m_{ш} - k m_{\partial})] =$$

$$= 21,9 [75,74 - 0,129 (75,74 - 0,63 \cdot 32,31)] =$$

$$= 1\,502 \text{ кг.}$$

Горизонтальная составляющая сил инерции сцепных дышел по уравнению (4)

$$X_{cy} = \frac{G_{cy}}{g} \omega^2 r = 20,28 \cdot 21,9 = 444 \text{ кг,}$$

тогда

$$M_{\max} = -1,04 [(-30\,136 + 1\,502) 59,5 + 444 \cdot 41,8] = 1\,756\,301 \text{ кгсм.}$$

Минимальный изгибающий момент в сечении 1—1 по уравнению (5)

$$M_{\min} = 0,9 [(P_{nx} + X) S_1 + (P_{cy} + X_{cy}) S_2],$$

где

$$P_{nx} = -0,5 P_y$$

или

$$P_{nx} = -0,5 \cdot 46\,456 = -23\,228 \text{ кг.}$$

По уравнению (7)

$$X = -0,707 \cdot \omega^2 r [m_{ш} + \mu (m_{ш} - k m_{\partial})] =$$

$$= -0,707 \cdot 21,9 [75,74 + 0,006 (75,74 - 0,63 \cdot 32,31)] = -1\,179 \text{ кг.}$$

По уравнению (8)

$$P_{cy} = -0,707 \frac{n-1}{n} (P_{nx} + X) =$$

$$= -0,707 \frac{5-1}{5} (-23\,228 - 1\,179);$$

$$P_{cy} = 13\,912 \text{ кг.}$$

По уравнению (9)

$$X_{cy} = -0,707 \frac{G_{cy}}{g} \omega^2 r =$$

$$= -0,707 \cdot 20,28 \cdot 21,9 = -314 \text{ кг,}$$

тогда

$$M_{\min} = 0,9 [(-23\,228 - 1\,179) 59,5 +$$

$$+ (13\,912 - 314) 41,8] = -795\,449 \text{ кгсм.}$$

Момент сопротивления сечения шейки  $W = \frac{\pi}{4} \frac{12,5^4 - 5^4}{12,5} = 1\,529,2 \text{ см}^3$  (при  $d_{ш} = 250 \text{ мм}$  и внутреннем диаметре сверления оси  $d_0 = 100 \text{ мм}$ ).  
Напряжения изгиба в новой шейке

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{1\,756\,301}{1\,529,2} = 1\,148,5 \text{ кг/см}^2,$$

$$\sigma_{\min} = \frac{M_{\min}}{W} = \frac{-795\,449}{1\,529,2} = -520 \text{ кг/см}^2.$$

Запас прочности из выражения (20)

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\epsilon (1 - \Delta)} \sigma_V + \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} \sigma_m},$$

где предел усталости при симметричном цикле  $\sigma_{-1} = 2\,400 \text{ кг/см}^2$ .

Для рассматриваемого сечения  $k_{\sigma} = 1$  (так как концентрация напряжения отсутствует) поправочный коэффициент  $\epsilon = 0,58$ , величина  $1 - \Delta = 0,95$ , амплитуда цикла

$$\sigma_V = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{1\,148,5 + 520}{2} = 834 \text{ кг/см}^2,$$

предел усталости при пульсирующем цикле  $\sigma_0 = 40 \text{ кг/мм}^2$ ;

$\sigma_m$  — среднее напряжение:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{1\,148,5 - 520}{2} = 314,25 \text{ кг/см}^2.$$

Запас прочности

$$n = \frac{2\,400}{\frac{1}{0,58 \cdot 0,95} 834 + \frac{2 \cdot 2\,400 - 4\,000}{4\,000} 314,25} =$$

$$= 1,52.$$

Сечение 1—1 (середина шейки), режим работы 2 ( $V = 80$  км/час;  $\epsilon = 0$ )

По уравнению (10)

$$M_{\max} = -0,92 (X S_1 + X_{cy} S_2),$$

где по уравнению (11)

$$X = -\omega^2 r [m_{ш} + \lambda (m_{ш} - k m_{\partial})] =$$

$$= -350,5 [75,74 + 0,129 (75,74 - 0,63 \cdot 32,31)].$$

$$X = -29\,049 \text{ кг.}$$

По уравнению (12)

$$X_{cy} = -\frac{G_{cy}}{g} \omega^2 r = -20,28 \cdot 350,5,$$

$$X_{cy} = -7\,108 \text{ кг,}$$

тогда

$$M_{\max} = -0,92 (-29\,049 \cdot 59,5 - 7\,108 \cdot 41,8) =$$

$$= 1\,863\,509 \text{ кгсм.}$$

По уравнению (13)

$$M_{\min} = -0,55 Q S + Y (S_1 - S) \left(1 - \frac{S}{L_0}\right) +$$

$$+ 2,03 Y_{cy} (S_2 - S) \left(1 - \frac{S}{L_0}\right),$$

где по уравнению (14)

$$Y = \omega^2 r [(m_{ш} - k m_{\partial}) (\lambda + \mu)^2 + \tau] =$$

$$= 350,5 [(75,74 - 0,63 \cdot 32,31) \times$$

$$\times (0,129 + 0,006)^2 + 17,52] = 6\,492 \text{ кг.}$$

Таблица 24

Данные для расчёта колёсных пар паровоза серии Л

Расчётная величина	Условное обозначение	Численная величина	Единица измерения
Нагрузка колеса на рельс . . . . .	$Q$	9 100	кг
Диаметр движущих колёс . . . . .	$D$	1,5	м
Радиус кривошипа . . . . .	$r$	0,4	»
Длина ведущего дышла . . . . .	$L$	3,1	»
Расстояние от ц. т. ведущего дышла до центра валика кулака . . . . .	$d$	1,955	»
Момент инерции ведущего дышла относительно центра валика кулака . . . . .	$I$	168,4	кгсек <sup>2</sup> м
Расстояние между кругами катания бандажей . . . . .	$L_0$	158	см
Диаметр цилиндра . . . . .	$d_{\text{ц}}$	65	»
Вес поршня со скалкой . . . . .	$G_n$	248	кг
» ползуна . . . . .	$G_K$	178	»
» ведущего дышла . . . . .	$G_{\partial}$	317	»
Конструкционная скорость . . . . .	$V$	80	км/час
Расстояние от середины шейки оси до круга катания . . . . .	$S$	22	см
» » » поршневой шейки ведущего пальца до середины шейки оси . . . . .	$S_1$	59,5	»
Расстояние от середины сцепной (центральной) шейки пальца до середины шейки оси . . . . .	$S_2$	41,8	»
Расстояние от середины шейки пальца II и IV сцепных осей до середины шейки оси . . . . .	$S_3$	40,8	»
Возвышение оси цилиндра над осью ведущего дышла (дезаксиал) . . . . .	$\epsilon$	0,02	см
Угол наклона оси цилиндра к горизонтали . . . . .	$\beta^0$	0	Градусы
Жёсткость рессоры ведущей оси . . . . .	$жс$	113	кг/мм
Дополнительный прогиб рессоры . . . . .	$f$	20	мм
Расстояние между серединами шеек оси . . . . .	$l_0$	114	см
Давление пара в котле (манометрическое) . . . . .	$P_K$	14	кг/см <sup>2</sup>
Вес сцепных дышл, приходящийся на центровую шейку . . . . .	$G_{\text{сц}}$	199	кг
Угол между осью цилиндра и осью ведущего дышла при крайнем переднем положении поршня . . . . .	$\theta$	—	—
Мёртвый вес ведущей колёсной пары . . . . .	$G_M$	5 954	кг
<b>Производные величины</b>			
Масса шатунного механизма $\frac{G_n + G_K + G_{\partial}}{g}$ . . . . .	$m_{\text{ш}}$	75,74	кгсек <sup>2</sup> /м
Масса ведущего дышла $\frac{G_{\partial}}{g}$ . . . . .	$m_{\partial}$	32,31	»
Отношение $\frac{r}{L}$ . . . . .	$\lambda$	0,129	
Отношение $\frac{b}{L}$ . . . . .	$\mu$	0,006	
Отношение $\frac{d}{L}$ . . . . .	$\kappa$	0,63	
Отношение $\frac{I}{L^2}$ . . . . .	$\tau$	17,52	
Масса сцепных дышл, приходящаяся на центровую шейку . . . . .	$\frac{G_{\text{сц}}}{g}$	20,28	кгсек <sup>2</sup> /м
Максимальное усилие на поршень $P_K \frac{\pi d_{\text{ц}}^2}{4}$ . . . . .	$P_{\text{ц}}$	46 453	кг
Произведение $\omega^2 r$ при $V = 20$ км/час . . . . .	$\omega^2 r$	21,9	м/сек <sup>2</sup>
» » » $V = 80$ » . . . . .	$\omega^2 r$	350,5	»

По уравнению (15)

$$Y_{\text{сц}} = \frac{G_{\text{сц}}}{g} \cdot \omega^2 r = 20,28 \cdot 350,5 = 7 245 \text{ кг},$$

тогда

$$M_{\min} = -0,55 \cdot 9 100 \cdot 22 + \\ + 6 492 (59,5 - 22) \left(1 - \frac{22}{158}\right) + \\ + 2,03 \cdot 7 245 (41,8 - 22) \left(1 - \frac{22}{158}\right);$$

$$M_{\min} = 344 852 \text{ кгсм}.$$

Для новой шейки

$$\sigma_{\max} = \frac{1 863 509}{1 529,2} = 1 219 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_{\min} = \frac{344 852}{1 529,2} = 226 \text{ кг/см}^2.$$

$$\sigma_V = \frac{1 219 - 226}{2} = 496,5 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_m = \frac{1 219 + 226}{2} = 722,5 \text{ кг/см}^2.$$

Запас прочности определяется после проверки соотношений по уравнению (20) или (23А)

$$\frac{\sigma_V}{\sigma_m} = \frac{496,5}{722,5} = 0,69.$$

Выражение

$$\frac{\epsilon(1 - \Delta)}{k_s} \left( \frac{\sigma_s}{\sigma_{ms}} - 1 \right) = \frac{0,58 \cdot 0,95}{1} \left( \frac{37}{15} - 1 \right) = 0,81.$$

Так как  $0,69 < 0,81$ , определяем [запас прочности по уравнению (23А):

$$n = \frac{\sigma_s}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon(1-\Delta)} \sigma_V + m} = \frac{3700}{\frac{1}{0,58 \cdot 0,95} 496,5 + 722,5} = 2,28.$$

Сечение 2-2 (посредине галтели шейки), режим 1 работы паровоза

По уравнению (16)

$$M_{\max} = -1,02 [(P_{nx} + X)(S_1 - 0,5 l) + X_{cy}(S_2 - 0,5 l)],$$

где горизонтальная составляющая силы пара  $P_{nx}$  находится по уравнению (2):

$$P_{nx} = -0,65 P_y = -0,65 \cdot 46456, \\ P_{nx} = -30136 \text{ кг.}$$

По уравнению (3)  $X = 1502 \text{ кг}$ . По уравнению (4)  $X_{cy} = 444 \text{ кг}$ ,  $l$  — длина шейки, равная 31,2 см.

$$M_{\max} = -1,02 [(-30136 + 1502)(59,5 - 0,5 \cdot 31,2) + 444(41,8 - 0,5 \cdot 31,2)] = 1273000 \text{ кгсм.}$$

По уравнению (17)

$$M_{\min} = 0,78 [(P_{nx} + X)(S_1 - 0,5 l) + (P_{cy} + X_{cy})(S_2 - 0,5 l)],$$

где  $P_{nx}$  определялось по уравнению (6):  $P_{nx} = -23228 \text{ кг}$ . По уравнению (7) величина  $X$  определена ранее,  $X = 1179 \text{ кг}$ . По уравнению (8)  $P_{cy} = 13912 \text{ кг}$ . По уравнению (9)  $X_{cy} = -314 \text{ кг}$ . Тогда

$$M_{\min} = 0,78 [(-23228 - 1179)(59,5 - 0,5 \cdot 31,2) + (13912 - 314)(41,8 - 0,5 \cdot 31,2)] = 557983 \text{ кгсм.}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{1273000}{1529,2} = 832 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_{\min} = \frac{557983}{1529,2} = 364,8 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_V = \frac{832 - 364,8}{2} = 233,6 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_m = \frac{832 + 364,8}{2} = 598,4 \text{ кг/см}^2.$$

Запас прочности по уравнению (20)

$$n = \frac{\sigma - 1}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon(1-\Delta)} \sigma_V + \frac{2\sigma - 1 - \sigma_0}{\sigma_0} \sigma_m};$$

здесь  $\sigma_{-1} = 2400 \text{ кг/см}^2$ .

Величину эффективного коэффициента концентрации находим из выражения (19А):

$$k_\sigma = \xi(k_{\sigma_0} - 1) + 1,$$

где  $k_{\sigma_0}$  — эффективный коэффициент концентрации по фиг. 62, для стали  $\sigma_{нч} = 55 \text{ кг/мм}^2$  — отношение  $\frac{D}{d} = \frac{255}{250} = 1,02$  и  $\frac{R}{d} = \frac{15}{250} = 0,06$ , тогда  $k_{\sigma_0} = 1,7$  и по фиг. 63 коэффициент  $\xi \approx 0,195$  и  $k_\sigma =$

$$= 0,195(1,7 - 1) + 1 = 1,137, \text{ отношение } \frac{\sigma_V}{\sigma_m} = \frac{233,6}{598,4} = 0,39.$$

Проверим предел применимости этого соотношения по уравнению (23):

$$\frac{\sigma_V}{\sigma_m} > \frac{\varepsilon(1-\Delta)}{k_\sigma} \left( \frac{\sigma_s}{\sigma_m} - 1 \right); \\ \frac{\varepsilon(1-\Delta)}{k_\sigma} \left( \frac{\sigma_s}{\sigma_m} - 1 \right) = \frac{0,58 \cdot 0,95}{1,137} \left( \frac{37}{15} - 1 \right) = 0,72$$

Следовательно, запас прочности должен определяться по уравнению (23А):

$$n = \frac{\sigma_s}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon(1-\Delta)} \sigma_V + \sigma_m} = \frac{3700}{\frac{1,137}{0,58 \cdot 0,95} 233,6 + 598,4} = 3,4.$$

Сечение 2-2 (посредине галтели шейки), режим 2 работы паровоза

По уравнению (18)

$$M_{\max} = -1,01 [X(S_1 - 0,5 l) + X_{cy}(S_2 - 0,5 l)],$$

где  $X$  уже определён по уравнению (11),  $X = -29049 \text{ кг}$ ,  $X_{cy}$  определён по уравнению (12),

$$X_{cy} = -7108 \text{ кг};$$

$$M_{\max} = -1,01 [-29049(59,5 - 0,5 \cdot 31,2) - 7108(41,8 - 0,5 \cdot 31,2)] = 1588106 \text{ кгсм.}$$

Минимальный изгибающий момент по уравнению (19)

$$M_{\min} = 1,3 \left[ -\frac{\sigma_m}{2} (S - 0,5 l) + Y(S_1 - S) + Y_{cy}(S_2 - S_1) \right],$$

где по уравнению (14)  $Y = 6492 \text{ кг}$ , по уравнению (15)  $Y_{cy} = 7245 \text{ кг}$ .

$$M_{\min} = 1,3 \left[ -\left( 9100 - \frac{5954}{2} - 0,5 \cdot 113 \cdot 20 \right) (22 - 0,5 \cdot 31,2) + 6492(59,5 - 22) + 7245(41,8 - 22) \right] = 364942 \text{ кгсм.}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{1588106}{1529,2} = 1038 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_{\min} = \frac{364942}{1529,2} = 238 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_m = \frac{1038 + 238}{2} = 638 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_V = \frac{1038 - 238}{2} = 400 \text{ кг/см}^2$$

Запас прочности по уравнению (23А)

$$n = \frac{3700}{\frac{1,137}{0,58 \cdot 0,95} 400 + 638} = 2,53.$$

Расчёт сцепной оси (сечение шейки 1-1), режим 1

Максимальный изгибающий момент по уравнению (24)

$$M_{\max} = -1,806 \frac{P_{nx} + X}{n} S_2,$$

где по уравнению (25)

$$P_{nx} = -0,8 P_y = 0,8 \cdot 46456 = -37165 \text{ кг.}$$

По уравнению (26)

$$X = \omega^2 r (m_{ш} - k m_{\delta}) (\lambda - \mu) = \\ = 21,9 (75,74 - 0,63 \cdot 32,31) (0,129 - 0,006). \\ X = 149 \text{ кг, тогда}$$

$$M_{\max} = -1,806 \frac{-37\,165 + 149}{5} 41,8 = \\ = 559\,543 \text{ кгсм.}$$

Минимальный момент по уравнению (27)

$$M_{\min} = -0,9 Q S = -0,9 \cdot 9\,100 \cdot 22 = \\ = -180\,180 \text{ кгсм.}$$

Размеры сцепной оси:  $d_{ш} = 230 \text{ мм}$ , внутренний диаметр сверления  $d_0 = 120 \text{ мм}$ , момент сопротивления  $W_{сц} = 1\,105 \text{ см}^3$ , напряжение

$$\sigma_{\max} = \frac{559\,543}{1\,105} = 506 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_{\min} = \frac{-180\,180}{1\,105} = -171 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_V = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{506 + 171}{2} = 338,5 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{506 - 171}{2} = 117,5 \text{ кг/см}^2.$$

Запас прочности по уравнению (20)

$$n = \frac{2\,400}{\frac{1}{0,58 \cdot 0,95} 338,5 + \frac{2 \cdot 2\,400 - 4\,000}{4\,000} 117,5} = \\ = 3,75.$$

#### Расчёт пальцев кривошипов

Поршневая шейка ведущего пальца (режим 1)

Максимальный изгибающий момент по уравнению (28)

$$M_{\max} = 0,95 (P_{пх} + X) l.$$

По уравнению (29)

$$P_{пх} = 0,83 P_y = 0,83 \cdot 46\,456 = 38\,558 \text{ кг.}$$

По уравнению (30)

$$X = -\omega^2 r [0,966 m_{ш} + (m_{ш} - k m_{\delta}) (0,866 \lambda - \\ - 0,259 \mu)] = -21,9 [0,966 \cdot 75,74 + \\ + (75,74 - 0,63 \cdot 32,31) (0,866 \cdot 0,129 - \\ - 0,259 \cdot 0,006)] = -1\,738 \text{ кг.}$$

$l$  — расстояние от оси цилиндра до расчётного сечения шейки в см,  $l = 10,45 \text{ см}$ .

$$M_{\max} = 0,95 (38\,558 - 1\,738) 10,45 = 365\,537 \text{ кгсм.}$$

Минимальный момент по уравнению (31)

$$M_{\min} = -0,8 (P_{пх} + X) l,$$

где по уравнению (32)

$$P_{пх} = 0,45 P_y = 0,45 \cdot 46\,456 = 20\,905 \text{ кг.}$$

По уравнению (33)

$$X = 0,707 \omega^2 r [m_{ш} + \mu (m_{ш} - k m_{\delta})] = \\ = 0,707 \cdot 21,9 [75,74 + 0,006 (75,74 - \\ - 0,63 \cdot 32,31)] = 1\,179 \text{ кг,}$$

$$M_{\min} = -0,8 (20\,905 + 1\,179) 10,45 = \\ = -184\,625 \text{ кгсм.}$$

Размеры поршневой шейки:  $d_{ш} = 185 \text{ мм}$ , диаметр внутреннего сверления  $d_0 = 70 \text{ мм}$ , момент сопротивления  $W = 608 \text{ см}^3$ , отношение  $\frac{R}{d_{ш}} = \frac{15}{185} = 0,081$ ;  $\frac{D}{d_{ш}} = \frac{220}{185} = 1,18$ .

$$\sigma_{\max} = \frac{365\,537}{608} = 600 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_{\min} = \frac{-184\,625}{608} = -303 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_V = \frac{600 + 303}{2} = 451,5 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_m = \frac{600 - 303}{2} = 148,5 \text{ кг/см}^2.$$

Запас прочности по уравнению (20)

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\epsilon(1-\Delta)} \sigma_V + \frac{2\sigma_{-1}-\sigma_0}{\sigma_0} \sigma_m}.$$

Коэффициент концентрации  $k_{\sigma}$  по уравнению (19А)  $k_{\sigma} = \xi (k_{\sigma_0} - 1) + 1$ .

По фиг. 62 для стали  $\sigma_{пч} = 55 \text{ кг/мм}^2$ ; при отношении  $\frac{R}{d_{ш}} = 0,081$  коэффициент  $k_{\sigma_0} \approx 1,6$ ; по фиг. 63

при отношении  $\frac{D}{d_{ш}} = 1,18$  коэффициент  $\xi = 0,43$ , тогда  $k_{\sigma} = 0,43 (1,6 - 1) + 1 = 1,26$ .

Запас прочности

$$n = \frac{2\,400}{\frac{1,26}{0,58 \cdot 0,95} 451,5 + \frac{2 \cdot 2\,400 - 4\,000}{4\,000} 148,5} = \\ = 2,27.$$

#### Режим 2 работы паровоза

Максимальный изгибающий момент по уравнению (34)

$$M_{\max} = -X l,$$

где  $X$  определён ранее по уравнению (11).

$$X = -29\,049 \text{ кг.}$$

$$M_{\max} = 29\,049 \cdot 10,45 = 303\,566 \text{ кгсм.}$$

Минимальный изгибающий момент по уравнению (35)

$$M_{\min} = -Y l,$$

где по уравнению (36)

$$Y = -\omega^2 r [(m_{ш} - k m_{\delta}) (\lambda - \mu)^2 + \tau] = \\ = -350,5 [(75,74 - 0,63 \cdot 32,31) (0,129 - 0,006)^2 + \\ + 17,52] = -6\,431 \text{ кг.}$$

$$M_{\min} = 6\,431 \cdot 10,45 = 67\,211 \text{ кгсм;}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{303\,566}{608} = 498 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_{\min} = \frac{67\,211}{608} = 110 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_V = \frac{498 - 110}{2} = 194 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_m = \frac{498 + 110}{2} = 304 \text{ кг/см}^2.$$

Запас прочности

$$n = \frac{2\,400}{\frac{1,26}{0,58 \cdot 0,95} 194 + \frac{2 \cdot 2\,400 - 4\,000}{4\,000} 304} = \\ = 4,75.$$

#### Центровая шейка ведущего пальца (режим 1)

По уравнению (37)

$$M_{\max} = -0,9 (P_{пх} + X) l_1,$$

где по уравнению (38)  $P_{пх} = -0,83 P_y =$

$$= -0,83 \cdot 46\,456 = -38\,558 \text{ кг.}$$

По уравнению (39)

$$X = -\omega^2 r [0,966 m_{ш} - (m_{ш} - k m_{\delta}) (0,866 \lambda + \\ + 0,259 \mu)] = -21,9 [0,966 \cdot 75,74 - \\ - (75,74 - 0,63 \cdot 32,31) \times \\ \times (0,866 \cdot 0,129 + 0,259 \cdot 0,006)] = -1\,465 \text{ кг.}$$

$l_1$  — расстояние от оси цилиндра до расчётного сечения;  $l_1 = 24,85$  см.

$$M_{\max} = -0,9(-38\,558 - 1\,465)24,85 = 895\,141 \text{ кгсм.}$$

По уравнению (40)

$$M_{\min} = -0,69(P_{nx} + X)l_1,$$

где ранее по уравнению (32)  $P_{nx} = 20\,905$  кг, по уравнению (33)  $X = 1\,179$  кг.

$$M_{\min} = -0,69(20\,905 + 1\,179)24,85 = -493\,917 \text{ кгсм.}$$

Размеры центральной шейки:  $d_{ш} = 220$  мм,  $d_0 = 70$  мм, момент сопротивления  $W = 1\,034$  см<sup>3</sup>;  $\frac{R}{d_{ш}} = \frac{10}{220} = 0,045$ ,  $\frac{D_{ст}}{d_{ш}} = \frac{225}{220} = 1,02$ .

$$\sigma_{\max} = \frac{895\,141}{1\,034} = 865 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_{\min} = \frac{-493\,917}{1\,034} = -477 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_V = \frac{865 + 477}{2} = 671 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_m = \frac{865 - 477}{2} = 194 \text{ кг/см}^2.$$

По уравнению (19А)

$$k_\sigma = \xi(k_{\sigma_0} - 1) + 1 = 0,03(1,8 - 1) + 1 = 1,024.$$

Запас прочности

$$n = \frac{2\,400}{\frac{1,024}{0,58 \cdot 0,95} 671 + \frac{2 \cdot 2\,400 - 4\,000}{4\,000} 194} = 1,86.$$

**Режим 2 работы паровоза**

По уравнению (41)

$$M_{\max} = -(Xl_1 + X_{cy}l_2),$$

где ранее по уравнению (11)  $X = -29\,049$  кг, по уравнению (12)  $X_{cy} = -7\,108$  кг.

$l_2$  — расстояние от середины центральной шейки до расчётного сечения пальца,  $l_2 = 7,2$  см.

$$M_{\max} = -(-29\,049 \cdot 24,85 - 7\,108 \cdot 7,2) = 844\,040 \text{ кгсм.}$$

Минимальный момент по уравнению (42)

$$M_{\min} = -(Yl_1 + Y_{cy}l_2),$$

где по уравнению (36)  $Y = -6\,431$  кг, а по уравнению (43)  $Y_{cy} = -\frac{G_{cy}}{g}\omega^2 r = -20,28 \cdot 350,5$ ;  $Y_{cy} = -7\,108$  кг.

$$M_{\min} = -(-6\,431 \cdot 24,85 - 7\,108 \cdot 7,2) = 211\,983 \text{ кгсм.}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{844\,040}{1\,034} = 816 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_{\min} = \frac{211\,983}{1\,034} = 205 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_V = \frac{816 - 205}{2} = 305,5 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_m = \frac{816 + 205}{2} = 510,5 \text{ кг/см}^2.$$

Запас прочности по уравнению (23А)

$$n = \frac{3\,700}{\frac{1,024}{0,58 \cdot 0,95} 305,5 + 510,5} = 3,15.$$

### Расчёт шеек ведущей оси на нагрев

*Работа по режиму 1*

Характеристика грения по уравнению (45)

$$qV = \frac{P_{cp} V}{3,6 \cdot lD},$$

где по уравнению (46)

$$P_{cp} = 0,475 \left[ - (P'_{nx} + X') \left( 1 + \frac{S_1}{l_2} \right) + (P''_{nx} + X'') \frac{S_1}{l_0} - X'_{cy} \left( 1 + \frac{S_2}{l_0} \right) + P''_{cy} \frac{S_2}{l_0} \right],$$

где по уравнению (2)  $P'_{nx} = -30\,136$  кг; по уравнению (3) величина  $X' = 1\,502$  кг; по уравнению (4)  $X'_{cy} = 444$  кг.

Величина  $P''_{nx} = 0,8 P_y$  по уравнению (47) или  $P'_{nx} = 0,8 P_y = 0,8 \cdot 46\,456 = 37\,165$  кг.

По уравнению (48) величина

$$X'' = \omega^2 r (m_{ш} - km_d) (\lambda + \mu) = 21,9 (75,74 - 0,63 \cdot 32,31) (0,129 + 0,006);$$

$X'' = 163,8$  кг. Величина  $P''_{cy}$  по уравнению (49)

$$P''_{cy} = -\frac{n-1}{n} (P'_{nx} + X'') = -\frac{5-1}{5} (37\,165 + 163,8).$$

$$P''_{cy} = -29\,863 \text{ кг,}$$

$$\text{тогда } P_{cp} = 0,475 \left[ -(-30\,136 + 1\,502) \left( 1 + \frac{59,5}{114} \right) + (37\,165 + 163,8) \frac{59,5}{114} - 444 \left( 1 + \frac{41,8}{114} \right) - 29\,863 \frac{41,8}{114} \right] = 24\,220 \text{ кг.}$$

$$qV = \frac{24\,220 \cdot 20}{3,6 \cdot 30 \cdot 150} = 30 \text{ кгм/см}^2 \text{ сек.}$$

**Работа по режиму 2**

По уравнению (50) среднее давление на шейку за оборот колеса

$$P_{cp} = 0,45 \left[ -X' \left( 1 + \frac{S_1}{l_0} \right) + X'' \frac{S_1}{l_0} - X'_{cy} \left( 1 + \frac{S_2}{l_0} \right) \right],$$

где  $X'$ , подсчитанное по уравнению (11),  $X' = -29\,049$  кг, величина  $X''$ , подсчитанная по уравнению (26),

$$X'' = \omega^2 r (m_{ш} - km_d) (\lambda + \mu) = 350,5 (75,74 - 0,63 \cdot 32,31) (0,129 - 0,006);$$

$X'' = 2\,388$  кг. Величина  $X'_{cy}$  по уравнению (12)

$$X'_{cy} = -7\,108 \text{ кг.}$$

$$P_{cp} = 0,45 \left[ 29\,049 \left( 1 + \frac{59,5}{114} \right) + 2\,388 \frac{59,5}{114} + 7\,108 \left( 1 + \frac{41,8}{114} \right) \right] = 24\,684 \text{ кг.}$$

$$qV = \frac{P_{cp} V}{3,6 \cdot lD} = \frac{24\,684 \cdot 80}{3,6 \cdot 30 \cdot 150} = 122 \text{ кгм/см}^2 \text{ сек.}$$

### Расчёт пальцев кривошипов на нагрев

*Поршневая шейка ведущего пальца. Работа по режиму 1*

Среднее давление на шейку пальца за оборот колеса по уравнению (51)

$$P_{cp} = 0,74 (P_{nx} + X),$$

где по уравнению (52)

$$P_{nx} = 0,88 P_y = 0,88 \cdot 46\,456 = 40\,880 \text{ кг.}$$

По уравнению (53) величина

$$X = -0,5 \omega^2 r [m_{uu} - (m_{uu} - km_\partial) (\lambda + 1,732 \mu)] =$$

$$= -0,5 \cdot 21,9 [75,74 - (75,74 -$$

$$- 0,63 \cdot 32,31) (0,129 + 1,732 \cdot 0,006)] = -745 \text{ кг}.$$

$$R_{cp} = 0,74 (40\,880 - 745) = 29\,700 \text{ кг.}$$

### Характеристика грения

$$qV = \frac{29\,700 \cdot 20}{3,6 \cdot 20,6 \cdot 150} = 53,3 \text{ кгм/см}^2 \text{ сек.}$$

### Режим 2 работы паровоза

По уравнению (54)

$$R_{cp} = 0,61 \omega^2 r [m_{uu} + \lambda (m_{uu} - km_\partial)] = \\ = 0,61 \cdot 350,5 [75,74 + 0,129 (75,74 - \\ - 0,63 \cdot 32,31)] = 17\,720 \text{ кг}.$$

### Характеристика грения

$$qV = \frac{17\,720 \cdot 80}{3,6 \cdot 20,6 \cdot 150} = 127,5 \text{ кгм/см}^2 \text{ сек.}$$

Центровая шейка ведущей оси (режим 1)

По уравнению (55)

$$R_{cp} = -0,53 (P_{cy} + X_{cy}),$$

где, по уравнению (56)

$$P_{cy} = -0,966 \frac{n-1}{n} (P_{nx} + X);$$

$$P_{nx} = 0,88 P_u = 0,88 \cdot 46\,456 = 40\,880 \text{ кг.}$$

По уравнению (58) величина

$$X = -\omega^2 r [0,259 m_w - (m_w - km_\phi) (0,866 \lambda + 0,966 \mu)] = -21,9 [0,259 \cdot 75,74 - (75,74 - 0,63 \cdot 32,31) (0,866 \cdot 0,129 + 0,966 \cdot 0,006)] = -287 \text{ } \kappa \text{ } \text{z}.$$

$$P_{cy} = -0,966 \frac{5-1}{5} (40\,880 - 287) = -31\,257 \text{ кг}.$$

По уравнению (57)

$$X_{cy} = -0,259 \frac{G_{cy}}{g} \omega^2 r =$$

$$= -0,259 \times 20,28 \cdot 21,9 = -117 \text{ кг.}$$

**Среднее давление**

$$R_{cp} = -0,53 (-31\,257 - 117) = 16\,627 \text{ кг.}$$

$$qV = \frac{16\,627 \cdot 20}{3,6 \cdot 14,4 \cdot 150} = 42,7 \text{ кгм/см}^2 \text{ сек.}$$

### Режим 2

По уравнению (59)

$$R_{cp} = \frac{G_{cy}}{g} \omega^2 r = 20,28 \cdot 350,5 = 7108 \text{ кг};$$

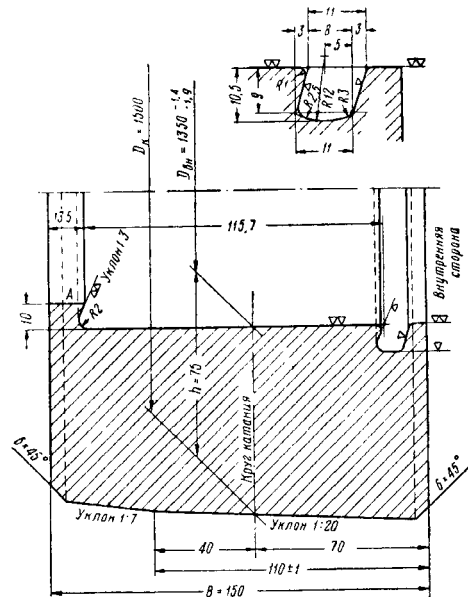
$$qV = \frac{7\,108 \cdot 80}{3,6 \cdot 14,4 \cdot 150} = 73,2 \text{ кгм/см}^2 \text{ сек.}$$

Следует отметить, что при расчёте осей и пальцев по методу ЦНИИ МПС для паровозов серий ЭМ и СУ прежних построек в некоторых расчётных сечениях при наибольшем износостатическом давлении оказались меньше единиц. Это означает, что при минимальных размерах сечений долговечность (наименьший срок службы) этих деталей является ограниченной.

## ПАРОВОЗНЫЕ БАНДАЖИ

Материал бандажей — высококачественная катаная углеродистая сталь марок I и IV (углерода  $0,5 \div 0,8\%$ ), твёрдость  $H_B = 250 \div 300$ , предел прочности  $\sigma_{нч} = 75 \div 90 \text{ кг/мм}^2$ , ГОСТ 398-41.

Бандаж надевается на колёсный центр с наружной стороны в горячем виде ( $200 \div 330^\circ \text{C}$ ) (фиг. 67) и после охлаждения



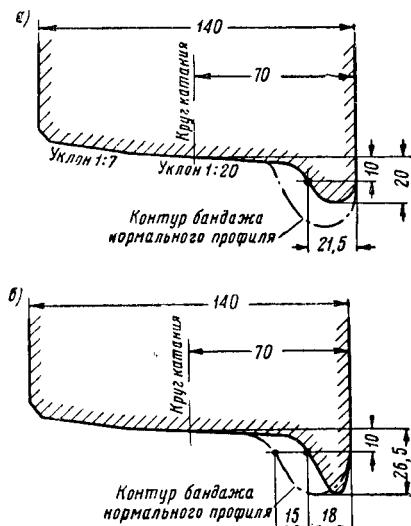
Фиг. 67. Сечение безгребневого бандажа паровоза серии Л

прочно обхватывает обод центра. Посадочный натяг принимают по инструкции ЦТ/1406  $1 \div 1,5$  мм на каждые 1 000 мм обода колёсного центра.

При посадке бандаж упирается заплечиком А в колёсный центр, для точной фиксации бандажа на колёсном центре применяется укрепляющее кольцо (фиг. 67), входящее в канавку бандажа и другим концом упирающееся в боковой торец колёсного центра. После постановки укрепляющего кольца не должно быть зазоров в стыке и по кругу с бандажом и колёсным центром. Затем ещё не остывший бандаж (с температурой не ниже 200° С) подвергается обжимке внутренней кромки на специальном станке или пневматическими молотками. После формирования колёсная пара обтачивается на колёсно-токарном станке по контуру. Профиль бандажей выбирается по ГОСТ 3225-46.

С целью улучшения условий вписывания паровоза в кривые бандажи ведущих колёс, а иногда и сцепных делают безгребневыми (фиг. 67). В некоторых паровозах, например в паровозе типа 1-4-2, переднее колесо задней тележки имеет бандаж с малым гребнем (фиг. 68, а). Ведущие колёса паровозов серий 52, 140 и 424 имеют профиль бандажа с гребнем, подрезанным на 15 мм (фиг. 68, б). В современных типах паровозов наиболее часто применяются (ГОСТ 3225-46) следующие наружные диаметры колёсных центров: для бегунков и поддерживающих колёс 630, 750, 800, 900 мм; для движущих колёс грузовых паровозов 1 070, 1 170, 1 350, 1 450 мм; для движущих колёс пассажирских паровозов 1 570, 1 700, 1 820 мм.

Толщина новых бандажей по кругу катания установлена двух размеров:  $h = 75$  мм для паровозов с нагрузкой на ось до 20 т и  $h = 90$  мм при большей нагрузке.



Фиг. 68. Профиль бандажей с малым и подрезанным гребнями

Минимальные размеры толщины бандажей по инструкции ЦТ/1406 при выпуске из последней обточки приняты:

- а) для паровозных движущих колёс с нагрузкой на ось 16 т и выше  $h_{\min} = 43$  мм;
- б) для паровозных движущих колёс с на-

грузкой на ось менее 16 т толщина  $h_{\min} = 40$  мм;

в) для бегунковых и поддерживающих колёс  $h_{\min} = 40$  мм;

г) для тендерных бандажей  $h_{\min} = 35$  мм.

Замер профиля бандажа производится по специальным шаблонам, при замере проверяются по инструкции ЦТ/1406 также толщина и высота гребней. Предельный прокат изношенных бандажей принимается 5 мм для пассажирских, 6 мм для грузовых и 7 мм для маневровых паровозов. Выбоина (скользун) на бандаже не должна превышать 1 мм.

Таким образом, минимальная толщина бандажа в эксплуатации с учётом наибольшего проката может достигать следующих размеров:

а) для движущих колёс грузового паровоза с нагрузкой на ось 16 т и выше  $h_{\min} = 43 - 6 = 37$  мм;

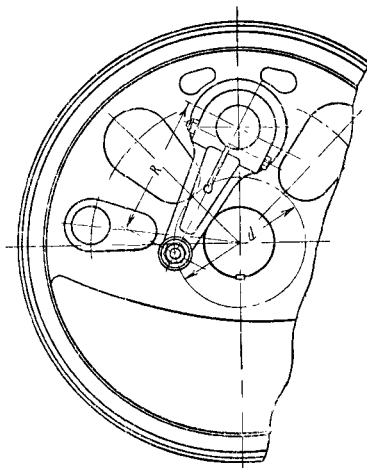
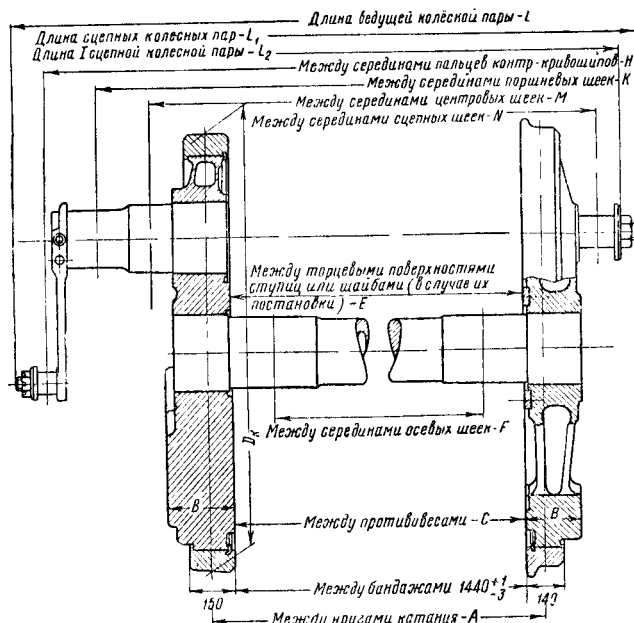
б) для движущих колёс пассажирского паровоза с нагрузкой на ось 16 т и выше  $h_{\min} = 43 - 5 = 38$  мм;

в) для паровозных движущих колёс с нагрузкой на ось менее 16 т минимальные размеры соответственно будут:  $h_{\min} = 40 - 6 = 34$  мм и  $h'_{\min} = 40 - 5 = 35$  мм.

Указанные толщины бандажей учитываются при вписывании паровоза в габарит по приближению сооружений пути.

В табл. 25 приведены размеры бандажей некоторых паровозов СССР.

В табл. 26 по обозначениям фиг. 69 приведены основные размеры паровозных колёсных пар.



Фиг. 69. Размеры колёсных пар некоторых паровозов СССР



Таблица 25

Бандажи некоторых серий паровозов СССР

Серия и тип паровоза	Наименование бандажа	Наружный диаметр по кругу катания в мм	Внутренний диаметр расточки бандажа в мм	Профиль бандажа	Ширина бандажа в мм	Вес бандажа в кг
ЭМ, 0-5-0	{ Ведущий . . . . . Сцепной . . . . .	1 320	1 170	Безребордный Ребордный	150	317,4
		1 320	1 170		140	348,1 I и V 331,7 II и IV
СО, 1-5-0	{ Ведущий . . . . . Сцепной . . . . . Бегунок . . . . .	1 320	1 170	Безребордный Ребордный »	150	352
		1 320	1 170		140	341
		900	750		140	229
СУ, 1-3-1	{ Ведущий . . . . . Сцепной . . . . . Бегунок . . . . . Поддерживающий . . .	1 850	1 700	Ребордный » » »	140	495
		1 850	1 700		140	495
		1 050	900		140	265
		1 320	1 170		140	317
Л, 1-5-0	{ Ведущий . . . . . Сцепной . . . . . Бегунок . . . . .	1 500	1 350	Безребордный Ребордный »	150	331,6
		1 500	1 350		140	400
		900	750		140	233
ФД, 1-5-1	{ Ведущий . . . . . Сцепной . . . . . Бегунок . . . . . Поддерживающий . . .	1 500	1 350	Безребордный Ребордный » »	150	388,3
		1 500	1 350		140	387,5
		900	750		140	229
		1 050	900		140	272
ЕА, 1-5-0	{ Ведущий . . . . . Сцепной . . . . . Бегунок . . . . .	1 320,8	1 170	Безребордный Ребордный	150	356
		1 320,8	1 170		140	346
		838	Цельнокованный заодно с бандажем и центром			

Примечание. Разность в диаметрах спаренных колёс одной пары допускается не более 0,5 мм, спаренных колёс между собой не более 1 мм.

Примечание. Разность в диаметрах спаренных колёс одной пары допускается не более 0,5 мм, спаренных колёс между собой не более 1 мм.

Таблица 26

Колёсные пары некоторых паровозов СССР (обозначения по фиг. 69)

Серия и тип паровоза	Наименование колёсной пары	Размеры в мм														Вес колёсной пары в кг	
		A	B	C	D <sub>K</sub>	E	F	d	R	H	K	M	N	L	L <sub>1</sub>		L <sub>2</sub>
ЭМ, 0-5-0	I сцепная . . . . .	1 580	175	1 420	1 320	1 430	1 160	—	—	—	—	—	1 908	—	—	2 050	2 417
	II » . . . . .	1 580	180	1 420	1 320	1 430	1 160	—	—	—	—	—	1 908	—	2 126	—	2 571
	III ведущая . . . . .	1 580	223	1 380	1 320	1 430	1 160	320	403	2 560	2 252	1 906	—	2 733	—	—	3 442
	IV сцепная . . . . .	1 580	180	1 420	1 320	1 430	1 160	—	—	—	—	—	1 908	—	2 126	—	2 571
	V » . . . . .	1 580	175	1 420	1 320	1 430	1 160	—	—	—	—	—	1 903	—	2 126	—	2 421
СО, 1-5-0	I сцепная . . . . .	1 580	175	1 420	1 320	1 430	1 160	—	—	—	—	—	1 908	—	—	2 050	2 242
	II » . . . . .	1 580	180	1 420	1 320	1 430	1 160	—	—	—	—	—	1 896	—	2 126	—	2 389
	III ведущая . . . . .	1 580	223	1 380	1 320	1 430	1 160	320	403	2 602	2 260	1 909,5	—	2 769	—	—	3 688
	IV сцепная . . . . .	1 580	180	1 420	1 320	1 430	1 160	—	—	—	—	—	1 896	—	2 126	—	2 389
	V » . . . . .	1 580	175	1 420	1 320	1 430	1 160	—	—	—	—	—	1 908	—	2 126	—	2 245
СУ, 1-3-1	I сцепная . . . . .	1 580	140	1 440	1 850	1 430	1 160	—	—	—	—	—	1 920	—	—	2 030	3 095
	II ведущая . . . . .	1 580	210	1 380	1 850	1 430	1 160	300	405,3	2 570	2 280	1 920	—	2 842	—	—	3 810
	III сцепная . . . . .	1 580	140	1 440	1 850	1 430	1 160	—	—	—	—	—	1 920	—	—	2 030	3 063
Л, 1-5-0	I сцепная . . . . .	1 580	195	1 440	1 500	1 440	1 140	—	—	—	—	—	1 927	—	—	2 075	2 509
	II » . . . . .	1 580	210	1 440	1 500	1 440	1 140	—	—	—	—	—	1 957	—	—	2 193	2 618
	III ведущая . . . . .	1 580	228	1 440	1 500	1 440	1 140	450	470,5	2 694	2 330	1 983	—	2 873	—	—	4 272
	IV сцепная . . . . .	1 580	210	1 440	1 500	1 440	1 140	—	—	—	—	—	1 957	—	—	2 193	2 618
	V » . . . . .	1 580	195	1 440	1 500	1 400	1 140	—	—	—	—	—	1 927	—	—	2 183	2 502
ФД, 1-5-1	I сцепная . . . . .	1 580	196	1 386	1 500	1 390	1 050	—	—	—	—	—	1 880	—	—	2 026	3 022
	II » . . . . .	1 580	212	1 371	1 500	1 390	1 050	—	—	—	—	—	1 900	—	—	2 150	2 660 3 182
	III ведущая . . . . .	1 580	292	1 262	1 500	1 390	1 050	450	456,4	2 755	2 330	1 940	—	2 950	—	—	2 786 5 709
	IV сцепная . . . . .	1 580	212	1 371	1 500	1 390	1 050	—	—	—	—	—	1 900	—	—	2 150	5 958 3 182
	V » . . . . .	1 580	196	1 386	1 500	1 390	1 050	—	—	—	—	—	1 880	—	—	2 130	2 787 3 025 2 665
ЕМ, 1-5-0	I сцепная . . . . .	1 580	146	1 460	1 320	1 403,3	1 086	—	—	—	—	—	1 841,5	—	—	—	—
	II » . . . . .	1 580	162	1 447	1 320	1 397	1 079	—	—	—	—	—	1 868	—	—	—	2 400
	III ведущая . . . . .	1 580	243	1 347	1 320	1 397	1 079	371,5	412,7	2 654	2 260,8	1 924	—	—	—	—	2 628
	IV сцепная . . . . .	1 580	162	1 447	1 320	1 397	1 079	—	—	—	—	—	1 868	—	—	—	4 817
	V » . . . . .	1 580	146	1 460	1 320	1 403,3	1 086	—	—	—	—	—	1 841,5	—	—	—	2 628 2 403

1 В знаменателе веса дисковых колёсных пар.

## ПАРОВОЗНЫЕ ТЕЛЕЖКИ

Паровозные тележки воспринимают часть веса наддрессорного строения. Они уменьшают воздействие паровоза на путь, снижая напряжения в рельсах в вертикальной плоскости под крайними сцепными осями и облегчая вписывание паровоза в кривые.

Тележки разделяют на передние (бегунки) и задние (поддерживающие). Обычно нагрузка бегунковой оси на рельс составляет  $50 \div 70\%$ , а поддерживающей —  $80 \div 100\%$  нагрузки сцепной оси на рельс.

Для грузовых паровозов применяют передние одноосные тележки, задние — одноосные или двухосные (типы паровозов 1-5-1 и 1-5-2), для пассажирских с умеренной скоростью движения — сочленённые тележки спереди и одноосные или двухосные сзади (типы паровозов 1-3-1 и 1-4-2), для пассажирских и курьерских паровозов с повышенной скоростью движения применяют двухосные тележки (типы паровозов 2-3-2 и 2-4-2), обладающие способностью самоустанавливаться относительно рельсов с меньшим перекосом, чем другие типы тележек.

В табл. 1 приведены веса тележек некоторых паровозов СССР.

### ОБЩИЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ ДАННЫЕ

#### Одноосные тележки

На фиг. 1 показана передняя тележка паровоза ФД; конструкция её одинакова с передними тележками паровозов СО, Л и 1-5-2 постройки Улан-Удэнского завода.

К раме тележки 1 (Ст. 25-4518) прикрепляется на болтах водило 2 (Ст. 3), которое задним концом входит в шкворень 3 (Ст. 5), укреплённый в междурамном креплении рамы паровоза. Продольный балансир 4 передаёт нагрузку от веса наддрессорного строения на подвеску поперечного балансира 5 и опорный болт 6 (Ст. 2 с цементацией), установленный в направляющем стакане 7 (Ст. 25-4518).

Направляющий стакан 7 опирается на люльку 8 (Ст. 25-4518), внизу которой установлен секторный возвращающий аппарат 9

(см. ниже). Далее вся нагрузка через аппарат 9 передаётся на раму 1 и спиральные пружины 10, рессорные подвески 11 и листовые рессоры 12 и на буксы и подшипники бегунковой оси. Для подъёмки паровоза вместе с передней тележкой имеется приспособление 13, при помощи которого стакан 7 закрепляют в буферном бруске.

При входе в кривую тележка отклоняется от своего среднего положения на величину  $a$ , вращаясь относительно шкворня 3. Для предупреждения выкатывания тележки из-под паровоза при сходах с рельсов применены предохранительные цепи 14. Наибольшее боковое отклонение тележки равно  $\pm 125$  мм.

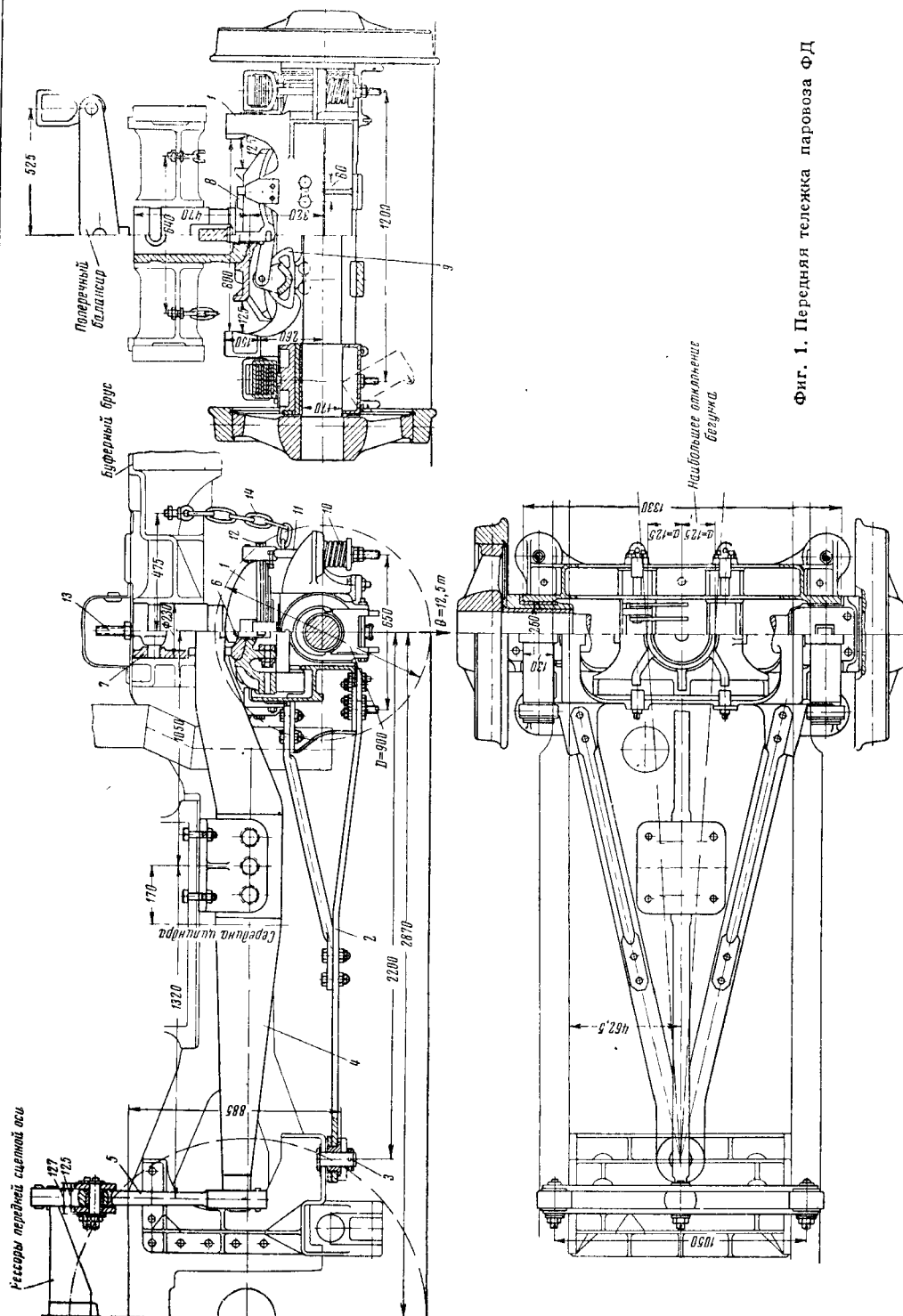
**Передняя тележка паровоза Е<sup>а</sup>.** Основные размеры тележки приведены на фиг. 2. Здесь направляющий стакан 1 упирается в стальную люльку 2, подвешенную при помощи четырёх люлечных подвесок 3 к раме 4 тележки. Далее нагрузка через раму 4 передаётся рессорным подвескам 5 на листовые рессоры 6, опирающиеся хомутами на буксы. Наибольшее отклонение тележки  $\pm 127$  мм. Возвращающее усилие создаётся за счёт люлечных подвесок (см. ниже).

**Задняя тележка паровоза ФД.** Для более удобного размещения хвостовика рамы и зольника, облегчения эксплуатации и ремонта задняя тележка паровоза ФД сделана с наружными буксами (фиг. 3). На раму 1 (Ст. 25-4518) передаётся нагрузка в трёх точках, которыми являются шаровой пятник 2 (сквозь него пропущен шкворень 3, вокруг которого происходит поворот всей тележки при проходе по кривым) и два сектора 4, расположенные на подсекторных плитах 5. Секторы нагружаются сверху через два консольных кронштейна 6, закреплённых на хвостовиках рамы, вблизи стяжного ящика рамы. Шаровой пятник смазывают через трубку 7 винтовым ручным прессом.

Наибольшее отклонение тележки  $\pm 25$  мм; для ограничения отклонения служат два выступа 8 на раме тележки, упирающиеся в специальные приливы на нижней поверхности стяжного ящика. Принцип создания

Таблица 1  
Веса тележек и их деталей для некоторых паровозов СССР в кг

Серия и тип паровоза	Передняя тележка										Задняя тележка									
	рама	пята	люлька	возвращающий механизм	шкворень	плита шкворня	горизонтальный балансир	водило	буксовые направляющие и буксовые связи	вес тележки без колёсных пар	рама	пята	возвращающий механизм	шкворень	плита шкворня	прочие части	вес тележки без колёсных пар	общий вес всех тележек без колёсных пар		
СО 1-5-0 . . . . .	390	93	120	93	5	—	—	128	19	852	—	—	—	—	—	—	—	852		
Л 1-5-0 . . . . .	390	93	120	93	5	—	—	123	41	874	—	—	—	—	—	—	—	874		
Еа 1-5-0 . . . . .	295	78	118	67	4	—	—	133	234	931	—	—	—	—	—	—	—	931		
ФД 1-5-1 . . . . .	390	87	120	93	5	—	—	138	41	880	1 580	23	618	17	—	167	2 405	3 285		
СУ 1-3-1 . . . . .	450	—	—	237	23,5	139	170	—	176	1 195	523	—	45	16	18	100	707	1 902		
ИС 1-4-2 . . . . .	732	82	165	448	29	—	—	—	44	1 500	2 880	50	793	30	—	423	4 250	5 750		
2-3-2 Коломенского завода . . . . .	1 606	162	193	340	—	—	—	—	651	2 952	2 288	50	457	13	39	320	3 167	6 119		
2-4-2 Коломенского завода . . . . .	1 415	194	—	359	—	—	—	—	247	2 727	1 875	—	173	33	—	—	2 891	5 618		

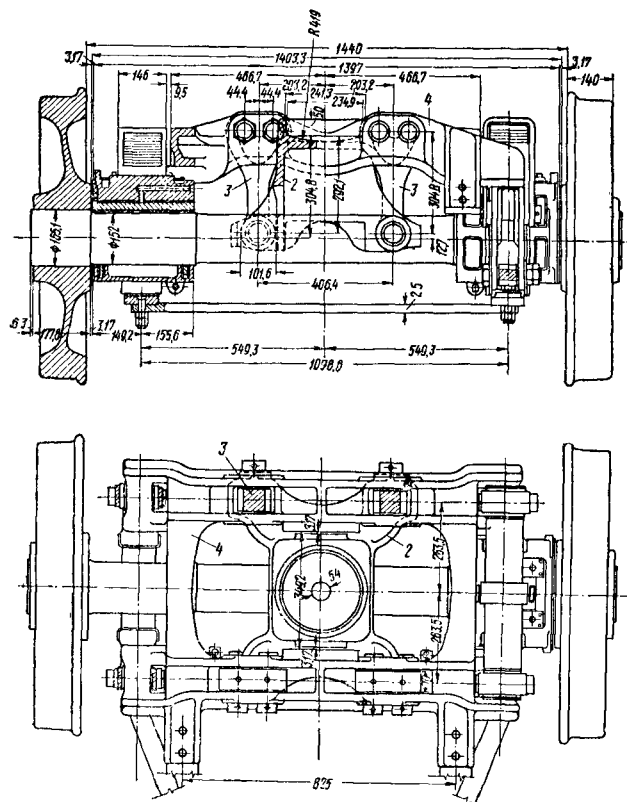


возвращающего усилия секторами тот же, что и на передней тележке. Листовые рессоры тележки 9 соединены через подвески 10 с косыми балансирами 11 и через подвески 12 и поперечную балку 13 — с рессорами задней сбалансированной группы.

**Задняя тележка паровоза СУ** (фиг. 4). Нагрузка от подрессоренного веса главного строения передаётся кронштейнам 1, спиральным (прямоугольного сечения) пружинам 2, рессорным подвескам 3 и связанным с ними листовым рессорам 4. Хомуты листовых рес-

### Сочленённые тележки

**Передняя тележка паровоза СУ** (фиг. 5). Нагрузка от веса подрессоренной части паровоза передаётся на переднюю тележку через главную раму паровоза и прикреплённые к ней кронштейны 1, спиральные пружины 2 (прямоугольного сечения), рессорные подвески 3 и листовые рессоры 4, опирающиеся на секторы 5 (Ст. 25-4522). Чтобы не было перекаса рессор, хомуты помещают в направляющие бронзовые налич-

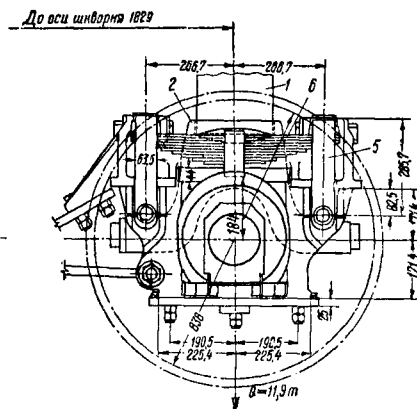


Фиг. 2. Передняя тележка паровоза БА

сор помещены между чугунными направляющими наличниками 5 и имеют прямоугольные хвостовики, сидящие в верхних клиньях 6 (Ст. 2 с цементацией).

Снизу пригнаны клинья 7, опирающиеся на буксы тележки 8. Оба клина представляют собой две призмы с уклоном 1:9 в разные стороны, что создаёт возвращающую силу при отклонении тележки в ту или другую сторону от своего среднего положения.

Обе буксы 8 присоединяются болтами 9 к водилу 10 (Ст. 25-4518), поворачивающемуся вокруг шкворня 11, сидящего конусной частью в плите 12, укрепленной в междурамном креплении 13. При вписывании в кривую наибольшая величина отклонения поддерживающей колёсной пары составляет  $\pm 65$  мм. Для ограничения бокового перемещения служат упоры 14, к которым привёртывается предохранительная скоба 15.



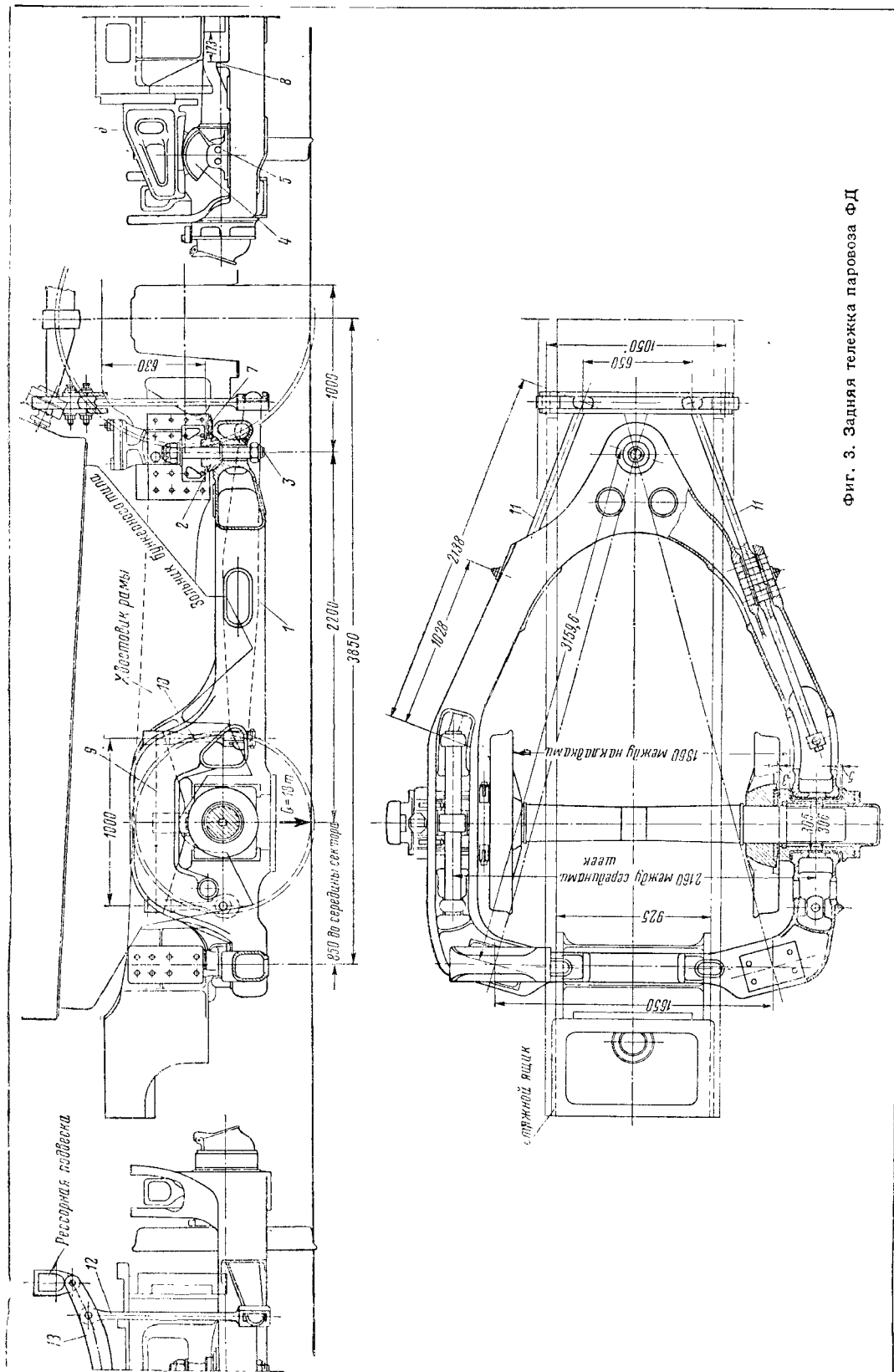
ники 6, прикреплённые к подкладке 7 и междурамному креплению 8 над передней тележкой.

Секторы 5 перекатываются по зубчатым подушкам секторов 9 (Ст. 6), прикреплённых к букс-водилу 10 (Ст. 25-4518). К междоцилиндровому креплению на болтах ставится плита 11 (Ст. 25-4518), в которую установлен конусный хвостовик шкворня 12. На цилиндрическую часть шкворня 12 надевается шаровая цапфа 13 (Ст. 5), укрепленная фланцем 14 и гайкой 15 со шплинтом. В плиту 11 запрессован главный шкворень 16 (Ст. 5), на верхний хвостовик которого посажен камень 17 (Ст. 5), имеющий относи-

тельное поперечное перемещение  $\pm 20$  мм в вырезе балансира 18 (Ст. 25-4518). Передний и задний концы балансира 18 входят в прорезь поползушек 19, расточенных снаружи по цилиндру диаметром 145 мм, и соединяются валиком 20. Поползушки 19 входят в стаканы 21, к которым прикреплены бронзовые наличники 22, работающие в вырезах корпуса буксы-водила 10 и корпуса буксы 23 (Ст. 25-4518) передней сцепной оси.

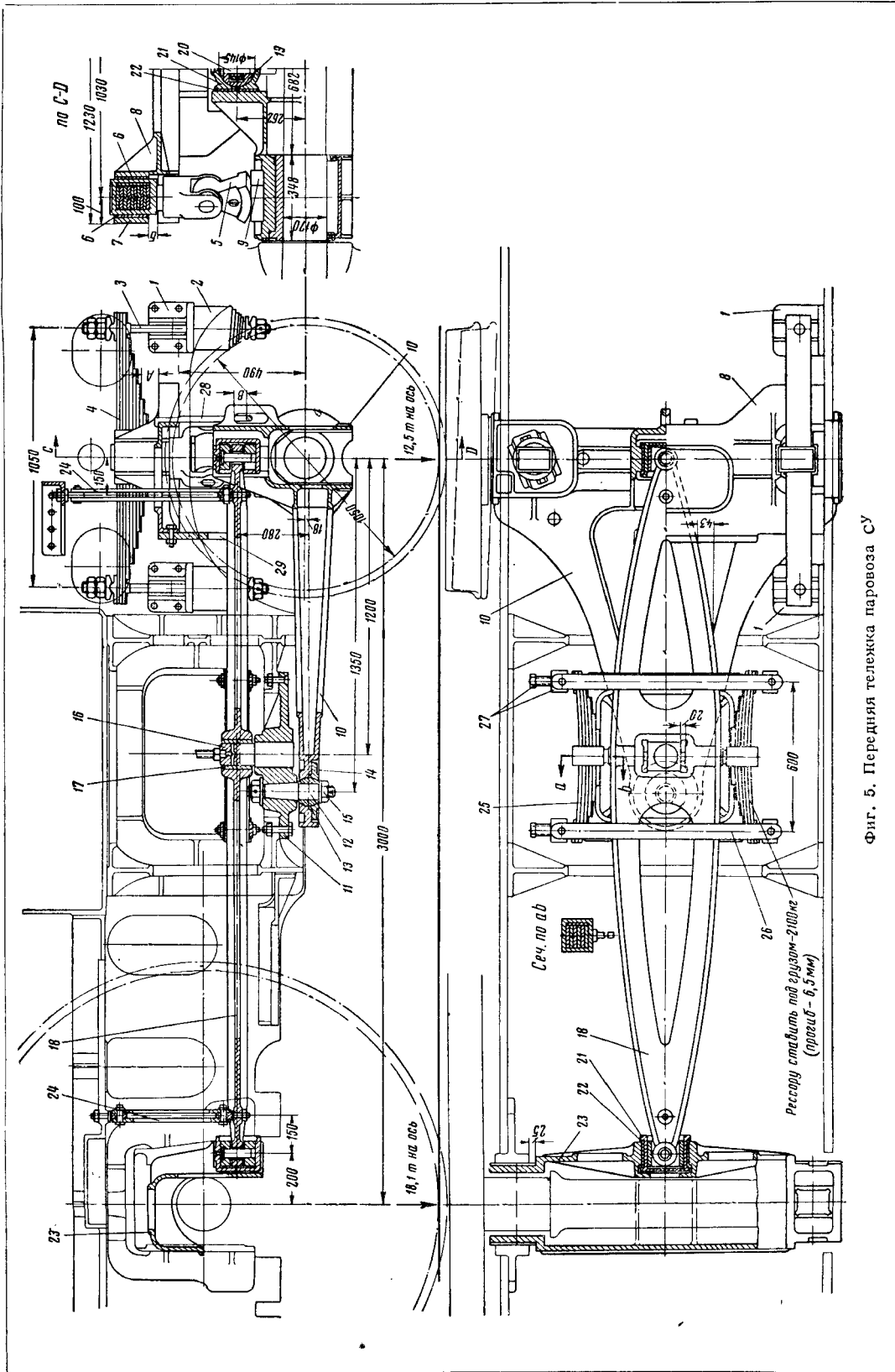
Балансир 18 для предупреждения перекашивания подвешен на подвесках 24, прикреплённых к верхним междурамным креплениям. Кроме секторов 5, на тележке установлен второй возвращающий аппарат, состоящий из двух рессор 25, соединённых между собой стяжками 26, имеющими натяжные винты 27.

Хвостовики рессорных хомутов входят в отверстия в балансирах и упираются в



Фиг. 3. Задняя тележка паровоза ФД





Фиг. 5. Передняя тележка паровоза СУ

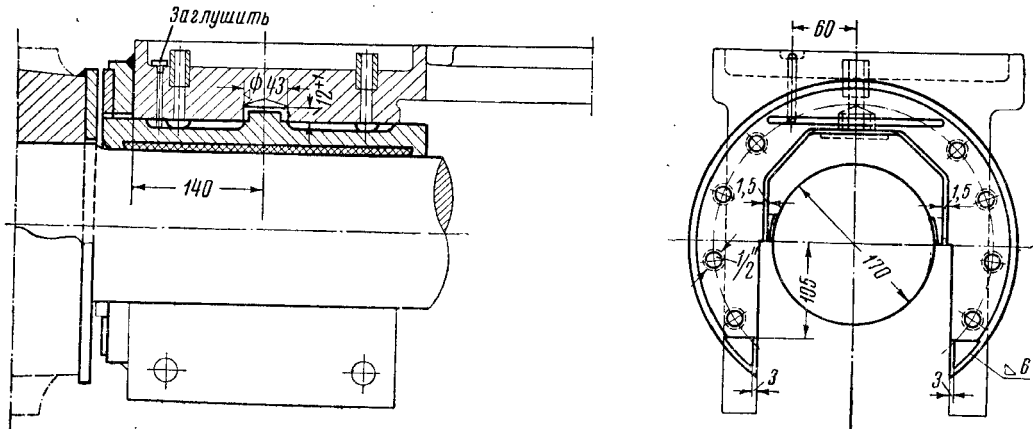




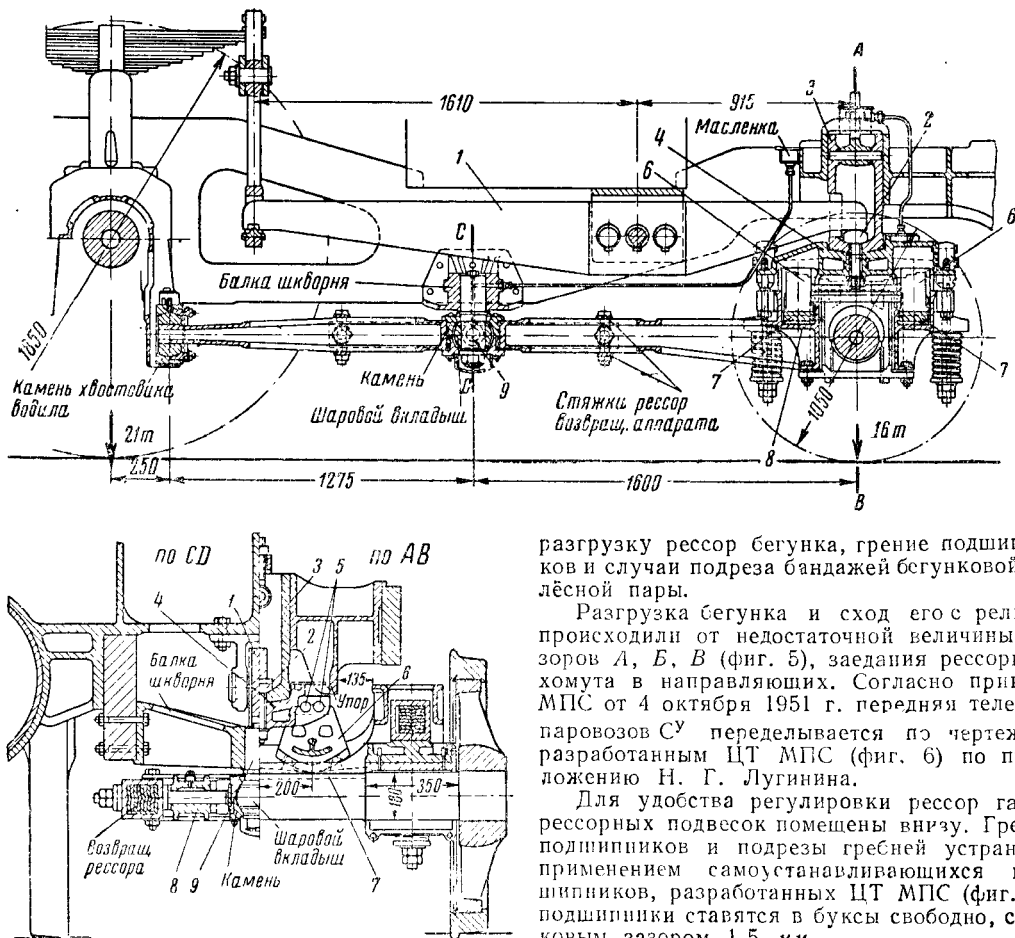
Рассмотренная конструкция тележки с добавочным водилом 10 позволяет осуществлять радиальную установку бегунковой оси в кривой, что снижает направляющие усилия, боковые давления и углы набегания бегунковой колёсной пары, а также умень-

шает удары первой сцепной оси при входе в кривую.

Наибольшее отклонение переднего бегунка при вписывании в кривую составляет  $\pm 54$  мм. Тележка паровоза СУ имела ряд конструктивных недостатков, вызывавших



Фиг. 7. Подшипник бегунковой оси паровоза СУ (по чертежам ЦТ МПС)



Фиг. 8. Передняя тележка паровоза ИС (продольный и поперечный разрезы)

разгрузку рессор бегунка, гребне подшипников и случаи подреза бандажей бегунковой колёсной пары.

Разгрузка бегунка и сход его с рельсов происходили от недостаточной величины зазоров А, Б, В (фиг. 5), заедания рессорного хомута в направляющих. Согласно приказу МПС от 4 октября 1951 г. передняя тележка паровозов СУ переделывается по чертежам, разработанным ЦТ МПС (фиг. 6) по предложению Н. Г. Лугинина.

Для удобства регулировки рессор гайки рессорных подвесок помещены внизу. Гребне подшипников и подрезы гребней устранены применением самоустанавливающихся подшипников, разработанных ЦТ МПС (фиг. 7); подшипники ставятся в буксы свободно, с боковым зазором 1,5 мм.

Передняя тележка паровоза ИС. При подвешивании паровоза ИС в трёх точках и



большим отклонении тележки применение последней с отдельным нижним водилом (как в паровозе СУ) оказалось затруднительным. Конструкция передней тележки паровоза ИС приведена на фиг. 8.

Нагрузка от подрессоренного веса передается на продольный балансир 1, головку соединительного болта 2, шкворневый стакан 3 и люльку 4. Люлька опирается на опорные валики 5, составляющие одно целое с секторами 6, перекачивающимися по подсекторным планкам 7. Подсекторные планки прикрепляют к раме тележки 8, отлитой (Ст. 25-4518) заодно с водилом, могущим поворачиваться вокруг шкворня 9. Наибольшее отклонение бегунковой оси составляет  $\pm 135$  мм. При отклонениях тележки наибольшее смещение рессорного возвращающего устройства  $\pm 70$  мм.

### Двухосные тележки

**Передняя тележка паровоза 2-4-2.** На фиг. 9 показана передняя тележка пассажирского паровоза 2-4-2 постройки 1949 г. Ее конструкция сходна с конструкцией передних тележек опытных паровозов 2-3-2 Коломенского завода.

Нагрузка через шкворень 1 (Ст. 45-5512), укрепленный в главной раме паровоза, передается на два регулировочных стальных кольца 2 (Ст. 5) и среднее промежуточное кольцо 3 (Бр. ОЦС 5-5-5) на люльку 4 (Ст. 45-5512) и секторы 5.

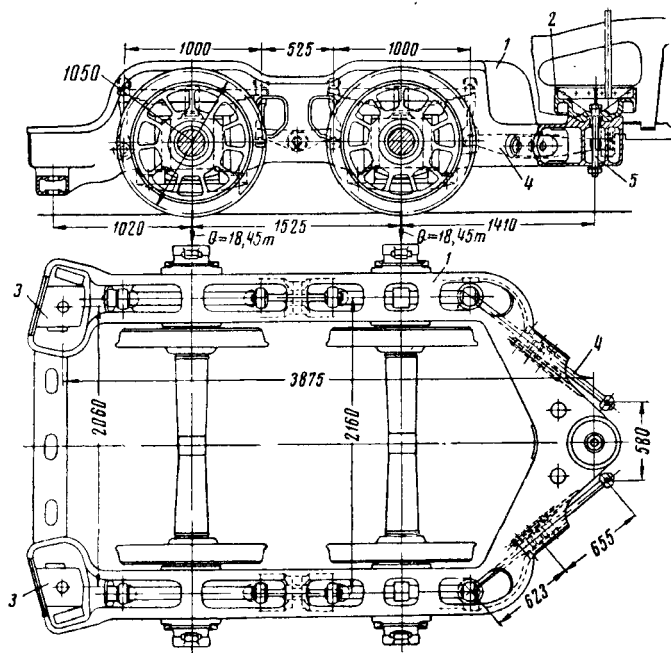
Секторы опираются на подсекторные плиты 6 (Ст. 40), которые прикреплены к раме тележки 7 (Ст. 25-4522). Опорными выступами рама тележки опирается на хомуты листовых рессор 8, концы которых лежат на упорках 9 и подушках 10. Далее нагрузка воспринимается подвеской-болтом 11 (Ст. 5) и через верхние тарелки 12 передается спиральным пружинам 13 (Ст. 55С2), опирающимся на плиты 14 (Ст. 5), установленные в вырезах балансиров 15. Балансиры связаны между собой подкладками 16, через которые передается нагрузка на буксы роликоподшипников 17.

Внутри шкворня через вырезы заливают масло, а сами вырезы заделывают заглушками 18; защитой масла от пыли служит войлок с сеткой 19.

**Задняя тележка паровоза ИС.** На фиг. 10 показана задняя двухосная тележка паровоза 1-4-2 ИС со шкворнем впереди тележки, работающая по тому же принципу, что и задняя тележка паровоза ФД. Литая стальная рама 1 воспринимает вес наддресорного строения через междурамное крепление 2 с шаровой поверхностью и два задних сектора, размещенных в колодцах 3.

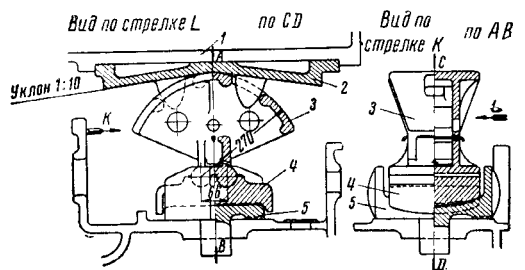
Балансиры 4 связывают рессоры тележки с продольными балансирами сцепных осей. Для предупреждения самопроизвольной вы-

катки тележки из соединения с шаровой опорой последнюю предохранительным болтом 5 связывают с рамой тележки. Секторы показаны отдельно на фиг. 11. Нагрузка через кронштейн 1 передается надсекторной плите 2 и сектору 3, опирающемуся на верхнюю подсекторную подушку 4, обработанную по ци-



Фиг. 10. Задняя тележка пассажирского паровоза ИС

линдрической поверхности. Внизу помещается нижняя подсекторная плита 5, могущая поворачиваться вместе с сектором вокруг вертикальной оси АВ. Такое устройство должно облегчать радиальную установку секторов



Фиг. 11. Сектор и надсекторная плита паровоза ИС

и способствовать уменьшению их проскальзывания по поверхности надсекторной плиты 2.

Наибольшее отклонение задней поддерживающей колёсной пары тележки при вписывании составляет  $\pm 170$  мм. Для улучшения условий вписывания паровозов в кривые бандажи передней колёсной пары тележки имеют подрезанный гребень.



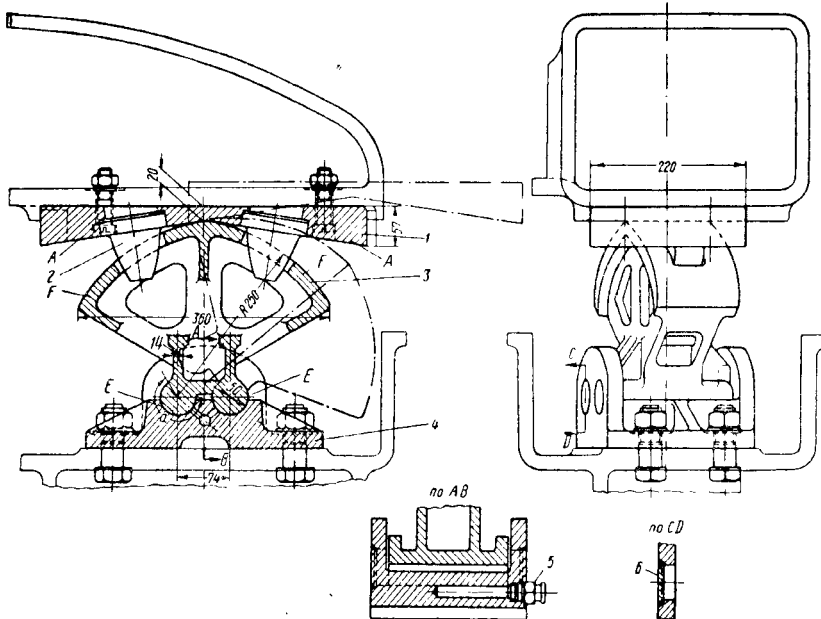
ния с тележкой, тогда нагрузка действует по нормали к наклонной плоскости, проходящей через точку вращения сектора. Постоянная возвращающая сила наклонной плоскости  $B = Pt \operatorname{tg} \alpha$  поворачивает главную раму паровоза в кривой. Такая же по величине, но противоположно направленная сила  $B$  действует на раму тележки и стремится вернуть

Зная значения  $r$  и расстояния между осью симметрии  $AB$  и центром опоры сектора  $k$ , можно получить координаты точек  $O$ :

откуда

$$m = r \sin \gamma,$$

$$\sin \gamma = \frac{m}{R}.$$



Фиг. 15. Секторное возвращающее устройство задней тележки пассажирского паровоза 2-4-2

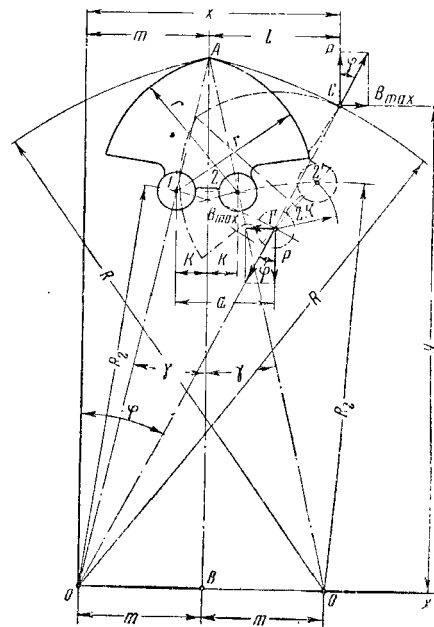
тележку в среднее положение. Подобное устройство применено на задних тележках паровозов ФД, ИС, 2-3-2 и 2-4-2.

На фиг. 15 показана конструкция секторного возвращающего устройства задней тележки паровоза 2-4-2. Опорная плита 1 (Ст. 45) имеет приваренные зубья 2. Поверхность плиты 1 на длине  $A$  закаливается до твердости  $H_{RC} = 40-50$  единиц. Сектор 3 (Ст. 45-5512) закаливается на длине дуги  $a$  по поверхностям  $E$  и  $F$  до твердости  $H_{RC} = 40-50$  единиц на глубину 2-3 мм и опирается на опорную чашку 4 (Ст. 45-5512). Опоры сектора смазывают полужидкой смазкой через клапан 5; отверстия в опорной чашке 4 заделывают заглушками 6.

Двухопорные секторы с переменной возвращающей силой. Эти секторы (фиг. 16), дающие увеличение возвращающей силы  $B$  при увеличении бокового отклонения тележки в кривой, установлены на передних тележках паровозов ФД, Л и СО.

Опорная поверхность люльки образуется радиусами  $R$  из точек  $O$ . Секторы описываются радиусами  $r$  из точек 1 и 2. При вписывании тележки в кривую сектор будет перекашиваться по опорной плите, при этом точки опор сектора 1 и 2 начнут перемещаться по дугам  $11'$  и  $22'$ , описанным радиусом

$$R_2 = R - r.$$



Фиг. 16. Схема двухопорного сектора с переменной возвращающей силой

Принимая точку  $O$  за начало координат, можно найти выражения для определения координат точки соприкосновения сектора с плитой  $C$ :

$$R^2 = x^2 + y^2,$$

откуда

$$y = \sqrt{R^2 - x^2},$$

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{x}{y} = \frac{x}{\sqrt{R^2 - x^2}}.$$

При отклонении тележки на величину  $a$  координата точки  $C$

$$x = k \frac{R}{r} + a \frac{R}{R_2}$$

и

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{k \frac{R}{r} + a \frac{R}{R_2}}{\sqrt{R^2 - \left(k \frac{R}{r} + a \frac{R}{R_2}\right)^2}}.$$

Начальная возвращающая сила  $B_{нач}$  при малейшем начальном отклонении тележки от среднего положения

$$B_{нач} = \frac{Pk}{\sqrt{r^2 - k^2}} = P \operatorname{tg} \gamma,$$

где  $P$  — расчётная нагрузка на сектор.

Максимальное значение возвращающей силы  $B_{max}$  при отклонении тележки

$$B_{max} = P \operatorname{tg} \varphi_{max} =$$

$$= \frac{P \left( k \frac{R}{r} + a_{max} \frac{R}{R_2} \right)}{\sqrt{R^2 - \left( k \frac{R}{r} + a_{max} \frac{R}{R_2} \right)^2}}.$$

При значительных боковых отклонениях тележек, оборудованных секторным возвращающим устройством (фиг. 16), имеет место соотношение

$$\operatorname{tg} \varphi > \operatorname{tg} \rho,$$

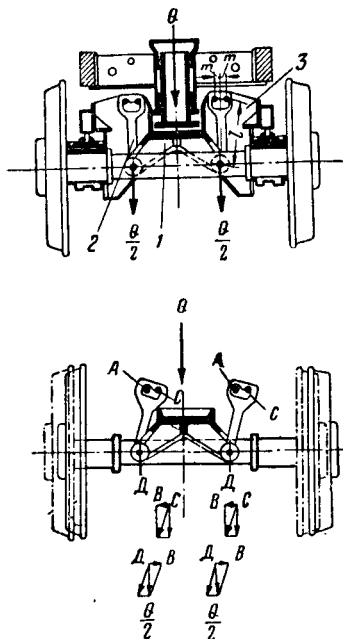
где  $\rho$  — угол трения, возникающего между сектором и опорной плитой.

Вследствие этого сектор, не удерживаемый силой трения, мог бы самопроизвольно пере-

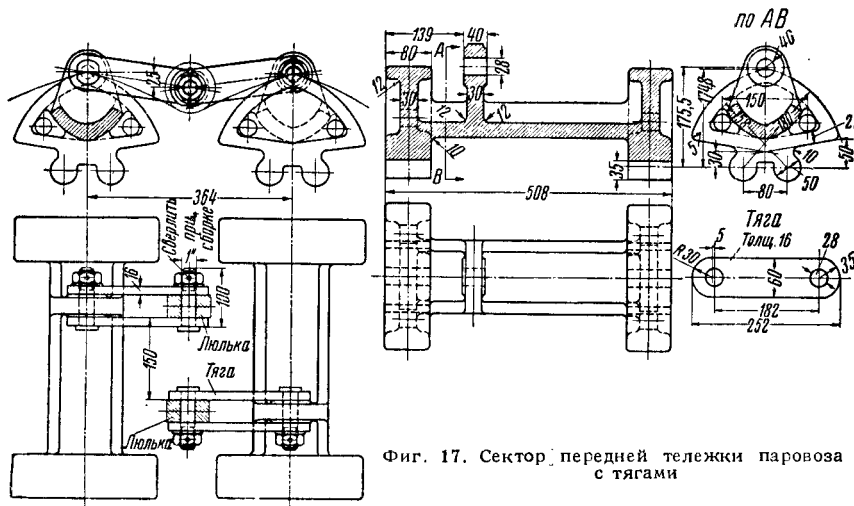
мещаться по опорной плите. Для удержания секторов при их наибольшем отклонении от подобного перемещения на передних тележках паровозов ФД, Л и СО (фиг. 17) применяют тяги, укрепленные шарнирно с люлькой и секторами. Для этой же цели служат удерживающие зубья в опорных плитах (фиг. 15).

#### Возвращающее устройство на подвесках

На фиг. 18 показано возвращающее устройство на подвесках паровоза Е<sup>а</sup>. Нагрузка на тележку  $Q$  через люльку 1 передается подвескам 2, подвешенным к раме тележки 3.



Фиг. 18. Возвращающее устройство с люлькой на подвесках



Фиг. 17. Сектор передней тележки паровоза ФД с тягами

Верхняя головка подвесок опирается на две опоры  $A$  и  $C$ ; при малейшем отклонении тележки от среднего положения одна из верхних опор  $A$  или  $C$  выходит из соприкосновения с подвеской, в связи с этим нагрузка передаётся по уже отклонённой на величину  $t$  линии  $AD$  или  $CD$ . Начальная возвращающая сила

$$B_{нач} = \frac{Qm}{\sqrt{l^2 - m^2}}.$$

При наибольшем отклонении тележки на величину  $a$  максимальная возвращающая сила

$$B_{\max} = \frac{Q(m+a)}{\sqrt{l^2 - (m+a)^2}}.$$

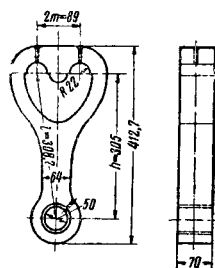
На фиг. 19 приведён чертёж подвески передней тележки паровоза Еа.

где  $P$  — нагрузка на рессоры в кг;  
 $f$  — прогиб каждой рессоры в мм;  
 $E$  — модуль упругости, равный  $2,2 \cdot 10^6$  кг/см<sup>2</sup>;  
 $b$  — ширина листов в см;  
 $h$  — толщина листов в см;  
 $n$  — число листов рессоры;  
 $l$  — половина длины рессоры.

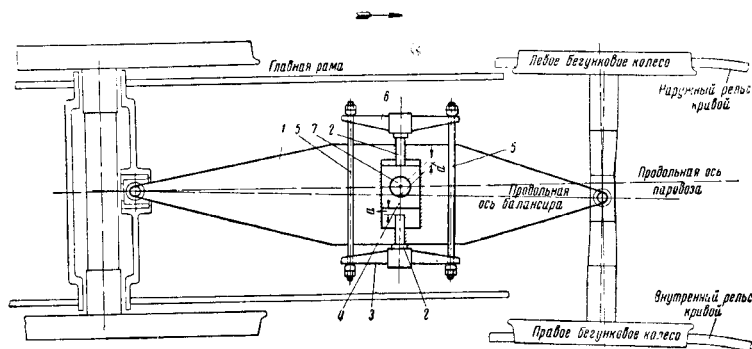
### Возвращающие устройства с наклонными плоскостями (фиг. 21)

Нагрузка от главного строения  $P$  передаётся через верхний клин  $1$  на нижний  $2$ , связанный с буксой  $3$ .

При отклонении тележки из среднего положения на величину  $A$  одна из опорных плоскостей клина  $1$  перестаёт соприкасаться



Фиг. 19. Подвеска передней тележки паровоза Е<sup>а</sup>



Фиг. 20. Схема работы рессорного возвращающего устройства паровозов  
СУ и ИС

### Пружинные (рессорные) возвращающие устройства

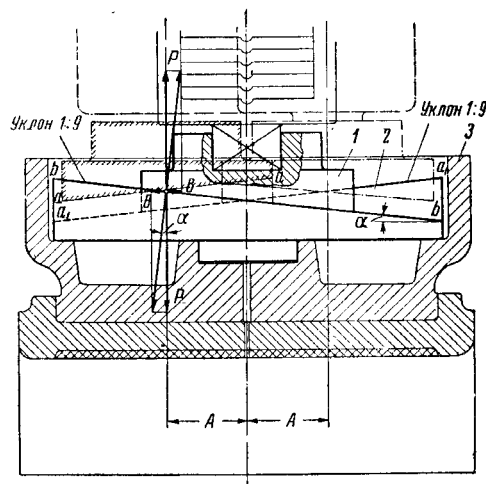
На фиг. 20 приведено схематически рессорное возвращающее устройство, применённое в передних тележках паровозов СУ и ИС. При вписывании в кривую балансир тележки 1 смещается относительно продольной оси паровоза на величину  $a$  (в нашем случае вправо) и упирается в утолщение хвостовика 2 правой (по ходу) рессоры 3; между хвостовиком правой рессоры и камнем 4 образуется зазор  $a$ .

Усилие со стороны балансира тележки 1 выгибает правую рессору 3, концы которой через тяги 5 заставляют выгибаться левую рессору 6 и упираться хвостовиком 2 в камень 4, охватывающий шкворень 7, сидящий неподвижно в главной раме паровоза. При увеличении бокового перемещения тележки увеличивается прогиб рессор и растёт возвращающая сила. Чтобы получить необходимые условия вписывания в кривые и предупредить влияние тележки при движении по прямым участкам пути, рессоры ставят с предварительной затяжкой.

Жёсткость рессорного возвращающего устройства — усилие, необходимое для отклонения шкворня на 1 мм (без учёта влияния хомута и коренных листов):

$$\mathcal{K} = \frac{P}{2f} = \frac{1}{2} \cdot \frac{Ebh^3n}{3I^2},$$

с чаклонной плоскостью клина 2 (плоскость  $a - a$  с плоскостью  $a_1 - a_1$ , фиг. 21) и на-



Фиг. 21. Схема возвращающего устройства с наклонными плоскостями

грузка от веса главного строения  $P$  передаётся через плоскости клиньев  $b - b$ .

В начале отклонения тележки от среднего положения усилие, необходимое для переме-

нения тележки в сторону с учётом силы трения

$$B_{откл} = P \operatorname{tg}(\alpha + \rho) = P \frac{\operatorname{tg} \alpha + f}{1 - f \operatorname{tg} \alpha}.$$

При возвращении тележки в среднее положение усилие

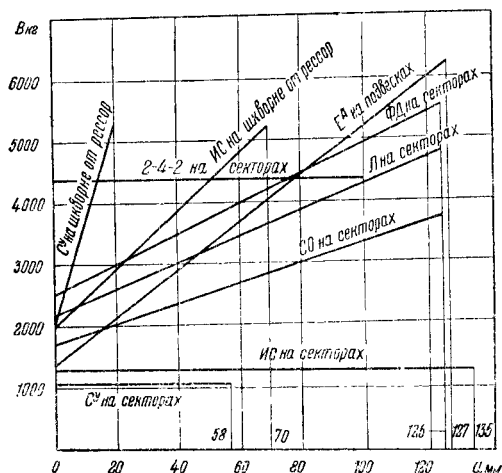
$$B_{возвр} = P \operatorname{tg}(\alpha - \rho) = P \frac{\operatorname{tg} \alpha - f}{1 + f \operatorname{tg} \alpha},$$

где  $P$  — вес наддрессорного строения, приходящийся на наклонную плоскость;  
 $\alpha$  — угол наклона плоскости к горизонту;  
 $\rho$  — угол трения;  
 $f$  — коэффициент трения.

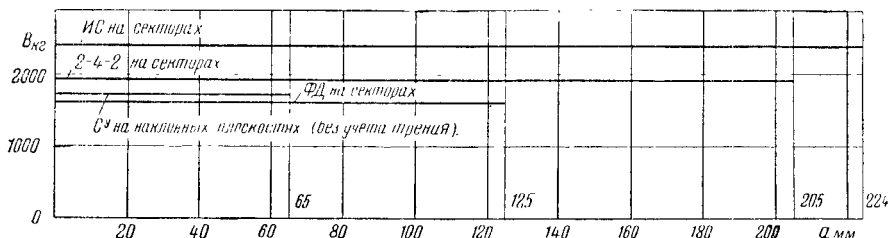
Положительными качествами возвращающего устройства с наклонными плоскостями являются меньшая склонность паровоза к виливанию по сравнению с другими типами устройств и поглощение колебаний паровоза в горизонтальной плоскости работой сил трения.

Недостатком рассмотренного устройства следует считать значительное влияние силы трения на величину отклоняющей силы  $B_{откл}$  и возвращающей  $B_{возвр}$ . Так, при неблагоприятных условиях работы, при коэффициенте трения  $f = 0,15$ , сила  $B_{откл}$  в 2,5 раза больше  $B_{возвр}$ .

На фиг. 22 даны значения возвращающих сил  $B$  в функции отклонения тележки  $a$  для передних тележек паровозов СССР, а на фиг. 23 — для задних тележек.



Фиг. 22. Значения возвращающих сил  $B$  для передних тележек паровозов СССР



Фиг. 23. Значения возвращающих сил  $B$  для задних тележек паровозов СССР

## ДЕТАЛИ ТЕЛЕЖЕК

**Люлька.** На фиг. 24 показана люлька (Ст. 45-5512) передней тележки паровозов ФД, СО, Л с шаровой поверхностью для установки шкворневого пятника. При шаровом пятнике рама тележки служит как бы продольным балансиrom, и этим обеспечивается равномерность нагрузки между осями тележки в продольном направлении при проходе неровностей рельсового пути. Шаровой пятник обеспечивает также поперечную балансировку тележки.

Поворот люльки в горизонтальной плоскости уменьшает скольжение секторов относительно опорных плоскостей и уменьшает их износ.

На фиг. 25 приведено возвращающее устройство передней тележки паровоза 2-4-2 (постройки Коломенского завода) с плоским пятником 1, опирающимся на кольца 2 (Ст. 5), кольцо 3 (Бр. ОЦС 5-5-5) и люльку 4; при плоском пятнике главное строение паровоза более устойчиво в поперечном направлении, что уменьшает перекося паровоза при проходе кривых с большой скоростью.

Размеры опорных поверхностей пятников находят из допускаемых удельных давлений, которые принимают в пределах 15—20 кг/см².

**Ра́мы.** Ра́мы тележек в современных паровозах изготовляют литыми (Ст. 25-4522). На фиг. 26 представлена рама передней тележки паровоза 2-4-2, а на фиг. 27 — рама задней тележки того же паровоза.

Иногда применяют комбинированные конструкции; так, например, рама передней тележки паровозов ФД, Л, СО (фиг. 1) литая, а отъёмное водило сделано из листового материала.

Рама подвергается действию вертикальных нагрузок от усилий, приходящихся на люльку, горизонтальных нагрузок, возникающих при прохождении паровозом кривых, а также сил, возникающих при торможении.

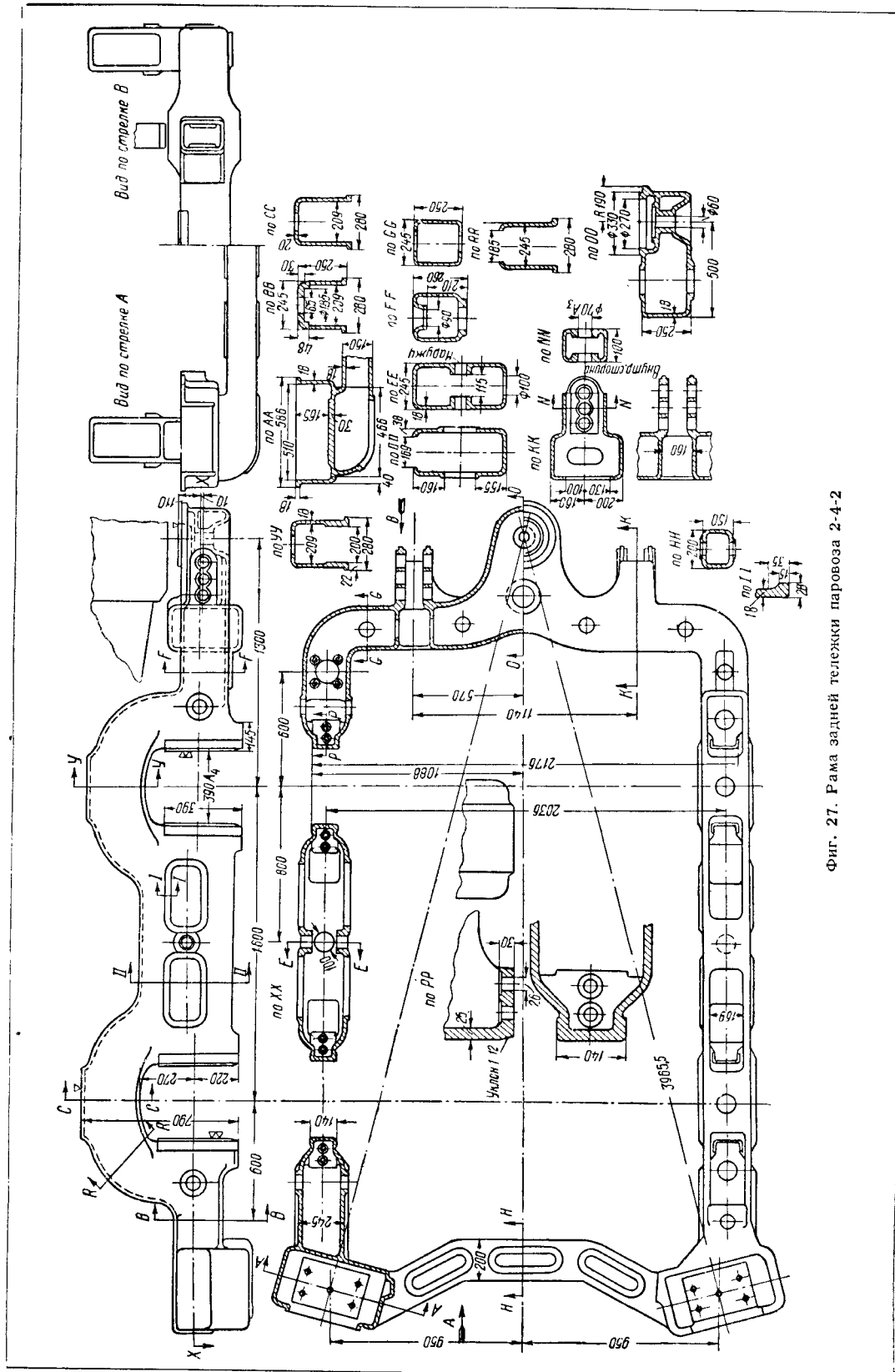
Рама представляет собой статически неопределимую систему; изгибающие моменты, действующие в горизонтальной плоскости, определяются расчётом по методу сил. Для упрощения расчётов элементов рамы изгибающие моменты, действующие в вертикальной плоскости, определяют как для статически определимых балок.

Выбирают наиболее опасные сечения рамы и определяют их моменты инерции и моменты сопротивления (фиг. 28). Значения горизонтальных сил  $P_1$  и  $P_2$ , действующих на раму в горизонтальной плоскости (фиг. 29), определяют при геометрическом вписывании;







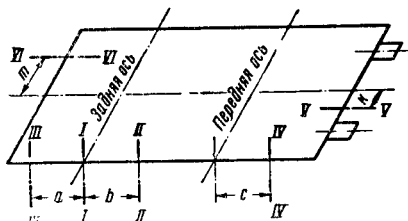


Фиг. 27. Рама задней тележки паровоза 2-4-2

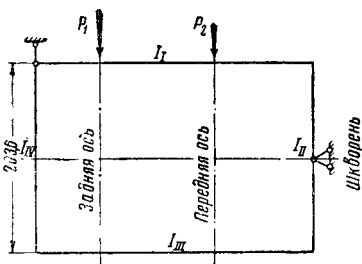
Перемещения  $\delta$  находят по выражению

$$\delta = \sum \frac{1}{EI} \int M_0 M_i dx,$$

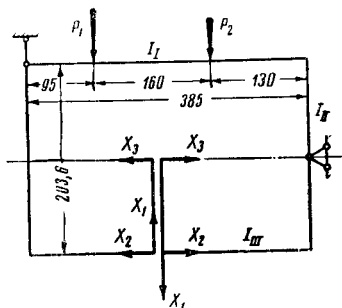
где  $M_0$  — момент от заданной нагрузки;  
 $M_i$  — момент от единичной силы, приложенной по направлению искомого перемещения;  
 $EI$  — жёсткость сечения.



Фиг. 28. Выбор расчётных сечений рамы тележки и их координаты



Фиг. 29. Схема сил, действующих на раму тележки в горизонтальной плоскости



Фиг. 30. Основная расчётная схема рамы под действием сил в горизонтальной плоскости

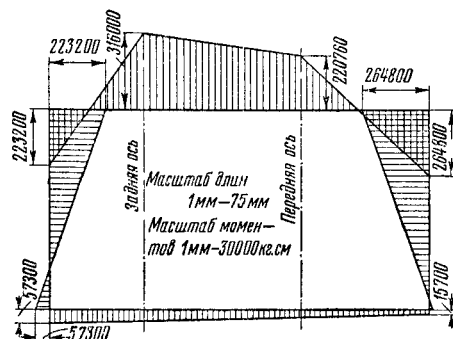
Первый индекс при перемещении  $\delta$  указывает место возникновения перемещения, второй — причину его возникновения (место действия силы).

Интеграл  $\int_0 M_0 M_i dx$  вычисляют по методу

Верещагина, т. е. перемножением величины площади эпюры  $M_0$  на величину ординаты прямолинейной эпюры  $M_i$ , приходящуюся

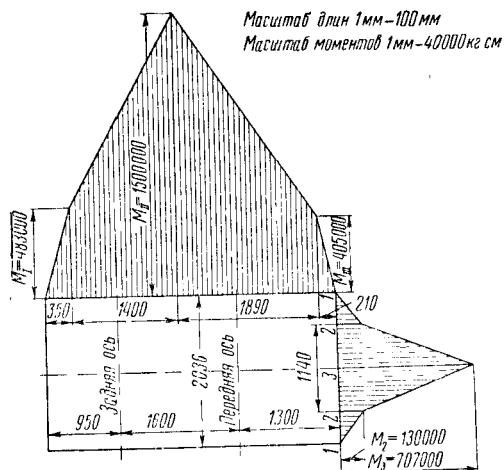
против центра тяжести этой площади. Далее строят эпюры изгибающих моментов от сил. Определив перемещения  $\delta$  и подставив их в уравнения (1), (2), (3), определяют неизвестные силы  $X_1$ ,  $X_2$ ,  $X_3$  и находят суммарные изгибающие моменты в горизонтальной плоскости, а также крутящие моменты и напряжения изгиба от этих моментов. Затем вычисляют изгибающие и крутящие моменты в вертикальной плоскости, находят значения напряжений изгиба и подсчитывают суммарные напряжения.

Допускаемые суммарные напряжения для стальных литых рам принимают в пределах  $1000 \div 1100 \text{ кг/см}^2$ .



Фиг. 31. Эпюра суммарных изгибающих моментов, действующих в горизонтальной плоскости на раму задней тележки паровоза 2-4-2

На фиг. 31 приведена эпюра суммарных горизонтальных изгибающих моментов, действующих на раму задней тележки паровоза 2-4-2.



Фиг. 32. Эпюра изгибающих моментов, действующих в вертикальной плоскости на раму задней тележки паровоза 2-4-2

На фиг. 32 представлена эпюра вертикальных изгибающих моментов, действующих на раму задней тележки паровоза 2-4-2.

# ВПИСЫВАНИЕ ПАРОВОЗОВ В КРИВЫЕ

Расчёт вписывания железнодорожных экипажей в кривые позволяет решить следующие задачи:

а) определение положения экипажа в кривых участках пути и

б) определение значений боковых давлений колеса на рельс и направляющих усилий, возникающих при прохождении экипажа по кривым с различными скоростями движения.

Решение указанных задач для существующих паровозов позволяет определить условия прохождения их по кривым и устанавливать допустимые скорости движения, а для проектируемых экипажей решение указанных задач даёт основание для выбора устройства экипажной части и их характеристик, обеспечивающих наиболее благоприятные условия прохождения по кривым (уменьшение воздействия направляющих колёс) или, иначе говоря, их вписываемость.

Вписываемость паровозов определяется условиями прохождения по кривым 650, 300, 180 и наименьшего заданного (или возможного) радиуса.

## ГЕОМЕТРИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ РАСЧЁТА

Задача этой части расчёта состоит в определении отклонений середин осей от нитей рельсов, отклонений середин тележечных осей от их центрального положения в раме, расстояний осей от перпендикуляра, опущенного из центра кривой на продольную ось экипажа.

Решение задачи может быть произведено аналитическим или графическим способом.

### Аналитический способ

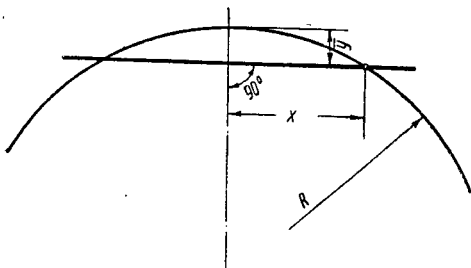
При определении отклонения осей от нитей исходной формулой (фиг. 1), дающей приближённое значение стрелки, является:

$$\bar{Y} = \frac{X^2}{2R}, \quad (1)$$

где  $\bar{Y}$  — стрелка дуги;

$X$  — полухорда;

$R$  — радиус окружности.



Фиг. 1. Схема к определению отклонения середин осей колёсных пар от нитей рельсов

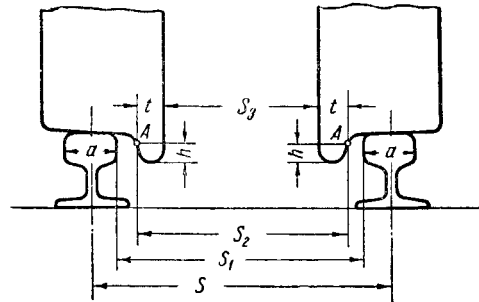
Применение формулы (1) при вычислениях допустимо для отношений  $\frac{X}{R} < 0,3$ , где ошибка в величине  $\bar{Y}$  составит около 2%. Это условие охватывает все возможные случаи

применения формулы (1) при определении вписываемости паровозов в кривые.

В этих расчётах экипаж принимается в виде отрезка прямой, представляющего продольную его ось, а рельсовые нити — в виде двух концентрических окружностей с зазором между ними, равным разности ширины рельсовых колёс  $S_1$  и колёсной колёс  $S_2$  (фиг. 2):

$$\sigma = S_1 - S_2.$$

Продольная ось экипажа представляет в этом случае линию, проходящую через точ-



Фиг. 2. Схема колёсной пары и зазоров между гребнями бандажей и рельсами

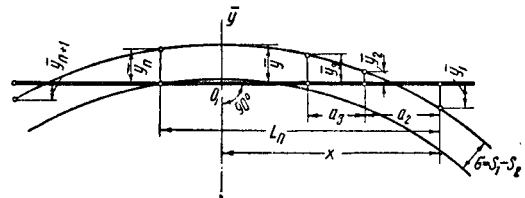
ки  $A$  на правых и левых гребнях бандажей колёсных пар (эти точки на схеме фиг. 1 принимают совмещёнными).

Расположение точек  $A$  по высоте принимают равным  $h$ , т. е. той высоте, на уровне которой измеряется толщина гребня. Следует иметь в виду, что в кривых в ширину колёс  $S_1$  входит и уширение.

Величина  $\sigma$  для кривых различных радиусов, при нормальной ширине колёс в прямой 1524 мм, уширении по ПТЭ, расстоянии между внутренними гранями бандажей 1440 мм и толщине гребней 33 мм составит:

$R_m$	130	180	300	650
$\sigma$ мм	34	34	34	24

Отклонения от рельсовых нитей середин осей экипажа в жёсткой раме без тележек. За оси координат принимают: ось абсцисс — продольную ось экипажа, ось ординат —



Фиг. 3. Определение отклонений осей экипажа в жёсткой раме без тележек

перпендикуляр, опущенный из центра кривой на ось экипажа. Пересечение в точке  $O_1$  и будет началом координат (фиг. 3).

Положительные значения принимают вправо и вверх.

Точка  $O_1$  носит название центра поворота экипажа. Расстояние от оси 1 до центра поворота:

$$X = \frac{R(\bar{Y}_n - \bar{Y}_1)}{L_n} + \frac{L_n}{2}, \quad (2)$$

где  $\bar{Y}_1$  — отклонение одной из определяющих осей от наружной рельсовой нити;  
 $\bar{Y}_n$  — отклонение другой определяющей оси от наружной рельсовой нити;  
 $L_n$  — расстояние между осями, определяющими установку экипажа, т. е. осями, положение которых по отношению к нитям задано (на фиг. 3 это  $\bar{Y}_1$  и  $\bar{Y}_n$ ).

Центральная стрелка

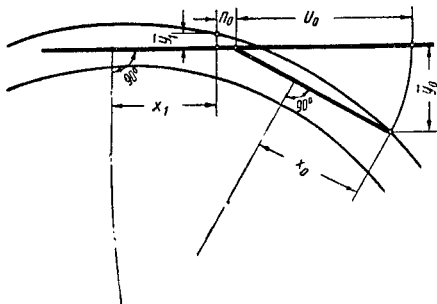
$$\bar{Y} = \bar{Y}_1 + \frac{X^2}{2R}. \quad (3)$$

Отклонение  $\bar{Y}_i$  любой оси от наружной нити

$$\bar{Y}_i = \bar{Y} - \frac{X_i^2}{2R}, \quad (3a)$$

где  $X_i$  — расстояние  $i$  оси от центра поворота (например 2-й оси —  $X_2 = X - a_2$ ).

Отклонения тележек от продольной оси главной рамы. Одноосные тележки с водилом (фиг. 4).



Фиг. 4. Отклонение оси одноосной тележки с водилом

Расстояние центра поворота тележки  $X_0$  от бегунковой оси определяют из выражения

$$\bar{Y}_1 = \frac{2X_0 U_0 + 2X_1 n_0 + n_0^2 - U_0^2}{2R}, \quad (4)$$

где  $\bar{Y}_1$  — отклонение от наружной нити какой-либо точки продольной оси главной рамы;

$X_1$  — расстояние этой точки оси до центра поворота главной рамы;

$X_0$  — расстояние до центра поворота тележки от бегунковой оси, положение при расположении между бегунковой осью и центром поворота главной рамы;

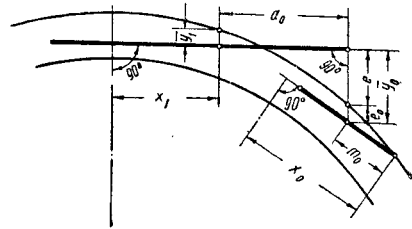
$n_0$  — расстояние от точки оси главной рамы с расстоянием  $X_1$  до шкворня водила тележки;

$U_0$  — длина водила тележки.

Отклонение бегунковой оси тележки от главной рамы

$$\bar{Y}_0 = -\frac{X_1 + n_0 + U_0 - X_0}{R} U_0. \quad (5)$$

Двухосные тележки. На фиг. 5 изображена схема тележки, у которой отклонение шкворня измеряют перпендикулярно главной раме.



Фиг. 5. Отклонение двухосной тележки от центрального положения при перемещении шкворня перпендикулярно главной раме

Положение центра поворота, определяемое расстоянием  $X_0$ , устанавливается как для самостоятельного двухосного экипажа.

Отклонение  $\bar{Y}_0$  будет равно сумме двух отклонений:

$$e = \bar{Y} - \frac{(X_1 + d_0)^2}{2R}; \quad (6)$$

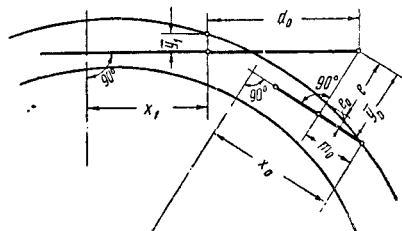
$$e_0 = \frac{2m_0 X_0 - m_0^2}{2R}; \quad (7)$$

$$\bar{Y}_0 = e + e_0. \quad (8)$$

Формула (8) дана для положения главного экипажа и тележки, изображенного на фиг. 5. В общем случае величины  $e$  и  $e_0$  должны приниматься с учётом взаимного расположения экипажа и тележки (знака отклонения).

Эти формулы применимы и для тележек с перемещением шкворня перпендикулярно раме тележки (фиг. 6).

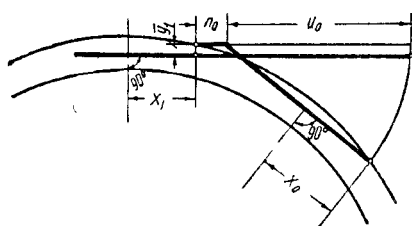
Погрешности при вычислении по указанным формулам весьма незначительны, так как



Фиг. 6. Отклонение двухосной тележки от центрального положения при перемещении шкворня перпендикулярно раме тележки

наибольшие углы поворота тележек невелики и для существующих типов паровозов не превышают  $8^\circ$ .

Тележки комбинированные (фиг. 7). Положение центра поворота и отклонения вычисляют по формулам для одноосных тележек с водилами.



Фиг. 7. Отклонение от центрального положения комбинированной тележки

### Графические способы

**Круговая диаграмма.** База паровоза для этой диаграммы изображается с уменьшением в  $n$  раз, где  $n$  носит название коэффициента искажения. Радиус кривой уменьшается в  $n^2$  раз. Отклонения точек от продольной оси экипажа, измеряемые по перпендикулярному к ней направлению, получают в натуральную величину. С увеличением коэффициента искажения  $n$  растёт ошибка в определении величин отклонений. Поэтому величину коэффициента  $n$  необходимо выбирать исходя из тех требований к точности отсчётов, которые желательно получить. Зависимость  $n$  от величины допускаемой ошибки в определении величин отклонений осей от нитей рельсов и от размеров экипажа и радиуса кривой можно выразить формулой

$$n = \frac{2\sqrt{K - K^2}}{a}; \quad (9)$$

$$a = \frac{X}{R}, \quad (10)$$

где  $K$  — величина допускаемой ошибки;  
 $X$  — расстояние до центра поворота экипажа от определяемой точки.

Если принимать, например, допускаемую ошибку в 2%, т. е.  $K=0,02$ , то

$$n = \frac{0,28}{a},$$

а при  $K=0,01$

$$n = \frac{0,20}{a}.$$

Полученное значение  $n$  округляется до целого числа.

При графическом способе масштаб  $n$  ограничивает применение метода круговой диаграммы. Изображение самой диаграммы в некотором масштабе даёт возможность расширить область её применения. Например, для бегунковой оси паровоза серии ФД при вписывании в кривую радиуса 150 м величина  $X_B^*$  составит 6,67 м.

$$\text{Отношение } a_B = \frac{X_B}{R} = 0,0445.$$

\* Здесь  $X_B$  — расстояние от бегунковой оси до центра поворота главной рамы.

При  $K=0,02$  и  $n = \frac{0,28}{0,0445} = 6,3$  размер чертежа при колёсной базе паровоза в 12 370 мм был бы равен 12 370 : 6,3 = 1 965 мм.

Уменьшая все размеры чертежа в два раза, получили бы его равным 985 мм. Однако этот приём влечёт за собой уменьшение точности отсчёта отклонений.

Порядок работы с круговой диаграммой. 1. Определяют по колёсной базе возможное расстояние  $X$  от наиболее удалённой точки экипажа (можно принимать ориентировочно  $X = \frac{2}{3}$  длины колёсной базы), где будут произведены замеры отклонения до центра поворота, и затем определяется величина

$$a = \frac{X}{R}.$$

2. Определяют величину  $n$  по формуле (9) при заданном  $K$ .

3. Вычисляют величину  $r = \frac{R}{n^2}$ .

4. Определяют разность рельсовой и колёсной колеи в прямом пути  $e = S_1 - S_2$ . Ширина колеи  $S_1 = 1 524$  мм. По ПТЭ разрешается иметь  $S_1$  от 1 522 до 1 530 мм. Ширина колёсной колеи при неизношенных, правильно обточенных гребнях  $S_2 = 1 440 + 33 \cdot 2 = 1 506$  мм. Здесь 1 440 мм — номинальное расстояние между внутренними гранями бандажей с допуском  $\pm 3$  мм. При номинальных  $S_1$  и  $S_2$   $e = 18$  мм.

5. Радиусом  $r_1 = r + \frac{e}{2}$  и радиусом  $r_2 = r - (\frac{e}{2} + \text{уширение})$  прочерчивают линии окружностей.

Если по роду исследования необходимо принять во внимание допуски на величины  $S_1$  и  $S_2$ , то изменяется величина  $e$ .

6. На кальке вычерчивают осевую линию экипажа с отметкой на ней положения осей и шкворней тележек в масштабе  $\frac{1}{n}$ .

В случае невозможности разместить чертёж на листе бумаги все размеры уменьшают (обычно в 2 или 4 раза).

7. Оси экипажа устанавливают их точками в требуемом положении и измеряют необходимые величины отклонений осей и тележек и расстояния осей до центра поворота.

Построение круговой диаграммы по способу проф. И. И. Николаева заключается в добавлении к круговой диаграмме, построенной, как указано выше, поправочной кривой, нанесённой на чертеже. На фиг. 8 изображена круговая диаграмма, размещаемая даже для больших размеров экипажей на листе писчей бумаги путём применения достаточно большого коэффициента искажения  $n$ . На вертикальном радиусе сверху по направлению к центру кривой отложены деления 0,25  $r$ , 0,5  $r$ , 0,75  $r$ , 1  $r$  и через них проведены горизонтальные линии, на которых и откладывают соответственно величины 0,22  $r$ , 0,38  $r$ , 0,47  $r$ , 0,5  $r$ . Проведённая через них кривая служит поправочной кривой.

Продольную ось  $bc$  экипажа устанавливают в требуемое положение (т. е. теми осями, которые намечены на наружном или внутреннем рельсах), но перпендикулярно поправочной





дистантно к ней на расстоянии  $e + \Delta$  проводится внутренняя кривая ( $\Delta$  — уширение). Можно радиус наружной нити без большой погрешности принять равным  $R$ .

3. На кальке вычерчивают продольную ось экипажа в масштабе  $m$  и на ней размещают оси, шкворни тележек.

4. Ось экипажа устанавливают точками осей в требуемом положении и измеряют необходимые величины отклонений осей. Для возможности измерения положения центра поворота главного экипажа продольную ось надо устанавливать параллельно основной линии (от которой строились кривые). Положение центра поворота одноосных и комбинированных тележек необходимо определять аналитически.

На фиг. 10 представлена установка экипажа паровоза 1-5-0 по параболической диаграмме. Для фиг. 10 масштабы были выбраны  $m = \frac{1}{50}$  и  $b = 1$ , кривая  $R = 150$  м. Разность значений аналитического подсчёта и графического составила примерно 0,5 мм для отклонений сцепных осей и около 1 мм для тележечной оси.

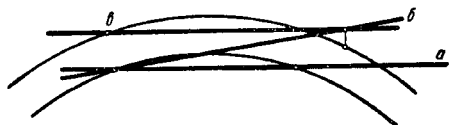
### УСТАНОВКИ ЭКИПАЖЕЙ В КРИВОЙ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ РАСЧЁТА

Целью геометрических определений при вписывании экипажей в кривые является получение вспомогательных расчётных величин, необходимых при дальнейшем определении боковых давлений направляющих колёс.

Величины боковых давлений направляющих колёс будут зависеть от действующих сил на экипаж, которые, в свою очередь, зависят от расположения экипажа в кривой, т. е. от его установок.

Основными установками, которые может занимать экипаж в кривой, будут следующие.

1. При ходе по внутреннему рельсу две направляющие оси устанавливают гребнем бандажа на внутреннем рельсе по фиг. 11, а. Эта установка обычно служит



Фиг. 11. Установки, определяющие положение экипажа в кривой

для определения достаточности ширины безгребневого бандажа или для определения его ширины.

2. При ходе по наружному рельсу одной из передних по ходу направляющих осей и одновременно по внутреннему одной из задних направляющих осей (установка наибольшего перекоса, фиг. 11, б). При этом устанавливают экипаж так, чтобы расстояние между этими двумя направляющими осями (направляющая длина) было наибольшим из

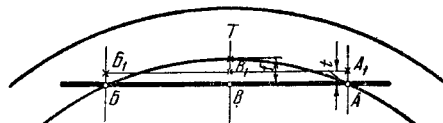
возможных. При этом, т. е. при большой направляющей длине, оказывается возможным, как правило, снизить боковые давления. При необходимости с целью улучшения вписываемости дать контакт с рельсом гребня бандажа какой-либо другой оси — эту возможность получают путём установления соответствующих величин разбегов осей. Для существующих же экипажей производится установка в кривой направляющих осей, определяющих наибольший перекос экипажа, и находится положение других осей по отношению к рельсовым нитям. Отклонения передней тележки при установке наибольшего перекоса для хода вперёд будут наибольшими. Эта установка может иметь место при малых скоростях движения паровоза.

3. При ходе по наружному рельсу экипаж двумя какими-либо направляющими осями устанавливают на наружной нити (фиг. 11, в).

Возможность осуществления установки определяется условиями равновесия действующих сил и поэтому как сами установки, так и намеченные в результате их поперечные разбеги осей, отклонения тележек, безгребневость осей или утонение гребней будут корректироваться при расчётах по определению боковых давлений.

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ШИРИНЫ БЕЗГРЕБНЕВОГО БАНДАЖА

Расчёт ширины безгребневого бандажа производят по схеме, представленной на фиг. 12 и 13.



Фиг. 12. Схема расположения продольной оси экипажа при определении ширины безгребневых бандажей

В точках А и Б соседние гребневые бандажи внутренними точками (фиг. 12) гребней опираются на внутреннюю грань внутренней нити рельсов. Линия  $A_1B_1B_1$  представляет след плоскости, проходящей через внутренние грани бандажей, в том числе и безгребневого, на расстоянии  $t$  от линии точек касания.  $BT$  — стрелка дуги  $f$ , которую должен перекрывать безгребневый бандаж, причём поверхность рельса должна быть перекрыта на некоторую установленную величину.

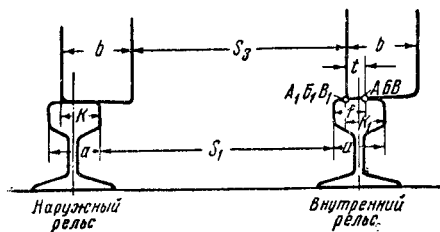
На фиг. 13 показана установка сдвинутых бандажей, где  $K$  — покрытие головки наружного рельса бандажом;  $K_1$  — то же внутреннею.

Ширина безгребневого бандажа

$$b = K + S_1 + f - t - S_3. \quad (12)$$

Ширину бандажа определяют в зависимости от покрытия головки наружного рельса.

Для существующих паровозов по этой формуле можно определять величину покрытия головки рельса  $K$ .



Фиг. 13. Положение безгрёбневых бандажей на рельсах при расчёте ширины безгрёбневого бандажа

Ширина колёс

$$S_1 = S'_1 + \Delta + d + q,$$

где  $S'_1$  — ширина колеи в прямом пути 1524 мм;  
 $\Delta$  — уширение пути в кривой по ПТЭ (табл. 1);  
 $d$  — допуск на уширение колеи по ПТЭ, равный 6 мм, и на сужение, равный 2 мм;  
 $q$  — упругое отжатие рельсов, замеряемое на уровне головки рельса.

Таблица 1

Уширение пути в кривой

$R_m$	$\Delta$ мм
651 и более	0
650—451	6
450—351	11
350 и менее	16

Входящая в формулу (12) величина  $t$  равна

$$t = t_1 - (i_p + h_p + U_p + G_p + h_{бр} + U_{бр} + G_{бр}),$$

где  $t_1$  — толщина новых гребней, равная 33 мм;  
 $i_p$  — износ гребней колёс, опирающихся в точках  $A$  и  $B$ , т. е. определяющих установку для нахождения ширины безгрёбневого бандажа;  $i_p$  принимают по правилам ремонта равным 8 мм;  
 $h_p$  — износ торцевых шайб или буртов подшипников букс тех же осей  $A$  и  $B$ , составляющий по правилам ремонта 5 мм;  
 $U_p$  — проектное перемещение по шейке тех же осей  $A$  и  $B$ ;  
 $G_p$  — проектное перемещение буксы в раме тех же осей  $A$  и  $B$ ;  
 $h_{бр}, U_{бр}, G_{бр}$  — те же величины для самой безгрёбневой оси.

Необходимо иметь в виду, что величины  $i, h, U, G$  могут быть различными для осей  $A$  и  $B$ . Поэтому по безгрёбневой оси в величину  $t$  они будут входить с соответствующим пересчётом. Так, например, при расположении безрельсовой оси посередине между гребневыми величинами  $i, h$  и т. д. войдут как

$$i = \frac{i_A + i_B}{2}; \quad h = \frac{h_A + h_B}{2} \text{ и т. д.}$$

Ширина бандажа по формуле (12) не может быть какой угодно, так как внутренняя грань бандажа, смещаясь по внутреннему рельсу, ограничит возможную его ширину. По фиг. 13 по условиям допустимого наименьшего покрытия головки рельса  $K_1$  — ширина бандажа

$$b = K + S_1 + a - K_1 - S_2. \quad (13)$$

Таким образом, ширина безгрёбневого бандажа не должна быть больше определённой по формуле (13) и не должна быть меньше определённой по формуле (12).

Для существующих паровозов величины  $t, i, h, U, G, S_1, S_2, \Delta, d$  и  $q$  следует принимать фактическими, если исследуется конкретный случай.

Для вновь проектируемых паровозов можно принимать  $S_1$  — как указано,  $\Delta$  и  $d$  — по ПТЭ, величину  $q = 4$  мм,  $i_p = 8$  мм,  $h_p = h_{бр} = 5$  мм,  $U_{бр}$  и  $G_{бр} = 1$  мм,  $K = 45$  мм,  $S_2 = 1437$  мм.

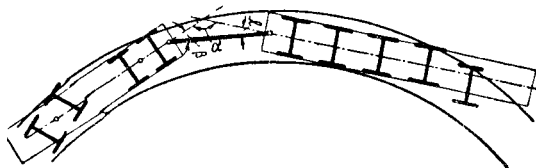
В формуле (13) принимают:  $S_2 = 1443$  мм,  $K_1 = 45$  мм,  $S_1 = 1524 + 16 - 2 = 1538$  мм.

Один безгрёбневый бандаж между двумя гребневыми даст приемлемую величину ширины его  $b$ . Несколько худшая комбинация будет при двух подряд безгрёбневых бандажах, так как стрелка  $f$  будет иметь большую величину. Неприемлемым с этой точки зрения является применение трёх безгрёбневых бандажей подряд, так как средний бандаж получается чрезмерно большой ширины  $b$ .

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ УГЛОВ МЕЖДУ ПРОДОЛЬНЫМИ ОСЯМИ СЦЕПЛЕННЫХ ЭКИПАЖЕЙ И МЕЖДУ ОСЯМИ СТЯЖЕК И ПРОДОЛЬНЫМИ ОСЯМИ ЭКИПАЖЕЙ

Установка в кривой постоянного радиуса

При прохождении кривых малых радиусов паровозом, сцепленным с тендером, экипажи паровоза и тендера устанавливаются под некоторым углом друг к другу. Сцепные приборы между паровозом и тендером различными деталями сцепления могут ограничить возможность поворота одного экипажа относительно другого в кривой. Упор в какие-либо взаимно связанные детали приборов сцепления даёт возможность передать боковые силы от одного экипажа на другой и вызвать недопустимые боковые давления направляющих колёс. Поэтому при расчётах вписываемости паровозов в кривые необходимо определить возможность угловых отклонений стяжек относительно продольных осей сцепленных экипажей. На фиг. 14

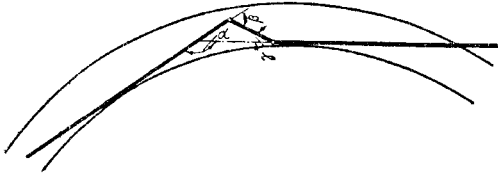


Фиг. 14. Положение сцепленных экипажей и образование положительного треугольника сцепления при ходе по кривой

показано положение сцепки и продольных осей, образующих треугольник сцепления.

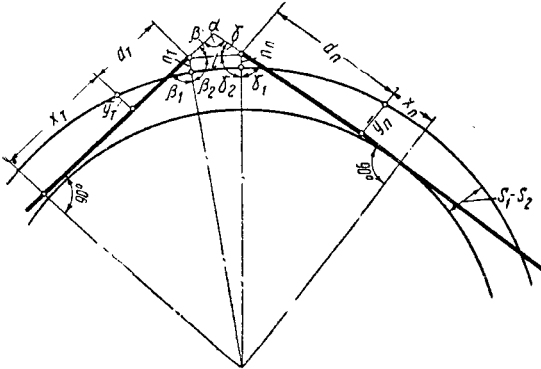
В зависимости от установок экипажей могут быть получены различные величины углов  $\alpha$ ,  $\beta$  и  $\gamma$ .

При установке экипажей по фиг. 15 получим треугольник сцепления с пересечением



Фиг. 15. Отрицательный треугольник сцепления

продольных осей экипажей в сторону внутренней нити кривой от стяжки. Этот вид треугольника назван отрицательным в отличие от положительного по фиг. 14.



Фиг. 16. Установка продольных осей экипажа под углом друг к другу в кривой

На фиг. 16 показана установка продольных осей экипажа под углом друг к другу. Углы  $\alpha$ ,  $\beta$  и  $\gamma$  определяют по формулам:

$$\cos \beta_1 = \frac{X_T + d_T}{R + n_T}; \quad (14)$$

$$\cos \beta_2 = \frac{l^2 + (R + n_T)^2 - (R + n_n)^2}{2l(R + n_T)}; \quad (15)$$

$$\cos \gamma_1 = \frac{X_n + d_n}{R + n_n}; \quad (16)$$

$$\cos \gamma_2 = \frac{l^2 + (R + n_n)^2 - (R + n_T)^2}{2l(R + n_n)}; \quad (17)$$

$$\beta = 180 - (\beta_1 + \beta_2); \quad \gamma = 180 - (\gamma_1 + \gamma_2); \quad (18)$$

$$\alpha = 180 - (\beta + \gamma).$$

Отрицательные значения  $\beta$  или  $\gamma$  указывают на отрицательный треугольник сцепления.

В приведённых формулах:

$X_n$  — расстояние от центра поворота до какой-либо оси с заданной установкой одного экипажа;

$d_n$  — расстояние от этой же оси до шкворня стяжки того же экипажа;

$X_T, d_T$  — те же расстояния у другого экипажа;

$l$  — длина стяжки;

$R$  — радиус кривой.

$$n = \sqrt{R^2 + 2Xd + d^2 - 2\bar{Y}R} - R, \quad (19)$$

где  $\bar{Y}$  — отклонение от наружной нити оси, определяющей установку экипажа, с расстоянием до центра поворота  $d_n$  или  $d_T$ . Подстановка делается в соответствии с правилом знаков для аналитического расчёта.

Определяемые по этой формуле радиальные отклонения точек экипажей  $n_n$  и  $n_T$  получаются при подстановке величин  $X_n, X_T, d_n, d_T$ .

Полученные из расчёта углы  $\alpha$ ,  $\beta$  и  $\gamma$  должны быть осуществлены в приборах сцепления у вновь проектируемых паровозов. Для существующих паровозов они указывают на возможность или невозможность рассматриваемой установки. Возможность установки определяется условием  $\alpha \geq \alpha_k$ ;  $\beta \leq \beta_k$ ;  $\gamma \leq \gamma_k$ , где индекс  $k$  указывает на угол, осуществлённый в конструкции приборов сцепления.

#### Установка при переходе из прямого участка пути в кривой

Наибольшие углы между стяжкой и продольными осями сцепляемых экипажей получаются при ходе экипажей из прямого участка в кривой — без переходной кривой.

На фиг. 17 представлена установка при расположении сцепленных экипажей в прямом и кривом участках пути.

Наибольшие значения углов можно определить по следующим формулам:

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{e_1}{\sqrt{M^2 - e_1^2}}; \quad (20)$$

$$e_1 = e + \bar{Y}_a + \bar{Y}_b; \quad (21)$$

$$m = d_T \sin \theta; \quad (22)$$

$$\Sigma = \bar{Y}_n + e + \bar{Y}_b + m; \quad (23)$$

$$\bar{Y}_n = \sqrt{R^2 + 2X_n d_n + d_n^2 - 2\bar{Y}_B R} - R; \quad (24)$$

$$\operatorname{tg} \eta = \frac{\Sigma}{\sqrt{l^2 - \Sigma^2}}; \quad (25)$$

$$\beta = \eta + \theta; \quad (26)$$

$$\operatorname{tg} \eta_1 = \frac{\Sigma}{\sqrt{l^2 - \Sigma^2}} - \frac{l^2 - \Sigma^2}{2R\sqrt{l^2 - \Sigma^2}}; \quad (27)$$

$$\Sigma_1 = \bar{Y}_n + \bar{Y}_B; \quad (28)$$

$$\operatorname{tg} \theta_1 = \frac{\sqrt{l^2 - \Sigma_1^2}}{R} + \frac{L_1^2 - \Sigma_1^2 + 2R\Sigma_1}{2R\sqrt{L_1^2 + \Sigma_1^2}}; \quad (29)$$

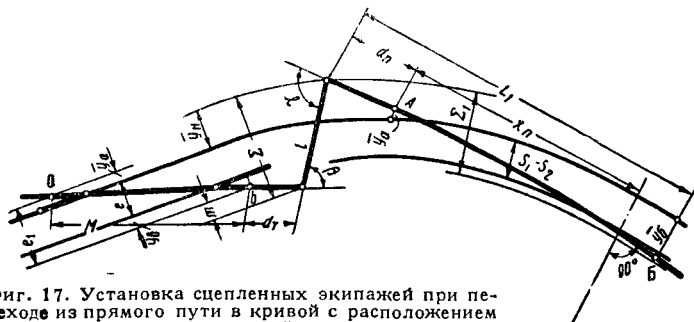
$$\gamma = \eta_1 + \theta_1; \quad (30)$$

$$\alpha = 180 - (\beta - \gamma). \quad (31)$$

В прямом участке (фиг. 17) тендер установлен в положение наибольшего перекаса с отклонением шкворней тележек в точках  $a$  и  $b$  на величины  $\bar{Y}_a$  и  $\bar{Y}_b$ . Установка экипажа паровоза в кривой определяется точками  $A$  и  $B$  и отклонениями от наружного рельса  $\bar{Y}_A$  и  $\bar{Y}_B$ . Расстояние от шкворней стяжек до

определяющих установку точек (направляющих) равно  $d_T$  и  $d_n$ , а расстояние до центра поворота паровоза в кривой от А равно  $X_n$ . Радиальные отклонения шкворня стяжки паровоза —  $\bar{Y}$ . Найденные по этому расчёту углы  $\alpha$ ,  $\beta$  и  $\gamma$  определяют возможность установки сцепленных экипажей существующей конструкции или запроектированных в новом экипаже.

После определения углов при установке по фиг. 17 проверяется установка по фиг. 18, где тендер установлен в кривой, а паровоз—



Фиг. 17. Установка сцепленных экипажей при переходе из прямого пути в кривой с расположением тендера в прямой части



Фиг. 18. Установка сцепленных экипажей при переходе из прямого участка пути в кривой с расположением тендера в кривой

в прямом участке пути. При установке паровоза в прямом участке пути необходимо учитывать, что набегать на рельсы могут и не крайние оси.

#### Определение наименьшего радиуса кривой, которую может проходить экипаж

Если экипаж размещается в кривой так, что какие-либо три оси становятся на наружном и внутреннем рельсах в распор, то радиус кривой, соответствующий такой заклиненной установке, называется геометрическим наименьшим радиусом кривой. Многократный проход экипажа по такой кривой является недопустимым и смысл определения такого радиуса заключается в выявлении возможности однократного его пропуска при специальных мерах по поддержанию кривой в исправности.

В отличие от такого понятия наименьшего радиуса введено понятие наименьшего эксплуатационного радиуса кривой.

Величина этого радиуса определяется из условия возможности многократного прохода кривой с допустимыми величинами боковых давлений направляющих колёс. Ту и другую величину радиусов определяют как для отдельных экипажей — тендера и паровоза, так и для сцепленных паровоза и тендера вместе.

**Геометрический наименьший радиус кривой.** Геометрический наименьший радиус кривой  $R_{мин}$  определяют установкой заклинивания в рельсовой колее экипажа, отдельного или сцепленного, в трёх точках — двух колёс на наружной нити и одного на внутренней. Остальные колёса должны размещаться внутри колеи. При уменьшении  $R$  в этом случае будет возникать расшивка пути, упругая или остаточная, в зависимости от величины сдвига рельсов.

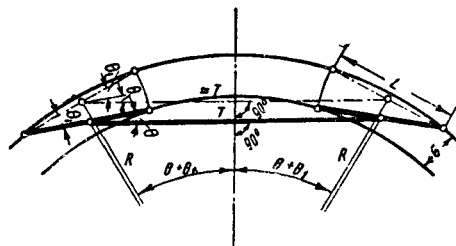
Геометрический  $R_{мин}$  отдельного двухосного экипажа. Заклинивание двухосной тележки тендера при  $\sigma = S_1 - S_2$  (наибольшее уширение по ПТЭ равно 16 мм) происходит при очень небольших радиусах кривой. Более близким ограничением будет наибольший допустимый угол набегания  $\alpha_1$ , который, например, для колёс диаметром 1050 мм будет равен 16°. Для двухосного экипажа

$$R_{мин} = \frac{L^2}{2L \sin \alpha_1 - 2\sigma}, \quad (32)$$

где  $L$  — база колёс тележки.

Получаемые по этой формуле величины радиусов чрезвычайно малы и в нашей практике смысла не имеют. Так, для обычной тележки тендера они будут равны примерно 3 м.

**Геометрический  $R_{мин}$  экипажа тендера на двух двухосных тележках.** При ограничении угла поворота тележек вокруг шкворня на некоторый угол  $\theta$  установка, соответствующая  $R_{мин}$ , представлена на фиг. 19.



Фиг. 19. Схема к определению геометрического  $R_{мин}$  экипажа на двух двухосных тележках

Наименьший геометрический радиус

$$R_{мин} = \frac{T}{2 \sin (\theta + \theta_1)}, \quad (33)$$

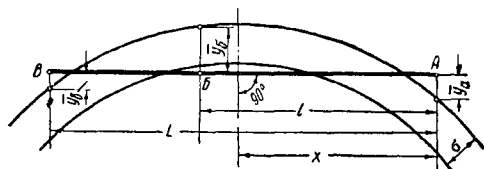
где  $T$  — расстояние между шкворнями тележек тендера.

Угол  $\theta_1$  определится из  $\sin \theta_1 = \frac{\sigma}{L}$ . (34)

Величина угла  $\theta$  для большинства тендеров наших паровозов составляет примерно  $3-5^\circ$  и ограничивается размером предохранительных цепей. Там, где цепей нет, величина угла определяется возможностью поворота по боковым скользящим. Заклинивание в этом случае (при отсутствии цепей) условное.

Для экипажа тендера на двух трёхосных тележках  $R_{\min}$  определяют по формуле (33). Величина радиуса, получаемая по формуле (33), может оказаться меньше радиуса, определённого по заклиниванию отдельной тележки (см. ниже).

**Геометрический  $R_{\min}$  экипажа в одной раме с числом осей более двух.** На фиг. 20 показано положение заклинивания многоосного экипажа тремя осями. Ось  $A$  отклонилась на возможный по конструкции поперечный разбег  $\bar{Y}_a$ ; ось  $B$  набежала гребнем бандажа на внутренний



Фиг. 20. Заклинивание экипажа тремя осями

рельс. Точка  $b$  на продольной оси экипажа, представляющая колёсную пару  $B$ , имеет отклонение от наружной нити на  $\bar{Y}_b$ , причём также использовала свой поперечный разбег и отклонилась на его величину от продольной оси экипажа наружу кривой; ось  $B$  отклонилась от продольной оси экипажа в сторону центра кривой на полную величину своего разбега.

Наименьший геометрический радиус

$$R_{\min} = \frac{Ll^2 - L^2 l}{2L(\bar{Y}_a - \bar{Y}_b) - 2l(\bar{Y}_a - \bar{Y}_B)}. \quad (35)$$

По заданным  $\bar{Y}_a$ ,  $\bar{Y}_b$ ,  $\bar{Y}_B$ ,  $L$  и  $l$  определяют  $R$ . После получения величины  $R$  необходимо проверить возможность размещения остальных осей в колее. Для этого у вновь проектируемых паровозов определяют отклонения от нити рельсов и назначают соответствующие разбеги, а для существующих паровозов сравнивают необходимую величину разбега с конструкционной. Если при этом окажется, что существующие разбеги не удовлетворяют возможности установки, то предполагаемая установка неосуществима и следует опробовать новую комбинацию установок с заклиниванием других осей.

Возможность установок проверяют в следующем порядке.

Определяют величину  $X$  от точки  $A$  или  $B$  по формуле (2). Величину центральной стрел-

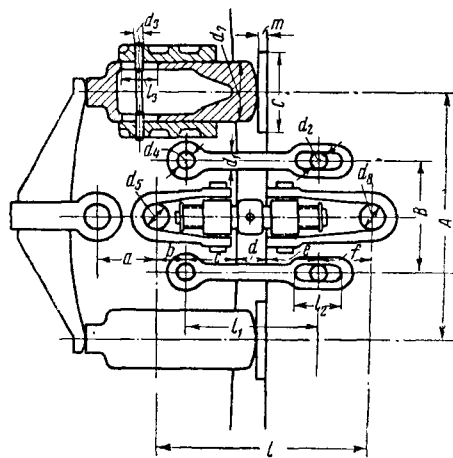
ки  $\bar{Y}$  — по формуле (3). Затем, зная  $X_i$  — расстояние до центра поворота любой оси, по формуле (3а) определяют отклонение любой оси от наружной нити  $\bar{Y}_i$  и сравнивают с имеющимся по конструкции или принимают для вновь проектируемого. Отклонения тележечных осей или шкворней тележек определяют по формулам (4), (5), (6), (7) и (8).

Если в точках  $A$  и  $B$  будут устанавливаться тележечные оси, то в формулу (35) подставляют величины отклонений, вычисленные по формулам (4), (5), (6), (7) и (8), причём величины  $X_0$  для двухосных тележек определяют установкой обеих тележечных осей на наружной нити.

При определении возможности установки безгребневых бандажей необходимо принять величину наибольшего возможного отклонения точки продольной оси экипажа, представляющей колёсную пару с безгребневыми бандажами, от наружной нити рельсов в соответствии с указанным выше наименьшим допустимым покрытием головки рельсов в 45 мм.

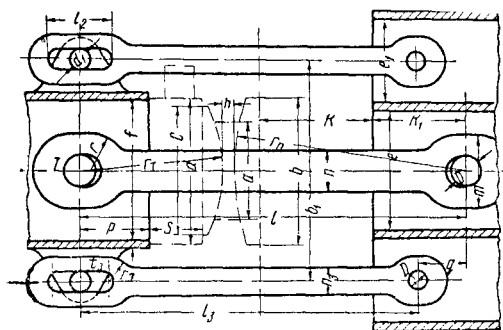
**Геометрический  $R_{\min}$  сцепленных экипажей паровоза и тендера.** Наименьший геометрический радиус, допустимый для пропуска сцепленных экипажей паровоза и тендера по кривой, так же как и отдельных экипажей, представляет собой тот радиус кривого пути, при котором возможно заклиненное размещение обоих сцепленных экипажей вместе. Этот радиус не может быть меньше определённого для отдельного паровоза и тендера. Заклинивание может произойти тремя осями паровоза или тендера или тремя осями паровоза и тендера вместе. Остальные оси должны разместиться внутри колеи с учётом поперечных разбегов осей. Кроме того, сцепные приборы между паровозом и тендером должны обеспечивать возможность установки обоих экипажей под углом друг к другу.

Поворот экипажа тендера по отношению к экипажу паровоза и возможность установки их под большим или меньшим углом друг к другу зависит от взаимного расположения деталей приборов сцепления. В паровозах



Фиг. 21. Схема винтового сцепления с упругой рессорой

применяют два вида сцепления—упругое винтовое с упругой рессорой (фиг. 21) и жёсткое с радиальным буфером (фиг. 22 и табл. 2).



Фиг. 22. Эскиз жёсткого сцепления с радиальным буфером паровоза ЭМ

Основные ограничения повороту одного экипажа относительно другого при винтовом сцеплении возникают при упоре подвижных буферов в ограничительные стержни и бокового упора главной стяжки—в запасные. При радиальном сцеплении поворот ограничен возможностью перемещения запасных шкворней в продольных отверстиях ушков запасных тяг. В конструкциях радиального сцепления паровозов Е всех индексов эти ограничения несколько больше, нежели в сцеплениях, приведённых в таблице. Практически поворот не ограничен в конструкции радиального сцепления паровозов ФД и ИС. В табл. 3 приведены возможные углы треугольников сцепления паровозов с винтовым сцеплением и в табл. 4—для паровозов с радиальным сцеплением.

Величину наименьшего радиуса для сцепленных экипажей при заклинивании определяют в следующей последовательности.

Сопоставляется наименьший геометрический радиус для отдельного экипажа паровоза (по заклиниванию) и отдельного экипажа тендера (по заклиниванию). Берётся больший из них и в заклиненное положение устанавливается тот экипаж, для которого он был определён. Затем проверяется возможность получения углов  $\alpha$ ,  $\beta$  и  $\gamma$  по конструкции существующих паровозов или по намечаемым конструкционным размерам для вновь проектируемых. Проверка производится при установке другого экипажа в положение, наиболее выгодное для образования углов треугольников сцепления. Если заданные или существующие величины углов  $\alpha$ ,  $\beta$  и  $\gamma$  удовлетворяют условиям установки, то тогда  $R_{мин}$  определяющего экипажа, установленного в заклиненное положение, и будет  $R_{мин}$  сцепленных экипажей. Следует указать, что для паровозов с радиальным сцеплением и с обычными тележечными конструкциями тендеров  $R_{мин}$  сцепленных экипажей в большинстве случаев равен  $R_{мин}$  отдельного экипажа паровоза. Возможны случаи, когда для вновь проектируемых паровозов необходимо подбирать элементы приборов сцепления, удовлетворяющие заданному радиусу, а для существующих—определить вели-

Таблица 2

Размеры конструкций радиальных буферов в мм

Паровоз	Тендер	$l$	$r_n$	$a$	$b$	$b_1$	$n$	$m$	$e$	$e_1$	$k$	$k_1$	$q$	$D$	$l_s$	$n_s$	$r_s$	$r_a$	$C$	$d$	$r_T$	$P$	$S$	$f$	$d_1$
ЭМ	ЭМ	1 212	740	300	460	630	125	230	370	260	350	300	162	120	1 050	85	75	85	393	450	440	211	166	430	60
ЭР	ЭР	1 218	740	300	460	630	125	230	370	260	350	300	162	100	1 057	85	75	85	393	450	440	211	172	430	60
ЭР	П-27	1 218	740	300	460	630	125	230	370	260	350	300	162	100	1 057	85	75	85	398	450	440	211	172	430	60
СО	ЭМ	1 212	740	300	460	630	125	230	370	260	350	300	162	100	1 049	85	75	85	393	450	440	211	166	430	60
СОК	СОК	1 219	740	300	460	630	125	230	370	260	350	300	162	100	1 057	85	75	85	393	450	440	211	173	430	60
СОВ	П-35	1 218	740	300	460	680	125	230	370	260	350	300	162	100	1 057	85	75	85	398	450	440	211	172	430	60
СОВ	П-27	1 218	740	300	460	680	125	230	370	260	350	300	162	100	1 057	85	75	85	398	450	440	211	172	430	60
Л	П-33	1 222	740	300	460	680	125	230	—	—	—	—	162	100	1 057	85	75	85	393	450	440	211	176	430	60

чину радиуса при заданных ограничениях по элементам сцепных приборов.

Вписывание в кривую сцепленных экипажей производится как вписывание угольника с предельным значением элементов треугольника сцепления. На фиг. 23 изображены два предельных положения сцепленных паровоза и тендера. В одном из них, обозначенном цифрой 1, линия стяжки 1 представляет собой

продолжение продольной оси паровоза, в другом 11 — продолжение продольной оси тендера.

$R_{мин}$  определяют для экипажа  $a_1b$  или  $a_{11}b$ , эквивалентных сцепленным 11 и Т, при условии, что поперечные смещения осей будут взяты как расстояние от линии  $a_1b$  или  $a_{11}b$  плюс поперечные разбеги по конструкции.

Таблица 3

Возможные углы сцепления паровозов с винтовым сцеплением

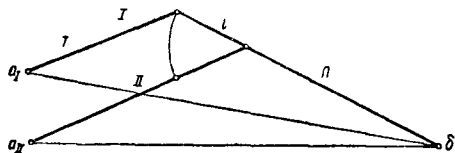
Паровоз	Оснoсть тендера	Тип сцепления	Угол $\Delta$ сцепления					
			положительный			отрицательный		
			$\alpha^{\circ}_{мин}$	$\beta^{\circ}_{макс}$	$\gamma^{\circ}_{макс}$	$\alpha^{\circ}_{мин}$	$\beta^{\circ}_{макс}$	$\gamma^{\circ}_{макс}$
ОВ . . . . .	3	Нормальное	174	6	6	174	12	12
ОВ . . . . .	3	Усиленное	174	6	6	174	6	6
ОВ . . . . .	4	»	174	6	6	174	6	6
Ш . . . . .	4	Нормальное	174	6	6	174	12	12
Щ . . . . .	4	Усиленное	174	6	6	174	6	6
Э . . . . .	3	»	174	6	6	174	6	6
Э . . . . .	4	»	174	6	6	174	6	6
НВ . . . . .	3	Нормальное	174	6	6	174	12	12
НУ . . . . .	3	»	174	6	6	174	12	12
НВ . . . . .	3	Усиленное	174	6	6	174	6	6
НУ . . . . .	3	»	174	6	6	174	6	6
Н . . . . .	4	Нормальное	174	6	6	174	12	12
НУ . . . . .	4	»	174	6	6	174	12	12
К . . . . .	3	Усиленное	174	6	6	174	6	6
К . . . . .	4	»	174	6	6	174	6	6
В . . . . .	3	»	174	6	6	174	6	6
В . . . . .	4	»	174	6	6	174	6	6
М . . . . .	4	»	174	6	6	174	6	6
ЛП . . . . .	4	»	174	6	6	174	6	6
С . . . . .	4	»	174	6	6	174	6	6
СУ . . . . .	4	»	174	6	6	174	6	6

Таблица 4

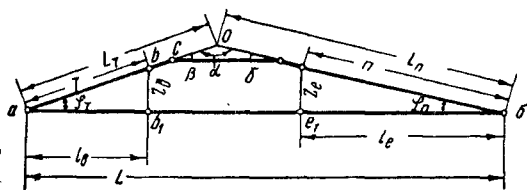
Возможные углы сцепления паровозов с радиальным сцеплением

Паровоз	Тендер	Угол $\Delta$ сцепления					
		положительный			отрицательный		
		$\alpha^{\circ}_{мин}$	$\beta^{\circ}_{макс}$	$\gamma^{\circ}_{макс}$	$\alpha^{\circ}_{мин}$	$\beta^{\circ}_{макс}$	$\gamma^{\circ}_{макс}$
ЭМ . . . . .	ЭМ	168	12	12	168	12	12
ЭР . . . . .	ЭР	168	12	12	168	12	12
ЭР . . . . .	П-27	168	12	12	163	12	12
СО . . . . .	ЭМ	168	12	12	168	12	12
СОК . . . . .	СОК	168	12	12	168	12	12
СОВ . . . . .	П-35	168	12	12	168	12	12
СОВ . . . . .	П-27	168	12	12	163	12	12
Л . . . . .	П-33	168	12	12	168	12	12
ФД . . . . .	17	140	16	24	140	16	24
СУ . . . . .	П-27	168	12	12	163	12	12
ИС . . . . .	6П	140	16	24	140	16	24
Еа . . . . .	Еа	168	9°30'	14	167	9°30'	14
Ел . . . . .	Ел	168	9°30'	14	167	9°30'	14
Еф . . . . .	Еф	168	12	12	168	12	12

На фиг. 24 представлена схема сцепленных экипажей. В треугольнике  $аоб$  сторона  $аб$  представляет собой эквивалентный жёсткий экипаж, на котором размещены оси; положение



Фиг. 23. Два предельных положения сцепленных экипажей паровоза и тендера под углом друг к другу



Фиг. 24. Схема сцепленных экипажей при заклинивании

последних определяется проекциями на  $аб$  действительного расположения осей. На линии  $аб$  расположены точки  $b_1, e_1$ , расстояния которых от точек  $b$  и  $a$  вычислены как

$$|l_e| = \pi \cos \varphi_n; \quad (36)$$

$$l_o = T \cos \varphi_T. \quad (37)$$

Отклонения действительного расположения осей от эквивалентного:

$$Z_e = \pi \sin \varphi_n; \quad (38)$$

$$Z_o = T \sin \varphi_T; \quad (39)$$

$$\varphi_n = \frac{180 - \alpha}{L_T + L_n} L_T; \quad (40)$$

$$\varphi_T = \frac{180 - \alpha}{L_T + L_n} L_n. \quad (41)$$

Устанавливая эквивалентный экипаж  $аб$  какими-либо тремя точками на наружном и внутреннем рельсах, как это было указано при определении  $R_{мин}$  по формуле (35), в формулу для  $\bar{Y}_A, \bar{Y}_B$  и  $\bar{Y}_V$  вводят значения  $Z$  по формулам (38), (39) и соответствующие отклонения величины  $R_{мин}$  по формуле (35) проверяется возможность установки остальных осей. Определяют величины отклонений от наружного рельса и сопоставляют с возможными по конструкции.  $R_{мин}$  определяют для положения сцепленных экипажей I и II (фиг. 23).

Эксплуатационный наименьший радиус кривой для паровозов. Наименьший радиус кривой для отдельного экипажа при заклинивании его тремя точками двух нитей колеи не является тем радиусом кривой, который паровозы могут проходить, не вызывая опасных расстройств пути.

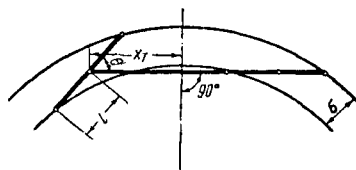
Для получения эксплуатационного наименьшего радиуса кривой необходимо дать

свободу поперечного перемещения экипажа против заклинивающей установки, обеспечить направление экипажа достаточно удалёнными друг от друга осями и допустимыми благодаря соответствующим конструктивным мероприятиям величинами боковых давлений. Установка для этого случая будет установкой наибольшего перекоса с набеганием передних осей на наружный рельс и задних — на внутренний.

Для получения надлежащей направляющей длины рекомендуется применять направление теми же осями, которые устанавливались в положение наибольшего перекоса в кривой  $R = 300$  м или близко к ним расположенными. Так как установки здесь уже будут свободными, то они могут быть различными при ходе вперёд и назад. Решение поэтому находится для хода вперёд и назад, и берётся радиус больший из определённых.

Эксплуатационный  $R_{мин}$  для двухосных экипажей. Величины радиусов, определяемых по формуле (32), малы и практического значения в работе паровозов не имеют.

Эксплуатационный  $R_{мин}$  для отдельного экипажа на двух двухосных тележках. На фиг. 25 представлена схема экипажа с двумя



Фиг. 25. Схема расположения экипажа с двумя двухосными тележками при определении эксплуатационного  $R_{мин}$

двухосными тележками, установленными в положение, соответствующее  $R_{мин}$ . Задняя тележка повернулась вокруг шкворня на предельный угол  $\theta$ . Положение центра поворота продольной оси определится величиной  $X_T$ , равной половине расстояния между шкворнями. Радиус

$$R_{мин} = \frac{2lX_T}{2l \sin \theta - \sigma}. \quad (42)$$

Эксплуатационный  $R_{мин}$  для отдельного экипажа с двумя трёхосными тележками. Эксплуатационный наименьший радиус отдельной трёхосной тележки определяется так же, как и радиус многоосного экипажа. Трёхосные тележки устанавливают в положение свободной установки отдельной трёхосной тележки. Продольную ось экипажа устанавливают по схеме экипажа с двухосными тележками (с использованием угла поворота  $\theta$ ).

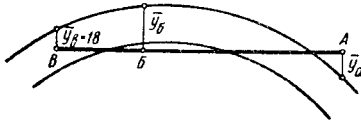
При установке второй оси тележки на внутреннем рельсе с набеганием передней оси на наружный рельс с расстоянием между первой и второй осями, равным  $l$ , получим

$$R_{мин} = \frac{2lX_T - l^2}{2l \sin \theta - 2\sigma}. \quad (43)$$

Эксплуатационный  $R_{мин}$  для отдельного экипажа с числом осей более двух. Прини-



мается установка (фиг. 26) наибольшего перекоса с набеганием передней оси на наружный рельс и с отклонением на полный разбег, если он есть, и с установкой одной из задних осей на внутреннем рельсе. Концевая ось  $B$  должна иметь возможность поперечного перемещения примерно на 18 мм с учётом собственного её



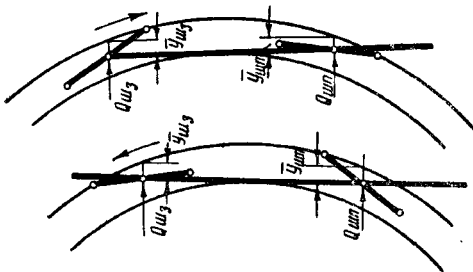
Фиг. 26. Схема расположения экипажа с числом осей более двух при определении эксплуатационного  $R_{мин}$

разбега. Установка эта соответствует заклинивающей, но со свободным поперечным смещением по концевой оси  $B$ .

Обычно для 5-осных экипажей в положение точки  $A$  устанавливают первую сцепную ось, в положение точки  $B$  — четвёртую сцепную ось, а в положение точки  $B$  — пятую сцепную ось. Для 4-осного — соответственно первую, третью и четвёртую. Иногда для экипажей с тележками места крайних осей могут занимать тележечные оси. Радиус, соответствующий такой установке, определяют по формуле (35).

Решение производится для хода вперёд и назад. Больший из радиусов является искомым.

Эксплуатационный  $R_{мин}$  сцепленных экипажей паровоза и тендера при ходе по кривой. При ходе сцепленных экипажей каждый из них должен иметь свободную установку, последнюю при этом не должны ограничивать сцепные приборы. Паровоз устанавливается в кривой радиуса, определённого для отдельного экипажа, как указано выше. Тендер, который обычно имеет  $R_{мин}$  меньший, чем для паровоза, в этом случае для большего радиуса устанавливается в положение, определяемое равновесием сил при скорости, близкой нулю. На фиг. 27 представлена схема



Фиг. 27. Схема установки тележек тендера при ходе вперёд и назад

расположения тележек тендера при ходе вперёд и назад. Положение продольной рамы тендера зависит от отклонений шкворней тележек передней  $\bar{Y}_{шп}$  и задней  $\bar{Y}_{шз}$  от наружной

рельсовой нити. При заданных размерах тележки эти величины определяют в зависимости от радиуса кривой и расстояния до центра поворота.

Принимая установку паровоза и тендера, как указано по формулам (14)—(19) и по схеме фиг. 14, определяют углы  $\alpha$ ,  $\beta$  и  $\gamma$ .

Если они возможны по конструкции, то радиус для отдельного экипажа паровоза, принятый для проверки, является наименьшим радиусом и для сцепленных паровоза и тендера.

В случаях, когда тендер и паровоз взаимно действуют друг на друга, т. е. рама тендера через сцепные приборы передаёт добавочные давления на раму паровоза и наоборот, боковые давления колёс экипажей будут изменяться и возможно изменение установки.

Если боковые давления окажутся недопустимой величины, то необходимо увеличить  $R$  до такой величины, при которой взаимное влияние экипажей через сцепные приборы будет исключено. Расчёт проводится в этом случае для нескольких радиусов, в зависимости от которых и строят кривые изменения углов  $\alpha$ ,  $\beta$  и  $\gamma$ .

Имея такие кривые и зная углы, возможные по конструкции, и определяя  $R_{мин}$ . Радиусы определяют для хода вперёд и назад. Больший радиус будет искомым.

Эксплуатационный  $R_{мин}$  для сцепленных экипажей паровоза и тендера при ходе из прямого участка в кривой. Расчёт обычно ведётся в предположении, что переходная кривая отсутствует.

Решение сводится к определению достаточности углов  $\alpha$ ,  $\beta$  и  $\gamma$  в существующей конструкции для данного радиуса кривой или определению необходимых их величин во вновь проектируемых экипажах. При заданных углах  $\alpha$ ,  $\beta$  и  $\gamma$  радиус определяют так же, как и в предыдущем случае; для нескольких величин радиусов определяют углы, строят кривые зависимостей углов от  $R$  и по заданным величинам их определяют необходимый радиус.

Паровоз устанавливают в свободную установку в кривом, а тендер — в прямом участке пути по фиг. 17. Затем, определив углы  $\alpha$ ,  $\beta$  и  $\gamma$  по формулам (20)—(31), изменяют установку на ту, которая приведена на фиг. 18, и вновь определяют углы  $\alpha$ ,  $\beta$  и  $\gamma$ . Сравнивая их величины с возможными по конструкции или отыскивая радиус, как указано выше при обеих установках, находят  $R_{мин}$  и больший из двух является искомым.

В табл. 5 приведены наименьшие радиусы кривых, определённые по приведённой выше методике для основных серий паровозов.

Следует отметить условность наименьших радиусов отдельных экипажей тендеров, где ограничением служили конструктивные размеры предохранительных цепей.

Схемы паровозов, принятые при определении  $R_{мин}$ , представлены на фиг. 28\*.

Из таблицы видно, что средним  $R_{мин}$  следует считать радиус 125 — 130 м. Этот радиус

\* Разбеги движущих осей паровозов СО всех индексов изменены на 0,  $\pm 8,0$ ,  $\pm 7$  и  $\pm 7$  (считая от 1-й оси).



Таблица 5

## Наименьшие радиусы кривых

Установка и серия паровоза	Заклинивание			Свободная установка отдельного экипажа			Свободная установка сцепленных экипажей			
	тендер	паровоз	сцепленные паровоз и тендер	тендер	паровоз		в кривом участке пути		ход из кривого участка пути в прямой	
				вперёд и назад	вперёд	назад	вперёд	назад	вперёд	назад
ОВ . . . . .	25	47	78	43,5	74	71	82	90	90	95
ЭМ винтовое сцепление . .	25	63	93	43,5	85	92	105	105	105	105
С . . . . .	25	130	130	43,5	152	160	160	160	160	160
СУ винтовое сцепление . .	25	143	147	43,5	160	165	165	165	165	175
ЭМ радиальное сцепление	25	63	63	43,5	85	92	92	92	92	92
ЭР с тендером П-27 . . . .	39	63	63	45	85	92	92	92	92	92
ЭР с тендером ЭР . . . . .	22	63	63	45	85	92	92	92	92	92
Е (все индексы) . . . . .	23	85	85	39	107	95	107	107	107	107
СОК . . . . .	20	85	85	26	104	93	104	104	104	104
СО с тендером ЭМ . . . . .	30	85	85	41	104	93	104	104	104	104
СО с тендером П-27 и П-35	39	85	85	55	104	93	104	104	104	104
Л с тендером П-33 . . . . .	30,5	105,5	105,5	56	130	116	130	130	130	130
ФД с тендером 17 . . . . .	28	113	113	36	125	120	125	125	125	125
ФД с тендером 6П . . . . .	28	113	113	36	125	120	125	125	125	125
СУ с радиальным сцеплением . . . . .	39	143	143	45	160	165	165	165	165	165
ИС с тендером 6П . . . . .	28	106,5	106,5	36	133	120	133	133	133	133

и есть средний по условиям эксплуатации. Вновь проектируемые паровозы, очевидно, должны иметь расчётный наименьший радиус кривой, равный 125 — 130 м.

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ БОКОВЫХ ДАВЛЕНИЙ НАПРАВЛЯЮЩИХ КОЛЁС ЭКИПАЖЕЙ ПАРОВОЗОВ ПРИ ХОДЕ ПО КРИВЫМ УЧАСТКАМ ПУТИ

Экипаж, проходя по кривому участку пути, набегает гребнями колёс на боковые грани рельсов и поворачивается под действием сил, возникающих в точках контакта гребней и рельсов. Вращение происходит вокруг центра поворота, положение которого определяется пересечением перпендикуляра, опущенного из центра кривой на продольную ось экипажа. Колёса и оси, поворачивающие экипаж в кривой, носят название направляющих колёс и осей, а усилия — направляющих усилий.

При вращении вокруг центра поворота между бандажами и рельсами всех колёс экипажа возникают силы трения, сопротивляющиеся повороту. В зависимости от скорости движения возникает центробежная сила и увеличивается давление некоторых направляющих колёс. В кривых наружная упорная нить рельса делается с возвышением против внутренней нити с целью компенсации части давления, вызываемого центробежной силой. Для уменьшения направляющих усилий в экипажах стремятся увеличить число направляющих осей устройством поперечных разбегов осей, связью осей при разбегах с рамой экипажа возвращающими устройствами, применением тележек; последние имеют обычно упругую

связь с главной рамой экипажа и при отклонениях со стороны тележек на раму передаётся сила, способствующая повороту экипажа в кривой.

Для упрощения расчётов путь принимают абсолютно жёстким, рельсовые нити уложенными по геометрически правильной окружности. Экипаж предполагается геометрически правильно собранным, все силы действующие в плоскости касания гребнями рельсов.

При действии силы тяги воздействие направляющих осей несколько уменьшается и поэтому при определении боковых давлений силу тяги или торможения принимают отсутствующей. Не принимают во внимание различные нагрузки от колёс на рельсы ни от колебаний наддрессорного строения, ни от действия противовесов. Точно так же не учитывают перегруз и разгруз от действия центробежной силы. Вследствие такого большого количества упрощающих положений результаты расчётов могут быть использованы лишь для сравнения экипажей между собой и для сравнения воздействия на путь осей одного и того же экипажа. Однако такое сравнение не всегда правильно отражает горизонтальное поперечное воздействие экипажей (и их осей) на рельс.

Для получения более точных значений боковых горизонтальных усилий на рельсы со стороны направляющих колёс экипажей следует отбросить предположение об абсолютно жёстких и геометрически правильных рельсовых нитях и о равенстве нагрузок на каждое колесо направляющей колёсной пары. Для учёта упругости пути в расчёты входит определение упругих отжатий рельсов.

## Абсолютно жёсткий путь

Усилия, возникающие между колесом и рельсом при ходе экипажа по кривой, определяют по схеме нахождения реакции опор жёсткой балки, лежащей на двух опорах, или реакции опоры рычага, нагруженных силами трения, возвращающими силами сцепных осей (если они есть) или тележек, центробежной силой, составляющей веса от возвышения наружного рельса.

Силы трения прикладывают к балке расположенными на два направления — поперёк пути и вдоль продольной оси экипажа.

На фиг. 29 изображена схема экипажа и приложенных к нему сил. Экипаж набегает первой движущей осью на упорную нить и вызывает реакцию рельса  $Y_1$ , четвёртой осью он набегает на внутреннюю нить и вызывает реакцию  $Y_4$ . Центр поворота  $O_1$  расположен на расстоянии  $X_1$  от первой движущей оси. Центробежная сила  $\Pi$  приложена к центру тяжести, определяемому без учёта веса перемещающихся осей и тележек. Также в центре

Силу  $V$  определяют по формуле

$$2V = \frac{2Pf \left( \frac{S}{2} \right)}{\sqrt{X^2 + \left( \frac{S}{2} \right)^2}}. \quad (45)$$

Величины возвращающих сил тележек определяют из заданного закона изменения возвращающей силы от отклонения.

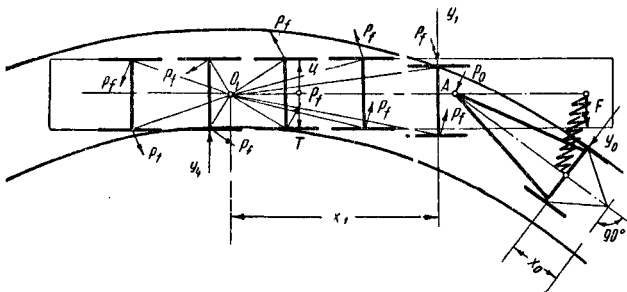
Центробежная сила

$$\Pi = \frac{mv^2}{R}, \quad (46)$$

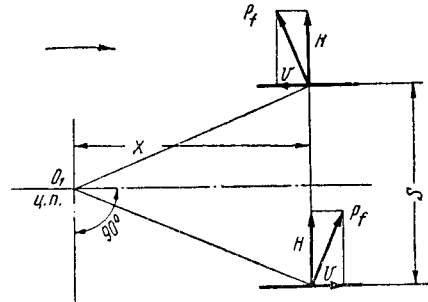
где  $m$  — масса экипажа без масс тележек и перемещающихся осей в  $\frac{\text{кг/сек}^2}{\text{м}}$ ;

$v$  — скорость движения в м/сек;

$R$  — радиус кривой в м.



Фиг. 29. Схема экипажа и приложенных к нему сил в кривой



Фиг. 30. Разложение силы трения на составляющие

тяжести приложена составляющая веса экипажа  $T$ . Со стороны тележки на главную раму действует сила возвращающего устройства тележки  $F$ . Тележка, отклонившись от главной рамы, набегает на наружную нить и вызывает реакцию рельса  $Y_0$ . Установка тележки определяется положением её центра поворота, который расположен на расстоянии  $X_0$  от оси тележки. Водило тележки действует на главную раму через шкворень  $A$  с силой  $P_0$ . Силы трения  $P_f$  указаны в их направлении, перпендикулярном лучу, соединяющему центр поворота с точкой контакта бандажа с рельсом. На фиг. 30 представлено разложение силы  $P_f$  на продольную  $V$  и поперечную  $H$ . Силу  $H$  определяют по формуле

$$2H = \frac{2PfX}{\sqrt{X^2 + \left( \frac{S}{2} \right)^2}}, \quad (44)$$

где  $2P$  — нагрузка от колёс оси на рельс;

$f$  — коэффициент трения, принимаемый одинаковым для всех осей и равным 0,25;

$X$  — расстояние данной оси до центра поворота;

$S$  — расстояние между кругами катания.

Составляющая веса от возвышения наружного рельса

$$T = \frac{Gh}{S}. \quad (47)$$

Для нахождения боковых усилий определяют:

1. Для кривой заданного радиуса размер зазора  $\sigma = S_1 - S_2$  и величину возвышения наружного рельса  $h$ .

2. Вес главного строения экипажа  $G$ , равный весу паровоза без веса тележек и перемещающихся осей.

3. Положение центра тяжести главного строения экипажа от бегунковой или крайней сцепной оси

$$\bar{X} = \frac{\sum 2Pa}{G},$$

где  $a$  — расстояния осей от бегунковой или крайней оси, относительно которой определяется положение центра тяжести.

4. Расстояния осей до найденного положения центра тяжести  $l_i$ , расстояние шкворней тележек  $l_0$  и точек приложения возвращающих сил до центра тяжести  $l_F$ .

5. Величину центробежной силы в зависимости от радиуса:

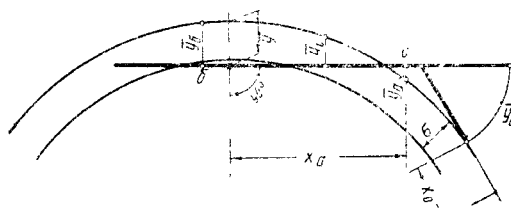
$$C = \frac{G}{9,81 \cdot 3,6^2 R} v^2,$$

где вычисляется коэффициент при  $v^2$ .

6. Величину составляющей  $T$  по формуле (47).

7. Положение экипажа, скорости, соответствующие этому положению, и усилия от колеса на рельс определяют методом попыток.

Вычерчивают от руки эскиз двух нитей колеи по фиг. 31 и наносят предполагаемое положение продольной оси экипажа. Положение задаётся расположением двух осей и вполне определяется величиной отклонения осей от наружной нити. На фиг. 31 ось  $a$  установлена на наружной нити с отклонением  $\bar{Y}_a$ , а ось  $b$  — на внутренней нити с отклонением  $\bar{Y}_b$ . Затем по формуле (2) определяют положение центра поворота от оси  $a$ , вычи-



Фиг. 31. Эскиз установки паровоза в кривой при определении боковых давлений

сляют по формуле (3) центральную стрелку и определяют по формуле (3а) отклонения всех остальных осей от наружной нити  $\bar{Y}_i$ .

Положение тележек, характеризуемое их центром поворота  $X_0$  и отклонением  $\bar{Y}_0$ , определяют в зависимости от типа тележек по формулам (4) — (8)\*. На эскизе ставят размеры  $\bar{Y}_i$  и  $\bar{Y}_0$ , отмечают расположение центров поворота  $X_a$  и  $X_0$ . Вычисленные величины  $\bar{Y}_i$ ,  $\bar{Y}_0$  показывают возможность или невозможность принятой установки путём сравнения вычисленных величин с возможными по конструкции. Возможные по конструкции величины для существующих экипажей заданы, а для вновь проектируемых намечаются при геометрическом решении задачи о величинах поперечных разбегов.

8. Убедившись в возможности предположенного расположения экипажа в кривой по геометрическим соображениям, составляют условия равновесия экипажей тележек (фиг. 32):

$$\sum H_0 + F_0 + P_0 + Y_0 = 0;$$

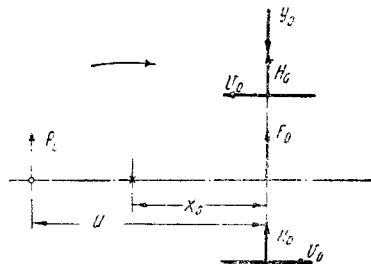
$$\sum 2V_0 \frac{S}{2} + P_0 U = 0.$$

Обычно

$$F_0 = F_n + Ж \bar{Y}_0,$$

где  $F_n$  — начальная возвращающая сила тележки;

$Ж$  — жёсткость возвращающего устройства, представляющая собой увеличение силы его при отклонении оси на 1 мм.



Фиг. 32. Схема одноосной тележки с приложенными к ней силами

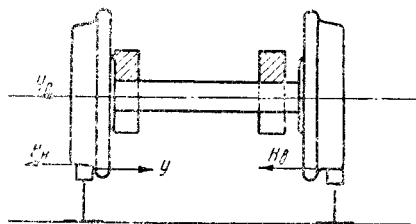
Из этих условий определяют реакцию в шкворне тележки  $P_0$  и направляющее усилие бегунковой оси  $Y_0$  и боковое давление  $Y^1$ .

На фиг. 33 изображена схема набегающей оси экипажа, находящейся под действием рамного усилия  $Y_p$ , передаваемого от рамы экипажа ступице колеса, поперечных сил трения  $H$  и реакции рельса, приложенной к точке контакта гребня и рельса  $Y$ .

Направляющее усилие

$$Y = Y_p + H_n + H_v. \quad (48)$$

Оно определяет силу в точке контакта и характеризует условия износа гребней и рельсов.



Фиг. 33. Схема набегающей оси экипажа

Боковое давление

$$Y' = Y_p + H_v, \quad (49)$$

если ось расположена впереди центра поворота, и

$$Y' = Y_p - H_v, \quad (50)$$

если направления усилий  $Y_p$  и  $H_v$  противоположны.

Боковое давление  $Y'$  входит в определение устойчивости рельса. В обычном сравнительном расчёте принимают  $H_n = H_v$ .

Если при определении  $Y_0$  окажется, что принятое направление неверно, это будет

\* Геометрические элементы задачи можно определять также и каким-либо указанным выше графическим способом.

означать невозможность предположенной установки тележки. Тогда принимают вновь другую установку и тем же путём определяют  $Y_0$  и возможность установки уже по условиям равновесия сил, действующих на тележку, согласующихся с физическим смыслом возможности установки её оси. Ряд попыток даёт возможность найти установку и силы  $Y_0$  и  $P_0$ .

9. Определяют силы трения осей главного строения по формулам (44) и (45), которые удобно располагать в виде таблицы (табл. 6).

Можно принять в обычных расчётах  $\frac{S^2}{2} = 0,625$ , так как  $\frac{S}{2} = 0,79$  м.

Последняя строка в таблице суммируется:  $\Sigma 2V \frac{S}{2}$ . Если есть возвращающие устройства на осях, то вычисляют возвращающие силы осей. Обычное выражение возвращающей силы в зависимости от начальной жёсткости устройства и отклонения оси  $\bar{Y}_n$  из её центрального положения:

$$F_n = F_n + K \bar{Y}_n.$$

На схему по фиг. 34, представляющую, как указано выше, балку или рычаг, наносят действующие силы и реакции опор. Опорами здесь удобнее представлять ступицы направляющих колёс и поэтому определяемыми из условий равновесия будут рамные усилия  $Y_p$ .

На фиг. 34 направляющая ось  $a$  набегала на упорный рельс, а ось  $b$  — на внутренний. Под действием сил трения, сил, передаваемых от тележки (в данном случае одноосной), рама экипажа давит на ступицу наружного колеса оси  $a$  и на ступицу внутреннего колеса оси  $b$ . Определяемыми будут величины  $Y_{pa}$  и  $Y_{pb}$  по параметру  $v$ .

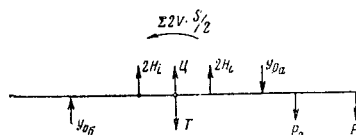
Условия равновесия:

$$\begin{aligned} \Sigma 2H_i + \Sigma F_0 + \Sigma P_0 + \Sigma Y_p + C + T &= 0; \\ \Sigma 2H_i l_i + \Sigma F_0 l_{F_0} + \Sigma P_0 l_{P_0} + \Sigma Y_p l_{Y_p} + \\ + \Sigma 2V \frac{S}{2} &= 0. \end{aligned}$$

В приведённых уравнениях три неизвестных. Принимая известной какую-либо величину  $Y_p$ , определяют значение другой реакции и величину  $C$ . Возможность установки при полученной величине скорости определяется положительными знаками  $Y_p$  и  $C$ .

Отрицательное значение какой-либо величины свидетельствует о невозможности установки. В последнем случае предполагают новую установку экипажа и повторяют действия, указанные в пп. 7, 8 и 9.

Обычно первой предполагаемой установкой принимают установку наибольшего перекаса и, если она возможна, то при увеличении скорости  $v$  установка изменяется с сохранением набегания осью  $a$ , а вся продольная



Фиг. 34. Схема приложения сил к экипажу

ось экипажа занимает ряд промежуточных положений до установки наибольшего сдвига к наружному рельсу. Возможны и другие комбинации направления экипажа, в особенности при наличии тележек. Таким образом, установки и величины сил в зависимости от скорости движения определяются путём попыток.

При изменениях установки необходимо следить за моментом переключения осей, т. е. тем их положением, когда они меняют своё положение относительно рельса. Ось, которая находилась в зазоре и не набегала на рельс, передавала действие своих поперечных сил трения на раму и тем самым увеличивала давление направляющей оси. При подходе оси к рельсу давление начинает передаваться на рельс, а на раму оно постепенно будет уменьшаться до нуля, а иногда и принимать обратное направление.

Таблица 6

Определение сил трения

№ осей	1	2	...	n
X	$X_1$	$X_2$	...	$X_n$
$X^2$	$X_1^2$	$X_2^2$	...	$X_n^2$
$\sqrt{X^2 + (S/2)^2}$	$\sqrt{X_1^2 + (S/2)^2}$	$\sqrt{X_2^2 + (S/2)^2}$	...	$\sqrt{X_n^2 + (S/2)^2}$
2H	$2H_1$	$2H_2$	...	$2H_n$
$2VS/2$	$2V_1S/2$	$2V_2S/2$	...	$2V_nS/2$

В результате расчётов для кривой данного радиуса может быть построена зависимость рамных усилий, боковых давлений и направляющих усилий от скорости.

Использование результата расчётов заключается в оценке вписываемости экипажа, а также в определении целесообразности применения тех или иных устройств экипажной части для уменьшения воздействия на путь. Вписываемость экипажа оценивают по величине отношения  $\frac{Y'}{P}$ .

Принимают, что если  $\frac{Y'}{P} \leq 1$ , то нет опасности всползания колеса на рельс и схода экипажа. Чем меньше отношение  $\frac{Y'}{P}$ , тем лучше вписывается экипаж в кривую. Обязательным при таких расчётах является сравнение полученных величин боковых усилий с усилиями в других, уже зарекомендовавших себя хорошей работой экипажах.

Если величины  $Y$ ,  $Y'$  одного направляющего колеса экипажа чрезмерно велики, а другого малы, то необходимо изменить характеристику перемещаемости осей или величины возвращающих сил и получить значение  $Y$  и  $Y'$  наименьшие из возможных.

Оценка ожидаемого износа гребней

$$\varphi = Y \sin \alpha,$$

где  $\alpha$  — угол набегания, определяемый для каждого колеса из выражения

$$\sin \alpha = \frac{X}{R}.$$

Здесь  $X$  — расстояние данного колеса до центра поворота;  
 $R$  — радиус кривой.

#### Упругий путь

Исследования, проведённые в СССР в последнее время, позволяют уточнить определение действительных величин боковых давлений направляющих колёс. Это выполнимо при учёте упругости пути в поперечном направлении и неравномерности давлений колёс на рельсы у направляющих осей вследствие действия рамного усилия на ступицу колеса.

Направляющие колёса экипажа боковыми давлениями вызывают отжатия рельсов. Отжатия вызовут изменения установки расстояний осей до центра поворота, отклонений осей от рельсовых нитей и возможное переключение осей.

Для нахождения боковых давлений при упругом пути определяют:

1. Рамные усилия направляющих колёс и скорости, предполагая вначале путь абсолютно жёстким так же, как и в предыдущем случае.

2. Перегруз и разгруз, а затем нагрузки колёс направляющей колёсной пары по формулам:

$$P_n = P_{cm} + \frac{Y P}{S}; \quad (51)$$

$$P_v = P_{cm} - \frac{Y P}{S} \quad (52)$$

3. Поперечные составляющие силы трения направляющего и другого колеса направляющих колёсных пар по формулам:

$$H_n = \frac{H P_n}{P_{cm}}; \quad (53)$$

$$H_v = \frac{H P_v}{P_{cm}}. \quad (54)$$

4. По формулам (49) — (50) вычисляют величины боковых давлений  $Y'$ .

5. Величины боковых отжатий рельсов, вызываемых направляющими колёсами, по формуле

$$\bar{Y}_n = \left( \alpha Y' + \frac{Y' - f_1 P_n}{\beta} \right) K_2, \quad (55)$$

где  $\alpha$  — коэффициент, учитывающий смещение головки рельса от упругого сжатия шпалы (табл. 7);

$f_1$  — коэффициент трения подкладки о шпалу, принимаемый равным 0,15;

$P_n$  — нагрузка от направляющего колеса на рельс по формуле (51) в кг;

$\beta$  — коэффициент, характеризующий боковую упругую податливость пути (значения  $\beta$  для пути с удовлетворительным состоянием см. в табл. 7);

$K_2$  — коэффициент горизонтальной динамичности, учитывающий увеличение действительного бокового отжатия по сравнению с расчётными и зависящий от расположения оси и скорости.

Таблица 7

Значение  $\alpha$  и  $\beta$

Тип рельсов	$\alpha$	$\beta$
P50 . . . . .	0,000095	1 200
I-a . . . . .	0,000235	1 050
II-a . . . . .	0,000275	1 000
III-a . . . . .	0,000317	900

Величины  $K_2$  при ходе вперёд можно принимать следующими ( $v$  — скорость в км/час):

Первые по ходу оси:

одноосной бегунковой тележки  $K_2 = 1 + 0,01 v$ ;

двухосной бегунковой и тендерной тележки  $K_2 = 1 + 0,006 v$ ;

снегоплавная ось безбегункового экипажа  $K_2 = 1 + 0,008 v$ .

Вторые и третьи по ходу оси  $K_2 = 1$ .

При ходе назад величины  $K_2$  можно принимать следующими:

Одноосная поддерживающая тележка, двухосные поддерживающие тележки и тележки тендера для осей первых по ходу

$$K_2 = 1 + 0,006 v.$$

Снегоплавные оси и вторые по ходу оси тележек при ходе тендером вперёд

$$K_2 = 1.$$

В соответствии с увеличением  $\bar{Y}_n$  увеличивается и  $Y'$  действительное, определяемое из формулы (55) подстановкой увеличенного значения  $\bar{Y}_n$ . При  $Y'$  в кг получаем  $\bar{Y}_n$  в мм.

6. Устанавливают экипаж в кривой в соответствии с новыми отклонениями направляющих осей, причём в отклонениях уже введены отжатия, и вновь определяют величины  $X_n$ ,  $\bar{Y}$ ,  $\bar{Y}_i$ , силы, действующие на главное строение со стороны тележек  $P_0$ ,  $F_0$ , силы трения осей главного строения, возвращающие силы, и затем составляют условия равновесия. Из них определяют

$$v, Y_p, P_n, P_v, H_n, H_v \text{ и } Y'.$$

Затем определяют вновь величины  $\bar{Y}_n$ . Если отжатия рельсов, полученные из первого расчёта, отличаются от полученных во втором расчёте незначительно (порядка 5%), то подсчёт боковых давлений и отжатий и определение  $v$  на этом для данной установки заканчивается. Если расхождения велики, то расчёт повторяют вновь.

Подсчитывая величины  $Y'$ ,  $\bar{Y}_n$  и  $v$ , получают возможность построения их зависимости друг от друга.

7. Использование получаемых расчётом действительных значений  $Y'$  и  $Y_n$  заключается в действительной оценке вписываемости экипажа, применении значений  $Y'$  и  $\bar{Y}_n$  как исходных данных для расчётов пути и деталей экипажа.

Во многих случаях опасность чрезмерных отжатий рельсов наступает раньше возможностисползания колеса на рельс. Кроме того, отжатия рельсов вызывают остаточные сдвиги рельсов, накопление которых может оказаться опасным или вызовет необходимость частого ремонта пути. Приняв за оценку величину отжатия, полученную при расчёте, можно ограничивать величины боковых давлений экипажей.

При проектировании новых паровозов можно принимать следующие ориентировочные наибольшие допустимые отжатия:

Тип рельса	Наибольшее допустимое отжатие $Y_n$ в мм
II-a	8
I-a	7,5
P50	6,5

При определении наименьшего радиуса кривой для вновь проектируемых паровозов наибольшее отжатие (также ориентировочно) не должно превышать 11 мм.

Сравнительные расчёты по методу жёсткого пути можно применять только в случае набегания одной осью, когда не происходит переключение осей.

В этом случае эффект отжатия равносильен поперечному параллельному переносу продольной оси экипажа. Во всех других случаях применение расчётов по абсолютно жёсткому пути не даёт правильных решений.

При очень большой жёсткости пути желательно введение возвращающих устройств на всех осях экипажа, чем как бы заменяется упругость пути. Скорость движения в кривых принимают по инструкциям МПС.

8. При расчётах с учётом упругости пути весьма важным является определение коэффициента боковой податливости пути  $\beta$ . Определение этого коэффициента для данного пути может быть произведено распором рельсов домкратом с записью сил и соответствующих отжатий без нагрузки колёсами подвижного состава. При путевых испытаниях взаимодействия пути и паровозов  $\beta$  может быть определено по величине отжатия  $Y_n$ , замеренного при испытаниях для скоростей, близких к нулю, боковому давлению  $Y'$ , определённого расчётом с учётом места приложения  $Y_p$  и действительной установке экипажа по данным отжатий. Определение  $\beta$  может быть рекомендовано при выяснении причин сходов с рельсов на существующем пути.

### ПРИМЕР ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВЕЛИЧИНЫ БОКОВЫХ ДАВЛЕНИЙ НА РЕЛЬСЫ НАПРАВЛЯЮЩИХ КОЛЁС ПАРОВОЗА

#### Основные данные

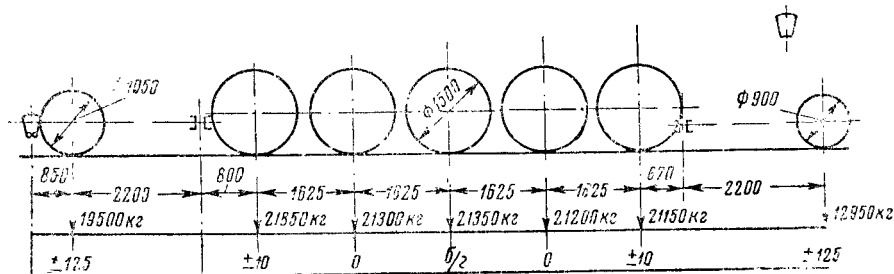
На фиг. 35 представлена схема паровоза ФД с реальными нагрузками от осей и указанием величин поперечных разбегов осей и отклонения тележек.

Для удобства расчётов нагрузки от сцепных осей вследствие небольшой разности следует принять равными средней:

$$2P = \frac{21\ 850 + 21\ 300 + 21\ 350 + 21\ 200 + 21\ 150}{5} = 21\ 370 \text{ кг.}$$

Возвращающее устройство передней тележки имеет характеристику

$$F_0 = (2\ 300 + 21 \bar{Y}_0) \text{ кг, где } \bar{Y}_0 \text{ в мм.}$$



Фиг. 35. Расчётная схема для паровоза ФД



Возвращающая сила поддерживающей тележки

$$F_n = 1600 \text{ кг} = \text{const.}$$

Первая и пятая сцепные оси возвращающих устройств не имеют.

Расстояние центра тяжести главного строения от бегунковой оси без неподрессоренного веса первой и пятой сцепных осей и тележек

$$\bar{X} = \frac{(21,37 - 4,0) 2,87 + 21,37 (4,495 + 6,12 + 7,745) + (21,37 - 4,0) 9,37 + (19,5 - 3,5) 12,37}{(21,37 \cdot 5 - 4,2) + (12,95 - 2,7) + (19,5 - 3,5)} = 6,4 \text{ м.}$$

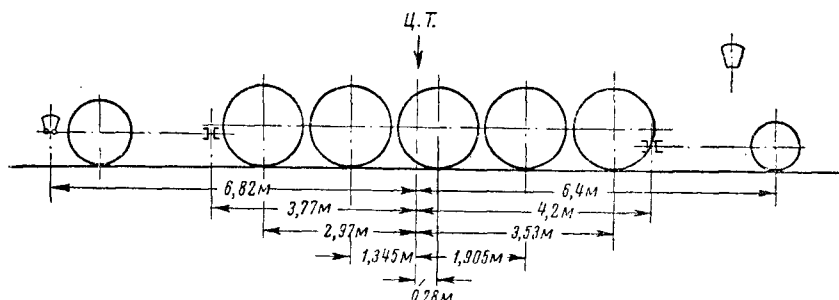
Расстояния осей до центра тяжести главного строения представлены на фиг. 36.  
Центробежная сила главного строения

$$C = \frac{mv^2}{R} = \frac{125 \cdot 200}{9,81} \cdot \frac{v^2}{3,6^2 R} = \frac{990}{R} v^2.$$

(C в кг, v в км/час и R в м).

Определяем положение центра поворота  $X_1$  как расстояние от первой сцепной оси:

$$X_1 = \frac{R(\bar{Y}_5 - \bar{Y}_1)}{L} + \frac{L}{2} = \frac{400(0,019 + 0,010)}{6,5} + 3,25 = 5,03 \text{ м.}$$



Фиг. 36. Расстояния осей до центра тяжести главного строения паровоза ФД

Составляющая веса в кг от повышения наружного рельса

$$T = \frac{Gh}{S} = \frac{125 \cdot 200}{1590} h = 79 h \text{ (h в мм)}.$$

Кривая  $R = 400 \text{ м.}$

При уширении 11 мм и повышении наружного рельса 75 мм

$$C = \frac{990}{400} v^2 = 2,48 v^2,$$

$$T = 79 \cdot 75 = 5900 \text{ кг.}$$

Расчёт для абсолютно жёстких рельсов

Предположим, что экипаж паровоза занимает в кривой установку, изображённую на фиг. 37:

$$z = S_1 - S_2 = (1524 + 11) - (1440 + 2 \cdot 33) = 29 \text{ мм.}$$

Первая сцепная ось установлена на наружной нити с отклонением на величину разбега 10 мм. Пятая сцепная ось от внутренней нити отстоит на 10 мм и в таком положении может набегать на внутреннюю нить, передавая давление поперечных составляющих сил трения или на раму экипажа или на рельс, или в какой-либо степени — на раму и рельс.



Фиг. 37. Расчётная схема установки экипажа паровоза ФД в кривой  $R = 400 \text{ м}$

Расстояния других осей до центра поворота следующие:

$$X_2 = 5,03 - 1,625 = 3,405 \text{ м; } X_3 = 1,78 \text{ м;}$$

$$X_4 = 0,155 \text{ м; } X_5 = -1,47 \text{ м.}$$

Положение осей относительно наружной нити определится величинами их отклонений.  
Отклонение центра поворота:

$$\bar{Y} = \bar{Y}_1 + \frac{X_1^2}{2R} = -0,010 + \frac{5,03^2}{2 \cdot 400} = 0,022 \text{ м.}$$

Отклонения осей

$$\bar{Y}_2 = \bar{Y} - \frac{X_2^2}{2R} = 0,022 - \frac{3,405^2}{2 \cdot 400} = 0,0075 \text{ м;}$$

$$\bar{Y}_3 = 0,022 - \frac{1,78^2}{800} = 0,018 \text{ м;}$$

$$\bar{Y}_4 = 0,022 - \frac{0,155^2}{800} = 0,022 \text{ м.}$$



Реакция ступицы колеса:

$$\begin{aligned} F_n - P_n &= Y_{pn} = 0; \\ 0,85 F_n + 2,2 P_n - 2 V_n S/2 &= 0; \\ 0,85 \cdot 1600 + 2,2 P_n - 770 &= 0; \\ P_n &= -270 \text{ кг}; \\ Y_{pn} &= 1600 + 270 = 1870 \text{ кг}. \end{aligned}$$

Направляющее усилие  $Y_n = 1870 - 4775 = -2905 \text{ кг}$ .

Отсюда очевидно, что установка поддерживающей оси на наружной нити невозможна, так как давление гребня ( $Y_n$ ) отрицательно. Поддерживающая ось отклонится от наружной нити под влиянием своих сил трения в сторону внутреннего рельса. Путём ряда пробных подстановок величин  $X_n$  оказалось, что направляющее усилие равно 0, т. е. гребень не касается рельса при  $X_n = 0,1 \text{ м}$ .

$$\begin{aligned} 2H_n &= \frac{19500 \cdot 0,25 \cdot 0,1}{0,1^2 + 0,79^2} = 610 \text{ кг}; \\ 2V_n S/2 &= 3820 \text{ кгм}; \\ 2,2 P_n + 0,85 \cdot 1600 - 3820 &= 0; \\ P_n &= 1110; \\ Y_{pn} &= 1600 - 1110 = 490 \text{ кг}; \\ Y_n &= 490 - 610 = -120 \text{ кг} \approx 0. \end{aligned}$$

Положение поддерживающей оси при  $X_n = 0,1 \text{ м}$  определится её отклонением из своего среднего положения

$$\begin{aligned} \bar{Y}_n &= -\frac{1,47 + 2,2 + 0,8 - 0,1}{400} 2,2 = \\ &= -0,020 \text{ м}. \end{aligned}$$

Следовательно, ось отклонится от наружной нити на  $20 - 3 = 17 \text{ мм}$ . Это положение оси показано на фиг. 37 сплошной линией.

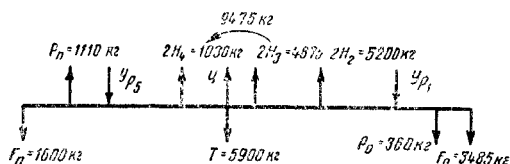
Рассмотрим главное строение.

Силы трения осей:

Оси	I	II	III	IV	V
$X$	5,03	3,405	1,78	0,155	-1,47
$X^2$	25,3	11,6	3,17	0,024	2,16
$\sqrt{X^2 + (S/2)^2}$	5,1	3,5	1,95	0,805	1,67
$2H$	5260	5200	4875	1030	-4700
$2VS/2$	655	955	1715	4150	2000

$$\Sigma 2V S/2 = 9475.$$

На фиг. 40 представлена схема приложения сил к раме главного строения паровоза.



Фиг. 40. Схема приложения сил к раме главного строения паровоза

Для определения  $Y_p$  и  $\bar{C}$  имеем следующие равенства:

$$\begin{aligned} \bar{C} - Y_{p1} - Y_{ps} + 1110 + 1030 + 4875 + \\ + 5200 - 1600 - 5900 - 360 - 3485 &= 0; \\ \bar{C} - Y_{p1} - Y_{ps} &= -870. \end{aligned}$$

Написав уравнение моментов относительно центра тяжести, получим

$$\begin{aligned} 3485 \cdot 6,4 + 360 \cdot 4,2 + 1030 \cdot 1,345 + \\ + 1110 \cdot 3,77 - 9475 - 1600 \cdot 6,82 - \\ - 4875 \cdot 0,28 - 5200 \cdot 1,905 + \\ + 3,53 Y_{p1} - 2,97 Y_{ps} &= 0; \\ 3,53 Y_{p1} - 2,97 Y_{ps} &= 2245. \end{aligned}$$

Определим скорость и боковые давления в момент отрыва гребня пятой сцепной оси от внутренней рельсовой нити.

В этом случае  $Y_{ps} = 2H_s = 4700 \text{ кг}$ .

Тогда  $\bar{C} - Y_{ps} = 3830$ ;

$$\begin{aligned} 3,53 Y_{p1} - 2,97 \cdot 4700 &= 2245; \\ Y_{p1} &= 4600 \text{ кг}; \\ \bar{C} &= 2,48 v^2 - 4600 + 3830 = 8430; \\ v^2 &= 3400; v \approx 58 \text{ км/час}. \end{aligned}$$

Направляющие усилия  $Y_1 = 4600 + 5260 = 9860 \text{ кг}$ ;

$$Y_s = 0.$$

Боковые давления  $Y' = Y_p + H$ .

$$Y'_1 = 4600 + \frac{5260}{2} = 7230 \text{ кг};$$

$$Y'_s = \frac{4700}{2} = 2350 \text{ кг}.$$

Боковое давление пятой сцепной оси происходит только от поперечной составляющей сил трения и направлено наружу кривой по внутренней и по наружной нити.

На этом заканчивается расчёт боковых давлений для абсолютно жёсткого пути при определении скорости и бокового давления, дающих одну точку зависимости скорости и бокового давления.

### Расчёт для упругого пути

Пусть имеем рельсы типа II-а. Кривая, паровоз, возвышение и уширение пути остаются, как и в предыдущем примере. Расчёт в этом случае ведётся вначале как для абсолютно жёсткого пути и в той же последовательности, с теми же выкладками, включая получение величин рамных усилий

$$Y_{p1}, Y_{ps} \text{ и } v.$$

Таким образом,

$$\begin{aligned} Y_{ps} &= 3845 \text{ кг}; Y_{pn} = 490 \text{ кг}; \\ Y_{p1} &= 4600 \text{ кг}; Y_{ps} &= 4700 \text{ кг}; v &= 58 \text{ км/час}. \end{aligned}$$

Во всех случаях рама давит на ступицы наружных колёс и, следовательно, получается перегруз наружного и разгруз внутреннего рельсов.

По формулам (51) — (54) получим следующее.

Передняя (бегунковая) тележка

$$P_{H_1} = \frac{12\,950}{2} + \frac{3\,845 \cdot 450}{1\,590} = 7\,560 \text{ кг};$$

$$P_{\sigma_1} = \frac{12\,950}{2} - \frac{3\,845 \cdot 450}{1\,590} = 5\,390 \text{ кг};$$

$$H_{H_1} = \frac{3\,080 \cdot 7\,560}{12\,950} = 1\,800 \text{ кг};$$

$$H_{\sigma_1} = \frac{3\,080 \cdot 5\,390}{12\,950} = 1\,280 \text{ кг}.$$

Боковое давление  $Y'_1 = 3\,845 - 1\,280 = 2\,565 \text{ кг}$ .

Боковое отжатие наружного рельса составит:

$$\bar{Y}_{H_1} = \left( \alpha Y'_1 + \frac{Y'_1 - t_1 P_{H_1}}{\beta} \right) K_2;$$

$$\alpha = 0,000275;$$

$$\beta = 1\,000;$$

$$K_2 = 1 + 0,01 v = 1 + 0,01 \cdot 58 = 1,58;$$

$$Y_{H_1} = \left( 0,000275 \cdot 565 + \frac{2\,565 - 0,15 \cdot 7\,560}{1\,000} \right) 1,58 = 3,4 \text{ мм}.$$

Задняя (поддерживающая) тележка

$$P_{H_n} = \frac{19\,500}{2} + \frac{490 \cdot 525}{1\,590} = 9\,910 \text{ кг};$$

$$P_{\sigma_n} = \frac{19\,500}{2} - \frac{490 \cdot 525}{1\,590} = 9\,590 \text{ кг};$$

$$H_{H_n} = \frac{610 \cdot 9\,910}{19\,500} = 310 \text{ кг};$$

$$H_{\sigma_n} = \frac{610 \cdot 9\,590}{19\,500} = 300 \text{ кг}.$$

Боковое давление на наружный рельс:

$$Y'_n = 490 + 310 = 800 \text{ кг}.$$

Боковое отжатие наружного рельса:

$$K_2 = 1 + 0,006 \cdot 58 = 1,35;$$

$$\bar{Y}_{H_n} = \left( 0,000275 \cdot 800 + \frac{800 - 9\,910 \cdot 0,15}{1\,000} \right) 1,35 \approx 0.$$

Первая сцепная ось:

$$P_{H_1} = \frac{21\,370}{2} + \frac{4\,600 \cdot 750}{1\,590} = 12\,865 \text{ кг};$$

$$P_{\sigma_1} = \frac{21\,370}{2} - \frac{4\,600 \cdot 750}{1\,590} = 8\,505 \text{ кг};$$

$$H_{H_1} = \frac{5\,260 \cdot 12\,865}{21\,370} = 3\,170 \text{ кг};$$

$$H_{\sigma_1} = \frac{5\,260 \cdot 8\,505}{21\,370} = 2\,090 \text{ кг}.$$

Боковое давление на наружный рельс:

$$Y'_1 = 4\,600 + 2\,090 = 6\,690 \text{ кг}.$$

Боковое отжатие наружного рельса ( $K_2 = 1$ ):

$$\bar{Y}_{H_1} = 0,000275 \cdot 6\,690 + \frac{6\,690 - 0,15 \cdot 12\,865}{1\,000} = 6,6 \text{ мм}.$$

Пятая сцепная ось:

$$P_{H_5} = \frac{21\,370}{2} + \frac{4\,700 \cdot 750}{1\,590} = 12\,905 \text{ кг};$$

$$P_{\sigma_5} = \frac{21\,370}{2} - \frac{4\,700 \cdot 750}{1\,590} = 8\,465 \text{ кг};$$

$$H_{H_5} = \frac{4\,700 \cdot 12\,905}{21\,370} = 2\,720 \text{ кг};$$

$$H_{\sigma_5} = \frac{4\,700 \cdot 8\,465}{21\,370} = 1\,980 \text{ кг}.$$

Боковое давление на наружный рельс  $Y'_5 = 2\,720 \text{ кг}$ .

Боковое отжатие наружного рельса пятой сцепной осью

$$\bar{Y}_{H_5} = 0,000275 \cdot 2\,720 - \frac{2\,720 - 0,15 \cdot 12\,905}{1\,000} = 1,53 \text{ мм} \quad (K_2 = 1).$$

В действительности установка, предположенная нами при первом подсчёте, для данной скорости и боковых давлений будет иной.

Принимая во внимание величины полученных отжатий рельсов, изменим принятую установку, которая и представлена на фиг. 41.



Фиг. 41. Установка экипажа паровоза ФД с учётом отжатий рельсов в кривой  $R=400 \text{ м}$  и  $v=58 \text{ км/час}$

Это положение продольная ось паровоза займёт при том же положении центра поворота путём параллельного переноса на  $7 \text{ мм}$  за счёт отжатия наружной нити первой сцепной оси.

Определим вновь боковые давления и отжатия рельсов.

Отжатие наружной нити у бегунковой оси на  $3,5 \text{ мм}$  (как указано на схеме) изменит положение центра поворота передней тележки, которое определится из новых условий:

$$-0,0135 = \frac{2 \cdot X_0 2,2 + 2 \cdot 5,03 \cdot 0,67 + 0,67^2 - 2,2^2}{2\,400},$$

$$X_0 = -3,07 \text{ м}.$$

Отклонение

$$\bar{Y}_0 = -\frac{5,03 + 2,2 + 0,67 + 3,07}{400} 2,2 = -0,0605 \text{ м}.$$

Силы трения бегунковой оси:

$$2H_0 = \frac{12950 \cdot 0,25 \cdot 3,07}{\sqrt{3,07^2 + 0,79^2}} = 3070 \text{ кг};$$

$$2V_0 S/2 = \frac{12950 \cdot 0,25 \cdot 0,79^2}{\sqrt{3,07^2 + 0,79^2}} = 625 \text{ кг.м.}$$

Реакция шкворня водила

$$P_0 = \frac{625}{2,2} = 285 \text{ кг.}$$

Рамное усилие

$$Y_{p_0} = F_0 + P_0 = 2300 + \\ + 21 \cdot 60,5 + 285 = 3855 \text{ кг,} \\ F_0 = 3570 \text{ кг.}$$

В условиях равновесия главного строения изменится лишь воздействие на раму со стороны передней тележки. Задняя тележка останется с теми же усилиями, что и в предыдущем случае. В схеме по фиг. 40  $F_0$ , равное 3485 кг, заменится величиной 3570 кг и  $P_0$ , равное 360 кг, — величиной 285 кг. Тогда

$$\begin{aligned} \text{Ц} - Y_{p_1} - Y_{p_2} &= -860 \text{ и} \\ 3,53 Y_{p_1} - 2,97 Y_{p_2} &= 2060. \end{aligned}$$

При  $Y_{p_2} = 4700 \text{ кг}$   $Y_{p_1} = 4540 \text{ кг}$ ,  $\text{Ц} = 8370$ ,  $v = 58 \text{ км/час}$ . Отжатия рельсов  $\bar{Y}_{n_1}$ ,  $\bar{Y}_{n_2}$  и  $\bar{Y}_{n_3}$  близко совпадают с предыдущими.

Отжатие  $\bar{Y}_{n_0}$  определится из следующего:

$$\begin{aligned} P_{n_0} &= 6475 + \\ + \frac{3855 \cdot 450}{1590} &= 7565 \text{ кг; } P_{n_0} = 5385 \text{ кг;} \end{aligned}$$

$$H_{n_0} = \frac{3070 \cdot 7565}{12950} = 1790 \text{ кг;}$$

$$H_{n_0} = 1280 \text{ кг;}$$

$$Y'_0 = 3855 - 1280 = 2575 \text{ кг;}$$

$$K_2 = 1 + 0,01 \cdot 58 = 1,58;$$

$$\begin{aligned} Y_{n_0} &= 1,58 \left( 0,000275 \cdot 2575 + \right. \\ &+ \left. \frac{2575 - 0,15 \cdot 7565}{1000} \right) = 3,4 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Таким образом, для данной установки остаётся величина боковых давлений, отжатий рельсов при полученной скорости  $v$ , так как последующий расчёт весьма близко сошёлся с предыдущим и нет оснований делать расчёты со следующим приближением.

При увеличении скорости движения центр поворота экипажа будет перемещаться вперёд. Экипаж будет приближаться к установке сдвига к наружному рельсу.

Приняв отклонение первой сцепной оси от наружного рельса равным 10 мм для расстояния  $X_1 = 4,80 \text{ м}$ , определяем положение экипажа по указанному выше способу.

На фиг. 42 представлена схема установки. Аналогично расчётам для схем установок тележек по фиг. 38 и 39 получаем для бегунковой тележки:

$$\begin{aligned} X_0 &= -2,34 \text{ м; } 2H_0 = 3060 \text{ м; } P_0 = 370 \text{ кг;} \\ F_0 &= 3455 \text{ кг и } Y_{p_0} = 3825 \text{ кг.} \end{aligned}$$

Для поддерживающей тележки:

$$\begin{aligned} X_n &= 0,1 \text{ м; } \bar{Y}_n = -0,025 \text{ м;} \\ 2H_n &= 610 \text{ кг; } P_n = 1110 \text{ кг; } Y_{p_n} = 490 \text{ кг.} \end{aligned}$$

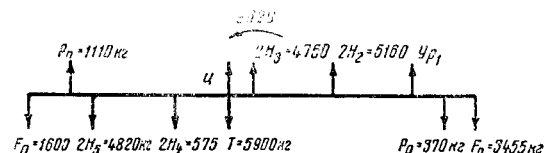


Фиг. 42. Установка экипажа паровоза ФД в кривой  $R = 400 \text{ м}$  при  $X_1 = 4,8 \text{ м}$

Силы трения сцепных осей в кг

Оси	I	II	III	IV	V
$2H$	5250	5160	4750	-575	-4820
$2V S/2$	685	1020	1930	4220	1765

Схема сил, приложенных к раме, приведена на фиг. 43.



Фиг. 43. Схема приложения сил к главной раме паровоза ФД при  $X_1 = 4,8 \text{ м}$

Условия равновесия выражены равенствами:

$$\text{Ц} - Y_{p_1} = 5700 \text{ кг; } 3,53 Y_{p_1} = 18950 \text{ кг.}$$

Отсюда  $\text{Ц} = 11060$  и  $v = 67 \text{ км/час}$ ;

$$Y_{p_1} = 5360 \text{ кг.}$$

Определив, как и выше, отжатие рельса первой сцепной осью, получим:

$$\bar{Y}_{n_1} = 7,4 \text{ мм, } Y'_1 = 7350 \text{ кг.}$$

Очевидно, что при этом вторая сцепная ось, набежав гребнем на наружный рельс, уменьшит своё воздействие на раму. Составив условия равновесия при этом же положении экипажа и введя в число неизвестных ещё и воздействие на раму со стороны второй сцепной оси, которое обозначим как  $Y_{p_2}$ , получим:

$$\text{Ц} - Y_{p_1} + Y_{p_2} = 10860,$$

$$3,53 Y_{p_1} - Y_{p_2} = 9110.$$

Путём нескольких проб получим величину  $Y_{p_1} = 4170 \text{ кг}$  и  $Y'_1 = 6300 \text{ кг}$ ,  $\bar{Y}_{n_1} = 6,1 \text{ мм}$  и  $Y_{p_2} = 2960 \text{ кг}$ ,  $Y_2 \approx 0$  и  $Y_{n_2} \approx 0$ ;  $v = 73 \text{ км/час}$ .

Таблица 8

Расчётные боковые давления в кг

Серия и тип паровоза	Радиус кривой в м	Возвышение наружного рельса $h$ в мм, число шпал на 1 км пути $n$ , тип рельса	Направление движения	Оси	Скорость $v$ в км/час							
					0	20	40	60	65	70	80	95
ФД 1-5-1	250	$h=90$ $n=1\ 840$ II-a	Вперёд	Бер I IV в	5 000 2 300 6 250	5 250 2 600 3 100	3 400 3 700 —	3 500 6 600 —	— — —	— — —	— — —	— — —
	320	II-a	Вперёд	Бер I	3 850 2 600	3 850 2 600	3 300 4 600	3 000 6 650	— —	— —	2 800 8 500	— —
	430	$h=65$ $n=1\ 840$ II-a	Вперёд	Бер I	2 600 3 850	2 600 4 250	2 550 5 250	2 500 5 200	— —	— —	2 500 6 550	— —
	620	$h=40$ $n=1\ 440$ II-a	Вперёд	Бер I II	2 200 4 500 2 500	2 160 4 500 2 500	2 150 4 500 2 500	2 130 4 650 3 000	— — —	— — —	2 100 4 850 3 250	2 080 5 000 4 500
Л 1-5-0	600	$h=45$ $n=1\ 520$ III-a	Вперёд Назад	Бер I V	4 530 2 700 5 500	4 430 2 800 5 700	4 430 3 200 6 200	4 320 4 400 6 900	4 320 4 700 7 250	— — —	— — —	— — —
Л 1-5-0 с возвращающим устройством	600	III-a	Назад	V	3 500	3 900	4 400	5 250	5 500	—	—	—
СО 1-5-0	367	$h=45$ $n=1\ 840$ III-a	Вперёд Назад	Бер I V	3 050 4 100 5 600	3 100 4 300 6 000	2 900 4 300 6 600	2 900 5 000 7 900	— — —	2 000 5 500 —	— — —	— — —
Еа, м 1-5-0	367	— —	Вперёд Назад	Бер I V	3 200 2 000 5 650	3 000 2 250 6 100	2 400 3 000 7 000	2 400 3 180 8 300	— — —	2 350 4 660 —	— — —	— — —
Л 1-5-0	130	$h=0$ , $n=1\ 600$ II-a —	Вперёд Назад	Бер IV в V II в	5 910 4 380 10 480 9 420	— — — —	— — — —	— — — —	— — — —	— — — —	— — — —	— — — —
Л с возвращающим устройством 1-5-0	130	$h=0$ $n=1\ 600$ II-a —	Вперёд Назад	Бер IV в V II в	5 490 6 820 6 790 8 740	— — — —	— — — —	— — — —	— — — —	— — — —	— — — —	— — — —
ЭМ	469	$h=65$ $n=1\ 440$ II-a	Вперёд	I	3 200	3 690	4 400	—	6 030	—	—	—
ЭУ	130	$h=0$ $n=1\ 600$ III-a	Вперёд Назад	I V	7 160 7 820	— —	— —	— —	— —	— —	— —	— —
ЭР 0-5-0	300	$h=100$ $n=1\ 600$ III-a	Вперёд	I	3 280	3 900	4 200	5 900	6 275	—	—	—
	650	$h=45$ $n=1\ 600$ III-a	Вперёд	I	4 000	4 150	4 450	5 000	5 250	—	—	—
СО 1-5-0	300	$h=100$ $n=1\ 600$ III-a	Вперёд	Бер I	3 790 2 150	3 770 2 230	3 770 3 450	3 740 5 700	— —	3 700 6 800	— —	— —
	650	$h=45$ $n=1\ 600$ III-a	Вперёд	Бер I	3 300 2 230	3 275 2 230	3 200 2 750	3 200 4 000	— —	3 170 4 750	— —	— —
Еа, м 1-5-0	650	$h=45$ $n=1\ 600$ III-a	Вперёд	Бер I	1 430 2 130	1 450 2 130	1 500 2 130	1 525 2 900	— —	1 575 3 500	— —	— —

Таким образом, отжатие рельса первой сцепной осью при  $v = 73 \text{ км/час}$  уменьшилось против того, которое мы получили выше при  $v = 58 \text{ км/час}$ , за счёт снижения усилия со стороны второй сцепной оси на раму. При дальнейшем увеличении скорости вторая сцепная ось не только уменьшит передаваемое с её стороны усилие на раму, но и сама станет направляющей осью, и отжатие рельса первой сцепной осью будет ещё меньше за счёт незначительного отжатия второй сцепной осью.

В табл. 8 приведены значения расчётных боковых давлений, полученные для различ-

ных серий паровозов с учётом упругости пути. Боковые давления приведены без увеличения их в отношении коэффициента горизонтальной динамичности.

Расчёты для паровозов СО для кривой  $R = 367 \text{ м}$  произведены при поперечных разбегах 6; 4; 0; 4; 6 для первой, второй, третьей, четвёртой и пятой осей соответственно, а для кривой  $R = 300$  и 650 м с новыми разбегами в 0; 8; 0; 7 и 7 мм.

Паровозы серии Л с возвращающим устройством между паровозом и тендером осуществлены в настоящее время в виде небольшой опытной партии.

## РЕССОРНОЕ ПОДВЕШИВАНИЕ

Рессорное подвешивание уменьшает влияние толчков и ударов от колёс при движении по рельсовому пути и, кроме того, обеспечивает необходимое проектное значение нагрузок на движущие и поддерживающие колёса паровоза как при покое, так и движении паровоза.

По конструктивному выполнению различают следующие типы рессорного подвешивания:

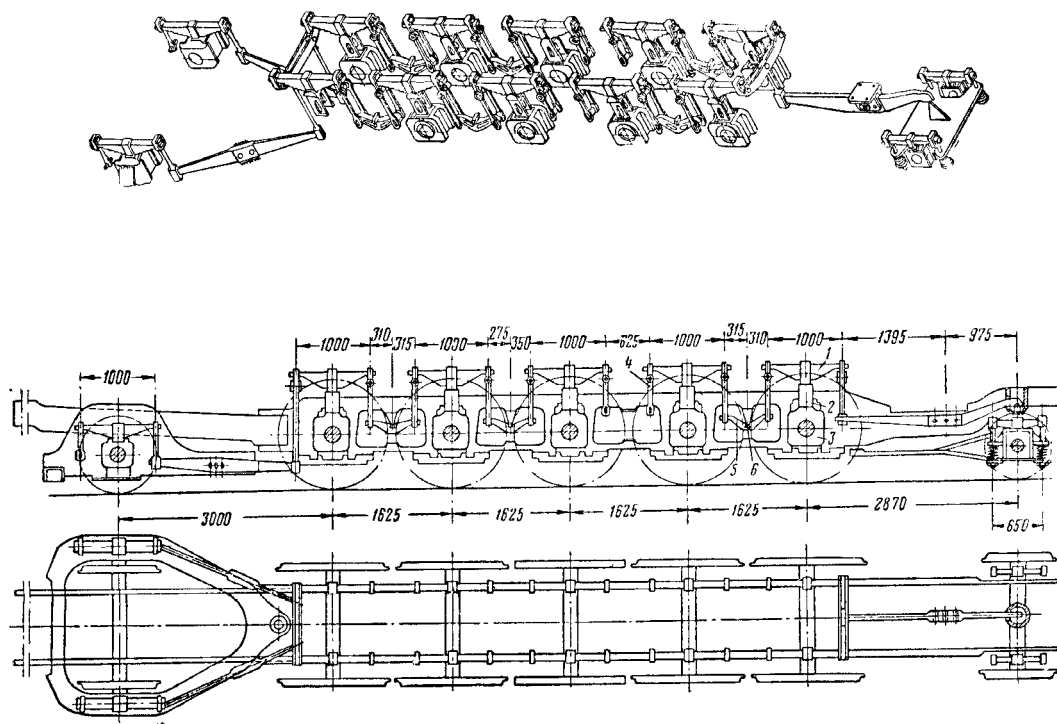
а) верхнее рессорное подвешивание (фиг. 1).

При верхнем подвешивании рессоры 1 упираются хомутами на рессорные упорки 2 и буксы 3. Концы рессор обхватываются подвесками 4, соединяющими рессору с рамой и рычагами 5, называемыми балансирами.

Балансиры могут поворачиваться относительно своих опор 6;

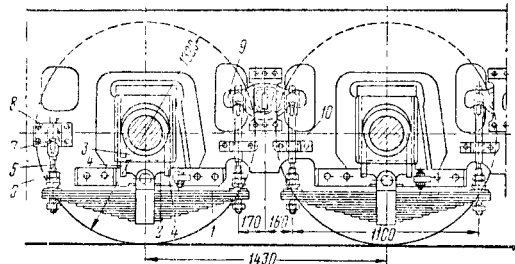
б) нижнее рессорное подвешивание (фиг. 2).

На фиг. 2 приведено нижнее рессорное подвешивание паровоза ЭМ. Рессора 1 соединена шарнирно с серьгой 2, опирающейся на буксу 3 через проушины 4. Нагрузка от веса, приходящегося на раму, передаётся через рессорные упорки 5, работающие на сжатие. Регулирование натяжения рессоры осуществляется через регулировочные гайки 6. Одна из рессорных упорок шарнирно соединяется с опорной призмой 7 и скобой 8 с рамой, другая упорка упирается в опорную призму балансира 9. Недостатками нижнего рессорного подвешивания являются: затруд-



Фиг. 1. Верхнее рессорное подвешивание паровоза ФД

нительный осмотр рессор, подбуксовых коробок, значительное трение и износ рессорных



Фиг. 2. Рессорное подвешивание паровоза ЭМ

упорки в направляющих скобах 10. В паровозах с малым диаметром колёс размещение нижнего рессорного подвешивания в габарите затруднительно;

в) смешанное, или комбинированное, подвешивание (фиг. 3);

г) промежуточное подвешивание, при котором часть рессор помещается непосредственно в рамных вырезях (фиг. 4).

#### Технические условия на изготовление, правила приёмки и методы испытания по ГОСТ 1425-48

Рессоры испытывают в следующем порядке.

1. Каждую рессору подвергают наибольшей статической нагрузке  $P$  кг с замером остаточной деформации путём двукратного нагружения рессоры наибольшей статической нагрузкой, определяемой по формуле

$$P = \frac{2 R_b W}{l}, \quad (1)$$

где  $R_b$  — испытательное напряжение изгиба по ГОСТ 1496-42 в  $\text{кг/мм}^2$ ;

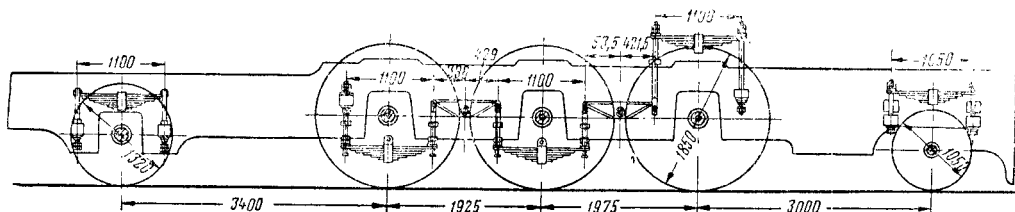
$W$  — момент сопротивления всех листов рессоры в  $\text{мм}^3$ ;

$l$  — половина длины рессоры, находящейся в выпрямленном состоянии, в мм.

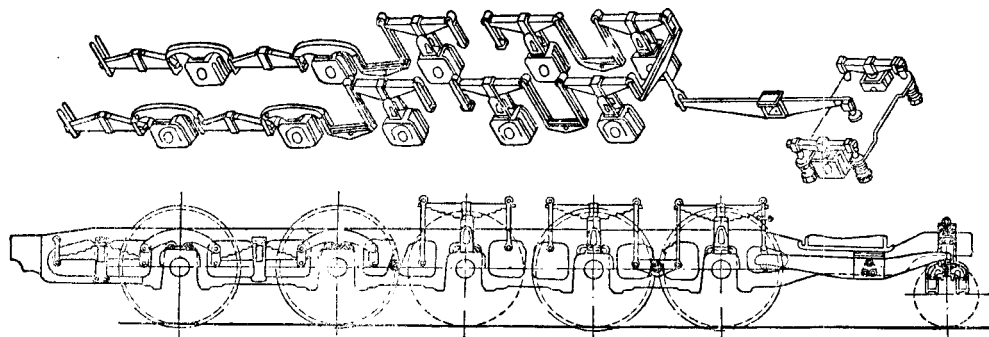
Средние значения  $R_b$  для паровозных рессор после термообработки принимают в пределах:

для стали 55  $R_b = 95 \text{ кг/мм}^2$ ,  $H_B = 340-400$ ;

для стали 55С2  $R_b = 100 \text{ кг/мм}^2$ ,  $H_B = 360-430$ .



Фиг. 3. Рессорное подвешивание паровоза СУ



Фиг. 4. Рессорное подвешивание паровоза Л

#### ЛИСТОВЫЕ РЕССОРЫ

Для достижения большей упругой деформируемости листовой рессоре придают форму бруса равного сопротивления (фиг. 5).

Материал рессорной полосовой стали Ст. 55 по ГОСТ В 1050-41 или стали 55С2 по ГОСТ В 2052-43.

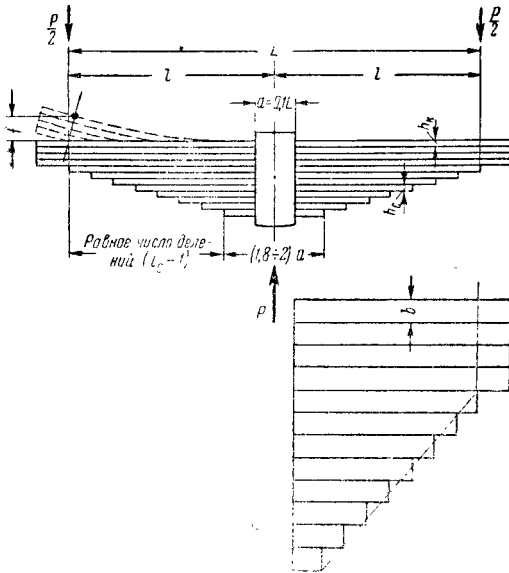
Рессорные хомуты изготавливают из Ст. 2 или Ст. 3 по ГОСТ 380-50.

Профиль рессорной стали желобчатый или гладкий.

2. Из партии рессор, назначенной к приёмке, 30% общего количества подвергают испытанию на остаточную деформацию (осадку) под динамической нагрузкой путём качания рессоры не менее 25 раз на специальном прессе под нагрузкой, равной  $3/5 P$ , доводящей прогиб рессоры до величины, получаемой под действием наибольшей статической нагрузки  $P$ . Рессоры под действием наибольшей статической и динамических нагрузок не должны обнаруживать признаков остаточной деформации (осадки).



3. Часть рессор проверяют на прогиб под рабочей нагрузкой, указанной в чертеже. Отклонение действительной величины прогиба каждой рессоры под наибольшей нагрузкой от расчётной допускается не более  $\pm 8\%$ .



Фиг. 5. Листовая рессора

Расчётную величину прогиба рессоры  $f$  под наибольшей статической нагрузкой (или под рабочей нагрузкой) определяют из выражения

$$f = \frac{6P \left(1 - \frac{a}{6}\right)^3}{E b h^3 (3i_k + 2i_c)} \text{ см}, \quad (2)$$

где  $P$  — наибольшая статическая, или рабочая нагрузка, в кг;  
 $l$  — половина длины рессоры, находящейся в выпрямленном состоянии, в см;  
 $a$  — ширина хомута в см;  
 $E$  — модуль упругости;  $E = 2,05 \cdot 10^6$  кг/см<sup>2</sup>;  
 $b$  — ширина листа рессоры в см;  
 $h$  — толщина листа рессоры в см;  
 $i_k$  — число коренных листов;  
 $i_c$  — число ступенчатых листов.

В табл. 1 приведены механические свойства рессорно-пружинных сталей.

#### Расчёт листовой рессоры

При одинаковой толщине коренных и ступенчатых листов рессоры напряжение изгиба в рессоре

$$\sigma_u = \frac{3Pl}{bh^2 (i_k + i_c)}. \quad (3)$$

\* Опыты, проведённые в последнее время на Коломенском заводе, показали, что на величину прогиба рессоры оказывает большое влияние сила обжатия рессорного хомута.

Таблица 1

Механические свойства термически обработанных образцов рессорно-пружинных сталей

Марка стали	Термическая обработка			Минимальные нормы механических свойств			
	температура закали в °С	закалочная среда	температура отпуска в °С	предел прочности в кг/мм²	предел текучести в кг/мм²	удлинение в %	сужение площади поперечного сечения в %
65	830	Масло	380	100	80	9	35
70	820	»	330	105	85	8	30
75	810	»	330	110	90	7	30
85	810	»	330	115	100	6	30
65Г	820	Воздух	—	70	38	8	35
55ГС	830	»	—	65	35	10	35
55С2	830	Масло	400—510	130	120	6	30
60С2	860	»	400—510	130	120	5	25

Прогиб рессоры подсчитывают по формуле (2). Напряжение изгиба коренных листов (фиг. 5)

$$\sigma_{uk} = \frac{3Pl \mu^3}{b h_k^2 (i_k \mu^3 + i_{np})} \quad (4)$$

Максимальное напряжение в листах ступенчатой части рессоры (при тех же обозначениях)

$$\sigma_u = \frac{3Pl}{b h_c^2 (i_k \mu^3 + i_{np})}, \quad (5)$$

где  $P$  — статическая нагрузка на рессору (за вычетом неподдресоренного веса) в кг;

$h_k$  — толщина коренного листа рессоры в см;

$h_c$  — толщина ступенчатого листа рессоры в см;

$\mu = \frac{h_k}{h_c}$  — отношение толщины коренных листов к толщине ступенчатых листов;

$i_{np}$  — приведённое число листов ступенчатой части рессоры;  $i_{np} = i_c + 1$ .

При этих расчётах допускаемое напряжение  $\sigma_u$  для термически обработанной рессорной стали принимают в пределах  $6000 \div 7000$  кг/см<sup>2</sup> при учёте только статической нагрузки.

При учёте добавочных динамических нагрузок напряжение изгиба принимают

$$\sigma_u = 8000 \div 9000 \text{ кг/см}^2.$$

На рабочем чертеже рессоры указывают расстояния между серединами отверстий для рессорных подвесок  $L_1$  в свободном состоянии, расстояние между серединами подвесок  $L$  в нагруженном состоянии, величину

фабричной стрелы прогиба  $f_{обр}$ , значение наибольшей статической нагрузки  $P_{\max}$  и  $f_{\max}$ , а также расчётное значение статической нагрузки  $P_{ст}$  и  $f_{ст}$ .

Величина нагрузки, при которой рессора даёт прогиб в 1 мм, носит название жёсткости рессоры.

$$Ж = \frac{P_{ст}}{f_{ст}} \text{ кг/мм.} \quad (6)$$

Обратная ей величина

$$Г = \frac{f}{P} \text{ мм/т}$$

называется гибкостью рессоры.

Жёсткость отдельных листовых рессор для паровозов СССР принимают в пределах, указанных в табл. 2.

Таблица 2

Жёсткость рессоры в кг/мм

Паровоз	Движущие колёса	Передняя тележка	Задняя тележка
Грузовой . . .	110÷210	270÷370	150÷200
Пассажирский .	90÷145	115÷215	120÷190

**Пример.** Произвести расчёт листовой паровозной рессоры по следующим данным: статическая нагрузка на рессору  $P = 8000$  кг, расстояние между серединами рессорных подвесок  $2l = 1100$  мм, профиль рессорной стали:  $b = 100$  мм,  $h = 13$  мм, материал Ст. 55С2.

Примем число ступенчатых листов  $i_c = 10$ , тогда число коренных листов  $i_k = 3$ . Ширина хомута  $a$  принимается равной

$$a = \frac{2l}{i_c} = \frac{1100}{10} = 110 \text{ мм.}$$

Прогиб рессоры  $f$  под наибольшей статической нагрузкой из уравнения (2)

$$f = \frac{6P \left(1 - \frac{a}{6}\right)^3}{Eb h^3 (3i_k + 2i_c)} = \frac{6 \cdot 8000 \left(55 - \frac{11}{6}\right)^3}{2,05 \cdot 10^4 \cdot 10 \cdot 1,3^3 (3 \cdot 3 + 2 \cdot 10)} \approx 5,5 \text{ см} \approx 55 \text{ мм.}$$

Жёсткость рессоры

$$Ж = \frac{8000}{55} = 145 \text{ кг/мм.}$$

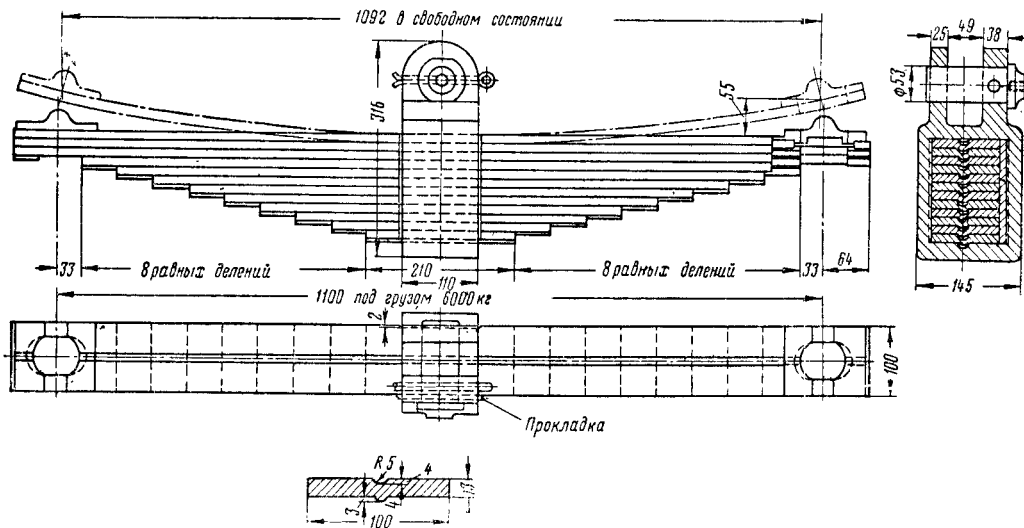
Наибольшая испытательная нагрузка на рессору по уравнению (1)

$$P_{\max} = \frac{2R_b W}{l} = \frac{2 \cdot 100^3 \cdot 13^3}{550 \cdot 6} = 13250 \text{ кг;}$$

$$f_{\max} = \frac{P_{\max}}{Ж} = \frac{13250}{145} = 92 \text{ мм.}$$

### Конструкция листовых рессор

На фиг. 6 приведена листовая рессора паровоза ЭМ для нижнего рессорного подвешивания. Рессора состоит из 3 коренных и 9 ступенчатых листов желобчатого профиля  $100 \times 13$  мм. Желобки предотвращают поперечные сдвиги и перекосы при сборке пакета



Фиг. 6. Листовая рессора паровоза ЭМ

Принимаем одинаковую толщину коренных и ступенчатых листов рессоры. Определим из уравнения (3) общее число листов рессоры:

$$k + i_c = \frac{3Pl}{bh^3 \sigma_u},$$

примем допускаемое напряжение изгиба

$$\sigma_u = 6000 \text{ кг/см}^2,$$

тогда

$$i_k + i_c = \frac{3 \cdot 8000 \cdot 55}{10 \cdot 1,3^3 \cdot 6000} = 13.$$

рессор. Листы с одной стороны, посередине, имеют врезку глубиной 2 мм, а с другой — закладную прокладку. Хомут ставится в нагретом состоянии.

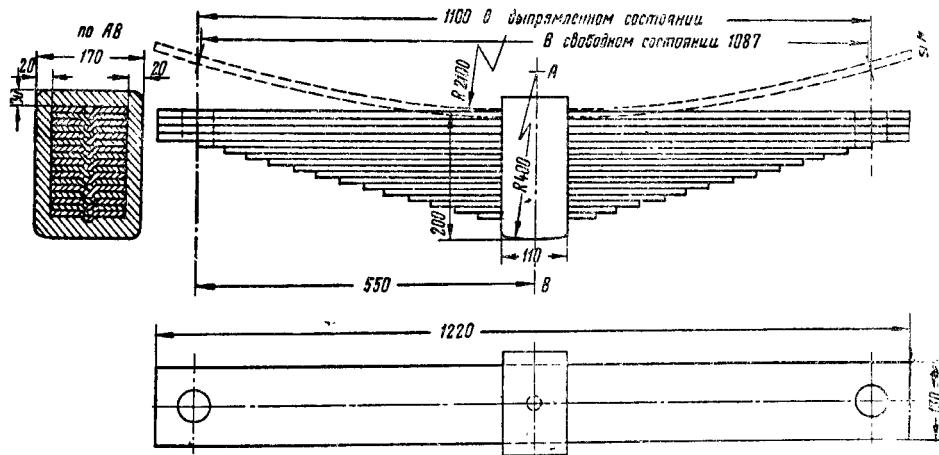
На фиг. 7 приведена листовая рессора паровоза Л для верхнего рессорного подвешивания. Рессора состоит из 4 коренных и 13 ступенчатых листов прямоугольного профиля  $130 \times 10$  мм. В этой рессоре отсутствуют продольные желобки; для удобства

сборки посредине каждого листа рессоры сделаны лунки и сферические выступы, которыми фиксируется взаимное расположение листов.

Хомут надевают на пакет листов без врезок и закладной прокладки и обжимают на прессе кузнечным способом. При работе листовой рессоры происходит трение листов рессоры

между собой, что предупреждает возможность нарастания колебания подрессоренной части паровоза и появления резонанса.

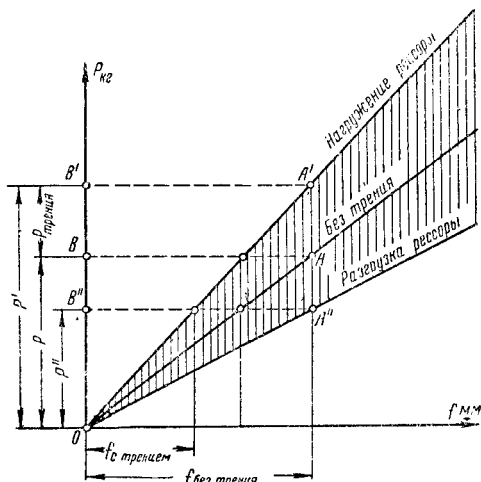
Характеристика листовой рессоры (фиг. 8) при статическом её испытании представляет собой замкнутую петлю, верхняя ветвь кото-



Фиг. 7. Листовая рессора паровоза Л

между собой, что предупреждает возможность нарастания колебания подрессоренной части паровоза и появления резонанса.

Характеристика листовой рессоры (фиг. 8) при статическом её испытании представляет собой замкнутую петлю, верхняя ветвь кото-



Фиг. 8. Диаграмма работы листовой рессоры с трением

рой даёт зависимость между нагрузкой и прогибом рессоры при её нагрузке, а нижняя — при её разгрузке.

Заштрихованная площадь, ограниченная ветвями  $OA'$  и  $OA''$ , представляет собой работу внутренних сил упругости, затраченную на преодоление сил трения между листами. Для обычных листовых рессор средняя ли-

ней — характеристика рессоры при работе без трения — прямая. Из диаграммы  $P = \varphi(f)$  видно, что трение между листами рессор увеличивает расчётную жёсткость рессоры. Величина добавочной нагрузки от сил трения  $P_{тр}$  оценивается в  $6 \div 10\%$  от  $P$ . Слишком большая величина трения между листами

рессор вызовет увеличение площади трения на фиг. 8, что приведёт к разнице прогибов и усилий  $P'$  и  $P''$  при разгрузке рессоры и вызовет беспокойную работу рессорного подвешивания и износ листов. Как показали опыты, прогиб рессор с хорошей смазкой при нагрузке отличается от прогиба при разгрузке на  $3 \div 4\%$ , при несмазанных рессорах эта разница составляет  $12 \div 16\%$ .

Величина внутренних сил трения в листах рессоры по Е. Е. Нольтеину

$$\mu = 2\varphi(n-1) \frac{h}{L}, \quad (7)$$

где  $\mu$  — относительный коэффициент трения рессоры;

$\varphi$  — коэффициент трения в листовых рессорах,  $\varphi = 0,2 \div 0,4$  в зависимости от смазки;

$n$  — число листов рессоры;

$h$  — толщина листа рессоры;

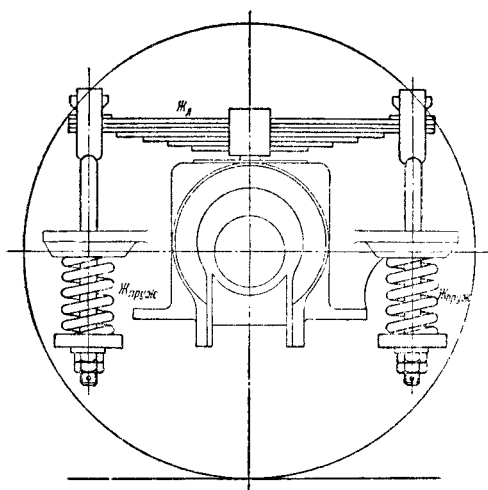
$L$  — длина рессоры.

Для быстроходных паровозов и для тележек паровозов применяется комбинация листовых рессор и витых рессор в виде цилиндрических или конических пружин. Такое комбинированное подвешивание уменьшает общую жёсткость рессорного подвешивания (фиг. 9). Суммарная жёсткость смешанного подвешивания

$$J_{сумм} = \frac{2J_L J_{пруж}}{J_L + 2J_{пруж}}, \quad (8)$$

где  $J_L$  — жёсткость листовой рессоры в  $кг/мм$ ;

$J_{пруж}$  — жёсткость цилиндрической пружины в  $кг/мм$ .



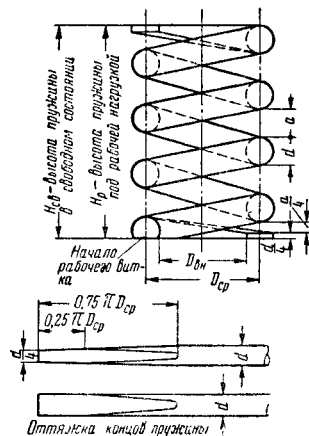
Фиг. 9. Комбинированное подвешивание

## ВИТНЫЕ РЕССОРЫ (ПРУЖИНЫ)

Пружины цилиндрические винтовые для железнодорожного транспорта изготавливают по ГОСТ 1452-42. Материал пружин Ст. 60, 65, 55С2.

В расчёт прогиба принимают рабочее количество витков, равное полному числу витков, за вычетом 1,5 витка.

На фиг. 10 приведена типичная цилиндрическая пружина с оттяжкой концов её для создания опорной поверхности пружины.



Фиг. 10. Цилиндрическая пружина

Пружины при испытании под наибольшей статической нагрузкой (соответствующей максимально допустимому напряжению на скручивание термически обработанной пружинной стали) не должны иметь остаточной деформации (осадки). Испытание на отсутствие остаточной деформации (осадки) производят на прессе путём трёхкратного нагружения пружины наибольшей статической нагрузкой, определяемой по следующим формулам:

для круглого сечения витков пружины

$$P = \frac{\pi d^3 \tau_c}{8 D_{cp}}; \quad (9)$$

для прямоугольного сечения витков пружины

$$Q = \frac{0,44 b^2 h \tau_c}{D_{cp}}, \quad (10)$$

где  $d$  — диаметр прутка в мм;

$\tau_c$  — допускаемое напряжение на кручение;  $\tau_c = 50 \div 55 \text{ кг/мм}^2$ , при испытании на наибольшую статическую нагрузку  $\tau_c = 65 \text{ кг/мм}^2$ ;

$D_{cp}$  — средний диаметр пружины в мм;

$b$  — ширина прутка в мм;

$h$  — высота прутка в мм.

Одновременно с испытанием на остаточную деформацию (осадку) определяют величину прогиба пружины и сравнивают её с расчётным значением;

для круглого сечения прутка пружины

$$f = \frac{8 D_{cp}^3 n P}{d^4 G}; \quad (11)$$

для прямоугольного сечения прутка пружины

$$f = \frac{0,9 \pi n D_{cp}^3 (b^2 + h^2) Q}{b^3 h^3 G}. \quad (12)$$

где  $P$  и  $Q$  — испытательные нагрузки в кг;

$n$  — число рабочих витков;

$G$  — модуль сдвига, принимаемый  $G = 8000 \text{ кг/мм}^2$ .

Расчёты пружины под рабочей нагрузкой производят по тем же формулам. Жёсткость цилиндрической пружины

$$Ж = \frac{P}{f} = \frac{G d^4}{64 r^3 n} \text{ (кг/мм)}, \quad (13)$$

где  $r$  — средний радиус пружины в мм.

Развёрнутая длина пружины приблизительно равна  $L = 2\pi r n$ .

В некоторых паровозах (например СУ) применяют пружины прямоугольного сечения телескопического вида (фиг. 11).

Напряжение кручения

$$\tau_0 = \frac{P r_2}{v a b^2}$$

или

$$\tau_0 = \xi \frac{2 P r_2}{b^3}. \quad (14)$$

Максимальная нагрузка

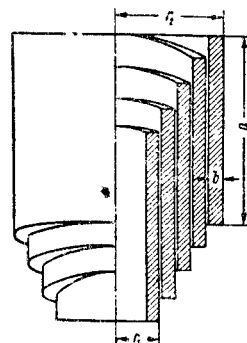
$$P_{\max} = \frac{v a b^3}{r_2} \tau_c$$

или

$$P_{\max} = \frac{1}{\xi} \frac{b^5}{2 r_2} \tau_c.$$

Жёсткость пружины

$$Ж = \frac{G b^4}{2 \Delta n (r_2^2 + r_1^2)},$$



Фиг. 11. Телескопическая пружина

где  $\sigma_{\tau}$  — допускаемое напряжение кручения в  $\text{кг/см}^2$ ;

$r_2$  — наибольший радиус пружины в  $\text{см}$ ;

$r_1$  — наименьший радиус пружины в  $\text{см}$ ;

$n$  — число витков;

$a$  — высота сечения в  $\text{см}$ ;

$b$  — толщина пружины в  $\text{см}$ .

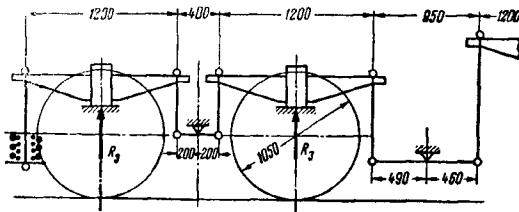
Значения коэффициентов  $v$ ,  $\xi$  и  $\Delta$  даны в табл. 3 в зависимости от отношения  $\frac{a}{b}$ .

Таблица 3

Расчётные коэффициенты для телескопических пружин

$\frac{a}{b}$	$v$	$\xi$	$\Delta$	$\frac{a}{b}$	$v$	$\xi$	$\Delta$
1,0	0,208	2,404	5,567	3,0	0,267	0,625	0,995
1,5	0,231	1,442	2,67	4,0	0,282	0,442	0,698
1,75	0,239	1,195	2,096	6,0	0,299	0,278	0,439
2,0	0,246	1,016	1,713	10,0	0,312	0,16	0,252
2,5	0,258	0,775	1,256	—	—	—	—

Пример. Рассчитать комплект двойной пружины задней тележки паровоза 2-4-2. Комплект цилиндрических пружин показан на фиг. 11а.



Фиг. 11а. Схема рессорного подвешивания задней тележки паровоза 2-4-2

1. Наружная пружина  $D_{cp} = 145 \text{ мм}$ ,  $d = 32 \text{ мм}$ ,  $n = 4,5$  рабочих витка.
2. Внутренняя пружина  $D_{cp} = 85 \text{ мм}$ ,  $d = 20 \text{ мм}$ ,  $n = 7,5$  рабочих витка.
3. Нагрузка, действующая на комплект пружин,  $\frac{R_s}{2} = \frac{6750}{2} = 3375 \text{ кг}$ .

Жёсткость наружной пружины по [уравнению (13)]

$$J_{нар} = \frac{8000 \cdot 32^4}{64 \cdot 72,5^3 \cdot 4,5} = 76,5 \text{ кг/мм.}$$

Жёсткость внутренней пружины

$$J_{вн} = \frac{8000 \cdot 20^4}{64 \cdot 42,5^3 \cdot 7,5} = 34,8 \text{ кг/мм.}$$

Общая жёсткость комплекта

$$J_{сумм} = J_{нар} + J_{вн} = 76,5 + 34,8 = 111,3 \text{ кг/мм.}$$

Общий прогиб комплекта

$$f_{об} = \frac{3375}{111,3} = 30 \text{ мм.}$$

Нагрузка распределяется на пружины пропорционально их жёсткостям при общем прогибе комплекта  $f_{об} = 30 \text{ мм}$ :

$$P_{нар} = 30 \cdot 76,5 = 2295 \text{ кг,}$$

$$P_{вн} = 30 \cdot 34,8 = 1080 \text{ кг.}$$

Напряжение в наружной пружине из уравнения (9)

$$\sigma_{\tau} = \frac{8 P_{нар} D_{cp}}{\pi d^3} = \frac{8 \cdot 2295 \cdot 145}{3,14 \cdot 32^3} = 25,9 \text{ кг/мм}^2.$$

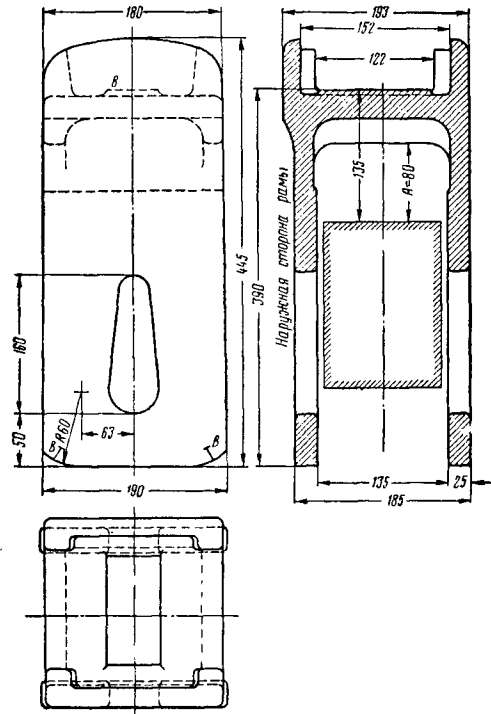
Напряжение во внутренней пружине

$$\sigma_{\tau} = \frac{8 \cdot 1080 \cdot 85}{3,14 \cdot 20^3} = 29,2 \text{ кг/мм}^2.$$

В табл. 4 приведены характеристики рессор основных серий паровозов.

## ДЕТАЛИ РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ

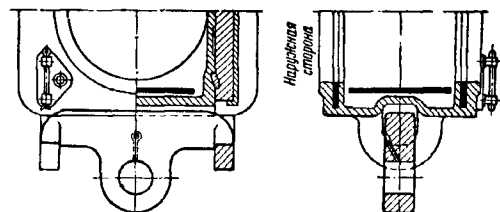
**Рессорные упорки.** Рессорные упорки изготавливают из литой стали 25-4518, 25-4522 по ГОСТ 977-41. На фиг. 12 показана рессорная упорка паровоза ФД, служащая для передачи давления от рессоры к паровозной буксе при верхнем рессорном подвешивании. Упорка



Фиг. 12. Рессорная упорка паровоза ФД

имеет П-образную форму. Для обеспечения игры рессор предусмотрен зазор  $A = 80 \text{ мм}$ . Хомут рессоры, имеющий выпуклую цилиндрическую опорную поверхность, опирается на горизонтальную поверхность упорки  $в$ . При колебаниях паровоза рессора несколько перекачивается по поверхности  $ВВ$ .

При нижнем рессорном подвешивании рессора соединяется валиком с кованой серьгой



Фиг. 13. Серьга буксы паровоза ЭМ

Таблица 4

## Характеристики рессор

Серия и тип паровоза	Наименование рессоры	Число листов		Сечение листов в мм	Расстояние между центрами подвесок в выпрямленном состоянии в мм	Стрела прогиба под рабочей нагрузкой в мм	Величина рабочей нагрузки в кг	Жёсткость одиночной рессоры в кг/мм	Жёсткость комбинированной рессоры (считая пружины) в кг/мм	Примечание
		коренных	ступенчатых							
ЭМ 0-5-0	I, II, III, IV, V оси . . . . .	3	9	100×13	1 100	55	6 000	109	—	
СО 1-5-0	Бегунковая листовая . . . . .	3	3	100×13	650	20	5 150	257,5	$\frac{161}{137}$	
	Бегунковая пружина внутр. диам. $\frac{50}{78}$ мм . . . . .	—	—	$\varnothing \frac{25}{30}$	Высота в рабочем состоянии $\frac{153}{189}$	$\frac{12}{21}$	$\frac{2 575}{3 075}$	$\frac{214,5}{146}$		
	I, II, III, IV, V оси . . . . .	3	10	100×13	1 100	61,5	7 300	119		
СОК 1-5-0	I, II, III, IV, V оси . . . . .	3	10	100×13	1 100	57	8 400	147	—	
СО 1-5-0	I, II, III, IV, V оси . . . . .	3	10	100×13	1 100	57	8 400	147	—	Постройка Ворошиловградского завода
Л 1-5-0	Бегунковая листовая . . . . .	3	5	130×10	650	$18 \pm 2$	6 150	342	158	
	Бегунковая пружина внутр. диам. $\frac{57}{78}$ мм . . . . .	—	—	$\varnothing \frac{25}{30}$	Высота в рабочем состоянии $\frac{163}{189}$	$\frac{13}{21}$	3 075	$\frac{236}{146}$		Полное число витков — 6, рабочее число витков — 4,5
	I, II, III, IV, V оси . . . . .	4	13	130×10	1 100	$63 \pm 5$	7 500	119		
ФД 20 1-5-1	Бегунковая листовая . . . . .	3	5	100×13	650	23,4	6 150	263	$\frac{169}{146}$	
	Бегунковая пружина внутр. диам. $\frac{57}{78}$ мм . . . . .	—	—	$\varnothing \frac{35}{30} \times 18$	Высота в рабочем состоянии $\frac{181}{189}$	$\frac{13}{21}$	3 075	$\frac{236}{146}$		Полное число витков — 6, рабочее число витков — 4,5
	I, II, IV, V оси . . . . .	3	10	100×13	1 000	42	7 850	187	—	
	III оси . . . . .	3	10	100×13	1 000	32	6 000	189	—	
	Поддерживающая листовая	3	10	100×13	1 000	42	7 850	187	—	
ФД 21 1-5-1	Бегунковая листовая . . . . .	3	5	130×10	650	$21 \pm 2$	6 150	233	$\frac{182}{146}$	
	Бегунковая пружина внутр. диам. $\frac{57}{78}$ мм . . . . .	—	—	$\varnothing \frac{28}{30}$	Высота в рабочем состоянии $\frac{164}{189}$	$\frac{13}{21}$	3 075	236		Полное число витков — 6, рабочее число витков — 4,5
	I, II, IV, V оси	5	13	130×10	1 000	$43 \pm 3$	8 750	203	—	
	III оси . . . . .	5	11	130×10	1 000	$43 \pm 3$	7 500	175	—	
	Поддерживающая листовая	4	14	130×10	1 000	$44 \pm 3$	8 750	200	—	

Примечание. В знаменателе — переделки пружин по чертежам ЦТ—МПС.

Продолжение табл. 4

Серия и тип паровоза	Наименование рессоры	Число листов		Сечение листов в мм	Расстояние между центрами подве- сок в выпрям- ленном состоянии в мм	Стрела прогиба под рабочей нагрузкой в мм	Величина рабо- чей нагрузки в кг	Жёсткость оди- ночной рессоры в кг/мм	Жёсткость ком- бинированной рессоры (считая пружины) в кг/мм	Примечание
		коренных	ступенча- тых							
Е <sup>а</sup> 1-5-0	Бегунковая ли- стовая . . . . .	3	9	114,3× ×7,93	533	19,1	5 700	298	—	
		3	12	114×7	533	21±2	5 700	272	—	После пере- делки ЦТ МПС
	I и II оси . . .	4	14	127×9,5	864	40	8 150	204	—	
		4	12	130×10	864	36±3	8 170	227	—	После пере- делки ЦТ МПС
	III оси . . . . .	3	12	127×9,5	864	40	6 790	170	—	
		3	10	130×10	864	37±3	6 810	184	—	После пере- делки ЦТ МПС
	Рессора между III и IV ося- ми и между IV и V осями . .	4	12	127×8	559	20,7	7 850	380	—	
		5	14	130×7	559	22±2	7 850	357	—	После пере- делки ЦТ МПС
	Задняя рессора	4	14	127×9,5	864	40	8 150	204	—	
		4	12	130×10	864	36±3	8 170	227	—	После пере- делки ЦТ МПС
СУ 1-3-1	Бегунковая ли- стовая . . . . .	3	7	100×13	1 050	53	5 500	104		На концах рессоры две пружины
	Пружина . . . . .	—	—	152×12	Высота под грузом 199,5	30,5	3 600	118	72,5	Пружина пря- моугольного сечения теле- скопическая
	I оси . . . . .	3	10	100×13	1 100	66	7 750	117		100
	II и III оси . .	3	10	100×13	1 100	61,5	7 190	117		
	Поддерживаю- щая листовая	3	10	100×13	1 100	66	7 750	117	78	На концах рессоры две пружины
СУ 1-3-1 Постройки з-да «Красное Сормово» 1950 г.	Бегунковая ли- стовая . . . . .	3	7	100×13	1 050	45	5 500	122	—	На концах рессоры две пружины
	I оси . . . . .	3	10	100×13	1 100	55	7 190	130	—	На концах подвешивания установлены две телеско- пические пружины
	II оси . . . . .	3	10	100×13	1 100	50	6 630	132	—	
	III оси . . . . .	3	10	100×13	1 100	55	7 190	130	—	
	Поддерживаю- щая листовая	3	10	100×13	1 100	58	7 750	132	—	На концах рессоры две пружины

(фиг. 13), которая входит своими концами в отверстия, образованные в проушинах корпуса буксы. Материал серьги Ст. 4, Ст. 5 по ГОСТ 380 50.

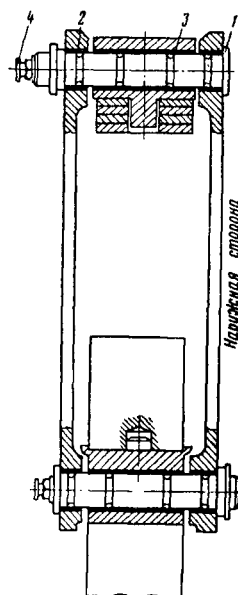
**Рессорные подвески.** При верхнем рессорном подвешивании рессорная подвеска работает на растяжение и представляет собой (фиг. 14) кованый хомут 1, охватывающий рессору; внизу хомут соединяет валиком 2 две рессорные подвески прямоугольного сечения 3.

Подвески 3 соединяются между собой опорным ножом 4, на среднюю часть которого опирается конец балансира (см. ниже). Для предотвращения истирания полотен рам на них возле подвесок приварены предохранительные планки 5. Справа на фиг. 14 показано соединение конца рессорной подвески непосредственно с рамой. Здесь опорный нож упирается в специальную опорную подушку 6, имеющую сверху штифт 7, входящий в тело рамы.

На фиг. 15 показана рессорная подвеска паровоза 1-5-0 серии Л, где вместо опорных ножей и призм применены валики 1, работающие в закалённых втулках 2 и 3, смазываемых солидолом через клапаны смазки 4. В последнее время ЦТ МПС предложило перевести смазку рессорного подвешивания паровоза Л с твёрдого типа на жидкую из-за больших местных износов валиков, происходящих вследствие недостаточной подачи смазки в места наибольших контактных давлений (смазка приобретает свойство текучести лишь при нагреве деталей до  $70 \div 80^\circ \text{C}$ ).

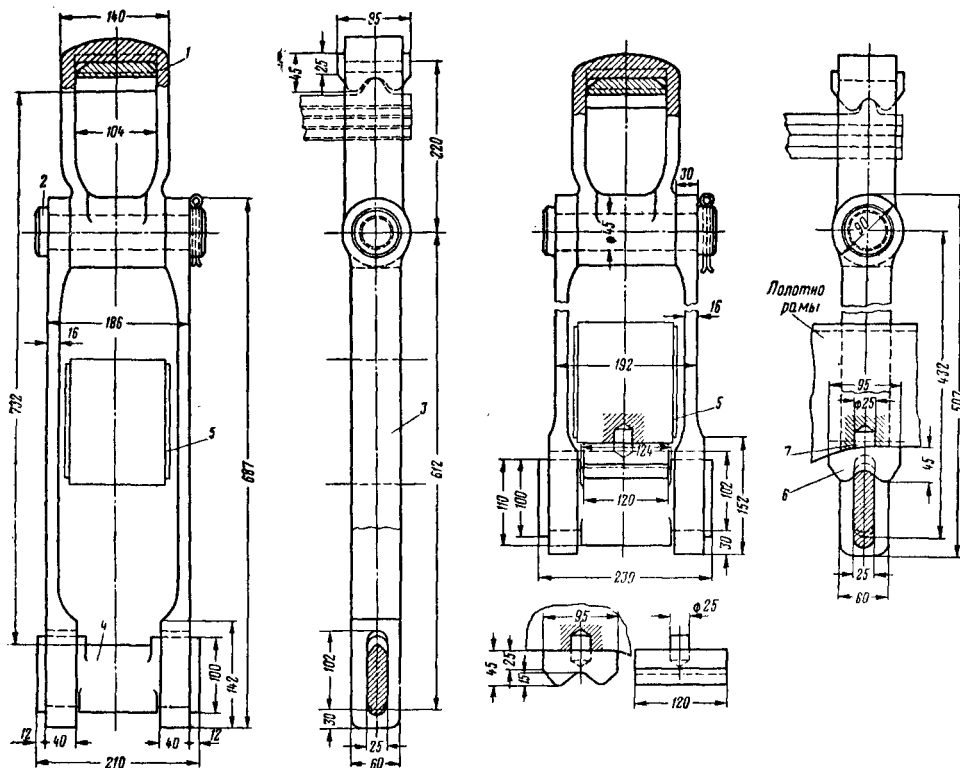
Материал рессорных подвесок Ст. 3 по ГОСТ 330-50.

**Балансиры.** Рессорные балансиры служат для соединения двух или более рессор в одну



Фиг. 15.  
Рессорная  
подвеска  
паровоза  
1-5-0 серии Л

группу (см. ниже). Форма балансира зависит от типа рамы (брусковая или листовая) и типа



Фиг. 14. Рессорные подвески паровоза ФД



опоры балансира (опорный нож или валик). На фиг. 16 показан балансир паровоза при листовой раме, установленный в особой скобе 1, прикрепленной к раме на призонных болтах. Балансир 2, выполняемый из стального литья марки Ст. 25-4518, 25-4522, имеет по концам проушины 3, в которые вставляются

запрессованы опорные призмы 3, на которые опираются ножи рессорных подвесок.

Балансир паровоза Л, кованный из Ст. 5, имеет вместо ножей и призм опорные валики, опирающиеся на втулки с подачей смазки на поверхности трения. Кроме указанных балансиров, в новых паровозах имеются поперечные балансиры, соединяющие шарнирно между собой группы рессор обеих сторон паровоза и рессоры переднего бегунка (фиг. 1 и 4) через продольный балансир передней тележки.

На фиг. 17 приведён (для паровоза ФД) поперечный балансир, соединяющий шарнирно обе рессоры первой сцепной оси через рессорные подвески 2. Между листами поперечного балансира 1 закладывается подвеска 3; через накладку 4 и камень 5 на подвеску 3 опирается продольный балансир 6, могущий качаться относительно неподвижного валика 8, нагрузка на который передаётся через втулку 7. Передним концом продольный балансир через камень 9 опирается на цилиндрическую поверхность шпинтона 10, установленного в стакане 11, входящем в отверстие буферного бруса. Вся вертикальная нагрузка от веса, приходящегося на переднюю тележку, передаётся на продольный балансир через плиту 12, укреплённую внизу цилиндрического блока. В балансире сделаны два дополнительных отверстия для регулировки нагрузки на тележку при отклонении действительной нагрузки от проектной — 13,5 т. При перестановке валика 8 в крайнее переднее отверстие нагрузка на тележку увеличится на 2 т, а в крайнее заднее, наоборот, уменьшится на ту же величину. Валики в соответствии с проектной нагрузкой должны находиться в среднем отверстии.

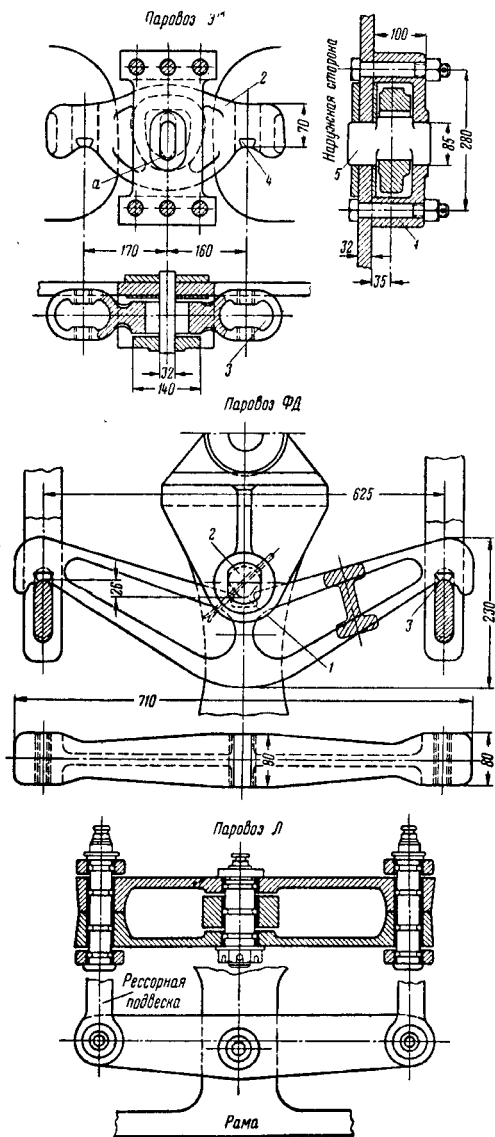
Указанная конструкция поперечного и продольного балансиров применяется в современных паровозах ФД, ИС, Л, СО, Е<sup>а</sup>.

В паровозах серии Л (фиг. 4) задние две рессоры расположены в больших осях рамы, балансир непосредственно опирается на верхнюю часть корпуса буксы

**Поперечные балки.** В паровозах современных конструкций, имеющих поддерживающие тележки, применяют наружные (по отношению к колёсам) тележечные рамы и наружные буксы; этим обеспечивается удобство расположения зольника, удобства при осмотре и ремонте букс, вставки подшипников, смазки и пр.

Для сопряжения рессор сцепных осей, имеющих внутренние буксы, с наружными тележечными рессорами применяются поперечные балки. На фиг. 18 приведено размещение поперечной балки и продольных балансиров поддерживающей тележки паровоза ФД. Подобная конструкция поперечных балок применена также на пассажирских паровозах ИС. Материал поперечных балок Ст. 3.

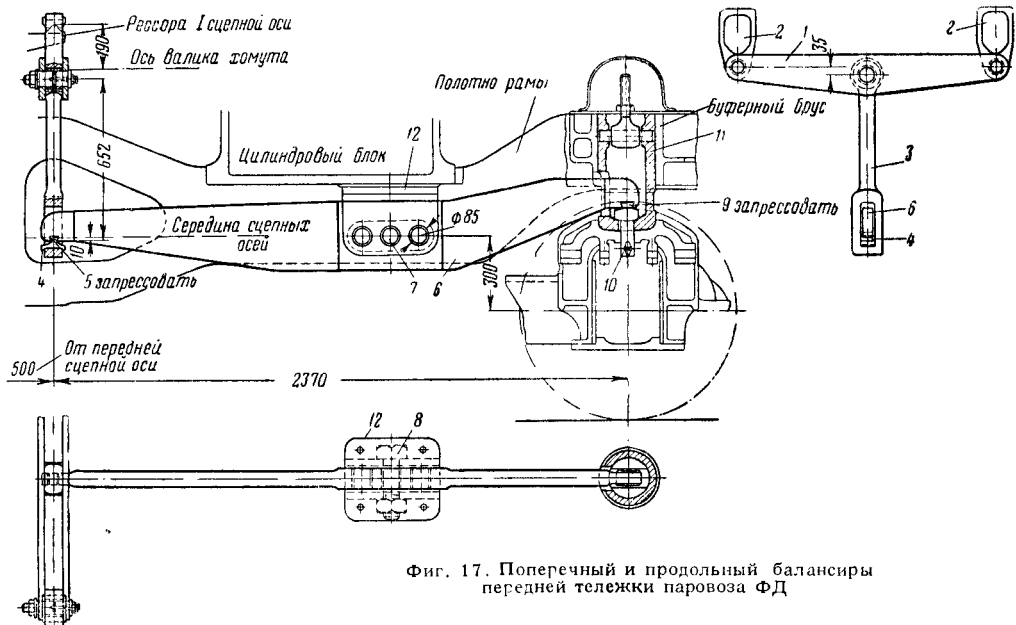
**Балансирные скобы.** Балансирные скобы (фиг. 19) служат опорами балансиров, располагаемых между сцепными осями в окнах рамных полотнощ брускового типа; изготовляются из стального литья 25-4518. В раме балансирные скобы укрепляются болтами 1 и 2. Валик 3, имеющий внизу ножевой скос, опирается на призму балансира.



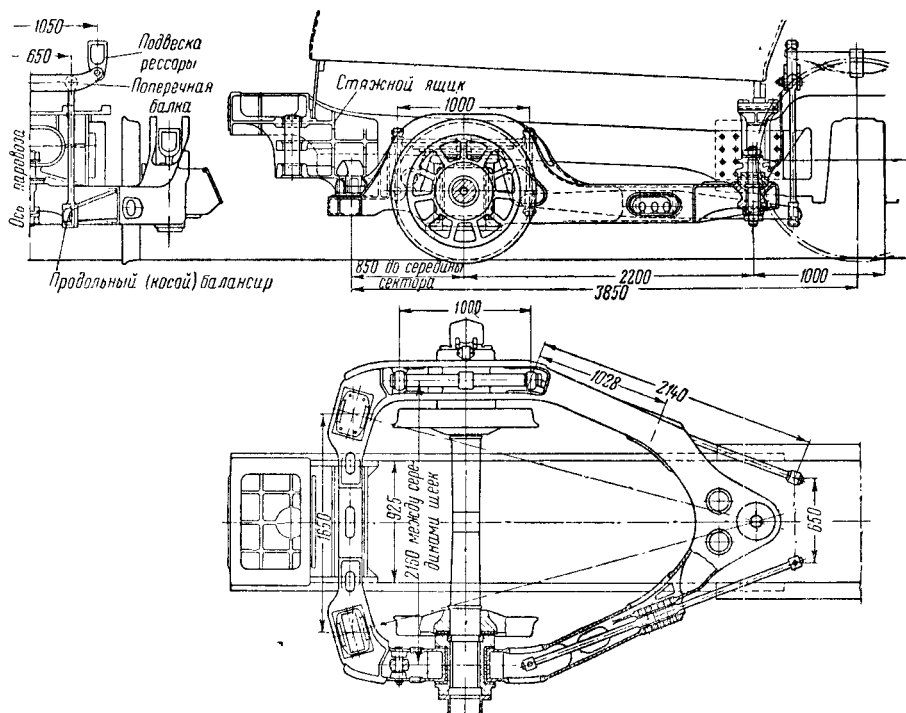
Фиг. 16. Балансиры паровозов ЭМ, ФД, Л

рессорные подвески. Закалённые призмы 4 служат упорами рессорных подвесок. Балансир опирается на опорный нож 5, запрессованный в раму и скобу 1 по поверхности а.

Внизу показан балансир паровоза ФД двутаврового сечения, опирающийся через призму 1 на нож 2, закреплённый в балансирной скобе рамы. По концам балансира



Фиг. 17. Поперечный и продольный балансиры передней тележки паровоза ФД



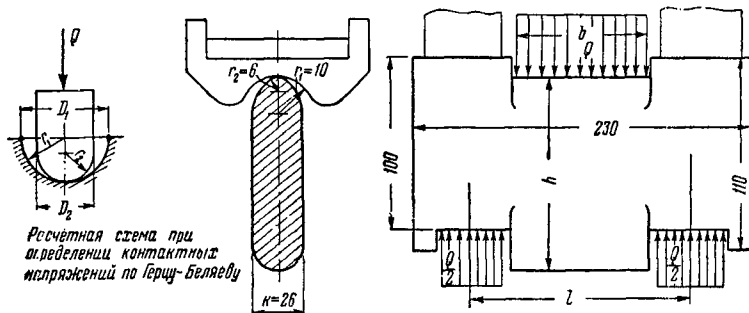
Фиг. 18. Поперечная балка в задней сбалансированной группе рессор паровоза ФД



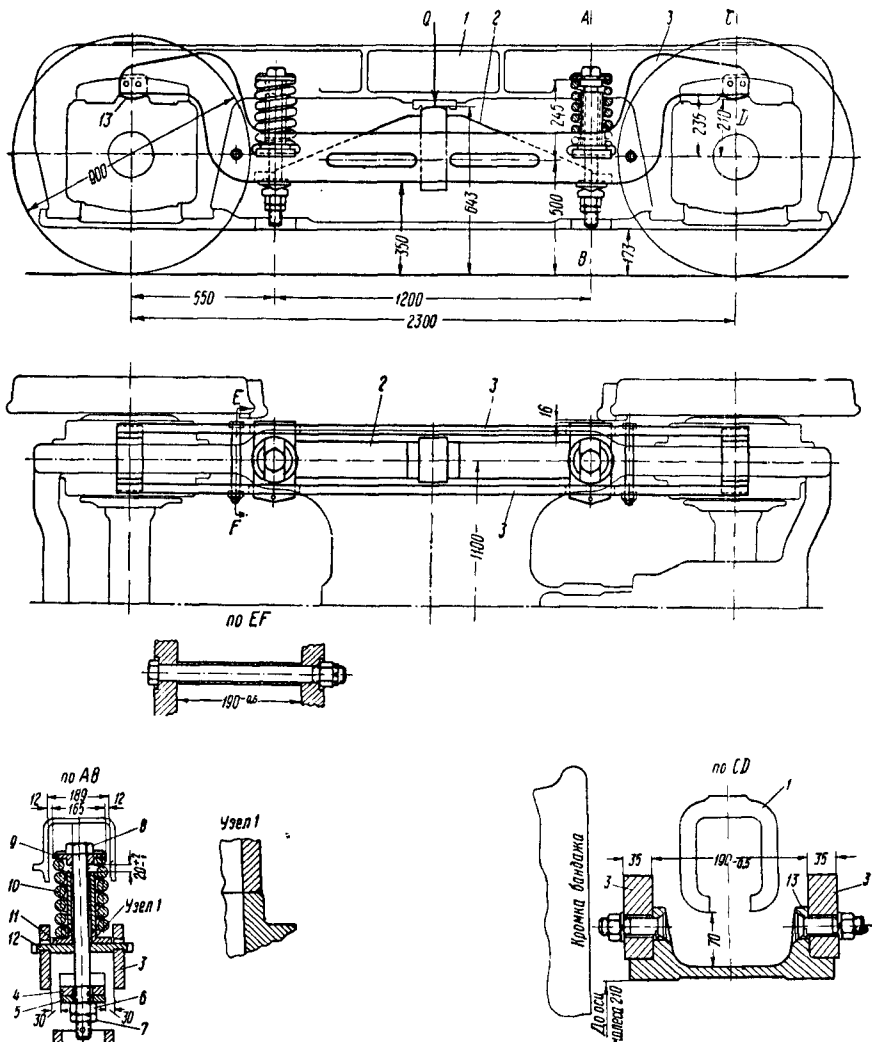
**Пример.** Определить контактное напряжение  $q_0$  для опорного ножа рессорной подвески паровоза ФД, если (фиг. 21) наибольшее усилие, растягивающее подвеску  $Q = 4500$  кг, длина ножа  $b = 80$  мм,  $D_1 = 2r_1 = 2 \cdot 10 = 20$  мм,  $D_2 = 2r_2 = 2 \cdot 6 = 12$  мм,  $E = 2,1 \cdot 10^4$  кг/см<sup>2</sup>. Нагрузка на единицу длины

$$p = \frac{Q}{b} = \frac{4500}{8} = 562 \text{ кг/см};$$

тогда  $q_0$  по формуле, приведённой на стр. 327, будет равно 11 720 кг/см<sup>2</sup>.



Фиг. 21. К расчёту опорных ножей балансира



Фиг. 21а. Двойное рессорное подвешивание передней тележки пассажирского паровоза 2-4-2

## ТИПЫ РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ

**Роль балансиров.** Наличие балансиров позволяет объединять ряд рессор в группы, что обеспечивает постоянное соотношение нагрузок на рессоры внутри такой группы. Балансиры разделяются на продольные и поперечные (фиг. 17). Продольные балансиры уменьшают изменения нагрузок сопряженных осей при продольных колебаниях паровоза в вертикальной плоскости. Поперечные балансиры уменьшают изменения нагрузок сопряженных рессор правой и левой сторон паровоза при поперечных колебаниях паровоза (вокруг продольной оси паровоза).

В некоторых пассажирских паровозах вместо жесткого балансира ставится обычная листовая рессора, что приводит к уменьшению жесткости всего рессорного подвешивания. Такое двойное подвешивание применено в паровозах серии ИС.

Балансиры широко применяются также в конструкциях паровозных тележек.

На фиг. 21а показано двойное рессорное подвешивание передней тележки пассажирского паровоза 2-4-2.

Нагрузка  $Q$  от рамы передней тележки 1 передается на две листовые рессоры 2, помещенные внутри балансиров 3 (из Ст. 5), толщиной 35 мм каждый. Листовая рессора 2 своими концами опирается на упорку 4 и подушки 5 (из Ст. 3) и через гайки 6 с контргайками 7 нагрузка передается рессорной подвеске — болту 8 (из Ст. 5). Через верхнюю тарелку 9 (из Ст. 5) нагрузка воспринимается цилиндрической пружиной 10 и через нижнюю тарелку 11 и плиту 12 передается балансирам 3 и опорам балансиров 13 на буксы роликоподшипников тележки.

**Пример.** Проверить прочность балансира передней тележки паровоза 2-4-2, показанного на фиг. 21б. (По данным Коломенского завода.)

Изгибающий момент для сечений I, II, III, IV  $M = Px$ . На участке CD момент  $M = Pa$ .

Нагрузка на балансир

$$P = \frac{1}{4} (Q + P_{\text{рес}}),$$

где  $Q$  — нагрузка на рессору передней тележки;  
 $Q = 10\,500$  кг;

$P_{\text{рес}}$  — половина веса рессорного подвешивания без балансиров;  $P_{\text{рес}} = 350$  кг;

$$P = \frac{1}{4} (10\,500 + 350) \approx 2\,720 \text{ кг.}$$

**Сечение I—I** (фиг. 21б):  $x_1 = 25$  мм,  $b = 35$  мм,  $h = 105$  мм,  $h' = 22$  мм,  $z_1 = 5,58$  см,  $I = 319,3$  см<sup>4</sup>,  $W_{\text{min}} = 57,22$  см<sup>3</sup>,  $W_{\text{max}} = 64,9$  см<sup>3</sup>;

$$M = Px_1 = 2\,720 \cdot 2,5 = 6\,800 \text{ кг}\cdot\text{см.}$$

Напряжение в нижнем волокне

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{6\,800}{57,22} = 119 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение в верхнем волокне

$$\sigma_{\text{min}} = \frac{6\,800}{64,9} = 105 \text{ кг/см}^2.$$

**Сечение II—II** (фиг. 21б):  $x_2 = 310$  мм,  $b = 35$  мм,  $R = 160$  мм,  $r = 80$  мм,  $R_{\text{ср}} = \frac{160 + 80}{2} = 120$  мм,

$$h = 170 \text{ мм}, W = \frac{3,5 \cdot 17^3}{6} = 168,6 \text{ см}^3; M = Px_2 =$$

$$= 2\,720 \cdot 31 = 84\,320 \text{ кг}\cdot\text{см.}$$

Вводим поправку на кривизну бруса; поправочные коэффициенты  $\alpha'$  и  $\alpha''$  в зависимости от отношения  $\frac{R_{\text{ср}}}{h}$  (см. главу «Паровая машина», фиг. 69); для

$$\text{отношения } \frac{R_{\text{ср}}}{h} = \frac{120}{170} = 0,71 \text{ коэффициенты } \alpha' = 1,77 \text{ и } \alpha'' = 0,66.$$

Напряжение для наружной кромки сечения (верхнее волокно)

$$\sigma_H = \alpha'' \frac{M}{W} = 0,66 \frac{84\,320}{168,6} = 330 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение для внутренней кромки сечения (нижнее волокно)

$$\sigma_{\theta} = \alpha' \frac{M}{W} = 1,77 \frac{84\,320}{168,6} = 885 \text{ кг/см}^2.$$

**Сечение III—III** (фиг. 21б):  $x_3 = 350$  мм,  $h = 155$  мм,  $b = 35$  мм,  $W = \frac{3,5 \cdot 15,5^3}{6} = 140$  см<sup>3</sup>,

$$M = 2\,720 \cdot 35 = 95\,200 \text{ кг}\cdot\text{см}, \quad \sigma_{\text{ц}} = \frac{95\,200}{140} = 678 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение растяжения

$$\sigma_{\text{раст}} = \frac{P \cos \beta}{bh} = \frac{2\,720 \cdot \cos 10^\circ}{3,5 \cdot 15,5} = 48 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_{\text{сум}} = 678 + 48 = 736 \text{ кг/см}^2 \text{ — растяжение;}$$

$$\sigma_{\text{сум}} = 678 - 48 = 630 \text{ кг/см}^2 \text{ — сжатие.}$$

**Сечение IV—IV** (фиг. 21б):  $x_4 = 410$  мм,  $h = 215$  мм,  $h' = 95$  мм,  $b = 35$  мм,  $b' = 6$  мм,  $d = 50$  мм,  $d' = 26$  мм,  $R = 160$  мм,  $r = 80$  мм,  $z_1 = 10,95$  см,  $I = 2\,835$  см<sup>4</sup>,  $W_{\text{min}} = 258,93$  см<sup>3</sup>,

$$W_{\text{max}} = 268,75 \text{ см}^3, R_{\text{ср}} = \frac{160 + 80}{2} = 120 \text{ мм},$$

$$\frac{R_{\text{ср}}}{h} = \frac{120}{215} = 0,56, \alpha' = 1,9 \text{ (наружное волокно)}, \alpha'' = 0,6 \text{ (внутреннее волокно);}$$

$$M = Px_4 = 2\,720 \cdot 41 = 111\,520 \text{ кг}\cdot\text{см.}$$

Напряжение в нижнем волокне

$$\sigma_H = \frac{111\,520}{268,75} \cdot 1,9 = 790 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение в верхнем волокне

$$\sigma_{\theta} = \frac{111\,520}{258,93} \cdot 0,6 = 258 \text{ кг/см}^2.$$

**Сечение V—V** (фиг. 21б):  $a = 1\,150 - 600 = 550$  мм,  $b = 35$  мм,  $h = 200$  мм,  $h' = 50$  мм,  $z = 10$  см,  $I = 2\,297$  см<sup>4</sup>,  $W = 230$  см<sup>3</sup>,  $M = Pa =$

$$= 2\,720 \cdot 55 = 149\,600 \text{ кг}\cdot\text{см}, \quad \sigma_{\text{ц}} = \frac{149\,600}{230} = 650 \text{ кг/см}^2.$$

**Сечение VI—VI** (фиг. 21б):  $x_6 = 550$  мм,  $b = 35$  мм,  $a = 36$  мм,  $h = 200$  мм,  $h' = 110$  мм,  $z_1 = 9,44$  см,  $I = 2\,200$  см<sup>4</sup>,  $W_{\text{min}} = 208,3$  см<sup>3</sup>,  $W_{\text{max}} = 233$  см<sup>3</sup>,  $M = 2\,720 \cdot 55 = 149\,600 \text{ кг}\cdot\text{см.}$

Напряжение сжатия

$$\sigma_{\theta} = \frac{149\,600}{233} = 642 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение растяжения

$$\sigma_H = \frac{149\,600}{208,3} = 718 \text{ кг/см}^2.$$

Сравнительные данные напряжения в балансирах передних тележек паровозов 2-3-2 и 2-4-2 приведены в табл. 4а.

В табл. 5 приведены веса рессор и деталей рессорного подвешивания.

Таблица 4а

## Балансиры передних тележек

Серия	Р кг	Сечение I		Сечение II		Сечение III		Сечение IV		Сечение V		Сечение VI		Вес 1 шт. в кг	Материал
		$\sigma_{\max}$	$\sigma_{\min}$	$\sigma_H$	$\sigma_{\theta}$	$\sigma_{\text{сумм}}$	$\sigma_{\text{сумм}}$	$\sigma_H$	$\sigma_{\theta}$	$\sigma_H$	$\sigma_{\theta}$	$\sigma_H$	$\sigma_{\theta}$		
2-3-2	2 925	123	113	473	1 133	886	736	843	313	670	693	664	116,5	Ст. 5	
2-4-2	2 720	119	105	330	885	726	630	790	258	650	718	642	114,4	Ст. 5	

Таблица 5

## Вес рессор и деталей рессорного подвешивания в кг

Паровоз	Рессоры (вес 1 шт.)						Пружины (вес 1 шт.)		Балансиры (вес 1 шт.)							Примечание			
	листовые продольные						цилиндрические	телескопические	продольные										
	Бегунок	I оси	II оси	III оси	IV оси	V оси			поддерживающей тележки										
ЭМ 0-5-0 . .	—	106	106	106	106	106	—	—	—	—	—	—	—	1 060	140	660	1 860	В знаменателе после перемелли по чертежам ЦТ МПС	
СО 1-5-0 . .	43,5	120,8	120,8	120,8	120,8	120,8	10,8 7,5	—	242	29	—	29	—	—	1 296	522	940		2 778
Л 1-5-0 . .	50	136	136	136	136	136	10,8 6,8	—	256	36	—	40	—	—	1 660	668	1 085		3 443
ФД 20 1-5-1	50,4	115	115	115	115	115	10,8 6,8	—	294	28	—	28	142	61	1 480	808	1 440		3 943
ФД 21 1-5-1	50	150	150	150	150	150	10,8	—	294	35	—	35	142	61	1 906	910	1 480		4 451
Еа 1-5-0 . .	43 41	117 110	117 110	96 87	117 56	117 110	—	—	190	36	—	62*	—	48	1 110 1 025	678	1 120 2 836	2 918	
СУ 1-3-1 . .	96	114	118	130	—	—	—	21,9	—	33	—	—	—	—	1 144	128	630	1 924	Постройки завода «Красное Софмово», 1950 г.
СУ 1-3-1 . .	105	115	130	128	—	—	—	21,9	—	33	—	—	—	—	1 124	128	630	1 954	

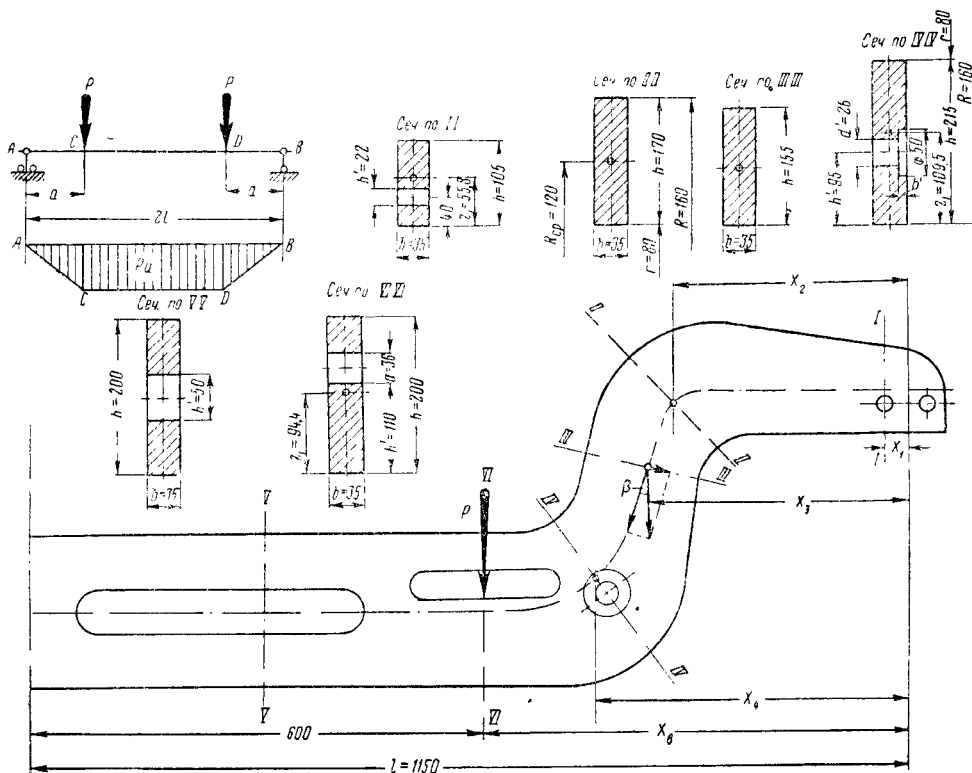
\* Балансиры, поставленные на буксы.

В знаменателе после переделки по чертежам ЦТ МПС

Постройки завода «Красное Сормово», 1950 г.

3) группа рессор, имеющая помимо продольных балансиров также и симметричный

«треугольнику»). Случайное изменение нагрузки на каждую группу рессор при таком подвешивании не вызывает перегруза или разгрузки отдельной паровой оси. Нагрузка на отдельную колёсную пару зависит лишь от расположения центра тяжести паровоза, размеров балансиров, расположения групп подвешивания. Это обстоятельство способствовало широкому распространению трёхточечного подвешивания в современном паровозостроении. Группа рессор, соединённых по-



Фиг. 216. Балансир передней тележки пассажирского паровоза 2-4-2

Подвешивание в трёх точках называется статически определяемым (подвешивание по

**Статически неопределимое подвешивание.** Статически неопределимое рессорное подвешивание будет иметь место при наличии четырёх и более опорных точек подвешивания. Применяется это подвешивание в быстроходных паровозах для получения большей устойчивости при поперечной качке надрессорного строения и для уменьшения бокового наклона надрессорного строения при проходе кривых участков пути с большой скоростью. Для этой цели, например, подвешивание быстроходных паровозов 2-3-го Коломенского и Ворошиловградского заводов осуществлено в четырёх точках (развеска по «прямоугольнику»). При условии равенства нагрузок на правую и левую стороны паровоза такая схе-

Точки рессорного подвешивания некоторых паровозов СССР

Таблица 6

Тип паровоза	Тип рессорного подвешивания	Число групп (точек) подвешивания	Колёса, входящие в сбалансированную группу (точку)		
			передняя группа	задняя группа	средняя группа
ЭМ 0-5-0	Нижнее	4	I-II-III колёса правой стороны	IV-V колёса правой стороны	-
			I-II-III колёса левой стороны	IV-V колёса левой стороны	
СО 1-5-0	Нижнее	3	Бегунок и I-II колёса обеих сторон	III-IV-V колёса правой стороны	-
				III-IV-V колёса левой стороны	
Л 1-5-0	Промежуточное	3	Бегунок и I-II колёса обеих сторон	III-IV-V колёса правой стороны	-
				III-IV-V колёса левой стороны	
ФД 1-5-1	Верхнее	3	Бегунок и I-II колёса обеих сторон	III-IV-V и поддерживающее колесо правой стороны	-
				III-IV-V и поддерживающее колесо левой стороны	
Еа 1-5-0	Промежуточное	3	Бегунок и I-II-III колёса обеих сторон	IV-V колёса правой стороны	-
				IV-V колёса левой стороны	
СУ 1-3-1	Комбинированное	6	Правое колесо бегунка	Правое поддерживающее колесо	I-II-III колёса правой стороны
			Левое колесо бегунка	Левое поддерживающее колесо	I-II-III колёса левой стороны

ма подвешивания может условно считаться также статически определимой.

Пространственная и плоскостная схемы подвешивания в четырёх точках показаны на фиг. 22. Вес подвешенной части паровоза  $\Sigma G$ ; нагрузки на каждую из точек подвешивания  $R_1, R_2, R_3, R_4$ ; при равенстве нагрузок правой и левой сторон  $R_1 = R_2$  и  $R_3 = R_4$  заменяем пространственную схему нагрузки [30] плоскостной (фиг. 22); тогда нагрузки на группы (точки) рессорного подвешивания

$$R_1 = R_2 = \Sigma G \frac{l}{2L}$$

и

$$R_3 = R_4 = \frac{\Sigma G}{2} \left(1 - \frac{l}{L}\right).$$

Пространственная и плоскостная схемы подвешивания в четырёх точках по «ромбу» показаны на фиг. 23, при подвешивании в пяти точках—на фиг. 24, при подвешивании в шести точках (паровоз СУ)—на фиг. 25.

Общая плоскостная схема для всех вышеприведённых трёх случаев подвешивания показана на фиг. 26.

Определение нагрузок производится обычно по методу исключения одной из опорных

точек и вычисления нагрузки от подвешенной части паровоза, приходящейся на оставшиеся две точки.

Условная нагрузка при исключении опорной точки А (фиг. 26), т. е. при  $R_1 = 0$ :

$$R'_3 = \Sigma G \frac{l}{L_3}$$

и

$$R'_5 = \Sigma G \left(1 - \frac{l}{L_3}\right).$$

При исключении опорной точки В при  $R_3 = 0$  условная нагрузка опор

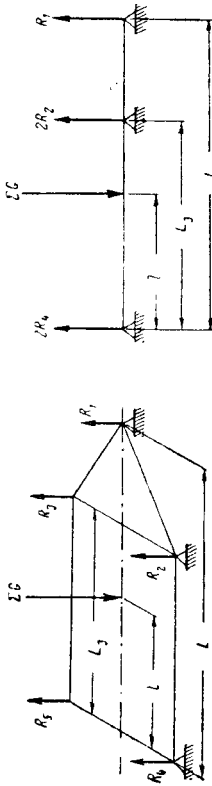
$$R'_1 = \Sigma G \frac{l}{L}$$

и

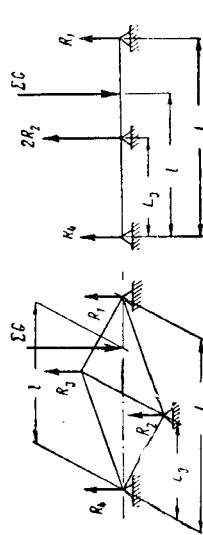
$$R'_5 = \Sigma G \left(1 - \frac{l}{L}\right).$$

На двух параллельных прямых АС и СД (фиг. 27), отстоящих друг от друга на произвольном расстоянии, откладываем в масштабе найденные условные нагрузки: для случая  $R_1 = 0$  на прямой АС, для случая  $R_3 = 0$  на прямой СД. Соединяя точку Е с точкой С

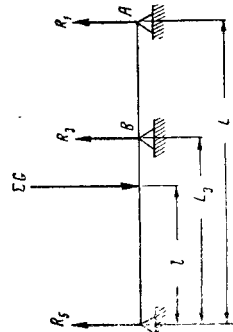




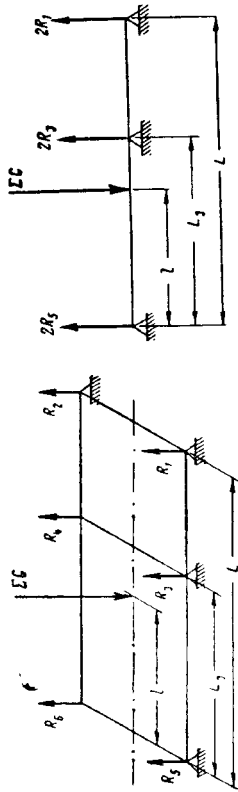
Фиг. 22. Пространственная и плоскостная схемы рессорного подвешивания в четырёх точках по прямоугольнику



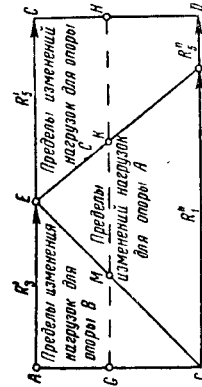
Фиг. 23. Пространственная и плоскостная схемы рессорного подвешивания в четырёх точках по «ромбу»



Фиг. 26. Общая плоскостная схема статически неопределимого рессорного подвешивания



Фиг. 25. Пространственная и плоскостная схемы рессорного подвешивания в шести точках



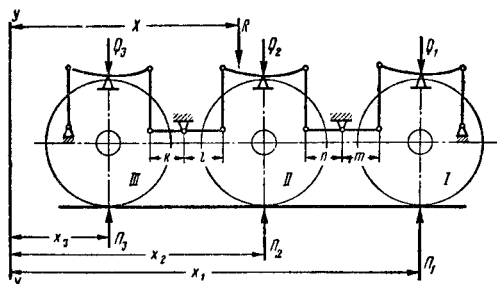
Фиг. 27. Пределы возможных изменений нагрузок статически неопределимого рессорного подвешивания

прямыми, получаем пределы возможных изменений нагрузок точек подвешивания  $A, B, C$ .

Зная проектные нагрузки на группы рессор  $R_1, R_2$  и  $R_3$ , можно провести прямую  $GH$ , и отрезки  $HK, KM$  и  $MG$  в масштабе дают значение проектных нагрузок.

Указанная диаграмма позволяет определять, как отразится изменение нагрузки одной точки рессор на нагрузки других точек.

**Определение точки приложения равнодействующей силы в сбалансированной группе рессор.** В сбалансированной группе рессор равнодействующая всех вертикальных давлений  $Q$ , передаваемых через рессоры, занимает вполне определённое положение, не зависящее от изменения нагрузок любой рессоры, входящей в данную группу.



Фиг. 28. Схема определения точки приложения равнодействующей в группе трёх рессор

Обозначим отношение плеч балансиров (фиг. 28)

$$\varepsilon_1 = \frac{m}{n} \quad \text{и} \quad \varepsilon_2 = \frac{l}{k}$$

и реакции рельсов на колёса через  $P_1, P_2, P_3$ . Тогда величина равнодействующей

$R = Q_1 + Q_2 + Q_3 = Q_1 + \varepsilon_1 Q_1 + \varepsilon_1 \varepsilon_2 Q_1$ ; нагрузка на первое колесо

$$Q_1 = R \frac{1}{1 + \varepsilon_1 + \varepsilon_1 \varepsilon_2};$$

нагрузка на второе колесо

$$Q_2 = \varepsilon_1 Q_1 = R \frac{\varepsilon_1}{1 + \varepsilon_1 + \varepsilon_1 \varepsilon_2};$$

нагрузка на третье колесо

$$Q_3 = \varepsilon_2 Q_2 = R \frac{\varepsilon_1 \varepsilon_2}{1 + \varepsilon_1 + \varepsilon_1 \varepsilon_2}.$$

Таким образом, усилие, приходящееся на каждое колесо, равно произведению равнодействующей всех вертикальных сил  $R$ , действующих на сбалансированную группу рессор, на один из коэффициентов сопряжения рессор:

$Q_1 = \alpha_1 R$ ;  $Q_2 = \alpha_2 R$ ;  $Q_3 = \alpha_3 R$  и т. д., где

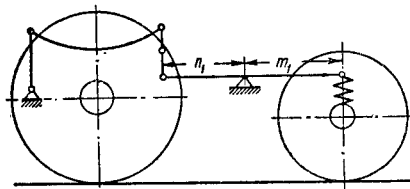
$$\alpha_1 = \frac{1}{1 + \varepsilon_1 + \varepsilon_1 \varepsilon_2}; \quad \alpha_2 = \frac{\varepsilon_1}{1 + \varepsilon_1 + \varepsilon_1 \varepsilon_2};$$

$$\alpha_3 = \frac{\varepsilon_1 \varepsilon_2}{1 + \varepsilon_1 + \varepsilon_1 \varepsilon_2}.$$

Координату  $x$  равнодействующей  $R$  от произвольно выбранной вертикальной плоскости  $yy$  определяют из выражения

$$x = \frac{Q_1 x_1 + Q_2 x_2 + Q_3 x_3}{Q_1 + Q_2 + Q_3} = \alpha_1 x_1 + \alpha_2 x_2 + \alpha_3 x_3.$$

Если передняя ось соединяется продольным балансиром с бегунком, как показано на фиг. 29, то при вычислении коэффициентов  $\alpha$  вместо  $\varepsilon_1 = \frac{m_1}{n_1}$  надо брать  $2\varepsilon_1$ .



Фиг. 29. К расчёту сбалансированной группы рессорного подвешивания

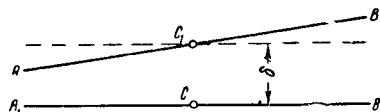
Подсчитанные Д. А. Кислик (РИИЖТ) значения коэффициентов  $\alpha$  приведены в табл. 7.

Таблица 7

Значения коэффициентов  $\alpha$

$\alpha$	Число балансиров		
	1	2	3
$\alpha_1$	$\frac{1}{1 + \varepsilon_1}$	$\frac{1}{1 + \varepsilon_1 + \varepsilon_1 \varepsilon_2}$	$\frac{1}{1 + \varepsilon_1 + \varepsilon_1 \varepsilon_2 + \varepsilon_1 \varepsilon_2 \varepsilon_3}$
$\alpha_2$	$\frac{\varepsilon_1}{1 + \varepsilon_1}$	$\frac{\varepsilon_1}{1 + \varepsilon_1 + \varepsilon_1 \varepsilon_2}$	$\frac{\varepsilon_1}{1 + \varepsilon_1 + \varepsilon_1 \varepsilon_2 + \varepsilon_1 \varepsilon_2 \varepsilon_3}$
$\alpha_3$	—	$\frac{\varepsilon_1 \varepsilon_2}{1 + \varepsilon_1 + \varepsilon_1 \varepsilon_2}$	$\frac{\varepsilon_1 \varepsilon_2}{1 + \varepsilon_1 + \varepsilon_1 \varepsilon_2 + \varepsilon_1 \varepsilon_2 \varepsilon_3}$
$\alpha_4$	—	—	$\frac{\varepsilon_1 \varepsilon_2 \varepsilon_3}{1 + \varepsilon_1 + \varepsilon_1 \varepsilon_2 + \varepsilon_1 \varepsilon_2 \varepsilon_3}$

**Жёсткость сбалансированной группы рессор (точки).** Надрессорное строение показано на фиг. 30 прямой  $AB$ . Под влиянием действующих сил точка  $C_1$  приложения равнодействующей групповой нагрузки  $R$  переместилась на величину  $\delta$ . Самое перемещение



Фиг. 30. К определению жёсткости сбалансированной группы рессор

надрессорного строения в положение  $A_1B_1$  составилось из поворота надрессорного строения вокруг точки  $C$  и вертикального перемещения  $\delta$ . Сумма моментов сил относительно точки приложения их равнодействующей равна нулю, поэтому поворот около точки  $C_1$  не

встречает сопротивления и не требует затраты внешней работы. Вертикальное перемещение

$$\delta = \frac{R}{\mathcal{K}_{zp}},$$

где  $\mathcal{K}_{zp}$  — жёсткость рессорной группы.

Работа равнодействующей  $R$  на отрезке  $\delta$

$$U = \frac{R\delta}{2} = \frac{R^2}{2\mathcal{K}_{zp}},$$

работа каждой отдельной рессоры

$$u = \frac{(\alpha R)^2}{2\mathcal{K}},$$

где  $\mathcal{K}$  — жёсткость отдельной рессоры.

Работа всех рессор, входящих в группу,

$$\sum u = \sum \frac{(\alpha R)^2}{2\mathcal{K}}.$$

Здесь  $\alpha$  берётся из табл. 7.

Далее

$$\frac{R^2}{2\mathcal{K}_{zp}} = \sum \frac{(\alpha R)^2}{2\mathcal{K}},$$

откуда жёсткость сбалансированной группы рессор

$$\mathcal{K}_{zp} = \frac{1}{\sum \frac{\alpha_i^2}{\mathcal{K}_i}}.$$

При одинаковой жёсткости всех рессор в группе:

$$\mathcal{K}_{zp} = \frac{\mathcal{K}}{\sum \alpha_i^2}.$$

При наличии в группе балансируемых рессор с жёсткостью  $\mathcal{K}_6$  общая жёсткость группы

$$\mathcal{K}_{zp}^{\text{б}} = \frac{1}{\sum \frac{\alpha_i^2}{\mathcal{K}_i} + \frac{1}{4} \sum \frac{(\alpha_1^2 + \alpha_2^2)}{\mathcal{K}_6}}.$$

Жёсткость сбалансированной группы рессор при наличии поперечной балки. Задние рессорные группы в некоторых паровозах (ФД, ИС) соединены поперечной балкой АВ по фиг. 31.

Поперечная балка не влияет на изменение нагрузок на рессоры при действии продольного момента, но она изменяет распределение нагрузок в случае действия поперечного момента.

Равновесие поперечной балки

$$N S_a = \frac{q_n}{2} S_a,$$

откуда

$$N = \frac{q_n S_a}{2} = \frac{q_n}{2} \varepsilon'.$$

Давление на рессорах задней поддерживающей оси

$$q_{n+1} = 2N \frac{m_n}{n_n} = 2 \frac{q_n}{2} \cdot \frac{m_n}{n_n} \varepsilon' = q_n \varepsilon_n \varepsilon'.$$

Отношение плеч между нагрузками  $q_{n+1}$  и  $q_n$  принимаем равным

$$\varepsilon'_n = \varepsilon_n \varepsilon'.$$

Следовательно, жёсткость рессорной группы с поперечной балкой может быть продольной и поперечной [12].

**Пример 1.** Определить равнодействующие усилия в сбалансированных рессорных группах паровоза типа 1-5-0 серии Л по фиг. 32.

1. Передняя рессорная группа

Отношение плеч балансира

$$\varepsilon_1 = \frac{1020}{1305} = 0,775; \quad \varepsilon_2 = \frac{260}{265} = 0,983.$$

Для балансира бегунка при вычислении коэффициентов  $\alpha$  по формулам табл. 7 вместо  $\varepsilon$  надо, принимать  $2\varepsilon$ , тогда

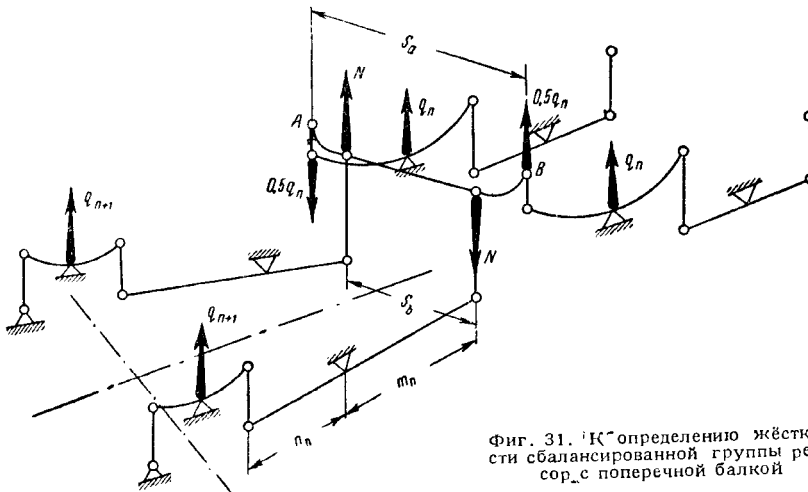
$$\alpha_1 = \frac{1}{1 + 2\varepsilon_1 + 2\varepsilon_1\varepsilon_2} = \frac{1}{1 + 2 \cdot 0,775 + 2 \cdot 0,775 \cdot 0,983} = 0,246;$$

$$\alpha_2 = 2\varepsilon_1\alpha_1 = 2 \cdot 0,775 \cdot 0,246 = 0,381;$$

$$\alpha_3 = \varepsilon_2\alpha_2 = 0,983 \cdot 0,381 = 0,374.$$

Расстояние  $X'_1$  до равнодействующей первой балансирующей группы  $R_1$ :

$$X'_1 = \alpha_1 x_1 + \alpha_2 x_2 + \alpha_3 x_3 = 0,246 \cdot 1363,5 + 0,381 \cdot 1076 + 0,374 \cdot 913,5 = 1087 \text{ см.}$$



Фиг. 31. К определению жёсткости сбалансированной группы рессор с поперечной балкой

## 2. Задняя рессорная группа

$$\epsilon_4 = \frac{345}{280} = 1,223; \quad \epsilon_5 = \frac{450}{450} = 1,000; \quad \epsilon_6 = 1,00.$$

Коэффициенты  $\alpha$  равны

$$\alpha_4 = \frac{1}{1 + \epsilon_4 + \epsilon_4 \epsilon_5 + \epsilon_4 \epsilon_5 \epsilon_6} =$$

$$= \frac{1}{1 + 1,223 + 1,223 \cdot 1,00 + 1,223 \cdot 1 \cdot 1} = 0,213;$$

$$\alpha_5 = \epsilon_5 \alpha_4 = 1,223 \cdot 0,213 = 0,26;$$

$$\alpha_6 = \epsilon_6 \alpha_5 = 1 \cdot 0,26 = 0,26;$$

$$\alpha_7 = \epsilon_7 \alpha_6 = 1 \cdot 0,26 = 0,26.$$

Расстояние  $X'_1$  до равнодействующей второй балансирующей группы  $R_2$ :

$$X'_1 = \alpha_4 x_4 + \alpha_5 x_5 + \alpha_6 x_6 + \alpha_7 x_7 =$$

$$= 0,213 \cdot 751 + 0,26 \cdot 588,5 + 0,26 \cdot 388,5 = 414 \text{ см.}$$

Пользуясь статической определённостью разбираемого подвешивания, найдём величину равнодействующей первой группы рессор:

$$R_1 = \frac{\sum G l_1}{l_1 + l_2} = \frac{80384 \cdot 404}{673};$$

$$R_1 = 48260 \text{ кг}; \quad 2R_2 = \sum G - R_1 = 80384 - 48260 =$$

$$= 32124 \text{ кг}; \quad R_2 = 16062 \text{ кг.}$$

**Пример 2.** Определить суммарные жёсткости в сбалансированных рессорных группах паровоза серии Л.

В передней тележке применено смешанное подвешивание; жёсткость листовой рессоры

$$ж_{л}^{*} = 342 \text{ кг/мм};$$

жёсткость винтовой пружины:

$$ж_{в} = 146 \text{ кг/мм};$$

жёсткость рессорного узла передней тележки

$$ж_{б} = \frac{2 ж_{л} ж_{в}}{ж_{л} + 2 ж_{в}} = \frac{2 \cdot 342 \cdot 146}{342 + 2 \cdot 146} = 158 \text{ кг/мм.}$$

Жёсткость первой сбалансированной группы рессор

$$ж_{гр}^I = \frac{1}{\sum \frac{\alpha_i^2}{ж_i}}$$

где из предыдущего примера:  $\alpha_1 = 0,246$ ;  $\alpha_2 = 0,381$ ;  $\alpha_3 = 0,374$ .

Жёсткость рессоры сцепных осей  $ж = 119 \text{ кг/мм}$

$$ж_{гр}^I = \frac{1}{\frac{0,246^2}{158} + 2 \frac{0,381^2}{119}} = 357 \text{ кг/мм.}$$

Жёсткость рессор второй сбалансированной группы

$$ж_{гр}^{II} = ж_{гр}^{III} = \frac{1}{\sum \frac{\alpha_i^2}{ж_i}}.$$

Из предыдущего примера:

$$\alpha_4 = 0,26; \quad \alpha_5 = 0,26; \quad \alpha_7 = 0,26.$$

$$ж_{гр}^{II} = \frac{119}{0,26^2 + 0,26^2 + 0,26^2} = 586 \text{ кг/мм.}$$

**Пример 3.** Определить продольную и поперечную жёсткость задних рессорных групп паровоза ФД (фиг. 33).

Продольная жёсткость

Коэффициенты балансирующего сопряжения рессор

$$\epsilon_4 = \frac{350}{275} = 1,273; \quad \epsilon_5 = \frac{312,5}{312,5} = 1,00;$$

$$\epsilon_6 = \frac{1112}{1028} = 1,082.$$

Коэффициенты  $\alpha$  из табл. 7:

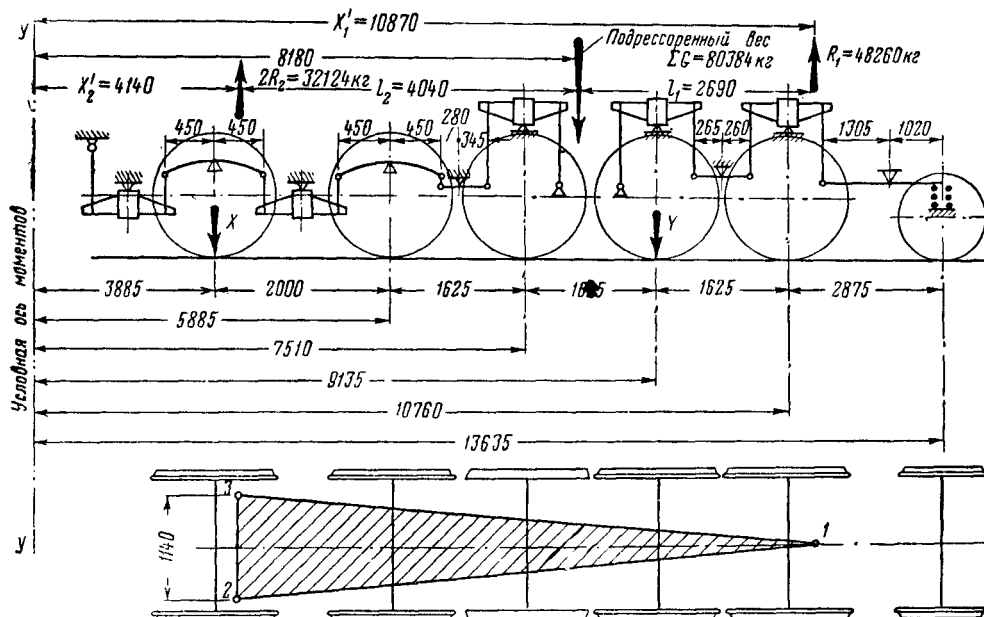
$$\alpha_4 = \frac{1}{1 + \epsilon_4 + \epsilon_4 \epsilon_5 + \epsilon_4 \epsilon_5 \epsilon_6} =$$

$$= \frac{1}{1 + 1,273 + 1,273 \cdot 1,00 + 1,273 \cdot 1 \cdot 1,082};$$

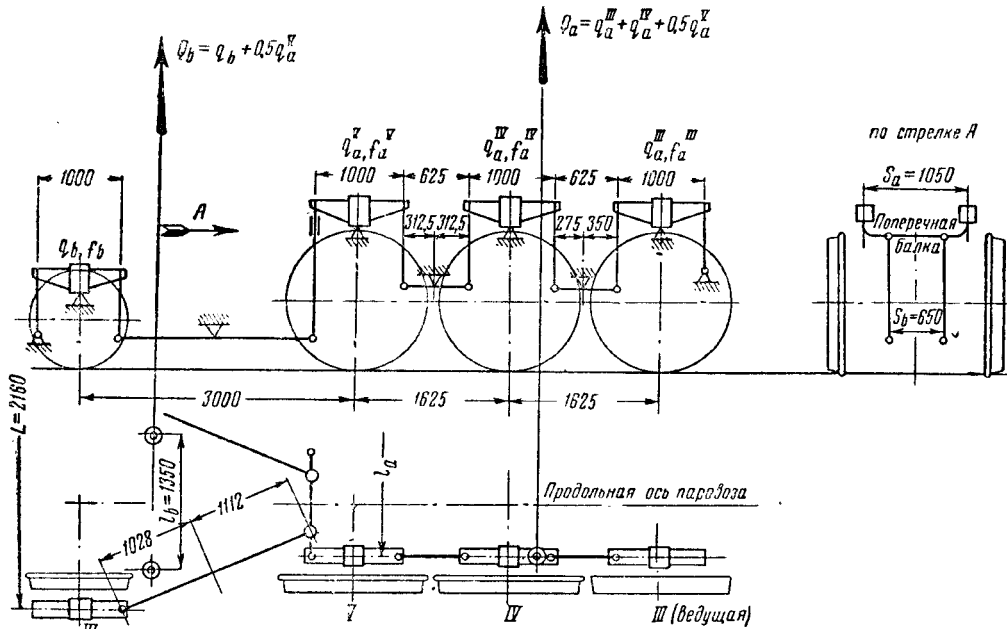
$$\alpha_4 = 0,203; \quad \alpha_5 = \epsilon_5 \alpha_4 = 1,273 \cdot 0,203 = 0,259;$$

$$\alpha_6 = \epsilon_6 \alpha_5 = 1 \cdot 0,259 = 0,259;$$

$$\alpha_7 = \epsilon_7 \alpha_6 = 1,082 \cdot 0,259 = 0,279.$$



Фиг. 32. Схема рессорного подвешивания паровоза 1-5-0 серии Л



Фиг. 33. Размещение поперечной балки в задней сбалансированной группе рессор паровоза ФД

При жёсткости каждой рессоры  $\varepsilon_i = 187 \text{ кг/мм}$  продольная жёсткость группы

$$J_{gr} = \frac{1}{\sum \frac{\alpha_i^2}{\varepsilon_i}} = \frac{187}{0,203^2 + 2 \cdot 0,259^2 + 0,279^2} = 735 \text{ кг/мм.}$$

#### Поперечная жёсткость

Соотношение плеч балансиров между последней сцепной осью и задней поддерживающей по уравнению

$$\varepsilon'_n = \varepsilon_n \varepsilon'.$$

Из фиг. 33 отношение плеч поперечной балки

$$\varepsilon' = \frac{1050}{650} = 1,615,$$

отсюда

$$\varepsilon_n = 1,082 \cdot 1,615 = 1,747.$$

По табл. 7 найдём коэффициенты  $\alpha$ :

$$\alpha'_1 = \frac{1}{1 + 1,273 + 1,273 \cdot 1 + 1,273 \cdot 1 \cdot 1,747} = 0,174;$$

$$\alpha'_2 = \varepsilon_n \alpha'_1 = 1,273 \cdot 0,174 = 0,221;$$

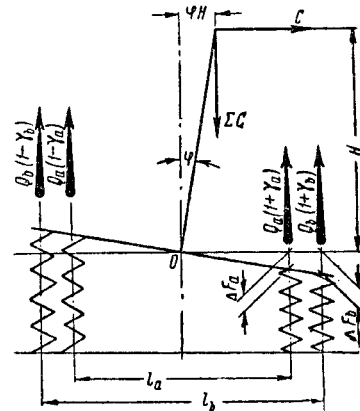
$$\alpha'_3 = \varepsilon_n \alpha'_2 = 1 \cdot 0,221 = 0,221;$$

$$\alpha'_4 = \varepsilon_n \cdot \alpha'_3; \alpha'_4 = 1,747 \cdot 0,221 = 0,384.$$

Поперечная жёсткость рессорной группы

$$J'_{gr} = \frac{1}{\sum \frac{\alpha_i^2}{\varepsilon_i}} = \frac{187}{0,174^2 + 0,221^2 + 0,221^2 + 0,384^2} = 677 \text{ кг/мм.}$$

**Устойчивость рессорного подвешивания.** Расстояние между опорными точками рессор в поперечном направлении значительно меньше, чем в продольном направлении, поэтому поперечная устойчивость рессорного подвешивания меньше продольной.



Фиг. 34. Схема к определению поперечной устойчивости наддрессорного строения

Критерием устойчивости от сил, стремящихся опрокинуть паровоз в поперечной плоскости [14], являются (фиг. 34):

а) угол наклона наддрессорного строения  $\varphi$  при проходе кривой минимального радиуса при конструктивной скорости движения;

б) разгруз или перегруз рессор  $\gamma$  от наклона наддрессорного строения. Наибольшее значение центробежной силы  $C$  принимают равным 5% от силы веса, т. е.  $\frac{C}{\Sigma G} \leq 0,05$ .

При наличии возвышения  $h$  наружного рельса кривой над внутренним

$$C = \sum G \left( \frac{v^2}{gR} - \frac{h}{A} \right) \leq 0,05 \sum G,$$

где  $v$  — скорость движения в м/сек;

$g = 9,81$  м/сек<sup>2</sup>;

$R$  — радиус кривой в м;

$h$  — возвышение рельса в мм;

$A$  — расстояние между кругами катания бандажей в мм.

Угол наклона наддрессорного строения по формулам Д. В. Львова [29]

Без поперечной балки: четыре, шесть точек подвешивания

$$\gamma_b = \gamma_a \cdot \frac{S_a}{S_b}; \quad (5)$$

$$\gamma_n = \frac{\varphi}{2} \cdot \frac{l_n}{F_n}.$$

В этих формулах введены обозначения:

$H$  — расстояние от середины движущих колёс до центра тяжести подвешенной части в м;

$$H \approx 0,6 (H_K - 0,5 D_K);$$

$H_K$  — высота оси котла от головок рельсов в м;

$D_K$  — диаметр движущих колёс в м;

$$\varphi = \frac{\frac{C}{\sum G}}{\frac{1}{2H\sum G} \left( \frac{Q_a l_a^2}{F_a} + \frac{Q_b l_b^2}{F_b} + \dots + \frac{Q_n l_n^2}{F_n} \right) - 1}. \quad (1)$$

Без поперечной балки: три точки подвешивания (первая точка не препятствует поперечному повороту строения и поперечный момент воспринимается задними группами рессор — паровозы Л, СО, Е)

$$\varphi = \frac{\frac{C}{\sum G}}{\frac{Q_a l_a^2}{2H\sum G F_a} - 1}. \quad (2)$$

При поперечной балке (паровозы ФД, ИС — три точки подвешивания; 2-3-2К, 2-3-2В — четыре точки).

$$\varphi = \frac{\frac{C}{\sum G}}{\frac{1}{2H\sum G} \left[ \frac{\left( Q_a l_a + \frac{S_a}{S_b} Q_b l_b \right)^2}{\sum q_a f_a + \left( \frac{S_a}{S_b} \right)^2 \sum q_b f_b} + \frac{Q_n l_n^2}{f_n} \right] - 1}. \quad (3)$$

Определение разгрузки и перегруза рессор и рессорных групп по Д. В. Львову

Без поперечной балки:

$$\gamma_a = \frac{\Delta F_a}{F_a} = \frac{\varphi l_a}{2F_a};$$

$$\gamma_b = \frac{\Delta F_b}{F_b} = \frac{\varphi l_b}{2F_b};$$

$$\gamma_n = \frac{\Delta F_n}{F_n} = \frac{\varphi l_n}{2F_n}.$$

С поперечной балкой:

$$\gamma_a = \frac{\varphi}{2} \frac{Q_a l_a + \frac{S_a}{S_b} Q_b l_b}{\sum q_a f_a + \left( \frac{S_a}{S_b} \right)^2 \sum q_b f_b}; \quad (4)$$

$\sum G$  — вес наддрессорного строения в кг;

$Q_a, Q_b, \dots, Q_n$  — нагрузки на точки подвешивания в т;

$l_a, l_b, \dots, l_n$  — расстояния между правыми и левыми точками подвешивания в м;

$F_a, F_b, \dots, F_n$  — статические прогибы точек подвешивания под нагрузками  $Q_a, Q_b, \dots, Q_n$  в м;

$\Delta F_a, \Delta F_b, \dots, \Delta F_n$  — дополнительные прогибы точек подвешивания при наклоне наддрессорного строения в м;

$S_a$  и  $S_b$  — плечи поперечной балки в м;

$q_a$  и  $q_b$  — статические нагрузки рессор, связываемых поперечной балкой, в т;

$f_a$  и  $f_b$  — статические прогибы этих рессор в м;

$\gamma_a$  и  $\gamma_b$  — коэффициенты перегруза рессорных групп или рессор.

Рассматривая знаменатель уравнения (1), замечаем, что при некотором значении выражения, заключённого в скобки, весь знаменатель может обратиться в нуль или отрицательное число. Это будет указывать, что даже при наличии незначительного поперечного момента угол  $\varphi$  может иметь любое значение, а наддрессорное строение будет находиться в неустойчивом состоянии и, используя все зазоры, «сесть» на буквы (при отсутствии движения и на прямом участке пути).

Практически это может случиться при включении в боковые точки подвешивания небольшого числа рессор с малыми нагрузками на небольшом расстоянии от продольной оси паровоза при наличии мягких рессор или при увеличении  $H$  — расположения центра тяжести надрессорного строения.

*Пример.* Найти значения угла крена надрессорного строения  $\varphi$ , дополнительный прогиб рессор и коэффициенты перегруза рессор  $\gamma$  для паровоза 0-5-0 серии ЗМ (подвешивание в четырёх точках). Расстояние между серединами рессор  $l_a = 1,16$  м, статический прогиб рессор  $F_a = F_b = 0,06$  м,  $H = 1,46$  м.

При включении в боковую группу только одной рессоры, т. е. при отношении  $\frac{Q_a}{\Sigma G} = 0,1$  (при общем числе рессор  $n = 10$  в рассматриваемом паровозе), решение уравнения (1) приводит к неопределённости и указывает на неустойчивое равновесие надрессорного строения.

При двух включённых рессорах  $\frac{Q_a}{\Sigma G} = 0,2$  угол крена

$$\varphi = \frac{0,05}{2 \cdot 1,46 \cdot 0,06 - 1} = 0,095 \text{ рад.}$$

Дополнительный прогиб рессор

$$\Delta F_{дон} = \varphi \frac{l_a}{2} = 0,095 \frac{1,160}{2} \approx 55 \text{ мм.}$$

Статические нагрузки от подвешенного веса на рессоры

$$q_a^{III} = 6,50 \text{ т; } f_a^{III} = 36 \text{ мм;}$$

$$q_a^{IV} = 8,2 \text{ т; } f_a^{IV} = 40 \text{ мм;}$$

$$q_a^V = 8,2 \text{ т; } f_a^V = 40 \text{ мм.}$$

Рессоры задней поддерживающей оси  $q_b = 8,8$  т;  $f_b = 44$  мм.

Расстояние между серединами рессор движущих осей  $l_a = 1,05$  м.

Расстояние между серединами рессор поддерживающей оси  $L = 2,16$  м, вес надрессорного строения  $\Sigma G = 106$  т, высота центра тяжести надрессорного строения  $H = 1,4$  м, плечи поперечной балки  $S_a = 1,05$  м,  $S_b = 0,65$  м.

Нагрузка на точку подвешивания

$$Q_a = q_a^{III} + q_a^{IV} + 0,5 q_a^V =$$

$$= 6,5 + 8,2 + 0,5 \cdot 8,2 = 18,8 \text{ т;}$$

$$Q_b = q_b + 0,5 q_a^V = 8,8 + 0,5 \cdot 8,2 = 12,9 \text{ т.}$$

Расстояние между правой и левой точками приложения силы  $Q_b$

$$l_b = \frac{\Sigma q_a l_a + \Sigma q_b L_b}{\Sigma (q_a + q_b)} = \frac{(6,5 + 2 \cdot 8,2) 1,05 + 8,8 \cdot 2,16}{6,5 + 2 \cdot 8,2 + 8,8} \approx 1,35 \text{ м.}$$

Угол крена надрессорного строения по уравнению (3):

$$\varphi = \frac{0,05}{2 \cdot 1,4 \cdot 106} \left[ \frac{(18,8 \cdot 1,05 + \frac{1,05}{0,65} \cdot 12,9 \cdot 1,35)^2}{6,5 \cdot 0,036 + 2 \cdot 8,2 \cdot 0,04 + (\frac{1,05}{0,65})^2 \cdot 8,8 \cdot 0,044} \right] - 1 = 0,016 \text{ рад.}$$

Перегруз рессор сцепных колёс по уравнению (4)

$$\gamma_a = \frac{0,016}{2} \cdot \frac{18,8 \cdot 1,05 + \frac{1,05}{0,65} \cdot 12,9 \cdot 1,35}{6,5 \cdot 0,036 + 2 \cdot 8,2 \cdot 0,04 + (\frac{1,05}{0,65})^2 \cdot 8,8 \cdot 0,044} = 0,202, \text{ или } 20,2\%.$$

Коэффициент перегруза рессор

$$\gamma_a = \frac{\Delta F_{дон}}{F_a} = \frac{55}{60} = 0,92.$$

При трёх включённых рессорах

$$\varphi = \frac{0,05}{2 \cdot 1,46 \cdot 0,06 - 1} = 0,038 \text{ рад.}$$

Дополнительный прогиб рессор

$$\Delta F_{дон} = 0,038 \frac{1,160}{2} = 22 \text{ мм;}$$

$$\gamma_a = \frac{22}{60} = 0,37.$$

При четырёх включённых рессорах

$$\varphi = \frac{0,05}{2 \cdot 1,46 \cdot 0,06 - 1} = 0,024.$$

$$\Delta F_{дон} = 14 \text{ мм; } \gamma_a = 0,23.$$

При пяти включённых рессорах

$$\varphi = 0,0176; \Delta F_{дон} = 10,2 \text{ мм; } \gamma_a = 0,17.$$

*Пример.* Найти значения угла крена надрессорного строения  $\varphi$ , дополнительный прогиб рессор  $f_{дон}$  и коэффициенты перегруза рессор для паровоза ФД, оборудованного поперечной балкой (фиг. 33).

Перегруз рессор задней поддерживающей оси по уравнению (5)

$$\gamma_b = \frac{1,05}{0,65} \cdot 0,202 = 0,32, \text{ или } 32\%.$$

Дополнительный прогиб рессор сцепных колёс

$$f_a = \frac{\varphi l_a}{2} = 0,016 \frac{1,05}{2} = 0,008 \text{ м} = 8 \text{ мм.}$$

Дополнительный прогиб рессор заднего поддерживающего колеса

$$f'_b = \frac{\varphi L}{2} = 0,016 \frac{2,16}{2} = 0,017 \text{ м} = 17 \text{ мм.}$$

### Развеска паровоза

Общий вес паровоза разделяется на обрессоренный и необрессоренный, или «мёртвый» вес, передающийся непосредственно на рельс.

В необрессоренный вес включаются: колёсные пары, буксы с подшипниками, подбуксовые коробки, рессоры с хомутами, рессорные упорки, 60% веса ведущих дышл, 60% веса эксцентриковых тяг, сцепные дышла, неподвешенные части тележек, шкворни (табл. 8).

При составлении технического проекта паровоза составляется весовая ведомость с указанием веса каждого узла в килограм-

мах, расстояния от условно выбранной плоскости и момента относительно этой плоскости в ксм. Обычно выбирают плоскость отсчёта влево от задней оси паровоза на 3,5—4 м, этим обеспечивается однозначность для всех моментов, вносимых в весовую ведомость.

Определение веса деталей проектируемого паровоза может выполняться несколькими способами. Выбирают уже построенный паровоз, близко подходящий к проектируемому по своему типу и конструкции, за паровоз-образец.

Из действительной весовой ведомости паровоза-образца (табл. 9) выписывают веса деталей, подлежащих изменению в размерах, и подсчитывают теоретическую разницу веса, руководствуясь геометрическими размерами деталей.

Все подсчитанные разницы в весе деталей прибавляются (или отнимаются) к действительным весам деталей или группе деталей паровоза-образца, в результате определяется примерный вес проектного паровоза.

Другой способ подсчёта веса паровоза путём вычисления теоретического веса проектируемых деталей заключается в следующем: веса некоторых деталей подсчитывают по эмпирическим формулам проф. А. А. Чиркова [26].

После изготовления всех рабочих чертежей производится уточнённая развеска паровоза.

Отклонение фактических нагрузок от заданных допускается в пределах  $\pm 3\%$ .

При выполнении развески паровоза руководствуются двумя уравнениями статики:

$$\Sigma R = Q \quad (1)$$

■

$$\Sigma M_R = M, \quad (2)$$

где  $Q$  — действующая сила веса складывается из обрессоренного и «мёртвого» весов паровоза (берётся из весовой ведомости);

$\Sigma R$  — сумма всех реакций от рельса на колёса паровоза (заданных нагрузок от колёс на рельсы);

$M$  — сумма моментов всех действующих обрессоренных сил веса относительно произвольно выбранной плоскости (подсчитывается из весовой ведомости);

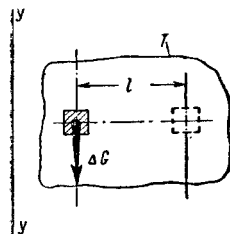
$\Sigma M_R$  — сумма моментов реактивных сил (обрессоренных нагрузок на шейки осей) относительно той же плоскости.

При несоблюдении уравнения (2) может получиться значительная разница нагрузок отдельных осей. В этом случае необходимо передвинуть центр тяжести наддрессорного строения за счёт перемещения всего строения или отдельных его деталей (например сухопарника, водоподогревателя, тормозного насоса). Иногда для этого прибегают к умышленному утяжелению деталей, наиболее удалённых от центра тяжести наддрессорного строения (например буферный брус, стяжной ящик, дымовая камера и пр.), или же изменяют величины нагрузок на тележки.

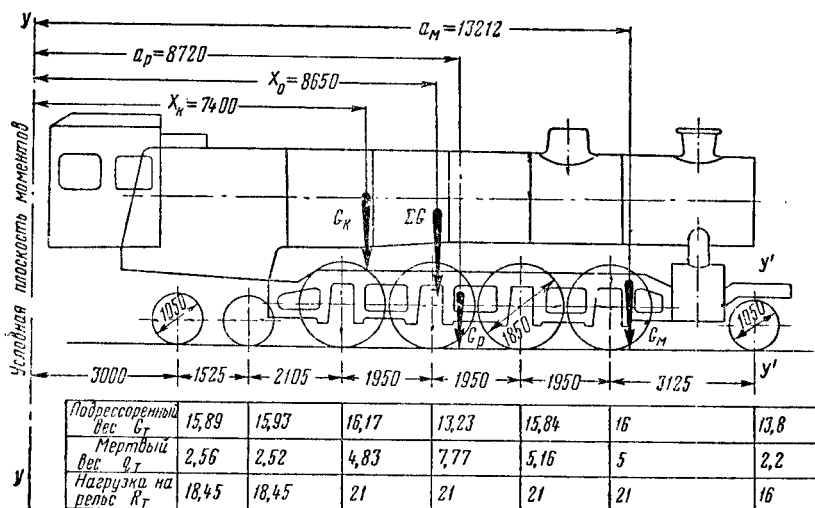
При передвижке деталей удобно для подсчётов руководствоваться следующим приёмом: пусть в теле  $T$  (фиг. 35) перемещается частица весом  $\Delta G$  на расстоянии  $l$ , тогда момент веса тела  $T$  относительно произвольной плоскости  $YY$  также изменится на величину

$$\Delta M = \pm \Delta G l.$$

**Пример.** В паровозе 1-4-2 (фиг. 36) с весом котла  $G_K = 66 \text{ т}$  требуется разгрузить передний бегунок до 15 т вместо 16 т и перегрузить поддерживающие оси с 18,45 до 18,95 т.



Фиг. 35. Изменение момента от веса тела при переносе точки приложения силы



Фиг. 36. Схема нагрузок паровоза 1-4-2



Таблица 8

Значение «мёртвого» веса в кг для паровозов СССР

Наименование узла или детали	Серия и тип паровоза					
	2-4-2	1-5-0 Л	1-5-1 ФД	1-4-2 ИС	1-3-1 СУ	2-3-2
<b>Передняя тележка</b>						
Ось с колёсами . . . . .	2 433	1 275	1 228	1 500	1 330	2 126
Буксы . . . . .	1 408**	208	202	250	533	1 408**
Маслénки букс . . . . .	—	4	—	—	—	—
Подбуксовыe коробки . . . . .	—	15	—	—	—	—
Рессорное подвешивание . . . . .	628	203	—	—	—	600
Рессоры и пружины . . . . .	544	—	184	226	168	526
Люлька . . . . .	—	126	120	—	—	—
Предохранительные цепи с крючьями . . . . .	—	24	12	—	—	—
Маслénка стакана . . . . .	—	8	—	—	—	—
Рама с частью водила . . . . .	—	569	432	—	—	—
Секторы . . . . .	—	95	94	—	—	—
Поперечное крепление рамы . . . . .	—	—	37	—	—	—
Шкворень тележки . . . . .	—	105	103	—	—	—
<b>Первая сцепная ось</b>						
Колёсная пара . . . . .	3 123	2 509	3 026	3 616	3 085	3 862
Буксы с подбуксовой коробкой . . . . .	794*	438	548	650	346	540
Рессорные упорки . . . . .	71	73	69	67	24	71
Рессоры с хомутами . . . . .	343	311	224	280	215	332
Часть сцепных дышел . . . . .	117	103	139	166	140	106
Воронка для налива масла . . . . .	—	3	—	—	—	—
<b>Вторая сцепная ось</b>						
Часть веса поршневого дышла . . . . .	517	—	—	—	240	212
Часть веса эксцентриковой тяги . . . . .	42	—	—	—	36	40
Колёсная пара . . . . .	4 553	2 618	3 182	3 702	3 810	5 118
Буксы с подбуксовой коробкой . . . . .	794*	438	486	520	238	540
Рессорные упорки . . . . .	71	73	72	56	—	71
Рессоры с хомутами . . . . .	328	311	223	280	230	332
Часть сцепных дышел . . . . .	569	226	93+177	348	244	418+87
Воронка для налива масла . . . . .	—	3	—	—	—	—
<b>Третья сцепная ось</b>						
Колёсная пара . . . . .	3 220	4 272	5 709	5 494	3 068	3 868
Буксы с подбуксовой коробкой . . . . .	794*	438	688	660	239	540
Рессорные упорки . . . . .	71	73	72	56	—	71
Рессоры с хомутами . . . . .	343	311	228	270	230	332
Часть сцепных дышел . . . . .	273	398	167+417	580	122	87
Часть ведущих дышел . . . . .	—	401	480	532	—	—
Часть эксцентриковой тяги . . . . .	—	45	45	48	—	—
Воронка для налива масла . . . . .	—	3	—	—	—	—
<b>Четвёртая сцепная ось</b>						
Колёсная пара . . . . .	3 123	2 618	3 182	3 616	—	—
Буксы с подбуксовой коробкой . . . . .	794*	438	486	520	—	—
Балансиры . . . . .	—	129	—	—	—	—
Часть сцепных дышел . . . . .	120	267	197+93	166	—	—
Рессорные упорки . . . . .	71	—	56	56	—	—
Рессоры с хомутами . . . . .	343	—	228	250	—	—
<b>Пятая сцепная ось</b>						
Колёсная пара . . . . .	—	2 502	3 025	—	—	—
Буксы с подбуксовой коробкой . . . . .	—	451	548	—	—	—
Балансиры . . . . .	—	129	—	—	—	—
Часть сцепных дышел . . . . .	—	130	139	—	—	—
Чехол от грязи . . . . .	—	5	—	—	—	—
Рессорные упорки . . . . .	—	—	69	—	—	—
Рессоры с хомутами . . . . .	—	—	228	—	—	—
<b>Задняя тележка</b>						
Передняя ось с колёсами . . . . .	1 350	—	1 876	2 100	1 722	1 352
Буксы . . . . .	453**	—	266	375	429	392**
Рессоры с хомутами . . . . .	328	—	228	320	203	840
Возвращающее устройство . . . . .	35	—	—	—	—	—
Задняя ось с колёсами задней тележки . . . . .	1 350	—	—	2 100	—	1 462
Буксы . . . . .	453**	—	—	372	—	392**
Рессоры с хомутами . . . . .	328	—	—	320	—	340
Проставка под хомут рессоры . . . . .	15	—	—	—	—	—
<b>Итого «мёртвого» веса .</b>	<b>29 799</b>	<b>22 361</b>	<b>29 207</b>	<b>29 549</b>	<b>16 981</b>	<b>25 565</b>

\* Букса роликовая с возвращающим устройством.

\*\* Буксы роликовые.

Таблица 9

## Групповая ведомость весов некоторых паровозов СССР [30]

Наименование групп	1-5-0 серии Л		1-5-1 ФД	1-4-2 ИС	1-3-1 СУ	2-3-2 К	1-5-0 СО	1-5-0 Еа	0-5-0 Эм	2-4-2	
	вес в кг	момен- ты в кгм *	вес в кг	вес в кг	вес в кг	вес в кг	вес в кг	вес в кг	вес в кг	вес в кг	моменты в кгм **
Котёл . . . . .	21 439	153 464	30 403	31 156	19 546	26 284	23 925	21 550	19 393	28 337	224 413
Обшивка и изо- ляция котла . .	1 653	10 610	3 247	3 110	2 855	2 034	2 648	2 870	3 092	2 103	14 407,46
Пароперегрева- тель . . . . .	3 945	38 148	4 760	4 540	1 945	3 640	3 333	3 334	1 827	5 053	51 316,2
Гаринтура . . . .	4 310	30 108	4 418	4 640	3 027	4 358	3 226	4 383	2 935	4 354	26 656
Угледатчик на паровозе . .	679	1 389	890	890	—	529	—	580	—	679	1 358,73
Арматура . . . .	1 462	8 936	1 372	1 363	695	1 798	931	530	708	1 599	8 830,21
Рамы с тележка- ми (без колёс- ных пар) и рес- сорным подве- шиванием	15 061	—	18 188	14 280	11 150	10 660	14 288	14 164	11 390	Рамы 15 617	155 798,13
	874	—	4 165	7 250	3 097	9 171	852	931	—	Тележки 5 618	52 621,14
	15 939	135 000	22 353	21 530	14 247	19 831	15 140	15 095	11 390	21 235	—
Тормоз . . . . .	3 395	30 684	3 252	2 970	1 670	4 766	1 912	—	3 113	3 083	36 245,45
Паропровод и ре- гулятор . . . . .	1 590	17 050	1 170	871	614	1 112	537	692	507	1 709	20 277
Машина . . . . .	12 074	140 682	15 015	15 101	8 579	12 255	10 630	13 710	10 540	10 879	156 243,24
Будка и настилка	2 614	10 129	2 816	3 000	3 654	7 023	4 500	2 600	4 343	3 100	13 572,3
Водоподогрева- тель . . . . .	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1 845	21 042,13
Различные пред- меты . . . . .	487	3 435	730	—	—	—	—	—	—	501	3 886,44
Обтекаемая об- шивка . . . . .	—	—	—	—	—	—	—	—	—	900	10 705
Обслуживающий вес (вода, топ- ливо, песок) . .	10 792	75 585	15 520	15 520	9 350	13 250	10 330	10 350	9 270	13 235	95 146
Дымососное уст- ройство*** . . .	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2 769	40 559,26
Подressорный вес . . . . .	80 384	655 220	106 950	108 660	67 610	98 130	79 530	79 430	67 880	101 381	933 117,69
«Мёртвый» вес .	22 361	—	29 207	29 549	16 980	25 565	18 140	20 080	16 980	29 799	—
Вес паровоза в рабочем состоя- нии . . . . .	102 745	—	134 560	135 070	84 260	123 240	97 670	99 550	84 860	131 180	—

\* Ось моментов взята на расстоянии 3 885 мм от задней оси паровоза (фиг. 32).

\*\* Ось моментов взята на расстоянии 2 900 мм от задней поддерживающей колёсной пары.

\*\*\* Вентиляторное дымососное устройство на первом же опытном паровозе 2-4-2 заменено конусным.

Изменение веса на передний бегунок  $\Delta G = 1$  т и перенос его на заднюю тележку вызовет изменение момента, взятого относительно оси бегунка:  $\Delta M = 1 \cdot 11,84 = 11,84$  тм. Необходимое перемещение котла назад равно  $\frac{11,84}{66} = 0,18$  м. Здесь 11,84 — расстояние от оси бегунка до середины расстояния между осями задней тележки в м.

*Пример.* Определить необходимое положение котла паровоза 1-4-2 при развеске по схеме нагрузок (фиг. 36). Общий вес паровоза  $P = 136,9$  т, подвешенный вес  $\Sigma G = 106,86$  т. Определим расположение центра тяжести надрессорного строения относительно произвольно выбранной плоскости УУ:

$$\begin{aligned} \Sigma Gx_0 &= 15,89 \cdot 3 + 15,93 \cdot 4,525 + 16,17 \cdot 6,63 + \\ &+ 13,23 \cdot 8,58 + 15,84 \cdot 10,53 + 16 \cdot 12,48 + \\ &+ 13,8 \cdot 15,605. \\ \Sigma Gx_0 &= 922,1 \text{ тм.} \end{aligned}$$

Координата центра тяжести надрессорного строения

$$x_0 = \frac{\Sigma G_i x_i}{\Sigma G_i} = \frac{922 \cdot 100}{106 \cdot 860} = 8,65 \text{ м.}$$

Групповые веса деталей, входящих в котёл и связанных с ним агрегатов:

Котёл . . . . .	30 924 кг
Обшивка и изоляция котла . . . . .	3 110 »
Пароперегреватель . . . . .	4 760 »
Гарнитура котла . . . . .	4 420 »
Угледодатчик на паровозе . . . . .	890 »
Арматура . . . . .	872 »
Паропровод и регулятор . . . . .	1 170 »
Будка . . . . .	3 000 »
Вода в котле и вес угля на решётке . . . . .	16 000 »
Различные предметы . . . . .	300 »
Опоры топки . . . . .	600 »

Всего . . .  $G_K = 66 \ 046$  кг

Вес рамы  $G_P = 23 \ 714$  кг (координата ц. т. рамы  $a_P = 8,72$  м).

Вес машины (цилиндры, движущий механизм)  $G_M = 17 \ 100$  кг (координата ц. т.  $a_M = 13,212$  м). Необходимое положение центра тяжести котла и связанных с ним агрегатов определится из условия

$$\Sigma Gx_0 = G_P a_P + G_M a_M + G_K x_K,$$

откуда

$$\begin{aligned} x_K &= \frac{\Sigma Gx_0 - G_P a_P - G_M a_M}{G_K} = \\ &= \frac{922 \cdot 100 - 23 \ 714 \cdot 8,72 - 17 \ 100 \cdot 13,212}{66 \ 046} = 7,4 \text{ м.} \end{aligned}$$

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ КОЛЁСНЫХ ПАР НА РЕЛЬСЫ

После установления равенства весов и моментов, сведённых в весовую ведомость с заданными нагрузками на оси, необходимо определить соотношения плеч балансиров, которые должны быть обратно пропорциональны весам подрессорных частей двух

сопряжённых соседних осей. Обычно длину балансира принимают равной  $0,5 \div 0,6$  длины рессоры.

Приведём численный пример [6] проверочного расчёта определения давлений колёсных пар на рельсы паровоза типа 1-5-0 серии Л (фиг. 32).

Пусть  $X$  — подрессорный вес, приходящийся на пятую сцепную ось, входящую в заднюю сбалансированную группу рессор, а  $Y$  — подрессорный вес, приходящийся на вторую сцепную ось, входящую в переднюю сбалансированную группу рессор.

Исходя из соотношений плеч балансиров, определим давления на остальные оси: давление на четвёртую сцепную ось

$$\frac{450}{450} X = X;$$

давление на третью сцепную ось

$$\frac{280}{345} X = 0,8116 X;$$

давление на первую сцепную ось

$$\frac{265}{260} Y = 1,02 Y;$$

давление на передний бегунок

$$0,5 \cdot 1,02 Y \frac{1 \ 305}{1 \ 020} = 0,6525 Y.$$

Сумма давлений на все оси

$$\begin{aligned} \Sigma R &= X + X + 0,8116 X + Y + 1,02 Y + \\ &+ 0,6525 Y = 2,8116 X + 2,6725 Y. \end{aligned}$$

Сумма моментов относительно условной плоскости моментов УУ

$$\begin{aligned} \Sigma M_R &= 3,885 X + 5,885 X + 7,51 \cdot 0,8116 X + \\ &+ 9,135 Y + 10,76 \cdot 1,02 Y + 13,635 \cdot 0,6525 Y = \\ &= 15,865 X + 29,007 Y. \end{aligned}$$

Из табл. 9 подрессорный вес паровоза Л

$$\Sigma R = 80 \ 384 \text{ кг, момент } \Sigma M_R = 655 \ 220 \text{ кгм.}$$

Тогда имеем два уравнения:

$$2,8116 X + 2,6725 Y = 80 \ 384;$$

$$15,865 X + 29,007 Y = 655 \ 220.$$

После решения уравнений

$$X = 14 \ 827 \text{ кг, } Y = 14 \ 479 \text{ кг.}$$

Найдём нагрузки, передаваемые осями паровоза на рельсы, по табл. 10.

Проектные задания для паровоза Л были:

Нагрузка на сцепную ось . . . . .	18,2 т
Сцепной вес . . . . .	91,0 »
Общий вес паровоза . . . . .	103,0 »

Результаты проведённой развески вполне удовлетворяют проектным заданиям.

Таблица 10

Нагрузки, передаваемые осями паровоза на рельсы

Оси паровоза	Пятая	Четвёртая	Третья	Вторая	Первая	Бегунок	Итого
Давление на ось в значениях $X$ или $Y$ . . . . .	$X$	$X$	$0,8116 X$	$Y$	$1,02 Y$	$0,6525 Y$	—
Давление на ось от подрессорного веса в кг . . . . .	14 827	14 827	12 034	14 479	14 769	9 448	80 384
«Мёртвый» вес на ось в кг . . . . .	3 217	3 452	5 954	3 669	2 632	2 632	22 361
Нагрузка на ось в кг . . . . .	18 044	18 279	17 938	18 148	18 206	12 080	102 745

## СМАЗОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА И СПОСОБЫ СМАЗКИ

### НАЗНАЧЕНИЕ СМАЗОЧНЫХ УСТРОЙСТВ И СПОСОБЫ СМАЗКИ

Смазочные устройства служат для подвода смазки к трущимся частям паровозов, благодаря чему уменьшается износ узлов и снижается потеря энергии на трение.

Смазка к трущимся поверхностям деталей паровозов может подводиться индивидуально, централизованно или посредством масляных ванн (картерный способ).

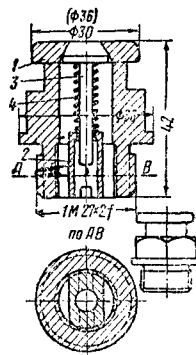
При индивидуальном способе смазка производится при помощи фитилей и клапанов.

Централизованная смазка осуществляется пресс-маслёнками и лубрикаторами. Подвод жидкой смазки через фитили до недавнего времени являлся основным способом (фиг. 1). С переходом от разёмных дышловых подшипников к плавающим втулкам получила широкое применение консистентная смазка (твёрдая и мягкая), которую стали применять и при смазывании деталей парораспределительного механизма. Более широкое распространение эта смазка получила в связи с внедрением на паровозах игольчатых подшипников. Консистентная смазка при нагреве трущейся пары выше определённой темпера-

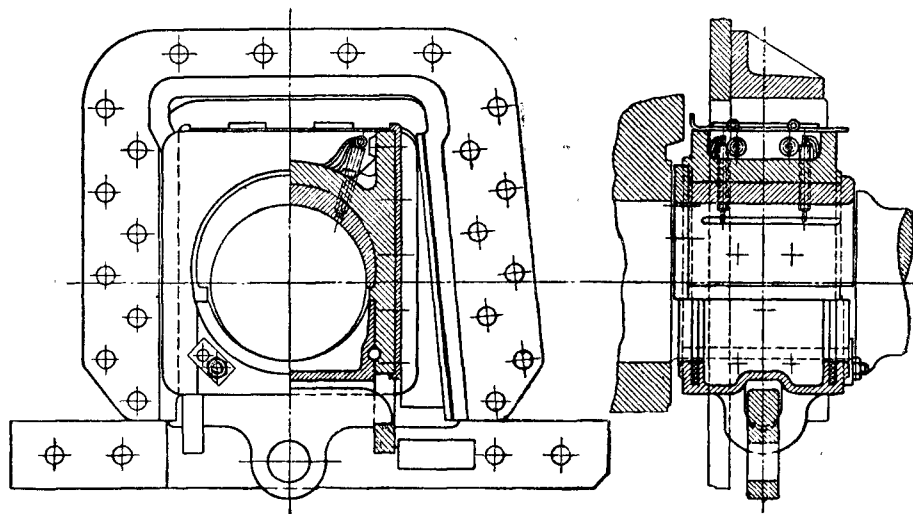
твёрдой смазки. Клапаны для твёрдой и мягкой смазок различаются между собой лишь размерами своей верхней части, к которой присоединяется соответствующая часть пресса.

В клапанах для твёрдой смазки этот размер (диаметр) равняется 36 мм, а для мягкой смазки—30 мм. Область применения клапанов для консистентной смазки на паровозах всё более расширяется. В настоящее время на паровозе серии Л таких клапанов насчитывается уже 112 шт. Узлы, смазываемые консистентной смазкой через клапаны, указаны в табл. 1.

Схема расположения клапанов для твёрдой и мягкой смазок на паровозе серии Л приведена на фиг. 3. Примеры конструктивного решения способов подвода консистентной



Фиг. 2. Клапан для консистентной (твёрдой и мягкой) смазки



Фиг. 1. Фитильный подвод смазки в буксе движущей оси паровоза серии Э

туры переходит в жидкое состояние. В результате этого снижается коэффициент трения и дальнейший нагрев прекращается.

### ПОДВОД КОНСИСТЕНТНОЙ СМАЗКИ

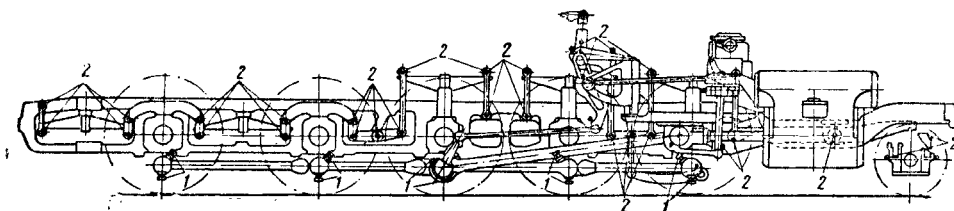
Консистентная смазка к местам трения подводится при помощи прессов через специальные клапаны (называемые также клапанами твёрдой смазки).

Устройство клапана для консистентной смазки изображено на фиг. 2. Клапан состоит из корпуса 1, направляющей втулки 2, собственно клапана 3 и пружины 4. Справа на фигуре показан внешний вид клапана для

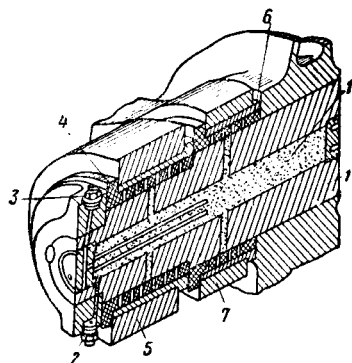
смазки к ведущим пальцам кривошипов и задней головке поршневого дышла даны на фиг. 4 и 5.

Из приведённых фигур видно, что смазка плавающих втулок осуществляется подводом консистентной смазки с двух направлений—с внешнего (через головку дышла) и с внутреннего—из полости пальца кривошипа. При этом прониканию смазки в зазоры способствует центробежная сила, развиваемая при вращении колеса.

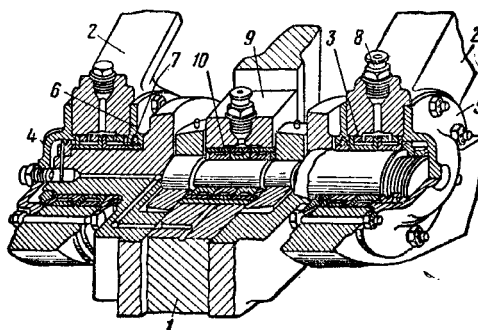
С 1951 г. на паровозах серии Л применяется смазка плавающих втулок только через палец. Способ подвода консистентной смазки к игольчатым подшипникам цапф и



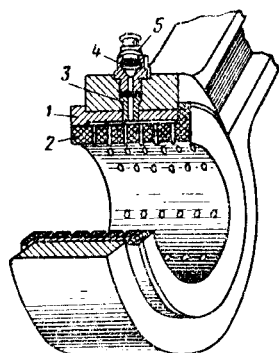
Фиг. 3. Схема расположения клапанов твёрдой и мягкой смазки на паровозе серии Л: 1—клапаны для твёрдой смазки; 2—клапаны для мягкой смазки



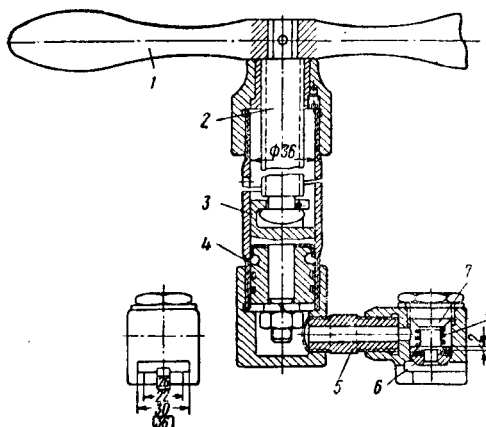
Фиг. 4. Подвод твёрдой смазки к пальцу ведущего колеса паровоза серии Л: 1—палец; 2 и 3—клапаны твёрдой смазки; 4—плавающая втулка ведущего дышла; 5—головка ведущего дышла; 6—плавающая втулка центрального дышла; 7—головка центрального дышла



Фиг. 6. Положение клапанов мягкой смазки на цапфах и камне кулисы паровоза серии Л: 1—кулиса; 2—кронштейн кулисы; 3—игольчатые подшипники цапф кулисы; 4—внутренняя крышка; 5—наружная крышка; 6—фланец; 7—фетровая манжета; 8—клапан смазки; 9—камень кулисы; 10—игольчатые подшипники камня кулисы



Фиг. 5. Клапан задней головки поршневого дышла паровоза серии Л: 1—стальная запрессованная втулка; 2—плавающая бронзовая втулка; 3—стопор; 4—штуцер; 5—клапан смазки



Фиг. 7. Ручной пресс для нагнетания консистентной смазки

Таблица 1

## Применение консистентной смазки для паровозов

Наименование узла	Сорт консистентной смазки	Количество клапанов
Колёсная пара:		
ведущей оси . . . . .	Твёрдая	4
первой » . . . . .	»	2
второй и четвёртой осей . . . . .	»	4
пятой оси . . . . .	»	2
Подвешивание рессорное . . . . .	Мягкая	50
Тележка паровозная . . . . .	»	5
Ползуны (крейцкопфы) . . . . .	»	2
Рама параллельная . . . . .	»	4
Кулачок золотникового штока . . . . .	»	4
Маятник и тяга от поводка . . . . .	»	4
Тяга кулисная и подвеска . . . . .	»	6
Кулисы . . . . .	»	4
Тяга эксцентриковая . . . . .	»	2
Передача от сервомотора . . . . .	»	3
Привод к механизму пресс-маслёнки . . . . .	»	4

камням кулисы паровоза серии Л через клапаны показан на фиг. 6.

Смазка вводится через клапан при помощи специального ручного пресса, представленного на фиг. 7. Ручной пресс состоит из рукоятки 1, насаженной на винт 2, последний соединяется с поршнем 3. В корпусе пресса расположен другой поршень 4, на поверхности которого имеются уплотнительные кольца. Этот поршень, в отличие от поршня 3, связанного с винтом, не вращается, а движется только поступательно. При перемещении поршня 4 находящаяся под ним предварительно заложенная смазка выдавливается через соединительный штуцер 5 и поступает через отверстие клапана 6 к клапану твёрдой или мягкой смазки. Клапан 7 в прессе при-

жимается пружиной 8, которая закрывает выходное отверстие, как только исчезнет давление под поршнем, т. е. когда прекратится нагнетание смазки. Зарядка пресса твёрдой или жидкой смазкой (наполнение полости корпуса) производится вручную. Для этого отвинчивается крышка и вместе с винтом 2 и поршнем 3 вынимается из корпуса.

## ПРЕСС-МАСЛЁНКИ И ЛУБРИКАТОРЫ

## Пресс-маслёнки

Пресс-маслёнки представляют собой портативные многоцилиндровые масляные насосы, принудительно нагнетающие под давлением жидкую смазку по маслопроводам к трущимся частям.

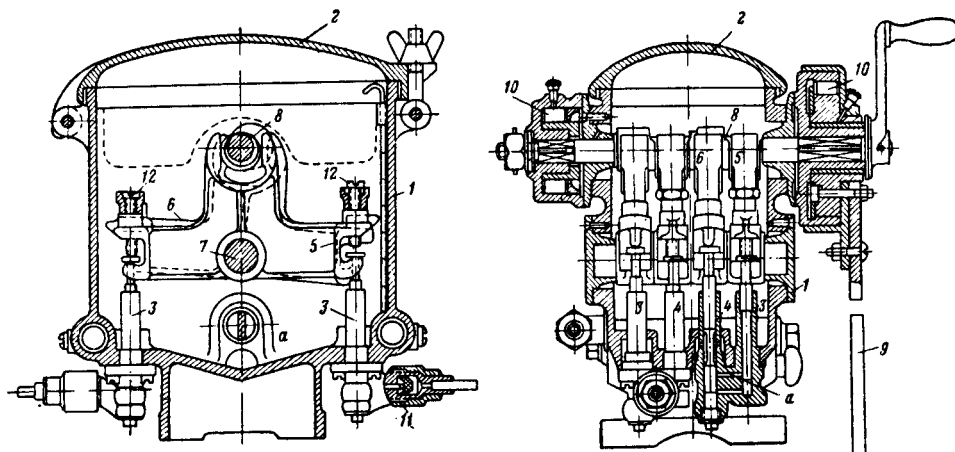
Пресс-маслёнки являются наиболее совершенными смазочными приборами; при полной автоматичности подачи они обеспечивают надёжное непрерывное смазывание трущихся частей, причём количество подаваемой каждым отдельным насосом смазки можно регулировать.

Пресс-маслёнки по числу имеющихся в них нагнетательных насосов и соответственно отводов (выходов) делятся на четырёх-, шести-, восьми- и четырнадцатитотводные.

Развитие современной смазочной техники характеризуется увеличением числа подводов смазки ко всё большему количеству трущихся частей. Поэтому на современных паровозах применяются пресс-маслёнки с возрастающим количеством отводов.

На паровозах дореволюционной постройки смазка пресс-маслёнками подводится только к трущимся частям паровой машины. На этих паровозах применены четырёхотводные пресс-маслёнки.

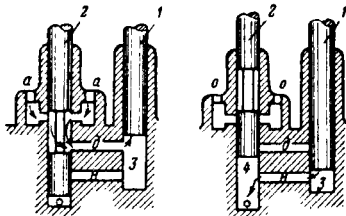
**Четырёхотводная пресс-маслёнка** с невидимой подачей смазки показана на фиг. 8. Состоит маслёнка из чугунного корпуса 1 с крышкой 2, который служит резервуаром для хранения смазки. Внутри корпуса установлены плунжерные насосики (поршеньки) 3 и 4, связанные с коромыслами 5 и 6, насаженных на вал 7. Коромысла приводятся в качательное движение эксцентриковым валом 8,



Фиг. 8. Четырёхотводная пресс-маслёнка

который в свою очередь вращается роликовым механизмом 10 от колебания рычага 9, соединённого с приводом парораспределительного механизма. При качании коромысел 5 и 6 поршеньки 3 и 4 совершают поступательное движение.

Один вывод обслуживает два поршенька — нагнетательный 1 и распределительный 2 (фиг. 9),двигающиеся каждый в своих цилиндрах 3 и 4. Поршеньёк 1, поднимаясь, всасывает в освобождающуюся полость смазку из корпуса маслёнки через каналы а и д, при этом канал Н, ведущий в маслопровод, закрыт. После перемены направления хода, когда поршеньёк 1 начнёт двигаться



Фиг. 9. Схема работы плунжеров насосика

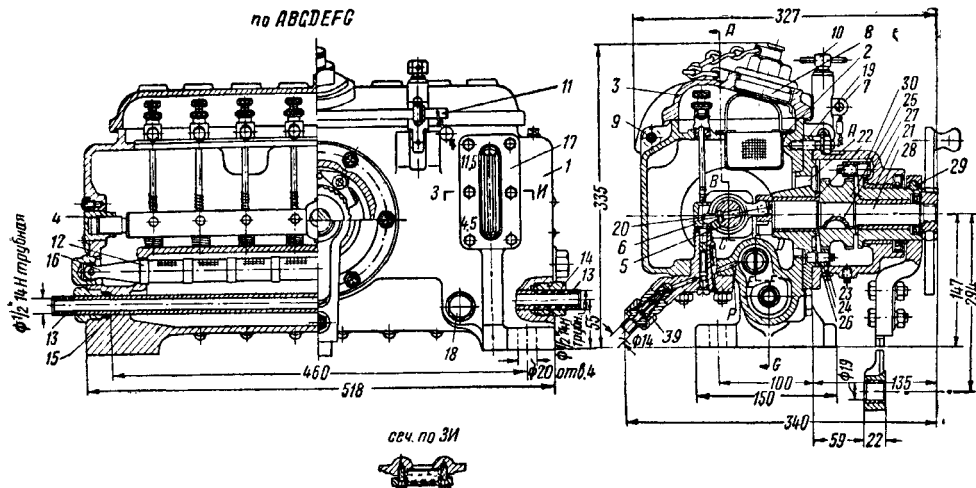
вниз, поршеньёк 2, наоборот, будет двигаться вверх и закроет канал д. В результате этого смазка под давлением поршенька 2 поступит через канал Н в маслопровод.

Подача смазки регулируется изменением величины хода поршеньков винтами 12 (фиг. 8), причём для уменьшения хода (подачи) винт приподнимается вверх, а для увеличения, наоборот, опускается вниз. На выходе смазки из пресс-маслёнки в маслопровод установлены обратные клапаны 11, задерживающие проникание внутрь пара, поступающего из цилиндров или золотников паровоза.

Восьмитвордная пресс-маслёнка показана на фиг. 10. Такая маслёнка устанавливается на паровозах современной постройки; она

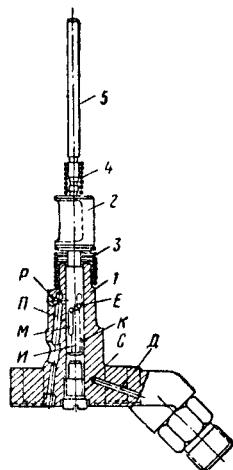
отличается от четырёх- и шеститвордных маслёнок старой конструкции не только числом отводов, но и системой нагнетания. Маслёнка состоит из корпуса — коробки 1, отлитой из чугуна. В нижней части корпуса имеются специальные приливы (лапы) с двумя отверстиями  $D = 20$  мм под болты, которыми пресс-маслёнка крепится на месте. В верхней части корпуса размещается фильтрующая сетка 2. На шарнирах крепится крышка 3. В торцевой стенке корпуса ставится деталь 4, называемая подшипником-втулкой, служащая опорой распределительного вала 5. Поршеньки 6, нагнетающие смазку в маслопроводы, в своей нижней части имеют направляющие втулки, укрепленные в днище корпуса пресс-маслёнки. На наклонной части крышки корпуса пресс-маслёнки расположена крышка 8 в форме пробки на резьбе. Крышка удерживается с одной стороны шарниром 9, пропущенным через два прилива, а с другой закрывается нажимным болтом 10, входящим продолговатой прорезью в два ушка, ввёрнутые в теле крышки. Уплотнение крышки осуществляется завинчиванием нажимного болта 10, упирающегося в ушки 7, и стержнем 11 диаметром 10 мм.

В нижней части корпуса размещается вторая фильтрующая сетка 12, называемая сеткой тонкой очистки, и прогревная трубка 13. Трубка уплотнена на входе и выходе из корпуса сальниками 14 и 15, причём во избежание произвольного перемещения трубку приваривают к одному из сальников. Тепло пара, протекающего по трубке, передаётся маслу, залитому в корпус через сетку, с которым масло находится в непосредственном соприкосновении. Внутрь сетки вставлена плаика 16 с пятью отверстиями диаметром 18 мм. Масло ко второй сетке поступает с торцов, а к насосикам — через ячейки сечением  $0,35 \times 0,35$  мм. На корпусе маслёнки поставлено масломерное стекло 17. Для спуска отстаивающихся в нижней части загрязнений служит отверстие, закрытое пробкой 18. Чтобы обеспечить движение эксцен-



Фиг. 10. Восьмитвордная пресс-маслёнка

трикового вала только в одном направлении, применяют специальный механизм, называемый корпусом толкающих и задерживающих собачек. Корпус задерживающих собачек представляет диск, который в центральной части переходит в ступицу, в последнюю запрессовывают бронзовую втулку 22. В корпусе запрессованы три оси 23 диаметром по 12 мм каждая. На этих осях смонтированы собачки 24, прижимающиеся к храповому двухвенечному колесу 25 под воздействием пружин 26. Храповой механизм задерживающих собачек снабжается смазкой через отверстие А, образованное в верхней части корпуса 19. Храповое колесо насажено на эксцентриковый вал 28 и укреплено шпонкой 27. Зубчатый венец храпового колеса имеет на своей поверхности 46 зубьев.



Фиг. 11. Насосик пресс-маслёнки в собранном виде

В торцевой части эксцентрикового вала, обращённой внутрь корпуса, имеется выемка, отстоящая от оси вращения вала на 6 мм и образующая эксцентриситет. Последний при вращении поворачивает входящий в него палец распределительного вала 5, заставляя его совершать два движения — перемещение вдоль оси и колебание на некоторый угол.

Опорой эксцентрикового вала служат бронзовые втулки 22 и 29, вмонтированные в корпусах 19 и 30. Корпус толкающих собачек свободно вращается во втулках 21 и 29. В корпусе 30 запрессованы три оси с насаженными на них толкающими собачками и пружинами.

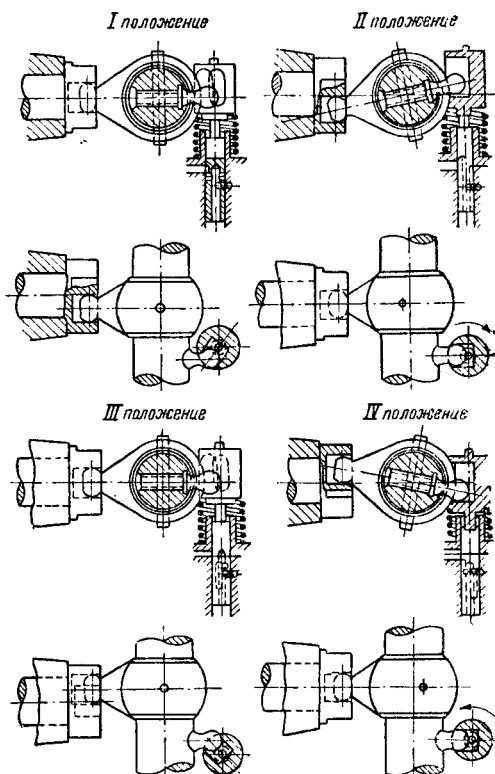
Насосик пресс-маслёнки показан на фиг. 11. Каждый насосик (а их восемь) состоит из цилиндра 1, в который входит плунжер 2. Между цилиндром и плунжером поставлена возвращающая пружина 3. Сверху между штоком 5 и плунжером находится направляющая спиральная пружина 4.

Насосики характеризуют: наибольшая подача смазки при 100 оборотах эксцентрикового вала — 35 см³; давление в маслопроводе — 22 ат; диаметр плунжера — 8 мм; наибольший ход плунжера — 8,2 мм.

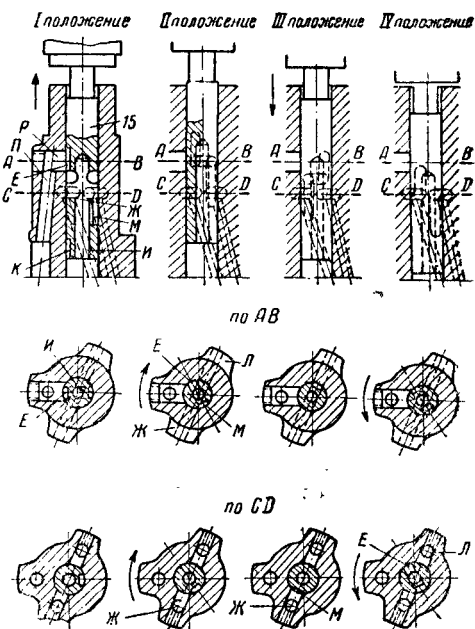
Цилиндр разделён на ряд каналов, из них Р и П — всасывающие; С и Д — нагнетательные. Плунжер 2 имеет в своей углублённой части углубление шириной 11 мм и высотой 21 мм. В это углубление входит шаровой конец 20 распределительного вала 5 (фиг. 10).

Процесс нагнетания смазки в маслопровод схематически показан на фиг. 12 позициями привода и на фиг. 13 — позициями смазочных каналов в плунжере и цилиндре. При помощи механизма пресс-маслёнки осу-

ществляется всасывание смазки из корпуса и нагнетание её в маслопровод.



Фиг. 12. Позиции механизма привода маслёнки



Фиг. 13. Позиции каналов плунжера и цилиндрика.



Положение первое. Шаровой палец распределительного вала перемещается эксцентриковым валом вверх и соответственно также вверх под воздействием возвращающей пружины поднимается плунжер, создавая разрежение. При этом канал *P* в цилиндре совмещается с впадиной *E* на поверхности плунжера и далее с отверстием *И* в центральной части. Масло поступает в полость под плунжер.

Положение второе. Плунжер, продолжая перемещаться вверх, вместе с тем совершает угловое движение. Впадина *E* и отверстие *И* разобщаются с каналом *П*. Пространство под плунжером заполнено маслом.

Положение третье. Плунжер перемещается вниз и одновременно поворачивается по часовой стрелке (схема фиг. 12). Впадина *М* со стороны, противоположной впадине *E*, совмещается с нагнетательным каналом *П*. Масло из полости под плунжером через центральный канал и каналы *С* и *Д* (фиг. 11) поступает в маслопровод.

Положение четвертое. Плунжер движется вниз, при этом вследствие перемены направления движения эксцентриситета эксцентрикового вала система вращается в обратную сторону (против часовой стрелки). Впадина *E* сообщается нижним краем с каналом, в результате чего нагнетание происходит также, как и в третьем положении, ещё и по каналу *Л*. При дальнейшем повороте плунжера связь с нагнетательными каналами прерывается, и нагнетание масла прекращается. Система возвращается к первому положению и процесс снова повторяется в той же последовательности.

Четырнадцатитводная пресс-маслёнка по принципу действия аналогична восьмиотводной. Такие пресс-маслёнки применяют на паровозах для централизованной смазки подшипников букс (10 отводов), параллелей и цапф кулисы (по два отвода с каждой стороны).

Вес четырёхотводной пресс-маслёнки составляет около 52 кг, восьмиотводной — 65 кг, и четырнадцатитводной — 90 кг.

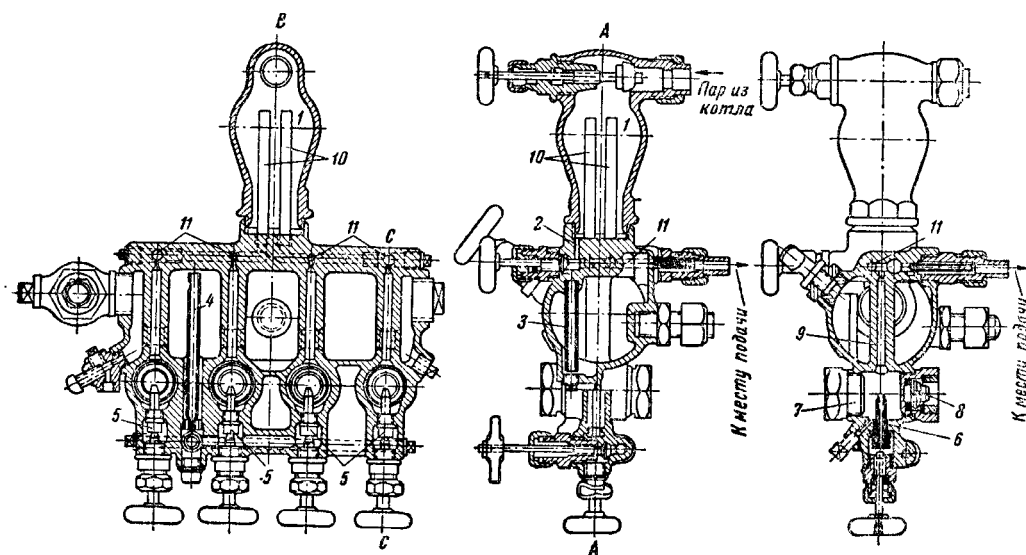
### Лубрикаторы

Лубрикаторы, служащие для подачи смазки, действуют по принципу конденсации пара (конденсационные маслёнки) (фиг. 14).

Их применяют для подвода смазки в паровые машины паровоза, стокера, паро-воздушного насоса и насоса водоподогревателя. Область их применения ограничивается только пространствами, находящимися под давлением пара, так как вытесняемая конденсирующимся паром смазка подаётся к местам трения струёй пара.

Лубрикаторы имеют или два или четыре выхода, причём смазка подаётся по самостоятельным маслопроводам. На фиг. 14 показан лубрикатор, имеющий четыре выхода. Корпус 2 лубрикатора представляет герметически закрытую грушевидную камеру, заполненную маслом. В верхней части лубрикатора расположен конденсатор 1, в который поступает пар из котла. К местам смазки ведут трубки 10 и канал 11. Пар, конденсируясь, заполняет корпус 1, откуда конденсат по каналу 9 и трубке 3 стекает в нижнюю часть грушевидного корпуса. Вытесняемая конденсатом смазка поднимается по трубке 4 и, стекая, поступает в сопла, регулируемые игольчатым клапаном 5. Далее масло поступает через трубку 6 в камеру 7 со смотровыми стёклами 8. Из камеры масло по каналу идёт в трубки 10, где подхватывается струями пара и уносится через канал 11 к местам трения.

В лубрикаторах количество подаваемой смазки зависит от давления в смазываемой полости. В машинах перегретого пара подача смазки лубрикаторами нерациональна, так как под воздействием высокой температуры смазка будет претерпевать физико-химиче-



Фиг. 14. Лубрикатор

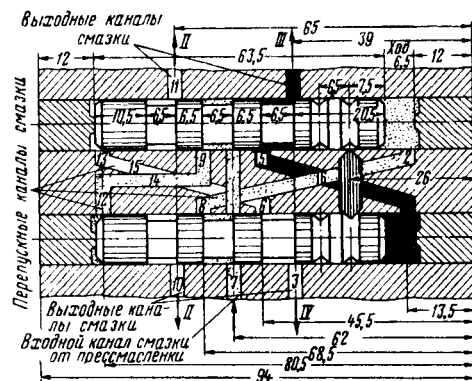
ские изменения, ухудшающие её смазочные свойства ещё до поступления к трущимся частям.

### ЦЕНТРАЛИЗОВАННАЯ СМАЗКА

При централизованной смазке увеличено число подводов смазки (посредством пресс-маслёнок) к трущимся частям паровоза. Кроме повышения степени надёжности смазки ответственных узлов и деталей, внедрение централизованной смазки направлено на облегчение труда паровозных бригад. В настоящее время номенклатура принудительно смазываемых частей значительно расширена. Автоматическая смазка находит всё более широкое применение в современном паровозостроении. При централизованной смазке последняя, кроме паровой машины паровоза, подводится также к буксам движущих осей, параллелям и кулисе. Централизованная смазка осуществляется на паровозах серий Л, Эр, Еа и Ша. Схема централизованной смазки узлов на паровозах серии Л изображена на фиг. 15. Смазка осуществляется при помощи двух пресс-маслёнок — восьмиотводной и четырнадцатитотводной. Из схемы видно, что к каждой смазываемой точке подходит самостоятельный маслопровод, обслуживаемый отдельным плунжером. Сейчас всё более широкое распространение находят маслораспределители, представляющие устройства, автоматически разделяющие один подвод смазки от пресс-маслёнки на несколько (два, четыре и более).

пределителе имеется четыре полости (заключённые между стенками корпуса и крайними дисками поршней). В эти полости всасывается смазка, откуда затем нагнетается в соответствующие маслопроводы.

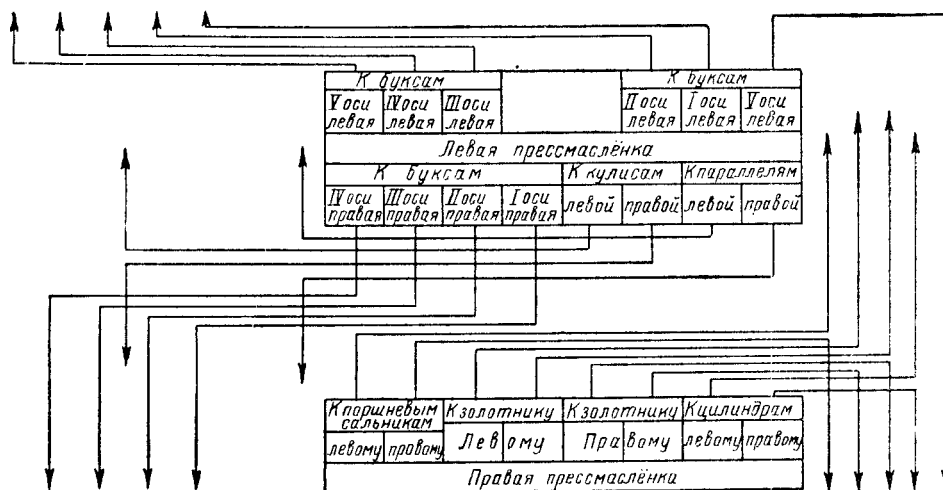
К полостям ведут каналы: к правому верхнему — 8, 16 и 2; к левому верхнему — 6,



Фиг. 16. Маслораспределитель (схематический вид)

15 и 13; к правому нижнему — 5 и к левому нижнему — 9, 14 и 12.

В процессе полного цикла действия маслораспределителя имеется семь положений, иллюстрируемых на фиг. 17. При каждом из положений взаимное расположение системы



Фиг. 15. Схема централизованной смазки на паровозе серии Л

На фиг. 16 схематически показан общий вид четырёхотводного маслораспределителя. Этот маслораспределитель состоит из корпуса, в котором имеются две одинаковые системы поршней диаметром 32 мм с каналами. Смазка от пресс-маслёнки по маслопроводу подводится к каналу 7. К смазываемым точкам смазка отводится по каналам 3 и 10 (от нижней системы поршней) и каналам 4 и 11 (от верхней системы поршней). В маслорас-

поршней и клапанов характеризуется следующим

Первое положение. Смазка, подводимая от пресс-маслёнки по каналу 7, направляется далее по каналам 8, 16 и 2 в правую верхнюю полость, а по каналам 9, 14 и 12 — в левую нижнюю полость.

Второе положение. Нагнетаемая под давлением в левую нижнюю полость смазка перемещает нижнюю систему

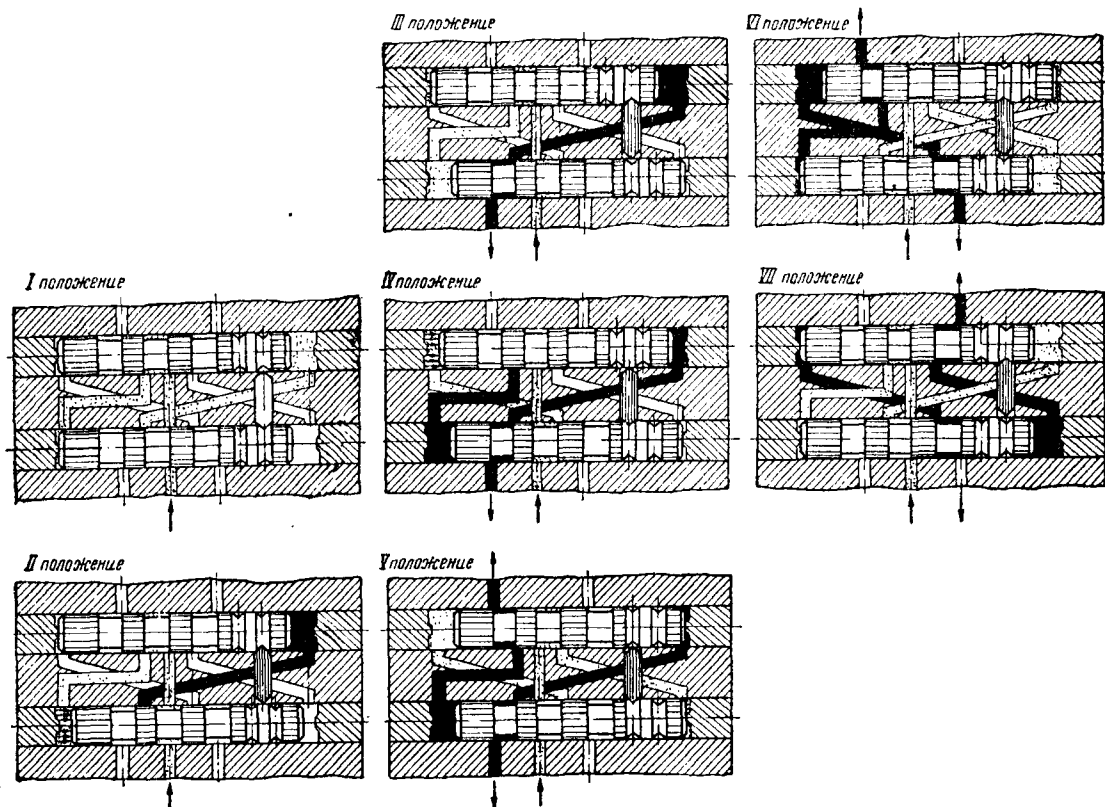
поршней в правое положение, вследствие чего правая верхняя полость разобщается с маслопроводом пресс-маслёнки, а канал 8 перекрывается.

Третье положение. Нижняя система поршней доходит до правого крайнего положения, в результате чего противоположная полость заполняется смазкой, а правая верхняя полость — через каналы 2, 16 и 8 сообщается с каналом 10 и далее с маслопроводом. Последний через каналы 6, 15 и 13, находящиеся между верхними поршнями, сообщает пресс-маслёнку с верхней полостью.

Четвёртое положение. Начавшееся вследствие давления смазки от

лением смазка от пресс-маслёнки поступает в правую нижнюю полость системы поршней, которая перемещается влево, а смазка из противоположной полости нагнетается через каналы 12, 14 и 9 в канал 11, откуда по маслопроводу подходит к смазываемой точке. При этом левая верхняя полость через каналы 13, 15 и 6 сообщается с маслопроводным каналом 3. Правая верхняя полость разобщается с каналом 10 и соединяется через соответствующие каналы с маслопроводом пресс-маслёнки.

Седьмое положение. Верхняя система поршней переместилась в крайнее левое положение, вытеснив из полости той же системы смазку в маслопроводный канал 3.



Фиг. 17. Позиции маслораспределителя

пресс-маслёнки перемещение верхней системы поршней давит на смазку, заполняющую противоположную полость, и нагнетает её через канал 10 в маслопровод к точке смазывания.

Одновременно левая нижняя полость разобщается с каналом от маслопровода пресс-маслёнки.

Пятое положение. Правая нижняя полость маслораспределителя через канал 5 начинает заполняться смазкой из пресс-маслёнки (четвёртой по счёту). Противоположная полость сообщается с каналом 11, ведущим по маслопроводу к смазываемой точке. В этом положении заканчивается процесс выжимания смазки из правой верхней полости.

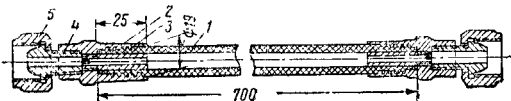
Шестое положение. Под дав

Система маслопровода пресс-маслёнки сообщалась с левой нижней полостью и разобщалась с противоположной. Заполнившаяся смазкой правая нижняя полость соединилась через канал 5 с верхним выходным каналом (зачёрнен на фигуре), ведущим по маслопроводу к последней смазываемой от данного маслораспределителя точке. Противоположная полость находится теперь под давлением смазки от пресс-маслёнки. Процесс заканчивается тем, что вследствие начавшегося перемещения нижней системы поршней смазка из правой нижней полости выжимается через верхний выходной канал (зачёрнен на фигуре) в маслопроводную сеть к смазываемой точке. Это положение маслораспределителя показано на фиг. 16.

### УЗЛЫ МАСЛОПРОВОДНОЙ СИСТЕМЫ

К узлам маслопроводной системы относятся: маслопроводные трубки, обратные клапаны и распылители смазки.

Маслопровод изготавливается из стальных цельнотянутых трубок диаметром  $10 \times 1,5$  мм, а прогревных  $17 \times 2$  мм. Трубки изолируют в три слоя: 1) обмотка войлоком, 2) по войлоку обмотка лентой из мешковой парусины и 3) по парусине обмотка шпагатом. Изоляция должна допускать возможность беспрепятственного соединения трубок с местами подвода. На паровозах с централизованной смазкой осевых букс смазка от продольной трубки подводится непосредственно к буксам через гибкие трубки, показанные в выпрямленном состоянии на фиг. 18. Надобность в гибких трубках обуславливается тем, что букса имеет непрерывные вертикальные (и отчасти горизонтальные) перемещения относительно рамы, на которой размещен основной маслопровод. Каждая трубка состоит из дюритового рукава 1 с внутренним диаметром 7 мм, наконечников 2, соединенных с рукавом трапецевидной резьбой. Внутри рукава вставлены трубки 3, расширяющие рукав.



Фиг. 18. Гибкая трубка для централизованной смазки

В наконечнике 2 на резьбе укреплен ниппель 4 с накидной гайкой 5, который служит для присоединения с одной стороны корпусов букс к штуцерам, а с другой — маслопроводов к отводам.

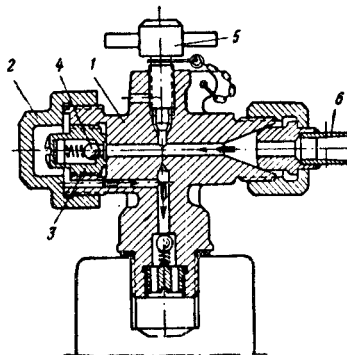
Обратные клапаны задерживают проникновение пара из цилиндров и золотников в корпус пресс-маслénки, так как конденсирующийся пар обводит смазку, делая её не пригодной для употребления. Кроме того, тепло проникающего пара перегревает смазку в пресс-маслénке. Клапаны ставятся в двух точках маслопровода: в начале, непосредственно в корпусе пресс-маслénки (узел 11 в четырёхотводной пресс-маслénке на фиг. 8 и узел 39 в восьмиотводной пресс-маслénке (фиг. 10) и в конце маслопровода, т. е. непосредственно на вводе).

Существует два способа ввода смазки в систему машины:

- 1) подача смазки на поверхность непосредственно к местам трения колец поршней и золотников со стенками цилиндров;
- 2) ввод смазки распыливанием в поток пара на входе в золотниковую коробку.

Подача смазки на поверхность трения является основным способом и применяется на подавляющем большинстве паровозов нашего парка. Ввод смазки в пар применен на паровозах серий ФД и Л. Сторонники второго способа полагали, что при этом струя пара, захватывая вводимую в неё распыливанием смазку, будет затем равномерно покрывать трущуюся поверхность золотников и цилиндров.

Однако эксплуатационный опыт и специальные испытания показали, что при попадании смазки в пар наблюдается образование нагара уже около места ввода и далее в пространстве между золотниковыми диска-

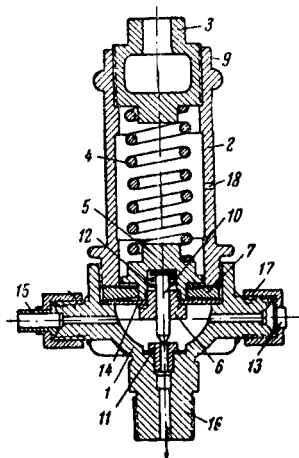


Фиг. 19. Шариковый обратный клапан

ми. Этот процесс разложения смазочных продуктов особенно интенсивен при относительно высоких температурах перегрева пара.

Наблюдениями установлено, что износы как колец, так и втулок на паровозах серии Л при подаче смазки в пар в 2—3 раза выше, чем при вводе смазки через стенки непосредственно на поверхность трения.

Сообразно способу подачи смазки отличаются и конструкции клапанов; при подводе смазки непосредственно на поверхность трения в цилиндрах и золотниках применяются



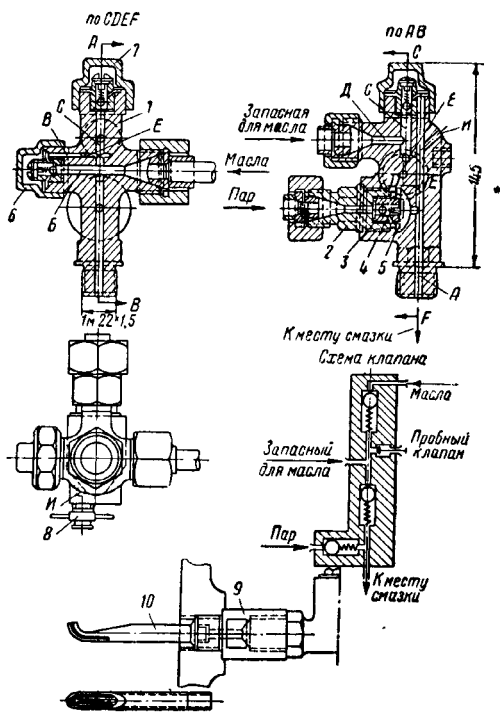
Фиг. 20. Игольчатый обратный клапан

обратные клапаны двух типов — шариковые и игольчатые.

Шариковый обратный клапан (фиг. 19) состоит из корпуса 1, закрытого глухой гайкой 2. В корпус ввернут штуцер 3, внутри которого образовано посадочное гнездо, закрываемое шариковым клапаном 4. Смазка поступает по маслопроводу 6 и проходит путь, указанный стрелками на фигуре. На клапане

имеется контрольный винт 5, служащий для проверки подачи смазки к клапану. Проверка производится на стоянке паровоза, причём пресс-маслёнку приводят в действие вручную (вращением рукоятки).

Игольчатый обратный клапан (фиг. 20) имеет сборный корпус, который состоит из двух частей: нижней 1 и верхней 2, имеющей контрольные гайку 9 и отверстие 18; регулирующая гайка 3 нажимает на пружину 4, воздействующую в свою очередь на гайки 5 и 6. В гайке 5 снизу ввёрнут штуцер, в котором находится клапан игла 10, прижимаемая пружиной 12. Гайка 5 упирается в диафрагму 14, причём последняя, прогибаясь вверх под давлением, создаваемым нагнетаемой смазкой, через маслопровод 15 поднимает клапан 10 и даёт выход смазке через отверстие в гнездо 11 клапана; к месту трения смазка отводится по штуцеру 16. Штуцер 17 вместе с клапаном 13 служит для контроля подачи смазки. При вводе смазки в пар применяется клапан-распылитель (фиг. 21). В этой конструкции свойства пульверизатора совмещены с функциями обратного клапана. Клапан-распы-



Фиг. 21. Обратный клапан-распылитель

литель состоит из корпуса 1 с каналами для смазки и пара. Пар, идущий от пароразборной колонки, поступает в штуцер 2, в котором имеется шариковый клапан 3, прижимаемый пружиной 4. Шарик и пружина размещаются в гнезде клапана 5. Масло поступает от пресс-маслёнки через штуцер в канал Б и, отжимая шариковый клапан, расположенный в глухой гайке 6, течёт по каналам В и С в другую глухую гайку 7, где также имеется шариковый обратный клапан.

Пар, поднимая клапан 4, поступает в канал А и, захватывая смазку, вносит её в распылитель 10, имеющий переходную муфту 9. Сопло распылителя располагается в центре паровпускной трубы, и пульверизируемая смазка направляется в сторону потока пара.

Кроме основного, имеется ещё дополнительный подвод смазки через канал Д, обслуживаемый отдельным цилиндром пресс-маслёнки.

В расширенный конец канала Е ввёрнут пробный клапан 8. Через этот клапан проверяется подача смазки, которая вытекает по наклонному каналу И.

## РЕГУЛИРОВАНИЕ И НОРМЫ РАСХОДА СМАЗКИ

Существенное значение имеет рациональное распределение количества смазки по отдельным смазываемым точкам. Так, если для осевых шеек необходимо равномерное количество смазки в каждой буксе, то в отношении паровой машины паровоза требуется осуществлять заданный расход в следующей пропорции: на смазку золотников — 60%, цилиндров — 30% и сальников — 10%.

Работы по регулированию подачи производятся на специальных стендах (столах), имеющих в каждом паровозном депо.

Регулирование подачи смазки осуществляется как в отношении отдельных насосиков (способ описан выше), так и всей пресс-маслёнки.

Изменение подачи смазки всей пресс-маслёнкой достигается путём уменьшения или увеличения угла размаха колебаний привода, при котором соответственно изменяется производительность маслёнки.

В табл. 2 даны нормы расхода смазки, сорт смазки для различных узлов и отдельных агрегатов паровозов.

Таблица 1а

Типы и размеры роликовых подшипников

Серия тендера	Тип подшипника	Размеры подшипника		
		$d_{вн}$	$D_{нар}$	ширина В
42	С цилиндрическими роликами <sup>1</sup> . . . . .	120	240	80
42	Со сферическими (бочкообразными) роликами <sup>1</sup> . . . . .	120	240	92
2-4-2 и Л	С цилиндрическими роликами <sup>2</sup> . . . . .	150	320	108

<sup>1</sup> С коническим отверстием 1:12.

<sup>2</sup> С цилиндрическим отверстием.

Нормы расхода смазки для нужд эксплуатации

Таблица 2

Наименование смазываемых узлов	Сорт смазки	Нормы расхода в кг на 100 паровозо-км для серий паровозов	Устройства (способы) для смазывания	Примечание
Цилиндры и золотники паровозов с перегретым паром	Варпор ГОСТ 88-43 Варпор С ГОСТ 5205-50 Цилиндровая 6 ГОСТ 3190-46 Эмульсионная ТУ МПС 1951 г.	ФД-2, СУ-1,4, ИС-1,9, С-1,3, Л-2, Е-1,5, СО, СОК-1,4, Э-1,4, Ш <sup>а</sup> -1,4	Пресс-маслёнки	Эмульсионная смазка изготовляется непосредственно в депо по специальной инструкции МПС
Цилиндры и золотники паровозов с насыщенным паром, паровые цилиндры автотормозных и питательных насосов; паровой цилиндр машины стокера	Вискозин ГОСТ 1859-51	О,Щ-1,45; Н-1,05; ФД-1,2; Л-1,1; ИС-1,0; СО-0,6; СОК-0,9; Э, Е <sup>а</sup> -0,5; СУ, Е, Ш <sup>а</sup> -0,4; С-0,3	Пресс-маслёнки, лубрикаторы, конденсационные маслёнки (груши)	Для паровозов с питательными насосами поршневого типа норма вискозина повышается на 0,3 кг
Воздушные цилиндры автотормозного насоса	Компрессорное масло Т ГОСТ 1861-44	ФД-0,2; Л-0,15; ИС-0,15; СО, СОК-0,09; Э, Е, Е <sup>а</sup> , ЕМ-0,07; Ш <sup>а</sup> -0,06; СУ, С, О, Щ-0,05; Н-0,04	Пресс-маслёнки или конденсационные маслёнки	Разрешается замена компрессорного масла цилиндрическим марки 2
Турбины вентиляторов паровоза серии СОК, турбонасосы на паровозах с водоподогревом. Осветительные турбогенераторы мощностью 0,5 кВт, дымососные турбины	Турбинное масло марки Л ГОСТ 32-47	СОК-0,9 Для прочих серий паровозов-0,05	Шестерёнчатые насосы (в турбинах вентилятора СОК), плунжерные насосы в редукторах. Разбрызгивание — кольцами в подшипниках турбогенераторов и дымососов	Для дымососных и вентиляторных турбин. Разрешается применение смеси, состоящей из 30% турбинного масла Л и 70% вискозина
Осевые шейки паровозов и тендеров	Осевое масло Л ГОСТ 610-48	ФД-16; Э СУ, Ш <sup>а</sup> -10,0; С, Н-9; Л-1, СО, СОК-14; Е, ИС, Щ-12	Централизованная от пресс-маслёнок на паровозах Л, Е <sup>а</sup> , Э, на паровозах прочих серий — индивидуальные маслёнки с фитилями	Осевое масло Э применяется в особенно холодное время года
Осевые шейки паровозов	Твёрдая смазка 50-Б ТУ МПС 1951 г.	ФД-0,3, ИС-0,25	Закладывание брусков (по форме соответствующих подбуксовым коробкам)	Применяются на части паровозов серий ФД и ИС
Машина стокера	Машинное масло С ГОСТ 1707-42	Для всех паровозов со стокерным оборудованием-0,4	Картерный	—
Паровозные дышловые подшипники с плавающими втулками	Твёрдая смазка ЖД-1 (50-Д) ТУ МПС 1951 г.	ФД, Л-0,35, ИС, СО, СОК, ЕМ-0,30	Клапаны твёрдой смазки	Смазка в брусках цилиндрической формы
Разрезные дышловые подшипники	Твёрдая смазка ЖД-2 (100-Д) ТУ МПС 1951 г.	ЕМ-0,3, Е <sup>а</sup> -0,2, Э, СУ, Е-0,15	Клапаны твёрдой смазки	—
Подшипники кулисного механизма паровозов, приспособленные под мажеобразные смазки, опоры топок, валики ресорного подвешивания	Кулисные мажеобразные смазки марок КГ, КХ и КК ТУ МПС 1952 г.	Л-0,35, ФД, ИС-0,3	Клапаны мягкой смазки	Разрешается в исключительных случаях заменять солидолом
Роликовые тендерные буксы	Солидол ГОСТ 1033-41	Для тендеров на роликовых буксах-0,1	—	Разрешается заменять консистентной смазкой марки 1-13

## ТЕНДЕРЫ

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ, КЛАССИФИКАЦИЯ, ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ

#### Определение

Тендер — отдельная повозка, сцепленная непосредственно с паровозом и составляющая с ним одно целое. Тендер служит для хранения запасов топлива, воды и смазки. На современных паровозах, имеющих механическое отопление, на тендере также размещают углеподающий механизм (паровую машину, редуктор, подающий винт с корытом).

Тендер для паровозов с конденсацией пара служит также для размещения на нём специальной установки, состоящей из комплекта секций холодильника и системы вентиляторов. На таких тендерах, получивших название «тендеры-конденсаторы», имеются баки для хранения запасов сырой воды и конденсата, образующегося в результате конденсации пара в секциях холодильника.

#### Классификация тендеров

Тендеры подразделяют:

- 1) по роду службы — для грузовых и пассажирских паровозов;
- 2) по роду топлива — для твёрдого и жидкого топлива;
- 3) по способу отопления — ручное и механическое;
- 4) по конструкции ходовых частей — на тележках, с осями в жёсткой раме и комбинированные;
- 5) по наличию главных рам — с отдельными главными рамами и безрамные (тендеры с несущим баком);
- 6) по числу осей в тележках — 3-осные и 2-осные, а при наличии под тендером двух тележек соответственно 4-осные и 6-осные;
- 7) по типу рессорного подвешивания — с одинарным и двойным подвешиванием;
- 8) по типу сцепления с паровозом — с жёстким радиальным сцеплением и винтовой сцепкой;
- 9) по наличию возвращающих устройств на тележках и между паровозом и тендером — с возвращающими устройствами и без них.

#### Основные требования

Тендеры должны иметь достаточную прочность, обеспечивающую надёжное восприятие действующих сил, минимальную стро-

ительную стоимость, простоту ремонта, долговечность работы узлов и взаимозаменяемость деталей. Помимо этого, тендеры должны отвечать и дополнительным, характерным только для них требованиям. К числу их относятся:

- 1) наивыгоднейшая ёмкость водяных баков и угольных ящиков;
- 2) минимальная длина;
- 3) наименьшая тара;
- 4) рациональное размещение угля, позволяющее при наименьшей затрате труда обеспечивать его подачу к углеподающему механизму (при стокерном отоплении) или к лотку (при ручном отоплении);
- 5) возможность беспрепятственной перцепки тендера от одного паровоза к другому (как минимум в пределах данной серии);
- 6) минимальная разность в нагрузках на отдельные оси при наибольших колебаниях в расходе запасов воды и топлива;
- 7) удобное размещение мест хранения смазочных материалов, а также инструмента, сигнальных и измерительных приборов;
- 8) рациональное оформление контрбукки в отношении теплопроницаемости и отсутствия помех для работы паровозной бригады.

### ХАРАКТЕРИСТИКА ТЕНДЕРОВ

#### Основные данные

Тендер состоит из водяного бака с угольным ящиком (бункером), рамы с упругими приборами и тележек с тормозным оборудованием. В качестве иллюстрации на фиг. 1 представлен общий вид 6-осного тендера паровоза серии ФД. Основные данные по тендерам в отношении числа осей, веса в порожнем и гружёном состоянии<sup>1</sup>, запасов воды и топлива и их длин приведены в табл. 1. В этой таблице указан коэффициент тары, как отношение веса порожнего тендера, т. е. без запасов воды и топлива, к весу тендера в гружёном состоянии. Дополнительный вес угля, который возможно поместить на тендере при наращивании бортов до пределов, ограничиваемых габаритом, определяется допустимостью соответственно возрастающей для этого случая средней нагрузки от оси на рельс.

Ходовые качества тендеров паровозов, допущенных к обращению на всей сети же-

<sup>1</sup> Вес инструмента, сигнальных приборов и запасов смазки учитывается в весе тендера в порожнем состоянии.

Фиг. 1. Общий вид 6-осного тендера паровоза серии ФД

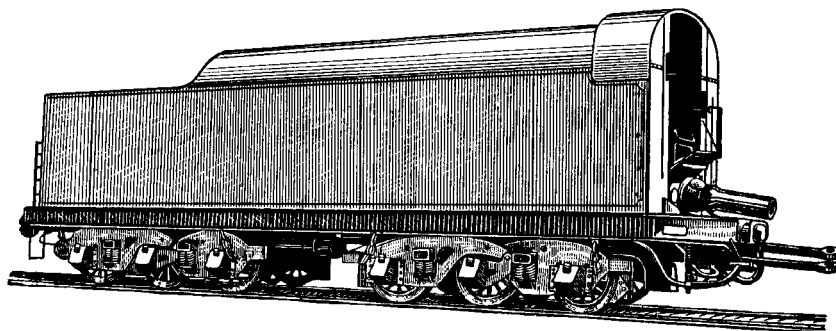


Таблица 1

Основные характеристики тендеров

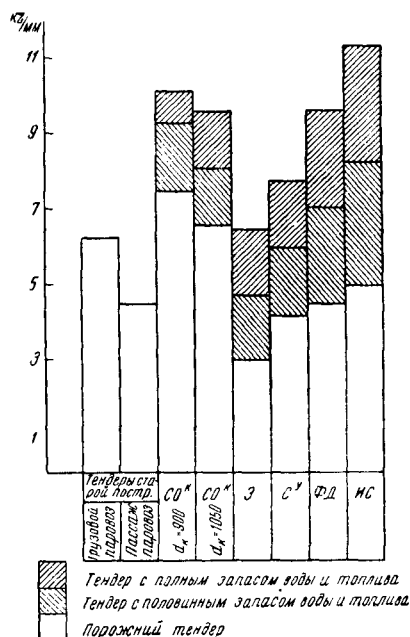
Серия паровоза	Число осей тендера	Вес гружёного тендера в т	Вес порожнего тендера в т	Запас воды в т	Запас угля в т	Нагрузка на рельс от оси в т	Коэффициент тары	Полная длина тендера в мм
О, О <sup>В</sup> , Н <sup>В</sup> , НУ . . .	3	39,6	18,6	16,0	5,0	13,2	0,45	6 847
СУ, Э, КУ, О <sup>В</sup> . . .	4	53,6	23,0	23,0	7,0	13,4	0,43	8 214
С, Ц, Э <sup>М</sup> . . . . .	4	56,0	26,0	23,0	7,0	14,0	0,465	9 019
ФД . . . . .	6	120,0	54,0*	44,0	22,0	20,0	0,45	13 090
ИС . . . . .	6	123,0	56,0*	49,0	18,0	20,5	0,44	12 544
СО <sup>К</sup> . . . . .	4	74,4	48,6	13,8	12,0	18,8	0,7	12 495
Е <sup>Л</sup> . . . . .	4	63,0	26,0	28,0	8,0	15,5	0,41	—
Л . . . . .	4	82,0	36,0*	28,0	18,0	20,5	0,44	9 946
Л . . . . .	4	82,0	36,0	28,0	18,0	20,5	0,44	11 303***
42, 52 . . . . .	4	63,3	18	32	13,3	15,8	0,285	9 200
42, 52, 52 . . . . .	4	65,2	25,0	26,0	14,0	16,3	0,384	9 100
Е <sup>А</sup> , Е <sup>М</sup> . . . . .	4	67,1	26,2	27,9	13,0	16,8	0,39	9 340
Э Р, СО, СУ ** . . . .	4	77,2	32,0	27,2	18,0	19,3	0,415	9 915

\* Включая вес устройств для механического отопления.

\*\* Современной постройки (тип П-27).

\*\*\* С цилиндрическим тендером.

лезных дорог (вездеходных), должны удовлетворять в отношении нагрузок от оси на рельс, а следовательно, и по воздействию на путь тем же требованиям, которые предъявляют и для вагонов (пассажирских и грузовых).



Фиг. 2. Диаграммы удельных нагрузок на тендерные бандажи

Наибольшие нагрузки от оси на рельс должны быть для тендеров пассажирских паровозов не выше 18 т, а для грузовых не выше 20,5 т. Из этого, в частности, следует, что загрузка топливом до пределов, ограничиваемых габаритом (т. е. с наращиванием бортов) тендеров для ряда паровозов, является уже недопустимой (например, для серий Л и ИС). Для тендеров мощных паровозов,

обращающихся на участках, имеющих тяжёлые рельсы (например, типа Р50), нагрузки от тендерной оси могут быть повышены до пределов, обуславливаемых коэффициентом соответствия. При этом величина контактных напряжений и качество материала бандажей должны гарантировать работу бандажей без возникновения на поверхности их катания раковин (усталостного разрушения).

По опыту эксплуатации нагрузка на тендерные бандажи, вычисленная в кг/мм диаметра бандажа, не должна превышать 9—10 кг/мм для тендера с полным запасом воды и топлива (фиг. 2). В связи с этим характерно отметить, что замена под тендерами паровозов серии СО<sup>К</sup> колёс диаметром 900 на 1 050 мм существенно улучшила положение с выходом из строя бандажей по раковинам.

#### Типы тележек

Наибольшее распространение получили 2-осные тележки. 3-осные тележки различных типов имеют лишь тендеры паровозов серий ФД и ИС, а также тендеры опытных паровозов современной постройки (2-4-2, 1-3+3-1 и 1-5-2); шейки осей этих тендеров имеют роликовые подшипники. В дальнейшем, по мере роста мощности паровозов и в связи с необходимостью увеличения запасов воды и топлива, потребуются тендеры с 7 и 8 осями. Для 7-осного тендера, кроме тележного, возможен тип 2-5-0 в жёсткой раме. Тендеры для опытных паровозов построены Брянским паровозостроительным заводом. Эти тендеры не имеют главной рамы, функции последней выполняют стенки водяного бака. Поэтому такие тендеры получили название безрамных.

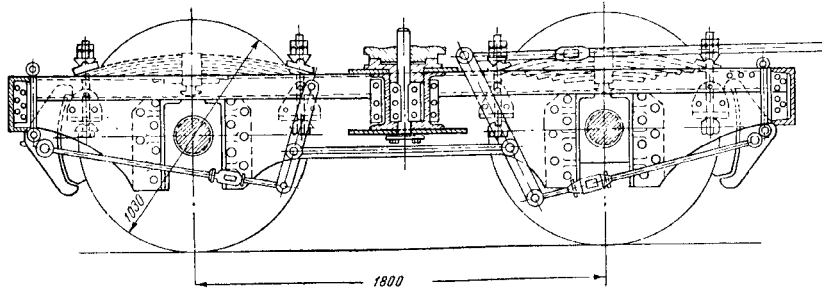
Тендеры существующего паровозного парка имеют следующие типы тележек.

**2-осные тележки с одинарным подвешиванием.** Последнее осуществляется посредством листовой рессоры, расположенной над буксой каждой из шеек осей (фиг. 3). Продольными балками (боковинами) рамы в этой тележке служит листовая сталь толщиной



23 мм. Поперечные балки представляют собой швеллеры. Средняя балка, являющаяся опорой для шкворня, соединена заклёпками как с продольными, так и с поперечными балками. Связь с поперечными балками осуществляется при помощи двух диагональных раскосов.

скими рессорами. Эти тележки в конструктивном отношении аналогичны тележкам, применяемым для грузовых вагонов (см. стр. 611). Отличие состоит в том, что в тележках под тендерами применяют колёсные пары диаметром 1 050 мм.

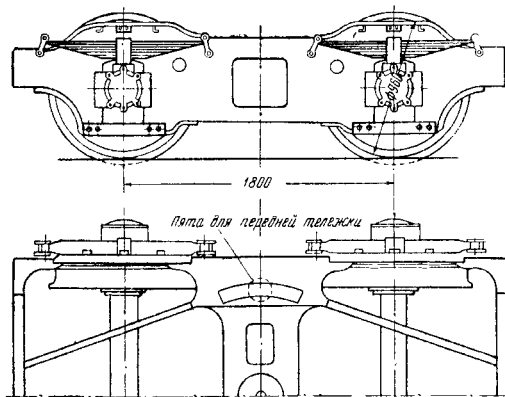


Фиг. 3. Общий вид 2-осной тележки (одинарным подвешиванием)

Такие тележки поставлены под тендерами грузовых паровозов дореволюционной постройки (Ов, Ш, Э).

Разновидностью тележки с одинарным подвешиванием в виде листовой надбуксовой рессоры является тележка, поставленная под большинством тендеров паровозов серий 42 и 52 (фиг. 4). Листовые рессоры этой конструкции в отличие от предыдущей системы концами соединяются с кронштейном рамы тележки посредством наклонной серьги с

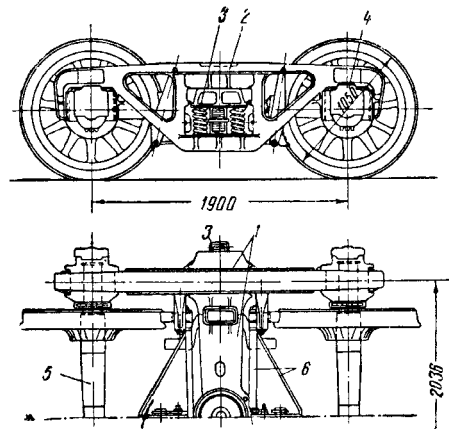
2-осные поясные тележки с литыми боковинами (продольными балками) без поперечной связи (бессвязевые). Подвешивание тележек одинарное, состоящее из комбинированного рессорного комплекта (четыре двойных цилиндрических пружины и эллиптическая рессора) по одному с каждой стороны. Общий вид тележки представлен на фиг. 5. Такие тележки имеют тендеры, только паровозов серии Л.



Фиг. 4. Тележка тендеров паровозов серий 42 и 52

валиком. Боковины тележки и концевые поперечные связи штампованные. Соединение между ними, так же как и со средней балкой, осуществляется при помощи сварки. На большинстве тендерных тележек паровозов серий 42 и 52 поставлены цилиндрические роликовые подшипники по два на каждой шейке. На остальных тендерах наружные роликоподшипники имеют бочкообразные ролики. Роликовыми подшипниками оборудованы также опытные тендеры паровозов серии Л. Размеры подшипников даны в табл. 1а на стр. 353.

2-осные поясные тележки (сборные) одинарного подвешивания с двойным цилиндрическим пружинным комплектом, а также и с комбинированным, дополненным эллиптиче-

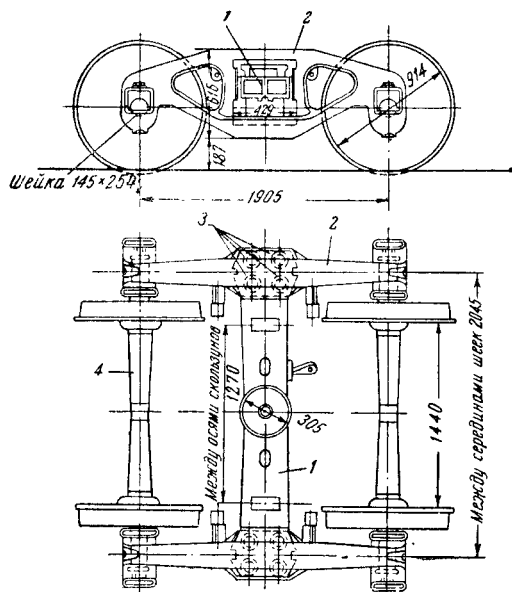


Фиг. 5. Тележка тендера паровоза серии Л: 1 — шкворневая балка; 2 — боковая рама; 3 — комплект рессор; 4 — букса; 5 — колёсная пара; 6 — рычажная передача

В тележках тендеров паровозов серии Л первых выпусков база составляла 1 800 мм, а диаметры колёс 950 мм. В дальнейшем, в связи с тем, что в эксплуатации довольно часто были случаи образования раковин на поверхностях катания бандажей, диаметр колёс был увеличен до 1 050 мм.

Поясная тележка с литыми боковинами и с буксами, отлитыми с ними за одно целое. В такой конструкции при выкатке колёсных пар требуется выкатывать из-под тендера всю тележку и разбирать шкворневую балку и боковые части рамы. Рессорное подвешива-

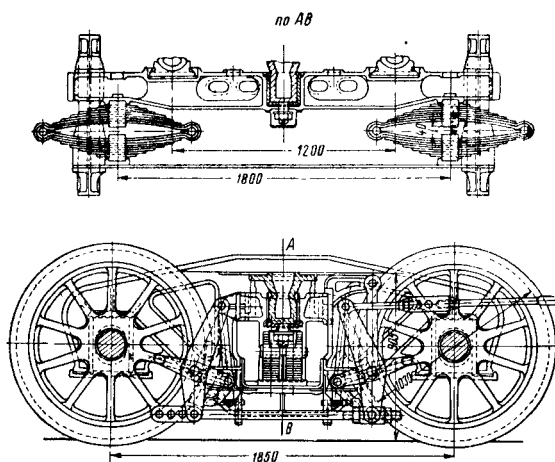
ние одинарное и состоит только из комплекта двойных цилиндрических пружин, поставленных по 4 пружины с каждой стороны. Тележки такой конструкции (фиг. 6) установлены под тендерами паровозов серий Еа и Ем. Диаметр колёс (цельнокатаных) 914 мм. При постановке на изношенное колесо (пре-



Фиг. 6. Тележки тендеров паровозов серий Еа и Ем  
1—шкворневая балка; 2—боковая рама с буксами;  
3—пружины; 4—колёсная пара

вращаемое в колёсный центр) бандажей толщиной 75 мм диаметр колёс по кругу катания увеличивается до 970 мм. При этом никаких переделок в тележке не требуется.

2-осные тележки с одинарным подвешиванием (фиг. 7), состоящим из двух эллипти-



Фиг. 7. Тележка тендера паровоза серии СУ  
первого выпуска

ческих рессор (с каждой стороны). Продольные рамы изготовлены из стального литья. В средней части этой отливки образовано фа-

сонное отверстие. В нём укреплены поперечные балки (шкворневая и подшкворневая, между которыми находятся эллиптические рессоры). Тележки этой конструкции используют под тендерами паровозов серии СУ (первого выпуска) постройки 1928 — 1929 гг. База тележки 1 805 мм.

2-осные тележки с двойным подвешиванием, состоящим из листовой надбуксовой рессоры и двух цилиндрических пружин на подвесках (фиг. 8). Такие тележки впервые были применены под тендерами-конденсаторами паровозов серии СО<sup>К</sup>, а в дальнейшем их ставили под тендерами паровозов серии СО с водоподогревом. В настоящее время их (с небольшими изменениями) применяют под унифицированными тендерами типа П-27 паровозов серий СО, СУ и ЭР.

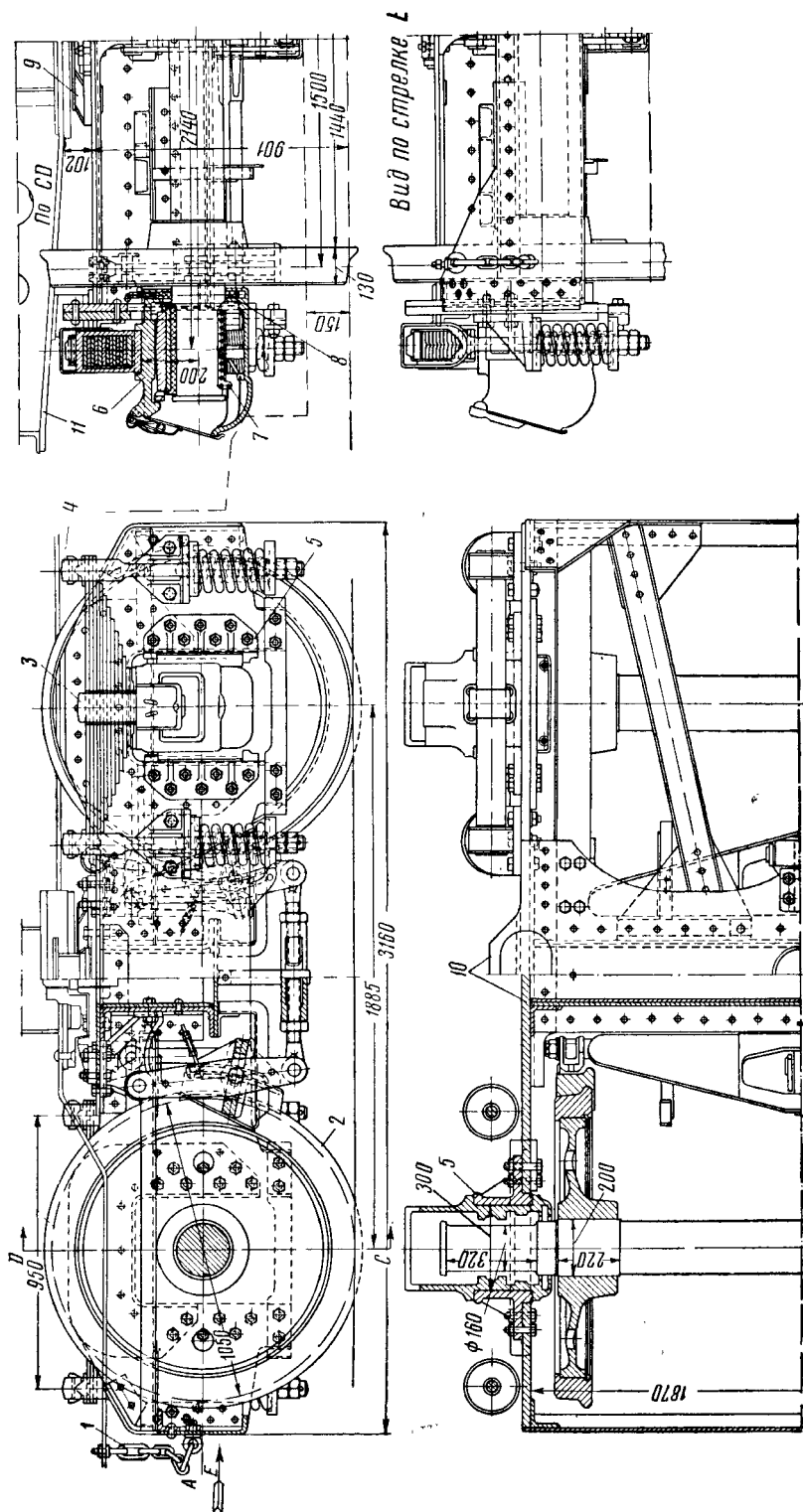
Рама тележки клёпаная. Продольными боковинами рамы служат стальные листы толщиной 29 мм. Опоры для шкворня покоятся на листе толщиной 30 мм, который лежит на двух двутавровых балках высотой 400 мм, шириной 140 мм и толщиной 14,5 мм. С продольными листами двутавровые балки соединены угольниками.

На тендерах паровозов серии СО<sup>К</sup> скользуны со сферической поверхностью имеют только передняя тележка, хотя опоры для скользунов (для взаимозаменяемости) сделаны на обеих тележках. Опоры под скользуны приклепаны к листу шкворневой балки в плоскости, совпадающей с осью симметрии продольных листов.

У этих тележек одновременно с заменой колёсных пар на увеличенный диаметр была понижена жёсткость винтовых пружин со 124,8 до 108,9 кг/мм. Увеличение диаметра круга катания соответственно снизило характеристику гребня.

2-осная тележка с двойным подвешиванием. Над буксами помещаются листовые рессоры, а на подвесках — спиральные пружины. Такие тележки поставлены под тендерами паровозов серии СУ второго выпуска. Общий вид тележки без рессорного подвешивания показан на фиг. 9.

3-осные тележки с одинарным подвешиванием. Эти тележки применяют на тендерах паровозов серии ФД (фиг. 10). Продольные рамы сочленённой конструкции состоят каждая из двух стальных литых боковин, которые внутренними концами соединены с противоположными концами средней балансирующей буксы. Благодаря такой конструкции тележки нагрузки на оси не зависят от прогиба рессор, т. е. являются статически определяемыми. Продольные рамы правой и левой сторон соединены между собой двумя поперечными балками, на которых лежат две внутренние продольные балки, несущие на себе шкворневую опору. На этих балках за одно целое отлиты опоры для скользунов, к которым приваривают сменные пластинки. Зазор между скользунами 6 мм. Поперечные балки, воспринимая на себя всю нагрузку от обрессоренных масс, опираются концами на цилиндрические рессорные пружины, поставленные комплектом по 5 штук под каждым концом. Таким образом, на каждой тележке всего имеется 20 винтовых пружинных рес-

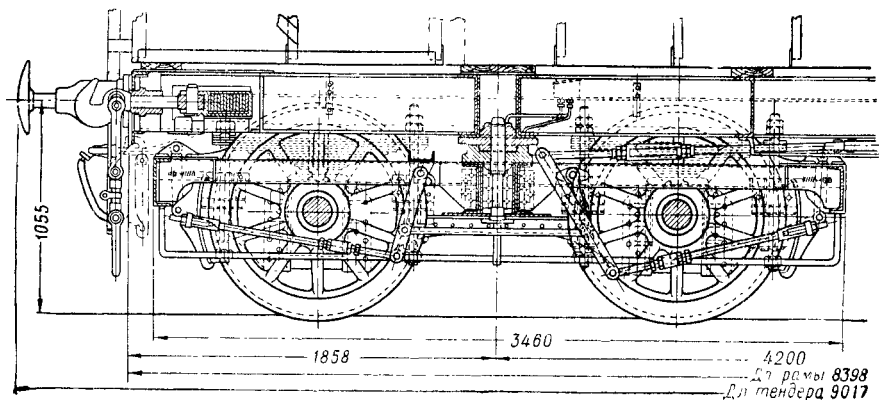


Фиг. 8. Тележка тендеров паровозов серий СО, СУ и ЭР (тип П-27): 1 — цепь задней тележки; 2 — колёсная пара; 3 — листовая рессора; 4 — детали буксы; 5 — буксовая направляющая; 6 — детали буксы; 7 — полстер буксы; 8 — манжета буксы; 9 — шкворневая опора; 10 — рама тележки; 11 — рама тендера

сор. Оси тележки тендера оборудованы двусторонними тормозными колодками. Полный вес тележки в собранном виде 13 250 кг.

Неодинаковая осадка рессорных пружин, а также различие в износах буксовых под-

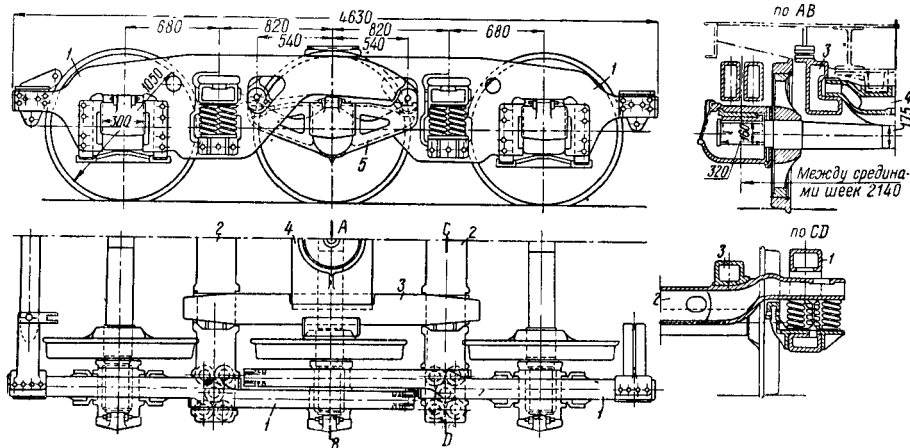
зонтальном пути. Регулировка производится постановкой прокладок толщиной  $A$  мм между буксой и рамой (если позволяют зазоры между стружкой и буксой) или толщиной  $B$  мм между рамой и поперечной балкой.



Фиг. 9. Тележка тендера паровоза серии СУ второго выпуска

шипников и бандажей из-за особенностей конструкции буксы-балансира вызывают изменения расстояний между осями колёсных пар; возникающий перекош ведёт к подрезу гребней. На фиг. 10а видно, что перекош

Для выравнивания буксы-балансира регулирующие прокладки надлежит ставить с той стороны, где расстояние между центрами осей увеличено. Таким образом, по замеренному расстоянию между осями после уста-



Фиг. 10. 3-осная тележка тендера паровоза серии ФД: 1—продольные наружные балки; 2—поперечные балки; 3—внутренние продольные балки; 4—балка шкворневой опоры; 5—балансирная букса

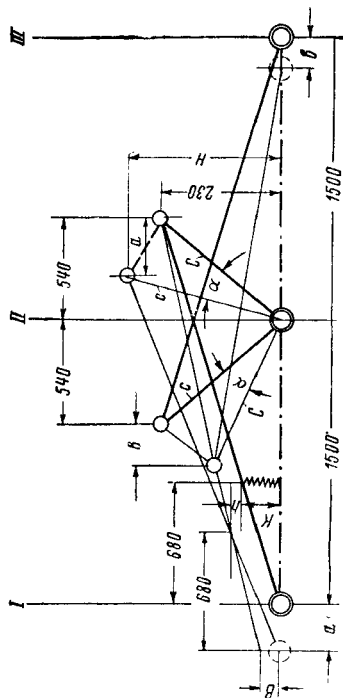
V-образного балансира на угол  $\alpha$  вызывает увеличение расстояния между I и II осями на величину  $a$  и уменьшение расстояния между II и III осями на величину  $b$ , причём из геометрического построения следует, что  $a \neq b$ . Если другая сторона тележки будет иметь иную осадку рессорных пружин, то оси будут находиться в перекошенном состоянии. Такое состояние обуславливает явление подреза гребней.

Правильная установка осей требует регулировки буксы-балансира на прямом гори-

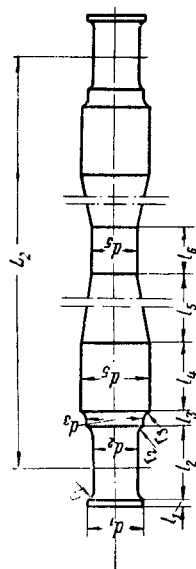
зовления величины  $a$  толщины регулировочных прокладок в мм будут следующие:

$a$	5	10	15	20
$A$	3,3	5,8	8,4	10,6
$B$	6	11	16,5	21

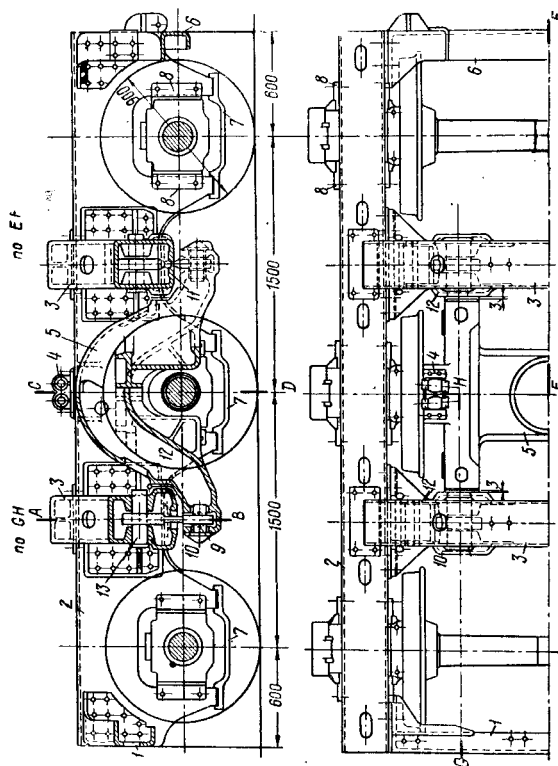
3-осные тележки с мягким двойным рессорным подвешиванием и с полной продольной балансировкой (фиг. 11). Эти тележки работают под тендерами пассажирских паровозов



Фиг. 10а. Схематическая иллюстрация изменения расстояний между осями тележки тендера паровоза серии ФД от перекоса буксы-балансира



Фиг. 12. Размерные элементы тендерных осей современных паровозов



Фиг. 11. Тележка тендера паровоза серии ИС 17—задняя поперечная концевая балка; 2—боковая поперечная балка; 3—средняя поперечная балка; 4—роликная боковая опора; 5—люлька; 6—педальная поперечная концевая балка; 7—стружка; 8—буферная упорная балка; 9—нижний валик люточной повески; 10—люточная повеска; 11—опорная планка для домкратов; 12—планка скользкая, представляющая продолжим раскачиваний люльки; 13—верхние валики люточной повески; 14—ограничитель бокового отклонения тележки

серии ИС. Продольные балки штампованные из листов толщиной 20 мм. В буксовых вырезах вставлены штампованные челюсти, размеры которых сделаны с учётом перехода в будущем на роликовые подшипники. Челюсти стянуты буксовыми струнками размером 32×150 мм. Различие между передней и задней тележками заключается в том, что у задней тележки продольные балки связаны между собой стальным междурамным креплением со шкворневым подпятником в центре, а у передней вместо этого крепления поставлены две стальные литые балки, к которым подвешена люлька. На вершине люльки имеется такой же шкворневой подпятник, как и у задней тележки (на фигуре показана тележка с люлькой). Люлька установлена на четырёх подвесках, причём каждая из них верхним своим концом опирается на два валика, установленных в гнезда поперечных балок. При среднем положении люльки подвески находятся в вертикальном положении, а при отклонении — опорой остаётся один валик. При этом возникают силы, горизонтальные составляющие которых стремятся возвратить тележку в её исходное (среднее) положение. Начальная возвращающая сила составляет 3 000 кг, а при отклонении люльки на 50 мм возрастает до 9 000 кг. Такое устройство тележки смягчает удары при входе в кривую. Скользунми служат с каждой стороны по два роликовых бочкообразных катка. Полный вес тележек в собранном виде: передней — 13 235 кг, задней — 12 094 кг.

Размерные характеристики тендерных тележек приведены в табл. 2. Гибкость рессорного подвешивания дана для комплекта рессор всей тележки.

### Рессоры тендеров

**Листовые рессоры.** Их применяют в первой ступени подвешивания. Рессоры изготовляют из стали рессорной полосовой (желобчатой) и плоской по ГОСТ 1496-42. Хому-

ты рессор из углеродистой стали группы А по ГОСТ 381-41 марки Ст. 2 или Ст. 3. Технические условия на изготовление, правила приёмки и методы испытаний регламентированы ГОСТ 1425-42. Основные размеры листовых рессор тендеров даны в табл. 3.

**Пружинные рессоры.** В рессорном подвешивании тендеров применяют цилиндрические и спиральные пружины из прутков круглого и прямоугольного сечения. Последние применяются на паровозах серии СУ второго выпуска. Пружины изготовляются из стали горячекатаной углеродистой марки Ст. 60 или Ст. 65 по ГОСТ В-1050-41 или ГОСТ В-2052-43. Пружинные рессоры, применяемые в тележках тендеров паровозов серий Э<sup>м</sup>, Е<sup>а</sup> и Л, взаимозаменяемы с вагонными.

Характеристика пружинных рессор тендеров дана в табл. 4. Цифры в числителе характеризуют наружные пружинные рессоры, а в знаменателе — внутренние.

### ТЕНДЕРНЫЕ КОЛЁСНЫЕ ПАРЫ

#### Оси

Тендерные колёсные пары, так же как и вагонные, имеют шейки, располагающиеся с внешней стороны и называемые выносными. Конструктивные разновидности обуславливаются различной грузоподъёмностью тендеров.

Размеры чисто обработанных тендерных осей постройки последних лет и вновь строящихся даны в табл. 5; значения отдельных размерных элементов этих осей представлены на фиг. 12, размер  $L_1$  показан на фиг. 13. Размеры осей для тендеров паровозов старой постройки приведены в табл. 6, а значения размерных элементов этих осей — соответственно на фиг. 13. Основное конструктивное отличие этой группы осей состоит в том, что они имеют в конце подступичной части бурт, фиксирующий конечное положение колёсного центра при запрессовке, а средняя

Тендерные тележки

Таблица 2

Тендер паровоза серии	Диаметр колёс в мм	Расстояние между шкворнями в мм	База тележки в мм	Гибкость рессорного подвешивания в мм/т	Тип подвешивания
ОВ <sup>*</sup> , Э, Ц	1 030	4 240	1 905	1,75	Одинарное
42, 50, 52	960	4 100	1 800	2,29	»
Э <sup>м</sup>	1 050	4 240	1 905	1,75	»
Л*	950	5 700	1 800	0,99	»
Л**	1 050	4 800	1 900	0,99	»
Е <sup>а</sup> , Е <sup>м</sup>	914***	4 064	1 905	1,75	»
СУ (первый выпуск)	1 030	3 650	1 850	1,75	»
СУ (второй выпуск)	1 050	4 240	1 800	2,9	Двойное
СОК	1 050	6 800	1 800	2,47	»
ЭР, СО, СУ****	1 050	4 800	1 835	2,47	»
ФД	1 070	6 100	1 500+1 500=3 000	1,17	Одинарное
ИС	900	6 100	1 500+1 500=3 000	1,87	Двойное

\* С цилиндрическим тендером.

\*\* С прямоугольным тендером.

\*\*\* Для бандажных колёс  $d=970$  мм.

\*\*\*\* Современной постройки.

Листовые рессоры тендеров

Таблица 3

Тендер паровоза серии	Длина хорды в мм (в на- груженном состоянии)	Число листов	Размеры листов в мм		Нагрузка при испыта- нии (по аль- бому) в кг	Прогиб под нагрузкой в мм
			ширина	толщина		
ОВ, Э, Ш . . . . .	950	12	89	13	5 000	36
42, 52* . . . . .	1 200	14/6	89/120	13/16	7 100	65/63
СУ первого выпуска (эл- липтические) . . . . .	800	8**	89	13	5 750	40
СУ второго выпуска . . .	950	12	100	13	7 320	37,1***
СОК . . . . .	950	13	100	13	9 000	42
ИС . . . . .	900	160	130	10	9 200	47
Л . . . . .	515	5**	120	12	12 100	42

\* В числителе — для отечественных рессор, в знаменателе — для существующих.

\*\* Для полурессоры.

\*\*\* Для всех тендеров, начиная с паровоза № 200-01.

Пружинные рессоры тендеров

Таблица 4

Тендер паровоза серии	Наружный диаметр в мм	Диаметр прутка в мм	Высота пружины в мм		Вес груза при испыта- нии в кг	Число рабо- чих витков	Число пружин на тендере
			в свобод- ном со- стоянии	под гру- зом при испытани- и			
ФД	138	30	210	165	6 440	4,5	40
СО	127/70	33/19	295	235/235	6 105/2 030	6/11	16
Л	138/73	30/15	210	176/171	4 860/1 070	4,5/9,5	16/16
ЕА	138/73	30/16	210	167	5 730/1 493	4,5/9,5	16/16
ИС	190	45	263	244	4 600	4,5	24
ЭМ	138/73	30/16	210	167	5 730/1 493	4,5/9,5	16/16

Размеры тендерных осей паровозов современной постройки (в мм)

Таблица 5

Тендер паровоза серии	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	d <sub>1</sub>	l <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	l <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>	l <sub>3</sub>	d <sub>4</sub>	l <sub>4</sub>	d <sub>5</sub>	l <sub>5</sub>	l <sub>6</sub>	r <sub>1</sub>	r <sub>2</sub>	r <sub>3</sub>
ИС, СОК . .	2 500	2 140	190	20	160	320	190	64	200	220	175	551	150	3	25	20
ФД . . . . .	2 500	2 140	190	20	160	320	190	59	200	220	175	556	150	10	20	25
ЭМ, СО (с по- ясной тележ- кой) . .	2 330	2 036	168	20	140	254	168	61	180	290	150	465	150	3	20	40
СУ ** (с длин- ной шейкой)	2 470	2 130	180	20	150	300	185	64	190	210	160	556	—	10	20	25
ЭР, СО, СУ *	2 500	2 140	190	20	160	320	190	64	200	220**	190	—	—	3	20	40

Размеры тендерных осей паровозов старой постройки (в мм)

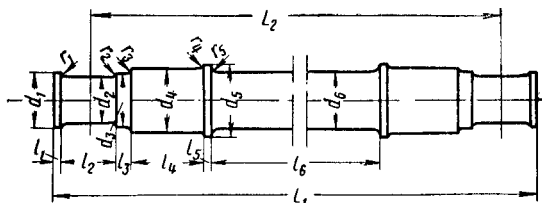
Таблица 6

Тендер пар- воза серии	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	d <sub>1</sub>	l <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	l <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>	l <sub>3</sub>	d <sub>4</sub>	l <sub>4</sub>	d <sub>5</sub>	l <sub>5</sub>	d <sub>6</sub>	l <sub>6</sub>	r <sub>1</sub>	r <sub>2</sub>	r <sub>3</sub>	r <sub>4</sub>	r <sub>5</sub>
3-осный О <sup>Д</sup> , ОВ, НВ, НУ	2 342	2 100	153	16	125	210	160	62	165	195	172	16	160	1 344	8	15	5	10	10
В, КУ, Н, О, С, СУ, У, Ш, Ы, Э	2 372	2 100	164	16	135	240	165	47	173	195	173	16	160	1 344	3	15	20	15	20

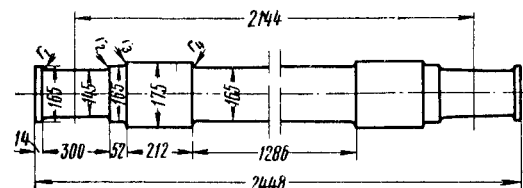
\* Современной постройки.

\*\* Включая размер конусной части на запрессовку колёсного центра (конус 1:10)

часть не сходит на конус и остаётся цилиндрической. Тендерные оси паровозов серии Л (пассажирская) и М показаны на фиг. 14. Согласно действующим указаниям при замене тендерных осей новыми упорных буртов на подступичной части не делают; существующие бурты должны быть срезаны при ремон-



Фиг. 13. Размерные элементы тендерных осей старых паровозов



Фиг. 14. Ось тендера паровоза серий Л (пассажирская) и М

те, когда ось отделяется от колёсного центра. Радиусы выкружек на всех типах новых осей предписано сделать одинаковыми — у внешней галтели 3 мм, у предподступичной части 20 мм и при переходе к подступичной части, равно как и за ней (в осях с уменьшенным диаметром в средней части) — 40 мм; к этим же размерам приводятся радиусы выкружек на существующих осях.

### Бандажи

В соответствии с ГОСТ 398-41 тендерные бандажи изготавливают из основной или кислой мартемовской стали ковкой на молотах или прессах. Из четырёх марок бандажной стали, применяемых в подвижном составе широкой колеи, для тендерных бандажей употребляется сталь марки III. После прокатки бандажи подвергают термической обработке путём закалки с отдельного нагрева с последующим отпускком. Механические свойства металла тендерных бандажей должны удовлетворять следующим требованиям: предел прочности при разрыве не менее 85 кг/мм<sup>2</sup>, относительное удлинение для образца  $l = 4d$  не менее 10% и относительное сужение в шейке образца не менее 14%. Правила приёмки, метод испытаний и маркировки те же, что и для паровозных и вагонных бандажей. Номинальные диаметры

тендерных бандажей по ОСТ 8146 НКТП 46 и их веса даны в табл. 7. Номинальная толщина чистого бандажа 75 мм, чёрного — 83 мм; ширина чистого бандажа — 130 мм, чёрного — 133 мм.

Таблица 7

Номинальные диаметры и веса тендерных бандажей

Номинальные диаметры в мм				Ориентировочный вес чёрного бандажа в кг
чистого бандажа		чёрного бандажа		
по кругу катания	по внутренней расточке (диаметр центра)	по кругу катания	по внутренней расточке	
1 150	1 000	1 156	990	316,6
1 050	900	1 056 <sup>±</sup>	890	287,0
1 030	880	1 036	870	281,4
970	820	976	810	263,7
850	700	856	690	228,5

### Колёсные центры

Колёсные центры подразделяют на спицевые и дисковые. Материалом служит мягкая литая сталь. После отливки стальные спицевые колёсные центры, изготавливаемые согласно техническим условиям по ОСТ 788, отжигаются. Центры поставляют с грубо обточенными по диаметру ободом и ступицей, с припусками по диаметру на обработку против размеров на чертеже не менее 2 и не более 4 мм.

Допускается использование изношенного цельнокатаного колеса в качестве колёсного центра, диаметр которого после обточки под насадку бандажа должен быть 820 мм. Веса колёсных пар и их отдельных элементов тендеров ряда паровозов даны в табл. 8.

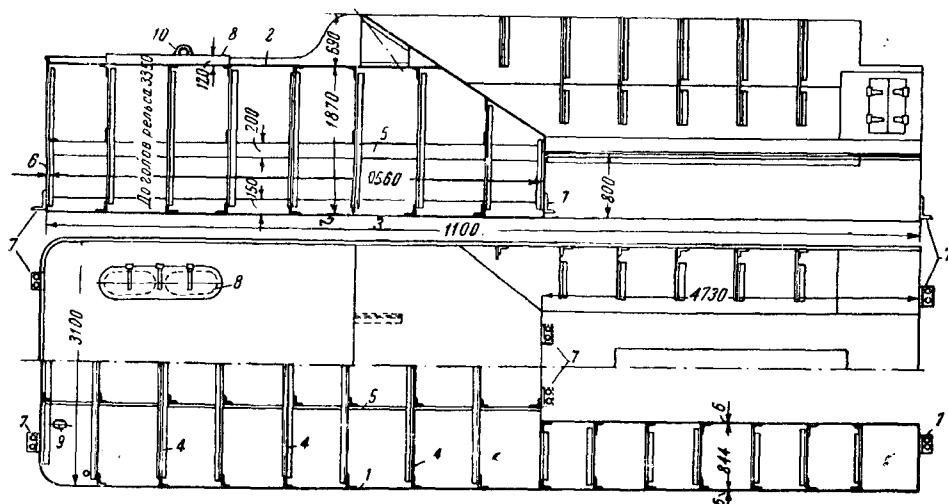
### ВОДЯНЫЕ БАКИ

Водяные баки тендеров паровозов с выхлопом пара в атмосферу подразделяют по геометрической форме — на прямоугольные, цилиндрические и полусферические (корытообразные); по способу изготовления — на клепаные, сварные и литые.

Современные водяные баки тендеров изготавливают, как правило, сварными. Преимущественным типом бака, распространённым на подавляющем числе серий паровозов, является прямоугольный, имеющий в плане покатое (в сторону будки) углубление в форме буквы П (для угольной ямы). Угольная яма вместе со специальными стенками (бортами), расположенными на верхней части бака, образует угольный бункер. В тендерах, имеющих механическое отопление, внизу средней части бункера образован дополнительный вырез для размещения углеподающих винтов и привода к ним от паровой машины. Водяной бак несколько не доходит до переднего края рамы тендера, так как здесь располагается контрбудка, составляющая часть помещения для паровозной бригады, а под контрбудкой — узел сцепления паровоза с тендером.

На фиг. 15 представлен общий вид водяного бака 6-осного тендера паровоза серии ФД. Продольные и поперечные перегородки образуют каркас, придающий баку





Фиг. 15. Общий вид водяного бака 6-осного тендера паровоза серии ФД: 1—боковые стенки; 2—потолок; 3—дно; 4—листовые поперечные скрепления; 5, 6—продольные скрепления; 7—лапы для крепления бака к раме; 8—горловина водяного бака; 9—промывательный люк; 10—ушко для подъёмки бака

Веса тендерных колёсных пар

Таблица 8

Тендеры паровоза серии	Вес бандажа в кг	Вес центров в кг	Вес оси в кг	Вес прочих частей в кг	Общий вес колёсной пары в кг
3-осный О, О <sup>В</sup> , О <sup>Д</sup> , Н <sup>В</sup> , Н <sup>У</sup> . . . . .	248	220	368	8,0	1 312
4-осный СУ, Е, КУ, О <sup>В</sup> . . . . .	248	220	392	8,0	1 336
4-осный С, Щ, Э <sup>М</sup> , СО . . . . .	238	220	362	8,0	1 306
4-осный Л (пассажир.), М . . . . .	238	220	412	8,0	1 336
6-осный ФД, СО <sup>К*</sup> . . . . .	253	303	506	8,0	1 626
6-осный ИС, СО <sup>К**</sup> . . . . .	229	248	506	7,0	1 463
4-осный ЭР, СО, СУ . . . . .	253	270	530	8,0	1 594

\* Колёсные пары с бандажами диаметром по кругу катания 1 050 мм.  
 \*\* Колёсные пары с бандажами диаметром по кругу катания 900 мм.

Размеры водяных баков тендеров и их стенок

Таблица 9

Типы тендеров	Размеры бака в мм (высота наибольшая)			Толщина листов стенок в мм		
	длина	ширина	высота	боковых	днища	палубы
3-осный паровоз серии О, О <sup>В</sup> , Н <sup>У</sup> , Н <sup>В</sup> . . . . .	4 180	3 000	1 250	5	6	5
4-осный Щ, О <sup>В</sup> , Э, СО . . . . .	6 730	3 000	1 310	5	6	4
4-осный СО <sup>К*</sup> . . . . .	7 440	1 780	1 678	4/6	6	—
СУ (первый выпуск) . . . . .	7 000	3 000	1 360	5	6	4
6-осный ФД . . . . .	11 000	3 100	1 870	6	7	6
6-осный ИС . . . . .	—	—	—	6	14	6
4-осный ЭР, СО, СУ ** . . . . .	8 300	3 138	1 886	6	8	6

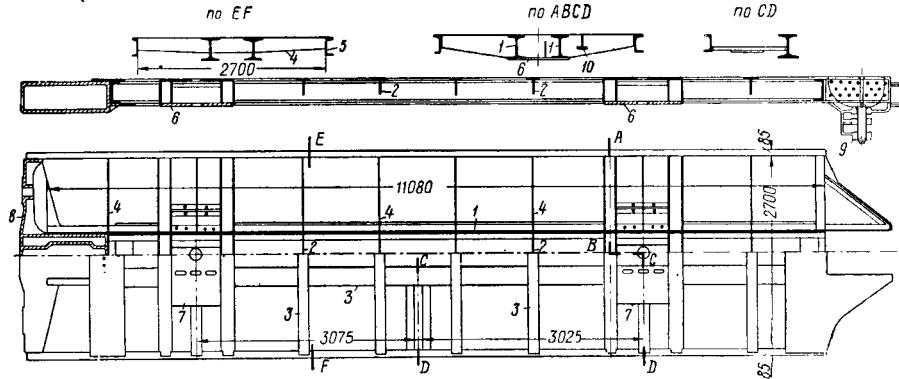
\* Бак сырой воды.  
 \*\* Объединённый тендер типа П-27 современной постройки



креплением тендера. Ящик соединён с выступами хребтовых балок при помощи болтов.

Раму тендера рассчитывают, допуская, что нагрузка от её собственного веса и веса воды, топлива, бака, стокера, контрбукки и т. п. является равномерно распределённой

помещается скользящая подушка 7, форма рабочих поверхностей которой совпадает с формой буферов, вследствие чего исключается возможность продольной и боковой игры между паровозом и тендером.



Фиг. 17. Рама тендера паровоза серии ФД

по всей длине. Кроме того, учитывается продольная сила, принимаемая равной двойной силе тяги паровоза.

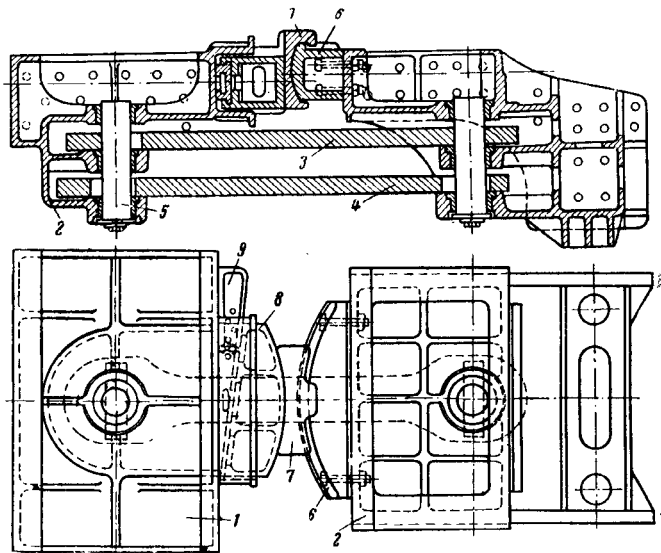
Рама рассматривается, как балка, лежащая на двух опорах, при этом за последние принимают шкворневые пяты. Напряжения находят как сумму напряжений от изгиба вертикальной нагрузкой и от эксцентричного растяжения силой тяги. Допускаемые напряжения при этом не должны превосходить  $600 \text{ кг/см}^2$ .

При расчёте на подёмку домкратами (или при сходе с рельсов) допускают, что нагрузка прилагается к концам консольных частей рамы, а запасы воды и топлива полные. При этом допускается напряжение до  $1500 \text{ кг/см}^2$ .

### СЦЕПЛЕНИЕ ТЕНДЕРА С ПАРОВОЗОМ

Сцепление тендера с паровозом подразделяется на жёсткое и упругое. В паровозах современной постройки применяют исключительно жёсткое сцепление с радиальным буфером. Конфигурация жёсткого сцепления тендера с паровозом показана на фиг. 18. Сцепление состоит из двух стяжек 4 — главной и запасной, и двух шкворней 5, находящихся в отверстиях стяжных ящиков тендера и паровоза 2. В приливе стяжного ящика паровоза находится прикреплённый болтами шаровой буфер 6, а у тендера — цилиндрический 8. Положение буфера тендера регулируется клином 9\*. Между буферами

Иллюстрация работы радиального буфера при различных положениях тендера относительно паровоза представлена на фиг. 19. На паровозах старой конструкции сцепление между паровозом и тендером осуществляется посредством упругой стяжки (фиг. 20). Как

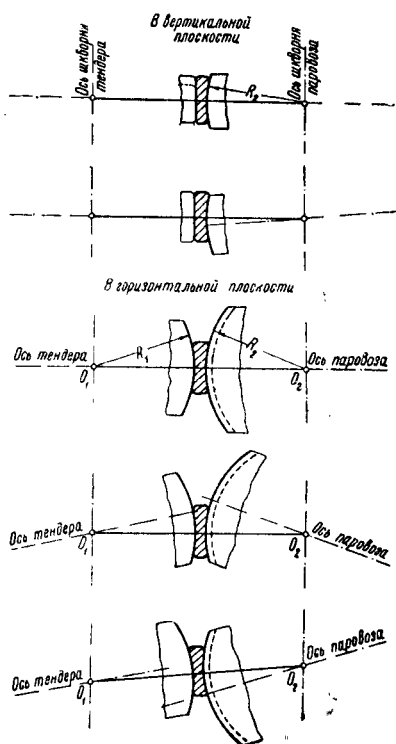


Фиг. 18. Жёсткое сцепление паровоза с тендером

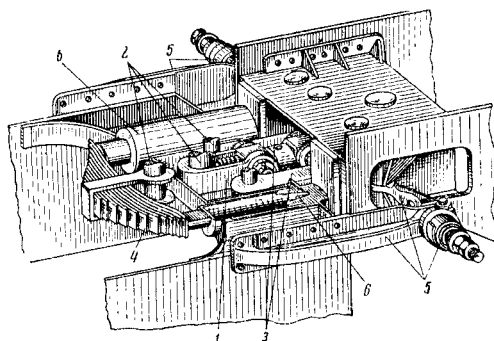
правилу, упругие рессоры получают предварительное нагружение, благодаря чему тендер притянут к паровозу.

На ряде серий паровозов между тендером и паровозом имеются специальные тяги (водила) с пружинами, предназначенными для уменьшения бокового давления задней оси паровоза на рельс при движении тендером вперёд. Такие устройства были впервые введены у нас на паровозах серий И и V (ижица). Устройство такого же назначения, но отличное по конструкции, разработано в ЦНИИ по предложению проф. К. П. Королёва из

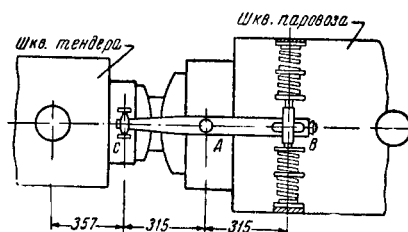
\* На паровозах последнего выпуска усилие на клин создаётся витой цилиндрической пружиной, благодаря чему происходит автоматическое уплотнение.



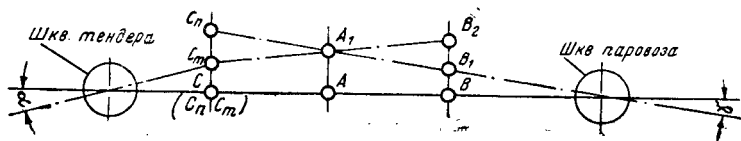
Фиг. 19. Схема работы радиального буфера



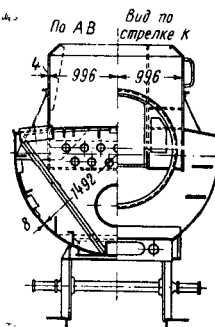
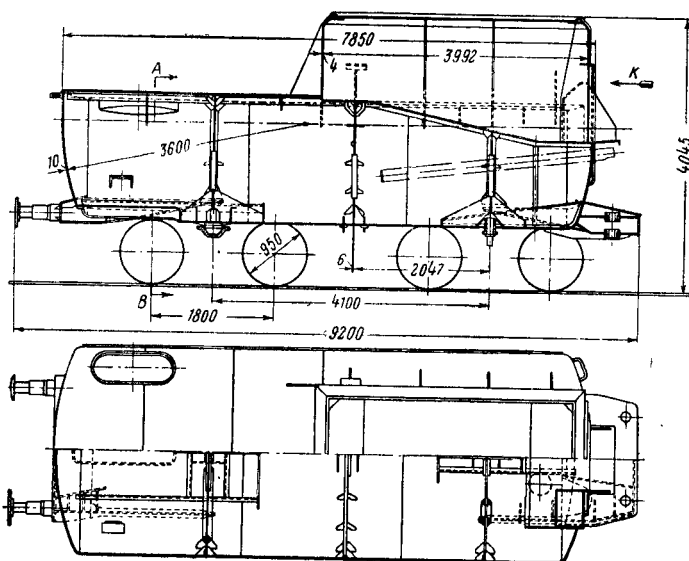
Фиг. 20. Упругое сцепление паровоза с тендером: 1—главная винтовая стяжка; 2—шкворни; 3—запасные тяги; 4—стяжная рессора; 5—возвращающее устройство между паровозом и тендером; 6—цилиндрический буфер



Фиг. 20а. Конструктивная схема возвращающего устройства



Фиг. 20б. Принцип действия возвращающего устройства



Фиг. 21. Тендер с несущим баком

А. В. Сломьянского для современных паровозов типа 1-5-0 (серий Л, Е<sup>а</sup>, СО), имеющих жёсткое сцепление.

Конструктивная схема возвращающего устройства представлена на фиг. 20а, а принцип его действия на фиг. 20б.

### ЗАДНИЙ УПРЯЖНОЙ ЯЩИК И БУФЕРНЫЙ БРУС

Задний упряжной ящик и буферный брус одновременно являются концевыми междурамными креплениями, увеличивающими жёсткость рамы, и служат также для размещения автосцепки с фрикционным аппаратом и установки буферов.

Размеры автосцепного устройства регламентированы ГОСТ 3475-46. Конструкция автосцепки та же, что и для вагонов. Высота оси автосцепки над головкой рамы для порожнего нового тендера должна быть в пределах 1 090—1 060 мм; для полностью загруженного тендера при наибольших допустимых износах бандажей, опорных пят тележек и т. п. — не менее 980 мм.

Буферный брус тендера паровоза серии ФД показан на фиг. 17 (узел 8).

### БЕЗРАМНЫЕ ТЕНДЕРЫ

Для снижения коэффициента тары тендера и упрощения его конструкции всё более широкое признание получают так называемые тендеры с несущим баком, у которых нет главной рамы и её роль выполняют стенки водяного бака. В этом случае бак рассчитывается как полая балка, воспринимающая все горизонтальные и вертикальные усилия, действующие на тендер во время работы.

Водяной бак тендера безрамной конструкции делают, как правило, цилиндрической или корытообразной формы. На фиг. 21 представлен тендер с несущим баком корытообразной формы. Толщина стенок при такой конструкции обычно больше, чем в тендерах, имеющих отдельную главную раму. В данном случае для паровоза со сравнительно небольшой силой тяги ( $F_k \approx 16\,000$  кг) толщина стенок бака составляет 8 мм.

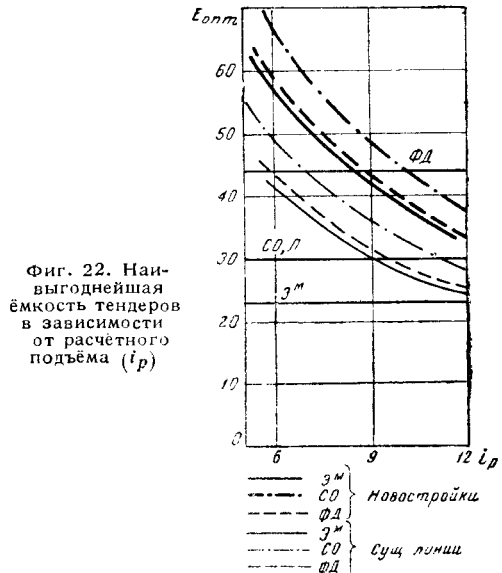
В тендере сварной конструкции передний стяжной и задний упряжной ящики, а также опоры для тележек приварены непосредственно к стенке бака. Тендеры с несущим баком имеют паровозы новейшей постройки (типы 1-5-2 Улан-Удэнского завода, 1-3+3-1 и 2-4-2 Коломенского завода), а также паровозы серий 42 и 52.

### НАИВЫГОДНЕЙШАЯ ЁМКОСТЬ ТЕНДЕРОВ

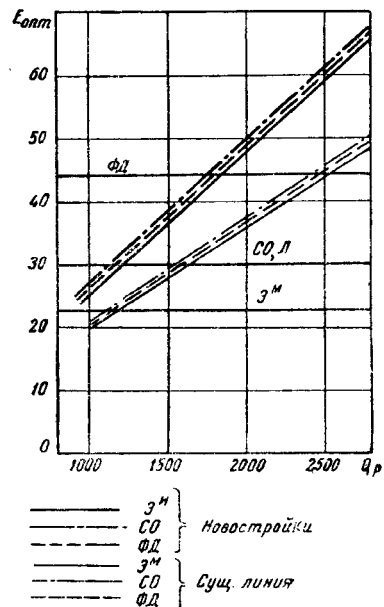
Ёмкость водяного бака тендера оказывает существенное влияние как на экономические показатели работы железных дорог, так и на условия их эксплуатации. Недостаточная ёмкость водяных баков тендеров вызывает необходимость в более частых остановках для набора воды, вследствие чего понижаются участковые и технические скорости движения.

Излишняя ёмкость тендера, утяжеляя его, приводит к снижению полезного веса поезда, что также является нежелательным.

Наивыгоднейшая ёмкость водяных баков тендеров в зависимости от руководящего (расчётного подъёма) для существующих серий паровозов графически представлена на фиг. 22, а на фиг. 23 — тот же показатель в зависимости от веса поезда ( $Q_p$ ).



Для иллюстрируемых расчётов были приняты следующие исходные условия: характер местности — средний; протяжение руко-



Фиг. 23. Наивыгоднейшая ёмкость тендеров в зависимости от веса поезда ( $Q_p$ )

водящих подъёмов — 20%, вредных скатов — 25% общей длины тягового участка; средний подъём элементов профиля, проходимых паровозом с открытым регулятором, — 2%, крутизна

руководящих подъёмов — 6‰, 9‰, 12‰. Грузооборот участка — 4,5 млн. *ткм* нетто на 1 км в обоих направлениях. Соотношение грузопотоков брутто и нетто — 1 : 0,6.

Из приведённой зависимости следует, что наимыгоднейшая ёмкость водяных баков тендеров существенно зависит также от того, является ли конкретное направление существующей железнодорожной линией или вновь строящейся, причём для вновь строящихся линий наимыгоднейшая ёмкость водяных баков тендеров всегда выше, чем для существующих. Это обстоятельство объясняется тем, что на эксплуатируемых линиях уже имеются оборудованные пункты водоснабжения, вследствие чего из сопоставления выпадают расходы, связанные с капиталовложениями. Оказываются также относительно меньшими наимыгоднейшие ёмкости водяных баков тендеров и для однопутных линий, когда часть остановок для дополнительного набора воды совмещается со скрещением.

На приведённой выше фигуре горизонтальными линиями показаны ёмкости водяных баков существующих тендеров паровозов серий ФД, Л и Э, которые соответственно составляют 44, 30 и 23  $m^3$ . Из сопоставления следует, что ёмкость 6-осных тендеров паровозов серии ФД примерно соответствует наимыгоднейшей ёмкости тендеров при весовых нормах поездов, равных 2 500 *т* на существующих железнодорожных линиях и 1 800 *т* — на вновь строящихся. Также близка к наимыгоднейшим ёмкостям водяных баков 4-осных тендеров паровозов серии Л, которая для

существующих линий достаточна при расчётом подъёме  $i_p = 9\text{‰}$  и весовых нормах 1 500—1 600 *т*. Что касается 4-осных тендеров с баками ёмкостью 23  $m^3$ , то они оказываются недостаточными даже для условий эксплуатации существующих линий.

При условии пропуска поездов без пополнения запасов воды на коротких тяговых плечах и с одной остановкой на длинных тяговых плечах наимыгоднейшие ёмкости водяных баков тендеров паровозов типа серии ФД — около 50  $m^3$ , а для паровозов типов СО и Эм — около 30  $m^3$ .

Наряду с наимыгоднейшей ёмкостью водяных баков столь же существенное значение имеет также вопрос о рациональной вместимости угольных ящиков.

Запасы угля в угольных ящиках тендера должны обеспечить нормальную эксплуатацию паровозов при кольцевой езде, т. е. быть достаточными для проследования паровозом двух тяговых плеч без захода на экипировку.

Приняв весовое отношение запасов угля к запасам воды равным 0,6, вместимость угольных ящиков для указанных выше типов тендеров оценивается соответственно в 30 и 18 *т*. При значении топливного эквивалента  $\mathcal{E} = 0,4$  указанных запасов угля будет достаточно для прохода расстояния около 300 км (для тендеров паровоза серии ФД) и 200—240 км для 4-осных тендеров паровозов типов СО и Э.

При других значениях эквивалентов вероятные расстояния, проходимые паровозом без дополнительного набора угля, будут иными.

## ПАРОВОЗЫ С КОНДЕНСАЦИЕЙ ПАРА<sup>1</sup>

### КРАТКОЕ ОПИСАНИЕ РАБОТЫ ПАРОВОЗА

Основная особенность паровоза с конденсацией пара заключается в том, что пар, отработавший в паровой машине, в воздушном и питательных насосах, не выбрасывается в атмосферу, а направляется по трубопроводу в конденсатор, расположенный на тендере.

В конденсаторе пар превращается в воду, которая, стекая, собирается в баке, откуда в последующем с помощью питательных водяных насосов вновь подаётся в котёл.

Таким образом, на паровозе с конденсацией пара осуществляется круговой замкнутый цикл превращения воды в пар и обратно отработавшего пара в воду — в конденсат.

Принцип работы паровоза с конденсацией пара легко уясняется из схемы фиг. 1.

Пар из котла, проделав тот же самый путь, что и в обычном паровозе, работающем на выхлоп в атмосферу, поступает в золотники и далее в цилиндры паровой машины. Совершив работу в цилиндрах, отработавший пар по паросходящим трубам и коробке водоотделителя 1 подходит к турбине дымососа 2, расположенной с левой стороны дымовой камеры паровоза.

Пар, пройдя через направляющий аппарат, поступает на рабочее колесо турбины дымососа и заставляет вращаться вал, на который насажено дымососное колесо.

Дымососное колесо, вращаясь, засасывает отходящие газы из дымовой камеры и выбрасывает их через дымовую трубу в атмосферу.

Максимальная скорость вращения вала турбины дымососа достигает 4 000 об/мин. Чем больше расход пара в паровой машине, тем большее число оборотов развивает турбина, тем интенсивнее будет тяга в дымовой камере, а следовательно, и в огневой коробке.

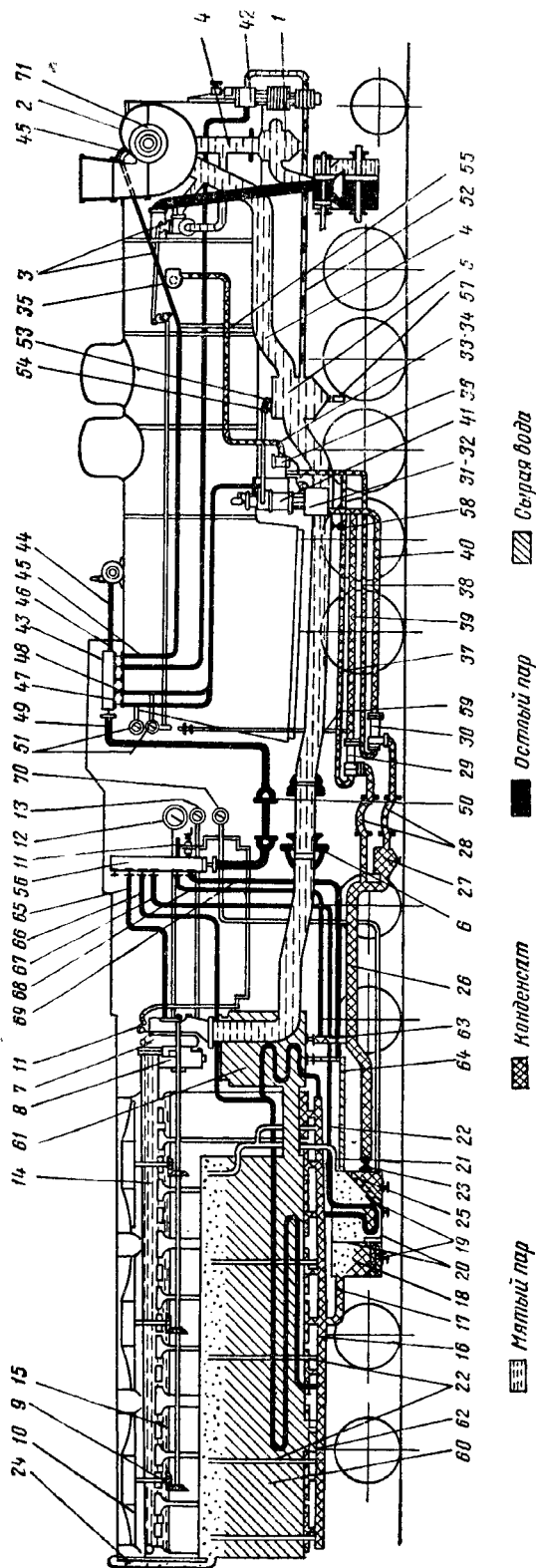
Количество оборотов турбины дымососа в зависимости от условий работы паровоза можно регулировать с помощью перепускного клапана (байпаса) 3.

При помощи этого клапана, управляемого из будки машиниста, можно перепустить часть пара мимо рабочего колеса (ротора) и достигнуть снижения числа оборотов турбины дымососа и этим самым уменьшить интенсивность горения топлива в топке паровоза.

Совершив работу в турбине дымососа, пар с давлением 0,25 — 0,8 *ати* по трубе мятого пара 4, расположенной с левой стороны котла, направляется к тендер-конденсатору.

На этом пути пар проходит через маслоотделитель 5 каскадного типа, в котором про-

<sup>1</sup> Из «Инструкции по уходу и обслуживанию паровозов с конденсацией пара» Главного управления паровозного хозяйства МПС (1951 г.)



Фиг. 1. Схема расположения конденсационного оборудования на паровозе СОК: 1—коробка водоотделителя; 2—турбина дымососа; 3—перепускной клапан (байпас) турбины дымососа и привод к нему; 4—трубопровод мягкого пара; 5—маслоотделитель; 6—шаровое соединение между паровозом и тендером (трубопровод мягкого пара); 7—турбина воздушных вентиляторов; 8—редуктор турбины; 9—редуктор турбины вентиляторов; 10—вентиляторное колесо; 11—перепускные клапаны (байпасы) турбины вентиляторов; 12—тахометр; 13—масляный манометр; 14—верхние трубы; 15—секция конденсатора; 16—нижние коллекторы; 17—сливные трубы; 18—конденсатный бак; 19—фильтры; 20—пергородки маслоотстойника; 21—22—атмосферные трубы; 23—задвижка Лудло; 24—атмосферная труба; 25—заборный патрубок; 26—трубопровод конденсата; 27—грязеотстойник; 28—резиновые рукава; 29—эжектор левого насоса; 30—эжектор правого насоса; 31—водяной насос левый; 32—водяной насос правый; 33—нагнетательный трубопровод левого насоса; 34—нагнетательный трубопровод правого насоса; 35—питательные клапаны; 36—обратный клапан; 37—трубопровод к левому эжектору; 38—трубопровод к правому эжектору; 39—всасывающий трубопровод левого насоса; 40—всасывающий трубопровод правого насоса; 41—Компенса-

торный клапан насоса; 42—воздушный тормозной насос; 43—парозаборная колонка острого пара; 44—труба острого пара к турбогенератору; 45—труба острого пара к турбине дымососа; 46—труба острого пара к тормозному насосу; 47—труба острого пара к левому водяному насосу; 48—труба острого пара к правому водяному насосу; 49—труба острого пара к парораспределительной коробке на тендере; 50—шаровое соединение трубопровода острого пара; 51—пульсирующие манометры; 52—труба мягкого пара от тормозного насоса к маслоотстойнику; 53—труба мягкого пара от правого насоса к маслоотстойнику; 54—труба для отвода конденсата; 55—парораспределительная коробка на тендере; 56—кран для спуска конденсата из маслоотстойника; 57—кран для спуска конденсата из трубы мягкого пара; 58—трубка для подвода воды на служебные нужды; 59—бак сырой воды (главный); 60—наливные баки; 61—грязеотстойник; 62—перепускные трубы; 63—труба острого пара к турбине вентиляторов; 64—труба острого пара для прогрева баков сырой воды; 65—труба острого пара для прогрева бака конденсата; 66—и 67—труба острого пара для прогрева перепускной трубы; 68—и 69—труба острого пара для прогрева перепускной трубы; 70—дистанционный термометр; 71—дымососное колесо

исходит отделение масла, увлекаемого паром из воздушного и водяных питательных насосов, и частично из потока пара цилиндров паровой машины (преимущественно в первые периоды работы после открытия регулятора паровоза при низком перегреве пара).

За маслоотделителем пар по трубе 4 направляется через телескопическо-шаровое соединение 6 к турбине вентиляторов 7 с давлением 0,2 — 0,7 *ати*.

Турбина вентиляторов укреплена на специальном каркасе тендера между бункером для угля и конденсатором.

Назначение турбины вентиляторов — приводить в действие вентиляторную установку, состоящую из трёх вентиляторов, расположенных на тендере и осуществляющих принудительное засасывание воздуха через секции тендер-конденсатора. Каждый вентилятор обслуживает шесть секций, по три с каждой стороны тендер-конденсатора.

Турбина вентиляторов в зависимости от количества пара, поступающего на рабочее колесо, может развивать до 7 000 об/мин.

Скорость вращения вентиляторных колёс соответственно достигает 1 000 об/мин., что обеспечивается наличием редуктора 8 у турбины с передаточным числом  $\sim 1:7$ , состоящего из пары цилиндрических зубчатых колёс.

Для регулирования числа оборотов в передней части турбины установлены перепускные клапаны (байпасы), которые сообщаются непосредственно с камерой выпуска. Клапаны полуавтоматические. При разности давлений пара перед турбиной и за ней 0,6 *ати* клапаны открываются автоматически, и часть пара направляется помимо ротора турбины в верхние коллекторы 14.

Открытие байпасов турбины вентиляторов может производиться вручную посредством специального привода 11, установленного в будке машиниста. Открытие окон клапанов (байпасов) зависит от положения реверса и достигает 45 — 50 мм (но не должно быть менее 40 мм) при положении реверса на последнем (восьмом) делении рейки.

Для запуска турбины в её направляющем аппарате имеется канал острого пара.

Пар, в третий раз совершив работу в турбине вентиляторов, выходит из неё с давлением ниже 0,1 *ати* и через разводящие патрубки направляется в верхние коллекторы 14, расположенные с обеих сторон в верхней части тендер-конденсатора над секциями.

Из верхних коллекторов пар поступает в секции конденсатора 15, расположенные по девять штук с каждой стороны. Секция конденсатора состоит из 140 трубок овального сечения, изготовляемых из меди, с насаженными на них пластинами из белой или чёрной жести.

При работе вентиляторных колёс трубки секций конденсатора омываются снаружи потоком холодного воздуха; пар, проходя сверху вниз по трубкам, охлаждается и превращается в воду (в конденсат), которая стекает в нижние коллекторы 16, а затем по сливным трубам 17 поступает в бак 18 полезной ёмкостью около 2 500 л (при наличии маслоотстойника в заднем отсеке конденсатного бака).

Конденсат содержит в себе значительное количество масла, попадание которого в ко-

тёл недопустимо вследствие того, что оно вредно отражается на состоянии стенок топки, связей, жаровых и дымогарных труб. Поэтому вода, прежде чем поступить к питательным насосам, проходит через маслоотстойник, выполненный путём постановки перегородок 20, и фильтры 19, расположенные в баке конденсата, где и происходит очистка последнего от масла.

Горячая вода с температурой до 98°C из бака конденсата по трубопроводу конденсата 26 и резиновому рукаву 28 подводится к левому 29, а через грязеотстойник 27 и второй резиновый рукав 28 к правому 30 эжектору, укреплённым на паровой раме под будкой машиниста. От эжекторов с помощью водяных питательных насосов 31 и 32 конденсат нагнетается в котёл паровоза.

Известно, что без дополнительного подпора насос не сможет засосать горячую воду, ибо в момент засасывания во всасывающей камере насоса создаётся разрежение, в котором горячая вода, поступающая с высокой температурой, закипает, так как с понижением давления температура кипения воды также понижается.

Для того чтобы избежать кипения воды в момент всасывания, необходимо создать давление перед всасывающей камерой, которое обеспечило бы поступление горячей воды во всасывающую камеру насоса с некоторым избыточным против атмосферного давлением.

Это достигается с помощью эжектора. Действие последнего таково: часть воды, подаваемой насосом в напорную сеть по эжекторной трубе 37 — 38, возвращается обратно к эжектору. Вода, проходя через конус эжектора с большой скоростью и под давлением, увлекает с собой воду из подводящей трубы и создаёт дополнительный подпор в 1 — 2 *ати* во всасывающей камере насоса.

Из насосов по нагнетательным трубопроводам 33 — 34 вода подводится к питательным клапанам 35, расположенным с левой и правой сторон впереди цилиндрической части котла, и далее поступает в котёл.

На специальной поперечной балке, расположенной на раме паровоза, установлены два одинаковых поршневых питательных насоса.

В середине тендера, между секциями, расположен главный бак для сырой воды 60 ёмкостью 9 000 л.

Для набора воды предусмотрено два наливных бака 61, с правой и левой сторон тендера, каждый ёмкостью 925 л, которые соединяются трубопроводами с главным баком сырой воды в нижней своей части. Полный запас сырой воды составляет 10 850 л.

Во избежание повышения давления в конденсаторе и в баке для конденсата нижние коллекторы сообщены с баком сырой воды с помощью труб 21 и 22, служащих для отвода из конденсатора воздуха и неконденсированного пара в надводное пространство бака сырой воды.

На паровозе с конденсацией пара имеется пароразборная колонка 43 на котле и парораспределительная коробка 56 на тендере в контрбудке.

Из пароразборной колонки котла пар подаётся на питание водяных питательных и воздушных насосов, к турбине дымососа,



турбогенератору, сажесдувателям, а также подводится к тендерной парораспределительной коробке по трубопроводу 49, имеющему шаровое соединение 50.

Тендерная парораспределительная коробка имеет пять вентиля, назначение которых следующее: вентиль трубы 65 для пуска свежего пара к турбине вентиляторов, вентиль трубы 67 для прогрева воды в конденсатном баке, вентиль трубы 66 для прогрева воды в баках сырой воды, вентиль трубы 68 для прогрева левой и вентиль трубы 69 для прогрева правой перепускных труб.

Наполнение конденсатного бака сырой водой производится:

а) из правого наливного бака через перепускную трубу 64 с помощью запорного вентиля;

б) в случае неисправности этого устройства или бака конденсата перепуск сырой воды производится в трубу конденсата по перепускной трубе 63, расположенной с левой стороны тендера.

Питание котла из бака сырой воды производится правым или левым насосом, при этом задвижка Лудло 23 закрывается.

Смазка подшипников турбины дымососа, редуктора турбины воздушных вентиляторов и редукторов привода к вентиляторным колёсам производится «турбинной смесью», состоящей из 70% вискозина ГОСТ 1850-42 и 30% турбинного масла марки Л ГОСТ 32-47.

Для смазки паровой части водяных питательных насосов применяется вискозин.

Работа конденсационной установки контролируется посредством следующих приборов, установленных в будке машиниста:

а) работа водяных питательных насосов — посредством пульсирующих манометров 51, на слух и по водомерному стеклу котла;

б) работа турбины вентиляторов — с помощью тахометра 12 и на слух;

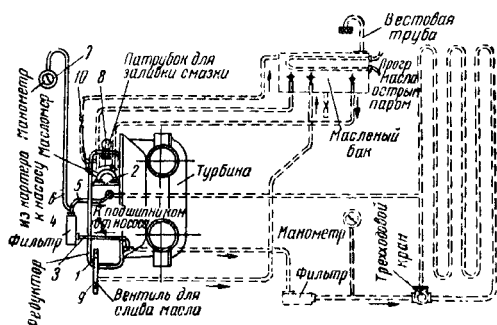
в) работа масляной системы редуктора турбины вентиляторов — по масляному манометру 13;

г) температура воды в баке конденсата — с помощью дистанционного термометра 70;

д) работа эжектора — на слух.

Наличие воды в конденсатном баке и в баке сырой воды контролируется посредством поплавковых механизмов с рейками в контрбудке машиниста.

Смазка подшипников зубчатых колёс редуктора турбины вентиляторов осуществляется следующим образом (фиг. 2).



Фиг. 2. Изменённая схема масляной системы

Подача смазки в подшипники редуктора и на зубцы колёс производится шестерёнчатым насосом, установленным в корпусе редуктора и приводимым в действие парой конических зубчатых колёс от вала большого зубчатого колеса редуктора.

Одновременно с пуском турбины приходит в действие шестерёнчатый насос, который засасывает масло из картера редуктора турбины по трубе 2 и нагнетает по трубе 3 к фильтру 4. За фильтром на трубе 5 имеется штуцер, от которого отводится трубка 6 к масляному манометру 7, указывающему давление масла в сети за фильтром. Далее масло по трубе 5 поступает в редуктор для смазки подшипников.

Отработавшее в подшипниках масло стекает по сточным каналам в картер редуктора.

## КОНСТРУКТИВНЫЕ ИЗМЕНЕНИЯ КОНДЕНСАЦИОННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

В процессе работы первых паровозов с конденсацией пара выявлены и устранены следующие конструктивные недостатки, затруднявшие эксплуатацию этих паровозов.

### Водоотделитель

Удалена цилиндрическая сетка из корпуса водоотделителя из-за частых загрязнений её отверстий замасленным шламом, чем создавалось большое сопротивление проходу пара.

### Маслоотбойник

Старый механический маслоотбойник переделан, так как в результате его испытаний была установлена малая эффективность отбойных щитков, создававших в то же время большое сопротивление проходу пара, и выявилась целесообразность раздельной очистки пара, поступающего из паровой машины и насосов. Переделка заключалась в следующем.

Вместо отбойных щитков в маслоотбойнике поставлен патрубок, соединяющий входное и выходное отверстия маслоотбойника и разделяющий маслоотбойник как бы на две полости. Пар из насосов поступает в полость, наружную по отношению к патрубку, и омывает этот патрубок, а основной поток отработавшего пара из паровой машины проходит через патрубок.

Пар из насосов смешивается с потоком из машины лишь при выходе из маслоотбойника, проходя через вырез у выходного конца патрубка.

Спускной кран маслоотбойника заменён пробковым краном 1 1/4", имеющим привод с площадки.

### Дымососное устройство

В связи с тем, что после переделки маслоотбойника в нём уменьшилось сопротивление проходу пара, соответственно уменьшилось давление за цилиндрами паровой машины, увеличился удельный объём пара и его скорость при проходе через турбину дымососа. Вследствие этого скорость вращения ротора турбины увеличилась и при работе паровоза на больших форсировках турбина стала раз-

вивать количество оборотов выше предельно допустимых, т. е. больше 4 000 об/мин.

Для того чтобы турбина работала с прежним числом оборотов, потребовалось в направляющем аппарате турбины разглушить 5 сопел из 8 ранее заглушенных. Таким образом, в настоящее время в направляющем аппарате турбины имеется 32 рабочих сопла и 3 сопла заглушены.

### Турбина воздушных вентиляторов

В редуктор турбины вентиляторов наряду с обычными ставятся зубчатые колёса с полюсным зацеплением, которые имеют передаточное число 1 : 6,75.

Зубчатые колёса большого диаметра с полюсным зацеплением изготавливаются из колёс обычного типа, вышедших из употребления по износу зубьев.

В верхней части угольного бункера тендер-конденсатора установлена труба для проводки через неё приводов к контрольным приборам — тахометру, дистанционному термометру и масляному манометру.

Изменена чрезмерно сложная масляная система турбины вентиляторов.

При переделке снимаются: масляный бак, смазочный трубопровод редуктора турбины, смесвик этого трубопровода и кронштейн масляного бака.

Схема изменённой масляной системы представлена на фиг. 2.

Существующий масляный фильтр 4 укрепляется к каркасу турбины. Смазка от шестерёчатого насоса поступает к фильтру по трубопроводу 3, от фильтров — к редуктору турбины по трубе 5, от картера редуктора смазка подводится к шестерёчатому насосу по трубе 2.

Для проверки работы шестерёчатого насоса служит масляный манометр 7, который установлен в будке машиниста и соединён с трубкой 5 посредством трубки 6.

Заливка смазки в корпус редуктора производится посредством патрубка 8 с сеткой (фильтром). Для заполнения редуктора маслом в его верхней крышке взамен ушка ввёртывается воздушник.

Для проверки уровня масла в корпусе редуктора турбины к трубе 2, подводящей смазку из корпуса редуктора к масляному насосу, присоединяется труба масломера 10. В трубу вставляется стержень масломера с метками низшего и высшего уровня смазки, что соответствует количеству смазки в корпусе редуктора 9 и 15 л. Труба масломера закрывается глухой гайкой-барашком.

Слив смазки из редуктора осуществляется при помощи запорного вентиля 9.

Для предотвращения обводнения смазки в картере редуктора турбины изменена паробойная втулка и полуфланцы подшипников турбины. Диаметр новой паробойной втулки увеличен до 140 мм против прежнего размера 100 мм. Существующий между средним корпусом турбины и корпусом редуктора канал размером 45 × 15 мм увеличен до размера 60 × 20 мм с тем, чтобы предотвратить его засорение.

Одновременно с изменением конструкции масляной системы для смазки редуктора тур-

бины взамен турбинного масла введена «турбинная смесь», имеющая большую вязкость и состоящая из 70% вискозина и 30% турбинного масла.

«Турбинная смесь» введена также для смазки редукторов вентиляторных колёс и подшипников дымососа.

### Секции конденсатора

На оборудовании тендер-конденсаторов первых выпусков находились секции с жёсткой заделкой трубок в обеих решётках. Кроме того, на трёх атмосферных трубах, сообщающих нижние коллекторы с надводным пространством бака сырой воды, устанавливались уравнильные клапаны. В свою очередь надводное пространство бака сырой воды сообщалось с атмосферой посредством вестовой трубы диаметром 89 × 82,5 мм, установленной на задней стенке тендера.

В секциях этих конденсаторов из-за жёсткого крепления в решётках от температурных деформаций имел место массовый обрыв трубок.

Кроме того, в конденсаторах с жёсткой заделкой трубок в его решётках при наличии трёх атмосферных труб с уравнильными клапанами, открывающимися при давлении 0,1 *ати*, затруднялся выход неконденсирующихся газов (воздуха) из трубок в атмосферу, что вызывало ухудшение процесса конденсации пара.

Установленный на первом тендер-конденсаторе деаэрактор для удаления воздуха из конденсатной системы в условиях работы паровоза не оправдал своего назначения.

Для предотвращения обрыва трубок жёсткая заделка их в нижних решётках была заменена скользящей посадкой с зазором 0,05 — 0,1 мм на сторону и выходом трубок из нижних решёток на величину не менее 5 мм.

Для лучшего сообщения конденсатной системы с атмосферой от нижних коллекторов в надводное пространство бака сырой воды отведено десять труб диаметром 57 × 51,5 мм без уравнильных клапанов, сечение вестовой трубы увеличено до 250 × 100 мм. Кроме того, верхняя часть бака конденсата сообщена с надводным пространством бака сырой воды посредством трубы диаметром 76 × 70 мм вместо трубы диаметром 25 × 21 мм.

Для предохранения от коррозии вводятся горячее оцинкование оребрённых трубок взамен лужения в ваннах с припоем олово—свинец — сурьма.

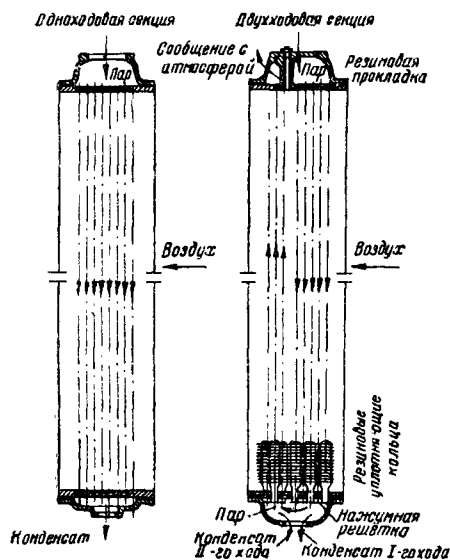
Вводится оребрение трубок навивкой неогфрированной ленты на специальных автоматических станках.

Находится в широкой эксплуатационной проверке двухходовой конденсатор, предотвращающий замерзание конденсата в трубках секций конденсатора во время рабочего хода паровоза.

Принципиальная схема этого конденсатора представлена на фиг. 3.

Если в одноходовом (типовом) конденсаторе весь пар должен конденсироваться при прохождении сверху вниз по всем оребрённым трубкам секций (от верхней к нижней крышке), то в двухходовом он проходит сверху вниз только по трубкам первого хода

которые расположены в наружных фронтовых рядах секций со стороны подвода воздуха к конденсатору. Несконденсированный пар вместе с конденсатом поступает в полость нижних крышек, откуда конденсат стекает в конденсатный бак, а пар проходит снизу



Фиг. 3. Рабочий процесс конденсации пара в секциях конденсатора паровоза СОК

вверх по трубкам второго хода, где он и конденсируется. Образовавшийся в трубках второго хода конденсат стекает вниз навстречу паровому потоку.

Процесс конденсации пара в трубках второго хода может закончиться на любой высоте трубок без опасности замерзания в них конденсата, так как эти трубки омываются воздухом, уже подогретым при омывании им трубок первого хода.

Главными характерными особенностями процесса конденсации пара в двухходовом конденсаторе являются:

работа наиболее подверженных обмерзанию трубок, расположенных в наружных рядах, с неполной конденсацией пара, которая завершается в трубках второго хода;

высокая температура конденсата. В двухходовом конденсаторе нет переохлаждения конденсата и в конденсатный бак он поступает с температурой порядка  $95 - 100^{\circ}\text{C}$ ; свободный выход в атмосферу несконденсированного пара при превышении конденсирующей способности установки.

Конструктивные особенности двухходового конденсатора заключаются в следующем. Секции двухходового конденсатора имеют верхние крышки новой конструкции, которые служат для подвода пара в трубки первого хода конденсации и для сообщения с атмосферой трубок второго хода конденсации через имеющиеся в крышках атмосферные отверстия.

Секции нового типа имеют уплотнённую посадку трубок в нижних решётках при помощи резиновых колец, которые надеваются на нижние цилиндрические концы трубок и

зажимаются между нижней и нажимной решётками. В этих секциях исключены утечки пара и конденсата через зазоры, что имело место при скользящей посадке трубок в секциях прежней типовой конструкции, при сохранении свободного перемещения трубок вдоль своей оси от температурных деформаций.

Изменена конструкция нижней крышки. Новая нижняя крышка более глубокая, в верхней части имеется уширение для утопания в ней нажимной решётки.

### Верхние автоматические жалюзи

Введены верхние автоматические жалюзи, устанавливаемые на вентиляторных трубах конденсатора. Верхние жалюзи автоматически должны открываться при числе оборотов турбины вентиляторов не более  $1500 \div 1800$  об/мин.

Верхние и введённые ранее боковые жалюзи служат для предохранения ребристых трубок от замерзания в них конденсата на стоянках и при беспарном ходе паровоза в зимнее время. Кроме того, жалюзи предохраняют секции от внешнего загрязнения пылью и изгарью на стоянках и при беспарном и рабочем ходе, а также обеспечивают возможность прогрева трубок секций при их пропаривании для очистки внутренних поверхностей трубок от замасленного шлама, который при этом теряет вязкость и свободно стекает вниз.

### Изменение конструкции бака конденсата

Для улучшения очистки конденсата от масла и предупреждения замасливания паровозного котла изменено устройство бака конденсата и введена верхняя продувка котла.

Для очистки конденсата от масла в заднем отсеке конденсатного бака выполнен маслоотстойник путём постановки перегородок (деталь 20, фиг.1), а в передней части бака у трубопровода конденсата поставлен заборный патрубок (деталь 25, фиг.1). Введение перегородок и заборного патрубка обеспечивает поддержку в баке масла, плавающего на поверхности конденсата. Для удаления этого масла из бака предусмотрен маслослив с кранами на боковых стенках бака. Для уравнивания давления в отсеках бака введено сообщение отсеков между собой в верхней части отверстиями сечением  $100 \times 50$  мм и улучшенное сообщение с атмосферой верхней части бака через надводное пространство бака сырой воды.

Верхняя продувка котла введена для удаления шлама и масла с зеркала испарения котла. Для верхней продувки котла предусмотрен лоток в передней части котла, от которого отведена труба к крану продувки, установленному на цилиндрической части котла с приводом из будки машиниста.

После введения верхней продувки котла и изменения внутреннего устройства бака конденсата угольные фильтры, применявшиеся для очистки конденсата от масла, были сняты с паровоза. Это уменьшило давление на нагнетательной линии насоса и позволило сэкономить дефицитный активированный уголь, идущий для набивки фильтров.

### Переделка питательной сети

Для упрощения конструкции и уменьшения потерь воды через неплотности соединений в питательную сеть внесены следующие изменения:

а) эжекторная коробка с запорными клапанами и приводами к ним удалена. Эжекторы перенесены: один на левую, другой на правую сторону паровоза;

б) вода от питательного клапана левого наливного бака подведена в трубу конденсата. Трёхходовой переключательный кран с паровоза снят;

в) шаровое соединение трубопровода конденсата удалено. Вода к эжекторам от конденсатной трубы подводится по резиновым рукавам, а к правому эжектору через грязеотстойник.

### Переделка водяных питательных насосов

Для упрощения конструкции и обеспечения более надёжной работы в водяных питательных насосах изменено следующее:

а) пресс-маслёнка насоса заменена простой грушевидной маслёнкой по типу установленной на паро-воздушных насосах с диаметром калиброванного отверстия в штурцере 0,4 мм;

б) изменена конструкция вспомогательного ходопеременного золотника;

в) изменена конструкция поплавка компенсаторного колпака;

г) утолщена диафрагма клапанов до 4 мм вместо 1,5 мм;

д) в корпусах всасывающего и нагнетательного клапанов удалены штифты. В качестве направляющей диафрагмы оставлен стержень;

е) введено жёсткое крепление всасывающих и нагнетательных клапанов, при этом снят водяной колпак;

ж) осуществлён подвод трубопроводов к пульсирующим манометрам в будке машиниста от труб, подводящих острый пар к насосу;

з) трубопровод для отвода выхлопного пара из ЦНД отсоединён от рубашки водяной камеры насоса и, минуя её, отводится в общий трубопровод мятного пара. Отверстия для присоединения трубопроводов мятного пара к водяной камере заглушены.

### Пароструйный эжектор и отвод пара

Сняты с оборудования пароструйные эжекторы, предназначенные для перекачивания конденсата в бак сырой воды.

Причина этого заключалась в неудовлетворительной работе эжекторов на горячей воде.

Отвод отработавшего пара из турбогенератора производится в атмосферу, но не в трубу мятного пара, как это было прежде.

Вследствие этого обеспечена равномерная работа турбогенератора, предотвращены повреждения его регулятора и этим обеспечен постоянный накал осветительных ламп.

### ЛИТЕРАТУРА И ИСТОЧНИКИ

1. Азаров И. А. и Краснобаев Н. И. Клапанное парораспределение на паровозах. Трансжелдориздат, М., 1938.
2. Бабичков А. М. О типах новых локомотивов для дорог СССР. «Железнодорожный транспорт» № 4, 1945.
3. Бабичков А. М. Об основных характеристиках новых локомотивов на послевоенный период. Труды МЭМИИТ, вып. 52. Трансжелдориздат.
4. Гибшман А. Е. Эксплуатационно-экономические требования к перспективным локомотивам, «Техника железных дорог» № 7, 1945.
5. Гурский П. А. Паровоз серии СУМ и его тягово-теплотехнические характеристики. Трансжелдориздат, М., 1948.
6. Евенко В. И., Белов В. Ф., Белянкин А. А. Теория и расчёт паровоза. Трансжелдориздат, М., 1951.
7. Золотников С. С. К вопросу о нормировании уравнивания паровозов. «Техника железных дорог» № 10, 1949.
8. Иванов В. Н. Методика уравнивания паровозов. В кн. Труды МЭМИИТ, вып. 54, 1948.
9. Иванов В. Н. Новая методика расчёта штанг паровозных дышл. В кн. Труды МЭМИИТ, вып. 52, 1945.
10. Исаакян О. Н. и Астахов П. Н. Результаты испытаний паровоза ЭМ. Трансжелдориздат, М., 1947.
11. Карташев Н. И. Курс паровозов, изд. 4. Трансжелдориздат, М., 1941, ч. 2, Паровозная машина.
12. Кислик Д. А. Влияние усилия ведущего дышла и силы тяги на крюке на нагрузку осей и колёс паровоза. Ростовиздат, Известия РИИЖТ, 1940.
13. Королёв К. П. Вписывание паровозов в кривые участки пути. Трансжелдориздат, М., 1950.
14. Львов Д. В. и Воробьёв Г. И. Устойчивость паровоза в кривой» «Транспортное машиностроение» № 9, М., 1937.
15. Лугинин Н. Г. Паровоз Л. Трансжелдориздат, М., 1950.
16. Мучкин И. Н. Графо-аналитическое исследование динамики паровозного механизма. Трансжелдориздат, М., 1947. Труды ЦНИИ, вып. 5, 1947.
17. Николаев И. И. Теория и конструкция паровозов, ч. II. Машгиз, М., 1939.
18. Паровоз «Феликс Дзержинский». Редбюро Локомотивпроект, М., 1934.
19. Паровозы. Общий курс конструкций и элементы теории. Под ред. Сыроматникова С. П. и Чиркова А. А. Трансжелдориздат, М., 1949.
20. Серенсен С. В. Прочность валов и осей в связи с напесовкой деталей. Сборник статей института машиностроения АН СССР, М., 1944.
21. Серенсен С. В. и др. Динамическая прочность в машиностроении. Машгиз, М., 1945.
22. Скепский П. А. Паровоз. Трансжелдориздат, М., 1950.
23. Славгородский Ф. Я. Опытные локомотивы. Трансжелдориздат, М., 1949.
24. Сломьянский А. В. Напряжения в брусковых рамах. «Локомотивостроение» № 1(10) 1935. Определение напряжений в раме паровоза ИС20-1 при подъёме на домкратах. «Локомотивостроение» № 4(13) 1935.
25. Сломьянский А. В. Вписывание в кривые паровоза серии ИС. «Транспортное машиностроение» № 11, 1938.
26. Сломьянский А. В. и Чирков А. А. Проектирование паровозов, т. II, М.—Л., Машгиз, 1940.
27. Чистов В. К. и Михайлов А. В. Паровоз Л. М-во трансп. машиностроения, М., 1948.
28. Шахуняц Г. М. Устройство железнодорожного пути, т. III, Трансжелдориздат, М., 1944.
29. Энциклопедический справочник «Машиностроение», т. XIII, М., Машгиз, 1949.
30. Януш Л. Б. и др. Конструкции и расчёт паровозов. М.—Л., Машгиз, 1950.
31. Правила технической эксплуатации железных дорог Союза ССР. М., Трансжелдориздат, 1952.

# ПАРОВОЗЫ УЗКОЙ КОЛЕИ



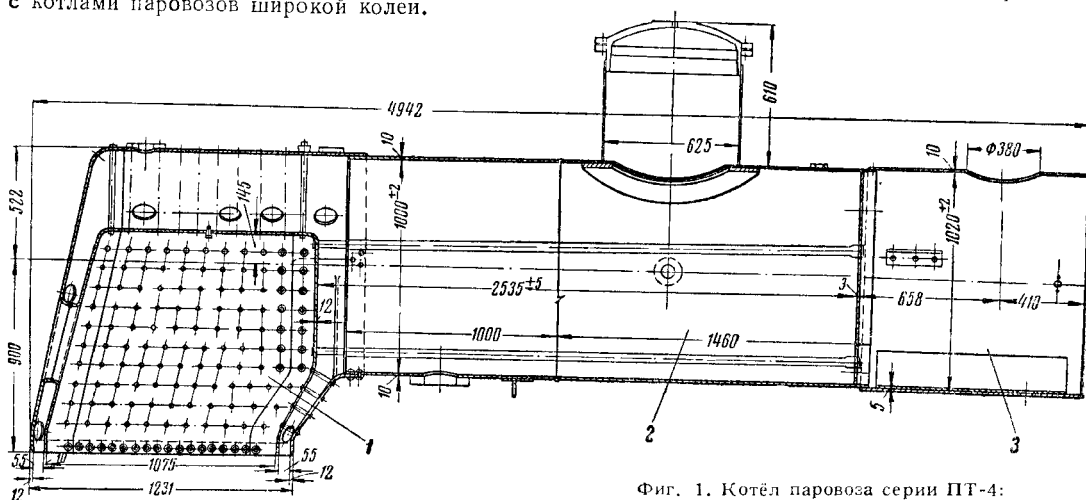
## КОТЁЛ

Узкоколейные паровозы имеют котлы трубчатого типа с внутренней топкой.

На фиг. 1 изображён котёл паровоза серии ПТ-4. Основные части котла однотипны с котлами паровозов широкой колеи.

проектировании по данным практики паровозостроения.

Огневые коробки современных узкоколейных паровозов изготавливают цельносварными



Фиг. 1. Котёл паровоза серии ПТ-4:

1—топка; 2—котёл; 3—дымовая коробка

### Топка

Отличительной особенностью устройства топки узкоколейных паровозов является наличие шинельного листа в деталях огневой коробки и кожуха топки. Шинельный лист образует потолок и боковые стенки. Такая конструкция встречается и у паровозов широкой колеи малой мощности. Шинельный лист огневой коробки паровозов серии ВП состоит из трёх листов — потолка и двух боковых. Листы огневой коробки изготавливаются из стали марки Ст. 3Т (ГОСТ 399-41). Материал листов кожуха топки — сталь марки Ст. 3К (ГОСТ 399-41).

Первые выпуски узкоколейных паровозов<sup>1</sup> серий К и О (тип 63), серии Н (тип 86) и тип 157-К Коломенского завода строились с огневыми коробками из красной меди.

В табл. 1 даны главные размеры огневой коробки и кожуха топки для различных типов паровозов колеи 750 мм. Толщину листов огневой коробки и кожуха выбирают при

(паровозы типа 159, серий ПТ-4, ВП-1, ВП-2, К<sup>ч</sup>-4 и др.), причём сварка осуществляется встык (фиг. 2). Сварные швы размещают между рядами связей.

В 1939—1940 гг. проф. М. И. Волским была предложена модернизация котла узкоколейного паровоза путём применения безсвязевой топки. На фиг. 3 изображена топка такого котла опытного паровоза серии 157-С. Плоская часть задней трубчатой решётки и шинельный лист по периметру укреплены приваренными рёбрами толщиной 15 мм, высотой 74 мм с расстоянием между рёбрами 90 мм. Топка выгодно отличается отсутствием анкерных болтов и связей.

В табл. 2 приведены основные размеры топки обычного паровоза типа 157-С и топки, предложенной проф. Волским.

Воткинский машиностроительный завод с 1948 г. выпускает паровозы серии ВП-2, у которых топка имеет огневую коробку с волнистым потолком (фиг. 4). При волнистом потолке отпала надобность в анкерных болтах. Шаг между жёсткими связями увеличен,

<sup>1</sup> Об осевых формулах стандартных типов узкоколейных паровозов см. стр. 426.

В тексте за исключением табл. 1 осевые формулы не приводятся.

Огневая коробка и кожух

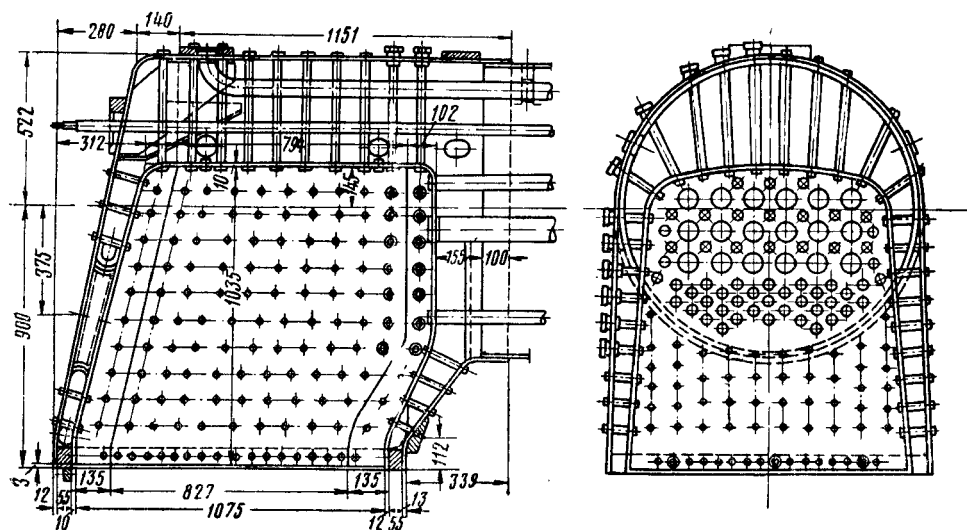
Таблица 1

Элементы характеристики	Единица измерения	Танк-паровоз 0-2-0 и 0-3-0	0-3-0 типа 86	0-4-0 типа 63	0-4-0 типа 156	0-4-0 157-К	0-4-0 157-С	0-4-0 серии ПТ-4	0-4-0 серии ВП-1	0-4-0 серии ГР-6	0-4-0 серии ОП-2
<b>Огневая коробка:</b>											
длина внутри . . . . .	мм	500	500	1 491	792	1 381	1 393	1 075	982	1 470	1 097
		600	691	1 536	910	1 419	1 419		1 075	1 660	1 100
ширина внутри <sup>1</sup> . . . . .	»	600	645	890	768	950	972	936	800	963	660
высота (глубина) <sup>1</sup> . . . . .	»	1 020	781	1 112	960	1 140	1 130	1 045	940	968	660
		880	840								
толщина задней стенки . . .	»	13	12	11	10	14	10	10	10	10	10
						11					
толщина шинельного листа .	»	13	12	11	10	14	10	10	10	10	10
						11					
толщина задней решётки . .	»	23	25	23	13	25	15	12	12	15	12
		13	12	13		15					
<b>Кожух:</b>											
толщина стенок . . . . .	»	12	12	14	12	13	13	12	12	13	10
				13							
толщина потолка . . . . .	»	12	12	14	12	13	13	12	12	13	10
Расстояние между стенками											
огневой коробки и кожуха у	»	60	50	55	55	65	65	55	55	70	50
топочной рамы . . . . .											
Расстояние между боковыми											
стенками огневой коробки и	»	70	70	75	75	100	93	100	90	70	50
кожуха на высоте потолка . .											
Поверхность нагрева топки . .	м²	2,38	2,21	5,43	3,23	5,4	5,5	4,65	4,65	6,04	3,52
Площадь колосниковой решёт-											
ки <sup>3</sup> . . . . .	»	0,612	0,539	1,01	0,718	1,32	1,45	1,01	1,02	1,60	0,69
				1,15							
Давление пара в котле . . . .	ат	12	12	11 и 12	13	13	13	13	13	13	13
Объём топочного пространства	м³	0,45	0,49	0,93	0,60	1,30	1,34	1,004	1,004	1,6	0,56

<sup>1</sup> Числитель — размер по верху, знаменатель — размер по низу огневой коробки.

<sup>2</sup> Высота огневой коробки — расстояние по вертикали от нижней кромки топочной рамы до внутренней поверхности потолка огневой коробки.

<sup>3</sup> Числитель — площадь колосниковой решётки первых выпусков паровозов (до 1917 г.); знаменатель — паровозов постройки 1918—1926 гг.



Фиг. 2. Цельносварная огневая коробка паровоза серии ПТ-4

а общее количество связей уменьшено с 424 до 207; диаметр жёстких связей увеличен с 19 до 20 мм. Количество и расположение люков в кожухе топки и на ухватном листе

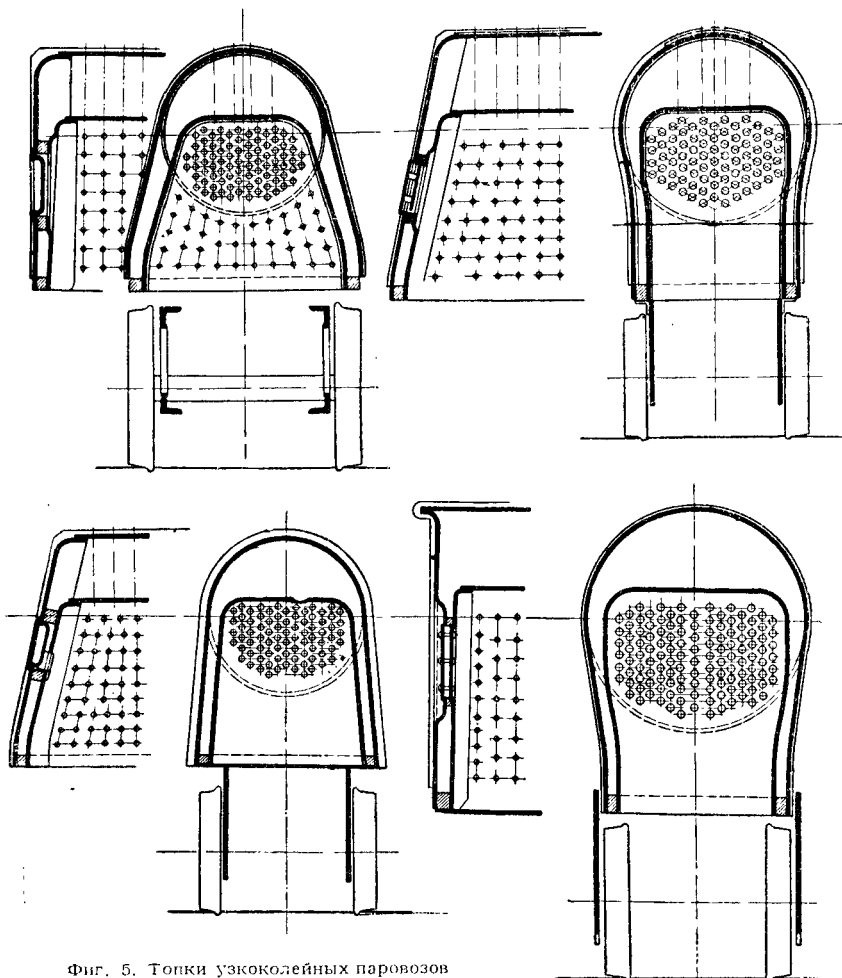
изменено и увязано с конструкцией волнистого потолка. Против каждой впадины потолка для удобства её чистки сделан отдельный люк.



Благодаря волнистому потолку огневой коробки значительно упростилась технология изготовления, а в эксплуатации облегчился уход за паровозным котлом и ремонт топки.

**Форма и размеры топок.** Топки узкоколейных паровозов (фиг. 5) различают:

I. По ширине внизу: а) узкие, лежащие между внутренними рамными листами (внутри рамы), — паровозы серии Н (тип 86); б) полуширокие, помещаемые над рамой между бандажами колёс, — паровозы серий К и О (тип 63);



Фиг. 5. Топки узкоколейных паровозов

в) широкие, помещаемые над колёсами, — паровозы типов 159 и 157, серий ПТ-4, ВП-1, ВП-2, ГР-6.

II. По форме кожуха: а) с радиальным потолком кожуха, радиус которого равен радиусу заднего барабана котла (паровозы серий К, О, типа 159, серий ПТ-4, ВП-1 и ГР-6); б) с плоским потолком кожуха (паровозы типа 157).

**Детали крепления топки и кожуха.** На паровозах серий ВП-1 и ВП-2 листы кожуха топки и огневой коробки приварены к топочной раме без постановки заклёпочного шва. Ширина сечения топочной рамы 65 мм (паровозы типов 63 и 157), 70 мм (паровоз серии ГР)

и 50 мм (паровоз типа 86). Внизу листы огневой коробки и кожуха скрепляют по периметру заклёпками с топочной рамой, которая имеет квадратное или прямоугольное сечение. Материал — углеродистая сталь по ГОСТ 2591-44, иногда сталь Ст. 3. Заклёпочный шов бывает односторонним (паровозы серии Н типов 86, 159, серий ПТ-4, ГР) или двусторонним (паровозы типов 63 и 157).

Для чеканки нижних кромок всех стенок огневой коробки и кожуха нижние грани топочной рамы выступают несколько

вниз на 2 — 3 мм ниже кромок листов топки.

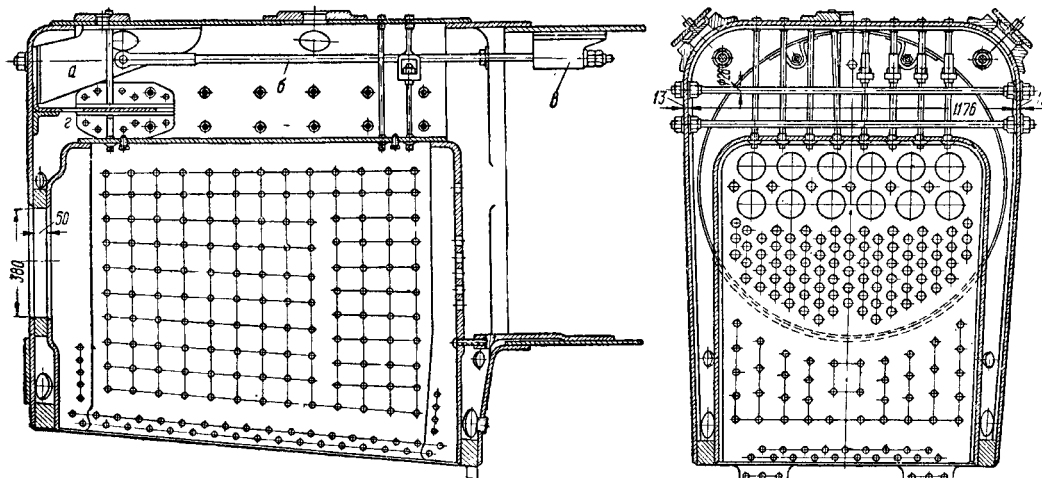
Задний лист огневой коробки, помимо топочной рамы и связей (см. ниже), скрепляется с лобовым листом кожуха ещё шуровочным кольцом по периметру шуровочного отверстия. Форма шуровочного кольца в свету у узкоколейных паровозов чаще делается круглая. На фиг. 6 показано шуровочное кольцо паровозов типов 86 и 159. Иногда для уменьшения толщины кольца применяют высадку заднего листа или лобового. На фиг. 7 показана топка паровоза типа 157-К, имеющая шуровочное кольцо с высадкой заднего листа. За счёт высадки всё соединение имеет несколько меньшую жёст-

Фиг. 6. Круглое шуровочное кольцо топки



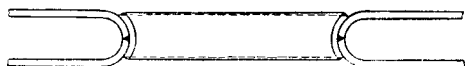
кость и реже наблюдается течь заклёпок шуровочного кольца. Материал шуровочного кольца—сталь Ст. 3.

В настоящее время широкое применение нашло скрепление в шуровочном отверстии листов огневой коробки и лобового сваркой встык в месте горловин (фиг. 8). Сварку производят V-образным швом. Конструкция простая, лёгкая. Жёсткость соединения меньшая, чем при обычном шуровочном кольце. Такой тип соединения применён на паровозах серий ПТ-4, ВП-2, К<sup>ч</sup>-4 и др.



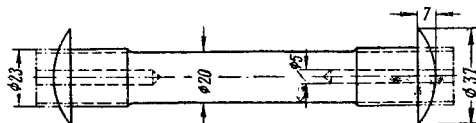
Фиг. 7. Топка паровоза типа 157-К

Все плоские места стенок огневой коробки и кожуха укреплены распорными жёсткими и подвижными связями.



Фиг. 8. Сварное шуровочное отверстие паровоза серии ПТ-4

Потолок огневой коробки укрепляют анкерными болтами, которые в зависимости от формы потолка располагают вертикально или радиально.



Фиг. 9. Распорная (боковая) парезная связь

Распорные связи на паровозах старой постройки имеют утолщённые концы с резьбой. Выступающие концы (фиг. 9) расклёпывались в холодном состоянии. Для наблюдения за целостностью связей в них просверливались контрольные отверстия (диаметром 5 мм) на длину, равную нарезанной части связи +10 мм.

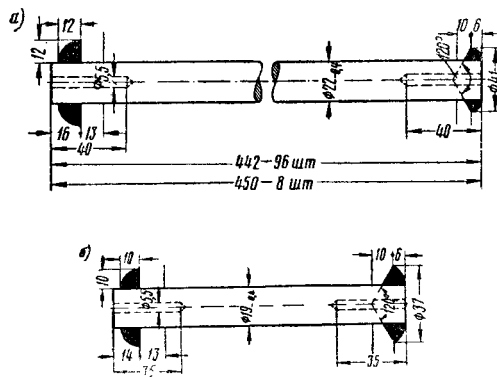
ГОСТ 586-41 для котельных связей и анкерных болтов предусматривает сталь горячекатаную углеродистую. Стандарт этот рас-

пространяется на круглую мареновскую сталь марок Ст. 1, Ст. 2 и Ст. 3 по ГОСТ 380-50.

В табл. 3 даны главные размеры и число потолочных распорных связей, лапчатых связей и тяжей в топках некоторых серий узкоколейных паровозов.

**Вварные связи и анкерные болты.** Связи представляют собой кусок круглой стали диаметром 19—23 мм с контрольными отверстиями по концам. Они свободно вставляются в отверстия листов и привариваются снаружи к кожуху, а со стороны огня—к стенкам огне-

вой коробки. На фиг. 10 представлены анкерные болты (а) и вварные связи (б) паровозов типа 157-С.



Фиг. 10. Вварные анкерные болты и связь

**Подвижные связи.** На узкоколейных паровозах применяют следующие типы подвижных связей: а) балочки Арциша (фиг. 11), б) фонарные и в) шарнирные.

Балочки Арциша используют на старых узкоколейных паровозах серий К, О, Ф и на некоторых других.

Фонарный тип (фиг. 12) подвижных связей имеется только на паровозах старой постройки серий К, О и типа 157-К.

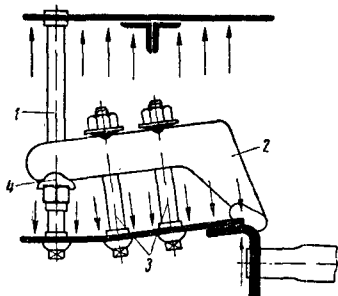
Подвижная связь шарнирного типа имеет шаровую головку, которая, во избежание

Распорные болты, связи и тяжи узкоколейных паровозов

Таблица 3

Элементы характеристики	Единица измерения	Тип и серия паровозов							
		тип 86	тип 63	тип 159	157-К	157-С	серия ПТ-4	серия ГР-6	серия ОП-2
Общее количество анкерных болтов	шт.	18	78	36	96	120	100	78	40
Количество потолочных связей по рядам:									
вдоль топки	»	3	13	6	12	15	10	13	10
поперёк топки	»	6	6	6	8	8	10	6	4
Расстояние между анкерными болтами:									
в продольном направлении	м.м	100	105	98	98	90	—	104,5	100
в поперечном направлении	»	85	140	96	—	97	—	115	120
Диаметр анкерных болтов	»	22	24	22	22	22	23	22	20
Число связей:									
на боковых стенках	шт.	94	256	150	251	304	226	330	200
на лобовом листе	»	56	61	71	58	80	71	44	56
на смычном листе	»	35	40	25	40	40	46	90	44
Всего о распорных связях	»	185	382	256	352	424	343	464	300
Диаметр распорных связей	м.м	19,5	21	20	20	19	19	16	16
Количество лапчатых связей	шт.	6	8	7	9	9	0	9	—
Диаметр лапчатых связей	м.м	19,5	23,5	23	23	23	—	24	—
Поперечные тяжи:									
число рядов	—	1	1	1	2	2	—	1	—
количество в ряду	шт.	1	3	4	6	7	—	5	—
всего	»	1	3	4	12	14	—	5	—
Продольные тяжи:									
число	»	—	—	—	4	4	—	—	—
диаметр	м.м	—	—	—	28	28	—	—	—

порчи листа кожуха, опирается на приваренную к нему втулку (фиг. 13). Шаровая головка и опорная поверхность втулки для устранения заеданий обрабатываются. Со стороны огня связь ставится на резьбе и расклёпывается или, что чаще, приваривается к стенке огневой коробки. Контрольные отверстия в шарнирных связях сверлят только со стороны огневой коробки.



Фиг. 11. Балочки системы Арциша

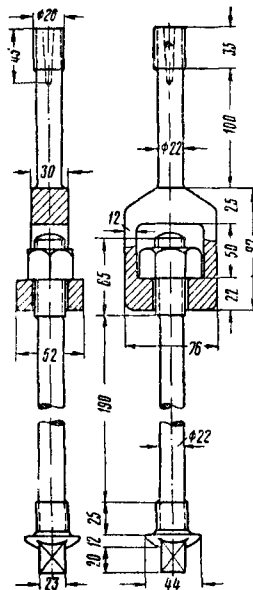
Такие связи и анкерные болты применены в топках паровозов типа 157-С, серий ПТ-4, К<sup>ч</sup>-4, ВП-1.

Конструкция лапчатой связи (фиг. 14) паровозов узкой колесной колеи такая же, как и у ширококолейных паровозов. В настоящее время связи ставят сварными вместо нарезных расклёпанных.

Лапчатая связь у паровоза серии ГР-6 представлена на фиг. 15.

Материал связи — сталь марки Ст. 1, лапы — сталь марки Ст. 3.

Паровозы серий ПТ-4, ВП-1, ВП-2 и подобные им К<sup>ч</sup>-4, К<sup>п</sup>-4 лапчатых связей не имеют.



Фиг. 12. Подвижная анкерная связь фонарного типа

На фиг. 7 показаны поперечные тяжи паровоза типа 157-К, имеющего плоский потолок кожуха топки. По обоим концам тяжи проходят в отверстия, сделанные в боковых стенках кожуха, и укрепляются при помощи двух гаек с шайбами. Соединение должно быть гер-



Цилиндрическую часть котла и переднюю решётку паровозов, построенных до 1940 г., изготавливали из углеродистой стали Ст. 2, в последующие годы для этой цели используют специальную листовую сталь ЗК по ГОСТ 399-41.

Толщина листов барабанов котла узкоколейного паровоза рассчитывается так же, как и листы паровозов широкой колён.

### Сухопарник (паровой колпак)

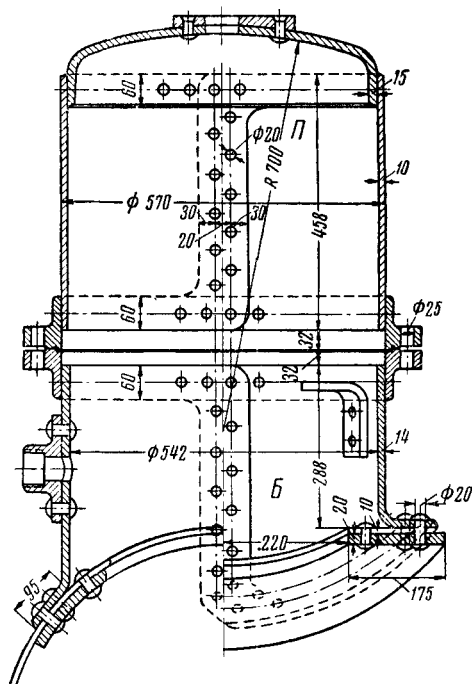
Сухопарник устанавливают на цилиндрической части котла, обычно вблизи дымовой коробки. В верхней части сухопарника помещается регуляторный клапан.

Узкоколейные паровозы имеют сухопарники трёх конструкций: 1) со съёмным барабаном, 2) со съёмной стальной литой крышкой, 3) сварную — со съёмной крышкой.

На фиг. 18 показан съёмный сухопарник паровоза типа 86, имеющий в нижней части сидище Б, к которому болтами, стягивающими фланцы Ф, прикрепляется верхняя часть сухопарника П.

На фиг. 19 изображён сухопарник паровоза типа 159 со съёмной крышкой.

На фиг. 20 изображён сухопарник современных узкоколейных паровозов (серий ПТ-4, К<sup>ч</sup>-4 и ВП-1) сварной конструкции со съёмной стальной крышкой.



Фиг. 18. Сухопарник паровоза типа 86

Таблица 4

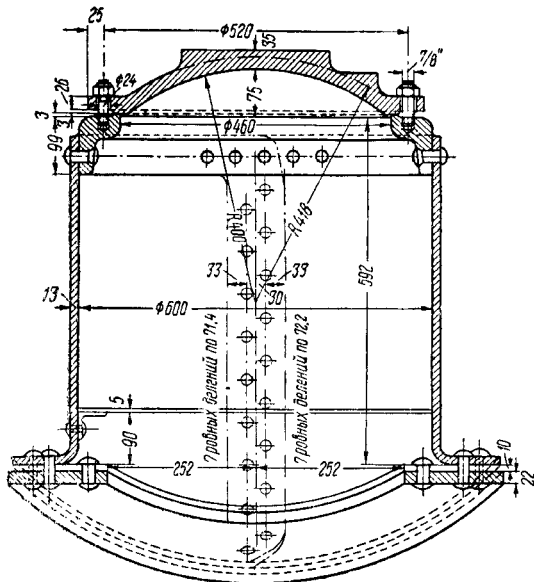
Цилиндрическая часть котла узкоколейных паровозов

Элементы характеристики	Единица измерения	Тип и серия паровозов								
		86-Н	63-К	157-К	157-С	159	ПТ-4	ВП-2	ГР-6	ОП-2
Количество барабанов цилиндрической части . . .	шт.	2	2	2	2	2	1	1	1	2
Длина барабанов . . . . .	мм	1 295	1 320	1 393	1 393	1 317	2 460	2 425	2 617	$\frac{696}{896}$
Швы барабанов:		Заклёпочные				Частично сварные	Сварные			
продольные . . . . .	—	То же					То же	То же	То же	То же
поперечные . . . . .	—	То же				То же	То же	То же	То же	То же
Количество накладок . . .	шт.	2	2	2	2	2	—	—	—	—
Количество рядов заклёпок в продольном шве . . . .	»	2	2	2	2	2	—	—	—	—
Диаметр заклёпок . . . . .	мм	20	20	19,5	20	20,0	—	—	—	—
Диаметр котла <sup>1</sup> :										
внутренний . . . . .	»	$\frac{765}{785}$	$\frac{1 024}{1 050}$	$\frac{1 076}{1 100}$	$\frac{1 100}{1 124}$	$\frac{900}{920}$	1 000	1 000	1 100	760
наружный . . . . .	»	$\frac{905}{925}$	$\frac{1 076}{1 100}$	$\frac{1 124}{1 148}$	$\frac{1 148}{1 172}$	$\frac{940}{960}$	1 020	1 020	1 128	780
Толщина стенок котла . . .	»	10	13	12	12	10	10	10	14	10
Толщина передней решётки	»	20	20	20	15	20	13	17	25	20
Толщина задней решётки <sup>2</sup>	»	$\frac{25}{13}$	$\frac{23}{13}$	$\frac{25}{15}$	15	13	12	14	15	12
Расстояние между решётками . . . . .	»	2 530	2 700	2 700	2 700	2 530	2 535	2 535	2 600	1 700
Общая длина котла с топкой и дымовой коробкой . .	»	3 895	4 930	5 378	5 388	4 605	4 942	4 942	5 635	3 740
Давление пара в котле . .	ати	12	11	13	13	13	13	13	13	13

<sup>1</sup> В числителе указан диаметр котла паровозов выпуска до 1918 г., в знаменателе — паровозов последующих выпусков.

<sup>2</sup> В числителе указана толщина медных огневых решёток, которыми была оборудована часть паровозов указанных типов, а в знаменателе — стальных.

В табл. 5 приведены основные размеры сухопарников узкоколейных паровозов.



Фиг. 19. Сухопарник паровоза типа 159

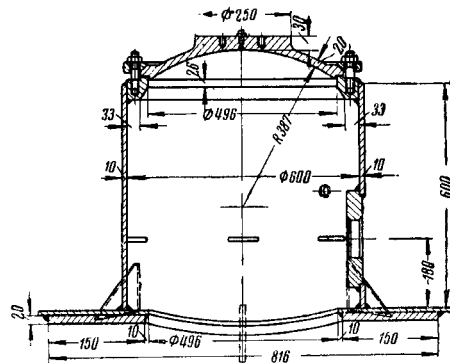
Бараны сухопарников узкоколейных паровозов изготавливают из стали марки Ст. 2 и Ст. 3К.

Вырез для сухопарника укреплен специальной кольцевой накладкой, которая приклепывается к месту (фиг. 20)

Размеры водяных промежутков между трубами принимаются от 30 до 50 мм.

Ориентировочные размеры труб, мостиков и отверстий для них приведены в табл. 6 и 7.

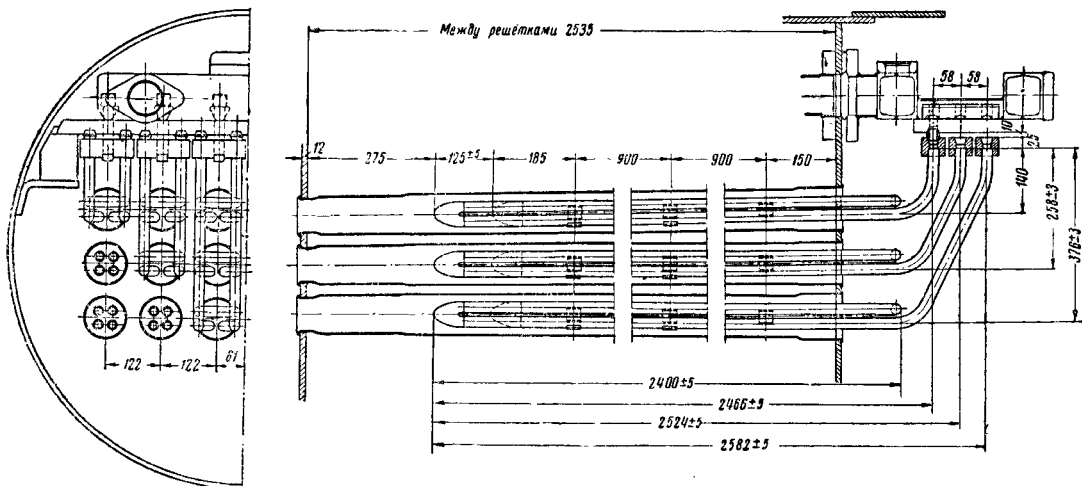
Расстояния между решётками узкоколейных паровозов обычно принимают: для паровозов колес 1000 мм — от 3,0 до 4,5 м, колес 750 мм — от 2,5 до 3,0 м, колес 600 мм — от 2,2 до 2,6 м.



Фиг. 20. Сухопарник паровозов серий ПТ-4, К<sup>4</sup>-4 и ВП-1

### Пароперегреватели

Современные типы отечественных узкоколейных паровозов оборудованы жаротрубными пароперегревателями (фиг. 21).



Фиг. 21. Жаротрубный пароперегреватель паровоза серии ПТ-4

### Дымогарные и жаровые трубы

Дымогарные и жаровые трубы узкоколейных паровозов изготавливают цельнотянутыми из малоуглеродистой стали (ГОСТ 3099-46).

Способ постановки и укрепления труб такой же, как и у паровозов широкой колес.

Жаротрубные пароперегреватели делятся: по диаметру — на широкотрубные и мелкотрубные; по типу элемента пароперегревателя — на четырёхтрубные двухоборотные с расположением каждого элемента в одной жаровой трубе и восьмитрубные, у которых каждый элемент располагается

Сухопарники узкоколейных паровозов  
(размеры в мм)

Таблица 5

Элементы характеристики	Тип и серия паровозов								
	86-Н	63-К	157-К	157-С	159	ПТ-4	ВП-2	ГР-6	ОП-2
Диаметр (внутренний) . .	550	650	600	600	600	600	625	550	400
Высота . . . . .	885	795	675	692	671	600	610	587	175
Толщина стенок . . . . .	$\frac{10}{14}$ *	15	13	10	13	10	10	13	10
Толщина крышки . . . .	15	36	20	20	18	20	20	13	25
Диаметр выреза цилиндрической части котла для сухопарника . . . .	440	564	504	496	500×504	496×535	510×535	530	400
Тип продольного шва . .	Клёпанный			Сварной Приварено	Клёпанный Заклёпками	Сварной Приварено			
Способ укрепления седла крышки . . . . .	Заклёпками								
Число шпилек, укрепляющих крышку . . . . .	На заклёпках	28	28	30	28	30	28	34	—
Толщина накладки, укрепляющей вырез котла	20	22	22	20	22	20	20	25	—

\* Числитель — для верхней, знаменатель — для нижней части.

Размеры мостиков и отверстий для труб

Таблица 6

Тип или серия паровоза	Размеры отверстий для труб в мм				Размеры мостиков в мм			
	дымогарных		жаровых		дымогарных труб		жаровых труб	
	в решётке				на решётке			
	передней	задней	передней	задней	передней	задней	передней	задней
86-Н . . . .	40,0	36,0	—	—	—	—	—	—
ОП-2 . . . .	50,0	37,5	76,0	56,0	12	23	84/57	80/14
157-К . . . .	48,0	36,0	126,0	95,0	58/13	66/21	24/24	64/45
157-С . . . .	47,5	38,0	136,0	100,0	58,5/13,5	66/20	29/26	50/47
159 . . . . .	58,0	38,0	94,0	71,0	58/13	72/18	28/24	36/36
ПТ-4 . . . .	48,0	38,0	93,0	63,0	—	—	—	—
ГР-6 . . . .	50,0	33,5	76,0	52,0	—	—	80/15	85/30

Примечание. Числитель — вертикальный размер, знаменатель — горизонтальный размер мостика.

в четырёх жаровых трубах небольшого диаметра.

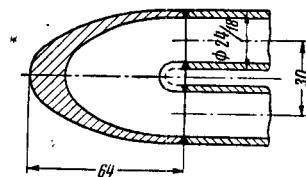
Основные характеристики пароперегревателей узкоколейных паровозов даны в табл. 8.

Колпачки элемента почти всегда приваривают встык (фиг. 22) так, чтобы образовать плавную обтекаемую поверхность как внутри, так и вне элемента (с газовой стороны).

Элементы пароперегревателя соединяются с коллектором двумя способами:

а) концы элемента укреплены в соединительном фланце; для большей плотности между фланцем и коллектором ставится конусная втулка. Фланец имеет в середине отверстие, через которое проходит натяжной болт (фиг. 23);

б) соединительные фланцы надевают на трубки до постановки головок. Головка верх-



Фиг. 22. Сварной колпачок элемента пароперегревателя

ним концом заходит в гнездо коллектора, а нижним опирается на прокладку

Таблица 7

## Трубы дымогарные и жаровые

Элементы характеристики	Единица измерения	Тип и серия паровозов							
		86-Н	63-К	157-К	157-С	159	ПТ-4	ГР-6	ОП-2
Дымогарные трубы:									
количество . . . . .	шт.	80	132/136	81/90	80	57	56	9	9
диаметр . . . . .	мм	38/33,5	43/33	45/40	44,5/39,5	44,5/39,5	44,5/39,5	44,5/39,5	44,5/39,5
длина $L_0$ (для за- каза) . . . . .	»	2 590	2 756	2 740+20	2 740+20	2 600+23	2 590	2 656	1 750
Жаровые трубы:									
количество . . . . .	шт.	—	—	12/12	12	12	18	61	19
диаметр . . . . .	мм	—	—	121/113	133/125	89/82,5	89/82	70/65	70/64
длина $L_{жс}$ . . . . .	»	—	—	2 740+20	2 740+20	2 600+23	2 600	2 656	1 750
Поверхность нагрева:									
дымогарных труб	м <sup>2</sup>	24,16	4,69	30,91	30,2	20,38	19,85	2,90	1,0
жаровых труб . .	»	—	6,0	34,33	13,3	8,49	12,65	33,95	6,58
Ориентировочный вес:									
одной трубы дымо- гарной . . . . .	кг	5,25	—	6,5	7,14	7,14	6,80	7,0	—
жаровой . . . . .	»	—	—	31,51	35,13	17,86	19,50	63,0	—
на паровоз:									
дымогарных . . . .	»	42,0	—	378,12	571,2	407,0	380,8	11,0	—
жаровых . . . . .	»	—	—	—	421,56	211,32	351,0	704,0	—

Таблица 8

## Пароперегреватели узкоколейных паровозов

Элементы характеристики	Единица измерения	Тип и серия паровозов							
		122	157-К	157-С	159	ПТ-4	ВП-2	ГР-6	ОП-2
Система пароперегревателя . . . . .	—	Широкотрубный						Мелко- трубный	Широко- трубный
Количество оборотов . . .	—	Четырёхтрубный двухоборотный						Двухоборотный	
Поверхность нагрева пароперегревателя (газовая) . . . . .	м <sup>2</sup>	12,86	13,2	13,23	8,35	13,48	13,48	18	3,3
Количество элементов . .	шт.	12	12	12	12	18	18	16	19
Диаметр перегревателей- ных трубок . . . . .	мм	28/35	27/24	28/35	18/24	18/24	18/24	15/20	15/20
Расстояние до решётки от перегревательных трубок:									
длинных . . . . .	»	550	500	350	350	275	275	—	350
коротких . . . . .	»	410	700	500	480	400	400	—	390
Диаметр жаровых труб . .	»	113/121	113/121	125/133	82,5/89	82/89	82/89	65/70	65/70
Количество жаровых труб	шт.	12	12	12	12	18	18	64	19
Тип коллектора . . . . .	—	Литой чугун- ный	Литой сталь- ный	Свар- ной	Литой стальной	Сварной		Литой стальной	
Способ соединения элемен- тов с коллектором . . .	—	Шаровое		Конус- ное	Шаровое	Конусное		Шаровое	Конусное

ко л ь ц о, имеющее в верхней части сферическую, а в нижней—плоскую поверхность. Фланец прижимается к коллектору нажимным болтом (паровоз типа 159).

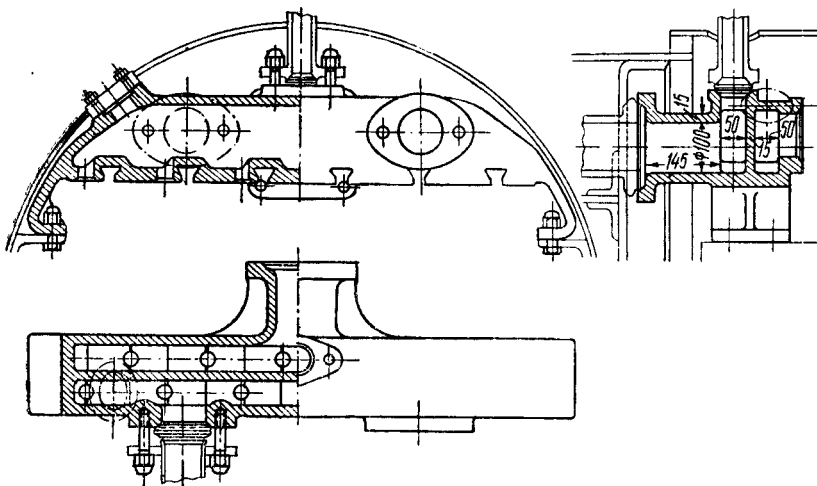
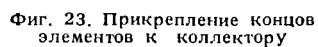
Трубки элементов, колпачки и хомутики изготовляют из стали Ст. 2.

Соединительные фланцы элементов изготовляют из стали Ст. 3, а натяжные болты,

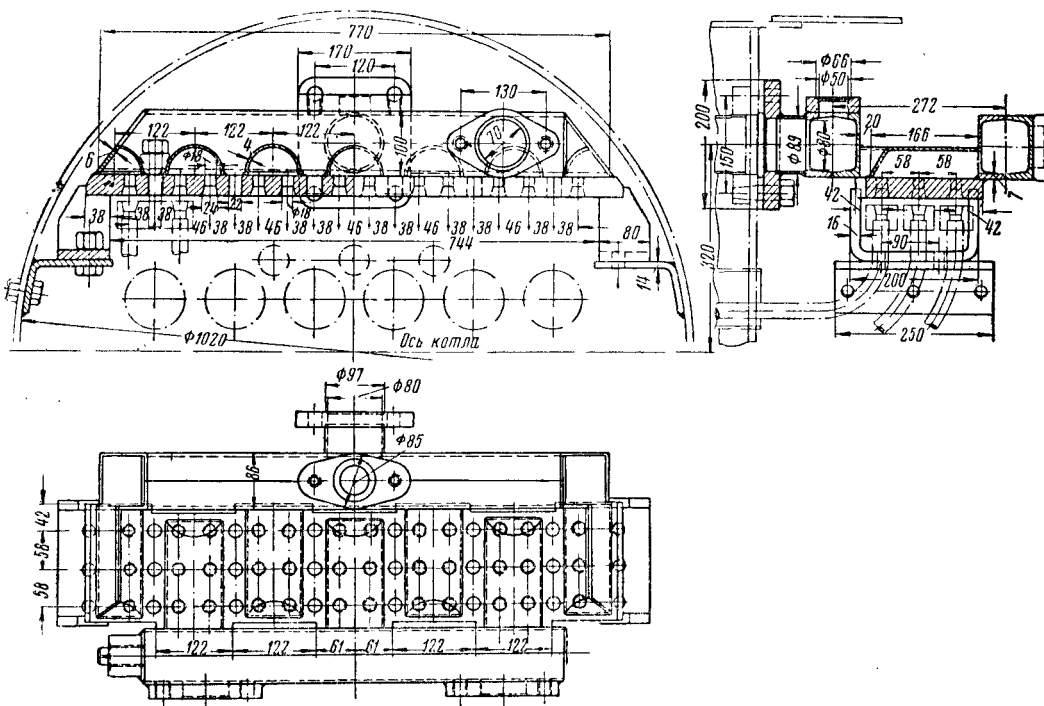
прокладные кольца и конусные втулки — из стали Ст. 5.

Коллекторы перегревателя изготовляют литыми из стали или чугуна (фиг. 24); а также сварными (фиг. 25).

Стенки патрубка и перегородки изготовлены из листовой стали Ст.2, а днище и фланцы—из стали Ст. 3.



Фиг. 24. Коллектор  
пароперегревателя  
литой



Фиг. 25. Коллектор пароперегревателя сварной





Таблица 9  
Основные данные о люках и лазах

Месторасположение люков и лазов	Количество	Форма отверстия	Расположение длинной оси
Непосредственно над топочной рамой, по одному на каждом углу кожуха . . . . .	4	Овальное	Вертикально
На вертикальных загибах лобового листа кожуха на высоте потолка огневой коробки, по одному-два люка с каждой стороны . .	2—4	То же	То же
На боковых стенках кожуха на высоте потолка огневой коробки, по одному-два люка с каждой стороны . .	2—4	»	Горизонтально
На вертикальных загибах лобового листа кожуха на высоте шуровочного отверстия . . . . .	1—2	»	Вертикально
На вертикальных загибах смычного листа кожуха, по одному с каждой стороны . . . . .	2	»	То же
В передней решетке внизу под дымогарными трубами . . . . .	1	»	Горизонтально
Внизу заднего или переднего звена цилиндрической части котла . . . . .	1	Круглое	—

### Дымовая коробка

Дымовая коробка узкоколейных паровозов соединяется с цилиндрической частью котла тремя способами:

1) простым заклёпочным швом с передним барабаном;

2) с помощью прокладного кольца между первым барабаном и дымовой коробкой;

3) по периметру переднего барабана котла приклепывается или приваривается угольник, которым решётка прикрепляется к цилиндрической части котла. Сама решётка имеет диаметр больший, чем у переднего барабана цилиндрической части, и по периметру отогнута. С барабаном дымовой коробки она соединяется заклёпочным швом.

В обоих последних случаях диаметр дымовой коробки больше диаметра цилиндрической части.

В нижней части дымовой коробки обычно кладётся защитный лист толщиной 5—6 мм, который предохраняет основной лист от прогорания и коррозии.

Конструкция дымовой коробки должна быть жёсткой, а соединение её с цилиндрической частью очень прочным, так как она является узлом, связывающим котёл с рамой паровоза.

Дымовая коробка должна быть герметичной.

Спереди дымовой коробки приклепывается или приваривается obligatory угольник, к которому прикрепляется на прокладке дверца дымовой коробки.

На фиг. 29 изображена дверца дымовой коробки паровоза типа 159.

Размеры дымовых коробок приведены в табл. 10.

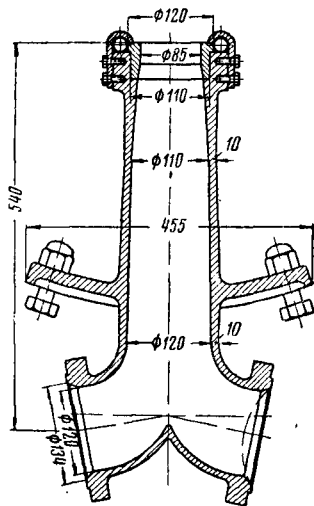
Таблица 10

Дымовые коробки (размеры в мм)

Элементы характеристики	Тип и серия паровозов								
	86-Н	63-К	157-К	157-С	159	ПТ-4	ВП-2	ГР-6	ОП-2
Диаметр . . . . .	860	1 050	1 170	1 170	990	1 020	1 020	1 020	830
Длина барабана . . . . .	495	630	1 055	1 030	885	1 048	1 048	1 190	838
Расстояние от дверки до передней решётки . . . .	562	750	1 125	1 130	950	1 068	1 068	1 265	838
Толщина стенки барабана	10	10	10	10	10	10	10	10	7
Толщина предохранительного листа . . . . .	5	5	6	6	6	6	6	6	5
Способ соединения с цилиндрической частью котла . . . . .	Прокладное кольцо	Непосредственно	Прокладное кольцо	—	Прокладное кольцо	Непосредственно		Прокладное кольцо	Непосредственно
Способ скрепления с цилиндрической частью котла . . . . .	Заклёпками				Сварной шов				
Размеры прокладного кольца . . . . .	—	—	35×56	—	25×55	—	—	36×60	—
Диаметр отверстия в передней стенке . . . . .	—	905	990	—	810	870	—	1 000	700
Диаметр дверки . . . . .	—	970	—	—	850	900	—	1 020	730

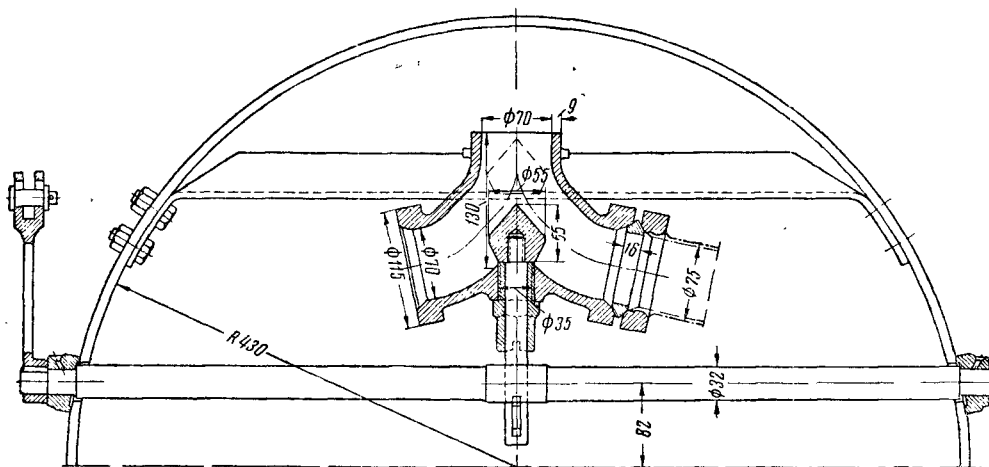


низом из будки машиниста, сечение самого конуса может регулироваться в пределах до 50% первоначального.



Фиг. 30. Постоянный конус паровоза типа 157

лица образует фланец, которым труба укрепляется на барабане дымовой коробки при помощи болтов или сварки. Верхняя часть дымовой трубы коническая, расширяющаяся кверху с уклоном  $\frac{1}{15} - \frac{1}{20}$ ; чем выше такая труба, тем лучшие результаты даёт всё конусное устройство. Так как высота дымовой трубы ограничена габаритом, то часто у мощных узкоколейных паровозов с приподнятым котлом нижнюю часть трубы вводят внутрь дымовой коробки, образуя так называемый раструб дымовой трубы; последний изготавливается либо за одно целое с верхней частью трубы (паровозы типов 157-К, 157-С и серии ГР-6) либо в виде отдельной отливки, прикрепляемой к верхней части болтами. Иногда для более равномерного распределения разрежения по высоте дымовой коробки устанавливаются по оси конуса дополнительные раструбы в виде ряда конических труб на специальных стойках. Такие раструбы называются петикотами. Для правильной работы конусного аппарата необходимо, чтобы оси дымовой трубы и конуса совпадали. Дымовые трубы изготавливаются из чугуна литья или из листового железа (табл. 12).



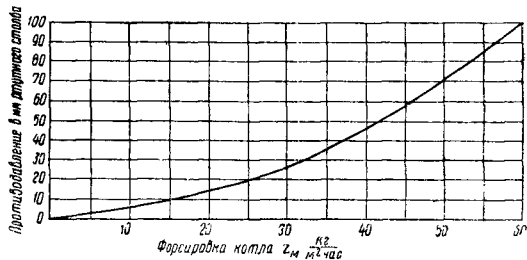
Фиг. 31. Переменный конус паровоза типа 86

Сопротивление в устье конуса увеличивает противодействие на нерабочую сторону поршня.

На фиг. 32 представлена диаграмма противодействия в конусе крупного сечения паровоза типа 157-С в зависимости от форсировки котла по машине.

Испытания форсового конуса с разделённым выходом на паровозе типа 63 в течение года (в зимних и летних условиях) показали неплохие его качества.

Дымовая труба узкоколейных паровозов выполняется часто составной (сидальце и верхняя часть трубы — паровозы серии Н, тип 86, серий К и О, тип 63) либо в виде цельной конструкции (паровозы типа 159, серий ПТ-4, К<sup>ч</sup>-4 и др.). Нижняя часть сидальце



Фиг. 32. Диаграмма противодействия в конусе паровоза типа 157-С

Сифон устанавливается строго по оси конуса и дымовой трубы выше устья или на

**Дымовые трубы узкоколейных паровозов**  
(размеры в мм)

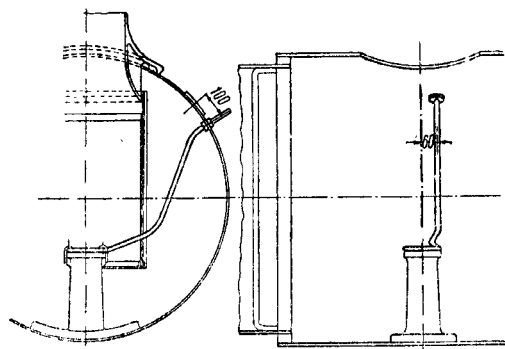
Таблица 12

Элементы характеристики	Тип и серия паровозов						
	86-Н	63-К	157-К	159-К	ПТ-4	ГР-6	ОП-2
Седалище трубы:							
диаметр . . . . .	280	265	320	310	300	320	325
высота . . . . .	216	210	130	150	48	100	178
толщина стенок . . . . .	9/11*	15	10	—	6	10/16	10/16
Труба:							
диаметр горловины . . . . .	195	205	310	200	250	320	190
диаметр устья . . . . .	253	370	375	260	390	400	270
высота . . . . .	815	1.153	995	750	767	840	850
толщина стенок . . . . .	4	5	7	8	6	10	3
Раструб:							
диаметр . . . . .	—	—	460	—	350	468	325
высота . . . . .	—	—	260	—	135	150	132
толщина стенок . . . . .	—	—	7	—	6	10	8
Способ крепления седалища	Болтами			Сваркой		Болтами	
трубы к дымовой коробке							
Способ крепления трубы	Болтами			Сваркой		Болтами	
к седалищу . . . . .	Заклёпками	Болтами	Цельнолитая	Цельно-сварная	Цельно-литая	Болтами	Болтами
Материал:							
седалища . . . . .	СЧ 15-32	СЧ 15-32	СЧ 15-32	—	СЧ 15-32	СЧ 14-91	СЧ 14-91
трубы . . . . .	Ст. 3	Ст. 3	СЧ 15-32	—	Ст. 3	СЧ 14-91	Ст. 37-12
раструба . . . . .	—	—	—	—	—	СЧ 14-91	Ст. 37-12

\* Числитель—для верхней части седалища, знаменатель — для нижней.

одном уровне с ним. На фиг. 33 показано расположение сифона паровоза типа 157-К.

Искрогасительные или искроуловительные приборы устанавливают на всех узкоколейных паровозах, отапливаемых твёрдым топливом.



Фиг. 33. Сифон паровоза типа 157-К

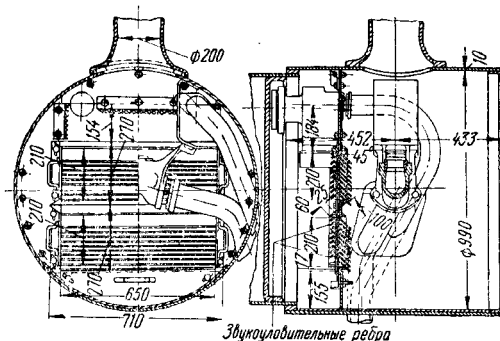
На паровозах старой конструкции искроуловители устанавливали на дымовой трубе; простейший из них представляет обыкновенную сетку, затягивающую выходное сечение трубы.

На современных паровозах искрогасители устанавливают в дымовой коробке в виде различного рода перегородок — щитков (дефлекторный) или конических сеток.

Дефлекторный искрогаситель представлен на фиг. 34. Как показали опыты и эксплуатация, этот искрогаситель успешно размельчает крупные горящие кусочки угля в мел

кие, безопасные в пожарном отношении и в то же время обеспечивает самоочищение дымовой коробки от изгари.

При испытаниях показал хороший результат и комбинированный газовый искрогаси-



Фиг. 34. Дефлекторный искрогаситель («ребристый»)

тель, установленный на паровозах типа 157-С и серии ВП-1. Этот прибор является одновременно газовым паросушителем.

#### Колосниковая решётка

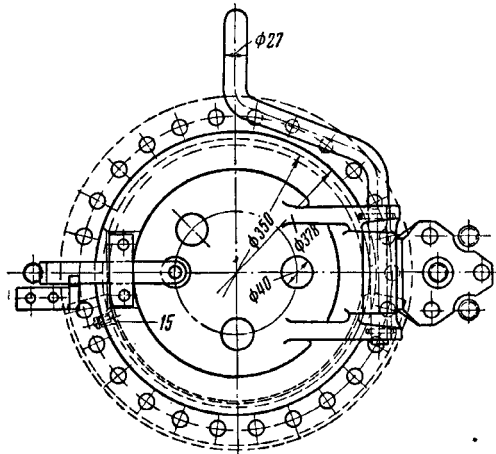
На паровозах узкой колеи колосниковая решётка неподвижная и состоит из отдельных колосников, уложенных на поперечные колосниковые балки (фиг. 35 и 36).

Живое сечение берётся в пределах 40—60% для дров и торфа, 30—50% для спекающихся углей и 10—15% для антрацита, многозолиных и тощих неспекающихся углей.

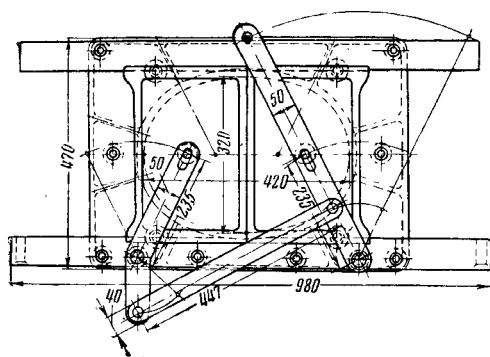


### Топочный свод

Свод, или арку, применяют в узкоколейных паровозах большей частью при угольном отоплении. Своды выкладывают из фасонного огнеупорного кирпича сплошными или с

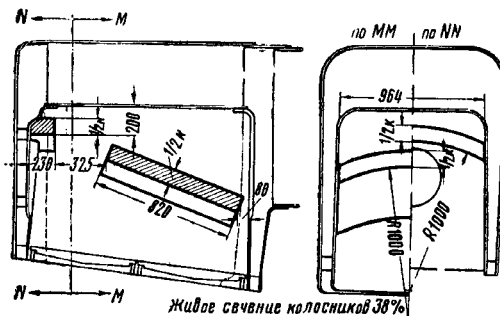


Фиг. 37. Поворотная дверца шуровочного отверстия



Фиг. 38. Раздвижная дверца шуровочного отверстия

окнами по поверхности, а иногда и с дополнительным подводом воздуха по каналам внутри свода. Применение свода даёт от 5 до 15% экономии топлива и предохраняет топку от повреждений при проникании в неё холодного воздуха, увеличивая продолжительность службы топочных листов и их соединений. На фиг. 39 изображена схема кирпичного свода и козырька для твёрдого топлива (уголь, торф и дрова), применявшегося на узкоколейных паровозах типов 157-К и 157-С.

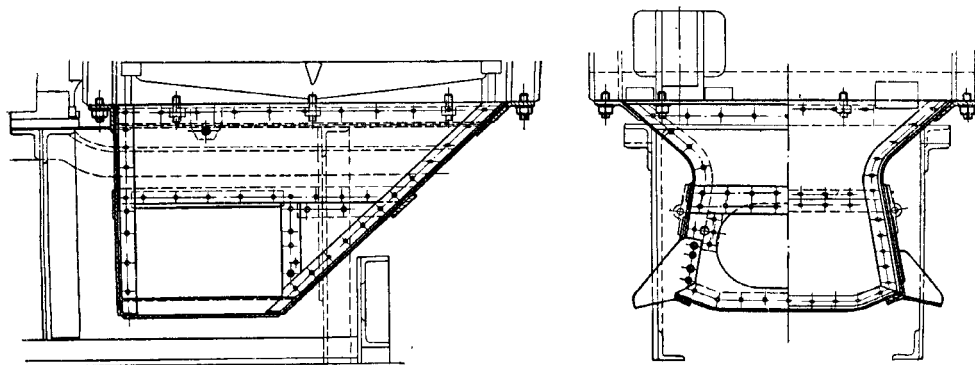


Фиг. 39. Схема кирпичного свода и козырька

### Зольник (поддувало)

Зольник узкоколейных паровозов устраивается из стальных листов в виде ящика различной конфигурации в зависимости от размещения осей под топкой котла. Помимо своего прямого назначения—удержания золы и шлака, проваливающихся через зазоры колосниковой решётки, через клапаны зольника подводится воздух, необходимый для горения топлива. В соответствии с этим последним назначением зольник часто называют поддувалом. На фиг. 40 изображён зольник паровоза типа 159.

Конструкция этого зольника имеет ряд недостатков, потому что кубатура такого зольника, имеющего клапаны для прохода воздуха снизу, не может быть использована полностью, поскольку уже небольшое количество золы, скопившейся на дне зольника, уменьшает



Фиг. 40. Зольник паровоза типа 159

сечение для прохода воздуха. Вместе с тем эксплуатационным недостатком данной конструкции является то, что клапаны, предназначенные для подвода воздуха, одновременно служат и для очистки золы, вследствие чего наблюдается просыпание и выдувание через сетки (весьма часто прогорающие) клапанов горящих частиц топлива.

Зольники новых, современных узкоколейных паровозов имеют иную конструкцию, исключая указанные выше недостатки. Зольник паровоза серии ГР-6 имеет два верхних клапана для воздуха и в середине прямоугольный бункер высотой 540 мм с двусторонним откидным днищем.

Бункерный зольник паровоза серии ПТ-4 имеет верхний боковой подвод воздуха к слою топлива через отверстия, образующиеся между нижним краем топочной рамы и верхней частью зольника. Эти отверстия закрываются клапанами, регулируемые из будки машиниста. Для удаления накопившегося в зольнике шлака и золы на дне его имеется открывающееся днище.

В настоящее время зольники делают исключительно сварными (паровозы серий ПТ-4, К<sup>ч</sup>-4, ВП-1, ВП-2, ГР-6 и др.). Нижняя рабочая часть, в которой скапливается зола, делается отъемной, на болтах, чтобы иметь возможность сменить её после прогорания без съёмки котла с рамы. Толщина листов зольника принимается равной 4—6 мм. Материал листов — сталь марки Ст. 0.

### Арматура котла

К основной арматуре котла паровозов узкой колеи относятся:

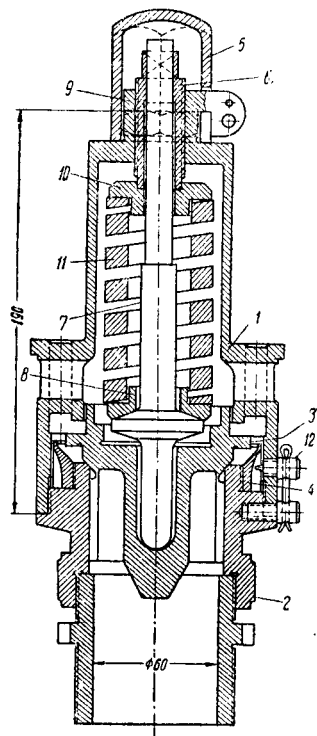
- 1) водомерное стекло,
- 2) водопробные краники,
- 3) манометр,
- 4) предохранительные клапаны,
- 5) инжекторы,
- 6) водогонь, или элеваторы.

Первые три вида по своей конструкции ничем не отличаются от тех же видов арматуры для паровозов широкой колеи.

### Предохранительный клапан

На современных паровозах узкой колеи устанавливают клапаны прямого действия (табл. 14). Клапан (фиг. 41) состоит из корпуса 1, навёрнутого на седлище 2, к которому

притирается клапан 3. При помощи кольца 4, навёртываемого на седлище, может регулироваться кольцевая щель для пропуска пара между клапаном и кольцом. Этим обеспечивается большая чувствительность клапана.



Фиг. 41. Рычажный предохранительный клапан

Клапан закрывается колпачком 5, в котором находятся направляющая втулка 6 и регулирующие гайки 9. На шпindel клапана 7 насажены шайбы 8 и 10 и спиральная пружина 11.

После того как пружина отрегулирована, она запирается пломбой в верхней части контргайки. По окружности кольца 4 сделано шесть выемок. При установке этого кольца его положение фиксируется болтиком, конец которого входит в одну из выемок.

Таблица 14

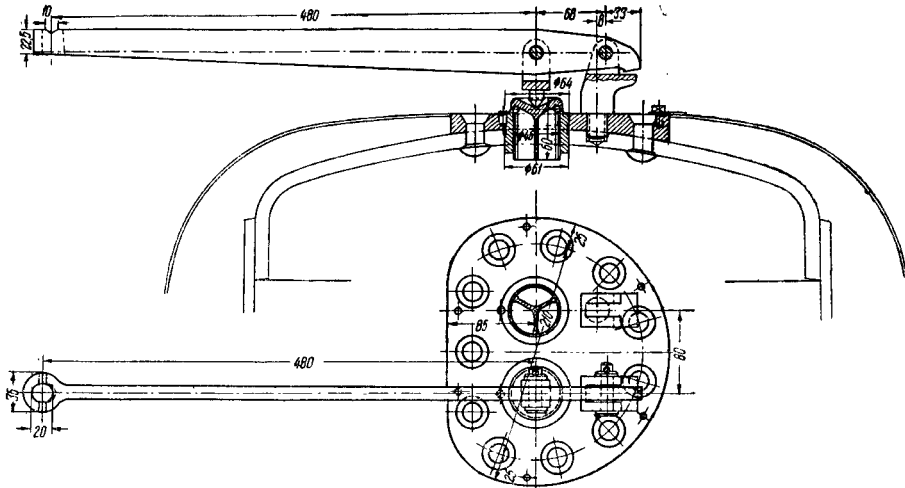
Предохранительные клапаны узкоколейных паровозов

Элементы характеристики	Единица измерения	Тип и серия паровозов								
		86-Н	63-К	157-К	157-С	159	ПТ-4	ВП-2	ГР-6	ОП-2
Система клапанов	—	Рычажный трубчатый	Двойной рычажный	—	—	П р у ж и н н ы й				Рычажный
Количество	шт.	1	2	2	2	2	2	2	2	2
Расположение	—	На сухопарнике	На топке	—	—	На цилиндрической части котла				На сухопарнике
Диаметр	мм	40	45	35	35	65	61,5	65	70	32
Высота подъема	»	5	5	3,20	4	25	25,0	25	24	28



Каждый котёл паровоза имеет два предохранительных клапана; они регулируются так, чтобы один из них начинал выпускать пар при превышении давления на 0,2 ат, а вто-

всасывающие. Принципиально инжекторы узкоколейных паровозов не отличаются от инжекторов для паровозов широкой колеи, но имеют меньшую производительность.



Фиг. 42. Рычажный клапан с пружиной

рой — на 0,4 ат сверх нормального. Срыв клапана не должен снижать давления пара в котле более чем на 0,5 ат

Рычажный клапан с пружиной (фиг. 42) в настоящее время уже не применяется ввиду его малой чувствительности.

### Приборы для питания паровозного котла водой

**Инжекторы.** Для питания котлов узкоколейных паровозов служат инжекторы. У паровозов старых построек (до 1905 г.) применялись невсасывающие (нагнетательные) инжекторы, у более новых — исключительно

В табл. 15 приводятся данные о производительности инжекторов, применяемых на паровозах узкой колеи.

Всасывающий инжектор не может подавать воду, подогретую свыше 40—45°.

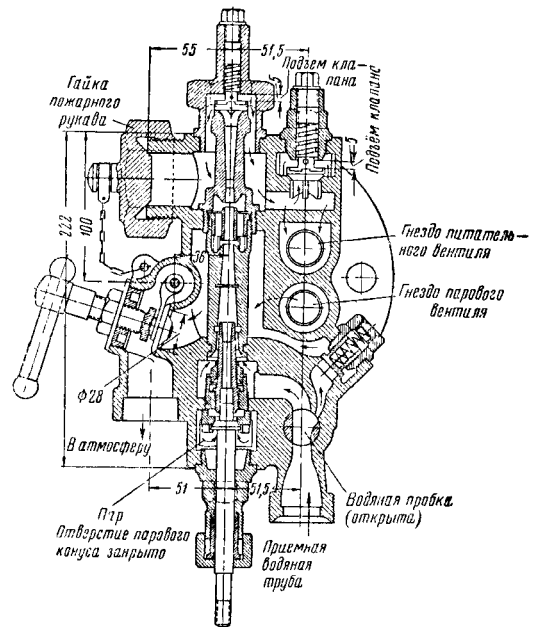
Таблица 15

Инжекторы

Элементы характеристики	Единица измерения	№ инжектора			
		5	6	7	8
Наименьший диаметр нагнетательного сопла . . . . .	мм	5	6	7	8
Внутренний диаметр:					
паровой трубы . . . . .	»	25	30	30	35
питательной трубы . . . . .	»	30	35	35	40
всасывающей трубы . . . . .	»	25	35	35	40
Количество воды, подаваемой в 1 мин. при давлении 13 ат . . . . .	л	60	83	106	146
Часовая производительность инжектора при давлении 13 ат . . . . .	»	3 600	4 930	6 350	8 760

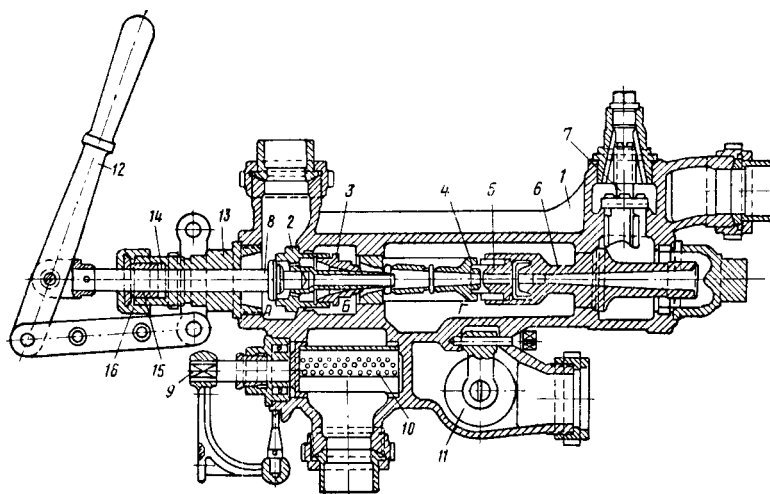
Примечания. 1. Номер инжектора указывает диаметр нагнетательного сопла в мм.

2. В настоящее время инжекторы подразделяются не по номеру, а по производительности (ГОСТ 5035-49).



Фиг. 43. Вертикальный всасывающий инжектор

На фиг. 43 и 43а показаны типовые конструкции инжекторов — вертикальных и горизонтальных.



Фиг. 43а. Горизонтальный всасывающий инжектор:

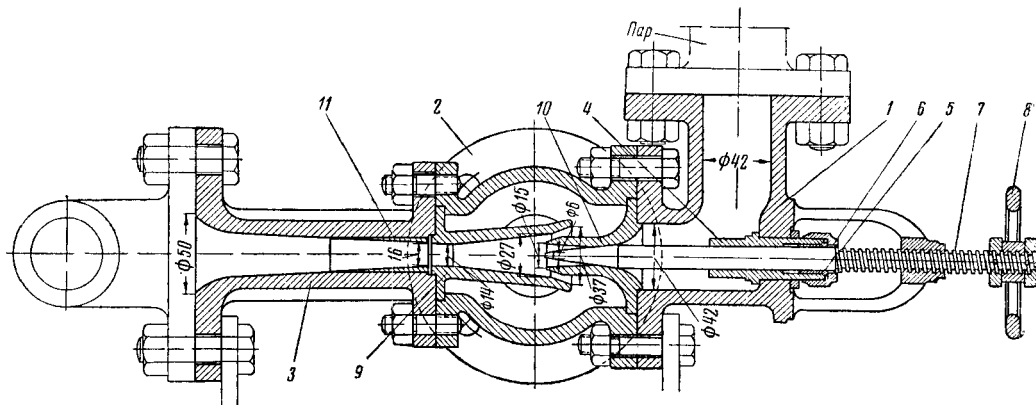
1 — корпус; 2 и 3 — паровые конусы; 4 — водяной конус; 5 — промежуточный конус; 6 — нагнетательный конус; 7 — питательный клапан; 8 — заканчивающий клапан; 9 — делительная пробка; 10 — сетка; 11 — вестовой клапан; 12 — рукоятка; 13 — штуцер; 14 — набивка; 15 — грундбукса; 16 — накидная гайка

**Водогон, или элеватор,** служит для набора узкоколейными паровозами воды в пути из различных источников (рек, колодцев, канав с водой и пр.). Водогон располагается с правой стороны котла.

Водогон — это обычный паро-водяной насос

ми пробками. При работе водогона на конец всасывающей трубы навёртывается гайка всасывающего резинового рукава, который опускается в водоём.

Резиновый рукав снабжён специальной предохранительной сеткой.



Фиг. 44. Водогон (элеватор):

1 — верхняя часть; 2 — средняя часть; 3 — нижняя часть; 4 — штуцер; 5 — гайка; 6 — сальник; 7 — винт; 8 — маховичок; 9, 10 — воронки; 11 — втулка

(фиг. 44). Водоприёмная камера имеет две всасывающие трубы, выведенные по обе стороны паровоза и обычно закрытые глухи-

При давлении пара от 2 до 6 ат высота всасывания достигает 6,5 м, производительность водогона — 8 000 л/час.

## МАШИНА

### Цилиндры

На узкоколейных паровозах, имеющих преимущественно малые диаметры колёс, цилиндры по условиям вписывания в габарит, а также по конструктивным соображениям размещения движущего механизма делаются наклонными.

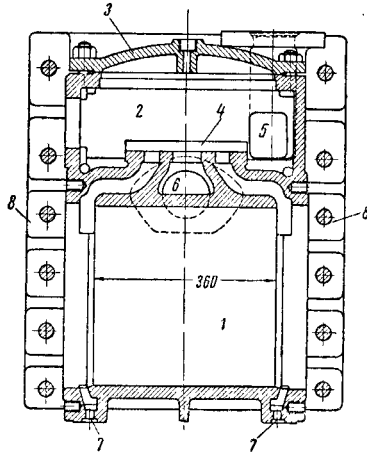
Угол наклона оси цилиндров делается до 3,2°.

Ось цилиндра большей частью проходит через центр оси ведущего колеса.

Цилиндры узкоколейных паровозов обычно изготовляют в виде отдельных (индивидуальных) отливок. Цилиндр имеет развитый

фланец, которым он «приваливается» к раме и укрепляется призонными болтами.

Цилиндр старых паровозов, работающих насыщенным паром (тип 63), представлен на фиг. 45.



Фиг. 45. Цилиндр паровоза типа 63:  
1—цилиндр; 2—золотниковая коробка; 3—золотниковая крышка; 4—зеркало золотниковой коробки; 5—отпускное паровое окно; 6—выпускное паровое отверстие; 7—отверстия для продувки цилиндров; 8—привалочные болты

На паровозах, работающих перегретым паром, цилиндр имеет другое конструктивное оформление главным образом за счёт цилиндрической формы золотниковой коробки (фиг. 46).

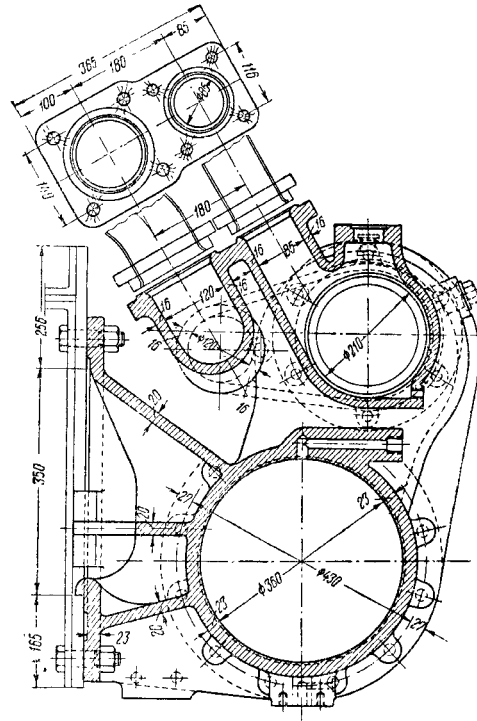
Цилиндры и их части изготавливаются согласно техническим условиям по ГОСТ 432-41 из чугуна марки не ниже СЧ 18-36 по ГОСТ 1412-48 с твёрдостью рабочей части 170—229 единиц Бринеля (табл. 16).

К деталям цилиндров относятся цилиндрические крышки (задняя и передняя), крышки золотниковой коробки (задняя и передняя) и втулки золотниковой коробки.

**Крышка цилиндра.** Расстояние от крышки цилиндра до поршня при нахождении его в мёртвом положении принимается равным 8—10 мм.

Крышки цилиндра изготавливают из чугуна по ГОСТ В1412-42 (табл. 17).

На фиг. 47 изображена передняя цилиндрическая крышка паровоза серии ГР-6, прижимаемая к телу цилиндра нажимным кольцом. На фиг. 48 изображена цилиндрическая крышка паровоза серии ПТ-4. Передняя глухая ци-



Фиг. 46. Цилиндр паровоза типа 157-С

линдрическая крышка, не имеющая переднего сальника, получила широкое применение в узкоколейных паровозах. У задней крышки (фиг. 49) над горловиной для сальника сделан прилив, к которому прикрепляется параллель.

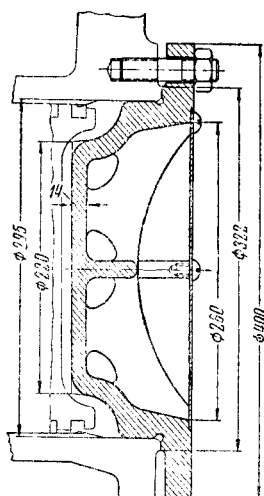
Таблица 16

Паровые цилиндры узкоколейных паровозов

Элементы характеристики	Единица измерения	Тип и серия паровозов							
		серия Н, тип 86	серия К, тип 63	тип 159	тип 157-К	тип 157-С	серия ПТ-4	серия ГР-6	серия ОП-2
Число паровых цилиндров	шт.	2	2	2	2	2	2	2	2
Диаметр цилиндров	мм	256	355	285	360	360	285	370	200
Ход поршня	»	300	300	300	370	370	300	400	300
Длина цилиндра	»	440	480	490	600	600	490	600	420
Толщина стенок цилиндра	»	20	23	22	23	23	22	26	20
Расстояние между осями цилиндров	»	1 152	1 700	1 176	1 790	1 790	1 176	1 360	1 190
Толщина привалочного фланца	»	23	32	24	30	30	28	30	25
Количество привалочных болтов	»	14	15	16	20	20	16	16	16
Диаметр болта	»	23	28,5	24	25	25	24	25	21/26
Диаметр паропроводящей трубы	»	44	83	70	85	85	88	85	54
Диаметр паропроводящей трубы	»	70	96	94,5	120	120	112	110	70
Вес одного цилиндра (в чистом виде)	кг	220	410	296	525	525	306	570	200

### Крышки цилиндров узкоколейных паровозов

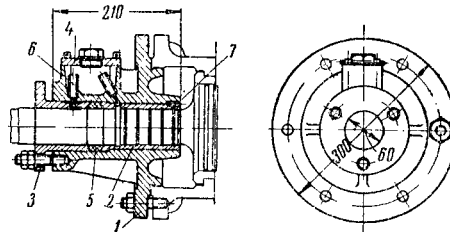
Элементы характеристики	Единица измерения	Тип и серия паровозов					
		серия Н, тип 86	тип 157-К	тип 159	серия ПТ-4	серия ГР-6	серия ОП-2
Диаметр крышки (наружный) . . . . .	мм	363	—	400	400	406	300
Толщина крышки . . . . .	»	13	16	14	14	16	12
Толщина нажимного фланца крышки . . . . .	»	23	—	24	24	35	21
Количество шпилек, укрепляющих крышку . . . . .	шт.	10	12	12	12	16	6
Диаметр шпилек . . . . .	мм	20	22	22	23	25	М20
Линейное расстояние . . . . .	»	8	—	8	8	10	10
Вес крышек:							
передней . . . . .	кг	21,7	—	28	27,8	42,9	7,55
задней . . . . .	»	38,0	—	42	49,85	53,8	18,0



Фиг. 48. Передняя крышка цилиндра паровоза серии ПТ-4

Конструктивные и весовые параметры золотниковых крышек приведены в табл. 18.

**Золотниковая коробка** цилиндров снабжается двумя симметричными втулками, имеющими кольцеобразные паровые окна. Запрессовку втулок в золотниковую коробку производят под давлением 10—15 т (при натяге 0,07—0,09 мм) в зависимости от диаметра и длины её. Положение золотниковой втулки в коробке обычно фиксируется упором буртиков наружной поверхности втулки в заточки на золотниковом барабане, что исключает возможность поворачивания втулок при расточке. Втулки отливают из чугуна СЧ 21-40 (ГОСТ 1412-48); конструкционные и весовые пара-



Фиг. 50. Задняя золотниковая крышка цилиндра  
паровоза серии ПТ-4

метры золотниковых втулок приведены в табл. 19.

Развёртка золотниковой втулки узкоколейного паровоза серии ПТ-4 показана на фиг. 51.

Таблица 18

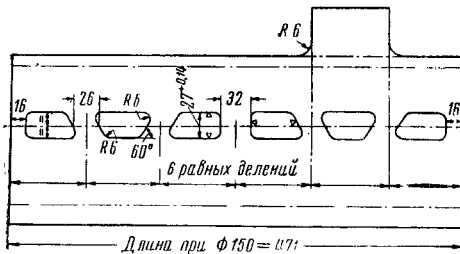
Основные параметры золотниковых крышек

Тип и серия паровоза	Толщина крышки в мм	Вес крышки в кг		Шпильки	
		передней	задней	число	диаметр в мм
Серия Н, тип 86 . . . . .	16	21,5	—	14	16
Тип 159 . . . . .	16	9,0	22,6	6	16
ПТ-4 . . . . .	передней 20 задней 24	12,6	21,02	6	20
КЧ-4 . . . . .	20	13,3	21,0	6	20
ГР-6 . . . . .	20	23,0	29,0	8	20
ОП-2 . . . . .	18	7,0	8,0	5	16

Таблица 19

Основные параметры золотниковых втулок

Тип и серия паровозов	Внутренний диаметр в мм	Толщина стенки в мм	Длина в мм	Форма окон	Ширина вы- пускных окон в мм	Ширина вы- хлопных окон в мм	Площадь вы- пускных окон в см <sup>2</sup>	Вес золотни- ковой втул- ки в кг
Тип 159 . . . . .	150	15	180	Ромбическая и треуголь- ная	27	32	14,46	8,2
Тип 157-К . . . . .	180	15	195	То же	28	35	13,70	11,38
Тип 157-С . . . . .	180	15	195	»	28	35	13,70	11,32
Серия ПТ-4 . . . . .	150	15	177	»	27	32	14,46	8,2
Серия ГР-6 . . . . .	200	20	239	Ромбическая	43	50	—	24,0
Серия ОП-2 . . . . .	120	15	160	То же	26	31	—	5,2



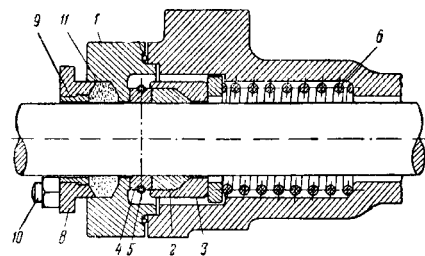
Фиг. 51. Развёртка золотниковой втулки

**Сальники.** Конструкции сальников чрезвычайно разнообразны. По роду набивки различают сальники с мягкой набивкой в виде мягкого льняного или асбестового промасленного шнура, заложенного в сальниковое гнездо и зажатого нажимной втулкой, широко применяемые на паровозах серии Н (тип 86) и серии К (тип 63), работающих насыщенным паром.

Сальники с металлической набивкой (поршневые и золотниковые) применяются главным образом при перегретом паре на паровозах типов 159, 157-К и 157-С, серий ПТ-4, ВП-1 и др. В зависимости от числа набивочных металлических колец различают сальники многоколенные конструкции Сормовского завода (паровоз типа 157-С) и одноколенные. Многоколенные сальники дороги, сложны по конструкции и ремонту и при износе колец и штока не обеспечивают должного уплотнения.

В настоящее время почти на всех современных узкоколейных паровозах применяется сравнительно простой по конструкции одноколенный сальник, изображенный на фиг. 52.

Сальники паровозов, оборудованных контрошками (паровозы типов 157-К и 157-С), работают более продолжительно, чем сальники паровозов, поршни которых не имеют контр-



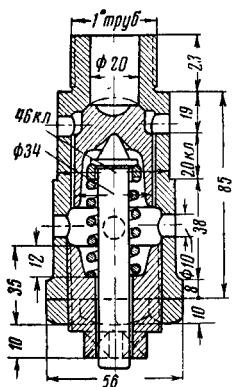
Фиг. 52. Сальник паровоза серии ПТ-4:

1, 8 — фланцы; 2, 4 — кольца; 3 — кольцо нажимное; 5, 6 — пружины; 9 — втулка; 10 — болт; 11 — набивка асбестовая

штоков. Последнее объясняется тем, что поршень без контрошка имеет большую свободу перемещения как в вертикальной, так и в горизонтальной плоскостях.

**Предохранительный клапан цилиндров.** Для предохранения «вышибания» крышек при случайном повышении давления в цилиндре вследствие гидравлического удара на них устанавливаются предохранительные кла-

паны. На фиг. 53 показан клапан, применяемый на паровозах типов 157-К, 157-С и 159.

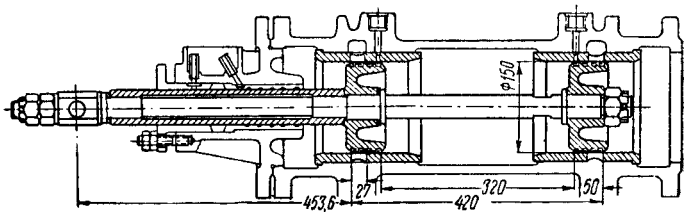


Фиг. 53. Предохранительный клапан цилиндров

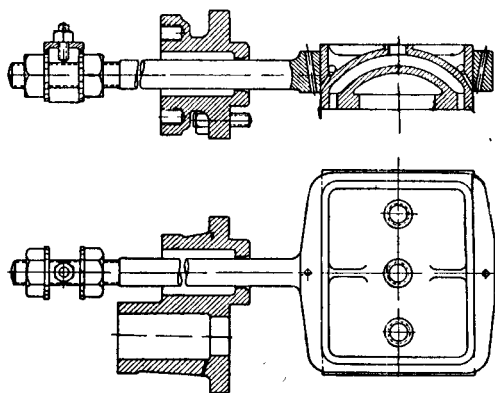
Золотники

На паровозах узкой колеи устанавливают плоские (у старых паровозов) и круглые золотники (табл. 20).

Плоский коробчатый золотник паровозов типа 63 показан на фиг. 54. Золотник обеспечивает двойной выпуск пара благодаря дополнительному каналу, сделанному в теле золотника. При открытии окна часть пара (большая)



Фиг. 55. Круглый золотник паровоза серии ПТ-4



Фиг. 54. Плоский золотник паровоза типа 63

часть) проходит в щель между наружными кромками золотника и окна, а другая часть поступает через дополнительный канал. Такое устройство золотника обеспечивает более легкий выпуск пара и повышает среднее индикаторное давление в цилиндре. При одинаковых условиях парораспределения ход золотника может быть уменьшен, что позволяет уменьшить размеры наружного парораспределительного механизма и улучшает динамику паровоза.

На фиг. 55 изображен круглый (поршневой) золотник узкоколейного паровоза серии ПТ-4, работающего перегретым паром. В этих золотниках выпуск пара внутренний.

Свежий пар из котла по пароподводящей трубе поступает в пространство между дисками золотника, а выпуск отработавшего пара в атмосферу производится в простран-

Таблица 20

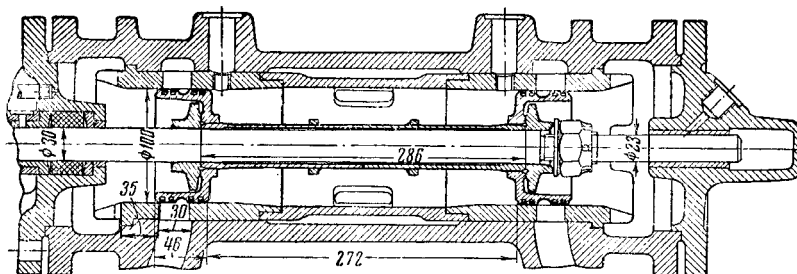
Золотники узкоколейных паровозов

Элементы характеристики	Единица измерения	Тип и серия паровозов					
		тип 159	тип 157-К	тип 157-С	серия ПТ-4	серия ГР-6	серия ОП-2
Тип золотника	—	Круглый поршневой				Полураздвижной Мюллера	Раздвижной Трофимова
Диаметр золотниковой коробки	мм	180	210	210	180	238	150
Диаметр золотниковой втулки (внутренний)	»	150	180	180	150	200	120
Диаметр золотникового штока	»	32/28	40	40	32	75	30
Диаметр контрштока	»	23	30	30	—	40	23
Ширина диска золотника	»	66	71	71	69	77	52
Число ручьев диска	шт.	4	4	4	4	4	4
Размеры ручьев диска (глубина и ширина)	мм	4,5×7	7×9	7×9	4,5×7	6×7	4,5×3,8
Ширина паровпускного окна золотниковой втулки	»	27	28	23	27	43	26
Расстояние между паровпускными окнами цилиндра	»	356	270	270	420	314	360
Расстояние от оси цилиндра до оси золотника	»	340	400	400	340	425	260

стве золотниковой коробки между дисками золотника и его крышками.

На фиг. 56 изображён раздвижной золот-

ническую сталь. По своим гидравлическим качествам этот золотник значительно хуже, чем золотник системы Трофимова.



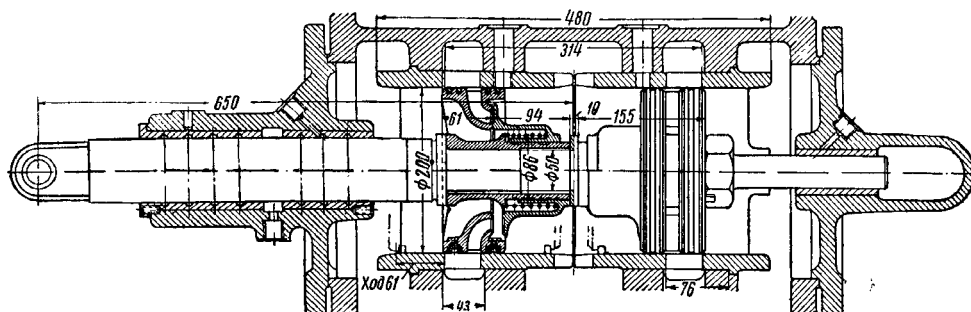
Фиг. 56. Золотник системы Трофимова паровоза серии ОП-2

ник системы Трофимова, применяемый на узкоколейных паровозах серии ОП-2

На фиг. 57 изображён полураздвижной золотник системы Мюллера, установленный на узкоколейных паровозах серии ГР-6. Эта

### Поршневая группа

Детали паровой машины, совершающие возвратно-поступательное движение (поршень с поршневыми кольцами, скалка с контр-



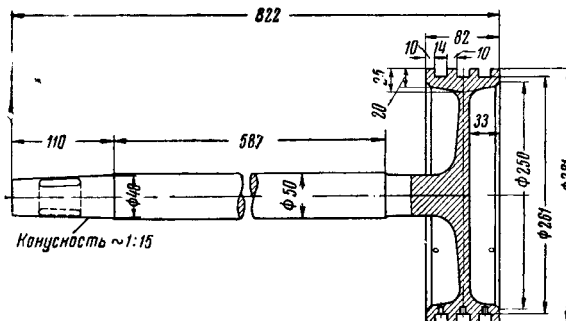
Фиг. 57. Раздвижные золотники системы Мюллера паровоза серии ГР-6

система золотников по своей идее весьма близка к золотникам Трофимова. Особенность золотников Мюллера состоит в том, что в жёстко насаженных на шток золотниковых чугунных дисках имеются каналы и отверстия, через которые при езде с закрытым регулятором сообщаются обе стороны цилиндров. При движении паровоза «с паром» при открытом регуляторе эти отверстия закрываются вспомогательным стальным клапаном, прижимающимся к дискам пружиной с внутренней, паропускной стороны.

Конструкции золотника Мюллера присущи следующие недостатки: 1) пути для прохода воздуха имеют большое искривление, что повышает их гидравлическое сопротивление; 2) при открытом клапане диска протекающий по каналу диска воздух будет резко менять направление своего движения, ударяться о клапан с образованием неизбежных завихрений, что сильно снижает эффективность действия байпаса; 3) при высокой температуре пара пружина будет работать плохо, если только не применить для неё особо ка-

штоком или без него, ползун и параллель), относясь к поршневой группе.

Поршень. Поршни бывают с плоским и коническим диском.



Фиг. 58. Поршень со скалкой паровоза серии ПТ-4

Для паровоза серии ПТ-4 поршень со штоком изготавливается штамповкой из одного куска стали марки Ст. 5 (фиг. 58). Длина штока современных узкоколейных паровозов (се-





Т а б л и ц а 21

Поршни паровых машин узкоколейных паровозов

Элементы характеристики	Единица измерения	Тип и серия паровозов							
		серия Н, тип 86	серия К, тип 63	тип 159	тип 157-К	тип 157-С	серия ПТ-4	серия ГР-6	серия ОП-2
Диаметр цилиндра . . . . .	мм	256	355	285	360	360	285	370	300
Ход поршня . . . . .	»	300	300	300	370	370	300	400	200
Диаметр поршневого диска . . . . .	»	252	351	281	356	356	281	368	296
Ширина поршневого диска . . . . .	»	76	95	82	96	96	82	120	70
Число ручьёв . . . . .	шт.	2	2	3	3	3	3	4	3
Размеры ручьёв диска (глубина и ширина) . . . . .	мм	9×21	11×27	10×14	11×16	11×16	10×14	10×16	4,5×12
Диаметр поршневого штока (заднего) . . . . .	»	42	56	52	60	60	50	60	36
Диаметр контрштока . . . . .	»	—	—	—	40	45	—	60	—
Вес одного поршня . . . . .	кг	10,5	—	18,8	—	—	25,0	20,0	10,4
Общий вес всего поршня в сборе . . . . .	»	24,0	—	35,24	—	—	28,0	40,8	22,0

Т а б л и ц а 22

Несимметричные ползуны узкоколейных паровозов (размеры в мм)

Элементы характеристики	Тип и серия паровозов					
	тип 159	тип 157-К	тип 157-С	серия ПТ-4	серия ГР-6	серия ОП-2
Диаметр валика ползуна . . . . .	64,25	70	70	62,50	86	46,75
Диаметр отверстия валика ползуна . . . . .	55	70	70	62,25	80,5	43,42*
Длина валика ползуна между серединами опор . . . . .	54	110	110	50,0	70	34,08
						76

\* Валик конической формы.

шлифуются. Передним концом параллель крепится к выступу задней крышки цилиндра, а задним—к параллельной раме.

Параллель подвергается поверхностной за-  
калке.

Для смазки рабочих плоскостей параллели в крышке ползуна (фиг. 60) сделана фитильная маслёнка.

Материал параллели — сталь Ст. 5.

Основные размеры параллелей см. в табл. 23.

Движущий механизм

На фиг. 62 изображён движущий механизм узкоколейного паровоза серии ПТ-4.

Конструкция кривошипно-шатунного механизма паровоза узкой колеи должна допускать возможность больших относительных перемещений соседних колёсных пар как в вертикальном, так и в горизонтальном направлении. Эти перемещения имеют место вследствие неровностей пути и наличия кривых малых радиусов.

Т а б л и ц а 23

Параллели (размеры в мм)

Элементы характеристики	Тип и серия паровозов							
	тип 86	тип 63	тип 159	тип 157-К	тип 157-С	серия ПТ-4	серия ГР-6	серия ОП-2
	Тип параллелей							
	двойная		одиночная					
Длина: полная . . . . .	954	870	946	1 062	1 062	953	1 162	835
рабочая . . . . .	530	566	550	720	720	550	760	470
Ширина . . . . .	60	68	60	75	75	60	75	55
Толщина . . . . .	54	56 верхняя 46 нижняя	65	75	75	65	80	55



Ведущие дышла узкоколейных паровозов обычно имеют двутавровое сечение. Сцепные же дышла большей частью имеют прямоугольное сечение.

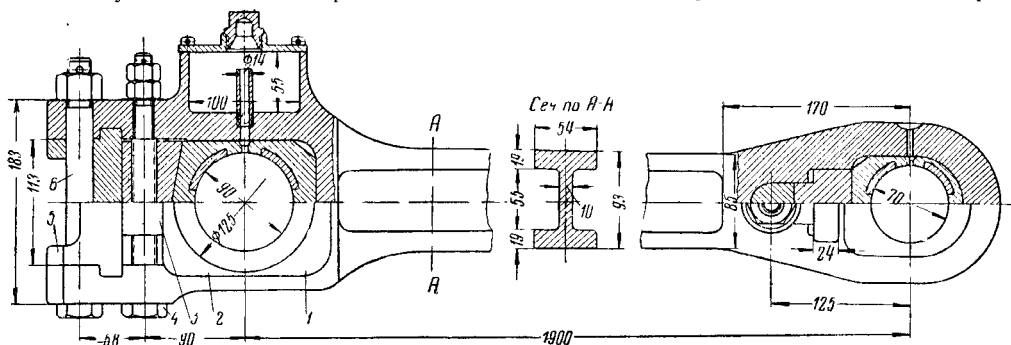
Ведущее дышло имеет две головки: переднюю, всегда закрытую, в виде рамки, и заднюю — последняя делается как закрытой, так и открытой. Закрытая задняя головка прочнее и надёжнее в работе, чем открытая.

На фиг. 63 показана конструкция передней головки ведущего дышла паровоза типа

В табл. 24 приведены основные данные параметров ведущих дышел.

Сцепные дышла (спарники) паровозов узкой колеи старой конструкции делались с рамочными разъемными подшипниками. В последнее время успешно применяются дышла с плавающими втулками. Соединение дышел между собой обычное — хвостовик-вилка соединяется со сцепным валиком.

На фиг. 68 изображены сцепные дышла узкоколейного паровоза типа 157 с четырьмя



Фиг. 63. Ведущее дышло паровоза типа 157-С

157-С. Задняя головка ведущего дышла паровоза этого типа закрытая.

Подшипник задней головки дышла состоит из двух половинок 1 и 2. На половинку 2 нажимает клин 3 при помощи натяжного болта 4. Для разгрузки этого болта от среза служит сухарь 5, вставленный в поперечные пазы головки дышла. От сползания вбок сухарь удерживается точёным болтом 6, проходящим в отверстия головки и сухаря.

На фиг. 64 изображено ведущее дышло паровоза типа 159, у которого задняя головка открытого (разъёмного) типа изготовлена в виде скобы 1 отдельно от штанги 2 дышла и соединяется с ним при его навешивании на палец кривошипа. Задний конец штанги дышла охвачен скобой, с которой соединяется двумя болтами 3. Эти болты работают на срез и притом одновременно, а потому пригонка их должна быть очень точная. Чтобы разгрузить эти болты от продольных усилий, которые стремятся сдвинуть штангу дышла по отношению скобы, в последнюю заложены две шпонки 4 и 5, разгружающие эти болты от срезающих нагрузок.

Головка дышла паровоза типа 159 (фиг. 65) лучше вписывается в габарит, чем головка дышла паровоза 157-К.

На фиг. 66 изображено ведущее дышло узкоколейного паровоза серии ГР-6 с задней головкой закрытого типа.

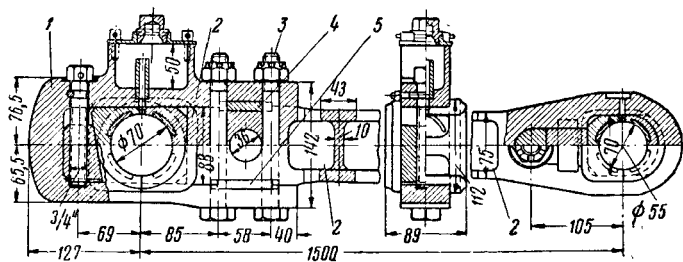
На современных паровозах серий ПТ-4 и К<sup>ч</sup>-4 большое распространение получили дышла с закрытыми головками круглой формы с плавающими втулками.

На фиг. 67 изображено ведущее дышло паровоза серии ПТ-4, у которого в обеих головках имеются плавающие втулки.

движущими осями; сцепные дышла соединены между собой шарнирными валиками. Все подшипники с плавающими втулками.

На фиг. 69 представлены заднее сцепное и центровое (среднее) дышла паровоза типа 157.

В табл. 25 приведены основные данные о сцепных дышлах.

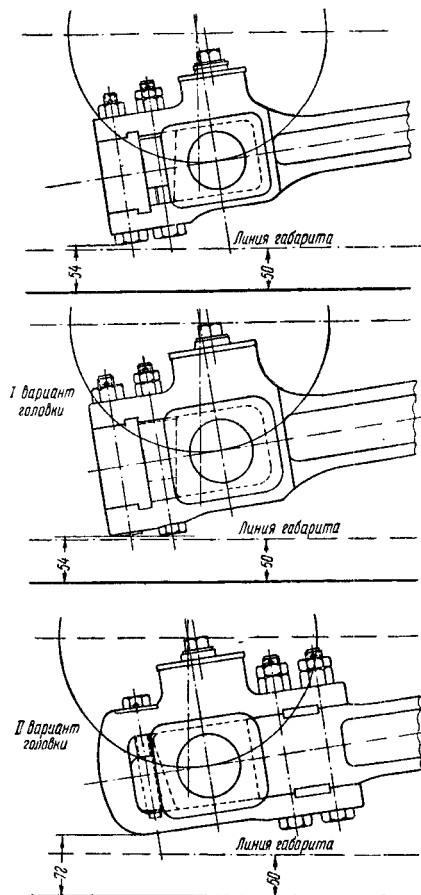


Фиг. 64. Ведущее дышло паровоза типа 159

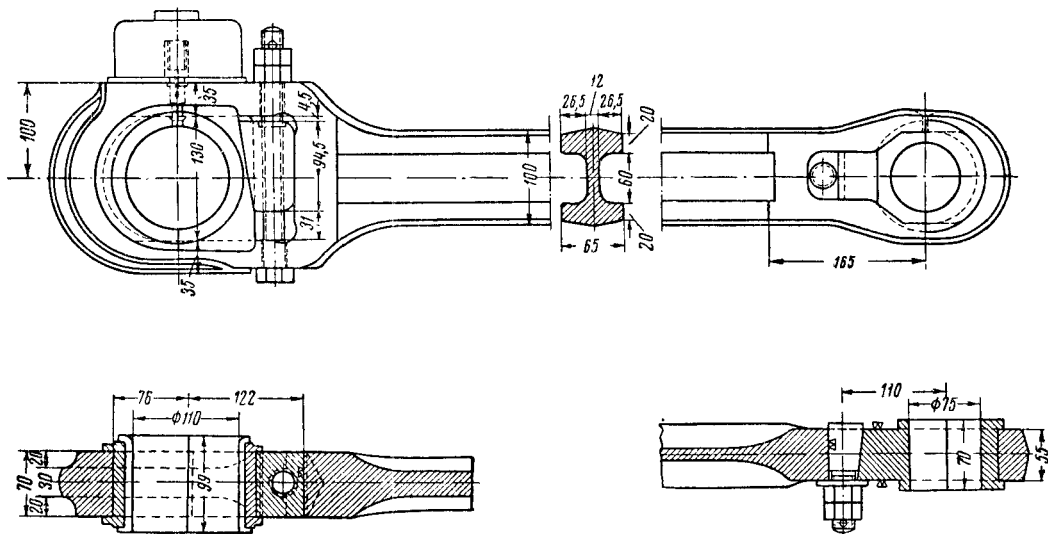
Пальцы кривошипов (табл. 26) служат для передачи усилия от шатуна и спарников движущим колёсам.

На паровозах узкой колеи бывают внутренние рамы (паровозы типа 86, серии ПТ-4, типа 159) и наружные рамы (паровозы типов 157 и 63). В первом случае пальцы запрессовываются в тело кривошипа, отлитого заодно с колёсным центром, как и у паровозов широкой колеи. Во втором случае на выступающий конец оси колёсной пары напрессовываются отдельные кривошины, откованные заодно с пальцами. Палец ведущего колеса паровоза типа 86 (фиг. 70) откован заодно с контркривошипом. На пальце имеется буртик, отделяющий поршневую шейку от центровой, второй буртик упирается в тело кривошипа. На той же фигуре показаны пальцы сцепных колёс.

На паровозе типа 63 кривошип ведущей оси (фиг. 71) откован заодно с пальцем и контркривошипом.



Фиг. 65. Вписывание в габарит головок дышла

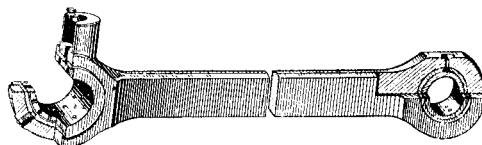


Фиг. 66. Ведущее дышло паровоза серии ГР-6

На паровозе типа 157 кривошипы ведущей оси откованы заодно с пальцами и противовесами. Палец сверлёный, контркривошип съёмный (фиг. 72).

Кривошипы сцепных осей откованы заодно с пальцами, противовесов не имеют (фиг. 72).

Положение наружных кривошипов по отношению к противоположным одной и той же оси фиксируется шпонками.



Фиг. 67. Ведущее дышло паровоза серии ПТ-4

На современных паровозах узкой колеи применяются только съёмные контркривошипы. На фиг. 73 представлен контркривошип паровоза серии ОП-2, а на фиг. 74—палец кривошипа паровозов серий ПТ-4 и КЧ-4

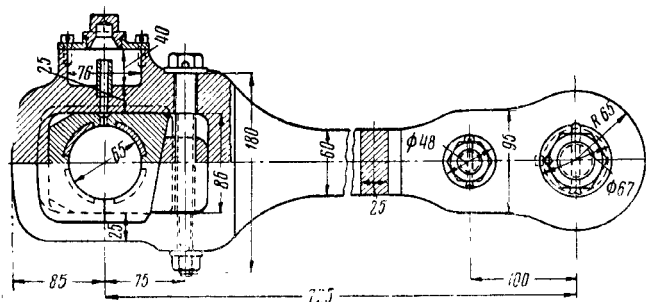
При дышловых подшипниках с плавающими втулками у сцепных пальцев делаются отъёмные буртики. Конструкция такого буртика (паровозы ПТ-4, КЧ-4, ГР-6, ОП-2 и др.) показана на фиг. 74.

Материал пальцев — сталь Ст. 5.

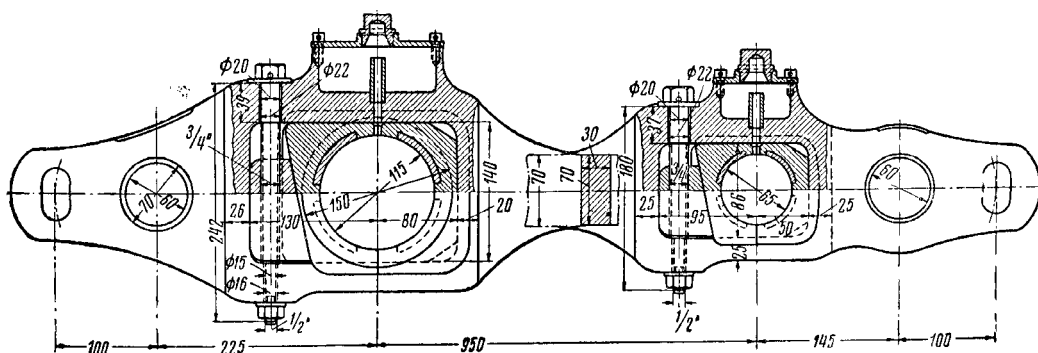
#### Парораспределительный механизм

На узкоколейных паровозах применяется исключительно кулисный механизм системы Вальсхерта.

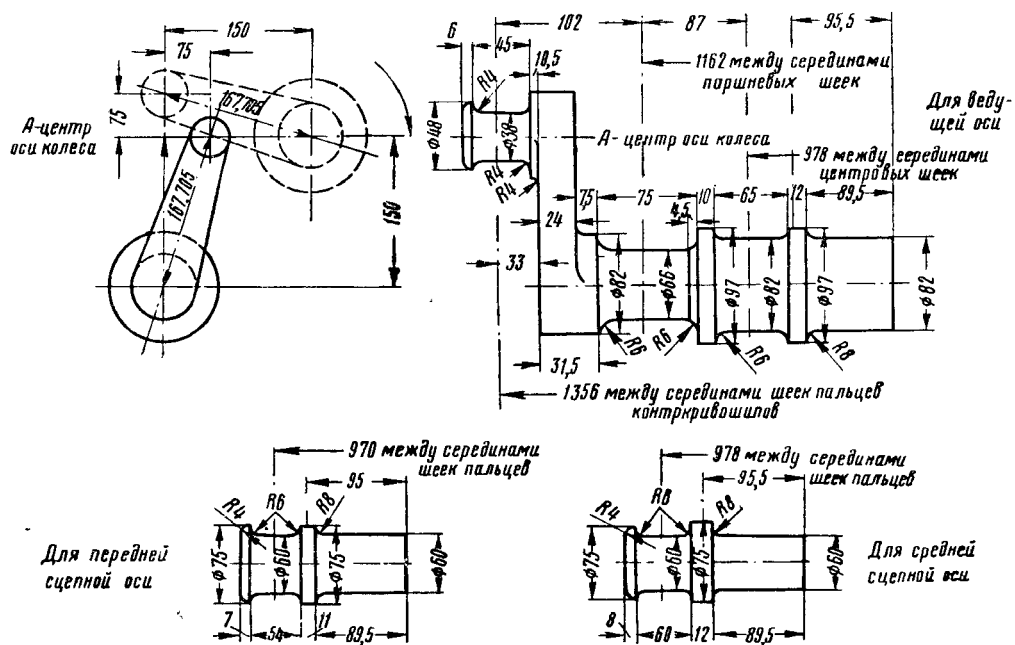
К частям кулисного механизма относятся: 1) контркривошип, 2) эксцентриковая тяга, 3) кулиса, 4) кулисный камень, 5) кулисная тяга, 6) маятник, 7) серьга (у некоторых



Фиг. 68. Заднее сцепное дышло паровоза типа 157



Фиг. 69. Среднее сцепное дышло паровоза типа 157



Фиг. 70. Кривошип ведущего колеса паровоза типа 86

Таблица 24

## Ведущие дышла узкоколейных паровозов

Элементы характеристики	Единица измерения	Серия Н, тип 86	Серия К, тип 63	Тип 159	Тип 157-К	Тип 157-С	Серия ПТ-4	Серия ГР-6	Серия ОП-2
Номер фигуры, изображающей тип сечения ведущего дышла	—	<i>II</i>	<i>I</i>	<i>II</i>	<i>II</i>	<i>II</i>	<i>IV</i>	<i>III</i>	<i>I</i>
Ширина горизонтальной полки <i>B</i>	мм	37	37	43	54	54	32	65	23
Полная высота сечения <i>H</i>	»	64	76	83	93	93	63,2	100	45
Толщина вертикальной части <i>b</i>	»	16	—	10	10	10	—	12	—
Толщина горизонтальных полок <i>c/c<sub>1</sub></i>	»	14,5	—	14	19	19	—	17,5/ 20,0	—
Длина дышла	»	1 834	1 880	1 517	2 162	2 162	1 640	3 019	1 507
Вес дышла	кг	18,0	—	23,4	54	54	36,2	132	14
Материал дышла	—	Ст. 2	Ст. 5	Ст. 5	Ст. 5	Ст. 5	Ст. 5	st 50.11	st 50.11

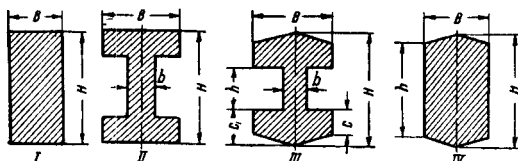


Таблица 25

## Сцепные дышла узкоколейных паровозов

Элементы характеристики	Единица измерения	Серия Н, тип 86	Серия К, тип 63	Тип 159	Тип 157-К	Тип 157-С	Серия ПТ-4	Серия ГР-6	Серия ОП-2
<b>Сцепное дышло переднее</b>									
Номер фигуры, изображающей тип сечения дышла	—	<i>I</i>	<i>I</i>	<i>I</i>	<i>I</i>	<i>I</i>	<i>IV</i>	<i>I</i>	<i>I</i>
Длина между осями пальцев кривошипов	мм	—	760	625	805	805	600	720	640
Полная длина дышла	»	—	897	740	955	955	712	863	732
Высота сечения <i>H</i>	»	—	60	50	60	60	50	60	35
Ширина горизонтальной полки сечения <i>B</i>	»	—	25	20	25	25	20	30	16
Диаметр валика <i>d<sub>в</sub></i>	»	—	55	50	60	60	50	60	38,73
Вес дышла	кг	—	14	11	16,6	16,7	10	17	4,5
<b>Сцепное дышло среднее</b>									
Номер фигуры, изображающей тип сечения дышла	—	—	<i>I</i>	<i>I</i>	<i>I</i>	<i>I</i>	<i>IV</i>	<i>I</i>	<i>I</i>
Длина между осями пальцев кривошипов	мм	—	900	750	950	950	750	720	640
Действительная длина дышла между осями крайних валиков или осями пальцев кривошипов	»	—	1 240	1 060	1 320	1 320	1 050	875	840
Полная длина дышла	»	—	1 530	1 163	1 610	1 450	1 150	1 036	936
Расстояние от оси валика до оси пальца кривошипа:									
спереди	»	—	140	125	145	145	150	155	90
сзади	»	—	200	185	225	225	150	155	110
Высота сечения <i>H</i>	»	—	66	60	70	70	60	70	40
Ширина горизонтальной полки сечения <i>B</i>	»	—	23	20	30	30	20	35	20
Диаметр валиков:									
переднего <i>d<sub>вп</sub></i>	»	—	55	50	60	60	60	60	45
заднего <i>d<sub>вз</sub></i>	»	—	55	50	60	60	60	62,42	45
Вес дышла	кг	—	30	20	39,3	33	18,9	28	8,3
Материал дышла	—	—	Ст. 5	Ст. 5 пов.	Ст. 5 пов.	Ст. 5 пов.	Ст. 5 пов.	st 50.11	st 50.11
<b>Сцепное дышло заднее</b>									
Номер фигуры, изображающей тип сечения дышла	—	<i>I</i>	<i>I</i>	<i>I</i>	<i>I</i>	<i>I</i>	<i>IV</i>	<i>I</i>	—
Длина между осями пальцев кривошипов	мм	750	700	565	725	725	600	1 050	—
Действительная длина дышла между осями крайних валиков или осями пальцев кривошипов	»	875	700	565	725	72	600	1 205	—
Полная длина дышла	»	1 074	877	726	875	920	712	1 493	—
Высота сечения <i>H</i>	»	54	60	50	60	60	50	83	—
Ширина горизонтальной полки сечения <i>B</i>	»	19	21	20	25	25	20	40	—
Диаметр валика	»	50	55	50	60	60	50	60	—
Вес дышла	кг	15,5	12	10,3	15,8	16	10,1	49	—
Материал дышл	—	Ст. 5	Ст. 5	Ст. 5 пов.	Ст. 5 пов.	Ст. 5 пов.	Ст. 5 пов.	st 50.11	—



Таблица 26

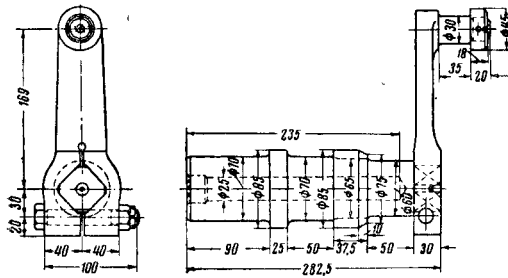
Пальцы кривошипов узкоколейных паровозов (размеры в мм)

Элементы характеристики	Серия Н, тип 86	Серия К, тип 63	Серия 159	Тип 157-К	Тип 157-С	Серия ПТ-4	Серия ГР-6	Серия ОП-2
Тип паровой рамы	Внутренняя	Наружная	Внутренняя	Наружная		Внутренняя		
Диаметр конца оси для запрессовки кривошипа (наружного) . . . . .	—	131	—	148	150	—	—	—
Длина конца оси для запрессовки кривошипа:								
ведущей . . . . .	—	96	—	96	96	—	—	—
передней сцепной . . . . .	—	71	—	90	90	—	—	—
средней сцепной . . . . .	—	81,5	—	90	90	—	—	—
задней сцепной . . . . .	—	81,5	—	90	90	—	—	—
Диаметр запрессованной части пальца . . . . .	82	134	90	148	148	98	130	70
Длина запрессованной части пальца . . . . .	89,5	96	97	96	96	102,5	125	90
Диаметр поршневой шейки пальца . . . . .	66	80	70	90	90	75	110	60
Длина поршневой шейки пальца . . . . .	75	80	90	100	100	75	100	50
Диаметр центральной шейки пальца . . . . .	82	95	90	115	115	95	130	70
Длина центральной шейки пальца . . . . .	65	72	65	80	80	83	90	50
<i>Передняя ось</i>								
Диаметр запрессованной части пальца . . . . .	60	75	60	148	148	65	90	60
Длина запрессованной части пальца . . . . .	102	60	97	90	90	102,5	117	90
Диаметр шейки пальца . . . . .	60	65	60	65	65	60	80	50
Длина шейки пальца . . . . .	54/60*	68/84	60/70	60/86	60/86	55/72	70/125	45/75
<i>Задняя ось</i>								
Диаметр запрессованной части пальца . . . . .	—	75	60	148	148	65	90	60
Длина запрессованной части пальца . . . . .	—	60	97	90	90	102,5	117	90
Диаметр шейки пальца . . . . .	—	65	60	65	65	60	80	50
Диаметр шейки пальца кривошипа . . . . .	38	50	38	50	50	40	45	—
Длина шейки пальца . . . . .	45	50	45	50	50	45	45	—
Разбег подшипника на оси:								
первой . . . . .	1	12	1	1	1	0,5—0,7	1	—
второй . . . . .	3	1	5	13	13	5—5,5	25	—
третьей . . . . .	1	1	1	1	1	0,5—0,7	25	—
четвертой . . . . .	—	12	1	13	13	0,5—0,7	0,5—1	—
Расстояние между серединами:								
шек контркривошипа и поршневой . . . . .	102	97	105	110	110	108	105	70
шек контркривошипов правой и левой сторон . . . . .	1 356	1 894	1 386	2 010	2 010	1 392	1 570	1 330
шек сцепных пальцев кривошипов передней оси . . . . .	970	1 482	978	1 580	1 580	980	1 090	1 015
сцепных пальцев кривошипов средней оси . . . . .	978	1 520	1 003	1 580	1 580	1 018	1 090	1 015
шек центральных сцепных пальцев ведущей оси . . . . .	978	1 516	1 000	1 580	1 580	1 018	1 090	1 015
шек сцепных пальцев кривошипов задней оси . . . . .	—	1 520	978	1 580	1 580	980	1 090	1 015
Радиус кривошипов . . . . .	150	150	150	185	185	150	200	150
Длина контркривошипа . . . . .	167,7	172,4	182,9	231,8	231,8	182,9	253,3	169

\* Для средней оси.



механизмов, кроме серьги, имеется ещё и поводок, либо скреплённый с ползуном, либо отлитый с последним за одно целое).

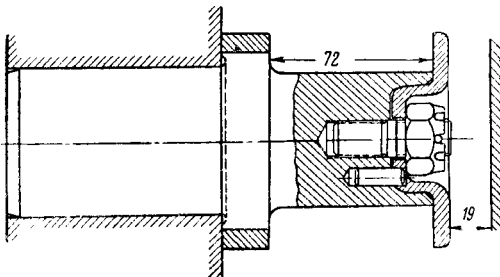


Фиг. 73. Съёмный контркривошип паровоза серии ОП-2

Кулисная тяга подвеской соединяется с плечом переводного вала

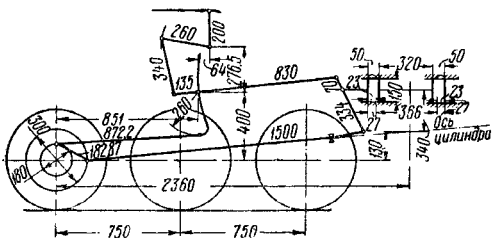
На фиг. 75 представлен кулисный механизм Вальсхерта паровоза серии ПТ-4.

На фиг. 76 (а, б, в, г) даны скелетные схемы парораспределительных механизмов четырёх типов узкоколейных паровозов.



Фиг. 74. Съёмный буртик сцепного пальца паровоза серии ПТ-4

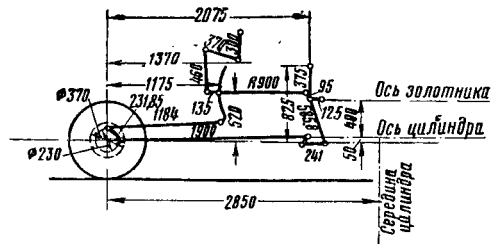
На большинстве типов паровозов узкой колеи ставят кулисы закрытого типа. Кулиса закрытого типа паровоза серии ПТ-4 представлена на фиг. 77. По конструкции та-



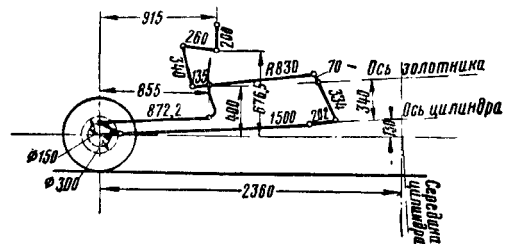
Фиг. 75. Схема кулисного механизма Вальсхерта паровоза серии ПТ-4

кне кулисы однотипны с кулисами паровозов широкой колеи (серий Э, СО, КУ, ИС и др.). Кулису закрытого типа применяют в том случае, если точка подвески кулисной тяги находится сзади кулисы. На паровозе серии ГР-6 установлена кулиса открытого типа.

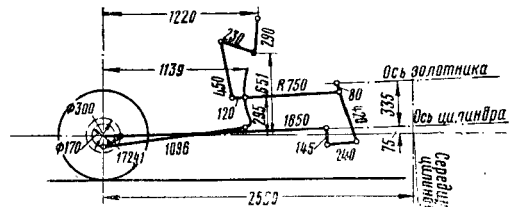
На фиг. 78, 79, 80, 81 представлены детали наружного парораспределительного механизма паровоза серии ПТ-4—серьга маятника, эксцентриковая тяга, маятник и кулисная тяга.



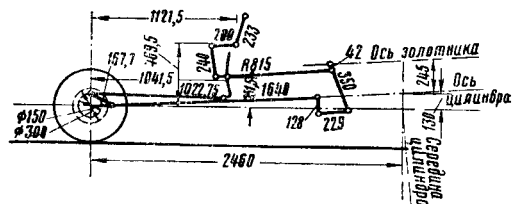
Фиг. 76а. Схема парораспределения паровоза типа 157



Фиг. 76б. Схема парораспределения паровоза типа 159



Фиг. 76в. Схема парораспределения паровоза типа 63

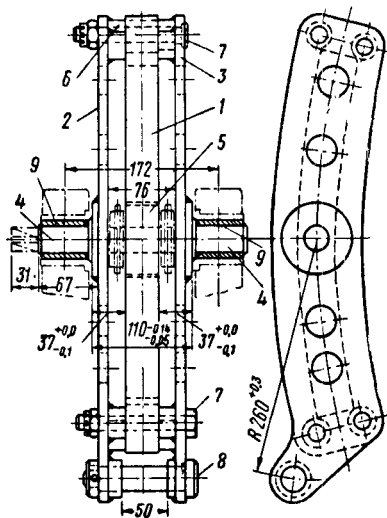


Фиг. 76г. Схема парораспределения паровоза типа 86

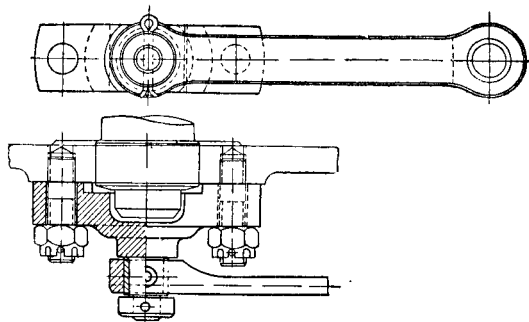
Материал для тяг кулисного механизма — сталь Ст. 5. Все втулки изготавливаются из стали Ст. 2 с цементацией.

На фиг. 82 представлен сборочный вид переводного механизма паровоза той же серии.

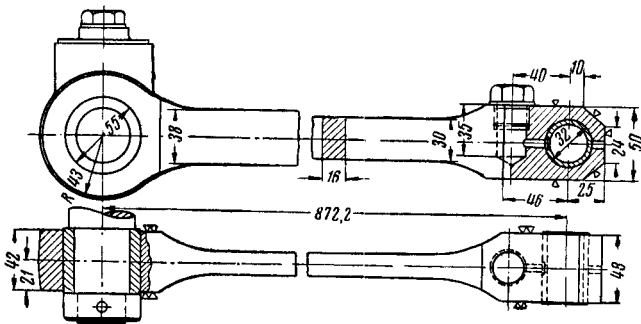
В табл. 27 приведены основные размеры кулисного механизма.



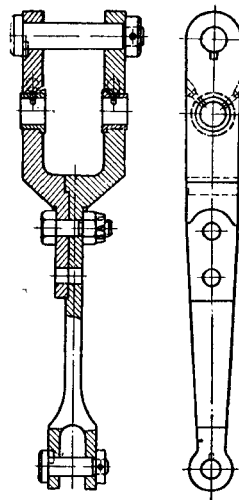
Фиг. 77. Закрытая кулиса паровоза серии ПТ-4:  
1—тело кулисы; 2—наружная щека; 3—внутренняя щека; 4—цапфы; 5—кулисный камень; 6—вставка; 7—болты; 8—валик; 9—втулки



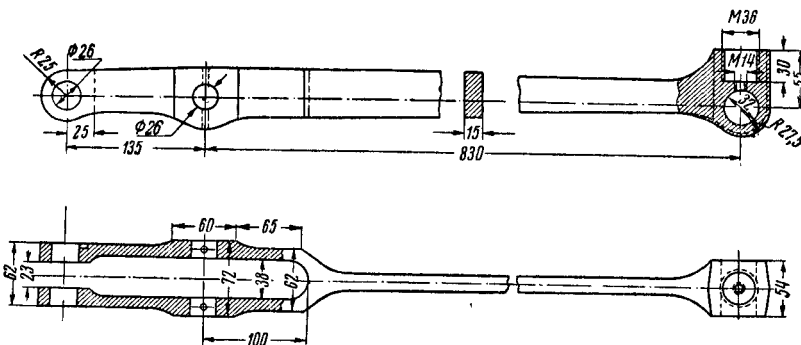
Фиг. 78. Сergy маятника паровоза серии ПТ-4



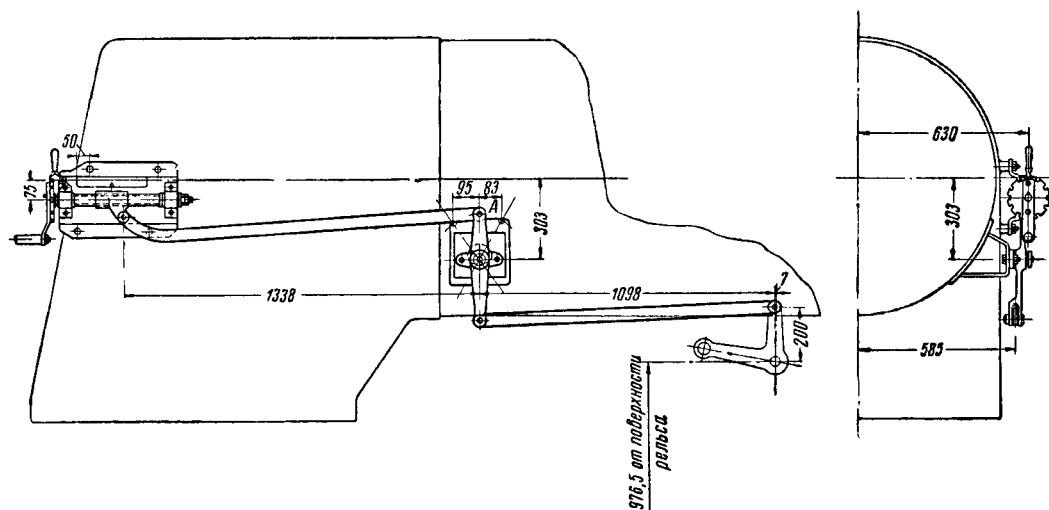
Фиг. 79. Эксцентриковая тяга паровоза серии ПТ-4



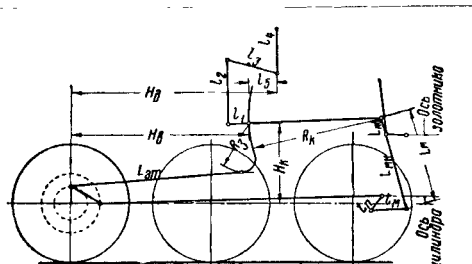
Фиг. 80. Маятник паровоза серии ПТ-4



Фиг. 81. Кулисная тяга паровоза серии ПТ-4



Фиг. 82. Сборочный вид переводного механизма паровоза серии ПТ-4



Кулисы узкоколейных паровозов (размеры в мм)

Элементы характеристики	Серия Н, тип 86	Серия К, тип 63	Тип 159	Тип 157-К	Тип 157-С	Серия ПТ-4	Серия ГР-6	Серия ОП-2
Длина эксцентриковой тяги $L_{эп}$ . . . . .	1 022,75	1 096	872,2	1 184	1 184	872,2	2 128,5	—
Расстояние от точки захвата кулисы до оси вращения кулисы $R_3$ . . . . .	199	286	260	315	315	260	260	—
Радиус кулисы $R_K$ . . . . .	815	750	830	900	900	830	1 060	—
Расстояние от оси кулисного камня до центра подвески кулисной тяги $l_1$ . . . . .	100	120	135	135	135	135	300	—
Длина подвески золотниковой тяги $l_2$ . . . . .	240	450	340	460	460	340	475	—
Длина плеча переводного вала $l_3$ . . . . .	200	290	260	370	370	260	—	—
Длина плеча переводного вала к тяге переводного винта $l_4$ . . . . .	233	290	200	300	300	200	—	—
Длина верхнего плеча маятника $L_{mv}$ . . . . .	42	75	70	95	95	70	120	—
Длина нижнего плеча маятника $L_{mn}$ . . . . .	350	420	334	490,8	490,8	334	630	—
Полная длина маятника $L_M$ . . . . .	392	495	404	585,8	585,8	404	750	—
Длина серьги $t_M$ . . . . .	229	242	202	241	241	202	350	—
Длина поводка маятника $t_n$ . . . . .	128	145	0	0	82	0	185	—
Расстояние от оси:								
кулисы до горизонтальной плоскости, проходящей через центр осей движущих колёсных пар, $H_K$ . . . . .	251,5	310	400	520	520	400	595	—
кулисы по горизонтали до вертикальной плоскости, проходящей через центр оси ведущей колёсной пары, $H_a$ . . . . .	1 032,5	1 130	850	1 175	1 175	851	2 090	—
переводного вала по горизонтали до вертикальной плоскости, проходящей через ось кулисы, $l_5$ . . . . .	80	90	64	195	195	64	590	—
переводного вала до горизонтальной плоскости, проходящей через центры движущих колёсных пар, $H_d$ . . . . .	496,5	651	676,5	850	850	676,5	595	—

## ЭКИПАЖ ПАРОВОЗА

Конструкция экипажа зависит от типа паровозных рам.

В узкоколейных паровозах различают три основных типа рам: листовые, брусковые и коробчатые. Наиболее широкое применение имеет первый тип рамы, второй же употребляется обычно при переходе к паровозам большей мощности (серия ПЛ и др.), так как ряд конструктивных элементов в листовой раме в этом случае приводит к затруднительной компоновке котла и рамы. Коробчатые рамы в настоящее время имеют довольно узкую область применения — преимущественно на танк-паровозах, где водяной бак помещается внутри рамы.

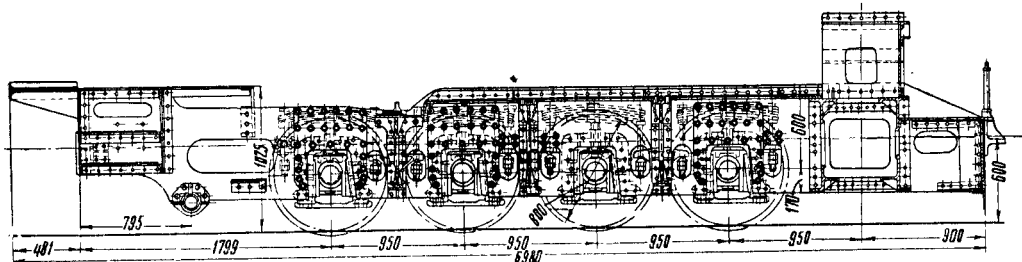
Листовые рамы узкоколейных паровозов представляют механически связанную систему, состоящую из двух боковых листовых полотнищ из стали марки Ст. 3 толщиной от 10 до 30 мм, связанных друг с другом

при помощи гибких подбрюшников. В этом случае в систему рамы включается котёл, имеющий большой момент инерции поперечного сечения и достаточную жёсткость в направлении действия вертикальных сил, возмущающих на раму и передающихся в этом случае котлу.

Достаточная жёсткость брусковых рам в горизонтальной плоскости позволяет обходиться без горизонтальных междурамных креплений, необходимых для листовой рамы.

На фиг. 83 изображена листовая рама паровоза типа 157-К.

Все существующие конструкции паровозных рам, в зависимости от расположения колёс относительно продольных рамных листов, разделяют на внутренние и наружные. Во внутренних рамные листы помещены между плоскостями правых и левых колёс паро-



Фиг. 83. Листовая рама паровоза типа 157-К

системой клёпанных или сварных промежуточных деталей, называемых междурамными креплениями.

Внешним признаком листовой рамы является большая величина отношения высоты пояса рамы (в буксовом вырезе) к её толщине:  $\frac{h}{s} = 12 \div 26$ , что обеспечивает жёсткость

рамы в вертикальной её плоскости. В горизонтальной же плоскости рама имеет относительно небольшую жёсткость. Продольные полотнища имеют буксовые вырезы, которые снизу крепятся буксовой стрункой. Последняя повышает сопротивление рамы действующим на неё усилиям.

Брусковые рамы узкоколейных паровозов представляют собой систему, состоящую из двух боковых полотнищ толщиной 50—60 мм, имеющих большие междубуксовые вырезы

$$\frac{h}{s} = 1,5 \div 2,0$$

Боковые полотнища связываются между собой, как и при листовой раме, междурамными креплениями, цилиндрическим блоком, а по концам — буферным брусом и задним стяжным ящиком.

Особенностью брусковой рамы является её малая жёсткость в вертикальном направлении. Это заставляет связывать её с котлом

воза, а в наружных эти листы находятся вне плоскостей колёс. Оба расположения имеют свои достоинства и недостатки. Так, например, наружные рамы не могут быть сделаны такими же жёсткими в поперечном направлении, как внутренние; зольник и рессоры размещаются при наружных рамах легко и удобно, тогда как при внутренних рамах доступ к рессорам затруднителен. Однако при внутренних рамах достигаются более надёжное соединение котла с рамой, меньший вес и меньшая ширина паровоза.

В табл. 28 приведены основные размеры рам узкоколейных паровозов.

Материалы, идущие на изготовление рам и деталей крепления к ним, указаны в табл. 29.

Рамы узкоколейных паровозов изготавливались преимущественно клёпаной конструкции (паровозы типов 86, 63, 159) или же имели болтовое крепление паровозы серий 157-К и 157-С).

Такое крепление рам (особенно болтовое) вследствие ослабления болтов и разработки болтовых отверстий нарушало жёсткость рамы и правильность работы движущего механизма.

За последнее время значительное распространение получили цельносварные рамы (паровозы серий ПТ-4, К<sup>ч</sup>-4, К<sup>п</sup>-4, К<sup>в</sup>-4 и ВП-1).

Таблица 28

## Основные размеры рамы узкоколейных паровозов в мм

Наименования размеров	Тип и серия паровозов									
	тип 86	тип 63	тип 157-К	тип 157-С	тип 159	серия ПТ-4	серия КЧ-4	серия ОП-2	серия ГР-6	серия ПЛ
	листовая рама									бруско- вая рама
	в	н	н	н	в	в	в	в	в	в
Длина рамы	4 416	6 000	6 490	6 500	5 140	5 712	5 712	4 634	7 020	5 905
Ширина рамы	560	720	675	770	560	550	540	573	795	383
Толщина рам- ных листов s	11	20	20	20	11	14	14	10	30	60
Расстояние между рам- ными листа- ми . . . . .	624	980	990	990	624	610	610	600	550	425
Высота пояса рамы в бук- совом выре- зе h . . . . .	266	360	340	340	275	300	300	260	430	320
Отношение h:s	24	18	17	21	26	18	17	31	12	1,5
Примечание. в — внутренняя, н — наружная рама. Длина рамы всегда превышает длину котла; спереди это превышение составляет не менее 0,75 м и служит для помещения ударно-упряжного прибора; на заднем же конце располагается будка машиниста, занимающая в длину около 1 м.										

Таблица 29

## Материалы для рам

Наименование детали	Мате- риал	Марка	ГОСТ
Полотнища и струн- ки листовой рамы .	Сталь	Ст. 3	380-50
Полотнища и струн- ки брускового рамы	Сталь	Ст. 5	380-50
Междурамное креп- ление, буферный брус, стяжной ящик . . . . .	Сталь	Ст. 3	380-50
Болты . . . . .	Сталь	Ст. 2	380-50
Подбрюшники . . .	Сталь	Ст. 2	380-50
Буксовые накладки	Бронза Чугун	Бр. ОЦ 5-5-5 Сч. 21-40	613-41 1412-48

## КОЛЁСНЫЕ ПАРЫ

Количество колёсных пар узкоколейного паровоза находится в зависимости от его веса и допускаемой на каждую ось наиболь-

шей статической нагрузки, которая на узкоколейных железных дорогах СССР колеи 750 мм должна отвечать ГОСТ 2394 (см. стр. 425).

Как показали испытания узкоколейных паровозов, динамическая нагрузка достигает 1,6—1,7 для сцепных осей и 1,9—2,0 для ведущей оси (паровоз 157-К) и 1,5—1,6 для сцепных осей и 1,8—2,0 для ведущей оси (паровоз типа 159), а для мотовоза серии МУГ-2 для всех осей в среднем 1,3—1,6 от статической нагрузки.

На современных узкоколейных паровозах наибольшее распространение получили паровозные колёсные пары дискового типа (фиг. 84) и значительно реже спицевого типа (фиг. 85, паровоз серии ГР-6).

Преимущество колёсных пар дискового типа заключается в относительно меньшем их весе.

Каждая колёсная пара состоит из оси и запрессованных на ней колёсных центров с надетыми на них бандажами.

Движущие колёсные пары отличаются наличием кривошипов и их пальцев, а также и противовесов.

Оси для паровозов железных дорог колеи 750 мм изготавливают на молотах или прессах из блюмсов, заготовок мартеповской стали или электростали.

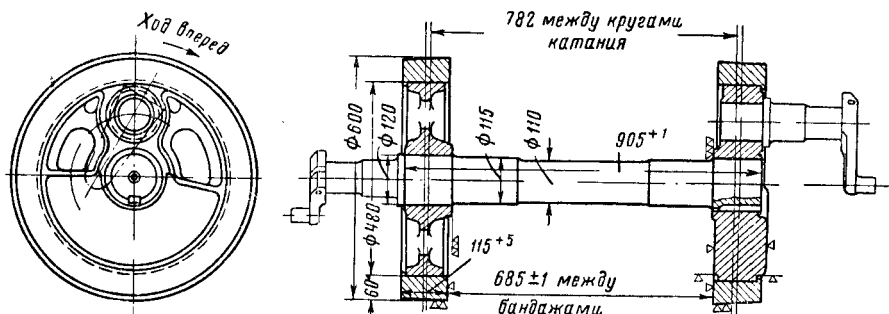
Послековки оси должны быть подвергнуты термической обработке.

Химический состав стали осей в %: углерода 0,35—0,45; марганца 0,50—0,80; крем-

ния 0,15—0,35; хрома не более 0,3; никеля 0,5; фосфора 0,05 и серы 0,05.

Механические свойства осей должны удо-

Типы и размеры осей для тендеров и вагонов железных дорог колеи 750 мм установлены ГОСТ 3873-47 и приведены в табл. 32.



Фиг. 84. Колёсная пара дискового типа паровоза серии ПТ-4

влетворять нормам, указанным в табл. 30.

По размерам оси узкоколейных паровозов должны соответствовать ГОСТ 3874-47 и чертежам, прилагаемым к заказу.

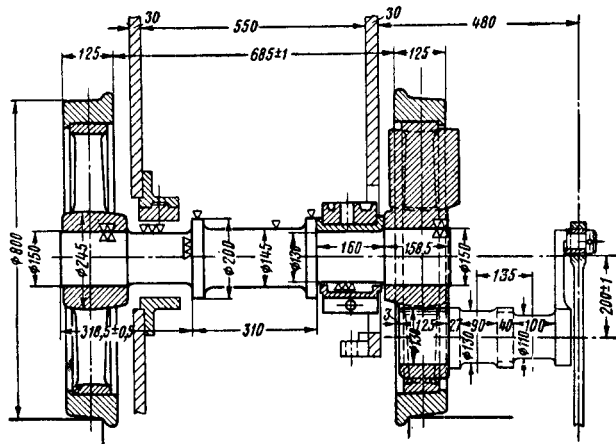
Типы и размеры осей в соответствии с указанным ГОСТ устанавливаются согласно табл. 31.

Типы и размеры осей, указанные в табл. 31 для ремонтируемых паровозов, являются рекомендуемыми.

Типы и размеры осей, установленные настоящим стандартом для ремонтируемых тендеров и вагонов, являются рекомендуемыми.

Оси тендерные изготавливаются из осевой заготовки по ГОСТ 74-40 на молотах или прессах.

С согласия заказчика допускается изготовление осей I, II и III типов из прокатной круглой стали марки Ст. 5 группы А по ГОСТ 380-50.



Фиг. 85. Колёсная пара спицевого типа паровоза серии ГР-6

Таблица 31

Размеры осей узкоколейных паровозов

Тип оси	Размеры обработанной оси (диаметр шейки × длину шейки × расстояние между серединами шеек) в мм	Нагрузка на рельс от оси не более в т
I ведущая I сцепная	115×170×515 115×160×515	4 4
II ведущая II сцепная	135×174×1126	6,5

Таблица 30

Механические свойства осей

Предел прочности при растяжении в кг/мм <sup>2</sup>	Относительное удлинение на длине образца l=5 в % не менее	Ударная вязкость	
		среднее значение по четырём образцам в кг/см <sup>2</sup> не менее	минимальное значение по отдельному образцу в кг/см <sup>2</sup>
55—58	23	7	3,5
58,1—61	22	6	3,0
Более 61	21	5	2,5

Таблица 32

Размеры осей для тендеров и вагонов

Тип оси	Размеры окончательно обработанной оси (диаметр шейки × длину шейки × расстояние между серединами шеек) в мм	Нагрузка на рельс от оси не более в т
I	55×110×1036	2,0
II	65×120×1085	3,0
III	75×120×1085	4,0
IV	90×150×1160	6,5
V	100×170×1200	9,0

Послековки или прессовки оси подвергают термической обработке.

Химический состав и механические свойства стали узкоколейных тендерных осей должны соответствовать табл. 33 и 34.

Таблица 33

Химический состав стали узкоколейных тендерных осей в %

Элементы	Анализ	
	плавочный	контрольный
Углерод . . . . .	0,35—0,45	0,30—0,48
Марганец . . . . .	0,50—0,90	0,50—0,90
Кремний . . . . .	0,15—0,35	0,15—0,35
Фосфор . . . . .	<0,050	<0,050
Сера . . . . .	<0,050	<0,055

Таблица 34

Механические свойства стали тендерных осей

Предел прочности при растяжении в кг/мм <sup>2</sup>	Относительное удлинение образца δ=5 в % не менее	Ударная вязкость	
		среднее значение для 4 образцов в кгм/см <sup>2</sup> не менее	минимальное значение для отдельных образцов в кгм/см <sup>2</sup>
52,0—55,9	23	6,0	3,5
56,0—58,9	22	5,0	3,0
59,0—61,9	21	4,0	2,5
62 и более	20	3,5	2,0

Допускается содержание в металле осей не более: хрома 0,30%, никеля 0,50%, меди 0,20%, молибдена 0,10% при плавочном анализе и хрома 0,35%, никеля 0,60%, меди 0,25% и молибдена 0,10% при контрольном анализе.

В табл. 35 приведены конструктивные параметры осей узкоколейных паровозов колеи 750 мм.

### КОЛЁСНЫЙ ЦЕНТР

Колёсный центр для узкоколейных паровозов отливается из стали марки 25-422; после отливки центры эти должны быть ожежены. В изломе центра сталь должна быть однородной, не крупнозернистого строения.

Колёсный центр запрессовывается на ось при помощи гидравлического пресса — под давлением примерно 500—700 кг на каждый миллиметр диаметра подступичной части оси.

В табл. 36 приведены основные размеры колёсных центров узкоколейных паровозов колеи 750 мм.

Таблица 35

Конструктивные параметры осей узкоколейных паровозов (размеры в мм)

Тип и серия паровоза	Ось ведущей колёсной пары				Ось спаренной колёсной пары				Ведущая колёсная пара				Сцепная колёсная пара			
	ось	подступичная часть	длина	диаметр	длина	диаметр	средней части	длина между шеей	ось	подступичная часть	длина	диаметр	длина между шеей	ось	подступичная часть	длина
Тип 8С	905	115	93	140	98	115	95	905	1437	135	115	140	93	140	135	115
Тип 63	1447	144	152	152	140	121	120	100	1437	135	115	140	120	100	135	115
Тип 159	905	114,5	115	146	115	114,5	105	905	1432	135	114,5	146	110	100	107	107
Тип 157-К	1492	145	155	174	135	145	133	1432	1482	155	145	174	135	168	217	168
Тип 157-С	1492	145	155	174	135	145	133	1482	1482	155	145	174	135	168	217	168
Серия ПТ-4	905	114,5	120	161	115	114,5	110	905	935	120	114,5	161	115	73	112	102
»	947	158,5	140	160	130	153,5	145	937	937	140	153,5	160	112	148	112	100
»	916	105,5	90	160	85	128,5	80	916	916	90	105,5	160	100	42	75	92,5
»	916	105,5	90	160	85	128,5	80	916	916	90	105,5	160	100	42	75	92,5



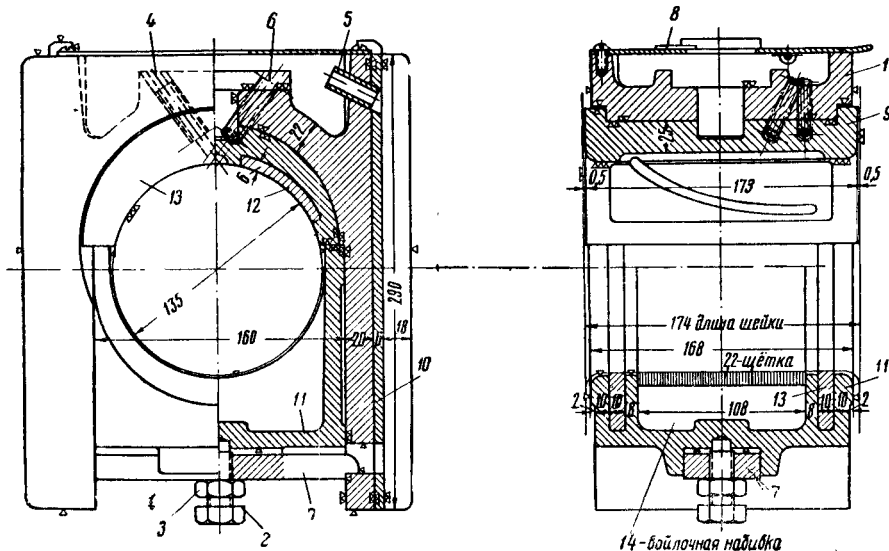


Technical drawing of a rectangular plate with a semi-circular notch. The drawing shows dimensions in millimeters: overall width 118 ± 0.2, overall height 77.5, notch radius R16.5, notch depth 33, and notch width 39. A section line A-A is indicated. The text "Качество поверхности 1:20" is present.

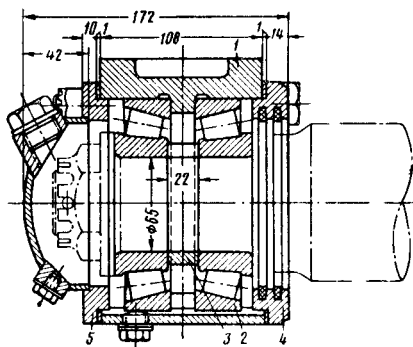
Внутренний диаметр бандажа в черном виде $D_1$	Диаметр бандажа по кругу катания		При ширине чёрного бандажа $B$					
			118			103		
	в чёрном виде $D$	в чистом виде	$b$	$b_1$	теоретический вес чёрного бандажа в кг	$b$	$b_1$	теоретический вес чёрного бандажа в кг
400	546	540	39	27,5	110	30	21,5	—
470	616	610			124			—
<i>Только для ремонтных целей</i>								
440	586	580			119			106
460	606	600			121			108
430	626	620	39	27,5	127	30	21,5	113
510	656	650			131			119
620	766	760			151			134

Третий тип (фиг. 91 — III тип) — буксы

В табл. 40 приведены конструкционные параметры букс узкоколейных паровозов колеи 750 мм.



Фиг. 90. Букса паровоза типа 157-К с цилиндрическим подшипником: 1—букса; 2—шуруп; 3—гайка; 4, 5, 6—трубочки; 7—закладка; 8—накладка; 9—подшипник; 10—наличник; 11—коробка; 12—заливка; 13—войлок; 14—набивка



Фиг. 91. Букса тендера паровоза серии ПТ-4  
с роликовым подшипником

Подшипник, передавая нагрузку от буксовой коробки на шейку оси, обычно выступает из буксы на 2—3 мм в обе стороны во избежание трения ступицы колеса о буксу

Материалом для подшипников служит бронза с затитыми в ней полосками баббита толщиной до 8 мм. В последнем случае достигается значительно меньшее трение, чем при подшипниках из одной бронзы; если осевая шейка почему-либо нагревается, то подшипник смешанного состава расплавляется не так легко, как подшипник из одного белого металла.

Материал для букв указан в табл. 41. Размеры букв выбирают по конструктив-

Таблица 40

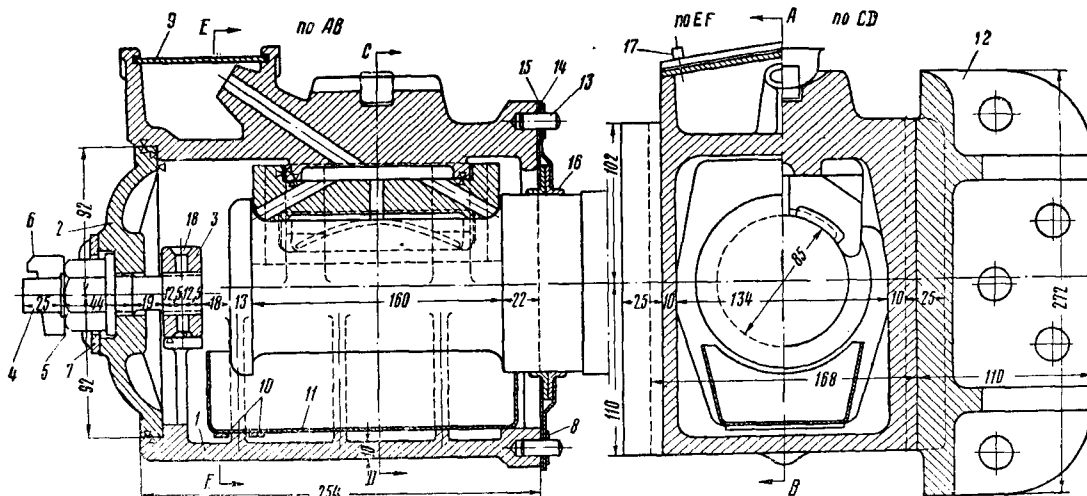
## Конструктивные параметры букс узкоколейных паровозов

Наименование	Тип 63	Тип 159	Тип 157-К	Тип 157-С	Серия ПТ-4	Серия ГР-6	Серия ОП-2
Тип буквы . . . . .	I	II	II	II	I	I	II
Высота буквы . . . . .	277	248	290	290	230	280	210
Ширина буквы вдоль рамы . . . . .	197	160	200	200	175	203	150
Ширина буквы поперёк рамы . . . . .	173	140	168	168	156	136	140
Ширина наличника буквы . . . . .	146	112	128	128	128	100	120
Ширина подшипника . . . . .	143	107	155	156	120	155	105
Длина подшипника . . . . .	174	145	173	173	160	159	159
Величина поперечного перемещения бук- сы в раме . . . . .	8	5	13	13	1	—	—

Таблица 41

Материал для букс узкоколейных паровозов

Наименование детали	Материал	Марка	ГОСТ	Наименование детали	Материал	Марка	ГОСТ
Корпус . . .	Сталь углеродистая	15-4024 25-4522	977-41	Заливка . . .	Баббит	БК	1 209-41
Подшипник .	Бронза	Бр. ОЦС 5-5-5	613-41	Наличники .	Бронза	Бр. ОЦС 5-5-5	613-41



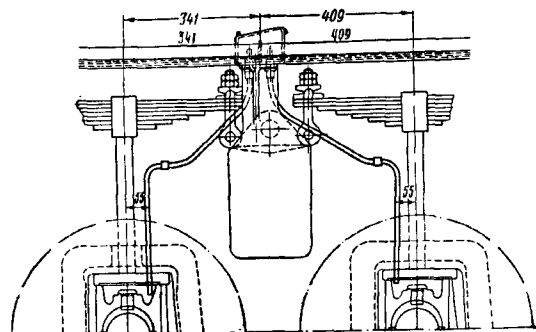
Фиг. 92. Горизонтальная тендерная букса паровоза типа 157-С: 1—букса; 2—крышка; 3—запорка; 4—шпилька; 5—гайка; 6—чек; 7 и 8—шайбы; 9—крышка маслѐнки; 10—планка; 11—коробка; 12—направляющая правая; 13—шурп; 14 и 15—планки кожуха; 16—муфта из кожи; 17—штифт; 18—заклѐпка

ным соображениям в зависимости от величин диаметра и длины шеек осей.

У некоторых узкоколейных паровозов нижняя коробка букс изготавливается из чугуна марки СЧ 18-36 (ГОСТ 1412-48) или из стали марки Ст. 0 и Ст. 2 (ГОСТ 380-50).

Так как в большинстве серий узкоколейных паровозов каждая осевая букса помещается между рамой и колесом, то она должна быть открыта с обеих сторон. Закрытые снаружи буксы встречаются только в тендерах.

На фиг. 92 изображена цельная горизонтальная осевая букса тендера узкоколейного паровоза типа 157-С, закрытая снаружи крышкой со стяжным болтом. Корпус буксы и крышка из чугуна марки СЧ 18-36 (ГОСТ 1412-48).



Фиг. 93. Фитильный способ смазки букс

### СМАЗОЧНЫЕ ПРИНАДЛЕЖНОСТИ

Во избежание заедания буксовых наличников и задира осевых шеек последние должны иметь тщательную смазку. На современных

узкоколейных паровозах фитильный способ смазки сохранился только в буксах и параллелях (фиг. 93). Однако этот способ постепенно уступает место централизованной подаче жидкой смазки от пресс-маслѐнок.

## БАЗА УЗКОКОЛЕЙНЫХ ПАРОВОЗОВ

Расстояние между осями крайних колёсных пар паровоза (без тендера) называют колёсной базой (ГОСТ 2560-44). Последняя намечается обычно в зависимости от установленной для узкоколейной железной дороги величины минимального радиуса кривой и намечаемой скорости движения, что с учётом заданной силы тяги и допускаемой нагрузки от колёсных пар на рельсы и определяет осевую формулу узкоколейного паровоза.

При проектировании узкоколейных паровозов и установлении необходимого количества их осей большое значение имеет правильный выбор длины полной колёсной базы паровоза вместе с тендером, т. е. расстояния между передней осью паровоза и задней осью тендера (ГОСТ 2560-44), а равно направляющей, или жёсткой, колёсной базы, т. е. расстояния между осями колёсных пар, имеющих незначительные боковые перемещения.

Увеличение базы экипажа, как известно, способствует уменьшению влияния паровоза, т. е. уменьшению угла набегания и бокового давления на рельс, но для более свободного прохождения кривых малого радиуса приходится иногда и уменьшать длину жёсткой базы. Однако последняя должна быть тем больше, чем больше допускаемая скорость движения паровоза. Принимая во внимание, что преимущественная скорость узко-

колейного паровоза с большой силой тяги должен иметь соответственно и большой сцепной вес, что при ограниченной стандартной нагрузке на ось потребует 4—5 сцепных осей и удлинения базы.

Для облегчения вписывания таких многочисленных паровозов применяют следующие конструктивные мероприятия:

1) у трёхосных паровозов с задней ведущей осью делают вторую ось с боковым разбегом или с безребордным бандажом;

2) у паровозов с большим, чем три, числом осей иногда применяют оси с принудительной установкой. При этом при установке в кривой крайних осей средние оси принудительно получают требуемое поперечное перемещение. Вписывание в кривые существенно облегчается, но конструкция экипажной части выходит очень сложной и дорогой.

На некоторые оси ставят бандажи с подрезанным гребнем (ребордой) [паровозы типа 159, серий ПТ-4, ВП-1 и ВП-2].

С уменьшением длины направляющей базы паровоза появляется опасность схода с рельсов в кривой малого радиуса, которая возрастает с увеличением отношения:

$$\frac{Y}{p'} = \frac{\text{Боковое давление направляющего колеса на рельс}}{\text{Вертикальное давление колеса на рельс}}$$

колейных паровозов не свыше 15—20 км в час, опасность появления вредных напряжений в пути и экипаже локомотива, очевидно, не так уж велика. Следовательно, применение в узкоколейных локомотивах короткой жёсткой базы с эксплуатационной точки зре-

ния на основе опыта эксплуатации различных типов узкоколейных локомотивов колеи 750 мм можно установить зависимость между жёсткой базой и радиусом кривой при скорости движения не свыше 15 км в час (табл. 42).

Таблица 42

Зависимость между радиусом кривой и жёсткой базой паровоза

Наименьший радиус кривой в м . . . . .	25	40	50	75	100	125	150	210	250	300
Жёсткая база паровоза в мм . . . . .	1 000	1 500	1 600	2 000	2 300	2 600	2 900	3 200	3 800	4 100

## НАГРУЗКА НА ОСЬ ПАРОВОЗА

Нагрузка на ось определяется при проектировании графо-аналитическим способом (методом развески), а при постройке и ремонте подвижного состава — взвешиванием локомотивов на специальных весах.

Наибольшее допускаемое статическое давление колёс паровоза на рельсы зависит от типа рельсов, количества шпал на километр и других условий прочности верхнего строе-

ния пути, а также от предельно допускаемой скорости движения.

Комитетом по стандартизации при Совете Труда и Обороне утверждён стандарт статических нагрузок на сцепную ось паровозов узкоколейных железных дорог, предусматривающий для трёх стандартизованных колеи (ОСТ 4938) пять стандартных нагрузок на ось (ОСТ 2394).

Т а б л и ц а 43

Статические нагрузки на сцепную ось

Колея в мм	Нагрузка в т		
	облегчённая	нормальная	усиленная
600	3,0	4,0	6,5
750	4,0	6,5	9,0
1 000	6,5	9,0	12,5

Статические и динамические нагрузки на сцепную ось

Величина динамической нагрузки, возникающей при движении паровоза, является критерием безопасности работы паровоза на данном рельсовом пути.

Проведённые в СССР (впервые в истории узкоколейных железных дорог) научно-исследовательские и экспериментальные работы по выявлению действительных статических и динамических нагрузок, возникающих под воздействием узкоколейных паровозов на прямых участках рельсового пути колеи 750 мм, показали, что действительный коэффициент динамичности  $n_d$  может быть принят:

для паровоза типа 157 Коломенского завода (опыты ВНИИПТ, 1935 г.):  
 для крайних осей . . . . . 1,6 — 1,7  
 для ведущих осей . . . . . 1,9 — 2,0  
 для паровоза типа 159 Коломенского завода (по данным ЛЛТА им. Кирова, 1937 г.):  
 для крайних осей . . . . . 1,5 — 1,6  
 для второй и третьей осей . . . . 1,8 — 2,0  
 для мотовозов (по данным ЦНИИМЭ, 1947 г.):  
 типа 0-4-0 серии М  $\frac{\Gamma}{\Phi}$  . . . . . 2,5  
 импортного (Оренштейн и Копель) . . . . . 1,5 — 1,77  
 МУГ-2 (Калужского завода) . . 1,3 — 1,6  
 для четырёхосных платформ системы Лессоудмашстроя (по данным ЦНИИМЭ, 1947 г.) . . . . . 1,12 — 1,32

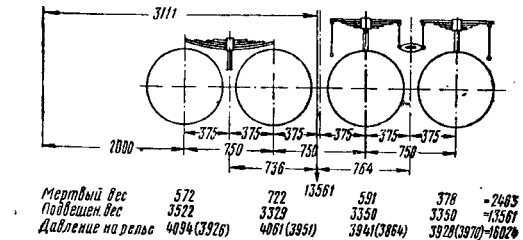
Статические нагрузки не должны превышать пределов, установленных ОСТ 2394, приведённых в табл. 43.

Спаренные оси должны иметь равные статические нагрузки во избежание неравномерного износа бандажей и вследствие этого быстрого разрушения движущегося механизма. На практике допускается незначительное неравенство, значительное же отклонение указывает на большие неточности в развеске.

Схема распределения статических нагрузок на оси паровоза типа 159 Коломенского завода с осевой формулой 0-4-0 показана на фиг. 94.

По произведённым подсчётам теоретический вес этого паровоза составляет: подрессоренный 13 537 кг и мёртвый 2 503 кг, что даёт в сумме 16 040 кг. Как видно, раз-

ница между теоретическим и действительным весом незначительна, однако передние оси недогружены, а задние несколько перегружены.



Фиг. 94. Схема распределения статических нагрузок на оси паровоза типа 159

Проектная нагрузка на ось паровоза серии ПТ-4 равняется 4 т, а сцепной вес 16 т. Действительный сцепной вес оказался равным 15,2 т с распределением по осям согласно табл. 44.

Приведённые в табл. 43 данные получены взвешиванием паровоза серии ПТ-4-001 на заводе.

Т а б л и ц а 44

Сцепной вес паровоза серии ПТ-4-001

Вес паровоза	Распределение веса по осям в кг				Всего
	I	II	III	IV	
Мёртвый . . . . .	574	563	624	574	2 335
Обрессоренный в рабочем состоянии	2 926	3 047	3 396	3 546	12 865
Полный в рабочем состоянии . . .	3 500	3 610	4 020	4 120	15 200
Полный после корректировки . .	3 530	3 520	4 100	4 050	15 200
В порожнем состоянии . . . . .	3 200	3 150	3 200	3 300	12 850

При взвешивании в рабочем состоянии котёл паровоза был заполнен водой до половины водомерного стекла; слой топлива (дров) в топке высотой 300—400 мм; песочница заполнена песком полностью, а в будке находились на своих рабочих местах машинист и помощник. Паровоз был в холодном состоянии.

Порожний паровоз взвешивался без воды, песка, топлива и паровозной бригады.

Недогруз передних осей делает паровоз серии ПТ-4 склонным к боксованию, а следовательно, и к реализации меньших коэффициентов сцепления.

Для иллюстрации удачной развески приводятся данные нагрузки на оси паровоза 0-4-0 серии К (тип 63) Коломенского завода. По проекту паровоз этот должен иметь нагрузку на ось 5,25 т с общим сцепным весом 21,0 т (см. табл. 45).

Таблица 45

Сцепной вес паровоза серии К

Вес паровоза и тендера	Распределение веса по осям в кг				Всего
	I	II	III	IV	
<i>Паровоз</i>					
В порожнем состоянии . . . . .	5 080	4 820	4 640	4 500	19 040
В рабочем       »       . . . . .	5 330	5 250	5 220	5 300	21 100
<i>Тендер</i>					
В порожнем состоянии . . . . .	2 580	2 236	1 690	—	—
В рабочем       »       . . . . .	5 060	4 850	4 720	—	14 630

Таблица 46

### ОСЕВЫЕ ФОРМУЛЫ СТАНДАРТНЫХ ТИПОВ УЗКОКОЛЕЙНЫХ ПАРОВОЗОВ

Осевой формулой паровозов называется условное символическое обозначение типа с указанием рода, числа и расположения осей (ГОСТ 2560-44).

Осевые формулы паровозов для железных дорог с шириной колеи 750 мм согласно ОСТ 7614 «Классификация паровозов» приведены в табл. 46.

Указанный выше стандарт распространяется на все вновь строящиеся паровозы для наземных железных дорог с паровой тягой при ширине колеи 750 мм.

Осевые формулы и нагрузки на сцепные оси паровозов колеи 750 мм

Нагрузка на ось в т	Осевые формулы						
	0-3-0	1-3-1	0-4-0	1-4-1	0-5-0	1-5-1	2-4-0+ +0-4-2
4	—	—	—	—	—	—	—
6,5	0-4-0	1-4-1	0-5-0	1-5-1	—	—	—
9	—	—	0-5-0	1-5-1	—	—	—

### ЛИТЕРАТУРА И ИСТОЧНИКИ

1. Вороницын К. И. Узкоколейный паровоз серии ПТ-4, Гослесбумиздат, М.—Л., 1951.
2. Сологубов В. Н. Паровозы узкой колеи. Трансжелдориздат, М., 1951.
3. Трубецкой В. А. Локомотивы лесовозных железных дорог, Гослестехиздат, М., 1946.
4. Трубецкой В. А. Паровозы узкоколейных железных дорог СССР. Транспечать, М., 1929.
5. Трубецкой В. А. Тягово-теплотехнические испытания паровоза серии ПТ-4-001 колеи 750 мм. Журнал «Лесная промышленность» № 12, 1947.