

С. Р. ДАДЫКО · И. И. ДРАЙЧИК

ВАГОНОСТРОЕНИЕ

М А Ш Г И З

ВАГОНО
СТРОЕНИЕ

С. Р. ДАДЬКО, И. И. ДРАЙЧИК

ВАГОНОСТРОЕНИЕ

СПРАВОЧНОЕ ПОСОБИЕ

*ИЗДАНИЕ ВТОРОЕ,
ДОПОЛНЕННОЕ И ПЕРЕРАБОТАННОЕ*



МАШГИЗ

ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Москва 1954

Книга содержит общие сведения и описание конструкций вагонов и их важнейших деталей (колесных пар, букс, рес-сор, тележек, рам и т. д.), а также основные данные для расчета ответственных деталей вагона.

Книга рассчитана на ИТР вагоностроительных заводов, а также на студентов институтов железнодорожного транспорта.

Рецензент лауреат Сталинской премии инж. Г. А. Казанский

Редактор инж. Н. Н. Воскресенский

*Редакция по литературе транспортного, дорожного
и энергетического машиностроения.
Зав. редакцией инж. Г. И. ПЕТРОВ*

ПРЕДИСЛОВИЕ КО ВТОРОМУ ИЗДАНИЮ

При подготовке рукописи ко второму изданию авторы исходили из принципов построения книги первого издания. Во втором издании исключены глава III (основные указания по применению сварки в вагоностроении) и некоторый другой устаревший материал.

Пополнены главы по роликовым подшипникам, тележкам грузовых и пассажирских вагонов, кузовам грузовых вагонов общего пользования и специального назначения. Особое внимание уделено конструкциям и описанию цельнометаллических пассажирских вагонов, их отоплению, вентиляции, водоснабжению и кондиционированию воздуха. Освещены вопросы сопротивления роликовых подшипников и расчеты их на прочность.

Отдельные главы настоящей книги написали:

Дадыко С. Р. гл. V—XIX, XXXI—XXXVI; Драйчик И. И. Общие сведения и гл. I—IV, XX—XXIX и XXX.

Авторы

ПРЕДИСЛОВИЕ К ПЕРВОМУ ИЗДАНИЮ

Бурно развивающаяся социалистическая промышленность и сельское хозяйство выдвигают все новые и повышенные требования к конструкциям вагонов, которые должны обеспечивать наибольшую сохранность перевозимых грузов, способствовать ускорению оборота вагонов и отвечать требованиям культурного обслуживания пассажиров.

В нашей вагоностроительной промышленности широко внедряется сварка, выпускаются цельнометаллические вагоны, применяются литые и штампованные детали, цельнокатанные колеса, легкие сплавы и пластмассы.

При составлении настоящей книги авторы ставили перед собой задачу — обобщить опыт советского вагоностроения и дать конструкторам такое пособие, которое помогло бы им создать более совершенные конструкции вагонов, отвечающие указанным выше требованиям.

Вопросы проектирования и расчета вагонов, освещенные авторами в настоящем пособии, включают только те сведения, которые проверены на практике. Расчеты и конструкции вагонов, которые находятся в стадии исследования и испытания, в справочное пособие не помещены. При описании конструкций вагонов, находящихся в эксплуатации ж.-д. транспорта, дается

некоторый критический анализ их, однако это сделано лишь в такой мере, в какой позволяет справочный характер книги.

Отдельные главы пособия посвящены устройству и расчетам отопления и вентиляции, проблеме кондиционирования воздуха и динамике вагонов. В разделе динамики вагонов рассматриваются лишь главные вопросы устойчивости, спокойствия хода и сопротивления вагонов.

Авторы сочли возможным не включать в книгу сведений по устройству автотормозов и по электросвещению вагонов, так как по этим вопросам имеется достаточно справочной литературы (Карвацкий Б. Л. «Тормоза», Егоров В. В. «Электросвечение вагонов» и др.).

При составлении пособия авторы широко использовали труды и достижения советских ученых и изобретателей.

Отдельные главы настоящей книги написали:

С. Р. Дадыко — гл. VI—XX, XXXII—XXXVII; И. И. Драйчик — Общие сведения и гл. I, II, IV, V, XXI—XXIX, XXX и XXXI; С. З. Штерлинг — гл. III.

Авторы

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

КЛАССИФИКАЦИЯ ВАГОНОВ

Классификация составлена на основе общепринятой практики разделения вагонов по различным признакам и в соответствии с § 6 «Правилами технической эксплуатации железных дорог СССР», установленными в 1952 г. Министерством путей сообщения [16]*.

РАЗДЕЛЕНИЕ ВАГОНОВ ПО ИХ НАЗНАЧЕНИЮ

Группа I — вагоны грузовые. **Подгруппа 1-я** — вагоны общего назначения: крытые, полувагоны, цистерны, платформы и вагоны изотермические. **Подгруппа 2-я** — вагоны специального назначения: вагоны с опрокидывающимися кузовами, самодвижущиеся товарные вагоны, транспортеры, вагоны для перевозки живности (мелкого и крупного скота, рыбы, птицы), цистерны для специальных целей и др.

Группа II — вагоны пассажирские. **Подгруппа 1-я** — вагоны общего назначения: купейные и бескупейные, мягкие и жесткие, местного сообщения и дальнего следования, пригородные (паровой и электрифицированной тяги), вагоны-рестораны, почтовые и багажные вагоны. **Подгруппа 2-я** — вагоны специального назначения: вагоны-салоны, служебные, вагоны-лаборатории, вагоны-клубы и др.

РАЗДЕЛЕНИЕ ВАГОНОВ ПО ДРУГИМ ПРИЗНАКАМ

По условиям эксплуатации вагоны подразделяются на общесетевые и промышленные. К общесетевым относятся вагоны, которые по габариту, нагрузке от оси на путь и нагрузке на 1 пог. м пути допускаются для курсирования в груженом состоянии по железнодорожным путям СССР и граничащих с нами стран.

Промышленные вагоны допускаются к курсированию в груженом состоянии только по внутризаводским путям и промышленным путям замкнутого направления. Выход их на все железнодорожные пути СССР не разрешается.

Примечание. При обеспечении «Правил технической эксплуатации железных дорог СССР» Министерства путей сообщения в отношении габарита, ходовых частей (тележек), тормозов и тягово-ударных приборов промышленные вагоны допускаются к курсированию по всем железнодорожным путям СССР в порожнем состоянии, а при соблюдении нагрузки от оси на путь и нагрузки на 1 пог. м пути — и в груженом состоянии.

По ширине железнодорожной колеи вагоны разделяются на вагоны широкой колеи, курсирующие по железнодорожным путям нормальной колеи (шириной 1524 мм для железных дорог СССР), и вагоны узкой колеи, которые курсируют по путям с меньшей шириной колеи. К названию этих вагонов обычно добавляется указание о ширине колеи (например, четырехосный вагон с опрокидывающимся кузовом п. с.*35 т колеи 1000 мм).

По устройству ходовых частей различают вагоны бестележечные и тележечные.

Бестележечные вагоны, чаще всего двухосные (реже трехосные и четырехосные), с рессорным подвешиванием, расположенным на раме вагона. Так как эти вагоны плохо вписываются в кривые участки железнодорожных путей, они имеют ограниченную длину — до 14 м и очень редко (в вагонах старого типа) — до 18 м.

К бестележечным вагонам относятся двухосная платформа п. с. 20 т, двухосный пассажирский вагон длиной 14 м и др.

Тележечные вагоны отличаются от бестележечных тем, что у них рама опирается

* В квадратных скобках везде дается ссылка на литературу, перечень которой приведен в конце книги.

* Буквами п. с. сокращенно обозначается здесь и в дальнейшем подъемная сила (грузоподъемность) вагона.

на две (реже три или четыре) тележки, обычно двухосные или трехосные, а иногда и четырехосные (например, в транспортерах). Эти вагоны имеют хорошую проходимость по кривым участкам пути, что позволяет иметь достаточную длину вагона, а также создать вагон со

значительной грузоподъемностью (свыше 180 т) в зависимости от числа осей. К тележечным вагонам относятся четырехосный крытый вагон п. с. 60 т, восьмьюосный полувагон п. с. 100 т, двенадцатиосный транспортер п. с. 150 т и др.

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

ВОЗДЕЙСТВИЕ ВАГОНОВ НА ПУТЬ

Для обеспечения допустимого воздействия подвижного состава на путь и на искусственные железнодорожные сооружения и мосты установлены определенные нагрузки для вагонов (весом брутто) в их статическом состоянии.

Данные для железных дорог широкой колеи: наибольшие допустимые нагрузки от оси колесной пары вагона на рельсы в т:

Вагоны	Нагрузка
Грузовые общесетевые	20,5*
промышленные	25,0
Пассажирские общесетевые	18,0

Наибольшие допустимые нагрузки вагона на 1 пог. м пути в т:

Вагоны	Нагрузка
Общесетевые для обращения по всей сети железных дорог	6,5
для магистральных железных дорог с рельсами усиленного типа	8,0
Промышленные	8,0

Данные для железных дорог узкой колеи приведены в табл. 1 и 2.

Таблица 1

Наибольшие допустимые нагрузки от оси колесной пары вагона на рельсы для железных дорог узкой колеи (в соответствии с ОСТ 2394, исключая железные дороги легкого типа)

Ширина колеи в мм	Тип железной дороги			
	легкая	облегченная	нормальная	усиленная
Нагрузка в т				
750	3	4	6,5	9
1 000	—	6,5	9	12

* В соответствии с ГОСТ 4007-48 «Оси для вагонов железных дорог широкой колеи. Размеры».

Таблица 2

Наибольшие допустимые нагрузки вагона на 1 пог. м пути для железных дорог узкой колеи (в соответствии с практикой эксплуатации подвижного состава на железных дорогах узкой колеи)

Ширина колеи в мм	Тип железной дороги			
	легкая	облегченная	нормальная	усиленная
Нагрузка в т				
750	1,7	2,3	2,6	3,6
1 000	—	—	—	4,8

Действительные значения величины P_1 и P_2 для вагона определяются по формулам

$$P_1 = \frac{P+T}{n}; \quad (1)$$

$$P_2 = \frac{P+T}{L}, \quad (2)$$

где P_1 — нагрузка от оси колесной пары на рельсы; P_2 — нагрузка вагона на 1 пог. м пути; P — полезная нагрузка (грузоподъемность) вагона (вес в т); L — полная длина вагона по концам буферов или по осям сцепления автосцепок (наибольшая из них) в м; T — тара вагона в т; n — число осей.

КОЭФФИЦИЕНТЫ ТАРЫ

Выгодность вагона оценивается конструктивным коэффициентом тары, который представляет собой для грузовых вагонов отношение тары к грузоподъемности $\frac{T}{P}$, а для пассажирских — отношение тары к числу мест $\frac{T}{n}$, а также эксплуатационным коэффициентом тары, учитывающим степень использования грузоподъемности в эксплуатации.

Полнота использования полезной кубатуры грузового вагона при перевозке различных

грузов оценивается, применительно к грузоподъемности—отношением полезного объема вагона к грузоподъемности $\frac{V}{P}$ (коэффициент удельного объема), а применительно к таре — отношением тары к полезному объему $\frac{T}{V}$.

Полнота использования полезной кубатуры имеет особенно важное значение в крытых и изотермических вагонах. Для вагонов метро и трамваев, где имеется большое количество мест для стоящих пассажиров, определяется выгодность использования площади пола. Она оценивается отношением тары к площади пола $\frac{T}{F}$.

Чем меньше коэффициенты $\frac{T}{P}$, $\frac{T}{V}$, $\frac{T}{n}$ и $\frac{T}{F}$ и чем больше коэффициент $\frac{V}{P}$ при других равных измерителях, тем выгоднее вагон для эксплуатации. Здесь V — полезный объем кузова в m^3 ; F — площадь пола в m^2 ; n — число мест (для лежания в вагонах дальнего следования и для сидения в вагонах пригородного и местного сообщения).

В табл. 3—5 приведены значения этих коэффициентов для грузовых и пассажирских вагонов нормальной колеи общего и специального назначения.

Коэффициент тары $\frac{T}{P}$ зависит от конструкции, способа изготовления и назначения вагона. Для вагонов четырехосных и вагонов сварной конструкции он меньше, для вагонов двухосных и вагонов клепаной конструкции — больше.

Для двухосных грузовых вагонов значение этого коэффициента колеблется от 0,45 до 0,57, для четырехосных: рудных полувагонов — от 0,25 до 0,32, угольнорудных полувагонов — от 0,33 до 0,40 и изотермических вагонов — от 0,88 до 1,05.

Для грузовых вагонов специального назначения коэффициент $\frac{T}{P}$ имеет большую величину, чем для вагонов общего назначения. Это обуславливается следующими причинами:

1) вагонам специального назначения придается большая прочность для того, чтобы они лучше противостояли ударам при погрузке (например, вагоны с опрокидывающимися кузовами) или с целью более надежной перевозки в них сосредоточенных грузов (например, транспортеры);

2) эти же вагоны оборудуются специальными механизмами для саморазгрузки или для самоперемещения.

Отношение $\frac{T}{P}$ составляет для транспортеров — от 0,55 до 0,70; для вагонов с опрокидывающимися кузовами — от 0,60 до 0,80; для самодвижущихся вагонов и коксотушительных вагонов (с кирпичной футеровкой) — от 0,90 до 2,0.

Коэффициент удельного объема $\frac{V}{P}$ принимают равным от 1 до 1,25 для цистерн, гондол и хопперов и от 1,8 до 2,5 для крытых или изотермических вагонов. В крытых вагонах некоторых конструкций, предназначенных для перевозки легких и затаренных грузов, коэффициент $\frac{V}{P}$ доходит до 3.

Коэффициент $\frac{V}{P}$ для торфяных и коксотушительных вагонов колеблется от 2 до 2,8, для битумных — от 0,9 до 1,1, а для рудных хопперов и вагонов с опрокидывающимися кузовами — от 0,4 до 0,5.

Для грузовых вагонов общего и специального назначения железных дорог узкой колеи значения коэффициентов $\frac{T}{P}$, $\frac{T}{V}$ и $\frac{V}{P}$ примерно те же, что и для вагонов широкой колеи.

В крытых грузовых и изотермических вагонах желательно иметь большие значения коэффициента $\frac{V}{P}$. В цистернах, в которых может перевозиться продукт более высокого удельного веса, увеличенный объем цистерны не позволит загрузить его полностью, что повлечет за собой появление гидравлических ударов при движении вагона. Излишне большая емкость кузова, не соответствующая удельному объему перевозимого груза в гондолах и хопперах, вызовет перегрузку вагона сверх нормы и может привести к поломке (в первую очередь рессор и ходовых частей). Коэффициент удельного объема кузова должен соответствовать удельному весу груза, для перевозки которого предназначен данный вагон.

Коэффициент тары для пассажирских вагонов, т. е. отношение $\frac{T}{n}$, составляет: для пригородных вагонов: двухосных — от 0,30 до 0,40, четырехосных — от 0,45 до 0,55; для вагонов дальнего следования, купейных и бескупейных с жесткими местами: двухосных — от 0,70 до 0,80, четырехосных — от 0,80 до 1,35.

Для мягких вагонов $\frac{T}{n} = 1,5-2,0$; для спальных $\frac{T}{n} = 3,0-3,4$. Коэффициент тары почтовых

Таблица 3

Значения коэффициентов $\frac{T}{P}$, $\frac{T}{V}$ и $\frac{V}{P}$ для грузовых вагонов специального назначения¹

Тип вагона	Тара вагона T в т	Полезный объем V в м ³	Грузо-подъемность P в т	Коэффициенты		
				$\frac{T}{P}$	$\frac{T}{V}$	$\frac{V}{P}$
Полувагоны (типа хоппер)						
Четырехосный рудный	17,1	28,6	70	0,24	0,60	0,41
Двухосный торфяной ²	12,0	53,0	20	0,60	0,23	2,65
То же цельнометаллический	17,0	73,0	25	0,68	0,23	2,92
Четырехосный для гранулированной сажки	24,7	73,0	29,2	0,85	0,34	2,50
Четырехосный для цемента (крытый)	22,0	45,3	60	0,37	0,49	0,76
Вагоны для горячих грузов						
Четырехосный коксогушильный вагон (хоппер)	54,0	50,0	13	4,16	1,08	3,84
То же облегченный (без чугунной облицовки)	25,6	60,0	16	1,60	0,43	3,75
Четырехосный для горячего агломерата (хоппер)	30,0	34,0	50	0,60	0,88	0,68
Четырехосная платформа для горячего чушкового чугуна	29,9	15,0	70	0,43	1,98	0,21
Цистерны						
Четырехосная для латекса (раствор каучука)	28,6	50,0	50	0,57	0,57	1,00
То же для соляной кислоты	23,5	42,3	50	0,47	0,55	0,85
То же для аммиака	26,5	50,0	50	0,53	0,53	1,00
То же для олеума	28,0	26,0	50	0,56	1,08	0,52
То же для жидкого хлора	38,6	33,6	40	0,96	1,15	0,84
То же для сжиженного пропана	28,0	52,7	50	0,56	0,53	1,05
То же для сжиженных газов	31,4	63,5	45	0,70	0,50	1,42
Вагоны для перевозки битума						
Двухосный	13,9	15,0	15	0,93	0,93	1,00
Четырехосный	32,0	48,0	40	0,80	0,67	1,05
Вагоны с опрокидывающимися кузовами (самосвалы—думпкары)						
Двухосный ручного опрокидывания	17,9	10,0	20	0,88	1,76	0,50
Четырехосный пневматического опрокидывания	31,7	22,5	50	0,63	1,41	0,45
То же (для тяжелых горнорудных работ)	43,0	32,8	60	0,72	1,71	0,55
Транспортеры						
Шестиосный ³	34,3	—	50	0,69	—	—
Восьмиосный ³	43,5	—	70	0,62	—	—
Двенадцатиосный ³	88,0	—	150	0,59	—	—
Шестнадцатиосный ³	150,0	—	210	0,72	—	—
Самодвижущиеся вагоны⁴						
Четырехосный рудный (типа хоппер)	55,0	30,0	60	0,92	1,84	0,50
То же коксовый (типа хоппер)	64,0	60,0	30	2,13	1,07	2,00

¹ Все вагоны цельнометаллические (из углеродистой стали) отечественной постройки; конструкция — сварная (кроме вагонов, оговоренных ниже в скобках); все вагоны оборудованы ручным и пневматическим тормозами.

² Кузов вагона деревянный.

³ Конструкция клепаная.

⁴ Оборудованные тяговыми электродвигателями на каждой тележке.

Таблица 4

Значения коэффициентов $\frac{T}{P}$, $\frac{T}{V}$ и $\frac{V}{P}$ для грузовых вагонов общего назначения¹

Тип вагона	Конструкция	Тара вагона T в т	Полезный объем V в м ³	Грузо- подъемность вагона P в т	Коэффициенты			Дополнительные данные
					$\frac{T}{P}$	$\frac{T}{V}$	$\frac{V}{P}$	
Платформы								
Двухосная для марганца	Клепаная	8,9	9,8	20	0,45	0,91	0,46	Борта повышенные. Обшивка бортов и пол деревянные
Двухосная	»	9,9	14,6	20	0,48	0,66	0,73	То же
То же	Сварная	9,2	14,6	20	0,46	0,63	0,73	—
Четырехосная бортовая	»	22,0	17,6	60	0,37	1,25	0,29	Борта повышенные металлические, пол деревянный
То же	»	18,4	—	50,0	0,37	—	—	Пол деревянный
Четырехосная без бортов	»	24,0	—	60,0	0,40	—	—	То же
Полувагоны (типа хоппер)²								
Двухосный	»	12,2	26,0	25	0,49	0,47	1,04	Цельнометаллический
Четырехосный типа 1935 г.	»	21,5	60,0	60	0,36	0,36	1,00	»
То же » 1932 г.	»	19,7	60	50	0,39	0,33	1,20	Обшивка пола и кузова деревянная
Полувагоны (типа гондола)²								
Четырехосная ³	»	24	66,7	60	0,40	0,34	1,01	Цельнометаллическая, с тормозной будкой
То же	»	22,7	66,7	60	0,38	0,34	1,11	Обшивка кузова и дверей деревянная, без тормозной будки
Цистерны								
Двухосная	»	13,5	25	25	0,54	0,54	1,00	С усиленной рамой и котлом
Четырехосная типа 1945 г.	»	24,0	50	50	0,48	0,48	1,00	То же
То же типа 1927 г.	»	23,0	50	50	0,46	0,46	1,00	—
Крытые грузовые вагоны								
Двухосный НТВ модернизированный	Клепано-болтовая	8,2	39,0	18,0	0,46	0,21	2,17	Рама металлическая, кузов и обшивка деревянные
Двухосный	Клепаная	11,4	45,4	20	0,57	0,26	2,27	Рама и стойки кузова металлические, обшивка и пол деревянные
То же	Сварная	12,6	63	25	0,50	0,20	2,52	Вагон имеет усиленную раму и металлический раскосно-стоечный каркас кузова
Четырехосный	»	22,5	89,8	50	0,45	0,25	1,79	Рама и каркас кузова металлические, обшивка деревянная
То же (большой емкости) ⁴	»	21,5	110,0	50	0,43	0,18	2,19	Каркас и наружная обшивка кузова металлические, внутренняя обшивка деревянная
Двухосный изотермический ⁵	»	18,0	47,6	19	0,95	0,38	2,51	Кузов деревянный; охлаждение ледяное
Четырехосный изотермический ⁵	»	28,5	54,0	30,4	0,94	0,53	1,78	Каркас кузова металлический; обшивка деревянная; охлаждение ледяное
То же ⁵	»	32,0	70,0	32,0	1,00	0,44	2,19	Кузов цельнометаллический; охлаждение — льдо-соляное (с потолочными приборами охлаждения)

¹ Металл конструктивный — углеродистая сталь; вес тары дан для вагонов без ручного тормоза (кроме оговоренных ниже).

² Для кузовов хопперов и гондол указан геометрический объем.

³ Вагон с ручным тормозом.

⁴ Вагон без буферов и с облегченной рамой.

⁵ Для изотермических вагонов грузоподъемность дана с включением веса льда.

Таблица 5

Значения коэффициентов $\frac{T}{P}$ и $\frac{T}{n}$ для пассажирских вагонов ¹

Тип вагона	Тара вагона T в т	Грузоподъемность P в т	Число спальных мест n_1	Число мест для сидения n_2	Коэффициенты		
					$\frac{T}{P}$	$\frac{T}{n_1}$	$\frac{T}{n_2}$
Пригородные вагоны							
Двухосный жесткий с длиной кузова 14 м	21,5	—	—	72	—	—	0,30
Четырехосный жесткий с длиной кузова 20,2 м	45,0	—	—	98	—	—	0,46
Четырехосный областного сообщения ² с длиной кузова 25 м	58,0	—	—	72	—	—	0,81
Четырехосный электрифицированный:							
моторный ³ с длиной кузова 18 м	38,5	—	—	82	—	—	0,47
моторный ⁴ с длиной кузова 19 м	62,0	—	—	105	—	—	0,59
прицепной ⁴ с длиной кузова 19 м	38,8	—	—	108	—	—	0,36
Вагоны дальнего следования							
Двухосный жесткий с длиной кузова 14 м	23,0	—	30	55	—	0,77	0,42
Четырехосный:							
жесткий бескупейный с длиной кузова 20,2 м	42,0	—	46	86	—	0,91	0,42
жесткий купейный с длиной кузова 20,2 м (курортный)	43,5	—	32	—	—	1,36	—
жесткий купейный ⁵ с длиной кузова 23,6 м	56,5	—	38	—	—	1,49	—
жесткий бескупейный ⁵ с длиной кузова 23,6 м	56,0	—	58	—	—	0,97	—
мягкий купейный с длиной кузова 20,2 м	44,0	—	28	—	—	1,57	—
то же ⁵ с длиной кузова 23,6 м	57,0	—	32	—	—	1,78	—
спальный прямого сообщения (мягкий 1-й и 2-й категории с длиной кузова 20,2 м)	54,6	—	18	—	—	3,03	—
спальный вагон прямого сообщения (мягкий 1-й категории с длиной кузова 20 м)	56,0	—	16	—	—	3,5	—
вагон-ресторан с длиной кузова 20,2 м	46,0	—	—	48	—	—	0,96
то же ⁵ с длиной кузова 23,6 м	60,0	—	—	48	—	—	1,25
багажный с длиной кузова 20,2 м	32,0	20	—	—	1,60	—	—
то же ⁵ с длиной кузова 23,6 м	50,2	20	—	—	2,51	—	—
почтовый с длиной кузова 20 м	42	16	—	—	2,62	—	—
то же ⁵ с длиной кузова 23,6 м	54,5	16	—	—	3,41	—	—

¹ Все вагоны отечественной постройки без электростанций имеют металлические рамы и деревянные кузова (кроме вагонов, оговоренных ниже в сносках).

² Вагон цельнометаллический, сварной конструкции, постройки завода имени Егорова 1939 г., оборудован мягкими креслами с откидными спинками.

³ Моторный вагон железной дороги Баку — Сабунчи.

⁴ Вагон тип Ср цельнометаллический, сварной конструкции, с выходом на высокие платформы.

⁵ Вагон цельнометаллический, сварной конструкции, оборудован электростанцией.

и багажных вагонов с деревянным кузовом и металлической рамой $\frac{T}{P}=1,5 \div 2,6$; для цельнометаллических вагонов $\frac{T}{P}=2,0 \div 3,1$.

Несколько увеличенные значения коэффициентов тары для цельнометаллических вагонов, приведенные в табл. 5, объясняются тем, что указанные вагоны оборудованы индивидуальными электростанциями, дополнительной механической системой вентиляции с очисткой воздуха и подогревом его в зимнее время, а также имеют увеличенный запас воды и топлива, чего нет в вагонах длиной 14—20,2 м. При одинаковых условиях сравнения коэффициент тары $\frac{T}{P}$ или $\frac{T}{n}$ цельнометаллических вагонов будет ниже, чем у вагонов деревянно-металлических, при увеличенной прочности первых (кузова вагонов длиной 23,6 м рассчитаны на продольное сжатие силой 380 т, а в вагонах 20,2 м рассчитывается на сжатие 80 т только нижняя рама). Это объясняется тем, что в работе кузова цельнометаллического вагона участвует тонкая металлическая наружная оболочка, которая армирована каркасом и образует трубчатое сечение с большим моментом сопротивления W и моментом инерции J .

Коэффициенты тары вагонов облегченного веса

В целях снижения собственного веса вагона и улучшения коэффициента тары $\frac{T}{P}$ и $\frac{T}{n}$ в современных конструкциях грузовых и пассажирских вагонов для изготовления несущей части конструкции (рамы и кузова) широко применяются новые материалы с большей прочностью или с меньшим удельным весом, а именно: низколегированные стали (высокого сопротивления) с пределом прочности до 63 кг/мм² и пределом текучести до 35 кг/мм² — марки НЛ1, НЛ2, СХЛ3, СХЛ2, М, СХЛ4; нержавеющая хромоникелевая сталь марки 18-8 с пределом прочности 105—140 кг/мм² и пределом упругости 85—120 кг/мм² и различные сплавы алюминия.

Коэффициенты тары таких вагонов заметно отличаются от коэффициентов тары обыкновенных вагонов.

В грузовых вагонах использование сталей высокого сопротивления дает примерно такой

же результат, как и применение сплавов алюминия: вес вагона снижается на 10—15% по сравнению с весом вагона из обычных углеродистых сталей.

Применение в конструкции хоппера низколегированной стали типа СХЛ2 для рамы и каркаса кузова и нержавеющей стали марки 18-8 для обшивки кузова позволило снизить вес вагона на 20,7%. В пассажирских вагонах вес тары уменьшается на 15—20% (по заменяемым узлам конструкции) при использовании сплавов алюминия и сталей высокого сопротивления. Нержавеющая сталь марки 18-8, если применить ее для всей конструкции вагона, дает возможность снизить вес тары пассажирских вагонов на 20—35%.

Для изготовления деталей вагона из тонкостенных профилей и листа, в которых обычно сверх расчетной толщины добавляется металл на коррозию, особого внимания заслуживает применение медистой углеродистой стали с незначительной присадкой меди (0,2%, с повышенными антикоррозионными свойствами, и примерно той же стоимости, что и обычная сталь).

Применение медистой стали за счет замены профилей металла на более тонкие, не меняя существенно конструкцию вагона, позволяет получить снижение в весе тары до 25—30% по заменяемым деталям.

В табл. 6 и 7 приведены данные об уменьшении веса вагонов в результате постройки их из новых материалов. Однако в некоторых случаях снижение веса тары частично достигнуто за счет уменьшения прочности кузова вагона. Примером является вагон-самосвал, построенный из стали марки примерно типа СХЛ2. Этот вагон, предназначенный для перевозки разрыхленной земли и пород, по мощности и конструкции относится к самосвалам среднего (точнее легкого) типа.

В этих конструкциях вагонов на снижение веса тары, кроме материала, оказывает влияние и применение при этом одновременно новой технологии, как-то: холодной штамповки и профилировки из тонкого листа, точечной сварки и т. п.

При анализе снижения веса тары вагонов надо всегда учитывать тождество новой и старой конструкции, т. е. сравнивать конструкцию клепаную с клепаной, сварную со сварной, а также размеры вагонов и условия их работы.

Химический состав и механические свойства низколегированных сталей приведены в табл. 4б, а антикоррозионные — в табл. 8.

Таблица 6

Снижение веса тары грузовых вагонов при изготовлении их из сталей высокого сопротивления

Тип вагона	Конструкция рамы и кузова	Грузо-подъемность Р в т	Вагоны из новых материалов (облегченного веса)		Вагоны из обычной стали	Снижение веса тары (T ₂ -T ₁)	
			тара T ₁ в т	коэффициент тары $\frac{T_1}{P}$		тара T ₂ в т	в т
Хопперы							
Четырехосный ¹	Клепаная и частично сварная ²	45,4	13,9	0,31	18,9	5,0	26,5
То же ¹	Клепаная ²	63,5	20,7	0,33	24,0	3,3	13,7
То же ¹	Кузов и рама из алюминиевого сплава; конструкция клепаная	63,5	17,6	0,28	24,0	6,4	26,7
То же ¹	Обшивка кузова из нержавеющей стали; конструкция сварная	63,5	16,4	0,26	20,7	4,3	20,7
Гондолы							
Четырехосная ¹	Клепаная ² (низкобортная)	45,4	19,2	0,42	22,4	3,2	14,2
То же ¹	Сварная ²	63,5	20,8	0,33	25,2	4,4	13,5
Четырехосная по чертежам Уралвагонзавода	Рама и каркас кузова из стали СХЛ2, обшивка и люки из стали СХЛ3; конструкция сварная	60,0	20,0	0,33	22,7	2,7	11,9
Крытые грузовые							
Четырехосный ¹	Сварная ²	45,4	16,3	0,36	19,5	3,2	16,0
То же ¹	»	45,4	17,0	0,38	19,5	2,5	12,8
Четырехосный автомобильный ¹	»	45,4	21,5	0,47	27,1	6,4	23,6
Четырехосный изотермический ¹	Клепаная и частично сварная ²	36,4	20,2	0,55	24,7	4,6	18,7
Четырехосный крытый Уралвагонзавода	Сварная конструкция рамы и кузова ³	50,0	21,0	0,42	22,5	1,5	6,7
Четырехосный крытый проект Уралвагонзавода	То же ⁴	50,0	19,0	0,38	22,5	3,5	15,6
Цистерны							
Четырехосная для крепкой азотной кислоты	Котел алюминиевый, рама из обычной углеродистой стали; конструкция сварная	50,0	23,0	0,46	29,2	6,2	21,2
Четырехосная для слабой азотной кислоты	Котел из нержавеющей стали, рама из обычной углеродистой стали; конструкция сварная	50,0	25,0	0,50	29,6	4,6	15,5
Четырехосная ¹	Котел алюминиевый сварной; рама из обычной углеродистой стали, конструкция клепаная	36,4	15,7	0,43	18,5	2,8	15,1
Вагоны-самосвалы (думпкары)							
Четырехосный самосвал для перевозки рыхлых земляных пород ¹	Конструкция рамы и кузова клепадно-сварная	45,4	23,8	0,53	43,6	19,9	45,6

¹ Вагоны цельнометаллические с автосцепкой, без буферов.² Материал — сталь высокого сопротивления (низколегированная).³ С частичным применением низколегированной стали марки СХЛ4 для 2 мм кровли крыши. Облегченный каркас крыши, рама и кузов — из углеродистой стали.⁴ Хребтовая балка, рама и кузов — из низколегированной стали марки СХЛ.

Таблица 7

Снижение веса тары пассажирских вагонов при изготовлении их из сталей высокого сопротивления¹

Тип вагона	Конструкция рамы и кузова	Число пассажирских мест n	Вагоны из новых материалов (облегченного веса)		Вагоны из обычной стали ²	Снижение веса тары (T ₁ -T ₂)	
			тара вагона T ₁ в т	коэффициент тары $\frac{T_1}{n}$		тара T ₂ в т	в т
Пассажирские дальнего следования	Сварная	84	48,7	0,58	65,97	17,2	26,2
		61	47,5	0,78	65,0	17,5	27,0
Четырехосный с креслами	Кузов из алюминиевых сплавов; часть рамы из алюминиевых сплавов, часть из стали; конструкция клепаная	58	37,2	0,64	70,6	33,4	47,3
То же							
»	Рама и кузов из нержавеющей стали; конструкция клепаная и частично сварная (точечная сварка)	24	54,0	2,25	81,0	27,0	33,3
Четырехосный спальный	Отделка окон и дверей из алюминия; конструкция сварная	24	50,3	2,10	81,0	30,7	37,9
То же	Обшивка из нержавеющей стали; конструкция сварная и частично клепаная	32	52,0	1,62	57,0 ³	5,0	8,7
Четырехосный мягкий купейный длиной 23,6 м; проект завода имени Егорова	Конструкция рамы и кузова сварная	48	51,4	1,07	74,2	22,8	30,6
Вагоны-рестораны	Сварная (рама и кузов)	48	51,5	1,07	74,2	22,7	30,6
Четырехосный		Рама и кузов из алюминиевых сплавов; конструкция клепаная	48	53,8	1,11	74,2	20,4
То же	Обшивка из нержавеющей стали; конструкция сварная и частично клепаная	40 ²	39,7	0,99	62,2	21,5	34,6
»	Рама и кузов из алюминиевых сплавов высокого сопротивления; конструкция клепаная	40 ²	34,8	0,88	62,2	27,4	44,0
Почтово-багажные	Сварная (рама и кузов)	110 ⁴	40,5	0,37	51,5 ⁵	11,2	21,7
Четырехосный							
То же							
Вагоны московского метрополитена							
Четырехосный по проекту Мытищенского завода 1940 г. ³							

¹ Все вагоны цельнометаллические, с автосцепкой, на двухосных несочлененных тележках; имеют по концам упругие площадки (кроме вагона метро); материал основной конструкции вагона — сталь высокого сопротивления (низколегированная), кроме вагонов, материал которых оговорен ниже.

² Приведена грузоподъемность вагонов в т.

³ Вагоны моторные, управляемые; в тару включен вес электрооборудования.

⁴ Указано число мест для сидения плюс 50% мест для стояния.

⁵ Равноценные марки стали, в настоящее время НЛ1, НЛ2 (СХЛ3, СХЛ2).

Конструкция всех вагонов клепаная, кроме оговоренных особо.

⁶ Вагон с жесткими местами для сидения.

⁷ Конструкция сварная.

Таблица 8

Сравнительные коэффициенты антикоррозионной стойкости сталей различных марок

Марка стали	Коэффициент
Обычная углеродистая сталь Ст. 3	1
Углеродистая с присадкой меди	До 2
Низколегированные:	
типа НЛ1, НЛ2 (СХЛ3, СХЛ2)	1—2
типа М (металлургического завода имени Ильича)	До 2
типа СХЛ4	2—3

КОЛЕЯ И ГАБАРИТЫ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

ШИРИНА КОЛЕИ

Шириной B железнодорожной колеи во всех странах называется расстояние между внутренними вертикальными гранями головок рельсов. Исключение составляет Франция, где шириной колеи считается расстояние между центрами головок рельсов, равное 1500 мм, поэтому здесь величина B меняется в зависимости от ширины головки рельса. Данные о ширине колеи в СССР и других странах приведены ниже:

Страны	Вид колеи	мм
СССР	Широкая	1524
	Узкая	600
	»	750
	»	1000
Испания и Португалия	Широкая	1676
	»	1660
Финляндия	»	1524
Норвегия	»	1448
Италия	»	1445
Франция	»	1440—1450
Австрия, Англия, Германия, Китай, Румыния, США	»	1435
	»	1676
Индия	Широкая	1676
	Узкая	1000
	»	762
	»	610

Узкая колея 600 мм и 750 мм для железных дорог СССР оформлена как стандарт ГОСТ 5865-51 «Железные дороги узкоколейные наземные и подземные. Ширина колеи».

ГАБАРИТЫ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА И ПРИБЛИЖЕНИЯ СТРОЕНИЙ

Единые габариты подвижного состава и приближения строений, как обязательные при проектировании своих железных дорог и по-

стройки для них вагонов и локомотивов, впервые в мире были установлены в России в 1850 г. и в течение многих десятков лет сохранили свои основные размеры. Основная особенность нашего габарита — это обеспечение наибольшей в мире кубатуры вагона на единицу его длины [2].

Каждый габарит состоит из двух очертаний: внутреннего (габарит подвижного состава) и наружного (габарит приближения строений).

Габаритом подвижного состава называется поперечное предельное очертание, в котором должен помещаться на прямом горизонтальном пути вновь построенный, вполне исправный паровоз в рабочем состоянии или иной ненагруженный подвижной состав (вагон) со всеми выступающими частями при совмещении в одной плоскости продольных осей подвижного состава и пути.

Габаритом приближения строений называется предназначенное для пропуска подвижного состава предельное поперечное (перпендикулярное к пути) очертание, внутрь которого, помимо подвижного состава, не могут входить никакие части строений, сооружений и устройств.

Пространство, находящееся между габаритом приближения строений и габаритом подвижного состава, включает в себя колебания подвижного состава при прохождении его по прямым участкам пути, нормированные допуски и износы, а также неугрожающие безопасности движения неисправности подвижного состава.

В табл. 9 приведены габариты подвижного состава, в которые должны вписываться, по поперечным размерам, вагоны железных дорог СССР (эти габариты показаны на фиг. 1—6)

Таблица 9

Габариты подвижного состава

Габариты	Тип колеи	Ширина габарита в мм	Вагоны, на которые распространяется габарит	
				В
1893 г. (фиг. 1)	Широкая	3414	Вагоны прежней постройки, допускаемые к обращению по всей сети железных дорог СССР	
№ 0 (фиг. 2) ¹	То же	3150	Вагоны новой постройки, допускаемые к обращению по всей сети железных дорог СССР и на железнодорожных путях других стран	
№ 1-В (фиг. 3) ¹	»	3250	Вагоны, допускаемые к обращению по всей сети железных дорог СССР	
№ 2-В (фиг. 4) ¹	»	3600	Товарные и пассажирские вагоны, обращающиеся на замкнутых направлениях реконструированных участков, пассажирские и моторные вагоны пригородного сообщения на электрифицированных линиях	
Колеи 750 мм (фиг. 5) ²	Узкая	2450	Вагоны, обращающиеся по всей сети этих дорог	
Колеи 1000 мм (фиг. 6) ³	»	2900	То же	
В других странах [3]				
однопутных линий китайских железных дорог главных и второстепенных линий	Широкая	3160	—	
германских железных дорог . . .	То же	3150	—	
финляндских железных дорог . . .	»	3200	—	
румынских железных дорог	»		Габарит касается только приближения строений	

¹ Согласно ОСТ/ВКС 6435 «Габариты подвижного состава и приближения строений железных дорог широкой колеи, классификация и основные размеры».

² Согласно ГОСТ 10167-39 «Габариты подвижного состава и приближения строений наземной железнодорожной колеи 750 мм с локомотивной тягой».

³ По проекту стандарта габарита подвижного состава для железных дорог колеи 1000 мм [20].

и сопредельных с ним стран. В верхней части очертания габарита № 2-В (фиг. 4) имеется внутренний контур, в который должны вписываться токоприемники вагонов электрифицированного железнодорожного транспорта (на фиг. 7 показан заштрихованным контуром *a b e g d e*), *H* — высота тоннеля.

Помещенные в табл. 9 габариты: № 0; 1-В и 2-В — строительные, а габарит 1893 г. — эксплуатационный. Все примыкающие к СССР страны пользуются эксплуатационным габаритом.

Каждому из габаритов № 0, 1-В и 2-В соответствует так называемый условный вагон со следующим соотношением размеров (фиг. 8):

1) ширина $B_{усл}$ условного вагона равна ширине габарита подвижного состава;

2) отношение $K = \frac{L_k}{L_o} = 1,4$, где L_k — длина кузова вагона, L_o — база вагона.

Величина L_k определена из условия равенства смещений оси вагона от оси пути посередине y'_c и у конца вагона y'_k при вписывании его в кривую радиуса $R=400$ м. Это равенство обозначается так:

$$y'_c = y'_k.$$

В табл. 10 приведены размеры условных вагонов.

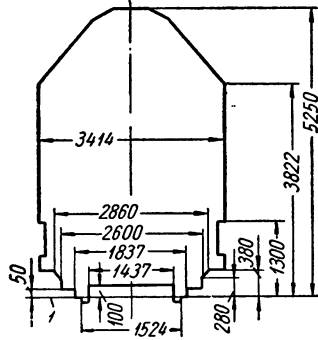
Таблица 10

Размеры условных вагонов

Габарит	Отношение <i>K</i>	Размеры вагона в мм		
		наружная ширина $B_{усл}$	длина кузова L_k	база вагона L_o
№ 0	1,4	3150	12 800	9 140
№ 1-В	1,4	3250	11 000	7 860
№ 2-В	1,4	3600	24 000	17 150

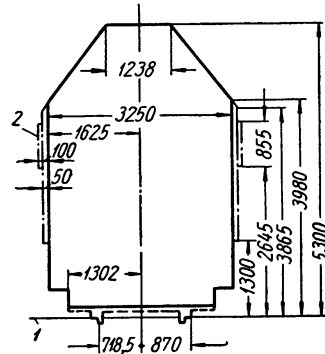
Величина перемещений (колебаний) условного вагона при его прохождении по прямым и кривым участкам пути, нормированные допуски и износы входят в межгабаритное пространство, т. е. в зазор между габаритом приближения строений и габаритом подвижного состава.

При вписывании вновь проектируемого вагона в габариты № 0, 1-В и 2-В на кривых меньшего радиуса в условиях, когда L_k , L_o и коэффициент K отличаются от тех же величин



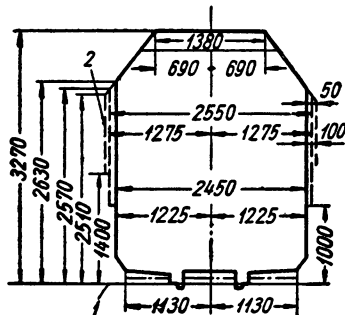
Фиг. 1. Габарит подвижного состава 1893 г.:

1—уровень верха головки рельса.



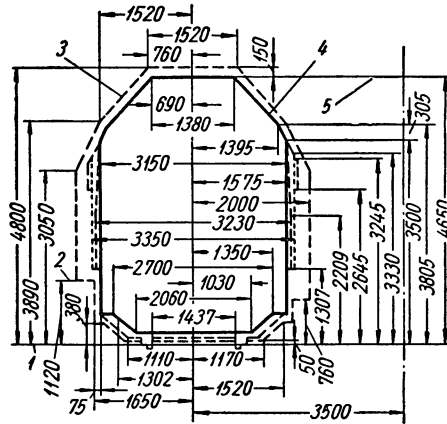
Фиг. 3. Габарит подвижного состава № 1-В:

1—уровень верха головки рельса; 2—габарит для неотвечественных частей.



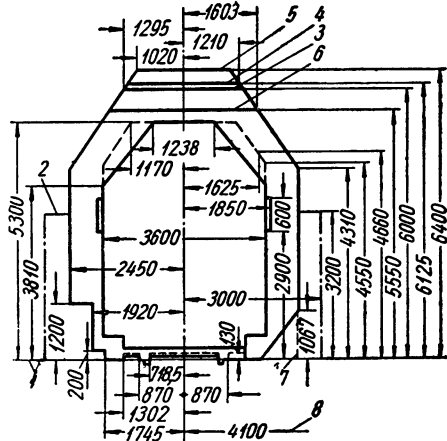
Фиг. 5. Габарит подвижного состава железнодорожной колеи 1000 мм:

1—уровень верха головки рельса; 2—габарит для неотвечественных частей.



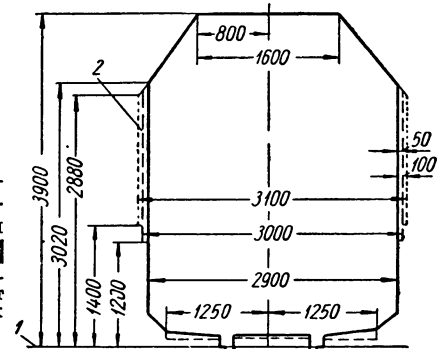
Фиг. 2. Габарит подвижного состава № 0:

1—уровень верха головки рельса; 2—габарит для платформ на станциях; 3—габарит приближения строений железнодорожной колеи 1435 мм; 4—габарит подвижного состава; 5—ось второго пути на перегонах.



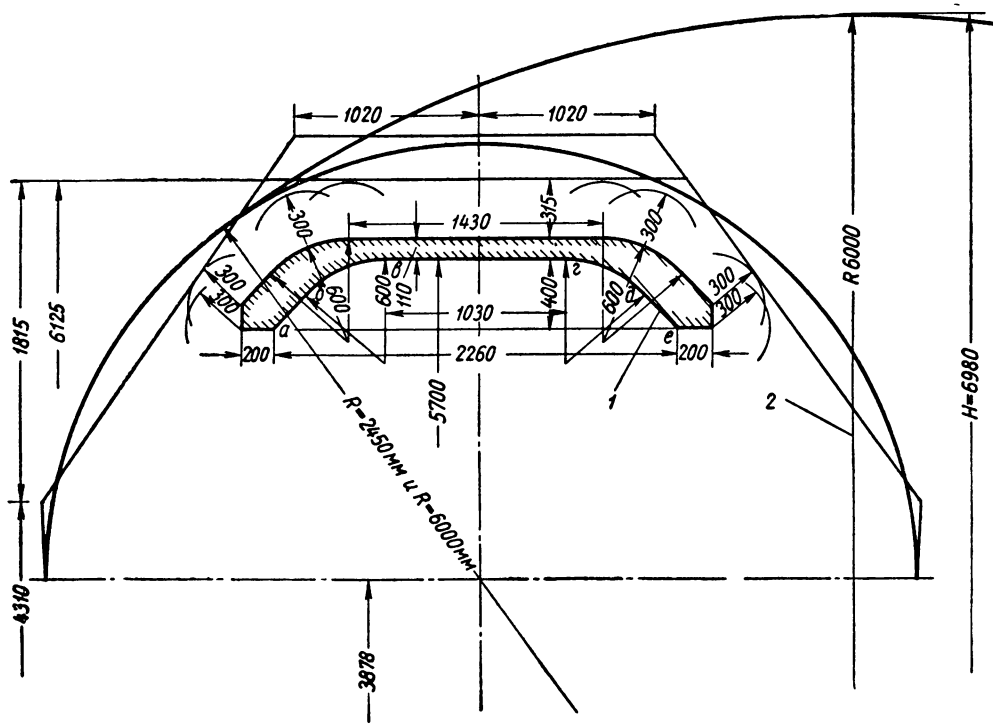
Фиг. 4. Габарит подвижного состава № 2-В:

1—уровень верха головки рельса; 2—линия приближения вновь строящихся зданий; 3—для деревянных строений, защищенных огнеупорными материалами; 4—для строений из негорючего материала на электрифицированных линиях; 5—для деревянных строений; 6—для строений из негорючего материала на неэлектрифицированных линиях; 7—перила на мостах; 8—расстояние до оси второго пути.



Фиг. 6. Габарит подвижного состава железнодорожной колеи 1000 мм:

1—уровень верха головки рельса; 2—габарит для неотвечественных частей.



Фиг. 7. Вписывание токоприемника электровагона в верхнюю часть габарита № 2—В: 1—внутренний контур для токоприемника (заштрихованная плоскость по линии *абгд*); 2—ось тоннеля. Все размеры по высоте даны от верха головки рельса.

условного вагона, ширину нового вагона определяют по следующим формулам: для середины вагона

$$B_{нов.с} \leq B_{усл} - 2(y_c'' - y_c'); \quad (3)$$

для конца вагона

$$B_{нов.к} \leq B_{усл} - 2(y_k'' - y_k'); \quad (4)$$

где y_c'' и y_k'' — смещение продольной оси условного вагона от продольной оси пути соответственно по середине вагона и на конце кузова; y_c' и y_k' — то же для нового вагона; $B_{нов.с}$ и $B_{нов.к}$ — ширина нового вагона в средней части и на конце кузова (или рамы).

Величины y_c' , y_c'' , y_k' и y_k'' подсчитываются по формулам (5)–(8) при значениях L_o и a для условного и для нового вагонов.

Общее значение y_c и y_k выражается следующими формулами:

для бестележных вагонов

$$y_c = \frac{L_o^2}{8R}; \quad (5)$$

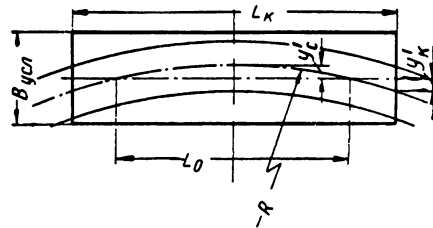
$$y_k = \frac{a(L_o + a)}{2R}; \quad (6)$$

для тележных вагонов

$$y_c = \frac{L_o^2}{8R} + \frac{l_o^2}{8R}, \quad (7)$$

$$y_k = \frac{a(L_o + a)}{2R} - \frac{l_o^2}{8R}; \quad (8)$$

где L_o — база вагона (расстояние между центрами пятников или между крайними осями



Фиг. 8. Вписывания рамы и кузова вагона в кривые участки железнодорожного пути.

бестележных вагонов); l_o — база тележки; a — длина консольной части кузова; R — радиус кривой.

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВАГОНОВ

ГЛАВА I

НОРМЫ И ТРЕБОВАНИЯ

§ 1. ИСХОДНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ

При проектировании железнодорожных вагонов необходимо учитывать предъявляемые к ним общие и специальные требования.

Под общими требованиями подразумеваются: 1) габарит подвижного состава, в который должен быть вписан вагон; 2) нагрузка от оси на путь; 3) нагрузка на 1 пог. м пути; 4) соблюдение указаний, которые содержатся в «Правилах технической эксплуатации железных дорог СССР», утвержденных Министерством путей сообщения в 1952 г.

К специальным относятся требования, связанные с назначением вагона, его грузоподъемностью или вместимостью (для пассажирских вагонов) и условиями эксплуатации (способы погрузки и разгрузки, габаритные размеры перевозимых грузов и их размещение, ускорения при развитии скорости и торможении и т. п.).

Существуют еще дополнительные требования, охватывающие габаритные размеры вагона и его деталей, форму вагона, планировку вагона (пассажирские вагоны), количество осей, конструкции тележек и др., кривые наименьшего радиуса, в которые должен быть вписан вагон или его отдельные части и системы (например, рычажная передача тормоза) и др.

Первыми нормами, по которым с начала широкого развития советского вагоностроения и до последнего времени производился технический расчет и выбор отдельных сечений конструкции для всех железнодорожных вагонов, кроме пассажирских цельнометаллических, являются «Основные данные на проектирование железнодорожных вагонов широкой колеи 1524 мм», разработанные в 1934 г. бывшим Центральным вагоно-конструкторским бюро (ЦВКБ) ВОВАТ НКТМ (Всесоюзное объединение вагоностроительных и тормозостроительных

заводов бывш. Народного комиссариата тяжелого машиностроения СССР).

Технический расчет пассажирских вагонов цельнометаллической конструкции производится по «Дополнительным техническим условиям на проектирование железнодорожных пассажирских цельнометаллических вагонов широкой колеи», которыми устанавливаются повышенные ударные и сжимающие нагрузки на раму и кузов и увеличенные размеры сечений основных элементов вагона.

«Основными данными» ЦВКБ предусматривается учет при расчете вагона только основных статических нагрузок и динамических усилий (грузоподъемность, тара вагона, силы распора, центробежная и ветровая нагрузка и тягово-ударные усилия). Вертикальная динамическая нагрузка от влияния пути на вагон учитывается только при расчете неподдресоренных частей тележек и колесных пар и дается как условная величина вне зависимости от скорости движения.

Ограниченное количество действующих на вагон сил, учитываемых в расчете по нормам «Основных данных», последними компенсируется тем, что для динамических усилий приняты наибольшие и даже чрезмерно высокие значения (например, центробежная и ветровая нагрузки, удар в буфер), даны пониженные допускаемые напряжения и установлены «Постоянные условные расчетные величины» (для размеров и сечений элементов).

Однако при расчете вагона по более точным схемам, с учетом всех действующих на вагон сил, указанная выше компенсация приводит расчет в противоречия с низкими допускаемыми напряжениями и ограничивает возможность создания целесообразной конструкции наименьшего веса.

Указанная ограниченность «Основных данных» обуславливается недостаточностью опыт-

ных и практических данных в период их со-
ставления, в области нового вагоностроения.

На основании исследований в области опре-
деления характера и величины всех действующих на вагон сил, обобщения опыта длительной
эксплуатации новых типов вагонов за период
1930—1953 гг., а также внедрения современных
методов точного расчета стержневых систем
и тонкостенных металлических оболочек для
кузовов вагонов, ЦНИИ МПС и НИИ Глав-
вагона МТрМ¹ были разработаны и офор-
млены в 1953 г. новые «Нормы расчетов
на прочность и данные для проектирования
механической части несамых вагонов же-
лезных дорог колеи 1524 мм».

Эти нормы более полно учитывают дейст-
вующие на вагон статические и динамические
нагрузки при более точном значении их ве-
личин, соответствующих современным усло-
виям работы вагонов в эксплуатации, учиты-
вают динамические воздействия железнодорож-
ного пути на все элементы вагона и, как след-
ствие, рекомендуют более высокие нормы допу-
скаемых напряжений для различных материа-
лов в зависимости от характера деформации.
Учитывая сложность современных конструкций
и в целях наилучшего распределения материала
в конструкции, в нормах ЦНИИ и НИИ при-
водятся основные методы расчета стержневых
и тонкостенных конструкций кузовов и рам;
это обеспечивает взаимную согласованность
расчетных нагрузок и допускаемых нормами
напряжений и создание конструкций наимень-
шего веса.

В новых нормах сохранены некоторые кон-
структивные требования из «Основных данных»
ЦВКБ, которые оправдались практикой про-
ектирования и эксплуатации вагонов.

§ 2. НОРМЫ РАСЧЕТОВ НА ПРОЧНОСТЬ И ДАННЫЕ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ НЕСАМОХОДНЫХ ВАГОНОВ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ КОЛЕИ 1524 мм²

Настоящие нормы распространяются на все
новые проекты несамых вагонов, подле-
жащих эксплуатации на сети железных дорог

¹ ЦНИИ МПС — Всесоюзный научно-исследо-
вательский институт железнодорожного транспорта Ми-
нистерства путей сообщения; НИИ Главвагона МТрМ—
Научно-исследовательское бюро главного управления
вагоностроения Министерства транспортного машино-
строения.

² Рекомендовано ЦНИИ МПС и НИИ Главвагона
МТрМ [18].

Министерства путей сообщения¹, и подлежат
периодическому пересмотру, производимому не
реже 1 раза в 3 года.

Расчетные нагрузки

При расчете вагонов и частей его учиты-
ваются следующие силы в их наиболее невыгод-
ном сочетании: вертикальная нагрузка, боко-
вая нагрузка, продольная нагрузка, внутрен-
ние кососимметричные усилия, усилия вписы-
вания вагона и тележки в кривые участки пути,
усилия торможения и работы отдельных ме-
ханизмов, усилия от технологических факторов
изготовления узла.

Указанные силы при расчете вагона прини-
маются действующими статически.

Узлы и детали вагона дополнительно рас-
считываются на силы, возникающие при по-
грузке и разгрузке вагона, а также при ре-
монте.

Вертикальная нагрузка состоит из динами-
ческой нагрузки, собственного веса (тары) и
веса полезной нагрузки; сумма двух последних
нагрузок называется весом брутто.

При расчетах за собственный вес
принимают вес всех деталей и узлов вагона,
нагружающих рассчитываемый элемент, вклю-
чая и вес последнего.

Полезная нагрузка и точки при-
ложения ее для вагонов грузовых, а также
пассажирских специального назначения уста-
навливаются техническим заданием на проек-
тирование.

Для пассажирских вагонов специального на-
значения она складывается из:

а) веса запасов воды, топлива и других пред-
метов оборудования и запасных частей, пере-
возимых в вагоне;

б) веса пассажиров с багажом, который оп-
ределяется из следующих условий:

для вагонов дальнего следования — по наи-
большему числу мест;

для вагонов пригородных и местного сооб-
щения — по числу мест для сидения и запол-
нению вагонов стоящими пассажирами из
расчета 7 чел. на 1 м² свободной площади
пола; при этом площадь, занятая ногами сидя-
щих пассажиров, шириной 200 мм, у края
дивана не учитывается.

¹ Главным управлением вагонного хозяйства Ми-
нистерства путей сообщения 8 сентября 1953 г. нормы
согласованы для применения и практической проверки
при проектировании новых вагонов.

Расчетный вес пассажира с багажом принимается равным: для вагонов дальнего следования 100 кг, для пригородных и местного сообщения 70 кг.

При расчете детали или узла вагона принимается наиболее невыгодное расположение нагрузки.

Вертикальная динамическая нагрузка учитывается путем умножения веса брутто на коэффициент вертикальной динамики K_d , который определяется по формуле

$$K_d = a + \frac{0,01 V}{f_{cm}}, \quad (9)$$

где a — коэффициент, равный: 0,05 — для элементов кузова; 0,10 — для обрессоренных частей тележки и 0,15 — для необрессоренных частей тележки (кроме колесной пары); V — наибольшая скорость движения вагона, установленная техническим заданием, в км/час; f_{cm} — статический прогиб рессорного подвешивания вагона в см.

Формула (9) применима в интервале скоростей $70 < V < 100$ км/час и при $f_{cm} > 1,5$ см.

При статическом прогибе рессорного подвешивания, меньшем 1,5 см, для определения коэффициента динамики K_d принимается $f_{cm} = 1,5$ см.

Боковая нагрузка состоит из центробежной силы и силы давления ветра и действует на все элементы вагона, кроме колесных пар.

Центробежная сила, если в техническом задании не оговорены особые условия движения, принимается равной 7,5% нагрузки брутто¹. Центробежную силу кузова тележки рекомендуется учитывать в расчете отдельно.

В предварительных (ориентировочных) расчетах вагонов обычного типа центра тяжести рекомендуется принимать:

для тележки — на уровне оси колесной пары;

для кузова — на расстоянии 180 см, — выше оси колесной пары — для грузовых вагонов и 160 см — для пассажирских вагонов.

Ветровая нагрузка² определяется из расчета удельного давления ветра на боковую поверхность (вертикальную проекцию) кузова 50 кг/м². Равнодействующая этой нагрузки

¹ Более точно центробежная сила определяется по формуле (30).

² Более точно ветровая нагрузка определяется по формулам (31) и (32). При расчете вагона на прочность боковую поверхность необходимо считать для кузова с рамой и подвешенным к ним оборудованием, а при расчете на устойчивость надо принимать ее для всего вагона полностью, т. е. с ходовыми частями.

считается приложенной к центру тяжести боковой проекции кузова.

При расчете на прочность узлов и деталей тележки определяются силы, возникающие в них при одновременном действии боковой и вертикальной нагрузок, с учетом деформаций рессор и перемещения кинематических систем конструкций центрального и надбуксового подвешивания вагона.

При расчете боковых балок рамы или стенок кузова вагона влияние боковых нагрузок учитывается путем увеличения на 10% нагрузки брутто¹.

При расчете осей колесных пар по методу ЦНИИ и НИБ принимаются величины условных вертикальных и горизонтальных нагрузок по данным формул (39) — (43). Допускаемые напряжения для осей при этом методе расчета приведены в табл. 25.

Продольная нагрузка, учитываемая в расчете всех вагонов, состоит из сжимающих и растягивающих ударно-тяговых усилий, которые считаются приложенными статически.

Сжимающее усилие, приложенное по оси автосцепки, принимается равным 100 т, сжимающее усилие, приложенное к буферу, — 30 т.

Растягивающее усилие, передающееся автосцепкой, принимают равным 80 т.

В расчете рам и элементов кузова, воспринимающих продольную нагрузку, учитываются следующие схемы действия указанных усилий:

а) сжимающие или растягивающие усилия, приложенные по осям двух автосцепок;

б) сжимающие усилия, приложенные к буферам с одной боковой стороны вагона (боковое сжатие);

в) сжимающие усилия, приложенные к двум буферам с одного конца вагона и к автосцепке — с другого конца. В этом случае величина сжимающего усилия принимается 60 т (по нагрузке на буфера).

Рама и кузов вагона от действия продольных нагрузок рассчитываются также на комбинацию этих нагрузок по любой из указанных схем, которые вместе с другими действующими на вагон силами вызывают наибольшие напряжения в этих узлах.

В расчете цистерн или ходовых частей под них учитывается продольная нагрузка P_{yc} , определяемая по формуле

$$P_{yc} = p \frac{\pi D^2}{4} \text{ кг}, \quad (10)$$

¹ Более точно вертикальные составляющие на боковые балки рамы или стенки кузова определяются по формулам (33) и (34).

где p — удельное давление на днище котла цистерны ($p = 1,5 \text{ кг/см}^2$); D — внутренний диаметр котла в см. Нагрузка $P_{уи}$, уравнивающаяся продольным усилием, приложенным к автосцепке или буферам, вызывает добавочную вертикальную нагрузку на пятники тележек или рессорную подвешивание двухосных вагонов. Полученные от этой нагрузки напряжения в элементах рамы вагона или ходовых частях суммируются только с напряжениями от нагрузки брутто.

Кососимметричная нагрузка, представляющая собой систему взаимно уравновешенных вертикальных сил, учитывается только в расчетах тележек, имеющих жесткую раму или иную конструкцию, способную воспринимать эту нагрузку. Кососимметричная нагрузка состоит из четырех равных сил, приложенных к буксам, из которых две силы, расположенные по диагонали, действуют вверх, а две другие вниз.

Сила $P_{к}$, приложенная к одной буксе тележки, определяется по формуле

$$P_{к} = 0,5 \frac{Ж_{б} Ж_{р}}{Ж_{б} + Ж_{р}} \text{ кг};$$

где $Ж_{б}$ — жесткость буксовых рессор (над одной буксой) в кг/см ; $Ж_{р}$ — жесткость рамы тележки при кососимметричной нагрузке в кг/см .

Нагрузки при вписывании вагона в кривую определяются из рассмотрения равновесия тележки при движении вагона по криволинейному участку пути.

При определении указанных нагрузок принимается коэффициент трения между бандажом и рельсом $\mu = 0,20$.

Усилия при торможении состоят из сил, возникающих в тормозной системе, и сил инерции.

Силы тормозной системы определяются и учитываются при расчете деталей тормозов и других элементов конструкции вагона, в которых эти усилия вызывают напряжения.

Силы инерции определяются согласно ниже приведенным данным и воспринимаются пятниками тележек многоосных вагонов или рессорным подвешиванием двухосных вагонов.

Усилия от работы механизмов, установленных на вагоне, учитываются при расчете деталей механизмов и элементов вагона, к которым укреплены эти механизмы.

Внутреннее давление, принимаемое для расчета котлов цистерн, определяется как сумма давлений паров жидкости или газа и давления, развиваемого при гидравлическом ударе.

Величина давления паров жидкости в цистернах, предназначенных для перевозки нефте-

продуктов, принимается равной $1,5 \text{ кг/см}^2$ сверх внешнего атмосферного давления (по регулировке предохранительных клапанов).

Величина давления паров жидкости или газа в цистернах для перевозки других грузов определяется техническим заданием на проектирование.

Внутреннее давление в резервуарах пневматических систем вагонов принимается для расчета их на прочность равным 6 атм .

Нагрузки распора сыпучих грузов определяются в общем случае по формулам и построениям, приведенным в общих курсах статике сыпучих тел, а в частном случае давление на вертикальную стенку вагона при горизонтальной поверхности насыпного груза определяется по формулам (27) — (29).

Усилия, обусловленные технологическими причинами, учитываются в расчете элементов вагона, подвергаемых деформациям при сборке. К таким усилиям относятся усилия, возникающие в деталях при запрессовке, горячей посадке и предварительном натяге.

Усилия, возникающие в результате сварки и деформации деталей в процессе их изготовления, в расчете не учитываются.

Требования по общим методам расчета вагонов

При расчете элементов вагона определяется напряженное состояние и проверяется устойчивость их от действия наиболее невыгодного сочетания возможных нагрузок.

Для расчета элемента или узла вагона на каждый вид нагрузки устанавливается его расчетная схема, которая зависит от конструкции элемента и от расположения нагрузки; схема должна быть простой и обеспечивать достаточную точность определения напряженного состояния детали и узла.

Расчетные схемы могут иметь вид пространственной или плоской рамы (фермы), балки с различными формами опор и закрепления концов, а также на упругом основании тонкостенные стержни и оболочки и др.

Расчетная схема стержневой системы образуется линиями, проходящими через центры тяжести сечений стержней или центры их изгиба.

Напряженное состояние в элементах конструкции устанавливается методами сопротивления материалов, теории упругости и строительной механики.

Для обеспечения необходимой прочности сложнонапряженного элемента эквивалентные

напряжения в каждой точке его не должны превышать допустимых напряжений.

Эквивалентные напряжения σ_0 определяются по формулам:

а) для пластичных материалов при одноосном растяжении или сжатии σ_x и сдвиге τ

$$\sigma_0 = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau^2} \text{ кг/см}^2; \quad (11)$$

и при двухосном растяжении или сжатии σ_x, σ_y и сдвиге τ

$$\sigma_0 = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau^2} \text{ кг/см}^2; \quad (12)$$

б) для хрупких материалов при одноосном растяжении или сжатии σ_x и сдвиге τ

$$\sigma_0 = \frac{1-\alpha}{2} \sigma_x + \frac{1+\alpha}{2} \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau^2} \text{ кг/см}^2 \quad (13)$$

и при двухосном растяжении или сжатии σ_x, σ_y и сдвиге τ

$$\sigma_0 = \frac{1-\alpha}{2} (\sigma_x + \sigma_y) + \frac{1+\alpha}{2} \sqrt{(\sigma_x + \sigma_y)^2 + 4\tau^2} \text{ кг/см}^2, \quad (14)$$

где $\alpha = \frac{\sigma_b}{\sigma_b'}$ — коэффициент; σ_b и σ_b' — пределы прочности материала — соответственно при растяжении и при сжатии.

жений, деленных на запас устойчивости. Критические напряжения устанавливаются в каждом отдельном случае при помощи специальных теоретических и эмпирических формул, а запас устойчивости при этом устанавливается в зависимости от конструкции, точности производимого расчета и ответственности рассчитываемого элемента.

Устойчивость прямых стержней и балок, находящихся под действием сжимающих сил P и изгибающих моментов M_0 , для напряженного состояния определяется по формулам (22) — (26).

Критические напряжения $\sigma_{кр}$ — нормальные и $\tau_{кр}$ — касательные в области упругих деформаций для тонких пластин определяются по формулам:

а) Для пластин, подвергающихся одноосному сжатию по длине, при различных условиях ее закрепления,

$$\sigma_{кр} = K_1 \frac{E}{1-\mu^2} \left(\frac{\delta}{b}\right)^2 \text{ кг/см}^2, \quad (15)$$

где δ — толщина пластины в см; b — ширина пластины в см (к ней приложены сжимающие силы); E — модуль упругости в кг/см; μ — коэффициент Пуассона для данного материала (определяется по табл. 20); K_1 — коэффициент, зависящий от отношения сторон пластины $\frac{a}{b}$ и от условий ее закрепления (определяется по табл. 11—15); a — длина пластины в см.

Таблица 11

Значения коэффициента K_1 для пластины, свободно опертой по контуру

$\frac{a}{b}$	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,7	3,0	∞
K_1	22,2	10,9	6,92	4,23	3,45	3,29	3,40	3,68	3,45	3,35	3,29	3,32	3,40	3,32	3,29	3,29

Для древесины, кроме многослойной фанеры, эквивалентные напряжения не определяются; прочность ее оценивается сопоставлением нормальных и касательных напряжений, действующих вдоль и поперек волокон, с соответствующими допустимыми напряжениями.

Для обеспечения устойчивости элементов конструкции в общем случае напряжения в них не должны превосходить критических напря-

Таблица 12

Значения коэффициента K_1 для пластины, заделанной по контуру

$\frac{a}{b}$	1,0	2,0	3,0	∞
K_1	7,7	6,7	6,4	5,73

Таблица 13

Значения коэффициента K_1 для пластины, заделанной сторонами a и свободно опертой сторонами b

$\frac{a}{b}$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,1	∞
K_1	7,76	6,32	5,80	5,76	6,00	6,32	5,80	5,76	6,00	5,80	5,76	5,73

Таблица 14

Значения коэффициента K_1 для пластины, заделанной сторонами a и опертой сторонами b

$\frac{a}{b}$	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,7	1,8	2,0	3,0
K_1	11,00	7,18	5,52	4,80	4,48	4,39	4,39	4,26	3,72	3,63

Таблица 15

Значение коэффициента K_1 для пластины, опертой двумя сторонами a и одной стороной b ; другая сторона b свободна

$\frac{a}{b}$	0,5	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0
K_1	3,62	1,19	1,11	0,78	0,69	0,62	0,57	0,50	0,46	0,42	0,42

Таблица 17

Коэффициент K_2 для пластины, заделанной по контуру

$\frac{a}{b}$	1	2	∞
K_2	12,7	9,5	7,73

При недостаточно ясно выраженных условиях закрепления пластины рекомендуется применять условия ее свободного опирания.

Пример: случай одной свободной стороны пластины может быть применен при оценке устойчивости сжатых полок угольников или отбортовок (полок) балок или стенок.

б) Для пластин, подвергающихся чистому сдвигу по длине,

$$\tau_{кр} = K_2 \frac{E}{1-\mu^2} \left(\frac{\delta}{b}\right)^2 \text{ кг/см}^2, \quad (16)$$

где K_2 — коэффициент, значения которого приведены в табл. 16 и 17; остальные обозначения те же, что и для формулы (15).

Таблица 16

Значения коэффициента K_2 для пластины, свободно опертой по контуру

$\frac{a}{b}$	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,5	3,0
K_2	7,72	6,58	6,00	5,84	5,76	5,59	5,43	5,18	5,02

Случай свободного опирания пластины (при сдвиге) рекомендуется применять при оценке устойчивости листа обшивки в балках — стенках вагона.

в) Для пластины, подвергающейся действию сжатия и изгиба по длине: при интенсивности напряжения на стороне b , изменяющейся по закону

$$\sigma = \sigma_0 \left(1 - \alpha \frac{y}{b}\right);$$

где $\alpha = 1 - \frac{\sigma_0'}{\sigma_0}$; σ_0' и σ_0 — напряжения в кг/см² на сторонах a , причем $\sigma_0 < 0$ — наибольшее по абсолютному значению сжимающее напряжение; y — координата точки на стороне b в см, причем $0 \leq y \leq b$.

$$\sigma_{кр} = K_3 \frac{E}{1-\mu^2} \left(\frac{\delta}{b}\right)^2 \text{ кг/см}^2, \quad (17)$$

где K_3 — коэффициент, значения которого приведены в табл. 18; остальные обозначения те же, что и для формулы (15).

Таблица 18

Значения коэффициента K_3 для свободно опертой пластины

α	$\frac{a}{b}$								
	0,4	0,5	0,6	0,667	0,75	0,8	0,9	1,0	1,5
2,00	23,9	21,0	19,8	19,6	19,8	20,0	21,0	21,0	19,8
1,33	15,4	—	10,6	—	9,4	9,2	—	9,0	9,4
1,00	12,4	—	8,0	—	6,9	6,7	—	6,4	6,9
0,80	10,9	—	6,8	—	5,8	5,7	—	5,4	5,8
0,67	8,9	—	5,8	—	5,0	4,9	—	4,8	5,0

где α — коэффициент; в случае чистого сдвига $\alpha = 2,0$.

г) Для пластины, подкрепленной ребрами (продольными или поперечными) и свободно опертой по концам, для случая сжатия по длине

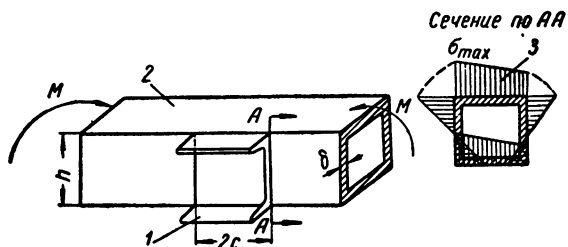
$$\sigma_{кр} = \frac{2\pi^2}{b^2 \delta} \cdot \frac{E}{1 - \mu^2} \sqrt{I_x I_y} \text{ кг/см}^2, \quad (18)$$

где I_x и I_y — средние моменты инерции пластины, подкрепленной ребрами, относительно продольной и поперечной осей, приходящиеся соответственно на единицу длины a и ширины b пластины; остальные обозначения те же, что и для формулы (15). Формула (18) справедлива для пластины, у которой

$$a > b \sqrt[4]{\frac{I_x}{I_y}}.$$

В тонкостенных стержнях, имеющих небольшую длину и незамкнутый профиль сечения, кроме обычно определяемых напряжений растяжения, сдвига, сжатия, изгиба и кручения, учитываются также напряжения, вызванные стеснением деформаций сечения (стесненное кручение).

В тонкостенных стержнях с замкнутым профилем сечения и с эксцентрично присоединенным дополнительным элементом (фиг. 9) учитывается неравно-



Фиг. 9. Замкнутый тонкостенный стержень с эксцентрично присоединенной деталью:

1 — деталь; 2 — стержень; 3 — эпюра распределения напряжений

Таблица 19

Значения учитываемой ширины B тонкой обшивки набора для типовых конструкций

Сечение	Параметры B
	При $a \geq 20\delta$ и $b \geq 20\delta$ $B = 40\delta$; при $a < 20\delta$ и $b \geq 20\delta$ $B = a + 20\delta$
	При $a \geq 20\delta$, $b \geq 20\delta$ и $c \geq 40\delta$ $B = 80\delta$; при $a \geq 20\delta$, $b \geq 20\delta$ и $c < 40\delta$ $B = 40\delta + c$; при $a < 20\delta$, $b \geq 20\delta$ и $c < 40\delta$ $B = 20\delta + a + c$
	При $a \geq 20\delta$ и $b \geq 20\delta$ $B = 40\delta + \frac{\pi r}{2}$; при $a < 20\delta$ и $b > 20\delta$ $B = 20\delta + \frac{\pi r}{2} + a$
	При $a \geq 20\delta$ и $b \geq 20\delta$ $B = 40\delta + s$; при $a < 20\delta$ и $b \geq 20\delta$ $B = 20\delta + a + s$, где s — длина всей криволинейной части контура
	При $a \geq 20\delta$, $b \geq 20\delta$ и $c \geq 40\delta$ $B = 80\delta + c$; при $a \geq 20\delta$, $b \geq 20\delta$ и $c < 40\delta$ $B = 40\delta + c + s$; при $a \geq 20\delta$, $b \leq 20\delta$ и $c \geq 40\delta$ $B = 60\delta + b + s$, где s — суммарная длина всего контура 1—2—3—4

мерность распределения напряжений от изгиба по ширине сечения, определяемая по формуле

$$\sigma = K_4 \frac{M}{W} \text{ кг/см}^2, \quad (19)$$

где M — изгибающий момент в сечении $I—I$ в кг/см ; W — момент сопротивления этого сечения в см^3 ;

$$K_4 = 1 + \frac{I_1}{I_2} \frac{1}{1 + \frac{I_1}{I_3}} (1 - e^{-2mc} \cos 2mc),$$

где I_1 — момент инерции тонкостенного замкнутого стержня (без учета присоединенного элемента) в см^4 ; I_2 — момент инерции в см^4 той стенки тонкостенного стержня, в которой присоединен дополнительный элемент ($I_2 = \frac{\sigma h^3}{12}$)

где h — высота этой стенки в см ; σ — толщина стенки в см ; I_3 — момент инерции присоединенного элемента в см^4 , $2c$ — длина присоединенного элемента в см ; m — коэффициент, определяемый по формуле

$$m = \sqrt[4]{\frac{12\sigma^2}{(1-\mu)h^3}},$$

где μ — коэффициент Пуассона; e — основание натурального логарифма.

При определении геометрических параметров поперечного сечения набора тонкостенной конструкции, рассчитываемого на

растяжение, сжатие и изгиб, учитывается также часть плоской обшивки, примыкающей к каждой стороне сечения набора на ширину B (не более 20σ , где σ — толщина листа обшивки).

Сечение набора понимается как часть обшивки с приваренными к ней продольными и поперечными элементами жесткости, а также отгибками и выштамповкой самой обшивки (гофры жесткости).

Для наиболее типовых сечений тонкостенного набора ширина B учитываемой в расчете обшивки дана в табл. 19.

В расчетах статически неопределимых систем при определении усилий взаимодействия элементов, а также в расчетах на устойчивость принимается сечение брутто, а при установлении напряженного состояния принимается сечение нетто.

При определении деформаций элементов постоянные величины принимаются по табл. 20.

Допускаемые напряжения

Допускаемые напряжения устанавливаются исходя из пределов текучести для пластичных материалов и из пределов прочности для хрупких материалов.

Для металлических деталей вагона, рассчитанных в соответствии с настоящими нормами на наиболее невыгодное сочетание расчетных нагрузок, допускаемые напряжения рекомендуется принимать согласно значениям, указанным в табл. 21.

Таблица 20

Постоянные величины

Материал	Модуль упругости		Коэффициент Пуассона μ	Коэффициент линейного расширения d_t
	1-го рода E в кг/см^2	2-го рода G в кг/см^2		
Сталь всех марок	$2,1 \cdot 10^6$	$0,8 \cdot 10^6$	0,30	0,000012
Чугун	$(0,75 \div 1,05) \cdot 10^6$	$(0,3 \div 0,4) \cdot 10^6$	0,25	0,000010
Медь отожженная	$0,8 \cdot 10^6$	$0,3 \cdot 10^6$	0,30	0,000016
Бронза	$1,1 \cdot 10^6$	$0,4 \cdot 10^6$	0,30	0,000018
Дюралюминий	$0,72 \cdot 10^6$	$0,3 \cdot 10^6$	0,30	0,000024
Дерево (вдоль волокон)	$0,10 \cdot 10^6$	—	—	—

Таблица 21

Допускаемые напряжения для металлических деталей вагонов в кг/см²

Наименование частей вагона	Вид деформации	Марки стали по ГОСТ 380-50 и В1050-41		Рессорная сталь (термообработанная)		Марки стальных отливок по ГОСТ 977-41				ГОСТ 88-41, группа I
		Ст. 3 и 20	Ст. 5 и 30	55	55С2	15-4020	15-4024	35-5015	35-5019	
Детали кузова и рамы (кроме шкворневой и хребтовой балок)	Растяжение, сжатие и изгиб . . .	1650	1900	—	—	1300	1350	1500	1550	1600
	Срез . . .	990	—	—	—	780	810	900	930	960
Детали тележек, кроме колесных пар: шкворневые и хребтовые балки рамы	Растяжение, сжатие и изгиб	1550	1600	9 500	10 000	1200	1250	1400	1450	1500
	Срез и кручение . . .	—	—	—	7 500	—	—	—	—	—
	Смятие . . .	1400	1800	—	—	1200	1250	1400	1450	1500
	Срез . . .	930	960	—	—	720	750	840	870	900
Детали тормоза	Растяжение, сжатие и изгиб . . .	1300	1500	—	—	1000	1100	1300	1350	1400
	Смятие . . .	1100	1300	—	—	950	1000	1200	1250	1300
	Срез . . .	780	900	—	—	600	660	780	810	840

Для заклепок и болтов допускаемые напряжения рекомендуется принимать согласно значениям, данным в табл. 22.

Таблица 22

Допускаемые напряжения в кг/см² для заклепок и болтов из стали Ст. 3 и 20 по ГОСТ 380-50 и В1050-41

Наименование деталей	Вид деформации			
	растяжение	срез	смятие	отрыв
Заклепки . . .	—	1200	2500	1000
Болты чистые . . .	1400	1200	2500	—
Болты черные . . .	1400	1000	2000	—

Примечания: а) для заклепок и черных болтов, поставленных в просверленные или развернутые отверстия, допускаемые напряжения на срез и смятие увеличиваются на 20%;

б) для заклепок с потайными или полупотайными головками допускаемые напряжения понижаются на 20%;

в) при нахлесточном одностороннем соединении, а также при соединении двух деталей через промежуточную деталь допускаемые напряжения в заклепках и болтах снижаются на 10%.

Для деревянных деталей вагона (по ГОСТ 3191-53), рассчитанных в соответствии с настоящими нормами на наиболее невыгодное сочетание расчетных нагрузок и выполняемых из сосны или ели, имеющих пределы прочности: сжатие вдоль волокон 350 кг/см², изгиб 600 кг/см² и скалывание вдоль волокон 60 кг/см², допускаемые напряжения принимаются по табл. 23.

Таблица 23

Допускаемые напряжения для сосны или ели в кг/см²

Вид деформации и ее направление	Растяжение	Изгиб	Сжатие и смятие	Смятие местное	Срез
Вдоль волокон . . .	60	85	85	—	4
Поперек волокон . . .	—	—	12	20	40

Для деталей, изготовляемых из других пород древесины (по ГОСТ 3191-53), допускаемые напряжения определяются умножением допускаемых напряжений, приведенных в табл. 23, на поправочные коэффициенты из табл. 24.

Таблица 24

Поправочные коэффициенты к допускаемым напряжениям для различных пород древесины

Порода древесины	Вид деформации		
	Растяжение, изгиб, сжатие вдоль волокон	Сжатие и смятие поперек волокон	Скалывание
Дуб, ясень, европейский граб, клен, акация белая	1,3	2,0	1,6
Лиственница	1,2	1,2	1,0
Береза, бук, ясень дальневосточный	1,1	1,6	1,3
Сосна якутская, пихта кавказская, кедр	0,9	0,9	0,8
Сосна и ель Кольского полуострова; пихта уральская, сибирская и дальневосточная	0,8	0,8	0,7

Для осей колесных пар, рассчитываемых по методу ЦНИИ и НИБ, допускаемые напряжения принимаются по табл. 25.

Таблица 25

Допускаемые напряжения для осей колесных пар в кг/см²

Тип вагона	Напряжение		
	для шейки оси $R_{ш}$	для подступичной части $R_{п.ч}$	для средней части оси $R_{с.ч}$
Пассажирский	1200	1400	1300
Грузовой	1400	1650	1550

Основные данные ЦВКБ для расчетов при проектировании железнодорожных вагонов широкой колеи *

Кроме технических условий, назначаемых в каждом отдельном случае при выдаче заданий на проектирование новых вагонов, необходимо учитывать еще общие данные и нормы, рассматриваемые ниже.

Силы, действующие на вагон

Статическая нагрузка. При расчетах принимаются во внимание:

- а) полезная нагрузка (грузоподъемность нет-

* По этим нормам производился расчет вагонов до 1952 г.

то) вагона, указываемая техническим заданием на проектирование каждого типа вагона;

б) тара вагона, т. е. собственный вес всех его частей;

в) распирающие усилия, действующие на стенки вагона, полувагона и борты платформы при перевозке насыпных грузов.

Динамические усилия подсчитывают исходя из следующих величин:

а) ударное усилие при автосцепке принимают равным 80 000 кг, при этом считают, что оно приложено к концу рамы по оси сцепления и равно по 40 000 кг для винтовой стяжки и буферов, если удар будет приложен к каждому стержню;

б) тяговое усилие: при автосцепке 65 000 кг, при винтовой стяжке 20 000 кг;

в) давление жидкости на дне цистерны (при соударениях) 80 000 кг;

г) центробежная сила (в ориентировочных подсчетах): для грузовых вагонов — 10% статической нагрузки при скорости около 50 км/час, на кривой радиусом 200 м; а для пассажирских вагонов — 20% статической нагрузки при скорости около 70 км/час, на кривой радиусом 200 м (расстояние от головки рельса до центра тяжести вагона можно принимать равным 210 см); более точно центробежная сила определяется по формулам, приведенным ниже;

д) давление ветра на боковую стенку вагона определяется по формулам, приведенным ниже;

е) вертикальные усилия на стыках рельсов, стрелках и крестовинах для неподрессоренных частей вагона принимаются равными 25% суммы статической нагрузки и вертикальной составляющей центробежной силы и давления ветра.

Примечания: 1. Влияние горизонтальных сил инерции, развивающихся при торможении в частях рамы и обрешетки кузова, учитывается как влияние вертикальных составляющих их при расчетах рамы, тележек и ходовых частей. Эти силы принимаются равными 20% максимальной статической нагрузки, которая приходится на рассчитываемую часть.

2. Направление динамических усилий: буферного удара, тягового усилия и давления жидкости на дно цистерны — горизонтальное вдоль оси вагона; давления ветра и центробежной силы — горизонтальное, перпендикулярное к оси вагона.

Допускаемые напряжения в материалах

Для различных деталей и частей вагона, кроме шкворневых и поперечных балок рамы, всей рамы тележки, люлечного и рессорного

подвешивания и кроме тормозной рычажной передачи, установлены следующие величины допускаемых напряжений (пп. 1—8):

1. Для прокатной стали марки Ст. 3 напряжения на растяжение, сжатие и изгиб, связанные со статическими нагрузками, принимаются не более 1200 кг/см^2 , а при наименее выгодном сочетании статической и динамической нагрузок — не более 1400 кг/см^2 .

2. Для прокатной стали марки Ст. 0 допускаемые напряжения должны быть не выше 900 кг/см^2 .

3. Для отливок из сталей, входящих в группу ответственного литья ГОСТ 977-41, напряжения на прямое растяжение, а также на растяжение при изгибе, не должны превышать 1000 кг/см^2 при статической нагрузке и 1200 кг/см^2 при наименее выгодном сочетании статической и динамической нагрузок. Напряжения на прямое сжатие и сжатие при изгибе принимаются по нормам, установленным для стали марки Ст. 3.

4. Напряжения на срез должны быть не более 0,8 величины напряжений на растяжение, указанной в пп. 1, 2 и 3.

5. Для серого чугуна марки СЧ 12-28 напряжения на изгиб принимают не выше 350 кг/см^2 как при статических, так и при динамических усилиях (для расчетных деталей, испытывающих напряжение от буферного удара, чугун не допускается). Напряжения сжатия не должны превышать 900 кг/см^2 , а напряжения на срез и растяжение не должны превышать 300 кг/см^2 .

6. Для дуба 1-го сорта допускаемая величина напряжений: на растяжение, изгиб и сжатие вдоль волокон 100 кг/см^2 (75 кг/см^2)*; на сжатие поперек волокон 30 кг/см^2 (22 кг/см^2)*, на срез вдоль волокон 26 кг/см^2 (15 кг/см^2)*.

7. Для сосны 1-го сорта и дуба 2-го сорта установлены следующие допустимые напряжения: на растяжение, изгиб и сжатие вдоль волокон — 70 кг/см^2 (53 кг/см^2)*; на сжатие поперек волокон — 25 кг/см^2 (18 кг/см^2)*; на срез поперек волокон — 25 кг/см^2 (18 кг/см^2)* и на срез вдоль волокон — 10 кг/см^2 (7 кг/см^2)*.

8. Для сосны 2-го сорта напряжения на растяжение, изгиб и сжатие вдоль волокон не должны превышать 50 кг/см^2 (37 кг/см^2)*; на сжатие поперек волокон — 15 кг/см^2 (12 кг/см^2)* и на срез поперек волокон — 15 кг/см^2 (12 кг/см^2)*.

Для сосны 2-го сорта срез вдоль волокон не допускается*.

9. В шкворневых и поперечных балках рам грузовых вагонов (кроме цистерн), в шкворневых балках цистерн и пассажирских вагонов во всей раме и деталях люлечного и рессорного подвешивания тележек вагонов всех типов допускаемые напряжения принимаются равными 75% величины напряжений, установленной для перечисленных выше материалов.

10. В деталях люлечного подвешивания, изготовленных из стали марки Ст. 4, напряжения не должны превосходить величины, назначенной для стали марки Ст. 3.

11. Листовые рессоры, работающие на изгиб, рассчитывают на максимальную статическую нагрузку с учетом следующих величин динамических прогибов: 30 мм — для надбуксовых рессор товарных вагонов; 40 мм — для надбуксовых рессор пассажирских вагонов; 30 мм — для люлечных рессор пассажирских вагонов (считая верхнюю и нижнюю половины эллиптических рессор, как одну рессору). Напряжения в металле листовых рессор под влиянием статической нагрузки и динамического прогиба не должны превышать допускаемых при пробных нагрузках, а именно: по ГОСТ 2025-53: 95 кг/см^2 — для рессоры из стали 55 и 100 кг/см^2 — для рессоры из стали 55С2.

12. Витые пружины рассчитывают на кручение грузом, вызывающим их предельное сжатие. Согласно нормам ЦВКБ напряжение в металле спиральных пружин при их полном сжатии не должно превосходить 5500 — 6000 кг/см^2 для пружин из стали диаметром до 30 мм и 4500 — 5500 кг/см^2 для пружин из стали диаметром более 30 мм **.

При расчете витых пружин, работающих как рессоры, предусматривают динамические прогибы величиной 25 мм для пружин грузовых вагонов и 30 мм — для пружин пассажирских вагонов.

13. Модуль упругости: для стали марки МСт. 7 $E = 2\,200\,000 \text{ кг/см}^2$, а для марок, предшествующих МСт. 7, $E = 2\,100\,000 \text{ кг/см}^2$.

14. Модуль скольжения $G = 850\,000 \text{ кг/см}^2$ для стали марки МСт. 7; $G = 820\,000 \text{ кг/см}^2$ — для всех марок ниже марки МСт. 7.

* В скобках даны величины для деталей, перечисленных в п. 9.

* Технические условия на деревянные детали вагостроения и нормы влажности даны в ГОСТ 3491-53.

** По ГОСТ 1452-53 допускаемое напряжение для пружин при их испытании максимальной статической нагрузкой принимается равным 65 кг/мм^2 , независимо от отношения диаметра материала пружины к диаметру витка.

15. При расчете осей по формулам МПС (приказ НКПС № 11430 от 11 сентября 1923 г.) только на статическую нагрузку можно принимать следующие величины напряжений. Для осей вагонов, обращающихся в пассажирских поездах: 550 кг/см^2 в шейке при ее предельном износе и 440 кг/см^2 в подступичной части, а для осей вагонов, обращающихся в грузовых поездах, соответственно 700 и 560 кг/см^2 .

16. При расчете осей по более точному методу, т. е. с учетом всех статических нагрузок и динамических усилий, перечисленных в настоящем параграфе, напряжение во всех сечениях оси можно принимать не более 1200 кг/см^2 .

17. Уменьшение напряжения или увеличение площади сечения при продольном изгибе деталей, работающих на сжатие, учитывается расчетным коэффициентом $K = \frac{1}{\varphi}$, где φ — коэффициент продольного изгиба в функции от гибкости стержня $e = \frac{l}{r}$. Здесь l — свободная длина стержня, а $r = \sqrt{\frac{I_{\min}}{F}}$ — радиус инерции (I_{\min} — наименьший момент инерции площади сечения F стержня). Величины K и φ приведены в табл. 28.

Примечание. При расчетах на устойчивость (продольное сжатие) напряжения подсчитывают делением приведенного усилия (основного усилия, умноженного на расчетный коэффициент K) на площадь стержня брутто.

18. Для деталей рычажной передачи тормоза учитываются следующие величины допускаемых напряжений:

- а) напряжения изгиба для рычагов — 1200 — 1300 кг/см^2 ;
- б) напряжения растяжения в тягах — 900 — 1000 кг/см^2 (диаметр тяги не меньше 22 мм);
- в) напряжения растяжения в вилках и головках тяг — 500 — 600 кг/см^2 ;
- г) напряжения изгиба в валиках — 1000 — 1200 кг/см^2 .
- д) напряжения среза в валиках — 600 — 700 кг/см^2 ;
- е) напряжения смятия валиков в отверстиях рычагов и вилок — 1000 кг/см^2 .

Постоянные условные расчетные величины для проектирования рамы вагона

У хребтовых балок, изготовленных из обычной углеродистой стали, минимальное сечение между задними упорными крон-

штейнами автосцепки должно быть не менее 150 см^2 для открытых вагонов и не менее 140 см^2 для крытых.

Отношение величины напряжения к величине ударного усилия в хребтовых балках не должно превышать $0,00775$. Например, суммарное напряжение в хребтовых балках от ударного усилия (прямое сжатие плюс изгибающее напряжение) должно быть не более $0,775\%$, т. е. не выше 620 кг/см^2 при ударном усилии, равном $80\,000 \text{ кг}$.

§ 3. ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПАССАЖИРСКИХ ЦЕЛЬНОМЕТАЛЛИЧЕСКИХ ВАГОНОВ

Этими данными пользуются при проектировании пассажирских вагонов цельнометаллической конструкции, обращающихся в поездах с общим весом тары поезда не менее 270 т .

Дополнительные данные составлены из тех соображений, что цельнометаллические багажные, почтовые или пассажирские вагоны могут быть поставлены в голове поезда за локомотивом и будут служить в этом случае вагонами прикрытия. Естественно, что к кузову и раме вагонов, являющихся прикрытием, следует предъявлять повышенные требования, которые указаны ниже. В остальном следует руководствоваться нормами расчетов на прочность и основными данными на проектирование вагонов железных дорог широкой колеи, изложенными выше.

Общие требования. Тележки должны иметь надежное, замочного типа, соединение с кузовом. Это необходимо для того, чтобы обеспечить участие веса тележек, а также веса деталей, которые соединяют их с кузовом (эти детали работают на срез), в поглощении внешних сил при необычных толчках.

Кузов вагона должен противостоять минимальной концевой статической нагрузке $P_1 = 362 \text{ т}$, приложенной к нему по оси автосцепки, без какой-либо остаточной деформации в любом элементе кузова.

Такая минимальная нагрузка принята с той целью, чтобы при расчетной нагрузке $P_2 = 181 \text{ т}$, приложенной к концам хребтовой балки, был обеспечен коэффициент безопасности, равный примерно 2. В соответствии с этим вертикальная деформация должна быть минимальной.

Примечание. Учитывая высокие механические свойства применяемых в настоящее время материалов, допустимо максимальную вертикальную упру-

гую деформацию (стрелу прогиба), измеряемую по середине вагона между пятниками, принимать до 25 мм. Для вагонов из обычных материалов, с расстоянием между пятниками около 18,3 м, вертикальные деформации колеблются от 13 до 20 мм.

Вагоны должны быть спроектированы для восприятия горизонтальной нагрузки $P_3 = 227 \text{ т}$, приложенной к буферному брусу на высоте 300 мм над линией сцепки. Буферный брус, а также подвески автосцепки необходимо рассчитать на восприятие вертикальной нагрузки $P_4 = 45 \text{ т}$, для того чтобы при сильных толчках сцепленные вагоны не могли взаимно перемещаться в вертикальном направлении. Каждая из двух главных концевых стоек на уровне верха нижней рамы, к которой прикреплены стойки, должна иметь предел прочности, соответствующий срезающей нагрузке.

Материал. Все элементы вагона, несущие нагрузку, должны быть цельнометаллической конструкции. Сталь можно заменить другими материалами, способными обеспечить необходимую прочность. Для элементов, несущих нагрузку, пригодно стальное литье; отливки с содержанием 0,25% углерода и более должны быть отожжены. Если литая деталь заменяется сборной сварной конструкцией, необходимо соответствующими способами устранить образующиеся в процессе сварки внутренние напряжения.

Не допускается применение конструкционного материала с пределом текучести выше 80% предела прочности на растяжение.

Тележки. Как уже указывалось, тележки должны иметь надежное соединение с кузовом. Прочность этого соединения должна быть рассчитана на срез от усилия $P_5 = 113,5 \text{ т}$ и на растяжение от усилия P_6 для обеспечения поднятия тележки вагона при подъеме кузова или всего вагона. Здесь P_6 — вес тележки. Первое необходимо для того, чтобы обеспечить участие веса тележки в поглощении внешних сил при необычных толчках (при авариях), а второе — для того, чтобы при работе вагона на опрокидывание пятник кузова оставался соединенным с подпятником тележки и вес тележки участвовал в создании момента устойчивости $M_{уст}$. Детали всего устройства должны обеспечивать необходимую прочность соединения на растяжение.

Концевые нагрузки. Кузов вагона, как отмечалось выше, должен противостоять концевой статической нагрузке $P_1 = 362 \text{ т}$, приложенной к задним упорным угольникам автосцепки по

оси ее сцепления. Сопротивление хребтовых балок должно отвечать расчетной концевой нагрузке $P_2 = 181 \text{ т}$, приложенной по продольной оси вагона между осью сцепления и осью буферного механизма упругой переходной площадки; эта нагрузка должна восприниматься только конструкцией хребтовой балки. Как опоры хребтовой балки против вертикальных и горизонтальных усилий можно рассматривать элементы кузова вагона при условии, что его прочность, как и прочность поперечных балок и всех других частей рамы, обеспечивает такое использование названных элементов.

Расчетные напряжения хребтовых балок определяются по формуле:

$$\text{напряжение} = \frac{181\,000}{\text{площадь}} + \frac{\text{эксцентриситет} \times 181\,000}{\text{момент сопротивления}},$$

где напряжение принято в $\text{кг}/\text{см}^2$, площадь в см^2 , эксцентриситет в см и момент сопротивления в см^3 .

Расчетные напряжения не должны превышать норм, указанных в настоящем параграфе; кроме того, их нужно скорректировать по формулам для расчета колонн на устойчивость.

Напряжение, создаваемое изгибающим моментом вследствие эксцентричного приложения концевой нагрузки, определяемое вторым членом приведенного уравнения, может быть уменьшено в зависимости от того, какая часть изгибающего момента воспринимается кузовом вагона.

Вагоны также рассчитывают на сопротивление горизонтальной нагрузке $P_3 = 227 \text{ т}$, приложенной по продольной оси вагона к буферной конструкции упругой площадки на высоте, отстоящей на 300 мм от оси сцепления автосцепки (без какой-либо остаточной деформации в любом элементе кузова). Эта нагрузка должна распределяться на площади не более $150 \times 600 \text{ мм}$. Конструкция буферного бруса должна обеспечить восприятие направленных сверху вертикальных толчков, передаваемых хвостовиком автосцепки с силой $P_4 = 45 \text{ т}$, в любом горизонтальном положении хвостовика автосцепки.

С каждого конца вагона может быть установлено антителископическое устройство, которое при полном сжатии двух сцепленных вагонов создает между ними дополнительное сцепление и этим предупреждает налезание одного вагона на другой. Прочность этого устройства должна быть достаточной для восприятия вертикальной нагрузки $P_4 = 45 \text{ т}$ при напряжениях в от-

дельных деталях и в креплении устройства к кузову не выше предела текучести. Это требование удовлетворяется при наличии жесткой автосцепки.

Подвеску головки автосцепки и ее крепление к кузову необходимо рассчитать на направленную вниз вертикальную нагрузку $P_4 = 45 \text{ т}$, передаваемую через хвостовик автосцепки в любом ее горизонтальном положении. При этом важно предусмотреть, чтобы напряжения не превышали предела текучести используемых материалов. Если применяется упругая подвеска, должно быть установлено дополнительное (запасное) устройство, способное обеспечить соблюдение указанных требований.

Хребтовые балки можно составлять из прокатных или штампованных профилей с верхними накладками или без них. Для консольной части балок или для концевой конструкции допускается использование стальной отливки при условии достаточно надежного соединения этих частей с остальной частью балки. Если для поясов балок применяются уголкового профиля, их соединение со стенками должно обеспечивать передачу суммарных скальвающих нагрузок в любой точке на расстоянии, равном расчетной высоте балки в данной точке. В тех случаях, когда применяются стыкованные верхние накладки на хребтовой балке с перекрывающимися стык накладок планками, нужно длину этих планок увеличить против теоретической на величину, достаточную для размещения двух рядов заклепок с каждого конца. Равноценную заделку концов планок необходимо обеспечить и при сварной конструкции стыка.

Шкворневые и поперечные балки. Соединение шкворневых балок кузова, а также поперечных балок с хребтовыми балками и с нижней боковой обвязкой должно обладать прочностью, достаточной для передачи расчетных вертикальных нагрузок.

Половые поперечные балки могут состоять из прокатных, штампованных или сборных профилей. Соединение их с хребтовыми балками и нижней боковой обвязкой должно обеспечивать передачу расчетных усилий.

Половые прогоны должны иметь опору у каждого поперечного элемента нижней рамы вагона.

Концевые (буферные) балки могут быть из прокатных или штампованных профилей, сборной или литой конструкции. Эти балки необходимо рассчитать на максимально возможные нагрузки, а также на условные расчетные гори-

зонтальные нагрузки от вертикальных концевых стоек (см. ниже).

Продольные боковые стенки. При расчете напряжения в боковых стенках, за расчетную высоту стенок сплошной или решетчатой конструкции можно принимать расстояние между центрами тяжести верхней и нижней боковых обвязок или расстояние между центрами тяжести верхнего и нижнего поясов. Во втором случае за нижний пояс принимают сечение, образуемое нижней боковой обвязкой, подоконным поясом и подоконным листом обшивки; в верхнем поясе можно исключить верхнюю боковую обвязку и надоконную обшивку.

Напряжения от скальвающих усилий в соединениях междуоконных простенков с верхним и нижним поясами не должны превышать величин, указываемых далее.

При расчете на прочность стенок в дверных проемах нужно исходить из того, что изгибающий момент, создаваемый вертикальными скальвающими силами у дверных стоек, воспринимается верхним и нижним сечениями дверного проема. Сумма скальвающих и изгибающих напряжений в этих сечениях должна быть в пределах, указываемых ниже. Усиливающая армировка в дверных проемах должна иметь дополнительную длину, достаточную для передачи реакций и обеспечения прочного соединения армировки с боковой стенкой за пределами дверного проема. Если при расчете кузова крыша и рама принимаются как несущие элементы, соединение их с боковыми стенками кузова необходимо проверить на скальвающие усилия.

Боковые стойки и раскосы. Суммарный момент сопротивления всех стоек и раскосов, расположенных между угловыми стойками боковой стенки (с каждой стороны вагона), в самом слабом горизонтальном сечении по продольной оси вагона (между верхней и нижней боковыми обвязками) должен быть не менее 16 см^3 на 1 м расстояния между центрами концевых панелей при комбинированной (сплошной и решетчатой) конструкции боковой стенки¹. При сплошной конструкции стенки указанная сумма моментов должна быть не менее 11 см^3 на 1 пог. м расстояния между центрами концевых панелей².

¹ Или не менее 15 см^3 на 1 м при подсчете для одной панели между серединами двух окон [18].

² За центр концевой панели принимается точка, лежащая посередине между центральными осями угловой и смежной боковой стоек.

Напряжения элементов боковой стенки должны быть в пределах, указываемых далее.

Наружная обшивка. У боковых стенок сплошной конструкции наружная обшивка из низкоуглеродистой мартеповской стали, если она применяется в неармированном виде, должна быть толщиной не менее 3 мм.

Применение обшивки меньшей толщины допускается при условии ее армирования и доведения этим способом ее прочности в направлении, перпендикулярном к плоскости, до прочности обшивки толщиной 3 мм. Если ставится решетчатая ферма и, следовательно, обшивка не является элементом несущей конструкции, ее минимальная толщина должна быть не меньше 1,2 мм.

Вертикальные концевые элементы. Сумма моментов сопротивления вертикальных элементов каждой концевой стенки вагона должна быть не менее 1050 см³. Наружная концевая стенка должна иметь два главных вертикальных элемента (по одному с правой и с левой стороны среднего концевого прохода), с моментом сопротивления не менее 400 см³ каждый¹. Кроме того, каждый из главных концевых элементов в сечении, которое находится на уровне поверхности элемента нижней рамы, к которому концевой элемент прикреплен, должен противостоять срезающей силе величиной не менее 136 т. Эта величина сопротивления должна обеспечиваться надлежащим соединением концевых элементов с рамой и их поперечным сечением. Данная величина определяется произведением высоты элемента, толщины стенки и предела прочности на срез применяемого материала².

Если для получения указанного сопротивления срезу стенки усиливаются, то это усиление должно быть полноценным до высоты 450 мм, считая от линии соединения стенки с нижней

рамой. Далее усиление постепенно уменьшают и на высоте 750 мм его сводят на нет.

Верхнее крепление концевых элементов должно быть достаточным для восприятия их реакций. Эти элементы рассматриваются без армировки, как простые балки на свободных концевых опорах, нагруженные сосредоточенной нагрузкой, приложенной на высоте 450 мм от линии соединения с элементом нижней рамы. Расчетную величину нагрузки принимают исходя из предела текучести применяемого материала².

Остаток суммы моментов сопротивления концевых элементов наружной стенки, равный 250 см³, должен распределяться в элементах внутренней концевой стенки. Нижнее соединение этих элементов должно обеспечивать необходимое сопротивление срезу; верхнее соединение рассчитывают по методу, указанному для главных концевых элементов.

Для вагонов с открытыми концевыми площадками конструкция наружной концевой стенки должна соответствовать конструкции внутренней концевой стенки. Кроме того, на конце площадки устанавливаются два коротких вертикальных элемента, идущих от рамы до верха перил и расположенных так же, как главные вертикальные элементы. Короткие элементы должны иметь такую же прочность на срез, как и главные элементы.

Реакция верхних концов всех вертикальных элементов может быть передаваема либо на концевые поперечные элементы крыши вагона, либо на фермы лобовой стенки (сплошные или решетчатые), которые должны иметь длину, равную ширине вагона. Конструкция тех и других должна быть достаточно прочной для передачи реакций лобовых стоек на боковые стенки вагона.

Крыша. Дуги крыши в любом сечении должны иметь момент сопротивления величиной не менее 3 см³ на каждый квадратный метр проекционной площади, которая на них приходится. Обшивка плоской части крыши, сделанная без ребер жесткости из низкоуглеродистой мартеповской стали, должна быть толщиной не менее 1,30 мм. Меньшая толщина допускается при условии армирования обшивки ребрами для получения достаточной жесткости в направлении, перпендикулярном к поверхности крыши.

Напряжения. Все конструктивные элементы (за исключением вертикальных концевых) должны иметь такое сечение, чтобы сумма прямых напряжений, которым каждый из них подвергается, не превышала приведенных в табл. 26

¹ По нормам ЦНИИ МПС и НИБ Главвагона Минтрансмаша: а) минимальная толщина обшивки: в нижней части стены 2,0—2,5 мм, в верхней части стен и крыши 1,0—1,5 мм. Первые значения даны для листов из специальной коррозионноустойчивой стали, вторые — для обычной углеродистой стали;

б) момент сопротивления должен быть не менее 1000 см³ — для суммы всех концевых стоек и 350 см³ для каждой главной концевой стойки.

² ЦНИИ и НИБ рекомендуют «Верхние и нижние сечения каждой стойки, а также опорные конструкции стоек (узлы крепления) должны быть равнопрочны сечению стойки при работе ее на изгиб от горизонтальной продольной силы, приложенной на высоте 500 мм от нижней опоры; при этом определении силы стойка рассматривается как балка, лежащая на двух опорах.

максимальных допускаемых расчетных удельных напряжений для проката из низкоуглеродистой мартеновской стали.

Таблица 26

Величины максимальных допускаемых расчетных напряжений для проката

Элементы	Напряжения в кг/см ²				
	растяжения	сжатия	среза	среза заклепок	смятия заклепок
Хребтовые балки: сплошной конструкции	1400	1400	900	900	1700
других конструкций	1200	1200	900	900	1700
Нижняя боковая обвязка и элементы каркаса кузова	1200	1200	700	700	1400
Шкворневые балки	900	900	600	700	1400

Сумма всех напряжений в любом элементе, кроме хребтовых балок, может превышать приведенные значения не более чем на 20%.

Напряжения от продольного сжатия элементов или их деталей не должны превосходить величин, определяемых по следующим формулам для устойчивости колонн:

$$\text{при } \frac{L}{r} \leq \pi \sqrt{\frac{2E}{\sigma}} \\ \frac{P}{F} = \sigma - \frac{\sigma^2}{\pi^2 E} \left(\frac{L}{r}\right)^2 \text{ кг/см}^2; \quad (20)$$

$$\text{при } \frac{L}{r} > \pi \sqrt{\frac{2E}{\sigma}} \\ \frac{P}{F} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{L}{r}\right)^2} \text{ кг/см}^2, \quad (21)$$

где L — длина от центра элемента до центра закрепления в см; r — наименьший радиус инерции сечения элемента в см; E — модуль упругости применяемого материала; σ — максимальное допускаемое расчетное напряжение (берется из приведенных выше данных); P — продольная (концентричная) нагрузка в кг; F — площадь сечения элемента в см²; $\pi = 3,1416$ — постоянная величина.

Расчет по этим формулам обеспечивает номинальный коэффициент безопасности 2 при условии достаточно удовлетворительного закрепления концов элемента.

Допустимость максимальных напряжений, определяемых по приведенным формулам, зависит от степени устойчивости отдельных полок

и стенок, составляющих суммарное сечение рассматриваемого элемента. Проверка устойчивости плоских листов, составляющих это суммарное сечение, производится по формулам для целых колонн, но со следующей заменой $\frac{L}{r}$:

$$\text{для листов, закрепленных у одной кромки по линии напряжений} \quad \frac{L}{r} = 5 \frac{b}{t}$$

$$\text{для листов, закрепленных у двух кромок по линии напряжений} \quad \frac{L}{r} = 1,8 \frac{b}{t}.$$

В этих равенствах b — ширина листа в сечении, перпендикулярном к линии напряжений, в см; t — толщина листа, в см.

Константы 5 и 1,8 также обеспечивают номинальный коэффициент безопасности 2 при условии вполне удовлетворительного закрепления кромок листа. Допускается применение промежуточных констант в зависимости от профиля детали и закрепления кромок.

Если прокатная низкоуглеродистая мартеновская сталь заменяется другими металлами (назовем их условно заменителями), то в этом случае также должна быть обеспечена прочность вагона не ниже установленной. Максимальные допустимые напряжения для заменителя должны быть в таком отношении к напряжениям, приведенным выше, в каком предел текучести применяемого заменителя находится к пределу текучести низкоуглеродистой мартеновской стали (2200 кг/см²). При этом во всех случаях, за исключением случаев смятия у заклепочных отверстий, максимальное допустимое напряжение не должно превышать 40% минимального предела прочности на растяжение, которым обладает данный металл (заменитель). Литой металл применяется на той же сравнительной основе, что и прокат, причем для литого металла допускаемое напряжение на растяжение должно быть не больше 80% допускаемого напряжения для прокатного металла.

Минимальный момент сопротивления или минимальная толщина металла-заменителя должны приниматься в соответствии с отношением его предела текучести к пределу текучести низкоуглеродистой мартеновской стали. Размеры элементов из заменителей, связанные с нагрузками, определяемыми в зависимости от предела текучести или предела прочности на срез, подсчитывают исходя из значения этих пределов для данного заменителя.

Нижний половой настил. Вагон по всей длине и ширине должен иметь нижний половой настил из плоского или гофрированного металлического листа.

Изоляция вагона должна удовлетворять следующим требованиям: а) не поддерживать горения; б) не впитывать влаги в количестве, превышающем ее собственный вес; в) в сыром состоянии не оказывать корродирующего действия на кузов.

Напряжения при вибрационной нагрузке

Все части вагона по степени действия на них динамических и вибрационных усилий (при прохождении вагона через стыки рельсов, при вписывании его в кривые железнодорожного пути и т. п.) можно разделить на три группы.

Группа I. В нее входят детали, жестко соприкасающиеся с рельсом, а именно оси и неподдресоренные боковые рамы тележек грузовых вагонов. Оси рассчитывают по общепринятым нормам, предусматривающим, помимо вибрационных нагрузок, также долговечность работы оси. Для неподдресоренных частей вагона влияние динамики и вибрационных усилий учитывается двумя коэффициентами:

а) к сумме статической нагрузки и вертикальной составляющей от центробежной силы и давления ветра добавляются усилия от внутренних кососимметричных нагрузок и от вписывания тележки в кривую;

б) допускаемые напряжения уменьшаются (на 10% при уточненных расчетах по нормам ЦНИИ и НИБ и на 25% — по нормам ЦВКБ) против допускаемых напряжений для деталей группы III.

Группа II. К этой группе относятся шкворневые и поперечные балки рам грузовых вагонов, исключая цистерны, шкворневые балки цистерн и пассажирских вагонов, вся рама тележки (поддресоренная) и детали люечевого и рессорного подвешивания тележек всех типов вагонов. На перечисленных узлах вагона влияние динамики и вибрационных усилий сказывается меньше, чем на частях группы I, ввиду поглощения вибраций рессорными подвешиваниями; поэтому указанное влияние здесь учитывается только одним коэффициентом — уменьшением допускаемого напряжения.

Группа III. В эту группу входят все остальные части вагона: хребтовые балки, части кузова и др., подвергающиеся меньшему воздействию вибрационных усилий и динамики, чем части первых двух групп. Для частей группы III нормами установлены приведенные выше допускаемые напряжения с учетом усилий вибрации, которые приходится на эти части (опытным путем).

Допускаемые напряжения в металле сварных швов, подверженных действию вибрационной и пульсирующей динамической нагрузок, определяются по формулам, приведенным в § 5. Допускаемые напряжения в металле сварных швов при их работе на статическую нагрузку указаны там же.

Дополнительные напряжения от резонансных колебаний. Существует группа усилий, возникающих в частях вагонов при определенных сочетаниях длин вагонных элементов, скорости движения, гибкости рессорного подвешивания и упругости отдельных элементов и системы в целом. Это — явление резонанса от действия груза и собственных колебаний вагона.

В данной области ведутся исследования с целью определить влияние вибраций от резонанса на величину допускаемых напряжений [14]. Эти работы представляют значительный интерес, однако находятся еще в экспериментальной стадии и требуют дальнейшей проверки в эксплуатационных условиях.

§ 4. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТУ ВАГОНОВ ВСЕХ ТИПОВ

Постоянные условные расчетные величины

Для обеспечения необходимой прочности рам и кузовов от действия сил, не учитываемых в расчетах вагонов, устанавливаются следующие конструктивные требования:

Прочность концевых (лобовых) стенок. Для крытых грузовых вагонов и полувагонов типа хоппер и гондола требования к прочности концевых стенок заключаются в следующем:

1. При сплошь металлической конструкции стенок их можно делать из штампованного листового железа волнистого или гладкого, но во втором случае их нужно усилить стойками. Если концевая стенка выполнена из одного листа, то его толщина должна быть не менее 5 мм. Если же эта стенка состоит из нескольких листов, то ее нижняя треть по высоте должна быть не тоньше 5 мм, а остальная часть не тоньше 4 мм¹.

¹ ЦНИИ МПС и НИБ Главвагона рекомендуют:

а) толщина металлических листов при гладкой обшивке для боковых и торцевых стальных стенок должна быть не менее 4 мм в нижней части и 2,5 мм в верхней части стенок;

б) при гофрированной стальной обшивке торцевых стенок толщина листов ее должна быть не менее 3 мм; для крытых вагонов толщина листов в верхней части стенок может быть 2 мм.

2. Стенки из гладкого листового железа или из деревянной обшивки необходимо усилить стойками или раскосами (помимо угловых стоек) в количестве не менее двух с суммарным моментом сопротивления (исключая момент сопротивления самого листа) не менее 150 см^3 . В тех случаях, когда ставят больше трех стоек или раскосов, момент сопротивления каждой стойки (раскоса) должен быть не менее 40 см^3 , причем его принимают по полному сечению балки (включая и отверстия для заклепок и болтов). Вертикальные стойки или раскосы нужно располагать симметрично к середине вагона на расстоянии не более $0,2$ внутренней ширины вагона. Если применяются горизонтальные концевые балки, то расстояние между ними, а также расстояние от уровня пола до нижней балки не должно превышать $0,2$ внутренней высоты вагона.

3. Момент сопротивления волнистых или штампованных стенок по вертикальной оси вагона должен быть не менее 75 см^3 на 1 м внутренней высоты вагона.

4. Угловые стойки гондол с торцевыми дверями и деревянной обшивкой должны иметь момент сопротивления не менее 75 см^3 .

5. В расчетное сечение стоек и раскосов стен кузова (боковых и торцевых), а также дуг крыши вагонов, имеющих металлическую обшивку, должна вводиться часть листа обшивки по нормам применительно к данным табл. 19.

6. Прочность присоединения верхних концов стоек и раскосов должна соответствовать прочности этих деталей в условиях нагрузки их усилием, приложенным на высоте 450 мм от уровня пола и вызывающим в них напряжение от изгиба, равное 1400 кг/см^2 . Присоединение нижних концов стоек к буферному брусу должно быть равнопрочно сечению стойки, рассчитанному на срез.

7. Толщина деревянной концевой обшивки на $\frac{2}{3}$ высоты от уровня пола должна быть $40-45 \text{ мм}$.

Для пассажирских (не цельнометаллических) вагонов прочность конструкции устанавливают на основании следующих требований¹:

1. Сумма моментов сопротивления всех стоек концевой стенки (включая и угловые) с каждого конца вагона должна быть не менее

1000 см^3 . Из них 250 см^3 должны приходиться на угловые стойки и 750 см^3 — на остальные концевые стойки, включая и дверные.

2. Прочность присоединения концевых стоек должна соответствовать требованиям, изложенным в п. 6 для грузовых вагонов.

3. Для вагонов электрифицированных железных дорог, где электрическая тяга является единственным способом тяги и вес поезда не превышает 270 т , сумма моментов сопротивления всех концевых стоек (включая и угловые) должна быть не менее 650 см^3 ; из них 170 см^3 должны приходиться на угловые стойки и 480 см^3 — на остальные концевые стойки, включая и дверные.

4. Для автомотрис, курсирующих с прицепными вагонами при общем весе поезда не более 100 т , сумма моментов сопротивления концевых стоек должна быть не менее 240 см^3 , причем 60 см^3 должны приходиться на угловые стойки и 180 см^3 — на остальные концевые стойки, включая и дверные.

Примечание. При расчете концевых конструкций вместе с концевыми стойками на прочность иногда учитывают и прочность каркаса кузова при любых его очертаниях.

5. Для боковых стоек сумма моментов сопротивления, взятых по любому горизонтальному сечению между поверхностью пола и надоконным (верхним) брусом всех расположенных между угловыми стойками кузова стоек и раскосов каждой стороны вагона, должна быть не менее 16 см^3 на 1 пог. м расстояния между серединами концевых панелей боковой стенок.

Размер панели определяется как расстояние между вертикальными рядами заклепок или сварных швов двух смежных стоек.

6. Суммарный момент дуг крыши должен быть не менее $1,7 \text{ см}^3$ на 1 м^2 горизонтальной проекции крыши, поддерживаемой дугами.

Автосцепка и буферы. При проектировании вагонов учитывается следующая система размеров, связанная с автосцепкой и буферами.

1. Оси автосцепки должны быть расположены на расстоянии не менее 155 мм от нижней кромки верхнего армировочного листа хребтовой балки.

2. Требуемое расстояние между осью автосцепки и верхней точкой головки автосцепки по вертикали вверх 180 мм .

3. Внутреннее горизонтальное расстояние между хребтовыми балками для размещения

¹ Для цельнометаллических пассажирских вагонов условные расчетные величины изложены в § 3 дополнительных данных на проектирование.

автосцепки должно быть согласно ГОСТ 3475-46*.

4. Высота расположения оси буфера над головкой рельса у ненагруженных (новых) четырехосных грузовых и пассажирских вагонов при диаметре колеса 900—950 мм должна быть равна 1040 мм, а при диаметре 1050 мм — 1065 мм.

Примечание. У двухосных грузовых вагонов высота от головки рельса до оси буфера или крюка винтовой стяжки допускается: для грузовых вагонов наименьшая — 920 мм, наибольшая — 1100 мм; для пассажирских вагонов соответственно 1000 мм и 1115 мм.

5. Диаметр буферных тарелок: 340 мм — для вагонов с базой до 6 м, 400 мм — для вагонов с базой от 6 до 10 м и 450 мм — для вагонов с базой до 14 м.

Для вагонов с базой свыше 14 м диаметр тарелок должен быть определен путем вписывания вагонов в кривые путей наименьшего (задаваемого ТУ на проектирование) радиуса, по которому вагонам придется проходить в эксплуатации.

6. Высота оси автосцепки от головки рельса принимается для предварительных расчетов 1050 мм, для проектирования по ГОСТ 3475-46.

7. Расстояние между центрами буферов принимается равным 1782 мм.

8. Расчетное расстояние между кругами катания колес принимается 1580 мм (для железнодорожной колеи 1524 мм).

Прочность боковых стен, крыши, люков и бункеров крытых вагонов и полувагонов устанавливается следующими требованиями:

1. В угольно-рудных гондолах и хопперах стальная металлическая обшивка боковых стен по всей высоте, а также листов боковых дверей и люковых крышек должна быть не менее 5 мм, толщина стальных листов наклонных глухих стенок бункеров (в нижней части рамы) должна быть не менее 6 мм.

* ГОСТ 3475-46 «Автосцепное устройство подвижного состава железных дорог широкой колеи. Основные размеры» установлены:

а) высота от оси автосцепки до нижней кромки верхнего листа хребтовой балки не менее 155 мм;

б) расстояние между внутренними стенками хребтовой балки равно 327 ± 3 мм; для вновь проектируемых вагонов это расстояние должно приниматься 350 мм и должны быть предусмотрены наделки в местах, примыкающих к автосцепке, для устранения износа хребтовой балки (накладки толщиной 10 мм на боковых стенках балки);

в) расстояние от оси сцепки до головки рельсов: максимальное — 1080 мм, минимальное — 1040 мм.

2. В крытых вагонах и хопперах глухого типа толщина стальных листов металлической обшивки должна быть не менее:

для боковых стен в нижней части (на $\frac{1}{3}$ высоты) — 5 мм, в остальной части стенки — 4 мм, для крыши крытых вагонов — 2 мм, для крыши хопперов — 3 мм, для крышек люков и бункеров — согласно нормам п. 1*.

Конструктивные требования

1. В конструкции несущих элементов рамы, кузова вагона и ходовых тележек необходимо обеспечить:

а) усиление ребрами полок балок в местах перегибов их в напряженных зонах, а также в местах передачи на эти полки значительных усилий (перпендикулярных к плоскости полок) от концентрированных нагрузок;

б) усиление путем армировки кромок отверстий (размером более 30 мм), расположенных в напряженных зонах полок или в стенках балок;

в) местные усиления отдельных деталей должны выходить за участки, требующие усиления, на длину закрепления концов, обеспечивающую равнопрочность закрепления сечения усиливающего элемента.

2. Во всех рамах и кузовах вагонов необходимо предусматривать места для установки домкратов (по возможности ближе к концам шкворневых балок). Эти места проверить на прочность от усилий, возникающих при подъеме нагруженного кузова домкратами.

3. Для обеспечения удобств персоналу грузовые и пассажирские вагоны должны быть оборудованы:

а) поручнями для сцепщика, располагаемыми на лобовых балках рамы;

б) подножками и поручнями, располагаемыми на боковых стенах вагона (лучше по диагонали) для составителей поездов;

в) лестницами или ступеньками, расположенными на боковых или лобовых стенках кузовов пассажирских, изотермических, саморазгружающихся и специальных вагонов и цистернах для влезания на крышу или на верх вагона;

г) мостиками на крышах электровагонов, изотермических и саморазгружающихся вагонов для подхода к загрузочным люкам или механизмам, расположенным на крыше.

* ЦНИИ и НИБ рекомендуют следующие толщины металлических листов обшивки кузовов:

а) для боковых стен не менее 4 мм в нижней части и 2,5 мм в верхней части стены;

б) для крыши не менее 1,5 мм.

4. Конструкции полувагонов (в том числе и саморазгружающихся), которые будут разгружаться на вагоноопрокидывателе, должны:

а) иметь мощные верхние боковые обвязки или стенки кузова, через которые, при вращении вагона, от последнего будут передаваться на опорные балки или крючки вагоноопрокидывателя все нагрузки. Расчет этих обвязок и стен производится на случай задержки высыпания груза из вагона;

б) иметь достаточно ровные поверхности снаружи боковых стен кузова и сверху верхних обвязок его (без выступающих частей), обеспечивающие плотное и равномерное прилегание кузова к опорным поверхностям на вагоноопрокидывателе;

в) обеспечить закрепление и удержание всех деталей на вагоне при вращении последнего в люльке вагоноопрокидывателя.

5. Кузова саморазгружающихся вагонов внутри должны иметь:

а) гладкие поверхности скольжения для высыпающегося груза при разгрузке вагона через люки или через верх вагона (на вагоноопрокидывателе);

б) минимальную площадь всяких перемычек (продольных и поперечных) на раме и в кузове и отсутствие мертвых углов в соединениях наклонных и вертикальных листов стенок, на которых может задержаться груз.

6. Крытые грузовые вагоны общего назначения оборудуются:

а) несъемными приспособлениями для воинского снаряжения;

б) постоянными печными разделками в крыше;

в) люковыми отверстиями в верхней части боковых стен, со стальными откидными наружу крышками и приспособлениями для постановки оконных остекленных рамок;

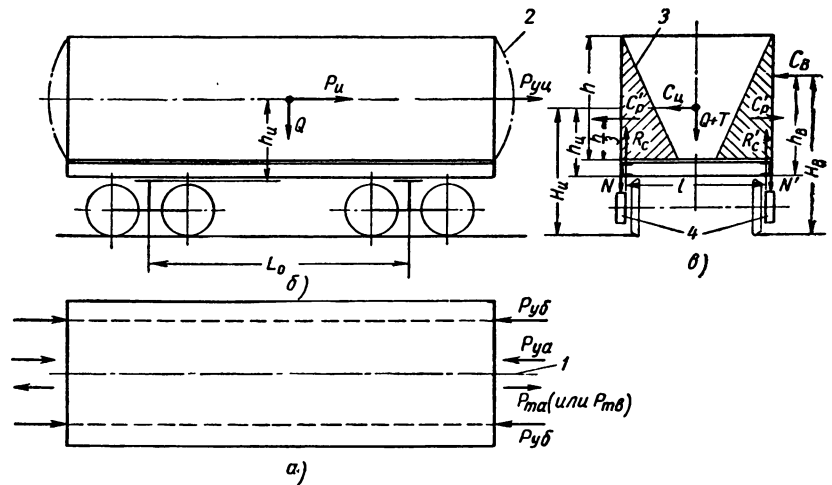
г) приспособлениями для установки в дверном проеме съемных щитов для хлебных перевозок;

д) иметь достаточно хорошие уплотнения в дверных притворах и в соединениях крыши со стенками кузова для предохранения от попадания внутрь вагона искр от паровоза.

Общие формулы для расчета рамы и кузова вагона

Расчет рамы и кузова выполняется в двух вариантах: с учетом только одних статических нагрузок (сил) и с учетом совместного действия статических и динамических нагрузок (сил) при наиболее неблагоприятном их сочетании.

При расчете вагона от этих сил допускаемые напряжения при действии только статических нагрузок обеспечивают коэффициент безопасности 2; при расчете по более точному методу,



Фиг. 10. Схема воздействия сил и нагрузок на вагон:

а — продольных горизонтальных; б — вертикальных и продольных горизонтальных; в — вертикальных и поперечных горизонтальных; 1 — ось автосцепки или винтовой упряжи; 2 — днище котла цистерны; 3 — линия расположения усилий распора; 4 — боковые неподрессоренные части тележки.

т. е. с учетом совместного действия статических и динамических нагрузок при самом неблагоприятном их сочетании, обеспечивается коэффициент безопасности, равный около 1,5.

Общая схема воздействия горизонтальных и вертикальных, продольных и поперечных сил на раму и кузов вагона дана на фиг. 10, где $P_{у\delta}$ — ударное усилие при автосцепке, $P_{уб}$ — то же при винтовой стяжке (удар в буфера); $P_{тa}$ — тяговое усилие при автосцепке; $P_{тв}$ — то же при винтовой стяжке; C_u — центробежная сила; $C_в$ — сила давления ветра на боковую поверхность вагона; N — вертикальное усилие, возникающее на стыках рельсов, крестовин и стрелках; P_u — сила инерции при экстренном торможении; $P_{уц}$ — давление жидкости на днище цистерны при ударе или рывках; l — расстояние между ц. т. боковых балок рамы

или стен кузова: H_u — расстояние от головки рельса до точки приложения центробежной силы; H_s — то же до ветровой нагрузки; h_u — расстояние от верха бокового скользуна на тележке до точки приложения центробежной силы; h_s — то же до ветровой нагрузки; h_u — высота от верха подпятника тележки до точки приложения силы P_u или $P_{y'}$, h — высота кузова внутри.

Напряжения при продольном сжатии. Устойчивость прямых стержней (балок), находящихся под действием сжимающих сил и изгибающих моментов, учитывается при определении напряженного состояния следующими формулами:

а) центральное сжатие (ось действия сжимающей силы совпадает с нейтральной осью рассчитываемого элемента):

$$\sigma_d = \frac{P}{F} K, \quad (22)$$

где σ_d — напряжение сжатия в кг/см²; F — площадь сечения брутто в см²; P — сила сжатия в кг. $K = \frac{1}{\varphi}$ — расчетный коэффициент; φ — коэффициент продольного изгиба в функции

от гибкости λ стержня, определяемой по формуле

$$\lambda = \frac{\beta l}{\sqrt{\frac{I_{\min}}{F}}}, \quad (23)$$

где l — длина стержня в см; I_{\min} — минимальный момент инерции сечения стержня в см⁴; β — коэффициент уменьшения длины стержня в зависимости от условия закрепления концов его и способа приложения сжимающей нагрузки P , который определяется по табл. 27. Величины K и φ приведены в табл. 28.

Таблица 27

Значения коэффициента β

Условия закрепления концов стержня	Способ приложения сжимающей нагрузки	β
Шарнирно опирается по концам	Силы приложены по концам стержня	1,00
Один конец заделан, а другой свободен	То же	2,00
Один конец заделан, а другой опирается в шарнир	»	0,70
Оба конца заделаны	»	0,50
Один конец заделан, а другой свободен	Сила равномерно распределена по длине	1,12

Таблица 28

Значение расчетного коэффициента и коэффициента продольного изгиба для различных материалов

λ	Дерево		Чугун		Сталь Ст. 3		Сталь Ст. 5		Специальная сталь (низколегированная)	
	φ и φ_m	K	φ и φ_m	K	φ и φ_m	K	φ и φ_m	K	φ и φ_m	K
0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
5	0,97	1,04	—	—	—	—	—	—	—	—
10	0,93	1,08	0,97	1,03	0,99	1,01	0,99	1,01	0,99	1,01
20	0,86	1,16	0,91	1,10	0,97	1,03	0,97	1,03	0,97	1,03
30	0,79	1,26	0,81	1,23	0,935	1,07	0,935	1,07	0,935	1,07
40	0,72	1,39	0,69	1,45	0,893	1,12	0,893	1,12	0,893	1,12
50	0,66	1,54	0,57	1,75	0,846	1,18	0,846	1,13	0,846	1,18
60	0,58	1,72	0,44	2,27	0,798	1,25	0,798	1,25	0,798	1,25
70	0,51	1,96	0,34	2,94	0,741	1,36	0,730	1,37	0,728	1,37
80	0,44	2,27	0,26	3,85	0,683	1,46	0,652	1,58	0,635	1,57
90	0,37	2,70	0,20	5,00	0,625	1,60	0,572	1,75	0,536	1,86
100	0,30	3,33	0,16	6,25	0,568	1,73	0,495	2,02	0,439	2,28
110	0,25	4,03	—	—	0,511	1,96	0,424	2,36	0,363	2,75
120	0,21	4,80	—	—	0,454	2,20	0,369	2,76	0,305	3,28
130	0,18	5,64	—	—	0,402	2,49	0,317	3,15	0,270	3,70
140	0,15	6,53	—	—	0,353	2,83	0,285	3,51	0,240	4,17
150	0,13	7,50	—	—	0,316	3,16	0,258	3,88	0,215	4,65
160	—	—	—	—	0,287	3,48	0,237	4,22	0,193	5,18
170	—	—	—	—	0,261	3,83	0,216	4,63	0,180	5,56
180	—	—	—	—	0,236	4,24	0,200	5,00	0,159	6,29
190	—	—	—	—	0,214	4,67	0,187	5,35	0,145	6,90
200	—	—	—	—	0,191	5,24	0,173	5,78	0,136	7,35

б) Изгиб

$$\sigma = \frac{M}{\varphi_b W} \text{ кг/см}^2, \quad (24)$$

где φ_b — коэффициент уменьшения площади сечения; значения его для балок двутаврового и швеллерного сечения, при их изгибе в плоскости наибольшей жесткости, приведены в табл. 29;

W — момент сопротивления сечения брутто в см^3 .

M — изгибающий момент в кгсм .

Таблица 29

Значения коэффициента φ_b

l/b	10	15	20	25	30	35	40
φ_b	1,00	0,95	0,86	0,63	0,44	0,33	0,26

l — длина балки или расстояние между закреплениями балки в см; b — ширина сжатого пояса в см.

в) Внецентральное сжатие, когда ось сжимающей силы P не совпадает с нейтральной осью элемента.

Проверка в плоскости действия момента M

$$\sigma'_d = \frac{P}{\varphi_m F} + \frac{M}{W} \text{ кг/см}^2, \quad (25)$$

где φ_m — коэффициент уменьшения площади сечения стержня (при продольном изгибе в плоскости действия момента M) в зависимости от его гибкости λ , определяемой по формуле (23), причем в этом случае в формулу вместо I_{\min} подставляется I — момент инерции стержня, соответствующий плоскости изгиба в см^4 ; значения φ_m приведены в табл. 28; $M = Pe$ — изгибающий момент в кгсм от внецентрального сжатия; e — эксцентриситет в мм .

Проверка в плоскости, перпендикулярной к действию изгибающего момента:

$$\sigma''_d = \frac{P}{K_1 F} K \text{ кг/см}^2, \quad (26)$$

где K_1 — коэффициент влияния изгибающего момента на устойчивость сжато-изогнутого стержня в случае действия момента не в плоскости наименьшей жесткости стержня и определяется по формулам:

для одностенчатых балок двутаврового и швеллерного сечения

$$K_1 = \frac{I_1}{I_1 + I_2} \left(\frac{I_1}{I_2} \alpha + \frac{1}{1 + \frac{M}{P} \frac{F}{W}} \right),$$

для двустенчатых балок и балок замкнутого профиля

$$K_1 = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{1}{1 + \frac{M}{P} \frac{F}{W}} \right),$$

где I_1 — момент инерции в см^4 наиболее сжатого пояса балки относительно нейтральной оси; I_2 — то же для второго пояса балки; W — момент сопротивления наиболее сжатого волокна в см^3 ; α — коэффициент, являющийся функцией от величины K_2 , определяемой по формуле

$$K_2 = \frac{M}{Ph},$$

где h — высота балки; значения α даны в табл. 30.

Распирающие усилия на стенки кузова вагона. Давление сыпучих грузов на стенки вагонов и полувагонов и борты платформы передается по закону треугольника: вверху, т. е. у поверхности груза, давление равно нулю, а внизу, т. е. у поверхности пола, оно достигает максимума. Центр тяжести давления находится на высоте, соответствующей одной трети высоты засыпки (см. фиг. 10).

Усилие распора на 1 пог. м длины стенки для любого ее участка определяется по формуле

$$C'_p = \frac{1}{2} wh^2 \frac{(1 - \sin \alpha)}{(1 + \sin \alpha)} \text{ кг}, \quad (27)$$

или

$$C'_p = \frac{1}{2} wh^2 \text{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\alpha}{2} \right) \text{ кг}, \quad (28)$$

Таблица 30

Значения коэффициента α

K_2	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,5 и выше
α	1,00	0,90	0,75	0,61	0,51	0,44	0,39	0,34	0,31	0,27	0,24	0,21

где w — вес 1 м³ насыпного груза в кг; h — высота засыпки в м; α — угол естественного откоса насыпного груза. Значения w и α приведены ниже.

Усилие распора на всю боковую стенку или на какую-либо длину ее расчетного участка подсчитывается по формуле

$$C_p = C_p' L_{cm}, \quad (29)$$

где L_{cm} — расчетная длина участка в м.

При расчете прочности боковых стен и стоек учитываются следующие величины угла естественного откоса насыпных грузов:

Груз	Объемный вес w в кг/м ³	Угол естественного откоса α в град.
Зерно	800	25
Каменный уголь	800	30
Кокс	500	35
Древесный уголь	200	35
Железная руда	2500	35
Торф	500	50
Соль	1000	45
Песок средней влажности .	1800	40

При конструировании люков и наклонных стенок саморазгружающихся вагонов угол естественного откоса принимают равным 35° для каменного угля и 45° для железной руды¹.

Центробежная сила. Для любых значений скорости и любых радиусов кривых пути центробежную силу от массы вагона находят по формуле

$$C_u = \frac{Q}{g} \cdot \frac{1}{R} \cdot \frac{v^2}{3,6^2} \text{ кг}, \quad (30)$$

где $Q = Q_s + T$ (здесь Q_s — полезная нагрузка вагона в кг; T — тара вагона); R — радиус кривой пути в м; v — скорость в км/час; $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$ — ускорение силы тяжести.

Рассчитывая вагон на устойчивость, которой он должен обладать при прохождении по кривым пути, за величину T в равенстве $Q = Q_s + T$ принимают собственный вес всего вагона. Когда же рассчитывают вагон на прочность, то для определения вертикальных составляющих силы C_u за величину T принимают тару вагона без веса его ходовых частей.

Сила C_u приложена в центре тяжести всего вагона и направлена от центра вагона наружу в сторону кривой пути.

¹ Для вагонов с опрокидывающимися кузовами, в которых перевозятся земляные породы и стройматериалы, угол наклона пола кузова в его опрокинутом положении должен быть не менее 40° (обычно 42°).

Давление ветра. Сила давления ветра на вагон определяется по формуле

$$C_s = p F_{\delta, s}, \quad (31)$$

где p — удельное давление ветра в кг на 1 м² боковой поверхности вагона (принимается или по нормам и данным, указанным выше, или по формуле (32)); $F_{\delta, s}$ — боковая поверхность вагона в м², рассматриваемая как проекция на вертикальную плоскость.

Для определения действительных условий работы вагона обязательно должна быть проведена проверка на его устойчивость. Если в результате проверки коэффициент устойчивости получается равным или меньше единицы, то величину p определяют согласно ОСТ 1664-42 по формуле

$$p = K (p_s^0 + K_1 h), \quad (32)$$

где K — коэффициент обтекания, оценивающий форму поверхности и ее расположение относительно воздушного потока (для вагона можно принять $K = 0,8$, как и для стен зданий); p_s^0 — удельное давление ветра на уровне земли в кг/м², зависящее от скорости ветра и защищенности поверхности¹; K_1 и h — расчетные коэффициенты

Значения p_s^0 , K_1 , h принимаются по ОСТ 1664-42.

Давление ветра действует горизонтально, т. е. нормально к боковой поверхности вагона и приложено в ее центре тяжести. При расчетах вагона на прочность или устойчивость направление силы C_s принимают таким же, как и направление силы C_u .

Горизонтальные (поперечные) силы C_s и C_u передаются на боковые балки рамы или нижние обвязки боковых ферм кузова в виде вертикальных составляющих (реакций) R_c , нагружающих одну сторону и разгружающих другую. Расчет производят для стороны, где R_c суммируются со статическими нагрузками Q_s и T , которые передаются на эту боковину. Обычно $R_c = (0,35 \div 0,40) Q_s$, а суммарная вертикальная нагрузка на боковину $Q'_s = (1,35 \div 1,40) Q_s$.

¹ Значения P_s^0 в кг/м² на высоте 10 м от земли для сооружений, свободно стоящих на открытом месте: у прибрежной полосы Черного моря длиной 100 км с центром в Новороссийске — 100, у побережья морей, за исключением Финского залива и Азовского моря — 70, на всей остальной территории СССР — 40.

Более точно величина R_c определяется по формуле

$$R_c = \frac{C_s h_s + C_u h_u}{l}, \quad (33)$$

где l — расстояние между ц. т. боковых балок рамы или стены кузова.

Вагон рассчитывается на устойчивость при прохождении им кривых участков пути с учетом суммарного действия: 1) поперечных горизонтальных динамических нагрузок (центробежная сила и сила ветра, а для вагонов с очень короткой базой — и на удар при входе вагона в кривую), которые дают опрокидывающий момент $M_{опр}$, и 2) вертикальных статических нагрузок (полезная нагрузка и вес тары), которые создают восстанавливающий момент (устойчивости) $M_{уст}$. Превышение наружного рельса в кривой железнодорожного пути при расчете вагона на устойчивость — учитывается, при расчете вагона на прочность — не учитывается.

Коэффициентом устойчивости $K_{уст}$ называется отношение $\frac{M_{уст}}{M_{опр}}$; он определяется также по формуле

$$K_{уст} = \frac{(Q_s + T) \left(\frac{l_1}{2} + H_u \operatorname{tg} \alpha \right)}{C_s H_s + C_u H_u}, \quad (34)$$

где l_1 — расстояние между центрами головок рельсов в см; α — угол наклона превышения наружного рельса над внутренним в градусах; остальные обозначения смотри выше; $K_{уст}$ должно быть не менее 1,5.

Примечание. Для отдельных типов промышленных грузовых вагонов, которые в эксплуатации могут курсировать по нерихтованным путям (вагоны с опрокидывающимся кузовом на земляных работах, платформы узкой колеи на торфоразработках и т. п.), коэффициент устойчивости $K'_{уст}$ определяется без учета превышения наружного рельса кривой железнодорожного пути.

Горизонтальные инерционные усилия. Инерционное динамическое усилие возникает при экстренном торможении вагона и определяется по формуле

$$P_u = k_1 Q, \quad (35)$$

где Q — наибольшая статическая нагрузка (вес вагона брутто); $k_1 = \frac{j}{g}$, здесь: j — ускорение замедления при экстренном торможении; $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$ — ускорение силы тяжести. При $j = 2,0 \text{ м/сек}^2$ имеем, округленно, $k_1 = 0,2$ и $P_u = 0,2Q$.

Инерционное усилие P_u прилагается в центре тяжести вагона; оно действует горизонтально вдоль оси и воспринимается либо подпятниками ходовых тележек, либо рессорными державками (в бестележных вагонах). Вертикальная составляющая инерционного усилия R_u , передаваемая на ходовые части, определяется по формуле

$$R_u = \frac{P_u h_u}{L_0}, \quad (36)$$

где h_u — высота от подпятника до центра тяжести вагона; L_0 — база вагона.

Горизонтальные продольные усилия в цистернах при ударе. Динамическое продольное усилие в цистерне возникает при ударе ее о другой вагон в автосцепку и определяется по формуле

$$P_{уц} = \frac{P_{уа}(Q + T_k)}{(Q + T)}, \quad (37)$$

где $P_{уа}$ — сила удара в автосцепку в кг (принимается согласно приведенным выше нормам ЦНИИ и НИБ); Q — грузоподъемность в кг; T — тара цистерны в кг; T_k — тара котла цистерны в кг.

На усилие $P_{уц}$ должно быть рассчитано крепление котла на раме (хребтовой балке), а также участок хребтовой балки от этого крепления и до шкворневой балки¹.

Вертикальная составляющая усилия $P_{уц}$, передаваемая на концевую опору котла и на хвостовую часть, определяется по формуле

$$R'_u = \frac{P_{уц} h_a}{L_0} \text{ кг}, \quad (38)$$

где h_a — высота от горизонтальной оси автосцепки до центра тяжести котла (его продольной оси); L_0 — расстояние между центрами опор котла; все размеры в см.

Расчет осей колесных пар по методу ЦНИИ и НИБ [18]

Расчет оси производится по условному методу; ось нагружается системой сил, которые возникают при действии условной вертикальной нагрузки $P = 1,25 Q$ и условной горизонтальной нагрузки $C = 0,5 Q$, приложенных к центру тяжести вагона.

¹ ЦНИИ МПС и НИБ Главвагона рекомендуют усилие $P_{уц}$ определять по формуле (10). Однако при этом влияние динамической силы, возникающей при ударе от массы самого котла (его тары), не учитывается.

Изгибающие моменты M в кгсм в сечениях оси определяются по формулам:

для сечения у внутренней галтели шейки

$$M_{ш} = 1,25 + \frac{h}{2l_0} \left) \frac{l_{ш}}{2} Q_1, \quad (39)$$

для подступичной части

$$M_{п.ч} = \left[1,25 + \frac{h}{2l_0} \right] (l_0 - l_1) + R \left] Q_1; \quad (40)$$

для средней части

$$M_{с.ч} = \left[1,25(l_0 - l_1) + \frac{R}{2} \right] Q_1, \quad (41)$$

где $2l_0$ — расстояние между серединами шеек оси в см; $2l_1$ — расстояние между кругами катания колес в см (для железнодорожной широкой колеи СССР $2l_1 = 1580$ мм); $l_{ш}$ — половина длины шейки оси с учетом ее допустимого износа в см; R — радиус колеса по кругу катания в неизношенном виде в см; Q — статическая нагрузка на шейки оси от веса брутто вагона в кг; Q_1 — статическая нагрузка на одну шейку оси от веса вагона брутто в кг, h — высота до центра тяжести вагона от центра оси в см (ЦНИИ и НИБ рекомендуют принимать $h = 145,0$ см).

Наименьшие допускаемые (расчетные) диаметры оси в см для шейки $d_{ш}$, для подступичной части $d_{п.ч}$ и для средней части $d_{с.ч}$ определяются по формулам:

$$d_{ш} = \sqrt[3]{\frac{32 M_{ш}}{\pi R_{ш}}}; \quad (42)$$

$$d_{п.ч} = \sqrt[3]{\frac{32 M_{п.ч}}{\pi R_{п.ч}}}; \quad (43)$$

$$d_{с.ч} = \sqrt[3]{\frac{32 M_{с.ч}}{\pi R_{с.ч}}}, \quad (44)$$

где $R_{ш}$, $R_{п.ч}$ и $R_{с.ч}$ — допускаемые напряжения в кг/см² соответственно для шейки, подступичной части и средней части оси, принимаемые согласно нормам (табл. 25).

При проектировании вагона или ходовых частей под него ось выбирается из числа типов осей, предусмотренных ГОСТ 4007-48 «Оси для вагонов железных дорог широкой колеи. Размеры» (или ГОСТ 3873-47 «Оси для вагонов и тендеров железных дорог колеи 750 мм»).

Диаметры $d_{ш}$, $d_{п.ч}$ и $d_{с.ч}$ новой оси, подобранной по этим ГОСТ, должны быть больше диаметров, определенных по формулам (42)–(44): для шейки при подшипниках скольжения не менее чем на 15 мм, для подступичной и средней частей оси не менее чем на 6 мм.

Расчет болтов и заклепок. Общие напряжения в болтах и заклепках, в зависимости от вида деформации, определяются по формулам:

а) для среза заклепок и болтов

$$\sigma_s = \frac{4P}{n \pi d^2} \text{ кг/см}^2; \quad (45)$$

б) для смятия заклепок и болтов

$$\sigma_{см} = \frac{2P}{a \pi d^2} \text{ кг/см}^2; \quad (46)$$

в) для растяжения болтов

$$\sigma_d = \frac{4P_1}{\pi d^2} \text{ кг/см}^2, \quad (47)$$

где P — усилие в кг, приходящееся на один болт или заклепку при смятии или срезе; P_1 — то же при растяжении на болт; n — число поверхностей болта и заклепки при срезе; d — диаметр болта или диаметр отверстия для заклепки в см; a — ширина в см поверхности (минимальная) на болте или заклепке, подвергающаяся смятию от усилия P (может состоять из суммы нескольких толщин деталей);

г) для заклепочного или болтового соединения, работающего на поперечный изгиб под действием поперечной силы, напряжения (всех родов) определяются по формулам (78) и (79) в зависимости от типа соединений.

Срезы в аящее усилие в заклепках балок, работающих на поперечный изгиб, определяется по формуле

$$T = \frac{tQS}{mI} \text{ кг}, \quad (48)$$

где Q — поперечная сила в балке в кг; I — момент инерции всего сечения балки в см⁴; S — статический момент инерции той площади сечения балки, которая крепится к последней рассчитываемыми заклепками; t — шаг заклепочного соединения в см; m — число рядов заклепок (присоединяемого к балке сечения).

При размещении заклепок и болтов необходимо по возможности соблюдать симметрию их расположения, а также следующие требования:

а) наименьший шаг для заклепок $3d$, для болтов $3,5d$;

б) для средних рядов и крайнего ряда при наличии элементов, усиливающих кромку, наибольший шаг в растянутой зоне $16d$ (или 24δ) и в сжатой зоне $12d$ (или 18δ). При отсутствии

элементов, усиливающих кромку, наибольший шаг для крайнего ряда $8d$ (или 12δ):

в) расстояние от середины заклепки до края кромки: максимальное $4d$ (или 8δ); минимальное вдоль действия сил $2d$, поперек действия сил $1,5d$ и $1,2d$ (при обрезных и необрезных кромках), где d — диаметр отверстия под заклепку или диаметр болта в см; δ — толщина наиболее тонкого элемента (из склепываемых) в см;

г) толщина всех склепываемых элементов не должна быть более $4d$;

д) диаметр заклепки не должен быть более 25 мм.

Крепление пятников. В местах крепления пятников на раму кузова или на надрессорные балки, пояса и накладки последних должны быть проверены на местное сжатие по формуле

$$\sigma_{сж} = \frac{P}{F} \text{ кг/см}^2, \quad (49)$$

где P — усилие на пятник в кг; F — площадь всех вертикальных элементов, расположенных над или под опорными поверхностями пятника (или подпятника). Напряжение $\sigma_{сж}$ суммируется с основными напряжениями (растяжения, сжатия) в накладках и поясах по формулам (11) — (13), в которых напряжение τ заменяется напряжением $\sigma_{сж}$.

Крепление розеток автосцепки. Прочность крепления розетки автосцепки для всех вагонов, кроме цельнометаллических пассажирских (ЦМВ), должна быть проверена на вертикальное усилие, равное 25 т, направленное вниз или вверх. Для ЦМВ необходимо руководствоваться данными § 3.

Нормы для расчета тормозных рычажных передач

1. Тормозное усилие P_m , равное суммарному давлению всех тормозных колодок на колеса при одностороннем тормозе, должно составлять для вагонов всех типов 70—80% тары вагона при рабочем давлении в тормозном цилиндре 3,5 ат, т. е. $P_m = 0,7 \text{--} 0,8 T$. При двухрежимном тормозе, только для грузовых вагонов, указанная величина тормозного усилия P_m определяется при рабочем давлении, равном 1,8 ат.

2. При выборе размеров тормозного цилиндра нужно исходить из того, что отношение тормозного усилия P_m к силе нажатия цилиндра P^* ,

* Величину P получают умножением рабочего давления в ат на площадь поршня.

т. е. суммарное соотношение плеч всей тормозной передачи от цилиндра до колонки, должно составлять для пассажирских вагонов не более 8 при одностороннем торможении и не более 9 при двухстороннем торможении. У грузовых вагонов, оборудованных односторонним тормозом, соотношение плеч тормозной передачи, равное 9, является максимальным как для одностороннего, так и для двухстороннего торможения. При двухрежимном тормозе это соотношение для ненагруженного состояния вагона может быть увеличено до 10 при давлении в цилиндре, равном 1,8 ат.

3. Сечение рычагов, валиков тяг выбирают применительно к рабочему давлению в цилиндре, равному 3,5 ат, одновременно учитывая величины допускаемых напряжений.

4. Расчет валиков на изгиб (фиг. 11) производится по формуле

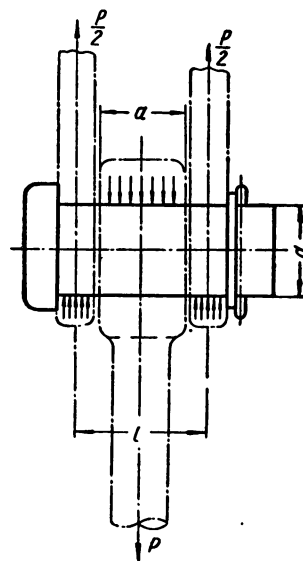
$$\sigma_b = \frac{P}{0,2 d^3} \left(\frac{l}{2} - \frac{a}{4} \right), \quad (50)$$

где P — нагрузка в кг на валик (равномерно распределенная); l — расчетная длина валика, равная расстоянию между серединами щек вилки или между серединами подвесок; a — ширина головки тяги или толщина рычага; d — диаметр валика; σ_b — напряжение изгиба в кг/см². Размеры в см.

В ступенчатых валиках и цапфах тормозной передачи и передачи для разгрузочных механизмов должна быть учтена концентрация напряжений.

5. Коэффициент полезного действия рычажной передачи тормоза принимается для обычных систем $\eta = 0,95$.

Для иных, более сложных, систем тормозной передачи коэффициент η должен быть определен расчетом.



Фиг. 11. Схема нагрузки тормозного валика.

6. Сила нажатия штока тормозного цилиндра определяется по формуле

$$P = \frac{P_m}{n\eta} \text{ кг}, \quad (51)$$

где n — передаточное число; P_m — тормозное усилие.

Диаметр тормозного цилиндра определяется по формуле

$$d = \sqrt{\frac{4P}{\pi p}} \text{ см}, \quad (52)$$

где p — давление в тормозном цилиндре в кг/см^2 .

7. Внутреннее давление при расчете на прочность резервуаров пневматических систем принимается равным 6 *ати*, если оно не оговорено особо в техническом задании.

8. Проушины вилок, подвесок и т. п. рассчитываются на смятие и срез, а также на изгиб

и растяжение; напряжения смятия и среза определяют по формулам

$$\sigma_{см} = \frac{4 P_{np}}{\pi a d} \text{ кг/см}^2; \quad (53)$$

$$\tau = \frac{P_{np}}{2ah} \text{ кг/см}^2, \quad (54)$$

где P_{np} — нагрузка на проушину в кг ; a — длина отверстия проушины в см ; d — диаметр отверстия проушины в см ; h — высота сечения проушины по линиям среза в см .

Напряжения изгиба и растяжения в проушине определяются как для криволинейного стержня, причем нагрузка P считается сосредоточенной по опорной поверхности проушины. Распределение напряжений по сечению проушины принимается по линейному закону (при отношении среднего радиуса к высоте сечения проушин более 1,5) или по закону гиперболы при другой кривизне этого стержня.

ГЛАВА II

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Начиная с 1930 г. новые грузовые и пассажирские вагоны проектировались сварной конструкции, а в настоящее время все типы вагонов массового и серийного производства делаются в сварном исполнении. Заклепочные соединения в конструкциях вагонов (для основных узлов) применяются чрезвычайно редко и только для вагонов единичного выпуска. В сварных конструкциях заклепочные соединения наряду с болтовыми применяются для крепления изнашиваемых или часто повреждаемых деталей, которые делаются в силу этого съемными, например: пятники, боковые скользуны, поручни сцепщиков, подножки, лестницы и т. п.

Проектирование сварных конструкций вагонов, технология их изготовления в производстве, а также расчет сварных соединений, заказ и приемка материалов для этих соединений (металла, электродов и флюсов) производятся по «Техническим условиям на применение сварки в вагоностроении», которые главным образом охватывают дуговую сварку¹, а также по до-

полнительным техническим условиям на автоматическую сварку, сварку под слоем флюса, сварку электрозаклепками и точечную сварку, которые широко применяются в вагоностроении с 1940 г.

Общие конструктивные указания сводятся к следующему:

1. Не допускается сочетание в одном узле сварки и клепки, если расчетные усилия воспринимаются сварным швом и заклепками параллельно.

2. Не допускается выполнение одного и того же шва или соединения толстообмазаннными и тонкообмазаннными электродами.

3. Сварные швы не следует располагать в тех местах, где расчетные напряжения в основном металле близки к допускаемым.

4. В вагонных конструкциях основными типами сварных соединений являются соединения, выполненные стыковыми швами и втавр. В расчетных элементах следует по возможности избегать прерывистых швов, стыковых соединений с накладками (особенно прямоугольными), соединений внахлестку и всех других видов соединений, способствующих концентрации напряжений.

5. Не допускается присоединение элементов одними лобовыми швами.

6. В чертежах узлов сварной конструкции

¹ «Технические условия по применению сварки в вагоностроении» утверждены совместным приказом быв. Народного комиссариата путей сообщения и Народного комиссариата среднего машиностроения от 21 сентября 1940 г. за № 582А-НКПС.

указывать, какие швы (являющиеся ответственными) должны выполняться качественными электродами с толстой обмазкой.

§ 5. МЕТОДЫ РАСЧЕТА

При расчете принята размерность: напряжения в кг/см², усилия и нагрузки в кг, длины в см, площади поперечных сечений в см².

Прямой стыковой шов (фиг. 12, а), работающий на осевую силу, рассчитывают по следующим формулам:

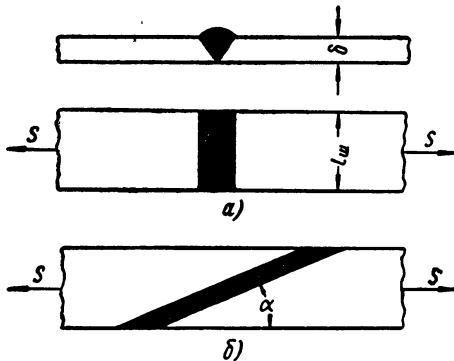
напряжение в шве — при растяжении

$$\sigma = \frac{S}{\delta l_{ш}} \leq R'_z; \tag{55}$$

при сжатии

$$\sigma = \frac{S}{\delta l_{ш}} \leq R'_d, \tag{56}$$

где $l_{ш}$ — длина шва; δ — толщина металла; S — действующее усилие (растяжение или сжатие); R'_z и R'_d — соответственно напряжения растяжения и напряжения сжатия, допускаемые для сварного шва.



Фиг. 12. Соединение встык дуговой сваркой: а — прямым швом; б — косым швом.

Косой стыковой шов (фиг. 12, б), работающий на осевую силу, рассчитывают по следующим формулам:

при растяжении

$$\sigma_{\alpha} = \frac{S \sin^2 \alpha}{\delta b} \leq R'_z; \tag{57}$$

$$\tau_{\alpha} = \frac{S \sin 2\alpha}{2\delta b} \leq R'_s; \tag{58}$$

при сжатии

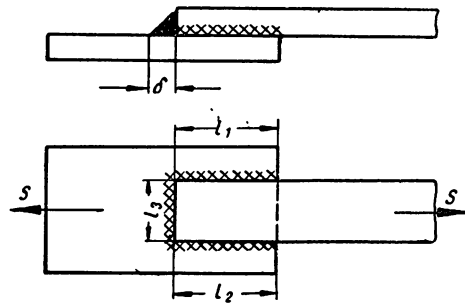
$$\sigma_{\alpha} = \frac{S \sin^2 \alpha}{\delta b} \leq R'_d; \tag{59}$$

$$\tau_{\alpha} = \frac{S \sin 2\alpha}{2\delta b} \leq R'_s, \tag{60}$$

где τ_{α} — касательное напряжение; σ_{α} — нормальное напряжение; b — ширина листа; R'_s — допускаемое напряжение на срез для сварного шва.

В стыковых соединениях листов, толщина которых различается между собой более чем на 3 мм, необходимо более толстый лист скосить в месте стыка до толщины более тонкого листа. Скос делают с уклоном от 1 : 3 до 1 : 5. Расчетную толщину шва принимают равной толщине более тонкого листа.

Валиковые швы (фиг. 13) — лобовые, фланговые, косые, комбинированные — при работе



Фиг. 13. Соединение внахлестку валиковым швом дуговой сваркой.

соединения на растяжение рассчитывают на срез по формуле

$$\tau = \frac{S}{0,7 \delta_{ш} (\Sigma l_{ш})} \leq R'_s, \tag{61}$$

где S — действующее усилие; $\Sigma l_{ш}$ — общая длина (сумма) швов, входящих в соединение; $\delta_{ш}$ — катет швов, входящих в соединение.

Расчет валиковых швов вогнутых или имеющих в сечении форму неравнобедренного треугольника производится по критическому сечению шва согласно формуле

$$\tau = \frac{S}{m (\Sigma l_{ш})} \leq R'_s, \tag{62}$$

где m — размер критического сечения шва.

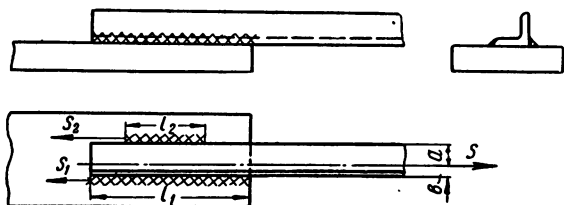
Расчетная длина фланговых швов не должна превышать 40 толщин (катетов) шва. Минимальная расчетная длина должна быть не менее 40 мм для швов с величиной катета до 10 мм и не менее пятикратной величины катета для швов с катетом более 10 мм. Полученную расчетную длину необходимо увеличить на 2 мм¹.

¹ ЦНИИ и НИБ рекомендуют следующие нормы: расчетная длина фланговых швов — не более 60 $h_{ш}$, минимальная расчетная длина шва — 30 мм или 4 $h_{ш}$, где $h_{ш}$ — толщина (катет) шва.

Соединения внахлестку. При выполнении соединений этого типа необходимо принимать во внимание следующее:

1. Не допускается соединять элементы одними лобовыми швами (например, только швом l_3 , показанным на фиг. 13).

2. При соединении уголковых профилей (фиг. 14) усилия S_1 и S_2 , воспринимаемые флан-



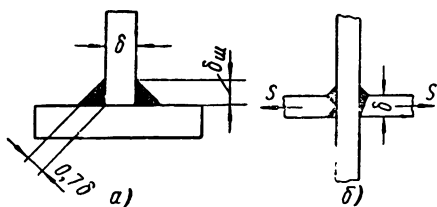
Фиг. 14. Присоединение внахлестку угольника швами пропорциональной длины.

говыми швами, считают распределенными обратно пропорционально расстояниям от швов до оси центра тяжести уголка, т. е.

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{a}{b} \quad (63)$$

3. Перекрой элементов в соединениях внахлестку должен быть не менее $5 \delta_{\min}$, т. е. не менее пятикратной толщины более тонкого элемента.

Соединения втавр, работающие на растяжение или сжатие, при двусторонней сварке рас-



Фиг. 15. Типовые тавровые соединения дуговой сварки:

а — простой тавр без скоса кромок; б — двусторонний тавр со скосом кромок.

считывают по следующим формулам. Напряжения для таврового соединения без скоса кромки (фиг. 15, а):

при растяжении

$$\sigma = \frac{S}{2 \cdot 0,7 \delta_w l_w} \leq R'_s; \quad (64)$$

при сжатии

$$\sigma = \frac{S}{2 \cdot 0,7 \delta_w l_w} \leq R'_c. \quad (65)$$

Напряжения для таврового соединения со скосом кромки (фиг. 15, б):

при растяжении

$$\sigma = \frac{S}{\delta l_w} \leq R'_z; \quad (66)$$

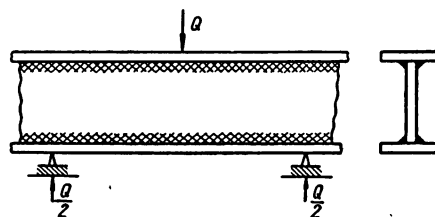
при сжатии

$$\sigma = \frac{S}{\delta l_w} \leq R'_d. \quad (67)$$

Швы таврового соединения, работающие на срез от поперечной силы при изгибе, т. е. поясные швы (фиг. 16), рассчитывают по формуле

$$\tau_{расч} = \frac{QS}{I_n \cdot 0,7 \delta_w} \leq R'_s, \quad (68)$$

где Q — поперечная сила; S — статический момент части площади элемента, привариваемого длинными швами, относительно нейтральной



Фиг. 16. Двутаповая балка со швами дуговой сварки, работающими на срез от поперечной силы.

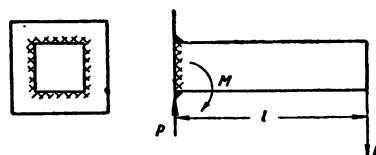
оси; I — момент инерции сечения; n — количество швов (поясных).

Соединения, работающие на изгиб. Сварное соединение впритык (фиг. 17) рассчитывается по формуле

$$\sigma_{рач} = \frac{\sigma_{ш}}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_{ш}}{2}\right)^2 + \tau^2} \leq R'_s; \quad (69)$$

$$\sigma_{ш} = \frac{M}{W_{ш}}; \quad \tau = \frac{P}{F_{ш}},$$

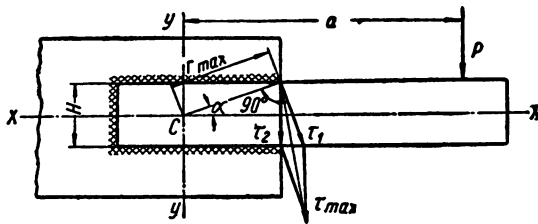
где $M = Pl$ — изгибающий момент; $F_{ш}$ — площадь рабочего сечения вертикальных швов;



Фиг. 17. Стыковое соединение со швами дуговой сварки, работающее на срез от действия изгибающего момента и поперечной силы.

$W_{ш}$ — момент сопротивления сечения сварного контура; l — длина консоли.

За расчетную толщину шва принимают $0,7 \delta_{ш}$. Напряжение $\sigma_{расч}$ должно быть меньше или равно R'_s .



Фиг. 18. Соединение внахлестку со швами дуговой сварки, работающее на изгиб.

Соединение внахлестку, работающее на изгиб (фиг. 18), рассчитывается по следующим формулам:

первая формула

$$\tau_{расч} = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2 + 2\tau_1\tau_2\cos\alpha} \leq R'_s \quad (70)$$

где α — угол между наибольшим радиусом-вектором и горизонталью;

$$\tau_1 = \frac{Mr_{max}}{I_p}; \quad \tau_2 = \frac{Q}{F_{с.ш}},$$

где $M = Pa$; $r_{ма}$ — наибольший радиус-вектор; $I_p = (I_x + I_y)$ — полярный момент инерции площади сварных швов; Q — поперечная сила (в данном случае $Q = P$); C — центр тяжести сварных швов (контура);

вторая формула

$$\sigma_{расч} = \frac{\sigma}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} \leq R'_s; \quad (71)$$

$$\sigma = \frac{M}{I_x} \cdot \frac{H}{2}, \quad \tau = \frac{Q}{F_{с.ш}},$$

где $M = Pa$; H — длина вертикального шва; I_x — момент инерции площади сварных швов; $Q = P$; $F_{с.ш}$ — рабочая площадь сечения швов, параллельных действующему усилию; n — число сварных швов.

При действии сосредоточенной силы P , распределенной на длине l над швом, в расчет войдет участок шва L (фиг. 19). В этом случае напряжения от среза при изгибе определяются по формулам

$$\tau_1 = \frac{QS}{In \cdot 0,7\delta_{ш}} \quad \text{и} \quad \tau_2 = 2 \frac{P}{Ln \cdot 0,7\delta_{ш}},$$

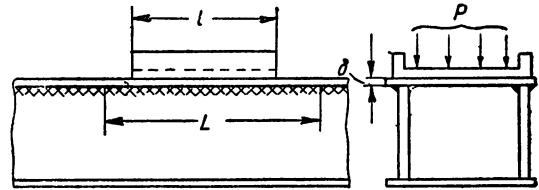
где $Q = P$.

В выражении для τ_2 коэффициент 2 учитывает неравномерность распределения напряжений на длине l .

$$\tau_{расч} = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2} \leq R'_s; \quad (72)$$

$$L = l + 8\sqrt{In},$$

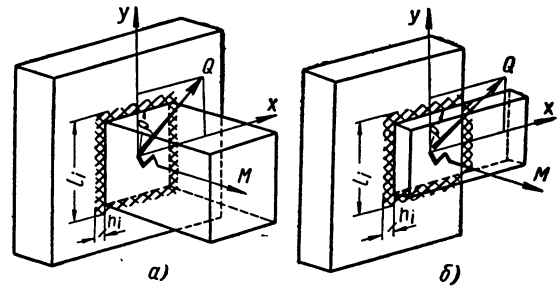
где $I \cdot n$ — момент инерции пояса относительно собственной оси.



Фиг. 19. Схема сосредоточенной нагрузки на швы дуговой сварки двутавровой балки.

Соединение, работающее на сложный срез от действия сил и крутящих моментов, находящихся в плоскости соединения элементов.

1. При жесткости соединительных элементов большей, чем жесткость швов на срез (фиг. 20),



Фиг. 20. Сварные соединения, нагруженные силами и моментами, расположенными в этой плоскости: а — стыковое; б — внахлестку.

напряжения в общем случае определяются по формуле

$$\tau = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2 + \tau_1\tau_2 \sin(Q, \rho)} \text{ кг/см}^2, \quad (73)$$

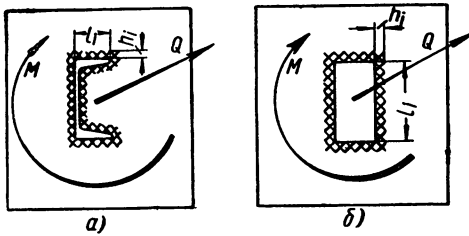
где

$$\tau_1 = \frac{Q}{\sum(h_i l_i)};$$

$$\tau_2 = \frac{M \rho}{I_x + I_y};$$

Q — равнодействующая всех сил, действующих в плоскости соединения; M — момент всех сил относительно центра тяжести сечения швов

в кгсм; I_x и I_y — моменты инерции сечения, образованного сварными швами, относительно осей x и y в см⁴; толщина сечения швов равна расчетной высоте сечения шва h_i (при шве в виде равнобедренного треугольника с катетом h_u , значения h_i при автоматической сварке $h_i = h_u$, при ручной $h_i = 0,7h_u$); l_i — расчетная длина шва, равная проектной длине, уменьшенной на $2h_u$; ρ — радиус-вектор от центра тяжести сечения всех швов к центру тяжести точки, в которой определяется напряжение.



Фиг. 21. Присоединение швами дуговой сварки тонкостенных элементов: а — с незамкнутым контуром сечения; б — с замкнутым контуром.

2. При присоединении незамкнутых тонкостенных элементов (фиг. 21, а) напряжение определяется по формуле

$$\tau = \frac{Q}{\sum [h_i l_i \cos(Q, l_i)]} + \frac{3Mh}{\sum h_i l_i} \text{ кгс/см}^2. \quad (74)$$

3. При присоединении замкнутых тонкостенных элементов (фиг. 21, б) напряжения определяются по формуле

$$\tau = \frac{Q}{\sum [h_i l_i \cos(Q, h_i)]} + \frac{M}{2Fh_i} \text{ кгс/см}^2, \quad (75)$$

где F — площадь, ограниченная замкнутым контуром швов (по периметру) сечения в см² [остальные обозначения см. формулу (73)].

Соединение, работающее на сложный срез от действия сил и изгибающих моментов, находящихся в плоскости, перпендикулярной к плоскости соединения элементов (фиг. 22). Напряжение определяется по формуле

$$\tau' = \frac{M_x y}{I_x} + \frac{M_y x}{I_y} + \frac{P}{\sum h_i l_i}, \quad (76)$$

где M_x и M_y — изгибающие моменты от силы P в кгсм, действующие в плоскостях, перпендикулярных к плоскости соединения; I_x и I_y — моменты инерции в см⁴ периметра замкнутого контура сварного шва, толщина которого равна сечению шва; x и y — координаты точки сече-

ния сварного шва, в которой определяется напряжение; P — продольное усилие, перпендикулярное к плоскости соединения.

Соединение, работающее на сложный срез от действия сил и моментов, находящихся в плоскости соединения и в перпендикулярных к ней плоскостях. Сложное напряжение определяется по формуле

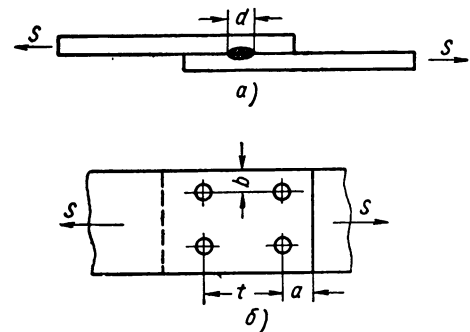
$$\tau_z = \sqrt{\tau^2 + \tau'^2}, \quad (77)$$

где τ и τ' — напряжения, определяемые по формуле (73).

Расчет точечных соединений. Расчет односрезного точечного соединения, работающего на срез под действием осевой силы S (фиг. 23), производится по формуле

$$\tau = \frac{4S}{\pi n d^2} \leq R'_s,$$

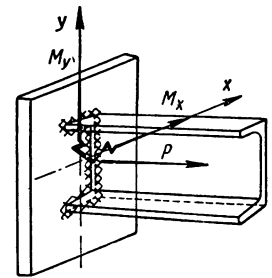
где S — срезающее усилие; d — расчетный диаметр точки; n — число точек в соединении; R'_s — допускаемое напряжение на срез для сварной точки; τ — напряжение среза точки.



Фиг. 23. Односрезное соединение внахлестку при точечной сварке:

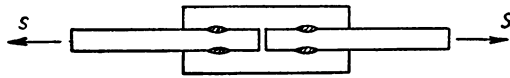
а — однорядное; б — двухрядное.

Расчетный диаметр точки должен быть не менее $1,2\sigma + 4$ мм при $\sigma < 2$ мм и не менее $1,5\sigma + 5$ мм при $\sigma > 2$ мм, где σ — толщина более тонкого из свариваемых элементов. Допускаемая нагрузка на двухсрезную точку (фиг. 24) равна двойной величине нагрузки на односрезную точку.



Фиг. 22. Сварное соединение, нагруженное силами и моментами, расположенными в плоскости, перпендикулярной к соединению.

Точечное соединение, работающее на поперечный изгиб под действием поперечной силы



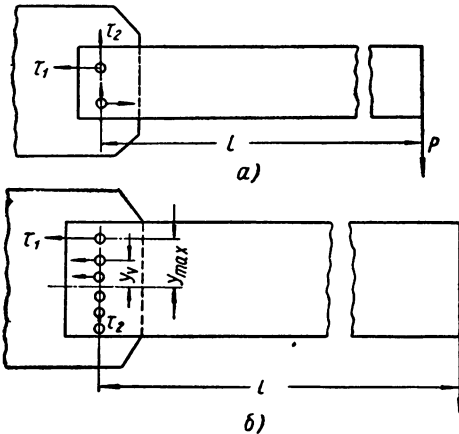
Фиг. 24. Двухсрезное соединение с накладками при точечной сварке.

фиг. 25 а), рассчитывают по формуле

$$\tau_{расч} = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2} \leq R'_s; \quad (78)$$

$$\tau_1 = \frac{4M}{h\pi d^2}; \quad \tau_2 = \frac{2Q}{\pi d^2},$$

где M — изгибающий момент, равный Pl ; Q — поперечная сила, равная P ; h — расстояние между центрами точек.



Фиг. 25. Соединение внахлестку при точечной сварке, работающее на срез от поперечной силы и момента:

а — однорядное двухточечное; б — однорядное многоточечное.

Расчет точечного соединения, имеющего вытянутый контур и работающего на изгибающий момент и поперечную силу (фиг. 25, б), производится по формуле

$$\tau_{расч} = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2} \leq R'_s; \quad (79)$$

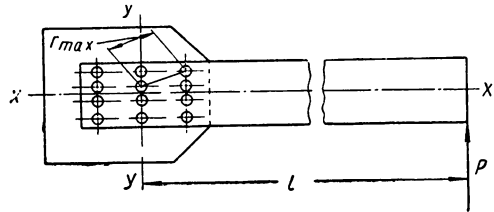
$$\tau_1 = \frac{4My_{max}}{N\pi d^2 (\sum y^2)} \quad \text{и} \quad \tau_2 = \frac{4Q}{N\pi d^2},$$

где y_{max} — расстояние между наиболее удаленной точкой и центральной осью; n — число точек в горизонтальном ряду; N — число точек в вертикальном ряду; $M = Pl$ — изгибающий момент.

Для прочих соединений (фиг. 26) определение τ_1 и τ_2 производится по формулам

$$\tau_1 = \frac{4Mr_m}{\pi d^2 (\sum r^2)} \quad \text{и} \quad \tau_2 = \frac{4Q}{N\pi d^2},$$

где r_m — радиус-вектор от центра тяжести всех точек до центра наиболее удаленной точки; r — радиус вектор до любой точки.



Фиг. 26. Многоточечное соединение внахлестку, работающее на срез от поперечной силы и момента.

Минимальный шаг сварных точек (расстояние между центрами) t должен быть не менее $1,25 d$ при односрезных точках и не менее $2,5 d$ при двухсрезных точках. По технологическим соображениям рекомендуется выбирать шаг точек по соотношениям, приведенным в табл. 31.

Таблица 31

Толщина одного элемента в мм	Шаг сварных точек	
	Минимальный шаг t в мм	
	Односрезная точка	Двухсрезная точка
2	25	30
3	30	40
4	40	50
6	50	70
8	60	100

Для растянутых элементов шаг точек не должен превышать $12 d$, а для сжатых — $6d^*$.

На прочность точечного соединения влияет также расстояние b от центра точки до края соединяемого элемента. Это расстояние в направлении действующего усилия должно составлять для односрезной точки не менее $2 d$, а для двухсрезной — не менее $3 d$. Расстояние от центра точки до края соединяемого элемента в направлении, перпендикулярном к действующему уси-

* ЦНИИ и НИБ рекомендуют шаг точек t брать не больше 30δ — для сжатой зоны и не больше 40δ — для растянутой зоны, здесь δ — толщина наименьшего из соединяемых элементов.

лию, и до ближайших препятствий (ребер и отбортовок) рекомендуется выбирать по табл. 32.

Таблица 32
Расстояние b от центра точки

Толщина элемента в мм	Расстояние b от центра точки до края элемента в мм		Минимальное расстояние от центра точки до ребер или отбортовок в мм
	наименьшего	наибольшего	
2	9	} Не выше $6d$	12
3	10		18
4	12		25
6	15		30
8	20		40

Если диаметр точки больше чем в 3 раза превышает размер толщины каждого из свариваемых элементов, имеющих равную толщину, и размер толщины более тонкого из элементов, имеющих разную толщину, то сварное соединение необходимо проверить также на вырывание точек из основного металла.

Нормальное напряжение в точке определяется по формуле

$$\sigma = 0,4 \frac{d}{\delta} \tau \leq R_z, \quad (80)$$

где d — диаметр точки; δ — наименьшая толщина из соединяемых элементов, τ — касательные напряжения в точке, определяемые по формулам (78)—(79).

Напряжение среза в точках продольных швов балки, работающей на поперечный изгиб,

$$\tau = \frac{QS_t}{nFI}, \quad (81)$$

где Q — поперечная сила в балке; S — статический момент площади элемента, присоединяемого точками, в $см^3$; I — момент инерции сечения балки в $см^4$; F — площадь сечения точки; n — число рядов точек; t — шаг точек.

Усилие на сварную точку диаметром от 7 до 14 мм в швах, присоединяющих пояса балки к стенкам, не должно превышать 500 кг при односрезной точке и 1000 кг — при двухсрезной точке, а для точки такого же диаметра, расположенной на переднем ряду двух-трехрядного соединения, не должно превышать соответственно 300 и 600 кг.

§ 6. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

При расчете сварных соединений в вагонных конструкциях, выполняемых дуговой сваркой,

принимают следующие величины допускаемых напряжений:

а) для случаев сварки тонкообмазанными электродами (марки Э-34 по ГОСТ 2523-51):

при напряжении растяжения $R'_z = 0,6R_z$;
при напряжении сжатия $R'_d = 0,7R_z$;
при напряжении среза $R'_s = 0,5R_z$,

где R_z — допускаемое напряжение растяжения на основной металл;

б) для случаев сварки толстообмазанными качественными электродами (марки Э-42 по ГОСТ 2523-51):

$$R'_z = 0,8R_z; \quad R'_d = 0,9R_z; \quad R'_s = 0,6R_z.$$

При сварке методом касания (ультракороткой дугой) и автоматической сварке под слоем флюса допускаемые напряжения выбираются такой же величины, как при сварке качественными электродами¹.

В связи с динамическим характером нагрузки на элементы вагона и их соединения, для определения допускаемых напряжений в сварных швах необходимо умножить приведенные выше величины, предусматривающие действие постоянных нагрузок (основной и дополнительной), на коэффициент снижения

$$\gamma = \frac{1}{1 - \frac{1}{3} \frac{S_{\min}}{S_{\max}}}. \quad (82)$$

Здесь S_{\min} — наименьшее и S_{\max} — наибольшее по абсолютной величине, принимаемые со своим знаком, нормальные (касательные) напряжения.

Для соединений, выполняемых контактной точечной сваркой, принимают следующие допускаемые напряжения на основной металл: $R'_{z1} = R_z$ для элемента, на котором имеются точки, не воспринимающие рабочих усилий, и $R'_{z2} = \gamma R_z$ — для элемента, на котором имеются точки, воспринимающие усилия, где

$$\gamma = \frac{1}{1,7 - 0,7k}; \quad k = \frac{S_{\min}}{S_{\max}}.$$

Допускаемые напряжения на срез сварной точки $R'_s = 0,65R_z$, где 0,65 — коэффициент,

¹ НИБ и ЦНИИ рекомендуют допускаемые напряжения в швах при автоматической сварке под слоем флюса брать равными допускаемым напряжениям на основной металл (для R'_z и R'_d).

учитывающий неравномерное распределение действующих усилий между отдельными точками, а также пульсирующий характер нагрузок.

Пробочные соединения (электрозаклепки) рассчитывают как соединения точечные.

При расчете соединений, выполняемых кон-

тактной стыковой сваркой методом оплавления, принимают следующие допускаемые напряжения:

$$\begin{aligned} \text{на растяжение} & \dots \dots \dots R'_z = 0,9R_z; \\ \text{на сжатие} & \dots \dots \dots R'_d = 1,0R_z; \\ \text{на срез} & \dots \dots \dots R'_s = 0,7R_z. \end{aligned}$$

ГЛАВА III

МЕТАЛЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В ВАГОНОСТРОЕНИИ

Наибольшее распространение в вагоностроении имеют обычные горячекатанные или холодной прокатки углеродистые стали или качественные конструкционные стали, а также оцинкованное железо, белая жечь, метизы и трубы. Для литых деталей широко применяется стальное и чугунное литье; последнее разделяется на отливки из серого и ковкого чугуна.

Для деталей арматуры применяются бронзы и баббиты, сплавы алюминия и нержавеющей стали.

В целях уменьшения мертвого веса (тары) вагонов применяют низколегированные и высоколегированные стали, а также алюминий и его сплавы. Применение этих материалов иногда вызывается технической необходимостью, ввиду невозможности применения обычных углеродистых сталей (например, в котлах цистерн для перевозки слабой и крепкой азотной кислоты, для кипятильников, приготовляющих воду в пассажирских вагонах).

Низколегированные стали содержат небольшие присадки меди, фосфора, марганца, хрома, никеля и других элементов, которые повышают механическую прочность металла и его антикоррозионные свойства. К отечественным низколегированным сталям относятся марки СХЛ4, М, а также марки НЛЗ и НЛ2 (СХЛЗ и СХЛ2); основная особенность двух последних марок состоит в том, что все легирующие присадки находятся непосредственно в руде. Благодаря этому данные стали можно изготавливать обычной выплавкой, что представляет определенную экономическую выгоду.

Алюминий в чистом виде применяется для котлов кислотных цистерн, дуралюмин в несущих конструкциях и вторичные сплавы алюминия — для деталей внутренней арматуры пассажирских вагонов.

Высоколегированные стали. К ним относятся стали хромистые, хромонике-

левые (типа 18-8) и хромомолибденовые (применяются главным образом для осей).

§ 7. СТАЛЬ УГЛЕРОДИСТАЯ ГОРЯЧЕКАТАННАЯ ОБЫКНОВЕННОГО КАЧЕСТВА

Сталь общего назначения — сортовая, фасонная и листовая — толстолистовая и широкополосовая (по ГОСТ 380-50, 535-52 и 500-52).

Сталь поставляется либо с гарантированными механическими свойствами (группа А —

Таблица 33

Механические свойства сталей группы А

Марка стали	σ_b в кг/мм ²	Относительное удлинение образца			σ_s в кг/мм ² не менее	Толщина оправки d в зависимости от толщины образца a*
		при σ_b в кг/мм ²	длинного δ_{10}	короткого δ_5		
Ст. ОС	32—47	32—47	18	22	19	d = 2a
Ст. 1	32—40	32—40	28	33	—	d = 0
Ст. 2	34—42	34—42	26	31	21	d = 0
Ст. 3	38—47	38—40	23	27	22	d = 0,5a
		41—43	22	26		
		44—47	21	25		
Ст. 4	42—52	42—44	21	25	24	d = 2a
		45—48	20	24		
		49—52	19	23		
Ст. 5	50—62	50—53	17	21	27	d = 3a
		54—57	16	20		
		58—62	15	19		
Ст. 6	60—72	60—63	13	15	30	—
		64—67	12	14		
		68—72	11	13		
Ст. 7	70 и более	70—74	9	11	—	—
		75—79	8	10		
		от 80 и более	7	9		

* При испытании на загиб в холодном состоянии на 180°.

табл. 33), либо с гарантированным химическим составом (группа В — табл. 34).

Таблица 34

Химический состав сталей группы В
(мартеновского способа производства)

Марка стали	Содержание элементов в %					
	С	Mn	Si		S	P
			в кипящей стали	в спокойной стали		
МСт. 0	До 0,23	—	—	—	0,060	0,070
МСт. 1	0,07—0,12	0,30—0,50	Следы	—	0,055	0,050
МСт. 2	0,09—0,15	0,30—0,50	То же	—	0,055	0,050
МСт. 3	0,14—0,22	0,30—0,50	»	0,12—0,30	0,055	0,050
МСт. 4	0,18—0,27	0,35—0,55	»	0,12—0,30	0,055	0,050
МСт. 5	0,28—0,37	0,40—0,60	»	0,15—0,30	0,055	0,050
МСт. 6	0,38—0,50	0,45—0,70	—	0,15—0,30	0,055	0,050
МСт. 7	0,51—0,63	0,50—0,75	—	0,15—0,30	0,055	0,050

Гарантированными являются только предел прочности на разрыв σ_b и относительное удлинение δ .

Нормы предела текучести σ_s и выполнение испытания на загиб в холодном состоянии гарантируются только по требованию потребителя, оговоренному в заказе.

По требованию потребителя содержание S и P в стали, поставляемой по группе А, может быть ограничено пределами, предусмотренными для одноименных марок группы В. Для стали марки Ст. ОС группы А гарантируются нормы S и P, указанные в группе В для стали Ст. 0. В сталях группы А, предназначенных для сварных конструкций, кроме S и P, может быть гарантировано еще содержание С в соответствии с нормами, предусмотренными для группы В, а для марки Ст. ОС — количество С до 0,23%. Стали для особо ответственных строительных конструкций подвергают испытанию на удар-

ную вязкость по нормам, установленным специальными техническими условиями.

Разрешается поставлять сталь с повышенным содержанием Si (на 0,05%) и Mn (на 0,10%).

Заготовка кузнечная для поковок и штамповок из углеродистой горячекатанной стали (ГОСТ 498-51). Изготавливается из стали марок МСт. 0, МСт. 2, МСт. 3, МСт. 4, МСт. 5 и МСт. 6 группы В. По технически обоснованным требованиям заказчика может быть поставлена заготовка из стали марок Ст. 2, Ст. 3, Ст. 4, Ст. 5 и Ст. 6 группы А (ГОСТ 380-50).

Сталь тонколистовая толщиной от 0,88 до 3,75 мм (ГОСТ 501-52). Поставляется под марками МСт. 0, МСт. 2, МСт. 3, МСт. 4 и МСт. 5 группы В, требует дополнительного испытания на холодный загиб на 180°. По требованию потребителя листы мартеновской стали толщиной 2 и 3 мм поставляются с гарантированными механическими свойствами согласно табл. 35.

Таблица 35

Механические свойства тонколистовой стали

Марка стали	σ_b в кг/мм ²	δ в % при толщине листа	
		3 мм	2 мм
Ст. 2	34—42	21	20
Ст. 3	38—47	17	16
Ст. 4	42—52	15	14
Ст. 5	50—62	11	10

Сталь углеродистая горячекатанная для заклепок относится к стали марки Ст. 2 и Ст. 3 группы А по ГОСТ 380-50, должна удовлетворять требованиям ГОСТ 499-41. Механические свойства этой стали указаны в табл. 36.

Таблица 36

Механические свойства стали для заклепок

Марка стали	σ_b в кг/мм ²	δ_{10} в %	δ_5 в %	Проба на осадку (по ОСТ 1686)		Проба на образование головки и расплющивание в холодном состоянии (по ОСТ 1693)
				в холодном состоянии $x = \frac{h_1}{h}$	в горячем состоянии	
Ст. 2	34—42	26	31	$x = 0,4$	} До 1/3 высоты	До диаметра, равного 2,5 диаметра прутка
Ст. 3	38—47	22	26	$x = 0,5$		

Сталь для специальных профилей (пружинная, рессорная и др.). Относится к маркам 55 (ГОСТ 1051-50) и 55С2 (ГОСТ В-2052-43) и должна удовлетворять временным техническим условиям ГОСТ 1496-42. Химический состав этой стали: 0,55 — 0,65 % С; 0,60 — 0,80 % Мп; 0,40 — 0,50 % Si; не более 0,045 % S и не более 0,045 % P.

Механические свойства стали марки 55С2 в термообработанном виде приведены в табл. 37.

Таблица 37

Механические свойства рессорно-пружинной стали

Марки стали	σ_b в кг/см ²	σ_s в кг/см ²
65	100	80
55С2	130	120

Сталь прокатная полосовая (ГОСТ 6422-52) для изготовления гаек холодной или горячей штамповкой. Поставляется размерами: толщиной от 5 до 45 мм и шириной от 11 до 68 мм из стали марки Ст. 3, Ст. 4 (группа В, ГОСТ 380-50) и размером от 10 до 45 мм по ГОСТ 1050-52 или из фосфористой стали следующего химического состава (в %): 0,06—0,12 С, не более 0,55 Мп, не более 0,20 Si, 0,20 — 0,35 P и не более 0,60 S.

Лента стальная низкоуглеродистая холодной прокатки (ГОСТ 503-41) предназначается для штамповки деталей и для изготовления труб. Поставляется размерами: толщиной от 0,05 до 3,60 мм и шириной от 4 до 300 мм. В вагоностроении применяется для холодной профилировки тонкостенных элементов армировки металлических листов кузова. Изготавливается из стали марки Ст. 1 группы А или В (ГОСТ 380-50) и стали марок 10 и 08 (ГОСТ 1050-52).

§ 8. СТАЛЬ КАЧЕСТВЕННАЯ УГЛЕРОДИСТАЯ КОНСТРУКЦИОННАЯ

Сталь горячекатанная сортовая (ГОСТ 1050-52) применяется как конструкционный материал на поковки, листовую сталь и штамповки. В первом случае гарантируются механические свойства и химический состав, во втором — только химический состав. По химическому составу и механическим свойствам эта сталь разделяется на две группы: I — с нормальным и II — с повышенным содержанием марганца, как указано в табл. 38 и 39.

Таблица 38

Химический состав качественной углеродистой конструкционной горячекатанной сортовой стали

Марка стали	Содержание элементов в %						
	С	Мп	Si	S	P	Ni	Cr
				не более			
<i>I. Группа сталей с нормальным содержанием марганца</i>							
08	0,05—0,12	0,25—0,50	≤ 0,03	0,040	0,040	0,30	0,15
10	0,05—0,15	0,35—0,65	0,17—0,37	0,045	0,045	0,30	0,15
15	0,10—0,20	0,35—0,65	0,17—0,37	0,045	0,045	0,30	0,30
20	0,15—0,25	0,35—0,65	0,17—0,37	0,045	0,045	0,30	0,30
25	0,20—0,30	0,50—0,80	0,17—0,37	0,045	0,045	0,30	0,30
30	0,25—0,35	0,50—0,80	0,17—0,37	0,045	0,045	0,30	0,30
35	0,30—0,40	0,50—0,80	0,17—0,37	0,045	0,045	0,30	0,30
40	0,35—0,45	0,50—0,80	0,17—0,37	0,045	0,045	0,30	0,30
45	0,40—0,50	0,50—0,80	0,17—0,37	0,045	0,045	0,30	0,30
50	0,45—0,55	0,50—0,80	0,17—0,37	0,045	0,045	0,30	0,30
55	0,50—0,60	0,50—0,80	0,17—0,37	0,045	0,045	0,30	0,30
60	0,55—0,65	0,50—0,80	0,17—0,37	0,045	0,045	0,30	0,30
65	0,60—0,70	0,50—0,80	0,17—0,37	0,045	0,045	0,30	0,30
<i>II. Группа сталей с повышенным содержанием марганца</i>							
15г	0,10—0,20	0,50—0,80	0,17—0,37	0,045	0,045	0,30	0,30
20г	0,15—0,25	0,50—0,80	0,17—0,37	0,045	0,045	0,30	0,30
30г	0,25—0,35	0,50—0,80	0,17—0,37	0,045	0,040	0,30	0,30
40г	0,35—0,45	0,50—0,80	0,17—0,37	0,045	0,040	0,30	0,30
50г	0,45—0,55	0,50—0,80	0,17—0,37	0,045	0,040	0,30	0,30
60г	0,55—0,65	0,70—1,00	0,17—0,37	0,045	0,040	0,30	0,30
65г	0,60—0,70	0,90—1,20	0,17—0,37	0,045	0,040	0,30	0,30
70г	0,65—0,75	0,90—1,20	0,17—0,37	0,045	0,040	0,30	0,30
30г2	0,25—0,35	1,40—1,80	0,17—0,37	0,045	0,040	0,30	0,30
35г2	0,30—0,40	1,40—1,80	0,17—0,37	0,045	0,040	0,30	0,30
40г2	0,35—0,45	1,40—1,80	0,17—0,37	0,045	0,040	0,30	0,30
45г2	0,40—0,50	1,40—1,80	0,17—0,37	0,045	0,040	0,30	0,30
50г2	0,45—0,55	1,40—1,80	0,17—0,37	0,045	0,040	0,30	0,30

Сталь калиброванная (ГОСТ 1051-50) углеродистая и легированная; химический состав стали отвечает нормам, предусмотренным ГОСТ 1050-52 и 4543-48. Применяется в конструкциях машин с целью уменьшить или избежать совсем обработку деталей, так как эта сталь имеет повышенную точность прокатки.

Сталь тонколистовая горяче- и холоднокатанная (ГОСТ 914-47) изготавливается толщиной до 4 мм и имеет 4 группы по степени отделки поверхностей листа: особо высокой отделки, высокой, повышенной и нормальной, поставляется в термически обработанном виде. Материал стали отвечает требованиям ГОСТ 1050-52 для марок от 08 кп до 50.

Таблица 39

Механические свойства качественной углеродистой конструкционной горячекатанной сортовой стали (для сталей диаметром до 80 мм. Для размеров свыше 80 мм допускается снижение удлинения на 2% и сужения на 5%)

Марка стали	σ_b в кг/мм ² не менее	σ_s в кг/мм ² не менее	Удлинение δ в % не менее	Сужение площади поперечного сечения в % не менее
<i>I. Группа</i>				
08	32	18	33	60
10	32	18	31	55
15	35	21	27	55
20	40	24	25	55
25	43	26	22	50
30	48	28	20	50
35	52	30	18	45
40	57	32	17	45
45	60	34	15	40
50	63	35	13	40
55	64	36	12	35
60	65	37	10	35
65	66	38	10	30
<i>II. Группа</i>				
15г	40	23	24	55
20г	43	25	22	50
30г	55	29	15	45
40г	60	33	14	45
50г	65	37	11	40
60г	70	38	9	35
65г	75	40	8	35
70г	80	42	7	30
30г2	60	35	15	45
35г2	63	35	13	40
40г2	67	37	12	40
45г2	70	41	11	40
50г2	75	43	10	35

Сталь изготавливается следующих марок: 08 кп, 08,10 кп, 15 кп, 20, 25, 30, 35, 40, 45 и 50 и имеет следующие механические свойства: σ_b от 28—38 до 55—75 кг/см² и относительное удлинение от 26—30 до 11—13% (первые значения для марки 08 кп, вторые — для марки 50).

Сталь толстолистовая (ГОСТ 1547-42) изготавливается толщиной свыше 4 мм из сталей марок от 15 до 70 (ГОСТ 1050-52).

Лента стальная холоднокатаная (ГОСТ 2284-43) изготавливается толщиной от 0,10 до 3,00 мм и шириной до 90 мм из сталей марок от 15 до 70 (ГОСТ 1050-52).

Трубы, метизы и другие металлоизделия

Трубы стальные бесшовные углеродистые и легированные (ГОСТ 301-50) изготавливаются диаметром от 5 мм

и выше, со стенкой толщиной от 0,5 мм и выше из стали марок 10, 20, 35 и 40 (ГОСТ 1051-50) и марок 38ХА, 40Х и 30ХГСА (ГОСТ 4543-48). Трубы поставляются с проверкой механических свойств и химического анализа, а по требованию заказчика — с гидравлическим испытанием на растяжение, согласно указанным выше ГОСТ.

Трубы стальные электросварные (ГОСТ 1753-48) изготавливаются диаметром от 12,0 до 63,5 мм со стенкой толщиной от 1 до 2 мм, из стали марок 08, 10 и 20 (ГОСТ 1050-52). Трубы проходят испытание на прочность шва путем раздачи ее до увеличения наружного диаметра на 6%. Трубы, которые будут работать под давлением, по требованию заказчика могут сдаваться после гидравлических испытаний.

Трубы стальные водогазопроводные (газовые) ГОСТ 3262-46 неоцинкованные (черные) и оцинкованные, применяются для системы отопления и водоснабжения, а также для системы тормозов. Изготавливаются (в зависимости от давления) в двух вариантах: обыкновенные, со стенками толщиной от 2,25 до 4,50 мм и усиленные со стенками толщиной от 2,75 до 5,50 мм. По диаметру трубы выполняются от 1/4 до 6", по материалу стали — согласно ГОСТ 380-50. Трубы могут поставляться с нарезкой на концах. Муфты к газопроводным трубам изготавливаются из стали или ковкого чугуна и должны соответствовать условиям стандартов ОСТ 3358 и ОСТ 3363 на стальные муфты и ОСТ 753 и ОСТ 769 на муфты из ковкого чугуна.

Сталь тонколистовая оцинкованная (ОСТ НКТП 3212) имеет двустороннее покрытие цинком и изготавливается толщиной от 0,44 до 1,50 мм, с размерами листов от 480×1440 до 1000×2000 мм. Оцинкованная сталь по состоянию поверхности и другим признакам разделяется на 4 сорта. Для оцинковки применяется тонколистовая сталь по ГОСТ 501-52 или сталь листовая кровельная (по ГОСТ 1393-47).

Жесть белая (ГОСТ 5343-50) представляет собой тонкое листовое железо, покрытое оловом горячим способом; по характеру поверхности она разделяется на 4 сорта, которым присваиваются следующие марки: АА, А, В и С. Жесть изготавливается толщиной от 0,21—0,227 мм до 0,36—0,48 мм.

Сталь листовая кровельная изготавливается по техническим условиям и сортаменту согласно ГОСТ 1393-47.

Электроды и проволока, применяемые при электросварке. Проволока из углеродистой стали, идущая на изготовление электродов для обычной дуговой сварки, должна обеспечивать требования ГОСТ 2246-51; проволока, применяемая при автоматической сварке под слоем флюса, должна удовлетворять требованиям для кремне-марганцевистой стали или для малоуглеродистой стали марки 1 и 2 (ГОСТ 2246-51).

Таблица 40

Механические свойства металла шва и сварного соединения при электродуговой сварке

Марка электрода	Сварное соединение				Наплавленный металл		
	Предел прочности σ_b в кг/мм ²	Предел текучести σ_s в кг/мм ²	Угол загиба в градусах	Ударная вязкость в кг/мм ²	Предел прочности σ_b в кг/мм ²	Предел текучести σ_s в кг/мм ²	Удлинение в %
Э-34	34	~ 16	30	—	34	~ 16	6
Э-42	42	~ 24	120	8	42	~ 24	18

Таблица 41

Механические свойства фасонных отливок из углеродистой стали

Марка стали	σ_b в кг/мм ² не менее	σ_s в кг/мм ² не менее	Относительное удлинение в % (не менее)	
			при расчетной длине образца	
			5-кратной	2,5-кратной
<i>I. Группа нормального качества</i>				
15—4020	40	—	20	25
25—4518	45	—	18	23
35—5015	50	—	15	19
45—5512	55	—	12	15
55—6010	60	—	10	12
<i>II. Группа повышенного качества</i>				
15—4024	40	20	24	30
25—4522	45	23	22	27
35—5019	50	25	19	24
45—5516	55	28	16	20
55—6012	60	30	12	15
<i>III. Группа особого качества</i>				
15—4028	40	23	28	35
25—4525	45	27	25	31
35—5022	50	29	22	27

Готовые электроды для обычной дуговой сварки должны удовлетворять требованиям ГОСТ 2523-51, согласно которому механические свойства сварного соединения и наплавленного шва должны отвечать нормам, приведенным в табл. 40.

Стальные литые вагонные детали изготавливают из углеродистой стали (ГОСТ 977-41), механические свойства которой даны в табл. 41.

Отливки для боковых рам, шкворневых балок тележек и деталей автоцепки должны по механическим свойствам отвечать нормам, приведенным в табл. 42 (ГОСТ 88-41).

Вагонные детали из серого чугуна отливаются из марок СЧ 12-28, 15-32, 18-36 и 21-40 (ГОСТ 1412-48) и имеют механические свойства, приведенные в табл. 43.

Таблица 42

Механические свойства стальных отливок тележки (боковая рама и шкворневая балка) и деталей автоцепки

σ_b в кг/мм ²	σ_s в кг/мм ²
42—50	25
50	27

Таблица 43

Механические свойства отливок из серого чугуна

Марка чугуна	Предел прочности σ_b в кг/мм ² при следующей деформации		
	сжатии	изгибе	растяжении
СЧ 12-28	50	28	12
СЧ 15-32	60	32	15
СЧ 18-36	67	36	18
СЧ 21-40	75	40	21

§ 9. ЛЕГИРОВАННЫЕ СТАЛИ ВЫСОКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ. АЛЮМИНИЙ И ЕГО СПЛАВЫ

Стали высоколегированные. Из этой группы сталей в настоящее время в вагостроении применяются «Стали высоколегированные, нержавеющие» с химическим составом согласно ГОСТ 5632-51, марок 1Х13 и Х17, Х17Т и 1Х18Н9Т, из которых последние две марки (с присадкой титана) свариваются.

Механические свойства этих сталей в термообработанном виде приведены в табл. 44. Для сварки применяются электроды марки ЭА1Ф1 (ГОСТ 2523-51) с проволокой марки ОХ18Н9.

Таблица 44

Механические свойства легированной стали высокого сопротивления

Марка стали	Механические свойства		Рекомендуемый режим термической обработки
	Предел прочности при растяжении в кг/мм ²	Относительное удлинение при $l = 5,65 \sqrt{F}$ в %	
1X13	40	21	Отжиг 740—780° с охлаждением в печи Отжиг 760—780° с охлаждением в воде или на воздухе Закалка 1050—1120° с охлаждением в воде или на воздухе
X17	50	18	
1X18H9T	54	40	

Эти стали изготавливаются горяче- и холоднокатанным способом по ГОСТ 5582-50 в виде листов толщиной от 0,8 до 4 мм и более.

Из сталей других марок в вагоностроении применяется хромоникелевая сталь высокого сопротивления типа 18-8 (для обшивки пассажирских вагонов высокоскоростных поездов).

Стали низколегированные. К этим сталям относятся марки НЛ1 (СХЛ13) НЛ2 (СХЛ12) по ГОСТ 5058-49 и марки СХЛ4 и М. Эти стали применяются для сварных конструкций вагонов, а сталь НЛ3 также и для заклепок. Химический состав этих сталей и их механические свойства приведены в табл. 45 и 46.

Алюминий и его сплавы. Алюминий применяется с временным сопротивлением не менее 7 кг/мм² и относительным удлинением не менее 16 %.

Таблица 45

Химический состав низколегированных сталей высокого сопротивления

Марка стали	Содержание элементов в %								
	C	Mn	Si	Ti	Cr	Ni	Cu	S/P	
								не более	
НЛ1 *	0,15	0,5—0,8	0,3—0,5	—	0,5—0,8	0,3—0,7	0,3—0,5	0,045	0,04
НЛ2 *	0,12—0,18	0,5—0,8	0,3—0,5	—	0,5—0,8	0,3—0,7	0,3—0,5	0,045	0,04
М **	0,15	1,3—1,6	0,12—0,30	0,01—0,03	Не более 0,25	Не более 0,30	Не более 0,25	0,045	0,040

* Допускаются, при соблюдении механических свойств, следующие отклонения от норм химического состава против табличных в %: C ± 0,02%; Mn, Si, Cr, Ni и Cu по ± 0,10%; P ~ 0,005%.
Для листовой и широкополосовой стали НЛ2 толщиной более 20 мм допускается содержание C до 0,2%.
** Содержание углерода в стали по требованию заказчика может быть не более 0,12%.
Допускается отклонение по содержанию Mn $\left. \begin{array}{l} + 0,05 \\ - 0,10 \end{array} \right\}$ %.

Таблица 46

Механические свойства низколегированных сталей высокого сопротивления

Марка стали	Предел прочности при растяжении в кг/мм ²	Предел текучести в кг/мм ² при толщине сечения		Относительное удлинение в % не менее	Ударная вязкость в кг/см ²		Холодный изгиб на 180° делает при диаметре оправки d и толщине материала a
		до 6 мм	более 6 мм		среднее значение не менее	максимальное значение по каждому образцу	
		не менее					
НЛ1	42	30	30	20	10	8	d=a
НЛ2	48—63	35	34	18	8	6	d=2a
М	50	35	35	18	8	6	d=2a

Поставляется в листах и лентах обычного и повышенного качества по техническим условиям ЦМ403-40 и сортаменту на листы (ГОСТ 1946-50). Алюминий высокой чистоты при окислении на поверхности образует тонкую прочную пленку окисла алюминия, которая предохраняет от коррозии, поэтому он применяется для котлов цистерн для перевозки крепкой азотной кислоты. Для сварки алюминиевых листов применяется алюминиевая проволока марок А0 и А1.

Из сплавов алюминия для несущих конструкций применяется дуралюмин с удельным весом около 2,6 и со следующим химическим составом: 94% Al; 4% Cu и по 0,5% Mn, Mg, Fe и Si.

При изготовлении и расчете вагонных деталей из дуралюмина механические свойства по-

следнего принимаются следующие: предел прочности $\sigma_b = 40 \text{ кг/мм}^2$, предел текучести σ_s — не менее 25 кг/мм^2 .

Листы из сплавов дуралюмина (в плакированном виде) изготавливаются по техническим условиям (ГОСТ 4977-52).

Из сплавов алюминия для неосновных конструктивных деталей (арматуры) применяются вторичные сплавы алюминия марок АЛ21 и АЛ24 (ГОСТ 1583-47) с пределом прочности σ_b около 16 кг/мм^2 .

ГЛАВА IV

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВАГОНОВ

§ 10. ПОРЯДОК ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВАГОНОВ

Проектирование производится на основе «Технического задания на разработку проекта вагона», которое составляется заказчиком и согласовывается с проектирующей организацией.

В этом задании должно быть отражено назначение вагона, род перевозимых грузов, объем кузова и площадь пола на 1 м полезной нагрузки, примерная конструктивная тара или коэффициент тары, нагрузка на 1 пог. м пути, нагрузка на рельс от колесной пары, наименьшие радиусы кривых железнодорожного пути для вписывания вагона и его ходовых частей, габарит подвижного состава, максимальная скорость движения, вместимость (для пассажирских вагонов) и другие специальные требования.

Разработка проекта производится в два этапа: сначала изготавливаются чертежи эскизно-технического (при небольшом объеме работ — технического) проекта, затем чертежи рабочего проекта. Второму этапу обязательно предшествует стадия рассмотрения и утверждения чертежей эскизно-технического (технического) проекта. Утверждаются рабочие чертежи организацией, которой подчиняется проектное бюро.

Эскизное проектирование. При эскизном проектировании подбирают все материалы по аналогичным конструкциям вагонов и на основе их анализа задаются показателями технической и экономической целесообразности намечаемой конструкции. Определяют минимальную тару для вагонов всех назначений, максимальную вместимость для пассажирских вагонов, кубатуру или длину для грузовых вагонов.

Далее прорабатывают основные размеры вагона, связанные со вписыванием его в габарит, его объемом (крытые вагоны и цистерны), длиной (платформы и транспортеры), площадью (пассажирские вагоны); проверяют вписывание вагона в кривые и уточняют его базу, рассчитывают применительно к специальным требованиям, связанным с условиями погрузки и раз-

грузки, определяют основные узлы вагона — поперечное и продольное сечения, планировку (пассажирские вагоны); разрабатывают основные узлы соединений.

На этой стадии изготавливают минимальное количество чертежей, причем основные узлы соединений и сечений предварительно вычерчивают в натуральную величину. На данной же стадии составляют перечень необходимых профилей металла и марок материала.

Особое внимание обращают на широкое использование деталей и узлов, обычно применяемых в вагостроении.

При разработке узлов их сравнивают с аналогичными узлами существующих вагонов по конструкции и по таре вагона. Если не удается найти подобия, вес тары определяют на основании выбранных размеров и сечений.

Закончив эскизный проект, рассчитывают вагон на прочность, затем по данным расчета корректируют сечения деталей и всех узлов.

В эскизном же проекте должны быть показаны все зазоры и их величины, допускаемые при вписывании вагона в кривые общих железнодорожных путей и кривые заводских путей, а именно — зазоры между скользунами, в ходовых частях, в тормозной передаче и др.

При определении зазоров необходимо предусмотреть вероятный максимальный износ трущихся деталей.

Рекомендуется проверять на макетах в натуральную величину основные элементы, узлы и системы вагона. Этим способом полезно проверить размер купе пассажирских вагонов и их деталей, рычажную передачу, а для саморазгружающихся вагонов — системы механизмов, управляющих разгрузкой, открыванием и закрытием дверей, люков, крючков и т. п.

При разработке эскизного проекта необходимо учитывать технологический процесс, принятый для данной конструкции вагона. Технологический процесс задает конструктор, обязательно согласовывая его с технологом.

Рабочее проектирование производится на основании утвержденного эскизно-технического (технического) проекта.

На этом этапе разрабатываются все рабочие чертежи, необходимые для постройки опытного образца вагона. В процессе изготовления последнего рабочие чертежи корректируются.

В соответствии с принятым технологическим процессом разделяют вагон на так называемые основные сборки (ходовые тележки, рама, кузов, тягово-ударные приборы, тормоза и т. п.) и подсборки (в кузове — рама, боковые и лобовые стены, крыша) и т. д., после чего разрабатывают сборочные чертежи. В этих чертежах необходимо проставлять только те размеры, которые

нужны для сборки данного узла. При этом условии будет исключена возможность повторения на разных чертежах одних и тех же размеров, что особенно благоприятно сказывается, когда появляется надобность в изменении размеров, деталей и узлов: для исправления какого-либо размера не надо перебирать весь комплект чертежей.

В рабочем проекте производится расчет узлов, соединений и деталей на прочность и соответствующее корректирование расчета.

После изготовления рабочих чертежей составляют ведомость деталей (спецификацию), материальную ведомость и ведомость покупных (на стороне) изделий.

ЧАСТЬ ВТОРАЯ

ХОДОВЫЕ ЧАСТИ ВАГОНОВ

К ходовым частям вагонов относятся колесные пары (оси с жестко насаженными на них колесами), буксы и рессоры, которые у тележных вагонов смонтированы в рамках тележек.

Вагонная колесная пара должна удовлетворять следующим требованиям:

1) обладать достаточной прочностью для безопасности движения;

2) иметь возможно легкий вес для общего понижения веса вагона, а также для уменьшения влияния непосредственной массы колес на

рельсовый путь и кузов вагона при прохождении неровностей пути;

3) обладать некоторой упругостью для уменьшения шума и смягчения толчков, испытываемых вагоном при движении по рельсовому пути;

4) обладать возможно наименьшим сопротивлением трению при движении вагона и наибольшим сопротивлением изнашиванию шеек оси и поверхностей катания колес.

Колесные пары подразделяются по типам осей и колес.

ГЛАВА V

ОСИ

§ 11. ТИПЫ И РАЗМЕРЫ ВАГОННЫХ ОСЕЙ

ГОСТ 4007-48 установлены четыре типа осей, которые различаются по размерам в зависимости от допускаемой статической нагрузки на ось (табл. 47). Оси стандартных типов могут изготавливаться в черном виде (табл. 48), в грубо обработанном виде (табл. 49) и в окончательно обработанном виде (табл. 50).

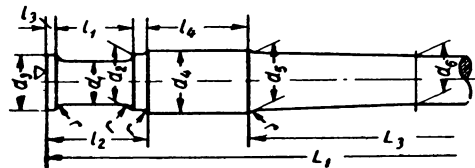
Типы осей

Таблица 47

Тип оси	Размеры окончательно обработанной оси ($d_1 \times l_1 \times L_2$) в мм	Нагрузка на рельс от оси в т не более для вагонов	
		грузовых	пассажирских
I	110 × 170 × 2114	12,5	—
II	120 × 210 × 2114	17,0	15,0
III	145 × 254 × 2036	20,5	18,0
IV	155 × 280 × 2070	25,0	—

Размеры осей в черном виде, в мм

Таблица 48

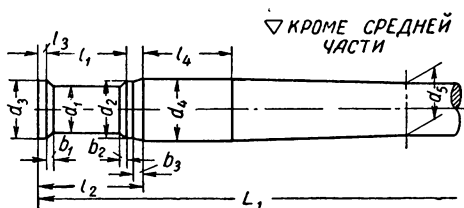


Тип оси	Оси, изготовленные на прессах													Оси, изготовленные свободной ковкой ¹		
	L_1	L_2	d_1	l_1	d_2	l_2	d_3	l_3	d_4	l_4	d_5	d_6	r	L_2	d_1	l_1
I	2318	1198	122	149	141	250	141	25	167	310	140	155	30	1198	141	330
II	2358	1180	132	189	151	279	151	25	177	310	145	165	30	1180	151	330
III	2334	1105	157	233	181	314	181	30	194	300	160	182	30	1105	181	315
IV	2404	1105	167	259	196	349	196	35	210	300	165	200	30	1105	196	315
Допускаемые отклонения	+2—1	—20	+5	—3	+5	—5	+5	+3	+5	—	+5	+5	—	—30	+5	+20

¹ У осей, изготовленных свободной ковкой, размеры L_1 , d_1 , d_3 , d_4 , d_5 и r такие же, как у осей, изготовленных на прессах, а размеры l_1 , l_2 , l_3 не проверяются.

Таблица 49

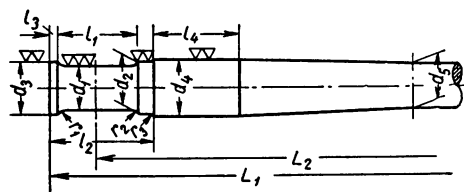
Размеры осей грубо обработанных в мм



Тип оси	L_1	d_1	l_1	d_2	l_2	d_3	l_3	d_4	l_4	d_5	b_1	b_2	b_3
I	2318	114	162	133	260	133	18	159	300	140	5	20	40
II	2358	124	202	143	289	143	18	169	300	145	5	20	40
III	2334	149	246	173	324	173	23	186	280	160	5	20	40
IV	2404	159	272	188	359	188	28	204	280	165	5	20	40
Допускаемые отклонения	+2 -1	+2	-2	+2	-2	+2	+2	+2	-	+5	-	-	-

Таблица 50

Размеры осей окончательно обработанных в мм



Тип оси	d_1	l_1	L_2	L_1	d_2	l_2	d_3	l_3	d_4	l_4	d_5	r_1	r_2	r_3
I	110	170	2114	2314	130	261	130	15	155	300	140	3	20	40
II	120	210	2114	2354	140	290	140	15	165	300	145	3	20	40
III	145	254	2036	2330	170	325	170	20	182	280	160	3	20	40
IV	155	280	2070	2400	185	360	185	25	200	280	165	3	20	40
Допускаемые отклонения	+2	+1	-	+2-1	+2	+2	+2	± 1	+2-0,5	-	+5	-	-	-

Таблица 51

Размеры нестандартных осей в мм

Название оси	Принятое обозначение оси	Размеры шейки				Размер предподступичной части оси			Размер подступичной части		Диаметр оси в середине	Общая длина	Расстояние между серединами шеек
		Диаметр	Длина	Радиус галтели		Диаметр	Длина	Радиус	Диаметр	Длина			
				передней	задней								
Грузовая усиленная . . .	ТУ	105	170	3	10	120	76	—	145	267	136	2314	2114
Грузовая 1927 г.	ТС	110	170	10	10	130	76	40	155	267	140	2314	2114
» «большегрузная»	Д	140	254	3	19	168	51	—	178	200	149	2328	2036
» для цистерн бывш. Сев.-Кавк. ж. д.	ТЦ	105	200	—	—	125	61	—	137	—	135	2344	2114
Пассажирская усиленная	ПУ	115	210	10	10	135	65	40	155	258	140	2354	2114
Для спальных вагонов прямого сообщения тип № 6	М6	120	242	3	15	142	54	7	190	273	155	2396	2114
То же тип № 7	М7	132	280	3	15	160	62	7	190	345	160	2426	2114
Пассажирская 1927 г. . .	ПС	120	210	10	10	140	65	40	155	258	155	2354	2114
Пассажирская типа 1932 г.	М32	132	280	3	15	160	62	40	178	300	155	2426	2114
» » 1936 г.	М36	134	280	3	20	160	62	40	182	300	160	2426	2114

Кроме стандартных осей, на железных дорогах СССР применяются оси, изготовленные до введения стандарта и отличающиеся по размерам от установленных ГОСТ (табл. 51). Таких осей сравнительно небольшое количество.

Для роликовых подшипников вагонные оси изготавливают без буртиков. На фиг. 27 и 28

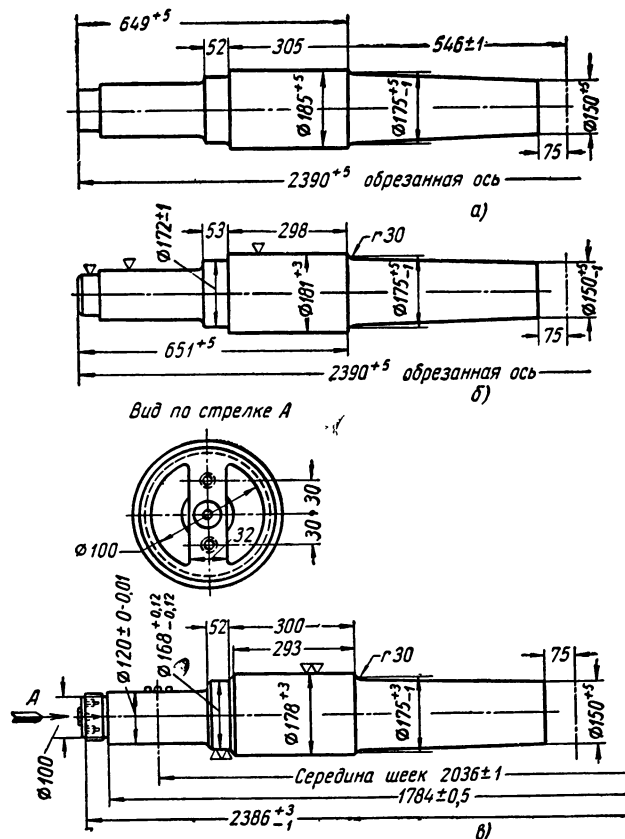
показаны оси под роликовые буксы вагонов; они рассчитаны на нагрузку не более 20,5 т. Ось для роликовых подшипников с диаметром шейки 120 мм изображена на фиг. 29. Эта ось применяется у вагонов электрической тяги.

Зацентровка осей должна производиться по ГОСТ 4007-48 (фиг. 30).

Таблица 52

Размеры осей для роликовых букс в мм

Наименование осей	Диаметр шейки	Длина шейки	Диаметр предподступичной части	Диаметр подступичной части	Расстояние между серединами шеек	Полная длина оси
Ось пассажирского цельнометаллического вагона с длиной кузова 23,6 м (по чертежу № 1422 ЦВ МПС)	135 _{-0,08}	264 _{-0,6}	165 ^{+0,20}	186 ^{+2,0} _{-0,5}	2036	2410 ^{+2,0} _{-1,0}
Ось Мытищинского вагонного завода (по чертежу № 7070) . . .	120 ^{+0,035}	231,5 _{-0,6}	150 ^{+0,185}	178 ^{+0,4}	2114	2440
То же (по чертежу № 7095) . . .	120 ^{+0,055}	252 _{-0,6}	154 ^{+0,150}	178 ⁺²	2114	2464
Ось вагоно-ремонтного завода имени Войтовича	130 ^{+0,040}	241 _{-0,65}	168 ^{+0,20}	185 ^{+1,0}	2114	2444
Ось Октябрьского вагоно-ремонтного завода имени Л. М. Кагановича	120 ^{+0,035}	231,5 _{-0,6}	150 ^{+0,185}	178 ^{+1,0}	2036	2362
Ось Главвагонпрома ЦВПБ . . .	120 ^{+0,035}	2315 _{-0,6}	150 ^{+0,185}	165 ^{+0,25}	2114	2440



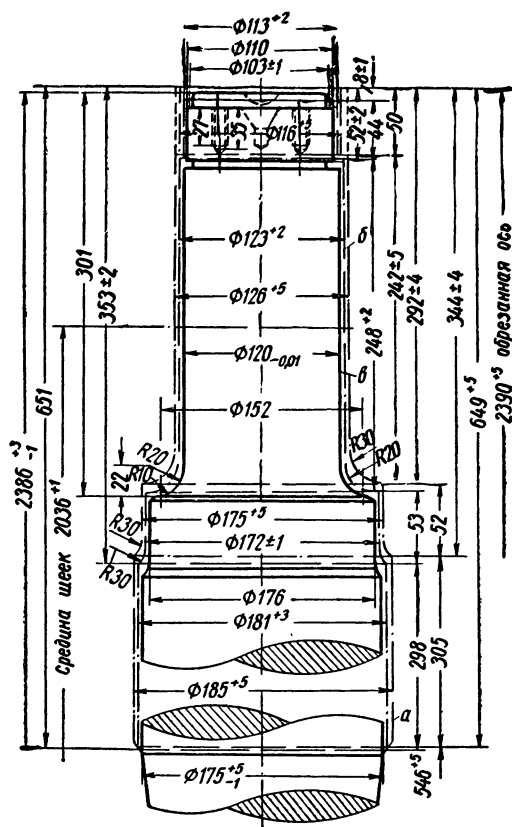
Фиг. 27. Оси для роликовых подшипников:
 а — ковкая обрезанная ось; б — грубообработанная;
 в — чистообработанная.

Вагонные оси под роликовые буксы имеют удлиненные шейки без передних буртиков. На конце шейки имеется резьба для гайки, закрепляющей подшипники.

Основные размеры осей в чистом виде под роликовые буксы, применяемые в эксплуатации железных дорог СССР, указаны в табл. 52.

§ 12. ПОЛЫЕ ОСИ

Полые оси из труб имеют значительно меньший вес, чем оси цельные, и в то же время металл этих осей после специальной обработки приобретает более высокую усталостную прочность. Снижение веса достигает 80 кг для осей с размерами шеек 125×225 мм и 235 кг — для осей с размерами шеек 165×300 мм. Это дает экономии металла от 25,1 до 42,8%. Общее снижение веса четырехосного вагона благодаря применению полых осей колеблется от 320 до 940 кг.

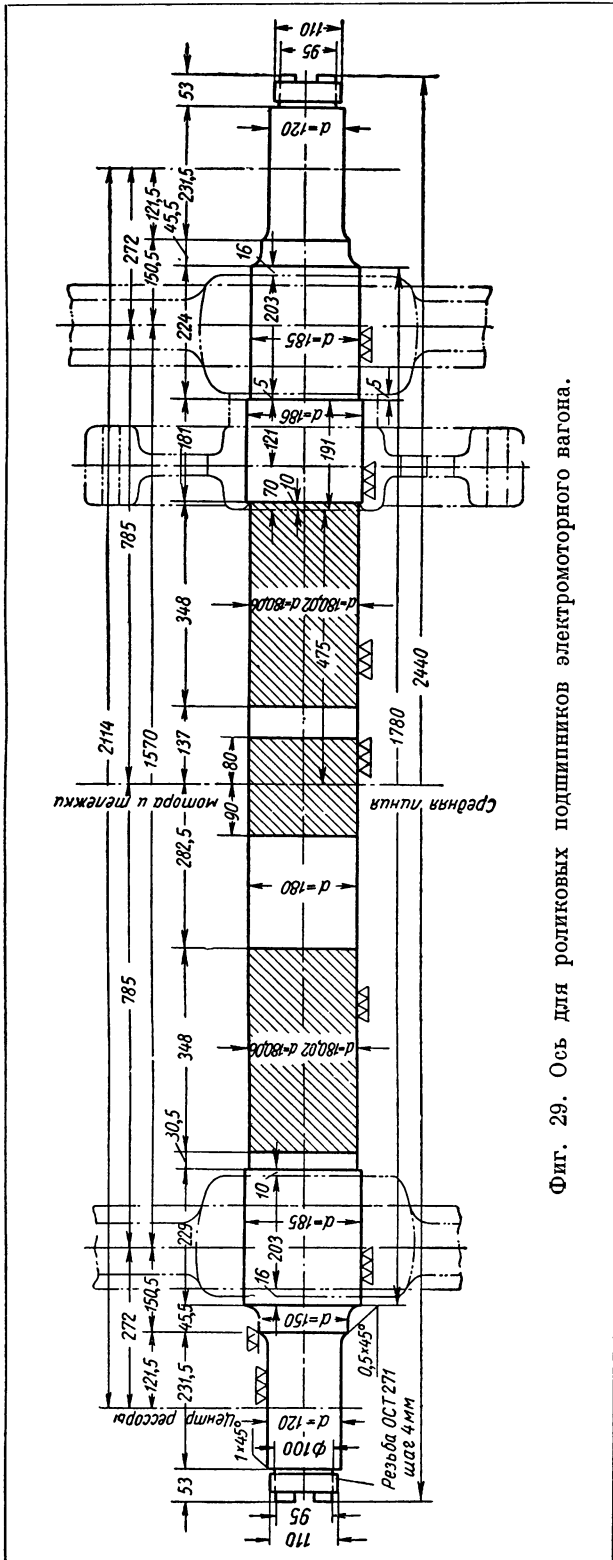


Фиг. 28. Шейка оси для роликовых подшипников:
 а — кузнечная обработка; б — грубая обработка; в — чистая обработка.

Изготовление стандартных полых осей может дать снижение веса осей на 20—35% и уменьшение тары крытого грузового вагона примерно на 3%.

Полые оси могут быть вполне взаимозаменяемы с цельными. Введение таких осей не требует каких-либо изменений в размерах или конструкциях букс и тележек. Некоторое различие во внешних размерах полых и цельных осей затрагивает только среднюю часть оси. Здесь в промежутках между подступичными частями полые оси не имеют коничности, а являются цилиндрическими.

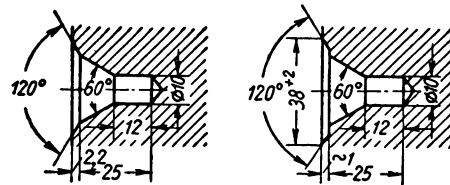
Экономичность применения полых осей заключается не только в уменьшении первоначальных затрат материала на их изготовление, но главным образом в уменьшении тары вагона, сочетающейся с увеличением прочности оси и понижением веса неподрессоренных частей.



Фиг. 29. Ось для роликовых подшипников электромоторного вагона.

В результате этого уменьшаются вертикальные ускорения при движении вагона и возрастает прочность всего вагона.

Материалом для полых осей могут служить бесшовные трубы. Прокатка цилиндрических заготовок для труб — осей существенно отличается от обычного способа. Валки прокатного стана имеют эллиптическую форму и вращаются



Фиг. 30. Зацентрировка осей.

в сторону, обратную направлению подачи заготовки, прижимаемой к валкам специальным толкателем. Заготовка подается толкателем через широкий проход между валками. При сужении прохода валки воздействуют на заготовку ударами подобно молоту, благодаря чему обеспечивается весьма высокое качество осей.

Для сохранения внутреннего диаметра трубы применяется оправка.

Трубы, обрезанные до необходимых размеров, подаются в осевой пех и пропускаются через печь, в которой нагревается только один конец трубы. Этот конец осаживают на специальном прессе с помощью приспособления, обеспечивающего неизменность наружного диаметра, в то время, когда внутреннему диаметру придается надлежащий размер. Конец трубы для придания ему формы шейки оси и подступичной части обрабатывают под молотом с падающей бабой весом 1,5 т. Выполнив этот цикл операций, обрабатывают в такой же последовательности второй конец трубы.

Полые оси с обработанными концами подаются в нагревательную печь. После надлежащего нагрева их подвергают правке и термической обработке — закалке. Закалка производится в специальной установке, причем концы оси закрывают пробками, для того чтобы закалку получила только наружная поверхность. После закалки производится отпуск.

Последняя операция механической обработки оси заключается в одновременной обработке обоих концов оси с целью получения точных центровых отверстий для станочной обработки шейки и подступичной части, что необходимо при ремонте осей в депо.

При испытаниях полые оси заставляли работать на изгиб от нагрузок постоянного знака (определение жесткости при различных нагрузках) и на усталость металла. При испытаниях на изгиб на подступичную часть осей надевали втулки с такими же натягами, какие приняты для запрессовки колес. Прогобы полых осей оказались меньше прогибов сплошных осей при одних и тех же нагрузках. В полых осях явление текучести начиналось при нагрузках 167—200 т, в сплошных осях течение металла начиналось при усилиях около 100 т, причем остаточные деформации, появившиеся при нагрузке 77 т, продолжались с увеличением нагрузки. Таким образом, полые оси до появления пластических деформаций обладают в полтора раза большей прочностью, чем сплошные оси.

Испытания осей на усталость металла производились при нагрузке 8600 кг, приложенной к подступичной части. Полые оси выдержали без признаков разрушения от усталости 88 000 000 перемен нагрузок, что соответствует пробегу около 250 000 км на колесах диаметром

900 мм. Сплошные оси под той же нагрузкой выдерживали 857 000 — 2 755 000 циклов.

Высокие качества полых осей из труб можно объяснить следующим:

1) механические свойства материала труб, изготовленных описанным выше способом, повышаются под влиянием проковки;

2) термическая обработка способствует уменьшению износа шеек;

3) цилиндричность полых осей между подступичными частями также является фактором повышения прочности.

Полые оси, поставленные под вагоны, проходят стадию испытания.

§ 13. ИЗГОТОВЛЕНИЕ ОСЕЙ

Согласно ГОСТ 4008-48 оси изготовляют из осевой заготовки, которая должна удовлетворять ГОСТ 74-40, из слитков мартеновской стали или электростали. Обрезкой слитка должны быть полностью удалены усадочная раковина и зоны усадочной рыхлости. Требуемый химический состав металла осей в %:

	C	Mn	Si	P не более	S не более	P+S
При плавочном анализе	0,30—0,45	0,50—0,90	0,15—0,35	0,050	0,050	0,10
При контрольном анализе	0,30—0,48	0,50—0,90	0,15—0,35	0,050	0,055	0,10

Металл осей может содержать не более 0,30% Cr, 0,50% Ni, 0,20% Cu и 0,10% Mo при плавочном анализе и не более 0,35% Cr, 0,60% Ni, 0,25% Cu и 0,10% Mo при контрольном анализе.

Механические свойства термически обработанных осей должны отвечать величинам, приведенным в табл. 53.

Таблица 53

Механические свойства вагонных осей после термической обработки

Предел прочности при растяжении в кг/мм ²	Относительное удлинение образца l=5d в % не менее	Ударная вязкость в кгм/см ²	
		среднее значение для четырех образцов не менее	минимальное значение для отдельных образцов
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

Оси изготовляют ковкой или прессованием, после чего их подвергают нормализации или нормализации с отпуском. Правка осей в горячем состоянии должна производиться при температуре 600—700°, правка в холодном состоянии допускается только до термической обработки осей.

Черные или обработанные оси, имеющие в средней части искривление до 8 мм, можно не подвергать правке.

На торцах осей не допускаются расслоение металла, следы усадочной раковины и шлаковины. На черной поверхности средней части оси не должно быть местных углублений от шлака и окалина более 3 мм, а также вмятин с резкими переходами, если они превышают допускаемые отклонения на размеры оси.

Не допускаются следы вырубков или наждачной зачистки плен, шлаковин, песочин, трещин, закатов, местных сетчатых надрывов, рванин и других дефектов при условиях: а) если направление вырубков составляет с направлением образующей поверхности оси угол больше

30°; б) если глубина вырубков превышает 6 мм от фактической поверхности и 3 мм от поверхности по чертежу; в) если общая длина вырубков глубиной более 1 мм превосходит 1000 мм; г) если в любом поперечном сечении оси насчитывается больше трех вырубков; д) когда общая площадь наждачной зачистки составляет более 25% поверхности средней части оси, а глубина зачистки превышает допускаемые отклонения на размеры оси.

Оси с перечисленными дефектами можно подвергать обточке в средней части до чертежных размеров.

Продольные волосовины, образующиеся в результате раската газовых пузырьков и неметаллических включений слитка, не допускаются на чисто обработанных осях в следующих местах: а) на галтелях и цилиндрической части шейки оси — при числе волосовин более 5 и в любом поперечном сечении — при числе волосовин более 3 и длине каждой волосовины более 10 мм; б) на предподступичной и подступичной частях оси в любом поперечном сечении — при количестве волосовин более 3 и длине каждой волосовины более 25 мм. Волосовины длиной до 3 мм на всех частях оси (исключая галтели) не учитываются, если они имеют нестрочечное и нескученное расположение.

Строчечным называется расположение волосовин на одной прямолинейной образующей поверхности оси. Волосовины, образующие одну строчку длиной менее 10 мм на шейке и длиной менее 25 мм на остальных частях оси, считаются за одну волосовину длиной, равной отрезку прямой, на которой они расположены.

Скученное расположение волосовин не учитывается, если в любом месте их число на площади 50 × 50 мм не превышает 5 шт. и если они при этом имеют нестрочечное расположение и длина каждой волосовины не превышает 1 мм.

У оси в чистовом виде подступичные части должны иметь цилиндрическую поверхность;

их концы, обращенные к шейке, обтачивают на длине не менее 5 мм на конус с уклоном не более 1 мм. Проковываемый участок подступичной части должен выходить на 50—100 мм за колесный центр и плавно переходить в среднюю часть. Шейки осей в чистом виде должны быть отшлифованы, отполированы или накатаны. Допускается накатка и подступичных частей оси. На торцах осей должны быть засверлены центровые отверстия, как показано на фиг. 30.

Испытание осей. Ось должна выдержать пять ударов бабы весом 1000 кг, не давая трещин и надрывов. Высота свободного падения бабы

$$H = \frac{d^2}{3700} \text{ м,}$$

где d — фактический диаметр по середине оси в мм.

Расстояние между опорами должно быть 1,5 м. После первого и третьего ударов нужно ось повернуть вокруг ее продольной оси на 180°.

Маркировка. На каждой черной вагонной оси — на подступичной части или на шейке, начиная от буртика, — должны быть выбиты горячим способом (знаками высотой 15 мм и глубиной не более 3 мм) номер плавки, клеймо или номер завода, последние две цифры числа, обозначающего год изготовления, и порядковый номер оси.

Приемка. Все предъявленные к приемке оси подвергаются наружному осмотру и обмеру согласно ГОСТ 4007-48. Контрольный химический анализ производится по ГОСТ 2331-43. Оси, признанные годными, делят на партии по плавкам, не более 100 шт. в каждой партии. Остаток в 50 шт. и больше считают за отдельную партию, остаток менее 50 шт. причисляют к одной из партий. Партию можно составлять также из осей нескольких плавков, но не более четырех. При этом количество осей в партии не должно превышать 50.

ГЛАВА VI

КОЛЕСА

Вагонные колеса можно разделить на три основные группы: 1) колеса составные жесткие, состоящие из колесного центра, съемного бандажа и укрепляющего кольца; 2) колеса цельнокатанные и цельнолитые без бандажей; 3) упругие колеса. В СССР применяются колеса составные и цельнокатанные. Упругие колеса в виде опыта применялись в трамвайных вагонах.

§ 14. СОСТАВНЫЕ КОЛЕСА (БАНДАЖНЫЕ)

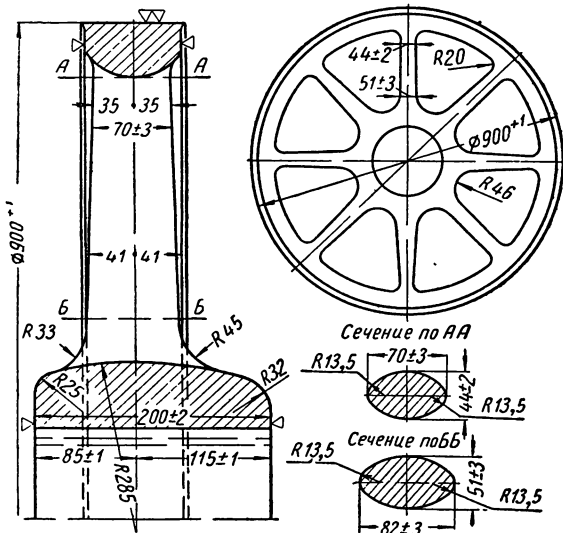
Колесные центры

Стальные литые спицевые центры. На фиг. 31 изображен колесный стальной литой центр с восемью спицами. Такой центр, имеющий в диаметре 900 мм, применяется для колес

с диаметром по кругу катания 1050 мм и для осей типов I и II по ГОСТ 4007-48.

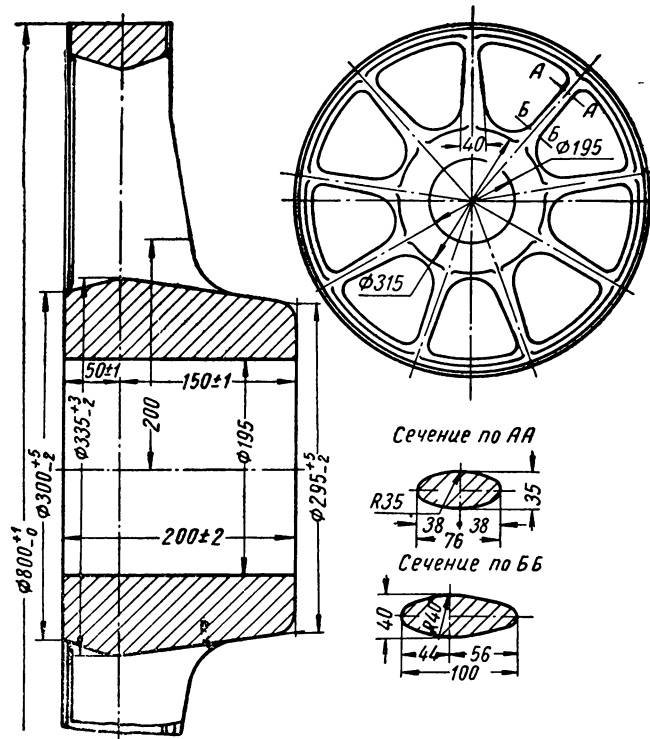
для осей типа III и колес диаметром по кругу катания 1050 мм.

Для осей, рассчитанных на нагрузку 25 т, применяется 11-спицевый колесный центр, изображенный на фиг. 33.

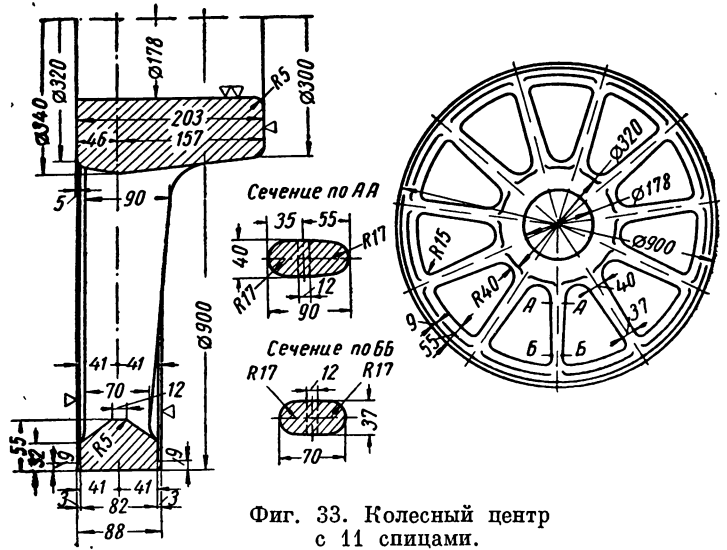


Фиг. 31. Стальной литой колесный центр.

На фиг. 32 показан колесный литой стальной центр с девятью спицами, применяемый

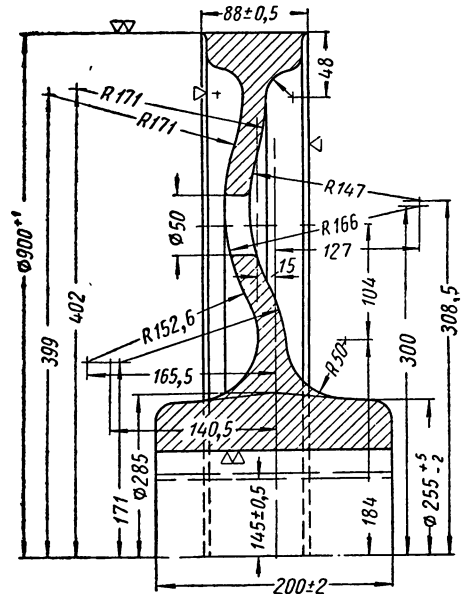


Фиг. 32. Колесный центр с 9 спицами.



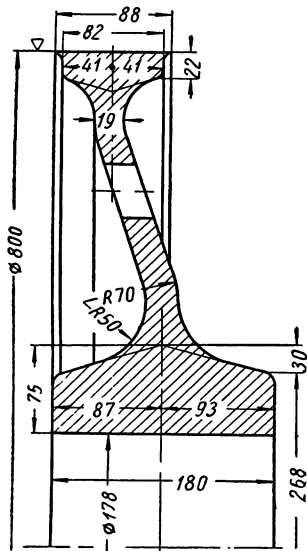
Фиг. 33. Колесный центр с 11 спицами.

Технические условия на изготовление спицевого стального литого колесного центра и правила приемки должны соответствовать ГОСТ 4491-48.

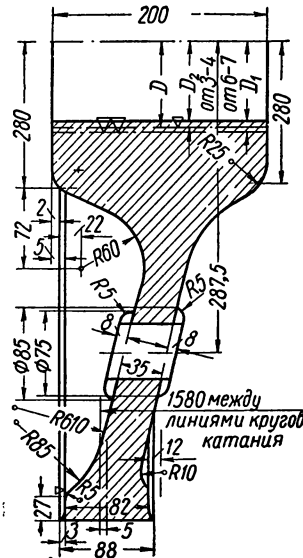


Фиг. 34. Дисковый колесный центр диаметром 900 мм.

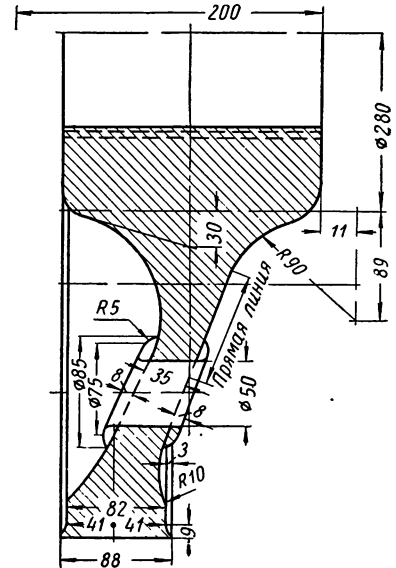
Стальные катаные центры. На фиг. 34 показан колесный стальной дисковый центр диаметром 900 мм для осей типов I и II. Его теоретический вес 171 кг. Для осей типа III и для колес диаметром по кругу катания 950 мм используется катаный центр диаметром 800 мм (фиг. 35).



Фиг. 35. Дисковый колесный центр для колес диаметром 950 мм.



Фиг. 36. Чугунный колесный центр для колес диаметром 900 мм



Фиг. 37. Чугунный колесный центр для колес диаметром 950 мм.

Чугунные центры применялись для осей диаметром подступичной части не более 181 мм. На фиг. 36 изображен чугунный центр диаметром 900 мм для колес диаметром по кругу ка-

Таблица 54

Колесные центры

Центры	Тип оси	Наружный диаметр центра в мм	Количество спиц	Условное обозначение типа центра
Стальные дисковые (катаные)	I	900	—	K19
	II	900	—	K119
	III	800	—	K1118
Стальные спицевые (литые)	I	900	8	C19
	II	900	8	C119
	III	800	9	C118
		900	11	C119
IV	800	9	C1V8	
Чугунные дисковые	I	900	—	Ч19
	II	900	—	Ч119

5*

тания 1050 мм, а на фиг. 37 показан чугунный центр диаметром 800 мм для колес диаметром по кругу 950 мм. Ввиду слабой прочности чугунные центры вновь не применяются.

Основные размеры колесных центров, их типы и условные обозначения принимаются по ГОСТ 2343-43 (табл. 54).

Бандажи

Диаметры бандажей в черном виде (фиг. 38) должны соответствовать ГОСТ 5000-49 (табл. 55). Размеры толщин в мм:

Размеры	Номинальный	Наименьший	Наибольший
H по кругу катания	83	82	88
h	111	111	116
h_1	78	78	83
h_2	81,5	81,5	86,5

Бандажи изготовляют из основной или кислой мартеповской стали ковкой на молотах или прессах с последующей прокаткой.

Химический состав стали (должен удовлетворять требованиям, установленным ГОСТ 398-41 для стали марки II): 0,55—0,70% С; 0,60—0,90% Мп; 0,15—0,35% Si; не более 0,05% Р; не более 0,05% S.

После прокатки бандажи вновь нагревают и закалывают с отпуском. Требуемые механиче-

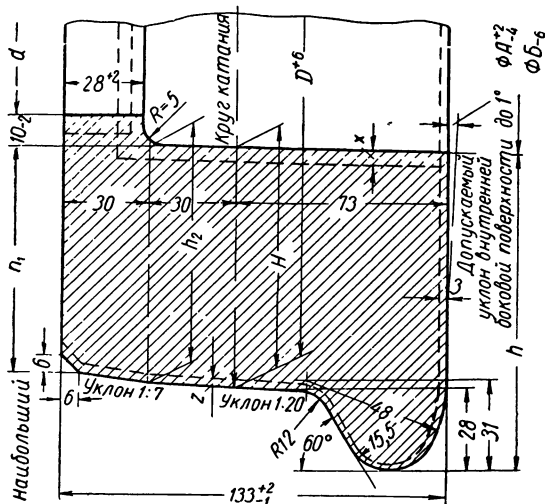
Таблица 55

Диаметры и вес бандажей в черном виде (см. фиг. 38)

Условное обозначение ¹	Диаметры бандажей в черном виде в мм						Номинальный диаметр по кругу катания в чистом виде в мм	Ориентировочный вес черного бандажа в кг	
	номинальный	наименьший	наибольший	номинальный и наименьший	наибольший	наименьший			наибольший
	А и В		D		d				
990-А 83/133 990-В 83/133	} 990 {	986	992	} 1156 {	1162	} 964 {	976	1150	316,6
		984	990						
890-А 83/133 890-В 83/133	} 890 {	886	892	} 1056 {	1062	} 864 {	876	1050	287,0
		884	890						
870-А 83/133 870-В 83/133	} 870 {	866	872	} 1036 {	1042	} 844 {	856	1030	281,4
		864	870						
810-А 83/133 810-В 83/133	} 810 {	806	812	} 976 {	982	} 784 {	796	970	263,7
		804	810						
690-А 83/133 690-В 83/133	} 690 {	686	692	} 856 {	862	} 664 {	676	850	228,5
		684	690						

¹ Условные обозначения с буквой А относятся к бандажам, предназначенным для новых центров, а с буквой В — к бандажам для центров, бывших в употреблении.

ские свойства стали: предел прочности на разрыв — не менее 80 кг/мм², относительное удлинение при $l=4d$ — не менее 10%, относительное сужение в шейке — не менее 14%.



Фиг. 38. Бандаж в черном виде.

На наружной боковой поверхности бандажей допускаются местные продольные вырубki глубиной до 7 мм, а на внутренней боковой поверхности (за исключением гребня) — глубиной до 3 мм по чертежному размеру бандажа

в чистом виде. Общая длина вырубок на одном бандаже не должна превышать 300 мм, причем в одном и том же поперечном сечении не должно быть более двух вырубок. Поперечные и косые вырубki на бандажах в чистом виде не допускаются. Исправление дефектов зачеканкой или другими подобными способами запрещено.

Боковые поверхности бандажа должны быть параллельны между собой и перпендикулярны оси.

Перекося бандажа относительно плоскостей, проходящих по его боковым поверхностям, не должен превосходить 2 мм.

Правка бандажа в холодном состоянии может производиться только на прессе; правка ударами воспрещена.

Испытания на удар. При осаживании повторными ударами бабы весом 1000 кг или более бандажи должны давать стрелу прогиба не менее

$$f \geq 0,75 \frac{D}{\sigma_b},$$

где D — наружный диаметр бандажа в мм; f — стрела прогиба в % к величине внутреннего диаметра бандажа; σ_b — предел прочности.

Высоту падения бабы вычисляют по работе одного удара $Q=15g$ кг/м, где g — вес испытуемого бандажа в кг.

Удары наносятся через стальную прокладку весом не более 20 кг с плоским верхом. Низ

прокладки должен соответствовать очертанию бандажа. Число ударов, необходимое для того, чтобы довести стрелу прогиба до требуемой величины, не нормировано, однако фактическое число ударов фиксируется в акте испытания.

При испытании бандажи не должны давать трещин либо надрывов и не обнаруживать никаких других признаков разрушения.

Расточка бандажей. Внутренняя поверхность бандажа должна быть расточена чисто без рисок, соответственно знаку — два треугольника. Не допускаются овальность, превышающая 0,5 мм; волнистость и конусность свыше 0,2 мм. Несоблюдение этих норм обработки вызывает при насадке бандажа на колесный центр чрезмерно большие напряжения в деталях колеса и оси, вызывающие трещины и поломки в эксплуатации. Направление конусности обточки бандажа должно совпадать с направлением конусности колесного центра, на который надевается бандаж.

Для получения необходимого натяга внутренней диаметр бандажа должен быть меньше наружного диаметра обода на 1,0—1,5 мм на 1 м диаметра. Исходя из этого натяг для бандажа с внутренним диаметром 900 мм должен быть от 0,9 до 1,35 мм, а для бандажа с диаметром 800 мм — от 0,8 до 1,2 мм. Отступление от этих норм в сторону уменьшения или увеличения влечет за собой ослабление бандажа и сдвиг его по ободу в процессе эксплуатации вагона.

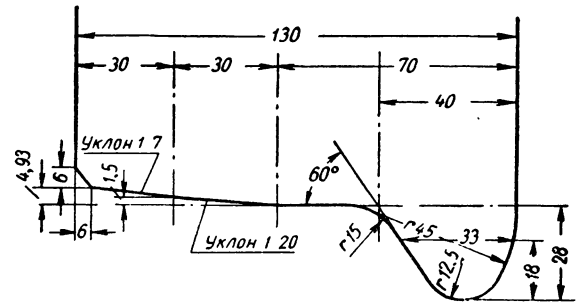
На расточенной внутренней поверхности бандажа не допускается больше двух черновин длиной до 50 мм каждая вдоль бандажа или до 40 мм в поперечном направлении.

Приемка бандажей. Бандажи рассортировывают по плавкам и предъявляют к приемке партиями до 120 шт. По указанию приемщика от каждой партии отбирают один бандаж для испытания на удар. Остальные бандажи подвергают наружному осмотру и обмеру.

Испытание производится на копре; ударная поверхность бабы должна быть закруглена по радиусу 150 мм. Если обнаруживаются признаки разрушения образцов, производят вторичное испытание, причем в этом случае вырезают образцы из двух бандажей от каждой партии. При неудовлетворительных результатах испытания, полученных хотя бы на одном бандаже, партию подвергают термической обработке полностью или частично по усмотрению завода.

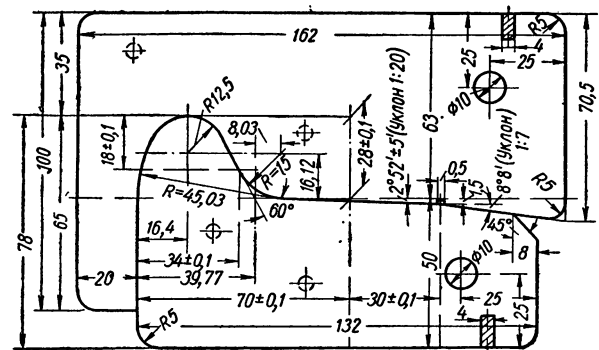
После испытания на удар бандажи испытывают на растяжение. Из каждой партии берут один бандаж и из наименее деформированной части его вырезают без нагрева круглый образец

диаметром 15 мм и длиной 60 мм. Вырез делают возможно ближе к наружной поверхности бандажа по средней линии катания.



Фиг. 39. Профиль бандажа.

Профиль окончательно обточенного бандажа должен соответствовать установленному техническими условиями Министерства путей сообщ-



Фиг. 40. Измерение профиля бандажа шаблоном.

нения (фиг. 39). Профиль измеряют максимальным шаблоном (показан на фиг. 40 приложенным к контрольному — нижнему шаблону).

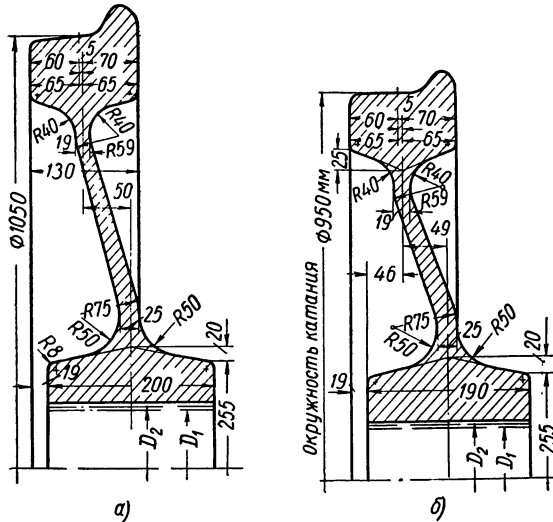
§ 15. ЦЕЛЬНОКАТАННЫЕ КОЛЕСА

На фиг. 41, б показано стальное цельнокатанное колесо с диаметром по кругу катания 950 мм; для пассажирских вагонов изготавливают цельнокатаные колеса диаметром 1050 мм (фиг. 41, а).

Размеры цельнокатаных колес регламентированы ОСТ 8795 НКТП — 1706, а механические свойства стали, из которой они изготавливаются, ГОСТ 6362-52. Предел прочности стали на разрыв должен быть не менее 75 кг/мм². Удлинение образца при $l=4d$ должно составлять 10%, относительное сужение образца в шейке при $l=4d$ — 13%.

Цельнокатанные колеса изготавливают прессованием и прокаткой из мартеновской стали. Слитки должны быть такого размера и веса, чтобы после удаления отходов можно было сделать из каждого слитка две или более колесных заготовки.

На наружной боковой поверхности обода допускаются местные продольные вырубкы глу-



Фиг. 41. Цельнокатанные колеса:
а — диаметром 1050 мм; б — диаметром 950 мм.

биной до 5 мм, а на внутренней боковой поверхности (за исключением гребня) глубиной до 3 мм сравнительно с чертежным размером колеса в чистом виде. Общая длина всех вырубк не должна превышать 300 мм. Боковые поверхности обода и ступицы должны быть параллельны друг другу и перпендикулярны оси. Нельзя допускать перекоса обода относительно этих поверхностей больше 2 мм.

Правку колес в холодном состоянии можно производить только на прессе; правка ударами не разрешается.

Испытание колес. Колеса испытывают на удар свободным падающим грузом (бабой) весом 1000 кг. Баба должна падать на ступицу колеса с высоты 1,5 м, затем 3 м, 4,5 м и т. д. через 1,5 м до тех пор, пока сумма работы ударов не достигнет величины $Q=1,32 Rl$, где Q — работа удара в кг/м; 1,32 — постоянный коэффициент; R — радиус колеса, измеренный от центра до внутренней грани обода со стороны гребня, в мм; l — толщина диска, измеренная в месте, где кривая перехода от ступицы к диску соединяется с последним, в мм.

Колеса считаются годными, если при испытании в них не появляется трещин, надрывов и других признаков разрушения.

Перед испытанием на удар колеса подвергаются испытанию на твердость по Бринелю. Твердость определяют на боковой поверхности обода колеса с внешней стороны на расстоянии 20 мм от черной поверхности обода бандажа, предварительно удалив поверхностный слой металла до глубины 5 мм. Число единиц Бринеля выбивают на той же боковой поверхности не далее чем 20 мм от внутренней грани обода.

Приемка производится партиями (не более 125 колес в каждой), рассортированными по плавкам. Кроме испытания на удар, колеса (одно на 25) по указанию приемщика подвергаются испытанию на растяжение. На каждом колесе из партии ставят клеймо согласно ГОСТ 6362-52.

Цельнокатанные стальные колеса хорошо себя зарекомендовали. При твердости по Бринелю, равной 220 ÷ 250, они выдерживают до полного проката значительно большие пробеги, чем бандажные колеса, и еще большие по сравнению с чугунными цельнолитыми колесами, твердость которых достигает до 500 единиц по Бринелю.

§ 16. ЧУГУННЫЕ ЦЕЛНОЛИТЫЕ КОЛЕСА (БЕЗ БАНДАЖЕЙ)

У этих колес наружная поверхность, соприкасающаяся с рельсом, — из белого чугуна, который постепенно переходит в половинчатый, а диск и ступица — из серого чугуна. Отливают колеса из серого чугуна в опоках со вставленным в них металлическим кольцом. При помощи этого кольца и достигается отбеливание чугуна по поверхности катания.

Чугунные колеса с отбеленным ободом изготавливаются в соответствии с ГОСТ 3843-47. Их номинальные диаметры — 900 и 970 мм. Материал колес должен удовлетворять следующим требованиям:

1. Часть отливки, застывающая в земле, после затвердевания должна иметь чистый серый излом со структурой перлит + графит + феррит, а часть, застывающая в кокиле (у поверхности катания и поверхности реборды), после затвердевания должна представлять собой белый чугун со структурой излома цементит + перлит и плавным переходом в серый чугун.

2. Глубина отбела, измеренная по кругу катания, должна быть не более 25 мм и не ме-

нее 9 мм, а в участке, где поверхность катания переходит в реборду, — не менее 6 мм. Глубиной отбела считается чистый отбел, границей которого является первая серая точка, плюс четверть переходной зоны. Переходной зоной называется расстояние от первой серой точки на белом фоне излома до места, где серые и белые точки занимают равную площадь. Глубина чистого отбела по кругу катания должна быть не менее 4 мм. Глубина отбела в разных участках сечения колеса не должна изменяться более, чем на 7 мм.

Химический состав чугуна колес: углерод общий — не менее 3%, углерод связанный — не выше 0,90%, марганец — не менее 0,50%, сера — не более 0,14%. Серы может быть до 0,15%, если колеса удовлетворяют всем другим установленным требованиям и если содержание марганца превышает количество серы не меньше, чем в 3,5 раза.

Испытание и приемка. Все колеса обмериваются по кругу катания стандартной обмерной лентой. Длина окружности колес по кругу катания должна быть в пределах разрешенных допусков (± 8 мм). Сдаваемые колеса нужно разделить на партии по дням отливки. Для механических и термических испытаний берут по два колеса от каждой партии.

При механических испытаниях стул копра должен быть установлен на фундаменте из каменной кладки или из бетона толщиной не менее 0,6 м. Требуемый вес стула не менее 750 кг. Поверхность бойка (диаметром 225 мм) должна быть плоской, как и поверхность каждой из трех опор, на которых укладывают испытуемое колесо. Потребная ширина опоры 125 мм. Колесо располагают на опорах так, чтобы при ударе ось бабы совпадала с его осью. Если при числе ударов до девяти в теле диска в пределах окружности, определяющей начало выкружек обода, появились трещины, то это означает, что колесо не выдержало испытания.

При термическом испытании колесо кладут гребнем вниз в кольцевую канавку глубиной 100 мм и шириной 75 мм, устроенную в песке. Канавку заполняют расплавленным чугуном, предварительно покрыв поверхность катания колеса слоем кокильной пасты. Чугун должен быть настолько горячим, чтобы на колесе не образовались морщины и плены. Осмотр колеса производится спустя 8 мин. Если в течение этого времени колесо даст трещину, то оно признается негодным.

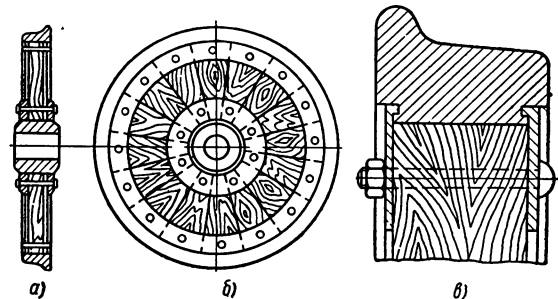
В тех случаях, когда пробные колеса не выдерживают испытания термического или удар-

ного, бракуют все колеса данного размерного номера.

Чугунные колеса должны иметь с наружной стороны следующие литые обозначения: 1) номер завода; 2) порядковый номер колеса; 3) время выпуска (год, месяц, день); 4) размерный номер. Вследствие неудовлетворительной работы в условиях эксплуатации вагонов чугунные колеса с 1954 г. под новые вагоны не подкачиваются.

§ 17. УПРУГИЕ КОЛЕСА

Колеса упругой конструкции значительно ослабляют удары от толчков и уменьшают шум при движении вагона. Это особенно важно для быстроходных автомотрис, скоростных пассажирских поездов, трамвая и метрополитена.



Фиг. 42. Упругое колесо с деревянным центром: а — боковой вид; б — общий вид; в — способ крепления бандажа.

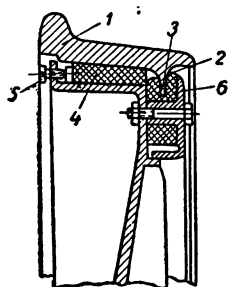
Идея применения упругих колес не нова. Известны деревянные колеса, бумажные колеса с диском из прессованной бумажной массы, колеса с резиновой прокладкой между бандажом и центром и др. Однако эти колеса обладали существенными недостатками, препятствовавшими их распространению.

На фиг. 42, а и б показано упругое колесо с деревянным центром, а на фиг. 42, в — способ крепления в нем бандажа. В колесном центре помещается деревянный диск, состоящий из 16 секторов тикового дерева, сдавленных между бандажом и ступицей (фиг. 42, б). Такие колеса имели бесшумный и сравнительно спокойный ход, смягчали вертикальные толчки, однако вследствие усушки дерева скрепляющие болты все больше ослабевали, так что необходимо было постоянно следить за состоянием крепления. В настоящее время такие колеса не применяются.

Попытки конструировать колеса с резиновой поверхностью катания тоже не увенчались

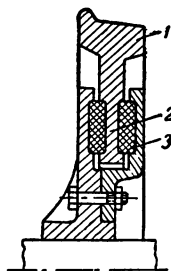
успехом. Среди ряда недостатков, которые были присущи этим колесам, решающим оказался чрезвычайно низкий коэффициент трения между колесом и влажным рельсом.

В настоящее время проблема создания упругого колеса решается путем введения в конструкцию между бандажом и центром резиновой прокладки. В эксплуатации такое колесо должно обладать следующими качествами: 1) смягчать вертикальные и горизонтальные (в боковом направлении) толчки; 2) способствовать уменьшению необрессоренной массы вагона, а следовательно, достижению более спокойного хода; 3) смягчать шум при движении колеса по рельсу и трении реборды о головку рельса; 4) обеспечивать упругость передачи крутящего



Фиг. 43. Упругое колесо с резиновой прокладкой:

1 — бандаж; 2 — внутренний фланец; 3 — отверстия; 4 — резиновое кольцо; 5 — винт; 6 — боковая резиновая прокладка.



Фиг. 44. Упругое колесо с резиновой прокладкой:

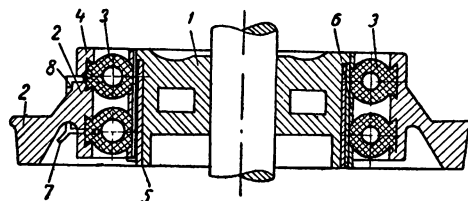
1 — бандаж; 2 — фланец; 3 — резиновые прокладки.

момента в моторных вагонах при движении и торможении; 5) уменьшать напряжения в колесных парах и сопряженных с ними деталях.

На фиг. 43 изображено колесо с резиновой прокладкой между бандажом и центром. Бандаж 1 имеет внутренний фланец 2 с просверленными отверстиями 3, через которые проходят болты, снабженные втулками. Для смягчения вертикальных толчков служит резиновое кольцо 4, расположенное между ободом колесного центра и бандажом. С одной стороны кольцо прилегает к втулке, с другой стороны оно охвачено сегментом. Сегменты можно передвигать установленными винтами 5, что облегчает центрирование бандажа и перестановку резинового кольца. Для смягчения горизонтальных толчков имеются боковые резиновые прокладки 6.

На фиг. 44 показана другая конструкция упругого колеса. Бандаж 1 имеет фланец 2, в котором по окружности равномерно располо-

жены цилиндрические просверленные углубления. Такие же углубления имеются в колесном центре и привинченном к нему стягивающем кольце. В углублениях помещаются плоские резиновые прокладки 3, смягчающие вертикальные и горизонтальные толчки. При этой конструкции имеется возможность применять как отдельные куски резины, так и целое кольцо.



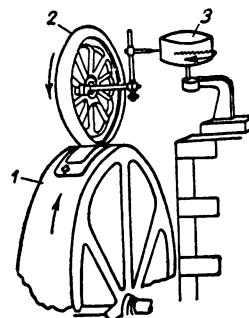
Фиг. 45. Упругое колесо с пневматической шиной:

1 — колесный центр; 2 — бандаж; 3 — резиновые шины; 4 — кольцо; 5 — металлическое кольцо для шин; 6 — вентиль; 7, 8 — трубки.

Существуют упругие колеса, в которых прокладками служат пневматические резиновые шины. Такое колесо показано на фиг. 45. Между колесным центром 1 и бандажом 2, имеющим на внутренней поверхности кольцо 4, расположены две шины 3 (число шин может быть большим). На стороне, обращенной к кольцу 4 и колесному центру, шины имеют наставки в виде ласточкина хвоста. Натягивают шины на тонкое металлическое кольцо 5, охватывающее колесный центр, и укрепляют их кольцом и болтами. Накачивание шин производится через общий вентиль 6 и трубки 7 и 8.

В моторных вагонах для обеспечения обратного токопровода прокладки между бандажом и колесным диском у всех колес должны быть связаны проводником. Для этого можно использовать гибкие медные электропровода, медные полоски и др. В некоторых конструкциях проводники проложены в резиновых телах.

Вертикальные колебания упругих колес определяют простым методом, принятым для испытания автомобильных колес. Испытательная установка (фиг. 46) состоит из колеса 1 с широким ободом, по окружности которого катится ис-



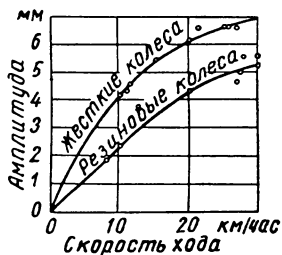
Фиг. 46. Динамическое испытание упругих колес:

1 — колесо с широким ободом; 2 — испытываемое колесо; 3 — барабан для записи колебаний.

пытуемое колесо 2, нагруженное постоянной рабочей нагрузкой. Вертикальные колебания записываются на барабане 3, который вращается с постоянной скоростью от часового механизма. На ободе колеса 1 можно устроить искусственные препятствия, например, привинтить пластинки с выступами для воспроизведения рельсовых стыков.

Из всех рассмотренных конструкций колес наиболее проста конструкция, изображенная на фиг. 44. Опыты с упругими колесами производились в двухосных трамвайных моторных вагонах с весом тары 13,5 т. Для измерения действия толчков на верхнее строение пути и измерения шума применялись два совершенно одинаковых моторных вагона, из которых один был снабжен колесами с резиновыми прокладками, а другой — колесами обычного типа.

В результате испытаний выяснилась зависимость между максимальным ускорением вагона и скоростью движения при вертикальных колебаниях. С повышением скорости ускорение увеличивалось, но не пропорционально скорости движения, а медленнее. Максимальное ускорение вагонов, снабженных колесами с резиновыми прокладками, было приблизительно на одну треть меньше, чем у вагонов с нормальными колесами (фиг. 47). Ускорения поперечных колебаний также уменьшались приблизительно на одну треть; особенно заметно уменьшались колебания с короткими периодами.



Фиг. 47. Результаты испытаний упругих колес:

1—жесткие колеса; 2—резиновые колеса.

и резиновые прокладки. На этой грани, а также на последующей грани — между резиновой прокладкой и колесным центром — появляются отражения, так что внутрь колесного центра проникает лишь неотраженная часть передаваемой колебательной энергии. Отражение колебательных волн, как и отражение световых волн, зависит от длины волны. Если обозначить J_0 —

энергию, передаваемую через обод в колесную пару, а J_d — часть энергии, поступающей через резиновую прокладку внутрь колесного центра, то можно написать

$$\frac{J_d}{J_0} = \frac{1}{\left(\frac{\pi hn}{L}\right)^2 + 1},$$

где $n = \frac{W_m}{W_g}$ — отношение, в котором числитель — сопротивление, встречаемое звуком в металле, а знаменатель — сопротивление звуку в резине; h — толщина резиновой прокладки в см; L — длина волны в резине в см.

При частоте 50 пер/сек в слое резины толщиной 10 см поглощается 99% поступившей энергии, тогда так в прокладке толщиной 5 см — только 25%.

Колебания с более длинными периодами поглощаются значительно слабее. Эти колебания воспринимаются комплектом рессор. При движении вагона с жесткими колесами вследствие частых колебаний отдельных частей тележки и кузова возникают шум и сотрясения, которые при определенных условиях могут вызвать гармонические колебания высокого порядка. Резина в данном случае может служить слоем, поглощающим энергию колебаний.

Прочность колес с резиновыми прокладками надо считать удовлетворительной. Имеются сведения о пробеге такими колесами расстояний свыше 70 000 км.

Что касается шума в моторных вагонах, то установлено, что применяя колеса с резиновыми прокладками, его можно уменьшить на 7—15 фон в зависимости от скорости движения.

§ 18. ДАВЛЕНИЯ ПРИ ЗАПРЕССОВКЕ КОЛЕС НА ОСИ

При запрессовке колес и центров на оси допускаются величины давления, приведенные в табл. 56 согласно инструкции Министерства путей сообщения.

Давление при запрессовке должно возрастать плавно, длина диаграммы (по оси абсцисс), записанной прибором, должна быть не менее 85% теоретической длины. В конце запрессовки допускается небольшое падение давления, которое не должно превышать 5% наибольшего давления запрессовки.

Запрессовка бандажных, как и безбандажных колес производится на гидравлическом

Таблица 56

Внутренний диаметр ступицы в мм	Давление запрессовки в т		
	Для стальных колес цельнокатанных и бандажных с надетыми бандажами	Для стальных центров без бандажей	Для чугунных и бандажных колес с чугунными центрами (с надетыми бандажами)
135	45—65	35—50	} 45—70
145	50—75	40—60	
155	55—80	45—65	
165	60—90	50—70	
178—182	65—95	50—75	
190	70—105	55—85	

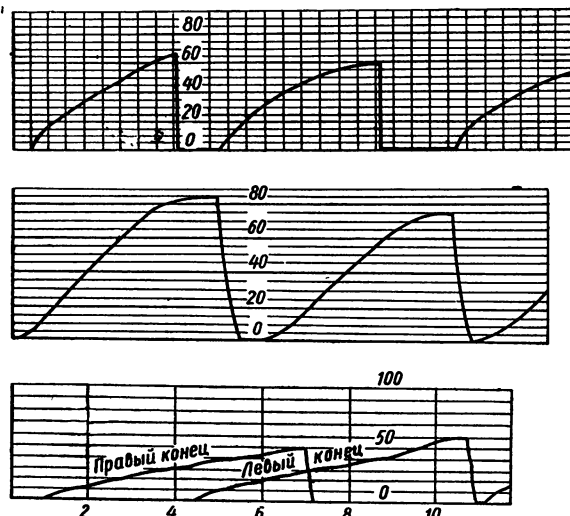
прессе, оборудованном манометром и самопишущим прибором — индикатором. Последний нужно проверять 1 раз в месяц по контрольному прибору и не реже 1 раза в полгода в ближайшем отделении Института мер и измерительных приборов. Если обнаруживаются расхождения в показаниях рабочего манометра и индикатора, необходимо оба прибора проверить по контрольному манометру.

При запрессовке нужно обеспечить совпадение геометрической оси колеса, вагонной оси и плунжера пресса. Перед насадкой колеса подступичную часть оси и ступицу смазывают чистым растительным маслом (льняным, конопляным или подсолнечным). Колесную пару, которая при запрессовке получила неправильную диаграмму, нужно распрессовать. Колеса разрешается насадить на ту же ось, но сначала необходимо промыть чистым керосином подступичную часть оси и отверстие ступицы, а перед самой запрессовкой тщательно протереть их и смазать растительным маслом.

Для плавной запрессовки оси в ступицу колеса необходимо наружный конец подступичной части оси обточить на конус. Разность между наибольшим и наименьшим диаметрами конуса подступичной части оси допускается не более 1 мм. Подступичная часть оси обтачивается цилиндрической. Допускается конусность подступичной части величиной не более 0,15 мм на всю длину ее (300 мм) при условии, что больший диаметр обращен к середине оси. Если у подступичной части оси имеется конусность, то для нее должен быть произведен подбор ступицы, расточенной также с конусностью одного направления, т. е. с большим диаметром, обращенным к середине оси. Овальность подступичной части оси допускается не более 0,05 мм. Для получе-

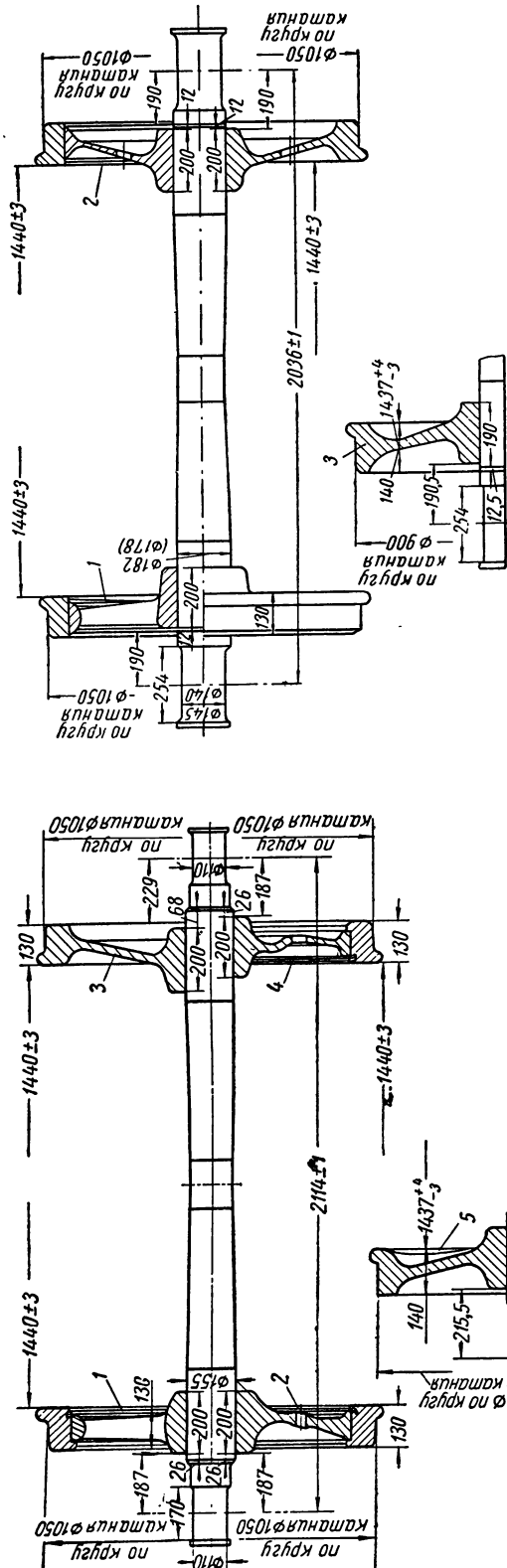
ния необходимого натяга при запрессовке колеса наружный диаметр подступичной части оси делается больше внутреннего диаметра отверстия ступицы колеса на величину от 0,10 до 0,35 мм в зависимости от различных конструкций центров колес и качества металла центра или колеса. Указанная величина натяга должна обеспечить запрессовку оси под давлением, указанным в табл. 56. Отклонение величины натяга от указанных норм в меньшую или в большую сторону вызывает ослабление ступицы колеса, что приводит к авариям в эксплуатации. Уменьшение величины натяга создает недостаточные напряжения для прочной посадки колеса на ось, что приводит к ослаблению посадки и проворачиванию колеса на оси. Увеличение величины натяга против нормы вызывает слишком большие напряжения и текучесть металла, что приводит также к ослаблению посадки и проворачиванию колеса на оси.

Формы кривых на диаграммах запрессовки должны соответствовать примерно кривым, помещенным на фиг. 48. Колесная пара, давшая при запрессовке неправильную диаграмму по

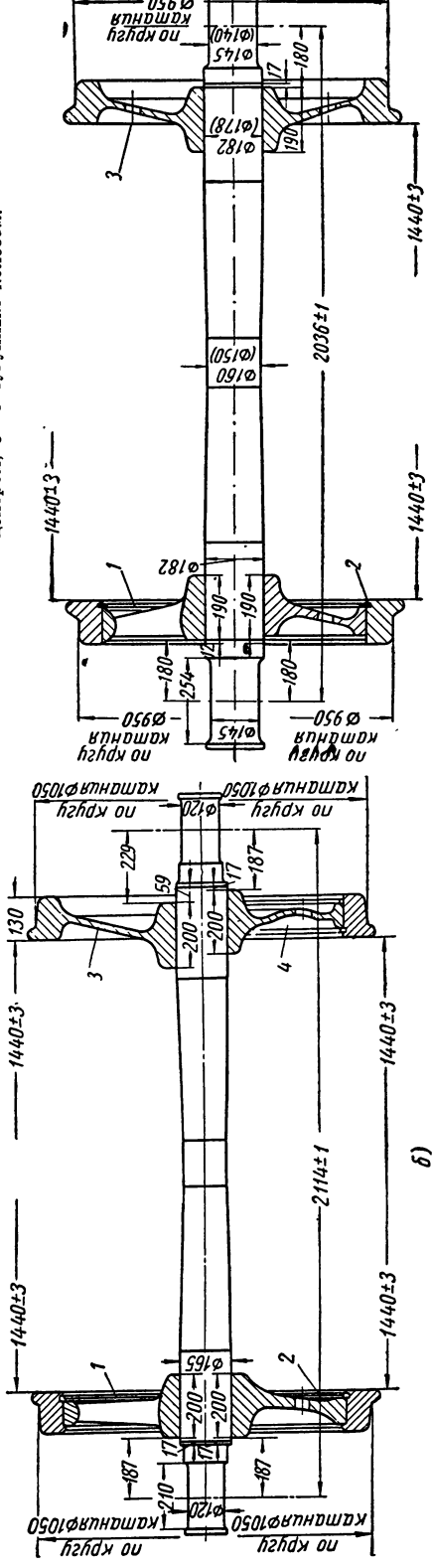


Фиг. 48. Формы кривых на диаграммах запрессовки колес.

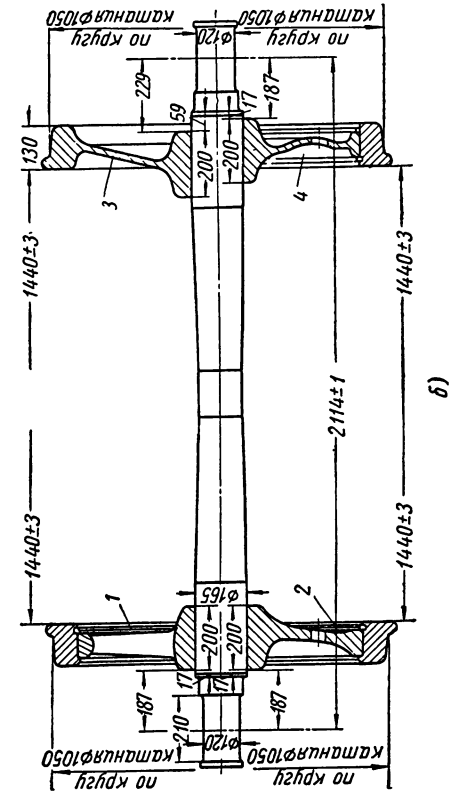
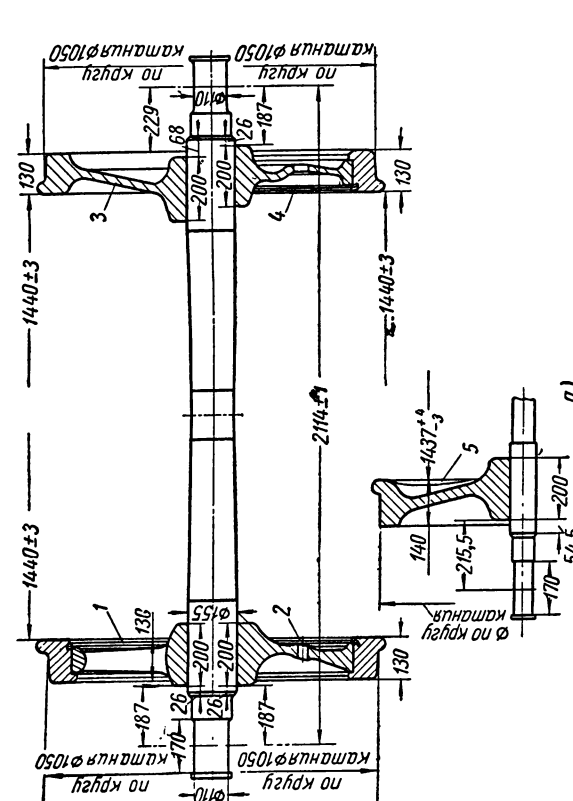
очертанию или по величине усилий запрессовки, должна быть распрессована. Разрешается распрессованные колеса и центры насаживать на ту же ось при отсутствии задира и продольных рисок. На диаграмме запрессовки колеса на ось должны быть указаны: 1) дата запрессовки и конечное давление в тоннах; 2) номер оси и номер завода, изготовившего ось; 3) диаметр под-



Фиг. 50. Колесная пара, для оси типа III:
1—вариант с 11-спицевым колесным центром; 2—с дисковым стальным центром; 3—с чугуиным колесом.



Фиг. 51. Колесная пара для оси типа III:
1—вариант с 9-спицевым колесным центром; 2—с дисковым центром; 3—с цельнокатаным колесом.



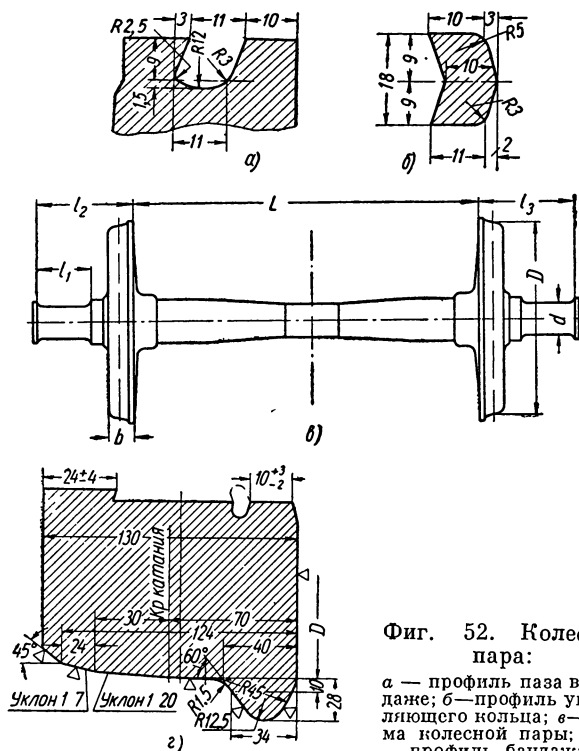
Фиг. 49. Колесные пары для осей:
а — типа I: 1—вариант с 8-спицевым колесным центром; 2—с чугуиным колесным центром; 3—с цельнокатаным колесом; 4—с дисковым стальным колесом; 5—с чугуиным колесом; б — типа II: 1—вариант с 9-спицевым колесным центром; 2—с чугуиным колесным центром; 3—с цельнокатаным колесом; 4—с дисковым стальным колесом.

ступичной части оси и диаметр отверстия в ступицах колес, измеренный с точностью до 0,01 мм; 4) номера цельнокатанных колес и чугунных; номер завода, изготовившего колесо; 5) тип колесного центра (у бандажного колеса).

§ 19. ТИПЫ И РАЗМЕРЫ СФОРМИРОВАННЫХ КОЛЕСНЫХ ПАР

Колесные пары, сформированные из новых элементов, должны иметь чертежные размеры, показанные на фиг. 49—51, где изображены колесные пары со стандартной осью типа I (фиг. 49, а) типа II (фиг. 49, б) и типа III (фиг. 50). На фиг. 51 показаны варианты формирования вагонных колесных пар с 9-спицевыми цельнокатанными колесами и осями типа III.

На фиг. 52, а показан профиль паза в бандаже, а на фиг. 52, б — профиль укрепляющего кольца.



Фиг. 52. Колесная пара:

а — профиль паза в бандаже; б — профиль укрепляющего кольца; в — схема колесной пары; г — профиль бандажа.

Типы и размеры колесных пар для новых вагонов железнодорожной широкой колеи установлены ГОСТ 4835-49.

Грузоподъемность, типы колесных пар, а также детали их по размерам, металлу и техническим требованиям должны соответствовать установленным на них стандартам и техническим условиям. Для колес и центров

колесных пар с осями типа IV размеры устанавливаются по рабочим чертежам.

Размеры колесной пары для новых вагонов с допускаемыми отклонениями по ГОСТ 4835-49 указаны см. фиг. 52, в, а бандажа — на фиг. 52, г.

Колесная пара с бандажными или цельнокатанными колесами имеет следующие размеры: диаметр колеса 950 и 1050 мм с допускаемыми отклонениями +14 мм, расстояние между внутренними гранями бандажей $1440 \begin{smallmatrix} +1,0 \\ -3,0 \end{smallmatrix}$ мм, ширина бандажа $130 \begin{smallmatrix} +6,0 \\ -3,0 \end{smallmatrix}$ мм. Колесная пара с чугунными колесами с отбеленным ободом имеет следующие размеры: диаметр колеса 900 и 970 мм с допускаемыми отклонениями —2,5 мм, расстояние между внутренними гранями колес $1437 \begin{smallmatrix} +4,0 \\ -3,0 \end{smallmatrix}$ мм, а ширина обода колеса $140 \begin{smallmatrix} +3,0 \\ -4,0 \end{smallmatrix}$ мм.

Расхождение в размерах L , замеренных от четырех диаметрально противоположных точек на внутренней поверхности обода цельнокатанного колеса или бандажа, не должно быть более 1 мм. Для колес чугунных с отбеленным ободом это расхождение допускается до 3 мм.

Допускаемые отклонения от установленных нормальных размеров для всех четырех стандартных типов чистообработанных осей соответствуют:

для диаметра шейки оси d до +2 мм, для длины шейки l_1 до +1 мм.

Неравенство размеров l_2 и l_3 (фиг. 52, в) в сформированной колесной паре для новых вагонов не должно превышать 3 мм.

Профиль поверхности катания бандажа или цельнокатанных колес и размеры упорного и прижимного буртиков бандажных колес в готовых колесных парах для новых вагонов должны соответствовать фиг. 52, г. Данный профиль по ГОСТ 4835-49 для колесных пар новых вагонов соответствует профилю, утвержденному Министерством путей сообщения, с заменой размера фаски углом скоса 45° .

Допускаемые отклонения от установленного ГОСТ 4835-49 шаблона, по поверхности катания обработанных колес не более 0,5 мм, по высоте гребня не более 1 мм.

Для двух обработанных колес новых вагонов на одной колесной паре допускается неравенство диаметров не более 1 мм, а для отдельных необработанных цельнокатанных колес 2 мм.

Чугунные колеса с отбеленным ободом одной колесной пары должны быть одного размерного номера. Овальность по кругу катания обработанных колес не должна быть более 0,5 мм.

ГЛАВА VII

РАСЧЕТ ОСЕЙ

Колесная пара при движении вагона испытывает напряжения, вызываемые различными силами. К основным силам относятся:

1) статическая нагрузка от веса груза и тары вагона (за вычетом веса колес); при симметричном расположении груза и его равномерном распределении нагрузка воспринимается одинаково всеми шейками, но в ряде случаев груз не удается расположить симметрично и равномерно, что требует особого расчета;

2) вертикальные усилия от ударов колес о рельсы при прохождении через неровности пути и от выбоин на поверхности катания колес;

3) горизонтальные усилия от ударов реборд колес о рельсы при входе в кривую и на стрелках;

4) вертикальная слагающая от давления центробежной силы при прохождении вагона по кривым;

5) вертикальная слагающая от бокового давления ветра;

6) силы, вызывающие скручивание оси при проходе вагона по кривым;

7) силы, стремящиеся вращать колесную пару при ее прохождении по кривой;

8) вертикальная слагающая от действия сил инерции при развитии скорости или при торможении;

9) скручивающие усилия от действия двигателя (в электромоторных и автомоторных вагонах);

10) силы сопротивления воздушной среды и жirosкопии (при больших скоростях).

При расчете осей пользуются: а) формулами, учитывающими только статическую нагрузку (эти формулы, принятые Министерством путей сообщения, пригодны для быстрого решения вопроса о размерах шеек и подступичной части оси для существующих типов вагонов); б) экспериментальными методами; в) методом, учитывающим действие на ось основных сил при их наихудшем сочетании.

§ 20. ФОРМУЛЫ, ПРИНЯТЫЕ МИНИСТЕРСТВОМ ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ

Формула для определения наименьшего допускаемого диаметра шейки оси имеет вид

$$d = \sqrt[3]{\frac{8Ql}{\pi S}} \text{ см}$$

или для грузовых вагонов $d = 0,154 \sqrt[3]{Ql}$;
для пассажирских вагонов $d = 0,167 \sqrt[3]{Ql}$.

Наименьший допускаемый диаметр подступичной части

$$D = \sqrt[3]{\frac{16Ql_1}{\pi S_1}} \text{ см},$$

или для грузовых вагонов $D = 0,209 \sqrt[3]{Ql_1}$;
для пассажирских вагонов $D = 0,228 \sqrt[3]{Ql_1}$.

В приведенных формулах l — длина шейки в см; l_1 — расстояние от середины шейки до круга катания в см; S — наибольшее удельное напряжение в шейке (принимается не более 550 кг/см^2 для вагонов, обращающихся в пассажирских поездах, и не более 700 кг/см^2 для вагонов, обращающихся в грузовых поездах); S_1 — наибольшее удельное напряжение в подступичной части (принимается не более 440 кг/см^2 для вагонов, обращающихся в пассажирских поездах, и не более 560 кг/см^2 для вагонов, обращающихся в грузовых поездах); Q — наибольшая статическая нагрузка на ось в кг, т. е. на обе шейки.

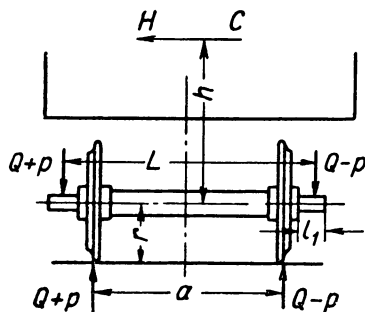
Вагонные оси не могут иметь размеров меньше тех, которые определяются по приведенным формулам. Длина шейки обычно больше ее диаметра в 1,7—2 раза. У новых осей с подшипниками скольжения диаметр шейки увеличивают на 12—20% по сравнению с допускаемым наименьшим, для того чтобы можно было обточить шейки при их износе и повреждениях. Оси с роликовыми подшипниками не следует делать с допусками на износ.

Допускаемые напряжения в формулах МПС можно считать только условными коэффициентами, выведенными на основании долголетней удовлетворительной службы значительного количества осей.

§ 21. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ МЕТОДЫ

Метод учета двух групп сил. Первый вариант. Подсчет динамического воздействия пути (толчков) на колесную пару сопряжен с большими трудностями из-за невозможности точного определения состояния пути и гибкости рессор. При практических расчетах динамическое воздействие определяют в процентах от статической нагрузки. Вертикальные динамические усилия, действующие на ось от пути, обычно получают увеличением статической нагрузки на 25—30%. Все горизонтальные силы (центро-

бежная сила, давление бокового ветра, толчки и пр.) учитывают, условно принимая их за одну



Фиг. 53. Схема нагружения на ось.

горизонтальную силу, приложенную в центре тяжести вагона и равную

$$H = \frac{Q_u}{2}.$$

Примем следующие обозначения (фиг. 53):

P — статическая нагрузка на ось;

H — горизонтальная (равнодействующая) сила, приложенная в центре тяжести вагона и направленная перпендикулярно к его продольной оси;

h — расстояние от центра тяжести вагона до оси колесной пары по вертикали;

Q_w — динамическая нагрузка на осевую шейку;

L — расстояние между серединами осевых шеек;

r — радиус круга катания колес;

a — расстояние между кругами катания колесной пары;

l — расстояние между серединой осевой шейки и кругом катания;

l_1 — длина осевой шейки;

b — расстояние от круга катания колеса до внутренней кромки ступицы.

Давление на шейку оси (с добавкой 30% от действия вертикальных динамических усилий)

$$Q_w = \frac{P \cdot 1,3}{2}.$$

Согласно принятому условию

$$H = \frac{Q_u}{2}.$$

Теперь следует найти добавочное вертикальное усилие p , которое прибавляется к статической нагрузке от горизонтальной силы H . Приложим в центре оси две равные и противоположно направленные силы H , причем будем

считать соединение кузова вагона с осью жестким, хотя фактически имеется рессорное соединение (это допущение скажется в увеличении прочности оси). Тогда на основе теоретической механики получим пару сил с плечом h и силу H , направленную вдоль оси. Действие пары будет уравновешено другой парой с плечом L . Из уравнения моментов пар

$$Hh = pL; \quad p = \frac{Hh}{L} = \frac{Q_u h}{2L}.$$

Это усилие увеличит давление на одну шейку и разгрузит другую.

От действия горизонтальной силы H возникнет добавочное вертикальное давление q на одно колесо и в то же время разгрузится на эту величину другое колесо.

Из уравнения моментов пар

$$qa = H(h+r); \\ q = \frac{H(h+r)}{a} = \frac{Q_u h(h+r)}{2a}.$$

Самое опасное сечение оси будет по внутренней грани ступицы. Уравнение моментов относительно этого сечения

$$M_F = (Q_w + p)(l+b) - (Q_w + q)b + Hr.$$

Если бы ступица колеса не была укреплена неподвижно на оси, то наибольший изгибающий момент был бы в сечении, проходящем через круг катания. Так как выражение изгибающего момента для сечения по внутренней грани ступицы несколько сложно для вывода формулы, можно произвести расчет на опасное сечение по кругу катания:

$$M_n = (Q_w + p)l + Hr;$$

$$M_n = \frac{\pi d_n^3}{32} K_b \approx K_b \frac{d_n^3}{10};$$

$$K_b \frac{d_n^3}{10} (Q_w + p)l + Hr;$$

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{(Q_w + P_n)l + Hr}{K_b} 10}, \quad (83)$$

где d_n — наименьший предельный диаметр подступичной части оси в см; K_b — допускаемое напряжение на изгиб в кг/см².

Наибольший изгибающий момент для осевой шейки

$$M_1 = (Q_w + p) \frac{l_1}{2};$$

наименьший предельный диаметр осевой шейки:

$$d_m = \sqrt[3]{\frac{(Q_m + p) l_1 \cdot 5}{K_b}}. \quad (84)$$

Изгибающий момент для средней части оси

$$M_c = (Q_m + p) \frac{L}{2} - (Q_m + q) \frac{a}{2} + Hr.$$

Диаметр средней части

$$d_c = \sqrt[3]{\frac{(Q_m + p) \frac{L}{2} - (Q_m + q) \frac{a}{2} + Hr}{K_b}} \cdot 10. \quad (85)$$

Второй вариант. Расстояние от головки рельса до центра тяжести груженого вагона принимают $h = 1860$ мм, а статическую нагрузку Q_{cm} увеличивают на 26%, т. е. $Q = Q_{cm} \cdot 1,26$. В этом случае горизонтальная сила $H_0 = 0,40 Q$ — наибольшая допустимая; при дальнейшем ее увеличении вагон опрокинется.

Вертикальная нагрузка на левую осевую шейку А

$$P_A = \frac{Q}{2} + \frac{H_0(h-r)}{L};$$

и на правую шейку В

$$P_B = \frac{Q}{2} - \frac{H_0(h-r)}{L}.$$

Вертикальная реакция: левого рельса

$$N_a = \frac{Q+q}{2} + \left(\frac{H_0 h}{a} + \frac{H_1 r}{a} \right);$$

правого рельса

$$N_b = \frac{Q+q}{2} - \left(\frac{H_0 h}{a} + \frac{H_1 r}{a} \right),$$

где q — вес колесной пары; H_1 — горизонтальное усилие, приложенное в середине оси (принимается равным $0,4q$).

Изгибающий момент в сечении, расположенном на расстоянии x вправо от круга катания левого колеса,

$$M = \left[\frac{Q}{2} + \frac{H_0(h-r)}{L} (l_1 - x) + (H_0 + H_1) - \left(\frac{Q+q}{2} + \frac{H_0 h + H_1 r}{a} \right) \right] x.$$

Наибольший изгибающий момент будет при $x = 0$, т. е. в плоскости круга катания,

$$M'_1 = \left[\frac{Q}{2} + \frac{H_0 + (h-r)}{L} \right] l_1 + (H_0 - H_1) r.$$

Изгибающий момент у буртика шейки А

$$M'_0 = \left[\frac{Q}{2} + \frac{H_0(h-r)}{L} \right] \frac{l}{2}.$$

Изгибающий момент в середине оси

$$M'_2 = \left[\frac{Q}{2} + \frac{H_0(h-r)}{L} \right] \frac{L}{2} + (H_0 + H_1) r - \left(\frac{Q+q}{2} + \frac{H_0 h + H_1 r}{a} \right) \frac{a}{2}.$$

При расчете осей по экспериментальным методам допускается напряжение до 1200 кг/см² для стали с пределом прочности $52-62$ кг/мм².

Метод учета трех групп сил. Силы, действующие на вагон, делят на три группы, включая в первую группу тару вагона и вес груза, во вторую — динамические усилия (от ударов на стыках, ударов от неровностей и др.) и в третью — усилия от центробежной силы, ветра и крутящих пар. Силы первой группы подсчитывают обычным способом, силы второй группы принимают равными 40% веса брутто вагона, а силы третьей группы определяются в зависимости от скорости движения, числа осей вагона, радиуса кривизны и других соответствующих величин.

При расчете шеек и подступичной части нагрузки от сил первой и второй групп, которая приходится на каждую шейку или подступичную часть, увеличивают в следующем размере (в процентах от веса брутто вагона).

Для шеек: двухосный грузовой вагон — 0,08, пассажирский — 0,20; четырехосный грузовой вагон — 0,057, пассажирский — 0,087.

Для подступичной части соответственно 0,20 и 0,32, 0,087 и 0,112.

Изгибающий момент M , определенный для суммы всех трех групп, подставляют в расчетное уравнение $d = \sqrt{\frac{M}{\sigma}}$, из которого находят диаметр рассчитываемой части оси.

§ 22. МЕТОД, УЧИТЫВАЮЩИЙ ДЕЙСТВИЕ НА ОСЬ ОСНОВНЫХ СИЛ

Этот метод, дающий более точные результаты, чем предыдущие, одинаково пригоден для расчета осей существующих типов грузовых и пассажирских вагонов и вагонов новых конструкций применительно к различным условиям их эксплуатации. Основные действующие силы принимаются при их наихудшем, но возможном сочетании действия.

Статическая нагрузка, как и в предыдущих методах, считается равномерно распределенной на каждую шейку оси.

Центробежная сила (при расчете оси ее считают приложенной в центре тяжести кузова)

определяется по формуле

$$C = \frac{mv^2}{R},$$

где скорость v в $м/сек$.

При скорости, выраженной в $км/час$, и радиусе кривой R в $м$ формула принимает вид

$$C = \frac{Qv^2}{gR \cdot 3,6} кг,$$

где Q — вес кузова и груза в $кг$; $g = 9,81 м/сек^2$ — ускорение силы тяжести.

При определении центробежной силы без учета превышения одного рельса над другим ее значение получается несколько увеличенным. Это допустимо, так как при входе вагона в кривую появляется угловое ускорение вращения кузова, вызываемое реакцией рельса, что не было учтено. В отдельных случаях это ускорение достигает 6% статического груза.

Центробежная сила вызывает добавочное вертикальное давление на ось и горизонтальное давление вдоль оси. Определяя вертикальное добавочное давление, можно написать (фиг. 54)

$$\frac{Ch}{n} = pL; \quad p = \frac{Ch}{Ln},$$

где p — добавочное вертикальное давление на одну шейку оси под действием центробежной силы кузова и груза, n — число осей вагона.

Влияние горизонтальной составляющей силы вдоль оси при данном расчете иногда не учитывается.

Давление ветра на боковую поверхность вагона подсчитывается по формуле

$$P_b = Kq^*.$$

При расчете оси на прочность принимают давление ветра приложенным в геометрическом центре боковой поверхности кузова и направленным перпендикулярно ей (горизонтально). Добавочное вертикальное давление на шейку можно определить из равенства

$$\frac{Hh_1}{n} = p,$$

где H — давление ветра на боковую поверхность кузова; h_1 — расстояние от центра оси до середины этой боковой поверхности; n — число осей; L — расстояние между центрами шеек.

Силы инерции можно определить из удельных сопротивлений при движении вагона, сил

торможения или тяги. При условии свободного поворачивания кузова

$$F = mj = \frac{Q}{g} \cdot j,$$

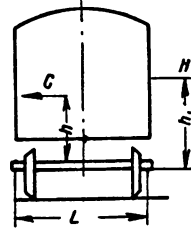
где F — сила инерции в $кг$; Q — вес кузова и груза в $кг$; m — масса кузова и груза; j — ускорение при развитии скорости или при торможении; $g = 9,81 м/сек^2$.

Для вагонов наибольшее расчетное ускорение можно принять $j = 1,2 \div 2 м/сек^2$.

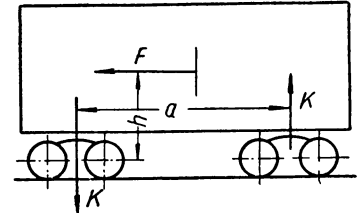
Добавочное вертикальное усилие на шейку оси от сил инерции (фиг. 55) легко найти из равенства

$$\frac{Fh}{n} = Ka; \quad K = \frac{Fh}{na},$$

где h — расстояние от центра оси до центра тяжести кузова; a — расстояние между шквор-



Фиг. 54. Силы, действующие на вагон.



Фиг. 55. Инерционные усилия, действующие на вагон.

ными тележек или крайних осей (база вагона); n — число осей.

Силу инерции вагона можно подсчитать также по формуле

$$F_1 = \frac{Qv^2}{2gL},$$

где v — скорость в $км/час$; L — тормозной путь в $м$

Тормозной путь, т. е. путь, проходимый вагоном при действии тормоза, определяют приближенно по формуле

$$L = \frac{3,93(v_1^2 - v_0^2)}{P \mu + \omega},$$

где v_1 — скорость движения поезда в $км/час$ перед торможением; v_0 — скорость при остановке, равная нулю; P — сила нажатия колодок в $кг$; μ — средний коэффициент трения колодок о бандаж, равный 0,176; Q — вес поезда в $т$; ω — коэффициент сопротивления поезда;

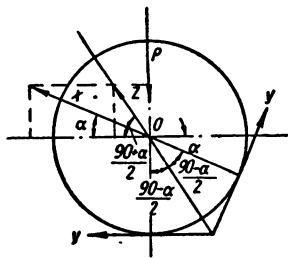
$$\omega = 2,4 + \frac{1}{1300} \cdot \frac{v_1^2 + v_0^2}{2}.$$

* См. гл. I.

Сила инерции, действующая на кузов и раму с грузом, определится из условия пропорциональности масс.

Влияние тормозных усилий. При тормозах Матросова, допускающих порожний и груженный режим, давление на колодки подсчитывается по груженому режиму. Величину нажатия тормозных колодок на колеса принимают согласно § 414 «Правила технической эксплуатации железных дорог СССР». Если тормозные колодки подвешены на колеса с одной стороны (при одностороннем тормозе), необходимо размеры осей проверить на изгибающие усилия от тормозного давления.

Пусть P — статическая нагрузка на колесо от тары вагона; μ — коэффициент трения между бандажами и рельсом; $\phi = 0,8$ — коэффициент торможения; α — угол, образуемый радиусом, проходящим через середину колодки, и горизонтальным радиусом.



Фиг. 56. Силы нажатия на колодку.

Сила нажатия на одну колодку (фиг. 56).

$$X = \phi P = 0,8P.$$

В момент остановки вагона тормозное усилие можно считать равным силе сцепления колеса с рельсом:

$$Y = P \mu.$$

Равнодействующая двух равных сил Y

$$Z = \sqrt{Y^2 + Y^2 + 2Y^2 \cos(90^\circ - \alpha)} = Y\sqrt{2(1 - \sin \alpha)}.$$

Горизонтальная слагающая сил X и Z — сила ω будет изгибать шейку оси, а вертикальная слагающая этих сил уравновесится давлением силы P .

$$W = X \cos \alpha + Z \cos \frac{90^\circ + \alpha}{2} = 0,8P \cos \alpha + P\mu \sqrt{2(1 - \sin \alpha)} \cos \frac{90^\circ + \alpha}{2}.$$

Из формулы видно, что с увеличением α сила ω уменьшается.

Для уменьшения добавочной нагрузки на ось при торможении выгодно располагать центр тормозной колодки ниже горизонтального диаметра колеса.

После определения каждой силы суммируют все силы при самом невыгодном, но фактически возможном сочетании их действия, затем находят изгибающие и крутящие моменты, по которым и подсчитывают размеры осей. При этом методе расчета допускаемые напряжения для стали принимают равными 1200 кг/см^2 .

На фиг. 57 показана диаграмма изгибающих и крутящих моментов и напряжений в отдельных сечениях оси электромоторного вагона пригородного сообщения. Особенно велика концентрация напряжений у внутренней галтели шейки оси. Всякая полукруглая выточка, какой бы малой она ни была, концентрирует около себя в 2,4 раза большие напряжения, чем места без выкружки. Максимальные напряжения сосредотачиваются также в местах подрезов.

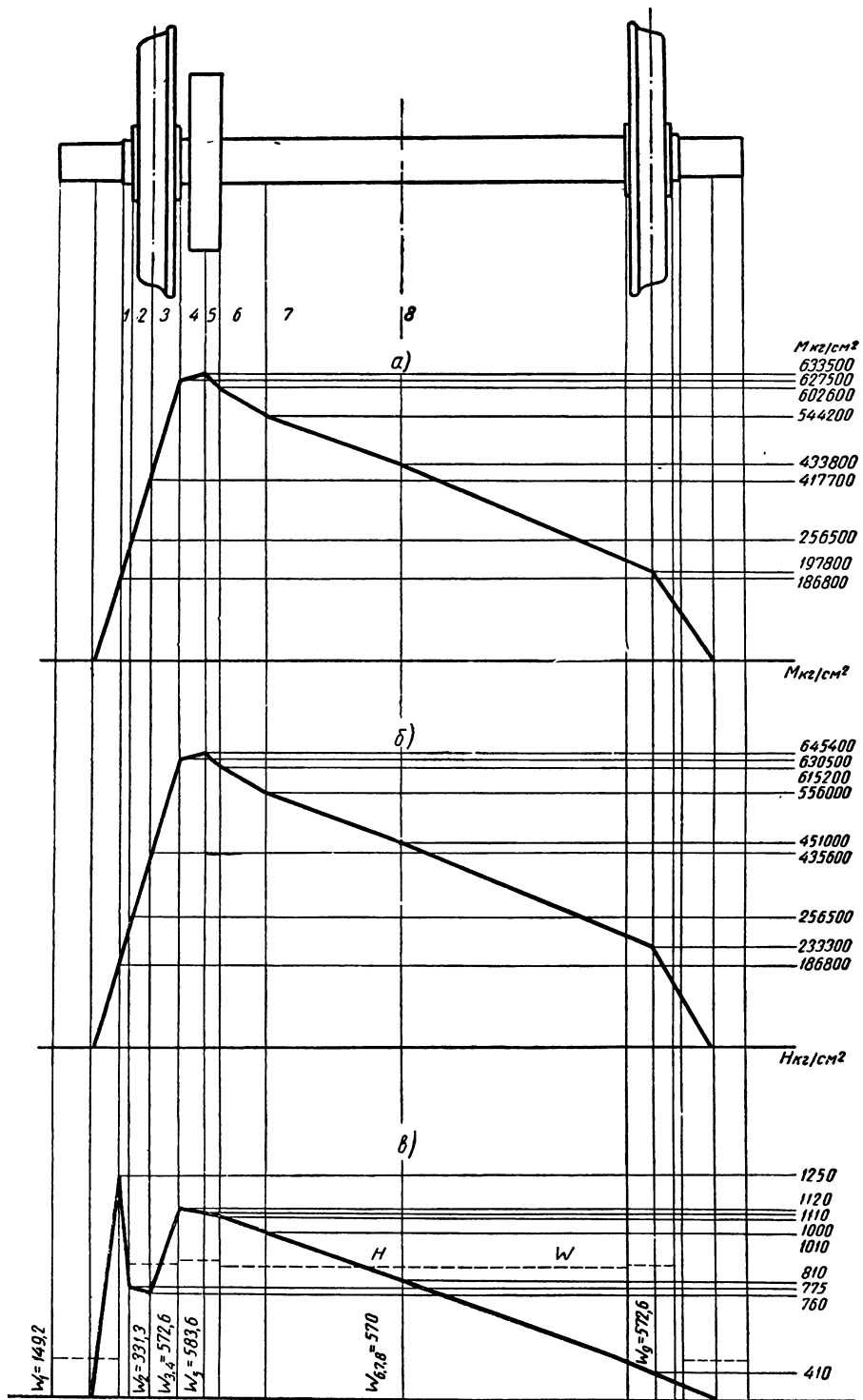
В практике довольно часто происходит поломка осей, несмотря на то, что их материал не обнаруживал каких-либо крупных дефектов. Причиной таких поломок считается усталость материала, на которую большое влияние оказывает знакопеременная нагрузка. Усталость связана с так называемым циклом, под которым понимают замкнутую однократную смену напряжений. Циклы бывают симметричные и несимметричные. При симметричном цикле максимальные и минимальные напряжения одинаковы по величине, но противоположны по знаку. Исследования металлов на усталость большого всего производились при симметричном цикле.

Максимальное напряжение металла, допускающее повторение цикла N раз без разрушения образца, называется пределом усталости. Число N обычно принимают $10 \cdot 10^8$ для черных металлов. Опыты показали, что если металл при определенном напряжении выдержал без разрушения указанное число циклов, то он может выдержать такое же напряжение и при значительно большем числе перемен.

§ 23. ВЛИЯНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ НАГРУЗКИ НА ШЕЙКИ

При перевозках возможно несимметричное и неравномерное расположение груза в вагоне и как следствие этого — неодинаковая нагрузка на шейках оси. Рассмотрим случай неодинакового нагружения шеек осей двухосного вагона (фиг. 58).

Обозначим через Q статическую нагрузку, состоящую из тары и подъемной силы вагона, включая некоторый перегруз. При одностороннем расположении по длине вагона равномерно



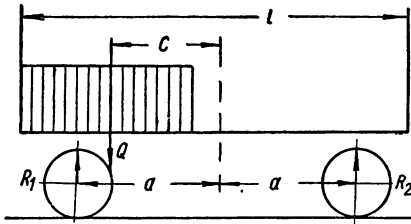
Фиг. 57. Эпюры:

а — изгибающих моментов; б — изгибающих и крутящих моментов, в — напряжений и моментов сопротивлений.

распределенного груза реакции осей выразятся следующими равенствами:

$$R_1 = Q \frac{2C + a}{2a}; \quad R_2 = Q \frac{a - 2C}{2a}.$$

Практически возможный максимум перегруза будет тогда, когда равнодействующая сила груза будет проходить через ось, т. е. при $C = 0$. В этих условиях $R_1 = Q$.



Фиг. 58. Схема неодинакового нагружения шеек по длине вагона.

Однако данный вид нагрузки возможен только в исключительных случаях. Чаще встречается размещение равномерно распределенного груза на одной половине вагона, т. е. при $C = 0,25 l$. В этом случае

$$R_1 = Q \frac{0,5l + a}{2a}.$$

Если $l = 6400$ мм и $a = 3810$ мм (база вагона), то

$$R_1 = Q \frac{0,5 \cdot 6400 + 3810}{2 \cdot 3810} = 0,92Q.$$

Чаще груз размещают на длине вагона, равной $\frac{a}{2} + \frac{l}{2}$, что соответствует

$$C = \frac{l - a}{4},$$

тогда

$$R_1 = Q \frac{l + a}{4a},$$

или

$$R_1 = Q \frac{6400 + 3810}{4 \cdot 3810} = 0,67Q.$$

Полная нагрузка на ось (на обе шейки)

$$P = 67Q + 0,5T,$$

где T — вес тары вагона без колесных пар.

При неравномерном распределении груза по ширине вагона на каждую ось передаются одинаковые нагрузки, но шейки каждой оси на-

гружены неодинаково (фиг. 59). В этом случае

$$R_1 = Q \left(\frac{a' + 2C'}{4a'} \right);$$

$$R_2 = Q \left(\frac{a' - 2C'}{4a'} \right).$$

Теоретически возможная максимальная нагрузка будет при $C' = 0,5 l'$. Тогда

$$R_{1\max} = Q \left(\frac{a' + l'}{4a'} \right). \quad (86)$$

При существующих расстояниях между серединами шеек и принятой ширине вагонов $R_1 = 0,574 Q$.

Максимальная нагрузка в условиях неравномерного распределения груза по ширине вагона будет при $C' = 0$. При такой нагрузке

$$R_{1\min} = \frac{Q}{4}, \quad (87)$$

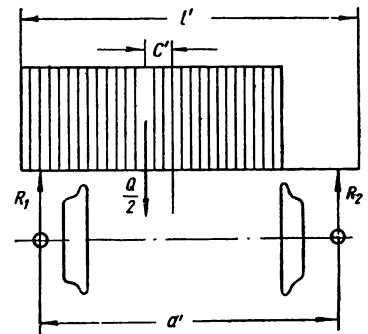
что соответствует равномерной нагрузке всех шеек.

В этом случае, который является исключительным, вся нагрузка воспринимается двумя шейками с одной стороны вагона при $C' = \frac{l' - a'}{4}$.

Полная нагрузка на шейку, включая вес тары (25%), $R_1 = 0,284 Q + 0,25 T$.

Таким образом, для прочности шеек односторонняя нагрузка по ширине вагона менее опасна, чем по длине.

Из сказанного следует, что при перевозках возможны случаи колебания нагрузок на шейку вследствие несимметричного расположения груза от $0,25(Q + T)$ при нормальной нагрузке до $0,335 Q + 0,25 T$ при односторонней нагрузке по длине вагона. Это значит, что при неравномерном распределении груза статическая нагрузка на шейку может увеличиться на 27% по сравнению с нормальной. Неравномерное распределение груза и ненормальный перегруз вызывают значительные добавочные напряжения (до 40%) в опасных сечениях осей, что часто ведет к их излому.



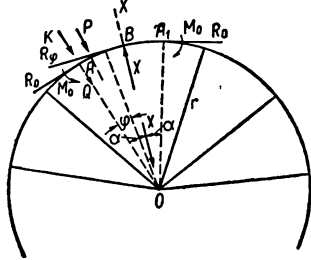
Фиг. 59. Схема неодинакового нагружения шеек по ширине вагона.

ГЛАВА VIII РАСЧЕТ КОЛЕС

§ 24. НАПРЯЖЕНИЕ В СПИЦЕВОМ КОЛЕСЕ ПРИ НАСАДКЕ БАНДАЖА

При насадке бандажа между ним и ободом колесного центра возникает давление, под действием которого обод сжимается, а бандаж растягивается. Бандаж растачивают так, что его внутренний диаметр получается несколько меньше наружного диаметра обода. При насадке, когда бандаж остывает, его внутренний диаметр увеличивается, а диаметр колесного центра уменьшается. В спицевом колесе деформации и напряжения зависят от усилий в спицах.

Вырежем часть обода по середине между ступицами двумя плоскостями OA и OA_1 (фиг. 60) и рассмотрим равновесие полученной системы. По концам на нее действуют изгибающие моменты M_0 и продольные силы R_0 ; последние заменяют действие соседних частей обода и вырезанной части AA_1 . Обозначим наружное давление через p и будем считать его равномерно распределенным по окружности.



Фиг. 60. Силы, действующие на бандаж.

Система, находясь под действием указанных сил, пребывает в равновесии, поэтому сумма проекций всех сил на любую ось должна равняться нулю. Возьмем ось xx по направлению спицы колеса, причем за положительное направление оси будем считать направление по радиусу колеса. Все силы проектируем на выбранную ось:

$$2R_0 \sin \alpha + x = 2P_1,$$

где P_1 — проекция суммы внешних давлений на вырезанную часть обода AB ;

$$P_1 = \int_0^{\alpha} p a_1 r d\varphi \cos(\alpha - \varphi) = P a_1 r \sin \alpha,$$

где r — радиус обода; p — давление на единицу площади; $rd\varphi = ds$ — элемент дуги.

Отсюда

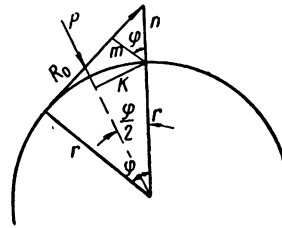
$$2R_0 \sin \alpha + x = 2p a_1 r \sin \alpha,$$

$$\text{или} \quad R_0 = P a_1 r - \frac{x}{2 \sin \alpha}.$$

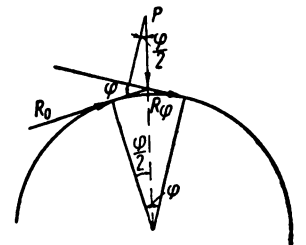
Учитывая весьма небольшой поворот сечения обода при изгибе, можно считать, что деформация обода от действия внешних сил происходит только по радиусам. Каждое сечение обода тогда не поворачивается, а лишь смещается в радиальном направлении, поэтому производная от потенциальной энергии по M_φ , которая дает угол поворота сечения, должна быть равна нулю, т. е.

$$\delta_{\varphi_0} = \int_0^{\alpha} M_\varphi r d\varphi = 0,$$

где δ_{φ_0} — угол поворота сечения; M_φ — изгибающий момент в сечении под углом φ к OA .



Фиг. 61. Усилия в сечении бандажа.



Фиг. 62. Усилия в сечении бандажа.

Определим M_φ из фиг. 61 и 62:

$$-M_\varphi = -M_0 + R_0 m - PK,$$

где m может быть найдено из пропорции (фиг. 61)

$$\frac{m}{r} = \frac{n}{n+r} = \frac{n \cos \varphi}{r};$$

$$r = n \cos \varphi + r \cos \varphi = m + r \cos \varphi;$$

$$m = r(1 - \cos \varphi);$$

P — сумма наружных давлений p на обод будет

$$P = p a_1 2K = 2p a_1 r \sin \frac{\varphi}{2},$$

где a_1 — ширина обода колеса; $K = r \sin \frac{\varphi}{2}$.

Подставив эти величины и заменив R_0 выражением для $-M_\varphi$, получим

$$-M_\varphi = -M_0 + R_0 r(1 - \cos \varphi) - 2p a_1 r^2 \sin^2 \frac{\varphi}{2} =$$

$$= -M_0 + p a_1 r^2 (1 - \cos \varphi) - \frac{Xr(1 - \cos \varphi)}{2 \sin \varphi} -$$

$$- 2p a_1 r^2 \sin^2 \frac{\varphi}{2} = M_0 - \frac{Xr(1 - \cos \varphi)}{2 \sin \alpha}.$$

Подставляя M_φ в последнее уравнение и производя интегрирование, находим

$$\begin{aligned} \int_0^{\alpha} M_\varphi r d\varphi &= \int_0^{\alpha} \left[-M_0 - \frac{Xr(1-\cos\varphi)}{2\sin\alpha} \right] r d\varphi = \\ &= -\int_0^{\alpha} M_0 r d\varphi - \int_0^{\alpha} \frac{Xr^2(1-\cos\varphi)}{2\sin\alpha} d\varphi = -M_0 r \alpha - \\ &\quad - \frac{Xr^2}{2\sin\alpha} (\alpha - \sin\alpha); \\ -M_0 - \frac{Xr}{2\sin\alpha} \left(1 - \frac{\sin\alpha}{\alpha} \right) &= 0; \\ M_0 &= -\frac{Xr}{2} \left(\frac{1}{\sin\alpha} - \frac{1}{\alpha} \right). \end{aligned}$$

Полученные величины R_0 и M_0 позволяют выразить изгибающий момент M_φ и поперечную силу R_φ в продольном сечении обода через силу X :

$$\begin{aligned} M_\varphi &= -\frac{Xr}{2} \left(\frac{1}{\sin\alpha} - \frac{1}{\alpha} \right) + \frac{Xr(1-\cos\alpha)}{2\sin\alpha} = \\ &= -\frac{Xr}{2} \left(\frac{\cos\varphi}{\sin\alpha} - \frac{1}{\alpha} \right). \end{aligned}$$

Проектируя силы, действующие на часть обода с углом φ , на направление R_φ , получаем

$$\begin{aligned} R_\varphi &= R_0 \cos\varphi + P \sin \frac{\varphi}{2} + R_0 \cos\varphi + 2p\alpha_1 r \sin^2 \frac{\varphi}{2} = \\ &= +p\alpha_1 r \cos\varphi - \frac{X \cos\varphi}{2\sin\alpha} + 2p\alpha_1 r \sin^2 \frac{\varphi}{2} = \\ &= +p\alpha_1 r - \frac{X \cos\varphi}{2\sin\alpha}. \end{aligned}$$

Потенциальная энергия обода колеса

$$V_1 = 2 \int_0^{\alpha} \frac{M_\varphi r d\varphi}{2EI} + 2 \int_0^{\alpha} \frac{R_\varphi^2 r d\varphi}{2EI} + 2 \int_0^{\alpha} \frac{M_\varphi R_\varphi d\varphi}{EF},$$

где E — модуль упругости материала колеса; I — момент инерции обода колесного центра относительно нейтральной линии; F — площадь поперечного сечения обода.

Возьмем частную производную от потенциальной энергии по силе X :

$$\begin{aligned} \frac{\partial V_1}{\partial X} &= 2 \int_0^{\alpha} \frac{\frac{\partial M_\varphi}{\partial X} M_\varphi r d\varphi}{EI} + 2 \int_0^{\alpha} \frac{\frac{\partial R_\varphi}{\partial X} R_\varphi r d\varphi}{EF} + \\ &+ 2 \int_0^{\alpha} \frac{\frac{\partial M_\varphi}{\partial X} R_\varphi}{EF} + \frac{M_\varphi}{EF} \frac{\partial M_\varphi}{\partial X} d\varphi. \end{aligned}$$

Дифференцируем выражения для изгибающего момента и поперечной силы по X :

$$\frac{\partial M_\varphi}{\partial X} = -\frac{r}{2} \left(\frac{\cos\varphi}{\sin\alpha} - \frac{1}{\alpha} \right); \quad \frac{\partial R_\varphi}{\partial X} = -\frac{\cos\varphi}{2\sin\alpha}.$$

Находим каждый из интегралов в выражении $\frac{\partial V_1}{\partial X}$:

$$\begin{aligned} &2 \int_0^{\alpha} \frac{\frac{r}{2} \left(\frac{\cos\varphi}{\sin\alpha} - \frac{1}{\alpha} \right)^2 \frac{Xr}{2} r d\varphi}{EI} = \\ &= \frac{Xr^3}{2EI} \int_0^{\alpha} \left(\frac{\cos\varphi}{\sin\alpha} - \frac{1}{\alpha} \right)^2 d\varphi = \\ &= \frac{Xr^3}{2EI} \left[\int_0^{\alpha} \left(\frac{1}{\alpha} \right)^2 d\varphi - 2 \int_0^{\alpha} \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\cos\varphi}{\sin\alpha} d\varphi + \int_0^{\alpha} \frac{\cos^2\varphi}{\sin^2\alpha} d\varphi \right] = \\ &= \frac{Xr^3}{2EI} \left[-\frac{1}{\alpha} + \frac{1}{\sin^2\alpha} \left(\frac{1}{4} \sin^2\alpha + \frac{1}{2}\alpha \right) \right]; \\ &2 \int_0^{\alpha} \frac{-\frac{\cos\varphi}{2\sin\alpha} \left(p\alpha_1 r - \frac{X \cos\varphi}{2\sin\alpha} \right) r d\varphi}{EF} = \\ &= \frac{r}{EF \sin\alpha} \int_0^{\alpha} -\cos\varphi \left(+p\alpha_1 r - \frac{X \cos\varphi}{2\sin\alpha} \right) d\varphi = \\ &= \frac{r}{EF \sin\alpha} \left(-p\alpha_1 r \int_0^{\alpha} \cos\varphi d\varphi + \frac{X}{\sin\alpha} \int_0^{\alpha} \cos^2\varphi d\varphi \right) = \\ &= \frac{r}{EF \sin\alpha} \left[-p\alpha_1 r \sin\alpha + \frac{X}{2\sin\alpha} \left(\frac{1}{4} \sin 2\alpha + \frac{\alpha}{2} \right) \right] = \\ &= \frac{r}{EF} \left[-p\alpha_1 r + \frac{X}{2\sin^2\alpha} \left(\frac{1}{4} \sin 2\alpha + \frac{\alpha}{2} \right) \right]; \\ &2 \int_0^{\alpha} \frac{a - \frac{r}{2} \left(\frac{\cos\varphi}{\sin\alpha} - \frac{1}{\alpha} \right) \left(+p\alpha_1 r - \frac{X \cos\varphi}{2\sin\alpha} \right) d\varphi}{EF} = \\ &= \frac{r}{EF} \left[-\int_0^{\alpha} p\alpha_1 r \frac{\cos\varphi}{\sin\alpha} d\varphi + \int_0^{\alpha} \frac{p\alpha_1 r}{\alpha} d\varphi + \right. \\ &\quad \left. + \int_0^{\alpha} \frac{X \cos^2\varphi}{2\sin^2\alpha} d\varphi - \frac{X}{2\alpha \sin\alpha} \int_0^{\alpha} \cos\varphi d\varphi \right] = \\ &= \frac{r}{EF} \left[+\frac{X}{2\sin^2\alpha} \left(\frac{1}{4} \sin 2\alpha + \frac{\alpha}{2} \right) - \right. \\ &\quad \left. - \frac{X}{2\alpha \sin\alpha} \cdot \sin\alpha \right] = \\ &= \frac{Xr}{EF} \left[\frac{1}{2\sin^2\alpha} \left(\frac{1}{4} \sin 2\alpha + \frac{\alpha}{2} \right) - \frac{1}{2\alpha} \right]; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & 2 \int_0^{\alpha} \frac{\cos \varphi X r}{2 \sin \alpha \cdot 2} \left(\frac{\cos \varphi}{\sin \alpha} - \frac{1}{\alpha} \right) d\varphi = \\
 & = \frac{X r}{2 E F} \int_0^{\alpha} \cos \varphi \left(\frac{\cos \varphi}{\sin \alpha} - \frac{1}{\alpha} \right) d\varphi = \\
 & = \frac{X r}{2 E F} \left[\frac{1}{\sin \alpha} \int_0^{\alpha} \cos^2 \varphi d\varphi - \frac{1}{\alpha} \int_0^{\alpha} \cos \varphi d\varphi \right] = \\
 & = \frac{X r}{E F} \left[\frac{1}{\sin \alpha} \left(\frac{1}{4} \sin 2\alpha + \frac{\alpha}{2} \right) - \frac{\sin \alpha}{\alpha} \right] = \\
 & = \frac{X r \sin \alpha}{2 E F} \left[\frac{1}{\sin^2 \alpha} \left(\frac{1}{4} \sin 2\alpha + \frac{\alpha}{2} \right) - \frac{1}{\alpha} \right].
 \end{aligned}$$

Обозначим выражение

$$\begin{aligned}
 & \frac{1}{\sin^2 \alpha} \left(\frac{1}{4} \sin 2\alpha + \frac{\alpha}{2} \right) = 2A \text{ так:} \\
 \frac{V_1}{\partial X} & = \frac{X r^3}{2 E I} \left(-\frac{1}{\alpha} + 2A \right) + \frac{r}{E F} \left(-p a_1 r + X A \right) + \\
 & \quad + \frac{X r}{E F} \left(A - \frac{1}{2\alpha} \right) + \\
 & \quad + \frac{X r \sin \alpha}{2 E F} \left(2A - \frac{1}{\alpha} \right) = \frac{X r^3}{2 E I} \left(2A - \frac{1}{\alpha} \right) - \\
 & \quad - \frac{p a r^2}{E F} + \frac{X A r}{E F} + \frac{X r}{2 E F} \left(2A - \frac{1}{\alpha} \right) + \\
 & \quad + \frac{X r \sin \alpha}{2 E F} \left(2A - \frac{1}{\alpha} \right) = \\
 & = \frac{X r}{E} \left[\left(2A - \frac{1}{\alpha} \right) \left(\frac{r^2}{2 I} + \frac{r}{2 F} + \frac{\sin \alpha}{2 F} \right) + \frac{A}{F} \right] - \\
 & \quad - \frac{p a_1 r^2}{E F}.
 \end{aligned}$$

Потенциальная энергия сжатой спицы

$$V_2 = \frac{X^2 l}{2 E F_1}; \quad \frac{\partial V_2}{\partial X} = \frac{X l}{E F},$$

где l — длина спицы, E_1 — средняя площадь ее поперечного сечения.

Производная от полной потенциальной энергии по X дает перемещение по направлению силы X с обратным знаком. Получаем уравнение

$$\frac{\partial V_1}{\partial X} + \frac{\partial V_2}{\partial X} = -\delta_2; \quad (88)$$

$$\begin{aligned}
 & \frac{X r}{E} \left[\left(2A - \frac{1}{\alpha} \right) \left(\frac{r^2}{2 I} + \frac{1}{2 F} + \frac{1}{2 F} \right) + \frac{A}{F} \right] + \\
 & \quad + \frac{X l}{E F} - \frac{p a_1 r^2}{E F} = -\delta_2. \quad (89)
 \end{aligned}$$

§ 25. ПРИМЕР РАСЧЕТА СПИЦЕВОГО КОЛЕСА¹

Надо рассчитать спицевое колесо пассажирского 19-метрового моторного вагона, учтя наружное и внутреннее давление на бандаж

¹ Из расчетов Мытищинского вагоностроительного завода.

и дополнительные изгибающие моменты и натяжения в колесе. Колесо имеет 11 спиц.

Прежде всего необходимо вычислить значение A по формуле.

$$\frac{1}{\sin^2 \alpha} \left(\frac{1}{4} \sin 2\alpha + \frac{\alpha}{2} \right) = 2A.$$

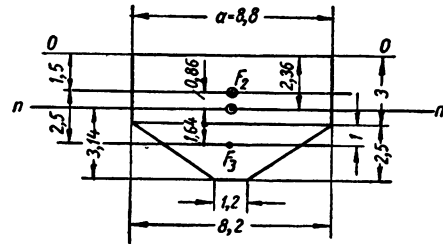
Половина угла между спицами

$$\alpha = \frac{360^\circ}{2 \cdot 11} = 16^\circ 21' 50'' = 0,2856;$$

$$\begin{aligned}
 2A & = \frac{1}{\sin^2 16^\circ 21' 50''} \left(\frac{1}{4} \sin \cdot 2 \cdot 16^\circ 21' 50'' + \frac{0,2856}{2} \right) = \\
 & = 3,52; \sin 16^\circ 21' 50'' = 0,2816; \frac{1}{\alpha} = \frac{1}{0,2856} = 3,51, \\
 & \quad A = 1,76.
 \end{aligned}$$

Радиус нейтральной линии обода колесного центра $r = 45 - 2,36 = 42,64$ см; $E = 2,2 \cdot 10^8$ кг/см².

Ширина обода данного колеса 8,8 см.



Фиг. 63. Обод колеса

Теперь надо определить момент инерции I обода относительно нейтральной линии nn . Расстояние до этой линии от оси OO (фиг. 63)

$$\begin{aligned}
 X & = \frac{3 \cdot 8,2 \cdot 1,5 \cdot \frac{8,2 + 1,2}{2} \cdot 2,5 \cdot 4}{3 \cdot 8,2 + \frac{8,2 + 1,2}{2} \cdot 2,5} = \\
 & = \frac{36,8 + 52}{24,6 + 13} = \frac{88,8}{37,6} = 2,36 \text{ см.}
 \end{aligned}$$

Площадь трапеции

$$F_3 = \frac{8,2 + 1,2}{2} \cdot 2,5 = 13 \text{ см}^2.$$

Площадь прямоугольника

$$F_2 = 8,2 \cdot 3 = 24,6 \text{ см}^2.$$

Площадь обода

$$T = 37,6 \text{ см}^2.$$

Момент инерции трапеции F_3

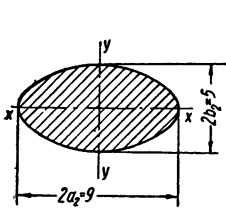
$$\begin{aligned}
 I_m & = \frac{6b^2 + 6bb_1 + b_1^2}{36(2b + b_1)} h^3 = \\
 & = \frac{6 \cdot 1,2^2 + 6 \cdot 7 \cdot 1,2 + 7^2}{36(2 \cdot 1,2 + 7)} \cdot 2,5^3 = 4,98 \text{ см}^4.
 \end{aligned}$$

Момент инерции обода

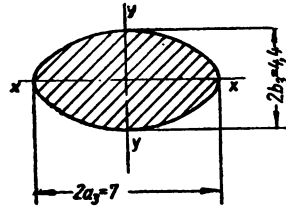
$$I = \frac{8,2 \cdot 3^3}{12} + 4,98 + 8,2 \cdot 3 \cdot 0,86^2 + 13 \cdot 1,64^2 = 76,48 \text{ см}^4.$$

Момент сопротивления

$$W_0 = \frac{76,48}{3,14} = 24,3 \text{ см}^3; \quad W_1 = \frac{76,48}{2,36} = 32,4 \text{ см}^3.$$



Фиг. 64. Сечение спицы у ступицы.



Фиг. 65. Сечение спицы у обода.

Далее определяем среднюю площадь сечения спицы (фиг. 64):

площадь сечения у ступицы

$$W_2 = \pi a_2 b_2 = \pi \cdot 4,5 \cdot 2,5 = 35,4 \text{ см}^2;$$

площадь сечения у обода (фиг. 65)

$$W_3 = \pi a_3 b_3 = \pi \cdot 3,5 \cdot 2,2 = 24,2 \text{ см}^2,$$

средняя площадь сечения спицы

$$F_1 = \frac{W_2 + W_3}{2} = \frac{35,4 + 24,2}{2} = 29,8 \text{ см}^2.$$

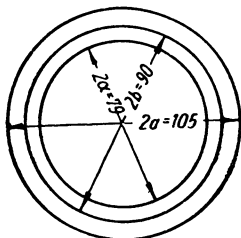
После подстановки числовых величин получают

$$\frac{X \cdot 42,64}{E} \left[(3,52 - 3,51) \left(\frac{42,64}{2 \cdot 76,48} + \frac{1}{2 \cdot 37,6} + \frac{0,2816}{2 \cdot 37,6} \right) + \frac{1,75}{37,6} \right] + \frac{X \cdot 25}{E \cdot 29,8} - \frac{P \cdot 8,8 \cdot 42,64^2}{E \cdot 37,6} = -\delta_2,$$

или

$$\frac{7,937X}{E} - \frac{426P}{E} = \delta_2.$$

Разницу между диаметром бандажа и ободом колесного центра 2Σ принимают от 0,75 до 1 мм на 1 м диаметра бандажа. В дальнейшем расчете эта разница принята в 0,05 см.



Фиг. 66. Обод колеса.

Давление P вызывает сжатие обода центра и спиц. Обозначим $P_{об}$ — давление на обод без спиц, которое вызывает в нем деформацию такой же величины, как и давление P на обод со спицами. Получим уравнение (фиг. 66)

$$\frac{7,937X}{E} + \frac{426P}{E} = \frac{bP_{об}}{E} \left(\frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} - \delta \right). \quad (90)$$

Второе уравнение, связывающее X и $P_{об}$, из условия, что радиус обода уменьшается от наружного давления $P_{об}$ на величину сжатия спицы от усилия X , имеет вид

$$\frac{bP_{об}}{E} \left(\frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} - \delta \right) = \frac{Xl}{EF}, \quad (91)$$

где $\delta = 0,29$ для стали.

Из уравнений (90) и (91) можно определить $P_{об}$ и X . Подставляя все известные величины, находят

$$\frac{7,937 \cdot X}{E} + \frac{426 \cdot 317}{E} = \frac{45P_{об}}{2 \cdot 2 \cdot 10} \left(\frac{45^2 + 39,5^2}{45^2 - 39,5^2} - 0,29 \right);$$

$$45P_{об} \left(\frac{45^2 + 39,5^2}{45^2 - 39,5^2} - 0,29 \right) = \frac{X \cdot 25}{29,8};$$

$$7,937X + 135\,000 = 334P_{об};$$

$$P_{об} = \frac{X \cdot 25}{29,8 \cdot 334};$$

$$7,937X - \frac{334 \cdot X \cdot 25}{29,8 \cdot 334} = -135\,000.$$

Таким образом

$$X = \frac{135\,000}{8,775} = 15\,400 \text{ кг};$$

$$P_{об} = \frac{15\,400 \cdot 25}{29,8 \cdot 334} = 39.$$

Сжатие обода центра и спицы от наружного давления

$$\delta_2 = \frac{15\,400 \cdot 25}{2 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 29,8} = 0,0059 \approx 0,006 \text{ см}.$$

Внутреннее давление на бандаж, вызывающее деформацию $\delta_1 = 0,05 - 0,006 = 0,044 \text{ см}$, находят из формулы

$$\delta_1 = \frac{Pb}{E} \left(\frac{C^2 + b^2}{C^2 - b^2} + \delta \right).$$

Отсюда

$$P = \frac{\delta_1 E}{b \left(\frac{C^2 + b^2}{C^2 - b^2} + \delta \right)},$$

а после подстановки всех величин

$$P = \frac{0,044 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 10^6}{45 \left(\frac{52,5^2 + 45^2}{52,5^2 - 45^2} + 0,29 \right)} = \frac{96\,700}{306} = 317.$$

Таким образом, между P и $P_{об}$ получается значительная разница

$$\frac{P}{P_{об}} = \frac{317}{39} = 8,1.$$

Наибольшее растягивающее напряжение на внутренней поверхности бандажа

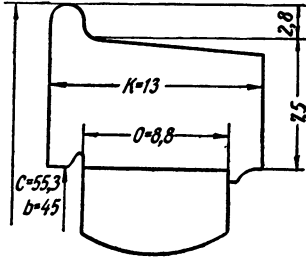
$$(px)_{\max} = p \left(\frac{O}{K} \right) \frac{C_1^2 + b^2}{C_1^2 - b^2}.$$

Если считать давление p равномерно распределенным по внутренней поверхности бандажа,

то при радиусе бандажа до поверхности реборды $C = 45 + 7,5 + 2,8 = 55,3$ см (фиг. 67)

$$(Px)_{\max} = 317 \frac{8,8}{13} \cdot \frac{55,3^2 + 45^2}{55,3^2 - 45^2} = 1050 \text{ кг/см}^2.$$

На внутренней поверхности бандажа возникают силы трения с окружностью обода. Когда бандаж растянут, по окружности обода действуют сжимающие напряжения, поэтому напряжения на внутренней поверхности бандажа никогда не достигнут полученной величины, пока



Фиг. 67. Бандаж.

существуют взаимное давление бандажа и обода и сцепление между ними.

Напряжения по окружности реборды (растяжение)

$$(Px)_{\min} = \frac{2pb^2}{c_1^2 - b^2} \left(\frac{O}{K} \right) = \frac{2 \cdot 317 \cdot 45^2}{55,3^2 - 45^2} = +763 \text{ кг/см}^2.$$

Сжимающие напряжения на внутренней поверхности обода колесного центра

$$(Px)'_{\max} = -\frac{2P_{O_0} b^2}{b^2 - a^2} = -\frac{2 \cdot 39 \cdot 45^2}{45^2 - 39,5^2} = -340 \text{ кг/см}^2.$$

Сжимающие напряжения на поверхности соприкосновения обода и бандажа

$$(px)'_{\min} = -\frac{P_{O_0} b^2}{b^2 - a^2} \left(1 + \frac{a^2}{b^2} \right) = -\frac{39 \cdot 45^2}{45^2 - 39,5^2} \left(1 + \frac{39,5^2}{45^2} \right) = -301 \text{ кг/см}^2.$$

Действительное напряжение $(px)'_{\min}$ не достигнет этой величины вследствие сцепления с окружностью бандажа, где действуют растягивающие напряжения. Напряжение спиц (сжатие):

у обода

$$p'_c = \frac{X}{W_2} = -\frac{15400}{24,2} = -637 \text{ кг/см}^2;$$

у ступицы

$$p''_c = -\frac{X}{W_2} = -\frac{15400}{35,4} = -435 \text{ кг/см}^2.$$

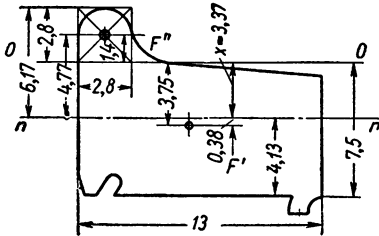
В бандаже и ободу возникают еще напряжения от действия изгибающего момента. По середине между спицами

$$M_0 = -\frac{15400 \cdot 42,64}{2} \left(\frac{1}{0,2816} - \frac{1}{0,2856} \right) = -16300 \text{ кгсм.}$$

Изгибающий момент m на спице ($\varphi = a$) находят из ранее определенной формулы

$$M_a = \frac{15400 \cdot 42,64}{2} (3,4056 - 351) = +34200 \text{ кгсм.}$$

Определим момент сопротивления сечения бандажа (фиг. 68).



Фиг. 68. Площадь сечения бандажа.

Площадь сечения бандажа

$$F' = 7,5 \cdot 13 = 97,5 \text{ см}^2;$$

$$F'' = 2,8 \cdot 2,8 = 7,84 \text{ см}^2;$$

$$F = 105,34 \text{ см}^2.$$

Расстояние от оси OO до нейтральной оси

$$x = \frac{\Sigma Fx}{\Sigma F} = \frac{3,75 \cdot 97,5 - 7,85 \cdot 1,4}{97,5 + 7,84} = 3,37 \text{ см.}$$

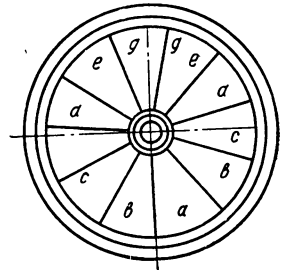
Момент инерции сечения:

$$I_{nn} = \frac{2,8 \cdot 2,8^3}{12} + \frac{13 \cdot 7,5^3}{12} + 7,84 \cdot 4,77^2 + 97,5 \cdot 0,38^2 = 654 \text{ см}^4.$$

Момент сопротивления сечения

$$W_{\min} = \frac{654}{6,17} = 106 \text{ см}^3, \quad W_{\max} = \frac{654}{4,13} = 158 \text{ см}^3.$$

Распределим изгибающий момент M_a между бандажом и ободом пропорционально моментам инерции. Обозначим через M_{a_0} часть изгибающего момента, которая приходится на обод, и через M_{a_6} — часть, которая приходится на бандаж (фиг. 69):



Фиг. 69. Схема спицевого колеса.

$$M_{a_0} + M_{a_6} = 34200 \text{ кгсм.}$$

$$\frac{M_{a_0}}{M_{a_6}} = \frac{76,48}{654}; \quad 76,48 M_{a_6} + 654 M_{a_0} = 22400000;$$

$$M_{a_6} = 30600 \text{ кгсм.}$$

$$M_{a_0} = 34200 - 30600 = 3600 \text{ кгсм.}$$

Напряжение в бандаже на поверхности реборды (растяжение)

$$n' = \frac{M_{a\sigma}}{W_{\min}} = \frac{30600}{106} = +289 \text{ кг/см}^2;$$

напряжение обода на внутренней поверхности (сжатие)

$$n + \frac{M_{\sigma_0}}{W_0} = \frac{3600}{24,3} = -148 \text{ кг/см}^2.$$

Суммарные напряжения в реборде бандажа от внутреннего давления и изгибающего момента

$$\Sigma n' = + (Px)_{\min} + n' = 763 + 289 = +1052 \text{ кг/см}^2.$$

Суммарные напряжения на внутренней поверхности обода от наружного давления бандажа и изгибающего момента

$$\Sigma n' = (Px)_{\max}' + n'' = -340 - 148 = -488 \text{ кг/см}^2.$$

На поверхности соприкосновения бандажа и обода напряжения от изгибающего момента дают для бандажа сжатие, а для обода — растяжение.

Подсчитаем напряжения в спице колеса. Будем считать давление на шейку оси колесной пары моторного вагона $P_{ш} = 7150 \text{ кг}$. Эта сила получена как геометрическая сумма вертикального давления $Q_{ш}$ и наибольшего горизонтального усилия $T_{ш}$, развиваемого мотором. Она производит изгиб спиц, вызывает их сжатие или растяжение.

Действующую силу надо распределить между спицами пропорционально их углу наклона к вертикали. Для спиц, расположенных вертикально, примем наибольшее усилие равным B , для горизонтальных спиц это усилие равно 0. Величины изгибающих моментов находят в обратной зависимости от угла наклона.

Если усилие в спице a (фиг. 69) будет $\frac{44}{44} B$, то усилие в спице b будет $\frac{28}{44} B$, в спице c оно равно $\frac{12}{44} B$, в спице g равно $\frac{36}{44} B$, в спице e равно $\frac{20}{44} B$ и в спице d равно $\frac{4}{44} B$. В результате получаем уравнение

$$\frac{44}{44} B + \frac{2 \cdot 28}{44} B + 2 \frac{12}{44} B + \frac{2 \cdot 36}{44} B + \frac{2 \cdot 20}{44} B + \frac{2 \cdot 4}{44} B = 7150 \text{ кг};$$

$$B(44 + 56 + 24 + 72 + 40 + 8) = 315000 \text{ кг};$$

$$B = 1200 \text{ кг}.$$

Наибольшее напряжение сжатия спицы: у обода

$$n'_{\text{дон.с}} = -\frac{B}{W_3} = -\frac{1290}{24,2} = -54 \text{ кг/см}^2;$$

у ступицы

$$n''_{\text{дон.с}} = -\frac{B}{W_2} = -\frac{1290}{35,4} = -37 \text{ кг/см}^2.$$

Определим напряжения в спицах от крутящего момента мотора. Будем считать мощность электродвигателя 140 квт :

$$N = 140 \text{ квт} = 140 : 0,736 = 190 \text{ л. с.}$$

Усилие на окружности бандажа

$$P = \frac{N \cdot 75 \cdot 60}{2 \cdot \pi r n} = \frac{190 \cdot 75 \cdot 60}{\pi \cdot 1,05 \cdot 380} = 680 \text{ кг},$$

где $2r = 1,05 \text{ м}$ — диаметр бандажа; n — число оборотов колеса в минуту, равное 380 при скорости 75 км/час .

Усилие на спицу

$$P' = \frac{P}{11} = \frac{680}{11} = 61,5 \text{ кг}.$$

Момент в сечении cc (фиг. 70)

$$M_c = 61,5 \cdot 34 = 2100 \text{ кгсм}.$$

Момент в сечении dd

$$M_d = 61,5 \cdot 15 = 927 \text{ кгсм}.$$

Напряжение спицы: у ступицы

$$n'''_{\text{дон}} = -\frac{2100}{22,1} = -95 \text{ кг/см}^2;$$

у обода

$$n''''_{\text{дон}} = -\frac{927}{13,3} = -70 \text{ кг/см}^2.$$

Дополнительные напряжения в спицах: у обода

$$n_{\text{дон}} = n'_{\text{дон.с}} + n''''_{\text{дон}} = -54 - 70 = -124 \text{ кг/см}^2,$$

у ступицы

$$n_{\text{дон}} = n''_{\text{дон.с}} + n'''_{\text{дон}} = -37 - 95 = -132 \text{ кг/см}^2.$$

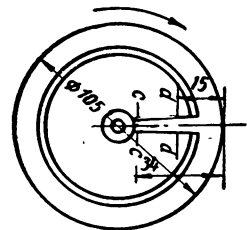
Суммарное напряжение в спицах (сжатие): у обода

$$P'_c + n_{\text{дон}} = -637 - 124 = -761 \text{ кг/см}^2;$$

у ступицы

$$P''_c + n_{\text{дон}} = -432 - 132 = -564 \text{ кг/см}^2.$$

Результирующее напряжение в частях ко-



Фиг. 70. Площадь сечения спицевого колеса.

леса от совместного действия сжатия бандажа и дополнительных напряжений:

Части колеса	Расчетная нагрузка	Напряжение в кг/см ²
Бандаж	Внутреннее давление	+ 1052
Обод центра	Давление от бандажа	- 488
Ступицы	Давление от бандажа, давление реакции колеса, крутящий момент от электродвигателя	- 761

В спицевом колесе деформации обода препятствуют спицы. Когда спицы и обод колесного центра уменьшаются на 0,006 см, бандаж увеличивается в диаметре на 0,044 см. Внутреннее давление и напряжение в бандаже должны быть достаточно высокими, т. е. должны отвечать количеству потенциальной энергии в нагретом бандаже.

§ 26. ОПЫТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В СПИЦАХ И БАНДАЖАХ

Исследованиями было обнаружено, что при конически обточенных ободах напряжения в спицах и бандажах значительно меньше, чем при цилиндрических ободах. Результирующие напряжения в спицах оказывались равными (при передаче давления) в условиях, когда спица имеет эксцентриситет, равный 6 см

$$K_d = k_1 + k_2 + k_3 + k_4 = 2039 + 1112 + 250 + 1385 + 4786 \text{ кг/см}^2;$$

$$K_z = -k_1 + k_2 + k_4 - k_3 = -2039 + 1112 + 1385 - 250 = 208 \text{ кг/см}^2,$$

где K_d — наибольшее напряжение сжатия в спице; K_z — наибольшее напряжение растяжения в спице; k_1 — напряжение в спице от сжатия вследствие стягивания; k_2 — напряжение в спице от изгиба вследствие стягивания; k_3 — напряжение в спице от сжатия вследствие давления колеса; k_4 — напряжение в спице от изгиба вследствие давления колеса.

В результате опытов с вагонными колесными парами, имеющими дисковые центры, был выведен ряд формул.

Рассмотрим некоторые из них.

Пусть d_1 — внутренний диаметр бандажа; d_2 — наружный диаметр колесного центра; d_3 — наружный диаметр бандажа; σ_{tR} — тангенциальное напряжение у бандажа;

σ_{tR} — тангенциальное напряжение у колеса;

ϵ — натяг ($\epsilon = \frac{d_2 - d_1}{d_2}$);

ρ — изменение радиуса бандажа после деформации;

ρ^R — изменение радиуса колесного центра после деформации;

E_1 — модуль упругости материала бандажа, равный 22 000 000 кг/см²;

E_2 — модуль упругости материала колесного центра, равный 2 150 000 кг/см²;

P_1 — давление на бандаж, отнесенное к его ширине h_1 , в кг/см²;

P_2 — давление на колесный центр, отнесенное к его ширине h_2 , в кг/см²;

S — толщина бандажа;

$\varphi = \frac{P_2}{P_1}$ — отношение давления на колесо к давлению на бандаж.

В колесной паре будут следующие соотношения:

$$d_2 - 2\rho^R = d_1 + 2\rho;$$

$$d_2 - 0,7d_2 \frac{\varphi P_2}{E_2} = d_1 + \frac{P_1 - d_1}{E_1} \left[1,3 + \frac{d_2^2}{2sd_2 + s} \right].$$

Так как

$$\frac{d_2 - d_1}{d_2} = \epsilon,$$

то

$$\epsilon = \frac{\rho}{E_1} \left[1,3 + 0,7\varphi \frac{E_1}{E_2} + \frac{d_2^2}{2sd_2 + s} \right],$$

следовательно,

$$P_1 = \frac{E_1 \epsilon}{1,3 + 0,7\varphi \frac{E_1}{E_2} + \frac{d_2^2}{2s(d_2 + s)}};$$

и, наконец,

$$\sigma = -P_1 \left[1 + \frac{d_2^2}{2sd_2 + s} \right]; \quad \sigma_{tR} = \varphi P_1.$$

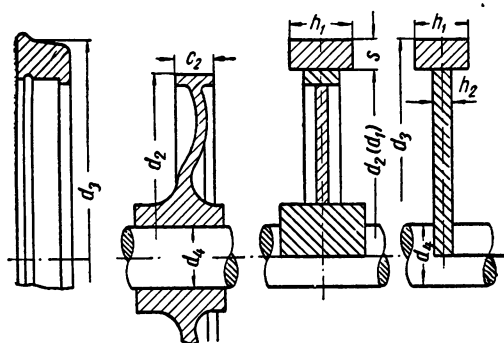
Анализируя эти уравнения, легко обнаружить, что при данном наружном диаметре колеса d_2 и данном натяге ϵ с уменьшением толщины бандажа вследствие износа давления P_1 от натяга, а также тангенциальное напряжение σ_{tR} для колесного центра уменьшается, а тангенциальное напряжение σ_{tR} для бандажа возрастает.

Бандаж при расчете можно рассматривать как цилиндрическое кольцо и принимать поперечное сечение кольца за прямоугольник, чего нельзя сделать применительно к вагонному колесному центру вследствие его довольно слож-

ной формы. Для указанного рассмотрения более подходящим, чем спицевое колесо, является колесо дисковое.

Будем рассматривать колесный центр дискового вагонного колеса как цилиндрическую шайбу (фиг. 71).

В этом случае тангенциальное напряжение σ_{tR} и радиальное напряжение $\sigma_2 = P_2$ по всей окружности шайбы, т. е. силы, вызывающие



Фиг. 71. Дисковый колесный центр.

растяжение в бандаже, равные $P_1 h_1 \pi d_2$, должны находиться в равновесии с силами, вызывающими сжатие в колесном центре и равными $P_2 h_2 \pi d_2$. Иначе говоря,

$$P_1 h_1 \pi d_2 = P_2 h_2 \pi d_2;$$

$$\varphi = \frac{P_2}{P_1} = \frac{h_1}{h_2},$$

причем в дисковых колесах φ равно приблизительно 4,3.

Чтобы определить напряжение в бандаже и колесном центре при различных натягах, необходимо выяснить, какая часть натяга падает на растяжение бандажа (обозначим ее ϵ_1) и какая — на сжатие колесного центра (обозначим ее ϵ_2). В опытах были взяты три величины натяга: 1; 1,4 и 2⁰/₀₀, или 0,85, 1,2 и 1,7 мм. Бандажи обладали пределом прочности на разрыв от 75 до 85 кг/мм² и пределом упругости около 40 кг/мм². Дисковые колеса были изготовлены из стали с пределом прочности на разрыв, равным 45 кг/мм², и пределом упругости 23 кг/мм². Середина бандажа совпадала с серединой обода.

Измерения при натягах 1 и 1,4⁰/₀₀ показали следующее распределение величин ϵ_1 и ϵ_2 после насадки бандажа:

Натяг	Со стороны гребня	Посередине	Со стороны, противоположной гребню
ϵ_1 (бандаж) . .	0,445	0,495	0,540
ϵ_2 (центр) . .	0,555	0,505	0,460
$\epsilon = \epsilon_1 + \epsilon_2$. .	1,000	1,000	1,000

Цилиндрическая форма бандажа и обода после насадки превратилась в коническую. Причиной этого надо считать различную толщину бандажа, связанную с его профилем. По теоретическому подсчету при натяге 1,5⁰/₀₀ максимальное тангенциальное напряжение σ_{tR} в колесном центре достигает предела упругости 23 кг/мм², тогда как в бандаже максимальное тангенциальное напряжение σ_{tF} приближается к пределу упругости, равному 35 кг/мм² лишь при натяге 2,2⁰/₀₀.

Чтобы предупредить ослабление бандажей, надо выбирать натяг возможно большим, не переходя, однако, предела упругости. В опытах, о которых идет речь, натяг при указанных напряжениях и пределах упругости был получен в бандаже толщиной 25 мм и колесном центре с надетым на него бандажом толщиной 75 мм. Остальные величины составляли:

для $s = 8$ см	для $s = 3$ см
$\epsilon_1 = 0,605\epsilon$	$\epsilon_1 = 0,789\epsilon$
$\epsilon_2 = 0,395\epsilon$	$\epsilon_2 = 0,211\epsilon$
$P_1 = 216 \cdot 10^3 \epsilon$	$P_1 = 116 \cdot 10^3 \epsilon$
$\sigma_{tF} = 1276 \cdot 10^3 \epsilon$	$\sigma_{tF} = 1699 \cdot 10^3 \epsilon$
$\sigma_{tR} = 1211 \cdot 10^3 \epsilon$	$\sigma_{tR} = 648 \cdot 10^3 \epsilon$

В опытах были найдены следующие величины внутренних напряжений в дисковом колесе: напряжение на разрыв в обode 400 кг/см², напряжение сдавливания в диске вблизи вогнутой 600 кг/см², напряжение на изгиб в диске 400 кг/см². Внутренние напряжения в бандажах и колесных центрах появляются при их изготовлении; устраняются напряжения отжигом.

На величину натяга влияет температура нагрева бандажей. Заданная величина натяга может быть получена лишь при условии, что температура бандажа и колесного центра одинакова. При разнице в температуре величина натяга, равная $\epsilon = \frac{d_2 - d_1}{d_2}$, изменится и выразится формулой

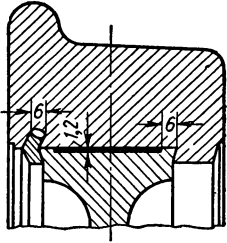
$$\epsilon' = \frac{d_2 - d_1 (1 - \alpha t)}{d_2} = \epsilon - \frac{d_1}{d_2} \alpha t,$$

где α — средний коэффициент линейного расширения металла бандажа ($\alpha = 1 : 80\,000$). Если считать $d_1 : d_2 = 1$, то

$$\epsilon' = \epsilon - \frac{1}{80\,000} t.$$

Величина ϵ может обратиться в нуль при $t = 80\,000$.

Во время торможения вследствие трения тормозной колодки развивается тепло, которое очень плохо передается от бандажа к колесному центру, что ведет к различным нежелательным явлениям. Для улучшения теплопередачи применяли в виде опыта колеса с алюминиевой прокладкой толщиной 1,2 мм между бандажом и центром (фиг. 72). Как известно, алюминий обладает большей теплопроводностью и большим коэффициентом линейного расширения, чем сталь. Опыты также показали, что для лучшей передачи тепла от бандажа к центру следует обрабатывать поверхность соприкосновения возможно чище, прибегая, если это необходимо, даже к шлифованию.



Фиг. 72. Бандаж с алюминиевой прокладкой.

следует обрабатывать поверхность соприкосновения возможно чище, прибегая, если это необходимо, даже к шлифованию.

§ 27. НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ НАСАДКЕ КОЛЕС НА ОСЬ

За основу расчета принята формула Ляме [19]; поправочные коэффициенты найдены опытным путем.

Пусть S — напряжение в ступице;
 p — удельное давление на поверхности соприкосновения;
 z — натяг, отнесенный к единице диаметра оси

$$(z = \frac{\Delta d}{d}, \text{ где } \Delta d \text{ — натяг в мм});$$

ϵ_1 и ϵ_2 — коэффициенты, выражающие зависимость между относительным поперечным расширением и относительным сжатием для материалов оси и ступицы колеса;

E_1 и E_2 — модули упругости для материалов оси и ступицы;

R_1 и R_2 — наружный и внутренний радиусы ступицы;

D и d — наружный и внутренний диаметры ступицы;

K — отношение напряжения S к удельному давлению p .

$$K = \frac{R_1^2 + R_2^2}{R_1^2 - R_2^2}.$$

Во время запрессовки ступица раздается; ее диаметр увеличивается, тогда как ось сжи-

мается и диаметр ее становится меньшим. Увеличение радиуса ступицы

$$R_1 = \frac{pR_2}{\epsilon_2} (K + \epsilon_2);$$

уменьшение радиуса оси

$$\delta = \frac{pR_2}{E_1} (1 - \epsilon_1);$$

натяг

$$\Delta d = 2(\delta_1 + \delta_2).$$

Величина, на которую раздается ступица, и величина сжатия оси должны в сумме равняться разнице в диаметрах, т. е.

$$\Delta d = 2pR_2 \left(\frac{K + \epsilon_2}{E_2} + \frac{1 - \epsilon_1}{E_1} \right),$$

откуда

$$P = \frac{zE_1}{(1 - \epsilon_1) + \frac{E_1}{E_2}(K + \epsilon_2)}. \quad (92)$$

Напряжение в ступице

$$S = Kp.$$

Сила, необходимая для запрессовки колеса на ось,

$$P = p\pi dL f \kappa g, \quad (93)$$

где L — длина ступицы в см; d — диаметр ступицы в см; p — удельное давление в кг/см²; f — коэффициент трения, $f = \frac{P}{p\pi dL}$.

Считая для чугуна $E = 1\,050\,000$ кг/см², а для стали $E = 2\,100\,000$ кг/см², получим: для чугунной ступицы на стальную ось

$$p = \frac{1\,050\,000}{0,6 + K} \text{ кг}; \quad (94)$$

для стальной ступицы на стальную ось

$$p = \frac{2\,100\,000}{1 + K} \text{ кг}. \quad (95)$$

Зная p , легко определить S и P по приведенным выше формулам. Эти формулы могли бы дать полное решение вопроса о величине натягов, если бы были известны коэффициенты трения и если бы удлинение и сжатие чугуна были бы пропорциональны действующим усилиям. На самом деле этого нет, и формула Ляме, определяющая величину K , дает для чугунных колес результаты, очень далекие от истины.

Величина коэффициента трения f при запрессовке является очень неопределенной; опытами найдено, что она колеблется в пределах 0,074 — 0,34. Это можно объяснить тем, что явления трения при насадке колес носят совер-

шенно иной характер, чем, например, в подшипниках.

При насадке колес нагрузка на единицу поверхности значительно выше и трение здесь граничит с заеданием.

Расхождения между опытными значениями усилий запрессовки осей с расчетными обусловлены также неопределенностью влияния чугуна и стали разных сортов и влияния смазки. Эмпирические формулы для определения напряжения при насадке и усилия запрессовки (при $f=0,0875$) можно представить в таком виде: для чугунной ступицы на стальную ось

$$P = \frac{430 \left(\frac{D}{d} + 0,3 \right) zdL}{\frac{D}{d} + 6,35} \text{ м}, \quad (96)$$

$$S = \frac{72\,000\,000 z}{7,16 + \frac{D}{d}} \text{ кг/см}^2; \quad (97)$$

для стальной ступицы на стальную ось

$$P = \frac{290zdL \left[\left(\frac{D}{d} \right)^2 - 1 \right]}{\left(\frac{D}{d} \right)^2} \text{ м}; \quad (98)$$

$$S = \frac{1\,050\,000z \left[\left(\frac{D}{d} \right)^2 + 1 \right]}{\left(\frac{D}{d} \right)^2} \text{ кг/см}^2, \quad (99)$$

где L — длина ступицы, а D и d — диаметры ступицы в см.

Эти формулы относятся к обточенным поверхностям; для шлифованных поверхностей усилия могут оказаться значительно большими. Кроме того, указанные формулы даны для случая, когда ступица не усилена ребрами и спицами. Наличие усиления скажется как некоторое увеличение толщины ступицы.

При насадке на пустотелую ось натяг должен быть большим, чем при насадке на сплош-

ную ось при одном и том же усилии запрессовки. Из формул следует, что при прочих равных условиях для стальной ступицы требуется на 85% большее усилие запрессовки, чем для чугунной. По мере надвигания ступицы на ось усилие растет пропорционально длине запрессованной части.

Для моторных вагонов приходится определять касательное усилие, с которым ступица сопротивляется вращению. Касательное усилие, отнесенное к радиусу оси,

$$T = p \pi d L f',$$

где коэффициент трения f' при вращении согласно опытным данным приблизительно в 2,5 раза больше коэффициента трения при запрессовке. Это соотношение нельзя считать безусловным, поскольку коэффициент трения при запрессовке сильно колеблется.

При соединении колес с осями для моторных вагонов необходимо предусмотреть, чтобы при работе колеса крутящий момент не вызвал его поворачивания на оси. Допустимый крутящий момент

$$M' = \frac{Td}{2} = \frac{\pi p}{2} d^2 L'.$$

Если обозначить через K допустимое напряжение на оси при кручении, а через M'' — момент, безопасно передаваемый осью, то

$$M'' = K \frac{\pi d^3}{16},$$

или

$$\frac{p\pi}{2} d^2 L f' = K \frac{\pi d^3}{16},$$

откуда

$$p = \frac{Kd}{8f'L}. \quad (100)$$

При проектировании определения напряжений в ступице для случая насадки на ось стальных колес пользуются упрощенной формулой Ляме применительно к насадке цилиндрической ступицы на сплошную ось.

ГЛАВА IX

БУКСЫ

Различают следующие виды букс:

1) по устройству подшипника: а) с подшипниками трения скольжения с вкладышами или буксовыми клиньями и без вкладышей; б) с роликовыми подшипниками;

2) по роду материала буксовой коробки:

а) буксы чугунные; б) стальные; в) из ковкого чугуна;

3) по конструкции корпуса: а) разрезные или разъемные (состоят из верхней и нижней половин); б) цельные;

4) по способу подачи смазки: а) с нижней

смазкой (смазка подводится к нижней части шейки оси через подбивку или при помощи упругих щеток, называемых польстерами); б) с верхней и нижней смазкой (верхняя смазка подается через фитиль в подшипник); в) самосмазывающиеся (смазка подводится к шейке оси автоматически при вращении шейки);

5) по конструкции направляющих пазов: а) буксы без пазов; б) буксы свободно устанавливаемых осей; в) буксы неуставливаемых осей.

§ 28. БУКСЫ РАЗЪЕМНЫЕ И ЦЕЛЬНОКОРПУСНЫЕ

Разъемные буксы с подшипниками трения скольжения обладают весьма существенными недостатками.

1. От толчков, которые вагон испытывает во время хода, гайки и болты, соединяющие верхнюю и нижнюю части букс, ослабевают и отвинчиваются, и в нижней части буксы подбивка отстает от шейки. По этой причине ухудшается подвод смазки, что влечет за собой горение букс.

2. Вследствие неплотности соединения верхней и нижней части букс смазка и подбивка быстро загрязняются.

3. Для осмотра подшипника и подбивки необходимо снимать нижнюю часть буксы, что сопряжено с затратой значительного времени.

Все эти недостатки заставили отказаться от применения разъемных букс.

В настоящее время на грузовых и пассажирских вагонах ставят исключительно цельнокорпусные буксы. Конструкторским бюро Главного управления вагонного хозяйства Министерства путей сообщения разработаны для грузовых вагонов буксы, которые можно использовать и как польстерные, и как подбивочные.

Польстерно-подбивочные буксы разработаны в трех видах: для осей типа I (фиг. 73), типа II (фиг. 74) и типа III (фиг. 75). Весовые данные букс в кг:

Элементы букс	Для осей типа I	Для осей типа II	Для осей типа III
Закладка	0,1	0,1	0,1
Пылевая шайба	0,2	0,22	0,25
Подшипник	4,9	7,0	17,47
Клин буксовый	3,2	4,8	7,2
Польстер	0,55	0,6	0,71
Крышка буксы	1,65	2,0	2,0
Корпус буксы	32	38	56

На фиг. 76—78 изображены корпуса польстерно-подбивочных букс соответственно для

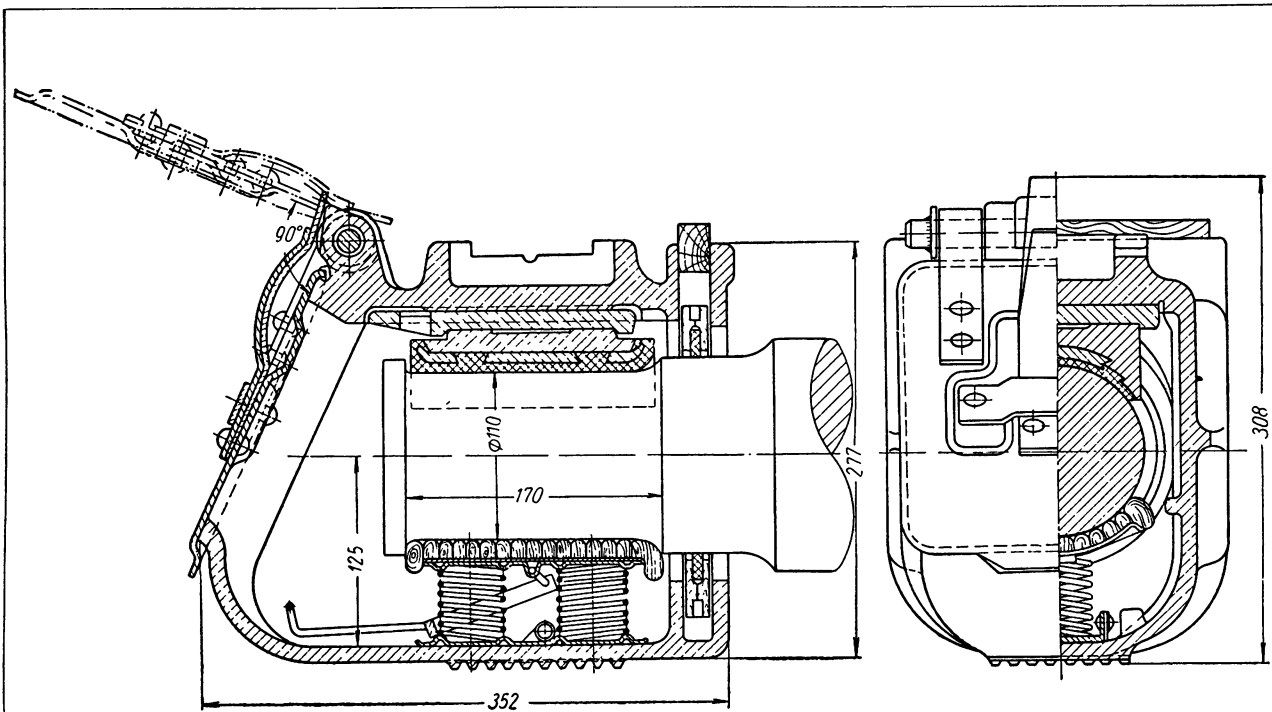
осей типа I, II и III. Материал корпусов: для осей первых двух типов — чугун марки СЧ 12-28 по ГОСТ В1412-48, для осей типа III — сталь марки СТЛ 15-4026 по ГОСТ 977-41. Размеры даны без учета усадки металла и без припуска на обработку. У корпусов букс из ковкого чугуна толщина усиливающих ребер и стенок должна быть равна 8 мм при неизменных внутренних размерах корпуса. Размеры потолка не меняются.

На фиг. 79 показан общий вид буксовой крышки с двухлепестковой пружиной и другими деталями буксы. Крышка может быть установлена как на польстерно-подбивочных буксах, так и на подбивочных старых конструкций на осях типов I и II грузовых вагонов. Ее можно изготовить из листа толщиной 4 мм. Под заклепки ушков и скобы пружины ставят с внутренней стороны крышки подкладки толщиной 3 мм. Крышка должна открываться не менее чем на 90° относительно плоскости переднего затвора буксы. Величина открывания крышки регулируется изменением формы свободного конца пружины.

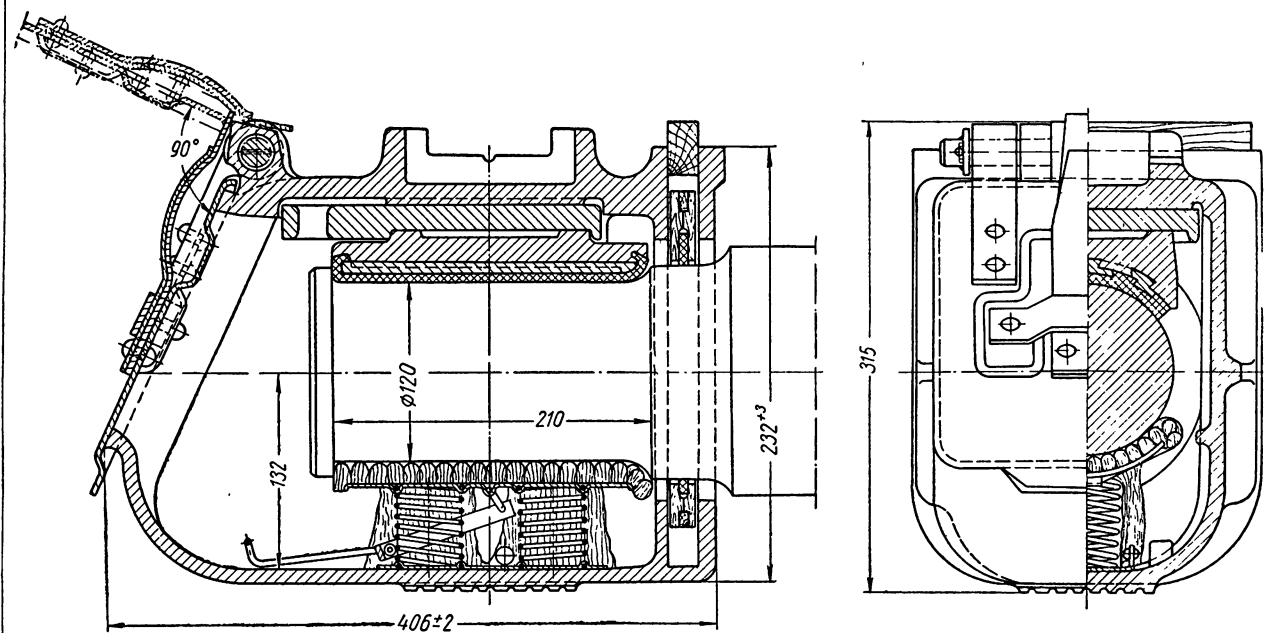
На фиг. 80 изображен общий вид буксовой крышки, которая может быть установлена на польстерно-подбивочных буксах и подбивочных буксах для осей типа III двухосных и четырехосных грузовых вагонов и на польстерных буксах тележек пассажирских вагонов. Если крышка поставляется в виде запасной части, шайбу устанавливают без приварки и в отверстие валика вставляют шплинт диаметром 5 мм и длиной 30 мм. При поставке крышки комплектно с буксой шайбу приваривают; в этом случае шплинт не ставится.

Смазочное устройство цельнокорпусных букс у большинства конструкций состоит из подбивки, уложенной на дно буксы и пропитанной смазкой. Подбивка соприкасается с нижней частью шейки оси и таким образом питает ее смазкой, которая при вращении оси вагона увлекается под подшипник. Такая подача смазки не является совершенной. От тряски во время движения вагона подбивка часто отстает от шейки и оставляет ее без смазки, что ведет к нагреванию буксы. По этой причине в буксах пассажирских и некоторых товарных вагонов подбивку заменяют польстерами, устройство которых описывается ниже.

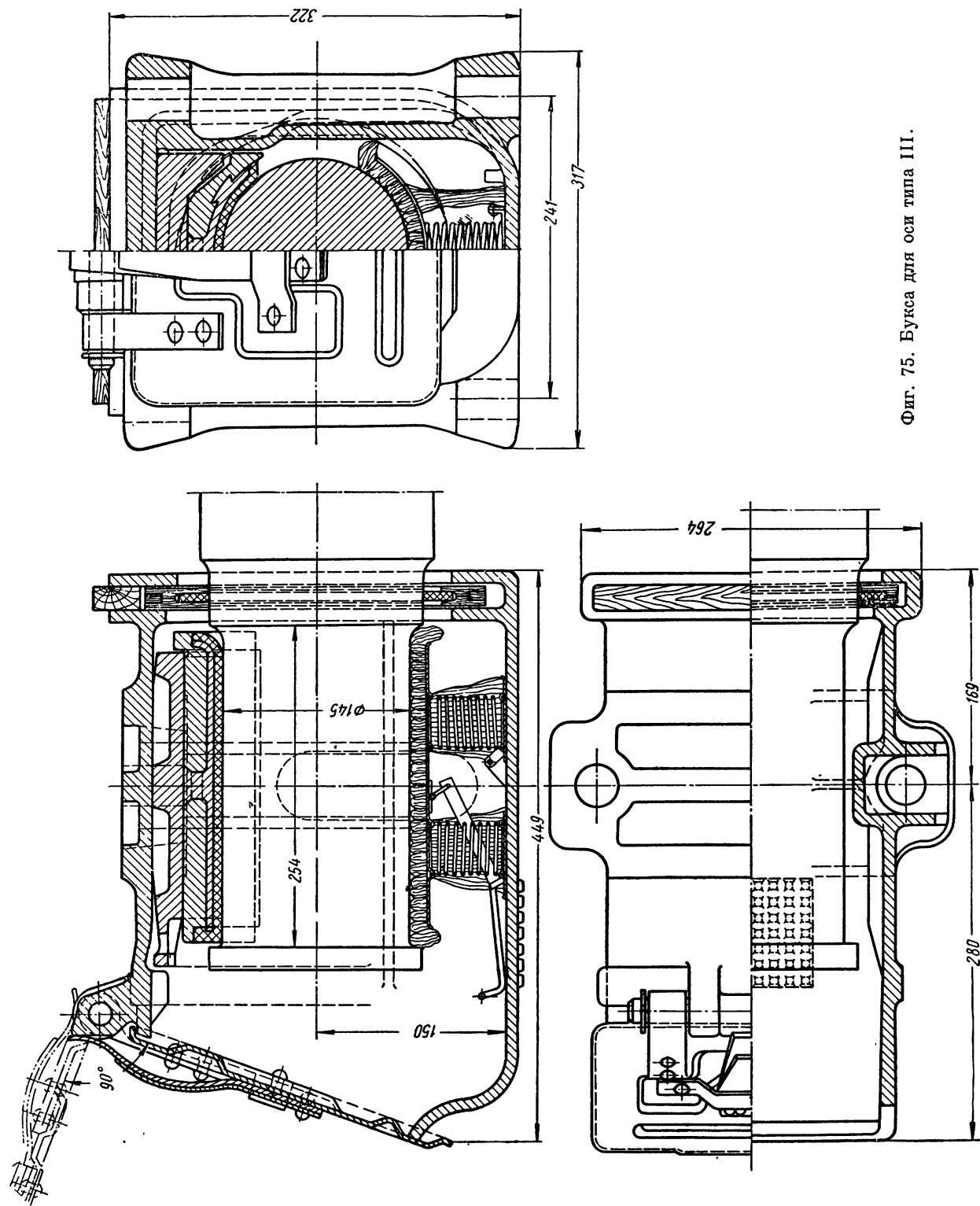
В соответствии со стандартом на вагонные оси применяются и другие конструкции букс, а именно: буксы для оси типа I (фиг. 81), для оси типа II грузовых и пассажирских вагонов (фиг. 82 и 83), для оси типа III (фиг. 84 и 85).



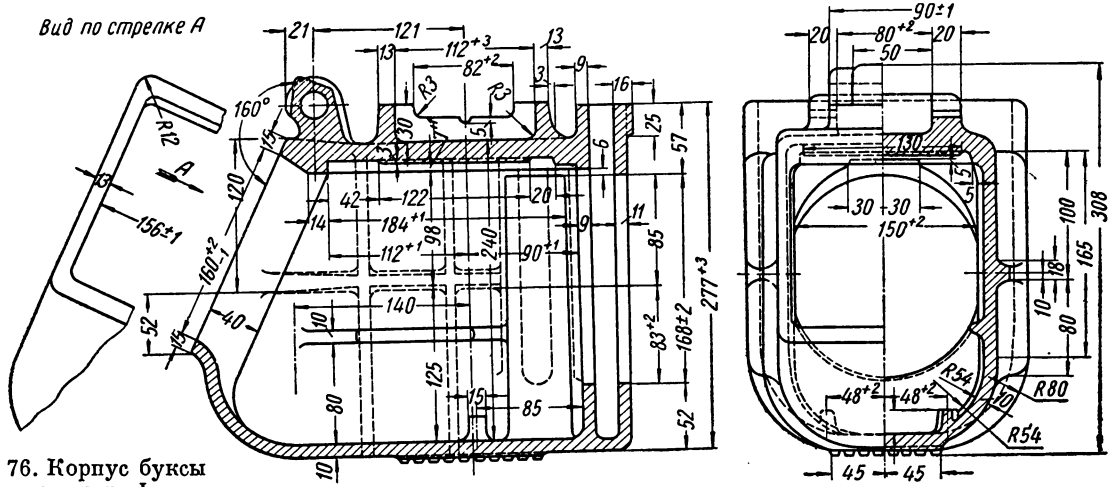
Фиг. 73. Букса для оси типа I.



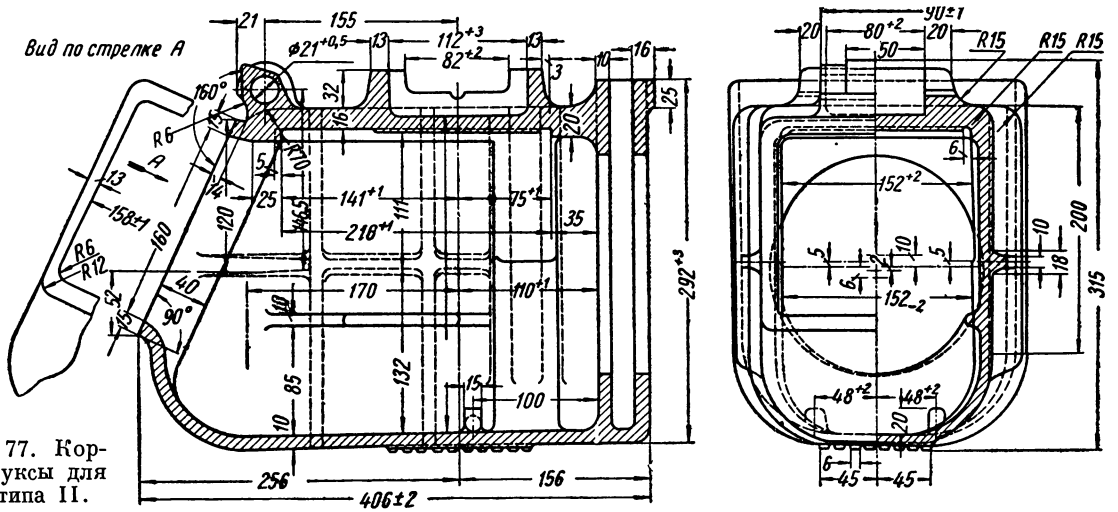
Фиг. 74. Букса для оси типа II.



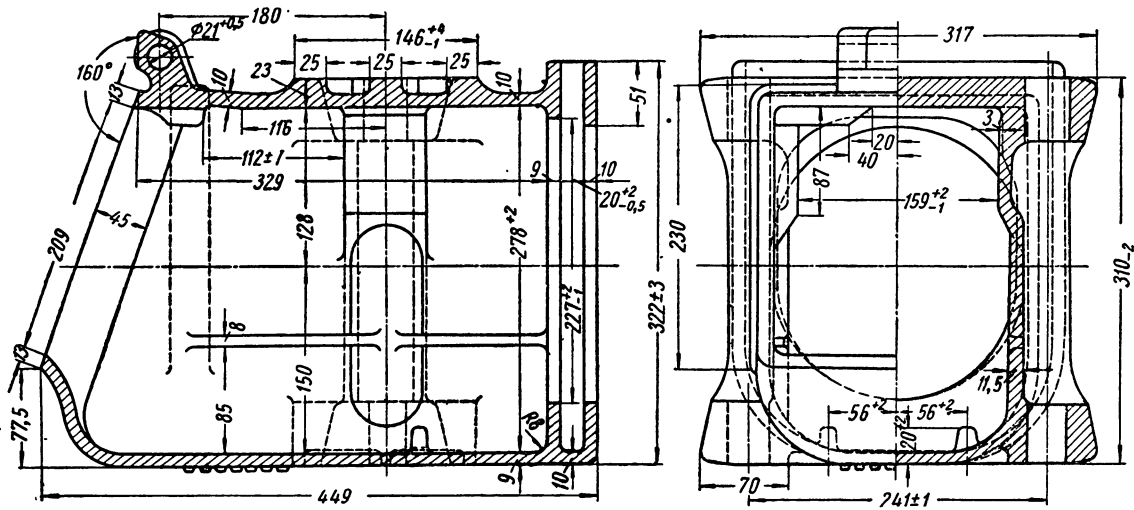
Фиг. 75. Букса для оси типа III.



Фиг. 76. Корпус буксы для оси типа I.



Фиг. 77. Корпус буксы для оси типа II.

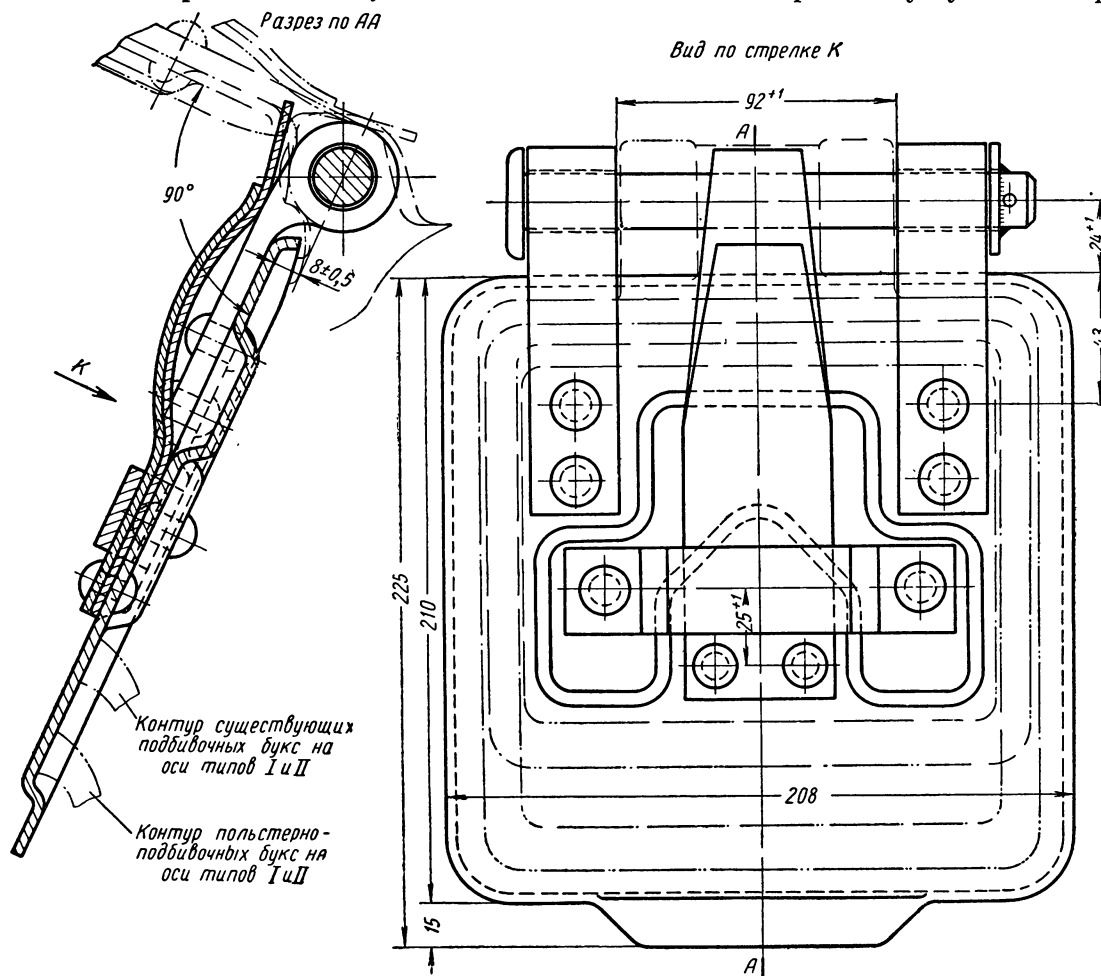


Фиг. 78. Корпус буксы для оси типа III.

Букса, изображенная на фиг. 85, является пригодной для пассажирских вагонов.

На фиг. 86 показана букса для оси, рассчитанной на нагрузку 25 т, с шейкой 155×250 мм. С торцевой поверхности буксы имеет прикрываемое буксовой крышкой широкое отверстие для осмотра подшипника, подбивки и шейки оси. Крышки штампуют из стали

Направляющие пазы букс могут иметь различные размеры. У тележечных вагонов, а также у вагонов с небольшой базой оси устанавливают в буксы жесткие, и зазор между буксой и направляющими (монтажный зазор) не превышает 2 мм. Для двух- и трехосных вагонов с большой базой и свободно устанавливающимися осями зазоры между буксой и направляю-

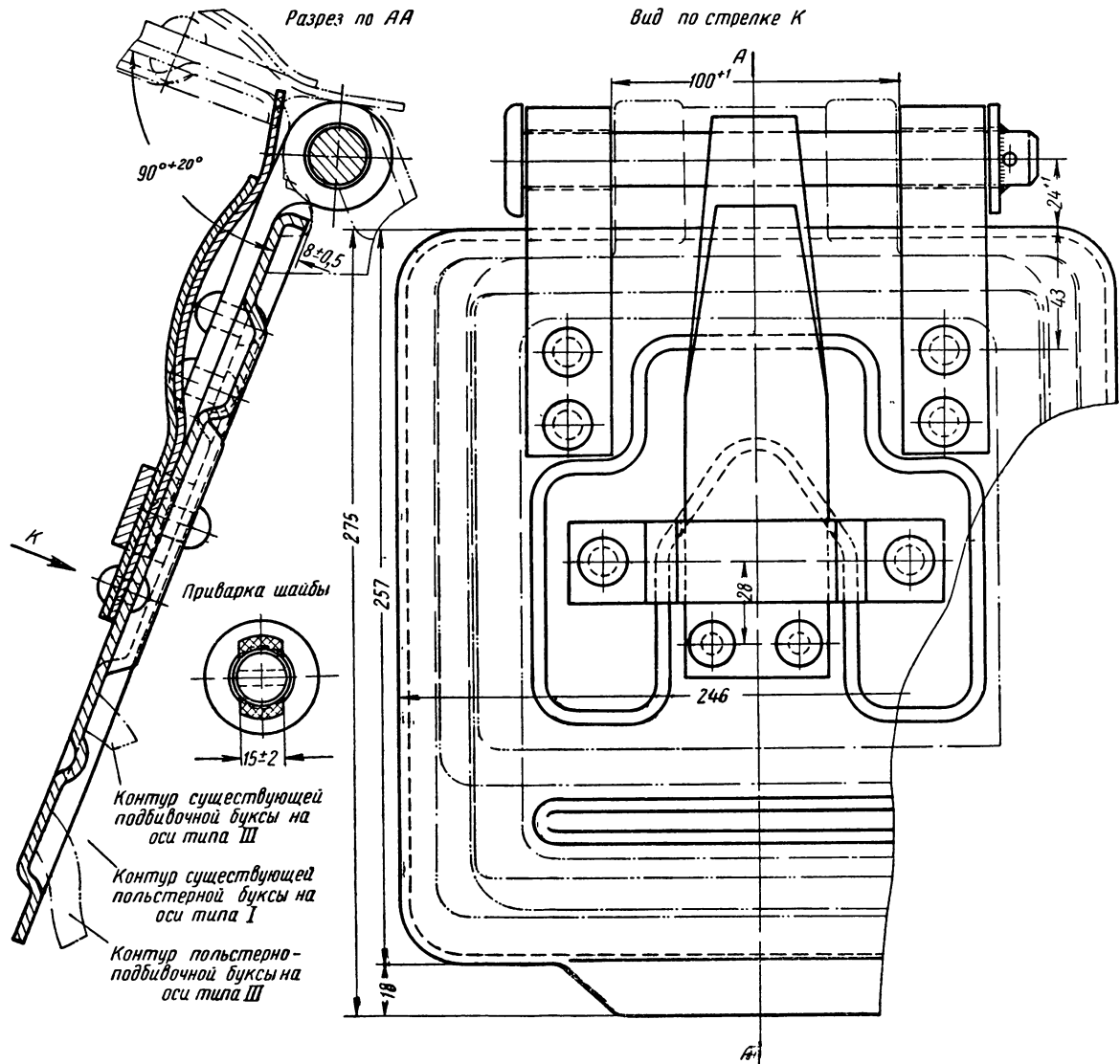


Фиг. 79. Буксовая крышка с двухлепестковой пружиной.

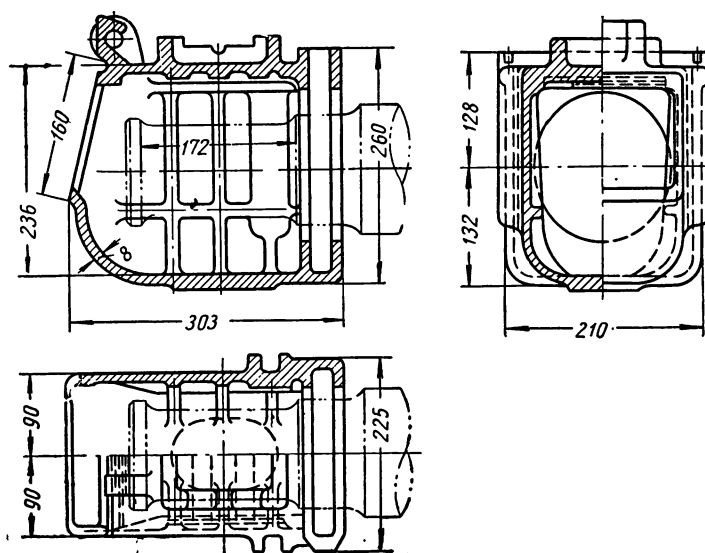
или изготавливают из ковкого чугуна. Укрепленные на шарнирах, они плотно прижимаются к корпусу буксы пружиной или четырьмя болтиками, из которых один постоянный, а три откидных. Нижняя часть буксы имеет утолщение, усиливающее место постановки домкрата. Для того чтобы корпус буксы лучше противостоял ударам, ее боковые стенки около пазов усилены вертикальными и горизонтальными ребрами. В верхней части буксы устроено прямоугольное гнездо для установки хомутов рессоры.

цами увеличивают, что необходимо для свободного прохода вагона по кривым пути.

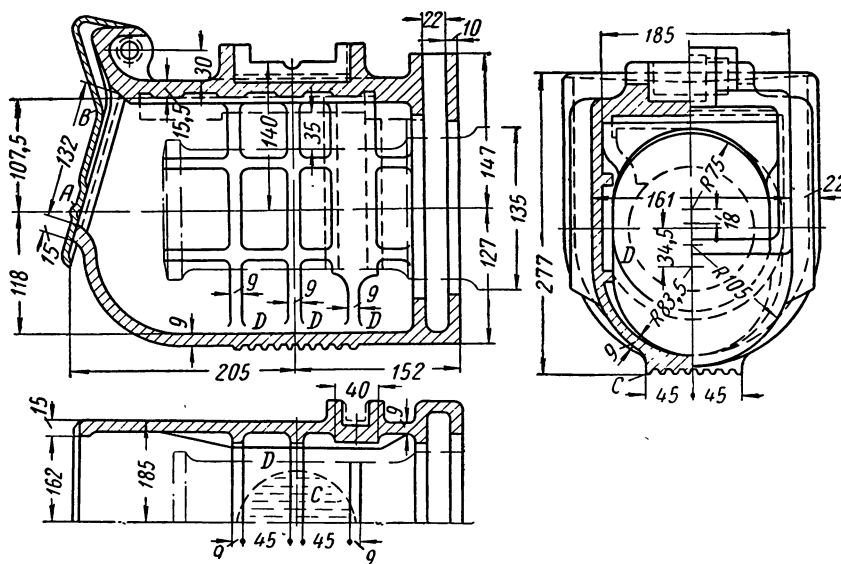
Заливка, смазка и заправка буксы подбивкой производится через отверстие, закрываемое штампованной крышкой на пружине. В задней части корпуса буксы устроен специальный паз, в который вставлена пылевая шайба (фиг. 87), препятствующая проникновению в буксу пыли через отверстие в задней стенке. Пылевую шайбу называют задним затвором буксы. Затворы бывают различных конструкций.



Фиг. 80. Буксовая крышка для букс на осях типа III.

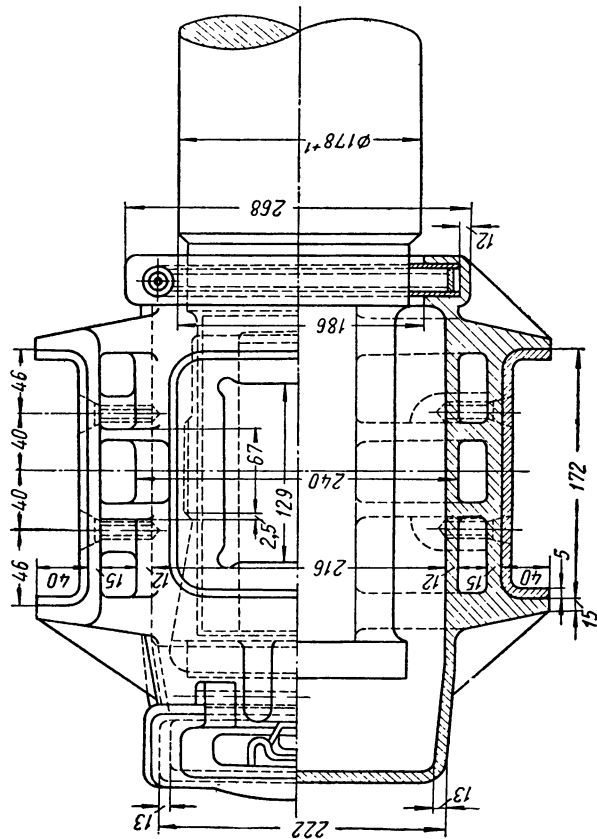
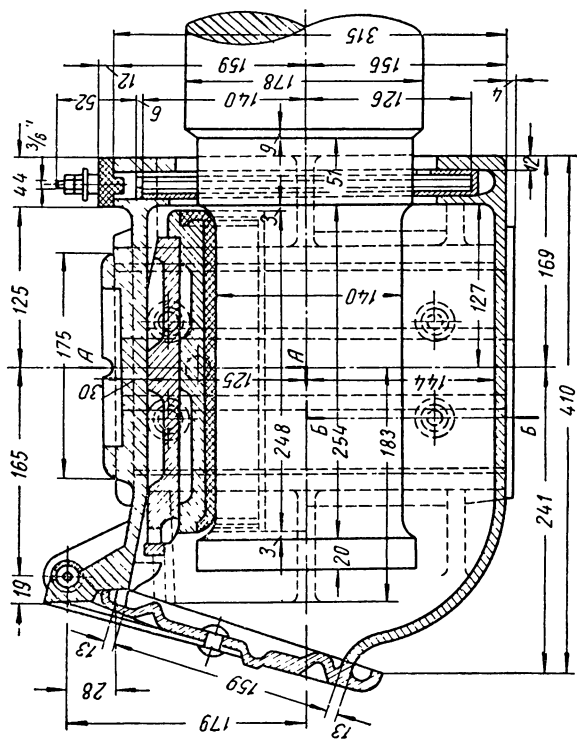
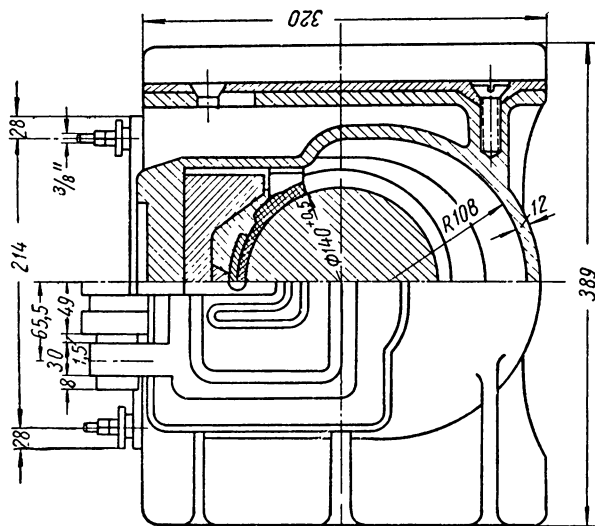


Фиг. 81. Букса с подбивкой для оси типа I.

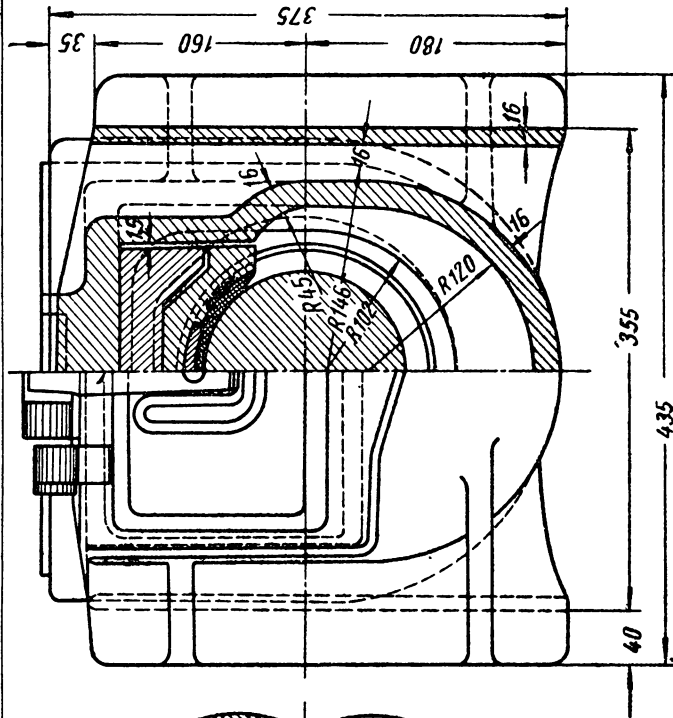


Фиг. 82. Букса грузовых вагонов с подбивкой для оси типа I.

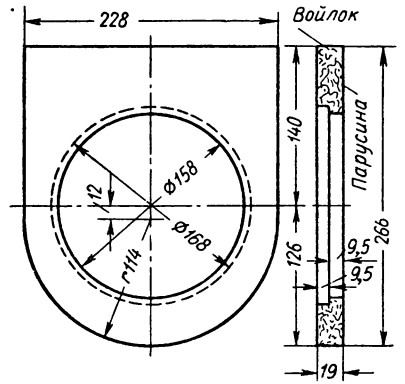
Разрез по АА-55



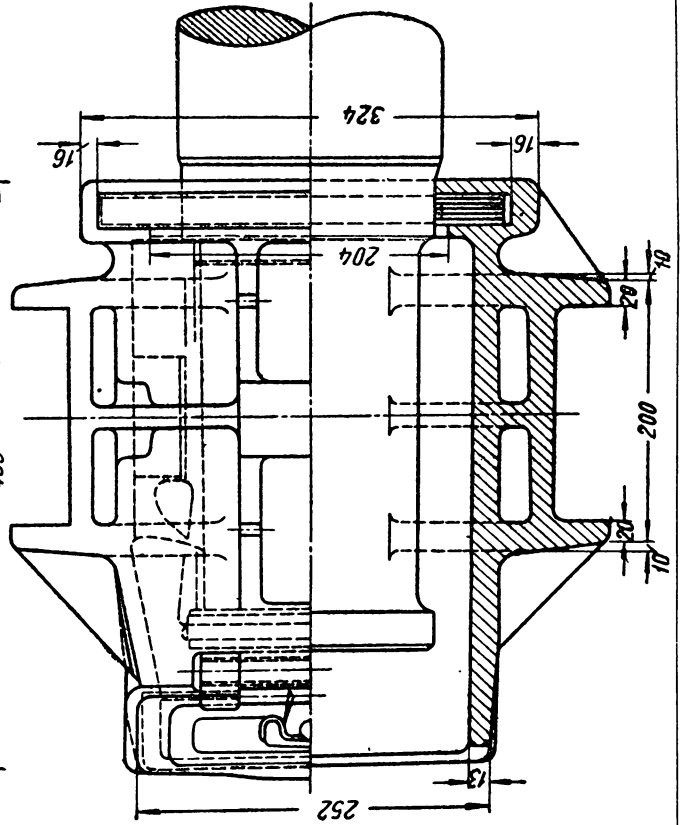
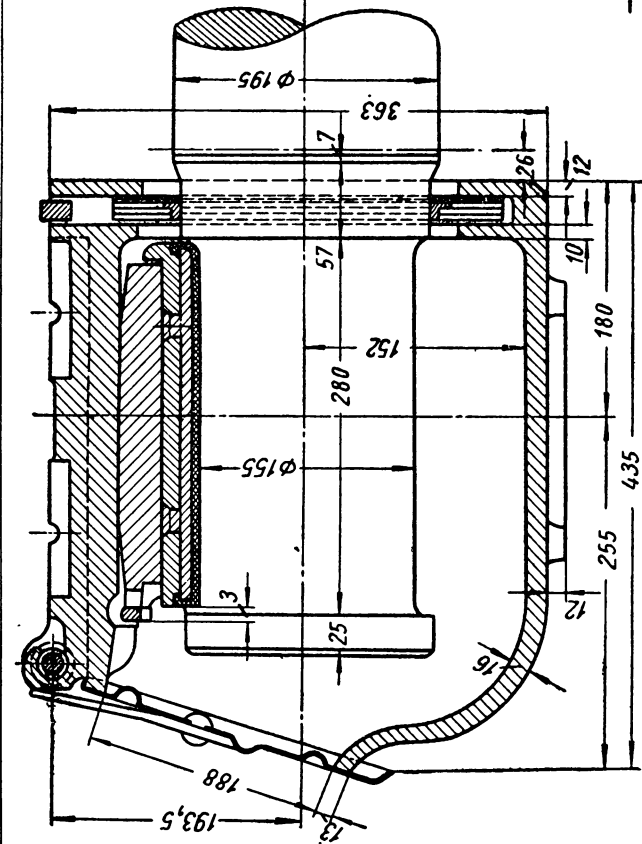
Фиг. 85. Букса для оси типа III, другой вариант.



Фиг. 86. Букса для оси типа IV.



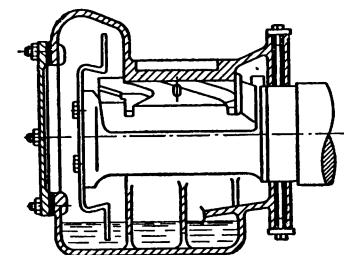
Фиг. 87. Пылевая шайба.



§ 29. САМОСМАЗЫВАЮЩИЕСЯ БУКСЫ

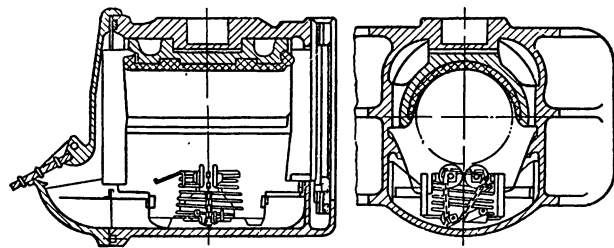
Существует много конструкций самосмазывающихся букс, но все они работают по одному и тому же принципу. У торцевой части оси устанавливается приспособление в виде диска, который вращается вместе с шейкой оси. При вращении диск захватывает смазку из нижней части буксы, увлекает ее вверх и здесь разбрызгивает ее по верхней части буксы и подшипнику.

На фиг. 88 показана самосмазывающаяся букса. Вращающийся вместе с шайбой диск подхватывает снизу смазку и передает ее на приемник, откуда смазка стекает на спинку подшипника. Под влиянием центробежной силы часть смазки отбрасывается к стенкам буксы и стекает вниз. Приемники устраивают или в виде желобов, по которым смазка стекает на подшипник, или в виде скребков; последние снимают с дисков смазку и подводят ее к подшипнику.



Фиг. 88. Самосмазывающаяся букса.

На фиг. 89 показан самосмазывающийся прибор, подающий смазку на шейку снизу.



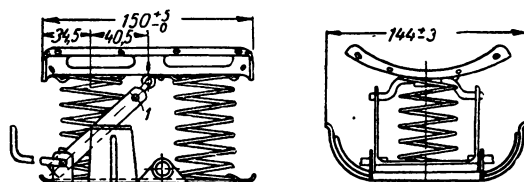
Фиг. 89. Буксовый самосмазывающийся прибор.

В нижней части буксы помещена железная коробка, на дне которой укреплена пружина, несущая обойму с двумя роликами. Имеется еще третий ролик; он находится во вращающейся скобе. Скоба отжимается пружиной книзу; ролики прижимаются пружиной к шейке оси. Ролики с валиками представляют собой цепочку, огибающую все три ролика. Ролики выточены за одно целое с валиками и имеют звездочки по шагу цепочки. Погруженная в смазку цепочка при своем движении захватывает смазку и отбрасывает ее на шейку оси.

Созданием самосмазывающихся букс имелось в виду автоматизировать подачу смазки и упростить уход за буксой. Однако практика показала, что самосмазывающиеся буксы не могут работать продолжительное время без добавления смазки ввиду засорения смазки пылью. Некоторым преимуществом этих букс является экономия смазки, но она не настолько значительна, чтобы оправдать затраты, связанные с введением этих букс, более сложных по конструкции. Кроме самосмазывающихся букс, применяются буксы с обыкновенной подбивкой, но изготовленной в виде жгута или, иначе, с валиковой подбивкой. Такая подбивка приобретает свойство упругости, что положительно отражается на работе буксы.

§ 30. ПОЛЬСТЕРНЫЕ БУКСЫ

Польстер, т. е. упругая подушка, состоит из каркаса (двух пластин, двух пружин, щетки и фитилей (фиг. 90). Верхняя пластина служит



Фиг. 90. Упругая подушка (польстер).

для укрепления щетки с отверстиями для фитилей. Нижняя пластина (основание польстера) состоит из двух частей, соединенных шарниром. Оси шарниров скобы 1 должны быть параллельными поперечной оси верхней пластины; при осаживании щетки пластины должны оставаться параллельными друг другу. Пружины нужно заделывать достаточно прочно в прорези пластин.

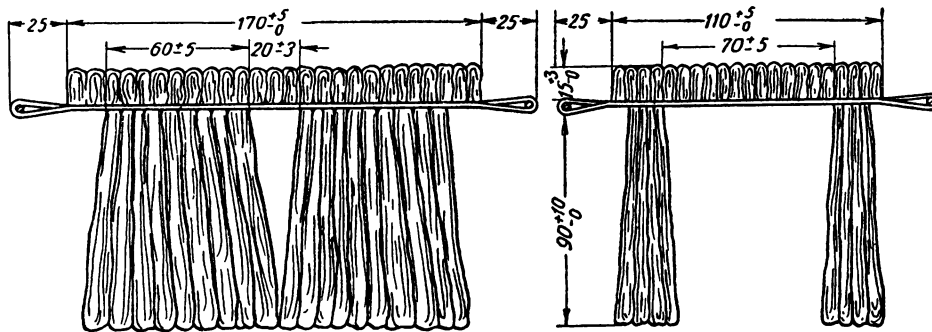
Пружины изготовляются из стальной проволоки марки Ст. 6 диаметром 2 мм. Они имеют семь полных витков, причем наружный диаметр витка равен 45 ± 0.3 мм, а высота пружины в свободном состоянии равна 93 мм с допуском $+3$ мм. Одна из пружин имеет правую завивку, а другая — левую.

К пружинам предъявляется следующее требование: при испытании 25-кратным сжатием до полной осадки они не должны давать остаточного прогиба.

Подача смазки происходит лучше, если фитили вплетены в щетку таким образом, что они

подводят смазку непосредственно на ее верхнюю поверхность (фиг. 91). Количество подаваемой

ника польстером протекало лучше, чем при высоте засасывания 55 мм.



Фиг. 91. Фитили для смазки.

смазки регулируется высотой польстера. Опытами было установлено, что при высоте засасывания, равной 25 мм, обслуживание подшип-

На фиг. 92 показана конструкция польстерной буксы, а польстер в сборе у буксы для оси типа III — на фиг. 75.

ГЛАВА X

БУКСОВЫЕ ПОДШИПНИКИ

§ 31. ПОДШИПНИКИ ТРЕНИЯ СКОЛЬЖЕНИЯ

Размеры и конструкции вагонного подшипника зависят от размеров осевой шейки, конструкции буксы и способа подведения смазки. Корпусы вагонных подшипников изготавливаются литыми из стали и бронзы, штампованными, а также из ковкого чугуна.

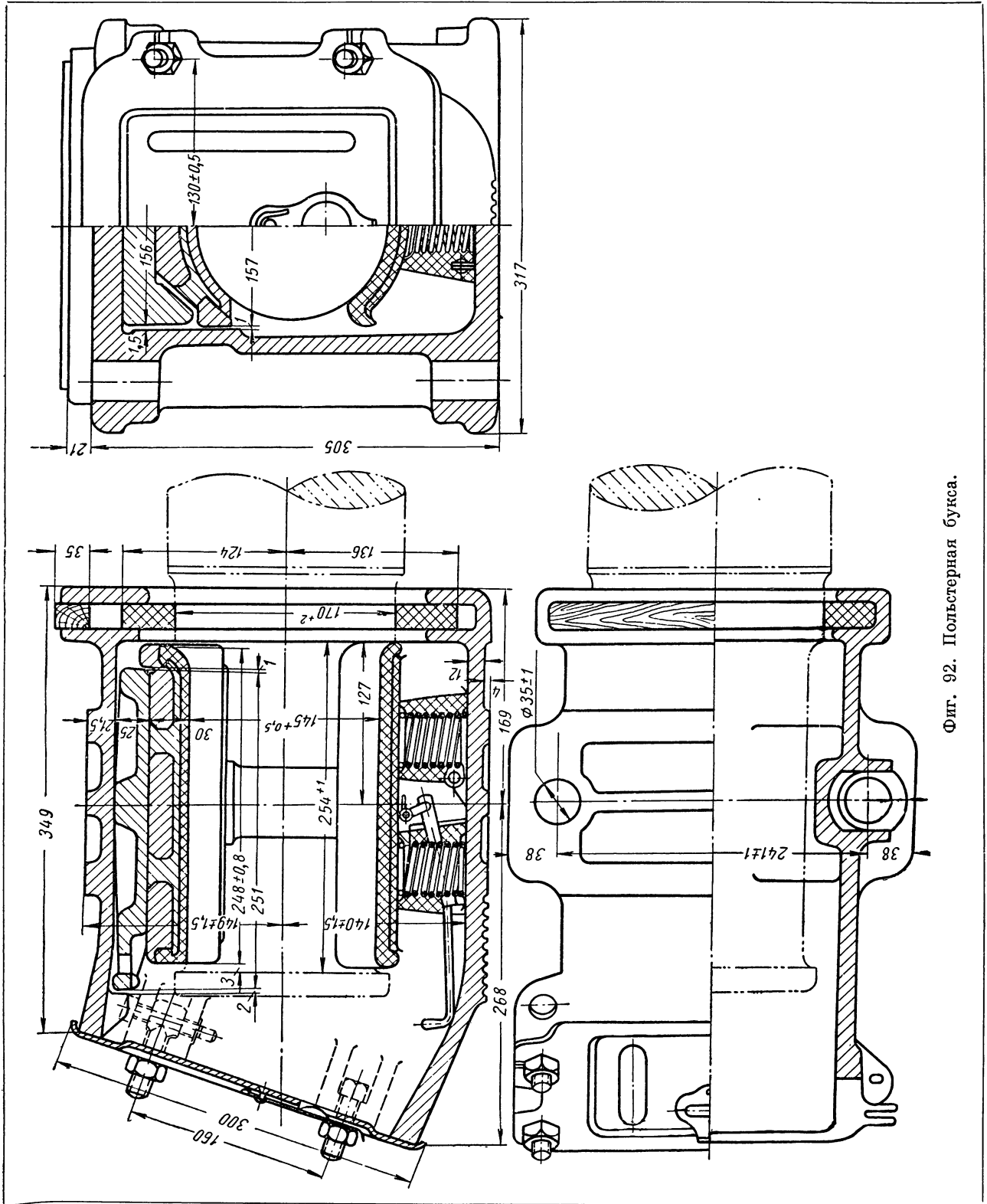
Для стальных литых корпусов подшипников применяется сталь марок от 15-4020 до 45-5612 включительно (ГОСТ 977-41) любого способа производства. Корпусы штампованных подшипников изготавливаются из стали марок по ГОСТ 380-50. Корпусы из ковкого чугуна отливаются из чугуна марок КЧ 35-10, КЧ 33-8, КЧ 30-6 или КЧ 35-4 по ГОСТ 1215-41.

Корпусы, отлитые из сталей 35-5016 и 45-5612, а также из сталей других марок бессемеровского способа производства, должны подвергаться отжигу или нормализации. Покоробленные корпусы из стали и ковкого чугуна необходимо выправлять с предварительным нагревом. Правка в холодном состоянии допускается только в том случае, если стрела прогиба не превышает 4 мм. Покоробленность до 2 мм можно не исправлять. Смещение продольной оси цилиндрической части корпуса относительно его наружной поверхности не должно превышать 2 мм.

Для букс трения скольжения в настоящее время употребляются подшипники с заливкой кальциевым баббитом. Между корпусом и слоем баббита закладывается бронзовая прокладка толщиной 5—6 мм. Поверхность соприкосновения прокладки с баббитом должна быть гладкой, для того чтобы в случае выплавления баббита на шейке не образовались задиры. Бронзовая прокладка современных подшипников крепится главным образом пазами с ласточкиным хвостом.

Баббит заливается слоем толщиной 3—4 мм. Заполняя конические отверстия в прокладке и пазы между прокладкой и корпусом, он хорошо удерживается в подшипнике. Внутренний диаметр подшипника после заливки баббитом должен быть на 1—2 мм больше диаметра шейки, что необходимо для образования масляного зазора. Поверхность кальциевого баббита можно не подвергать обработке.

Для получения продольного разбега на шейке подшипник делают на 2—3 мм короче шейки. Для центрирования подшипника и удобства его выемки между ним и потолком корпуса буксы помещают стальной вкладыш (буксовый клин). У букс свободно устанавливающихся осей вкладыш должен плотно прилегать к потолку и подшипнику. У букс, скрепленных с рамой наглухо, верхняя часть вкладыша должна быть цилиндрической.



Фиг. 92. Польстерная бужа.

Клин изготавливается из стали с помощью штамповки. Верхняя поверхность клина для буксы, жестко скрепленной с боковой рамой тележки, делается в продольном направлении по соответствующему радиусу.

Конструкции буксовых клиньев для вагонных осей типов I, II и III показаны на фиг. 93—95.

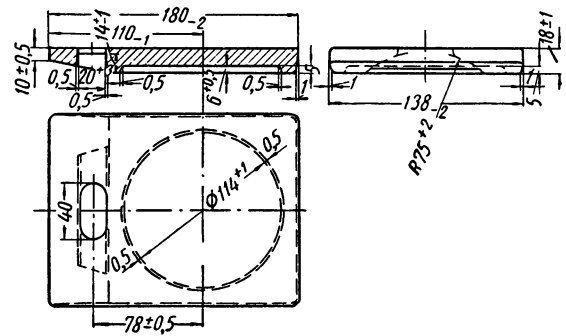
Конструкция стальной буксы для бесчелюстных тележек цельнометаллических пассажирских вагонов с подшипниками трения скольжения для осей типа III показана на фиг. 96.

Эта конструкция принадлежит к полъстерно-подбивочным буксам. Основное отличие ее от обычной буксы для вагонной оси типа III заключается в том, что она вместо направляющих пазов имеет стальные крыльчатые приливы, которые одновременно служат балансиром в тележке.

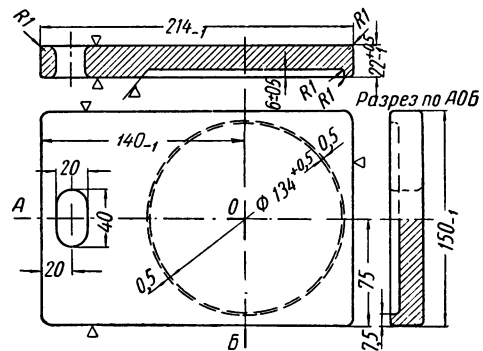
Конструкция корпуса стальной буксы для челюстной тележки цельнометаллического вагона изображена на фиг. 97.

Буксы этой тележки являются однотипными с полъстерными буксами усиленной балансирной тележки. К корпусу буксы прикреплены наличники, которые заменяются другими при предельном износе. Материал наличников — сталь марки 40. Наличники в настоящее время подвергаются термической обработке — закалке с целью лучшего сопротивления износу трущихся поверхностей. По своим размерам буксы взаимозаменяемы с буксами для роликовых подшипников (в отношении рамы тележки). На верхней части буксы приварена прямоугольная рамка, охватывающая нижнюю часть шарнирной опоры балансира. Между потолком буксовой коробки и подшипником помещается стальной штампованный буксовой клин. Корпус подшипника стальной. Подшипник заливается кальциевым баббитом марки БК-1 по ГОСТ 1209-50. Смазка буксы производится полъстером стандартного типа. Допускается в отдельных случаях замена полъстера подбивкой. Пылевая пайба устроена из двух слоев войлока и одного слоя стелечного картона толщиной 3 мм, причем вся толщина пылевой пайбы составляет 18 см. Буксовая коробка закрывается стандартной штампованной крышкой с плоской пружиной.

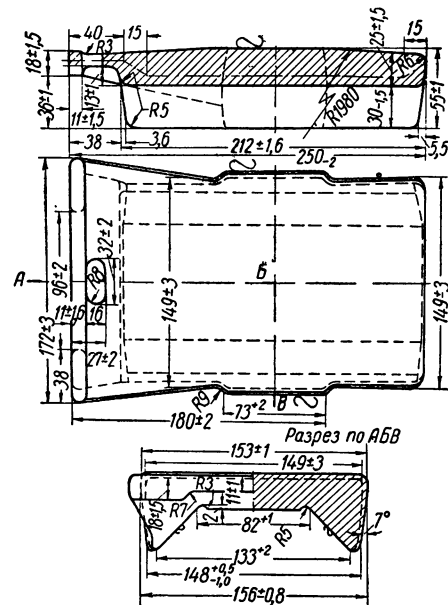
На фиг. 98 показан подшипник для вагонов грузового парка с осью типа II (шейка 120×210 мм), а на фиг. 99 — подшипник для грузовых вагонов с осью типа III (шейка 145×254 мм). На фиг. 100 изображен подшипник



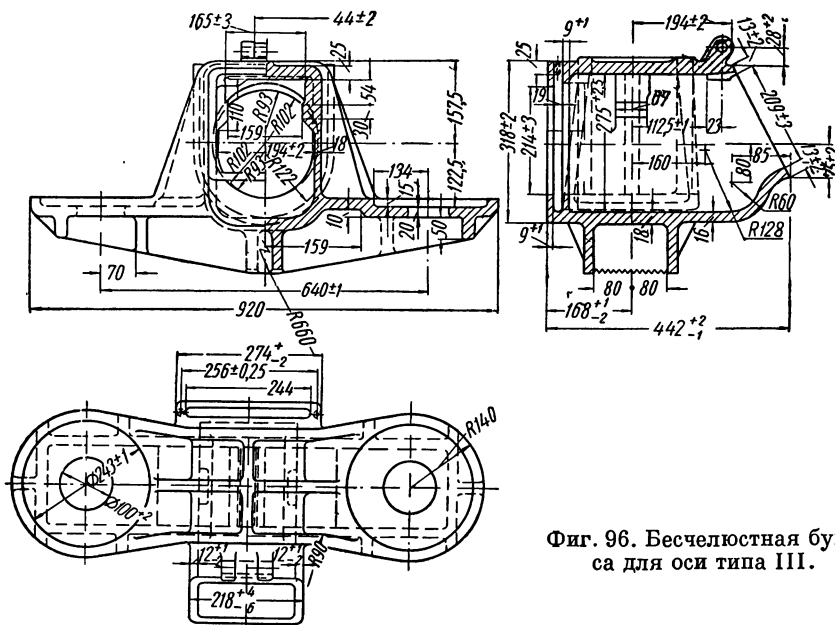
Фиг. 93. Вкладыш буксы грузового вагона для оси типа I.



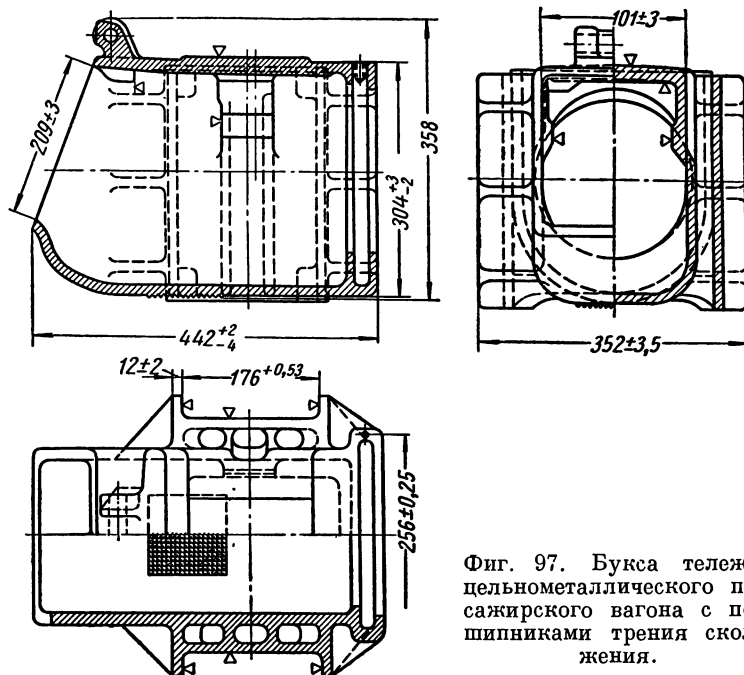
Фиг. 94. Вкладыш буксы грузового вагона для оси типа II.



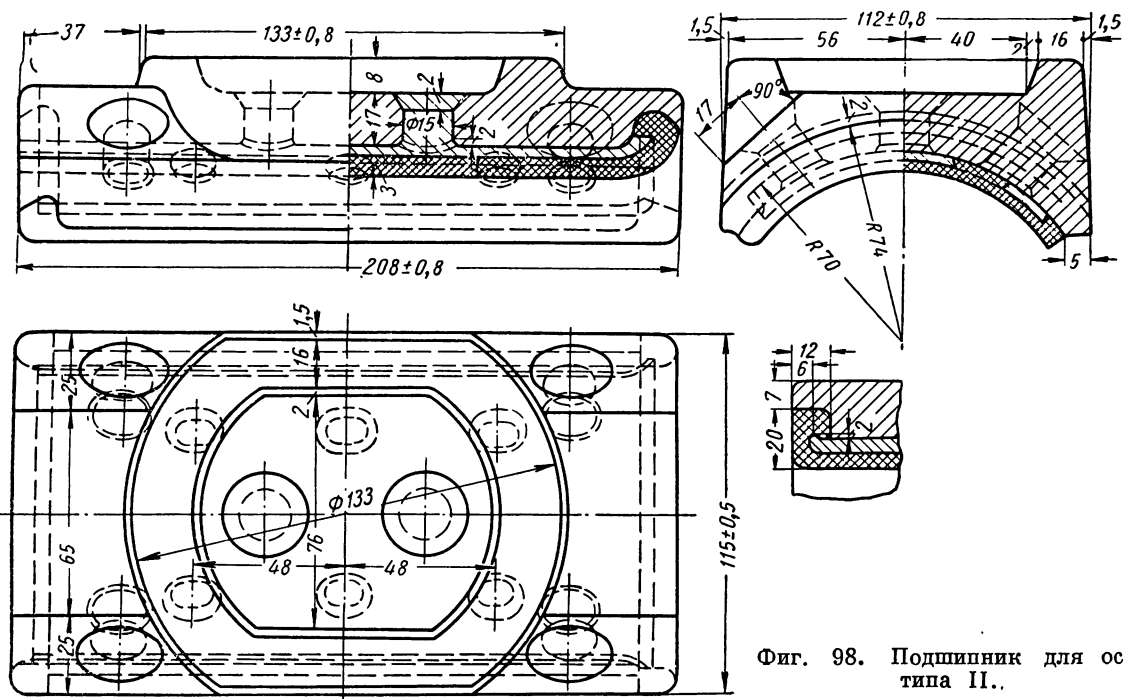
Фиг. 95. Вкладыш буксы грузового вагона для оси типа III.



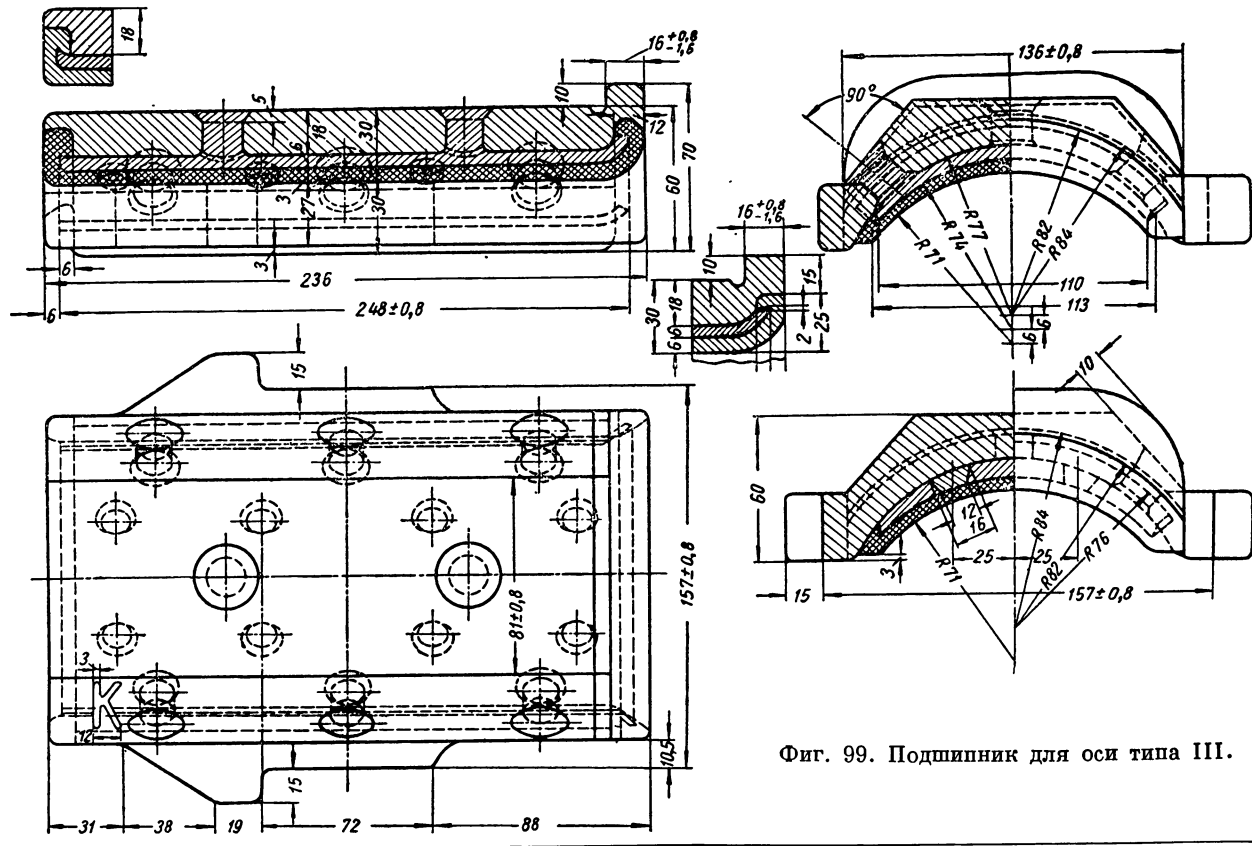
Фиг. 96. Бесчелюстная букса для оси типа III.



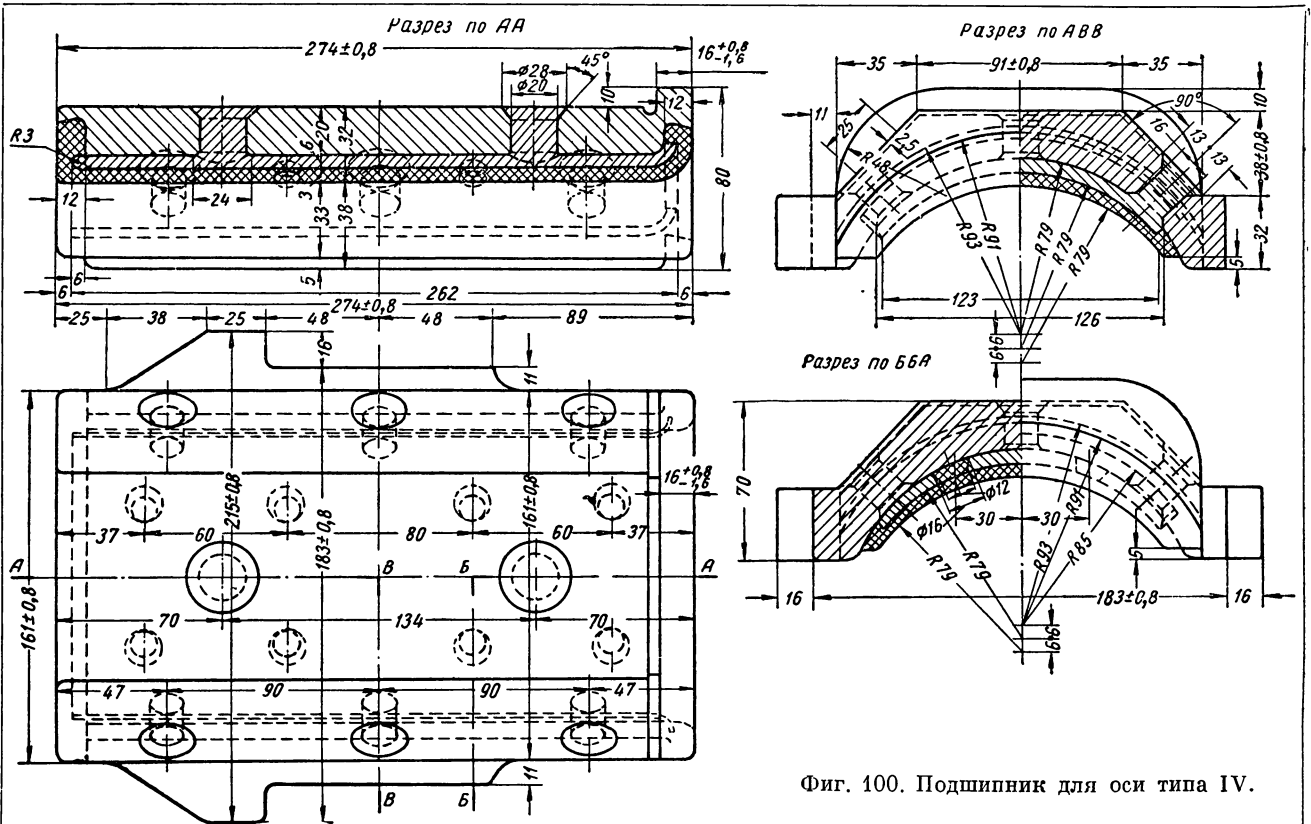
Фиг. 97. Букса тележки цельнометаллического пассажирского вагона с подшипниками трения скольжения.



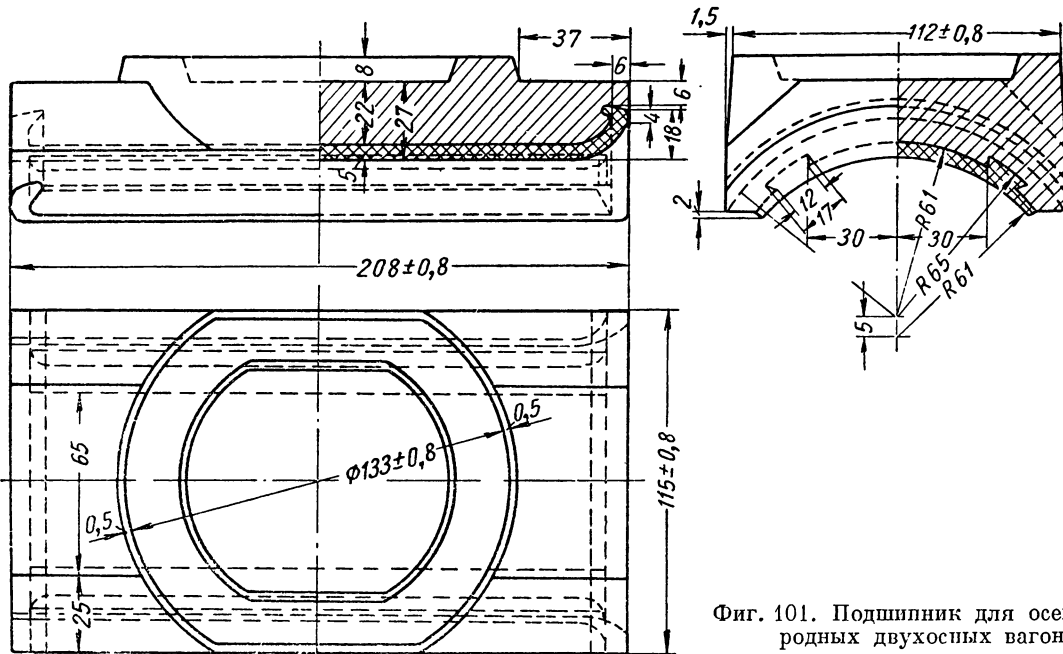
Фиг. 98. Подшипник для оси типа II.



Фиг. 99. Подшипник для оси типа III.



Фиг. 100. Подшипник для оси типа IV.

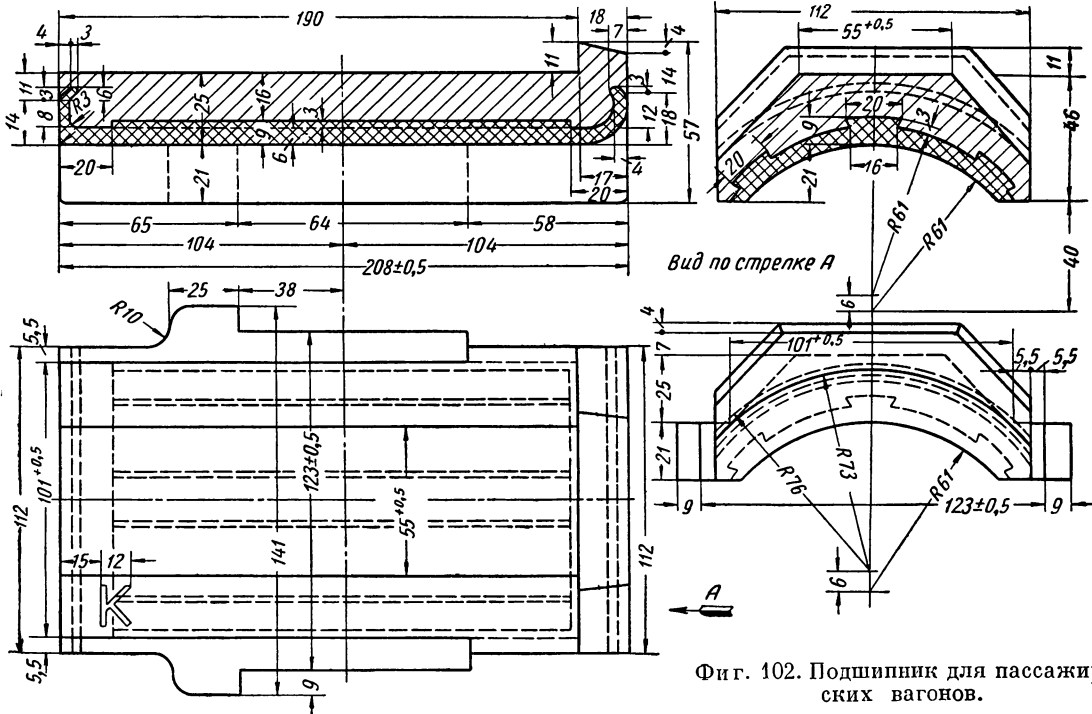


Фиг. 101. Подшипник для осей пригодных двухосных вагонов.

для четырехосного коксового самодвижущегося вагона, у которого размеры шеек оси составляют 150×280 мм.

Для пассажирских вагонов корпуса подшипников ранее изготавливались исключительно из бронзы. На фиг. 101 показан подшипник для осей 14-метровых пригородных вагонов, а на фиг. 102 — подшипник пассажирского вагона с длиной кузова 20,2 м в безбалансирной тележке.

температуре плавятся. Кроме того, в них входит дефицитный и дорогостоящий металл — олово. В связи с этим применяются более дешевые кальциевые баббиты, имеющие высокую температуру плавления (в пределах $300-600^\circ$). Эти баббиты обладают достаточно высокими антифрикционными свойствами и способностью быстро прирабатываться к шейке оси. Вагонные подшипники, залитые кальциевым баббитом,



Вагонные подшипники обычно охватывают шейку оси на $\frac{1}{3}$ окружности. Существуют подшипники, которые охватывают половину окружности шейки, но непосредственное соприкосновение с шейкой имеют на $\frac{1}{3}$ окружности; остальная часть подшипников образует с поверхностью шейки клиновидную щель для увеличения смазки под подшипник.

Бронзовые подшипники изготавливают из фосфористой бронзы или из бронзы с содержанием 6,5—8,5% олова, 6—8% свинца и 2—3% цинка. Оловянистые баббиты, применяемые для вагонных подшипников, имеют следующий химический состав в %:

Вагоны	Олово	Сурьма	Свинец	Медь	Примеси
Пассажирские	11,5—12,5	14—16	71,65—76,75	2,75—3,25	0,5
Грузовые	—	16—18	72,2—79,75	1,3—1,75	0,5

Оловянистые баббиты при нагреве до $180-200^\circ$ становятся мягкими, а при более высокой

не растачивают, а баббит не прилуживается к телу подшипника.

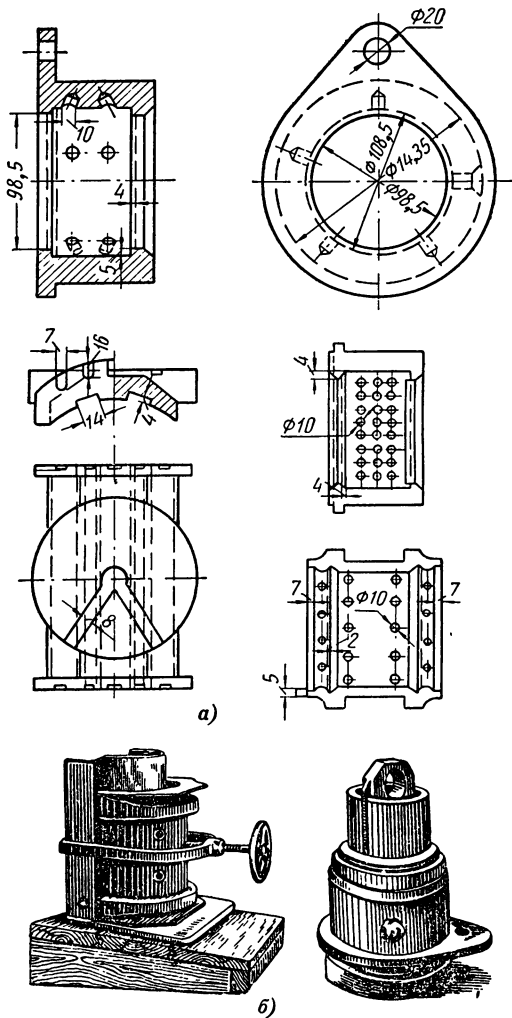
Для заливки подшипников применяется кальциевый баббит марки ВК по ГОСТ 1209-50. Твердость его по Бринелю должна быть не ниже 18 спустя 2,5 часа после заливки, или не ниже 23 по истечении суток.

Испытания показали, что кальциевый баббит при правильном обращении с ним не только не уступает оловянистому, но и несколько превосходит его. Об этом говорят следующие данные:

Наименование баббита	Кальциевый	Оловянистый
Твердость по Бринелю	24,9	21,0
Пробег в км	70 400	27 600
Полная потеря баббита в г	498	545
Число км пробега, на которое приходится потеря 1 г баббита	140	138
Износ баббита по толщине в мм	2,48	3,00

Однако заливка кальциевых баббитов — операция более трудная, чем заливка оловянистых баббитов. Кроме того, в расплавленном состоянии кальциевый баббит дает значительный угар.

Плавка кальцевого баббита и его заливка в подшипники должны производиться по пра-



Фиг. 103. Подшипники и подготовка их для заливки баббитом:

а — формы для заливки баббитом; б — собранный подшипник перед заливкой.

вилам, изложенным в специальной инструкции Министерства путей сообщения. Перед заливкой подшипник вместе с формой для заливки нужно подогреть до температуры около 250°. Основной частью формы является сердечник, который должен соответствовать форме и размерам шейки оси.

Баббит рекомендуется плавить в железных тиглях, а не в графитовых. Пригодны и чугунные тигли, но их стараются избегать вследствие их большого веса. Основным показателем качества баббита являются одновременно его химический состав и твердость. Определение качества сплава только по твердости не допускается, так как нормальной твердостью может обладать и баббит нестандартный, т. е. с пониженным содержанием кальция при нормальном содержании натрия.

На фиг. 103, а изображены эскизы форм и подшипников с примерными указаниями относительно их подготовки для заливки кальциевым баббитом. На фиг. 103, б показаны формы, собранные для заливки.

Для укрепления баббита на галтелях следует делать паз в виде ласточкина хвоста; его выфрезеровывают по окружности галтели, оставляя закраины. Подшипник, залитый кальциевым баббитом, можно поставить на шейку оси не ранее чем через 2—2,5 часа после заливки. Если заливка производится при помощи точных форм, то подшипники ставят на шейку без обработки и пригонки, если же применяются неточные формы, необходимо подшипники растачивать и пригонять к шейкам.

Подшипники, залитые кальциевым баббитом, маркируют буквой К, которую отчетливо выбивают на их корпусе сверху. Отметка краской не допускается.

При разборке и мойке деталей горячей водой нужно следить за тем, чтобы подшипники с кальциевым баббитом не оставались в воде более 5—10 мин., так как иначе может произойти окисление баббита. Хранить такие подшипники надо в сухом месте, не допуская попадания на них сырости.

Баббит, выплавленный из вагонных подшипников (его при этом не доводят до полного расплавления), добавляют при заливке подшипников к свежему баббиту в количестве до 20%.

§ 32. РОЛИКОВЫЕ ПОДШИПНИКИ И БУКСЫ

Для дальнейшего технического совершенствования вагонного парка очередной важнейшей задачей является переход на роликовые буксы в пассажирских и грузовых вагонах.

В директивах XIX съезда партии по пятому пятилетнему плану развития СССР на 1951—1955 годы указано: «В этом пятилетии должен быть закончен в основном перевод на автосцепку рабочего парка вагонов и приступлено к обору-

дованию подвижного состава железных дорог роликовыми подшипниками».

Роликовые буксы по сравнению с буксами, имеющими подшипники трения скольжения, обладают следующими основными преимуществами:

1. Полное отсутствие нагрева буксовых подшипников и отцепок вагонов от поездов для постановки в ремонт по этой причине.

2. Смазка буксовых подшипников и осмотр их производится через продолжительный срок, не требуя таковых в пути следования вагона до места назначения его, что сокращает простой поездов на станциях.

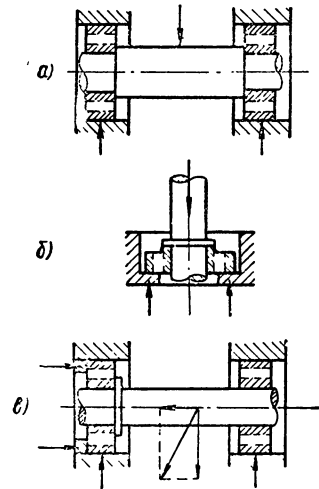
3. Отсутствие износа шеек осей, а следовательно, увеличение срока службы вагонных осей.

4. Уменьшение расхода смазки и отсутствие подбивочных концов, что дает значительную экономию и резко сокращает штат обслуживающего персонала.

5. Не требуется перевода букс на летнюю или зимнюю смазку.

6. Для грузовых вагонов при спуске их с горки в большие морозы не требуется разогрева и добавления горячей смазки на станционных путях, что обычно делается при подшипниках трения скольжения. Необходимость добавления горячей смазки в буксы в подшипники трения скольжения вызывается тем, что вагоны при наличии указанных подшипников в сильные морозы не скатываются даже с зимних горок.

Подшипники качения по форме разделяются на шариковые и роликовые, а по характеру воспринимаемой ими нагрузки — с радиальной нагрузкой, с осевой нагрузкой и с комбинированной нагрузкой, состоящей из осевой и радиальной. Классификация подшипников качения по конструктивным особенностям дана в ГОСТ 520-45. На фиг. 104 показаны схемы передачи на подшипники радиальной, осевой и комбинированной нагрузок.



Фиг. 104. Схемы передачи нагрузок на роликовый подшипник:

а — радиальная нагрузка; б — осевая нагрузка; в — комбинированная нагрузка.

2. Смазка буксовых подшипников и осмотр их производится через продолжительный срок, не требуя таковых в пути следования вагона до места назначения его, что сокращает простой поездов на станциях.

3. Отсутствие износа шеек осей, а следовательно, увеличение срока службы вагонных осей.

4. Уменьшение расхода смазки и отсутствие подбивочных концов, что дает значительную экономию и резко сокращает штат обслуживающего персонала.

В вагоностроении вначале применялись радиальные шариковые подшипники (трамвайные вагоны), но они не получили распространения, так как при большом давлении на вагонный подшипник от вертикальных и горизонтальных сил шарики быстро изнашивают поверхность катания колес.

В настоящее время в железнодорожных вагонах применяются только радиальные роликовые подшипники.

Осевые шариковые или роликовые подшипники могут быть применены в подпятниках тележек, что обеспечивает свободное поворачивание их и уменьшает сопротивление при движении вагона.

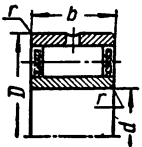
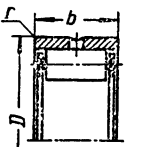
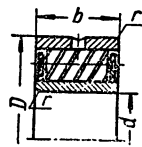
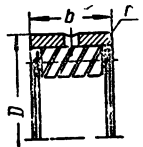
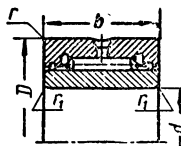
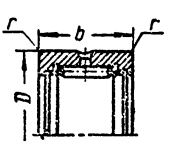
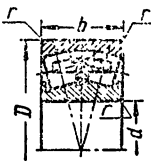
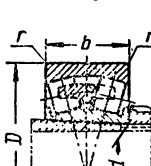
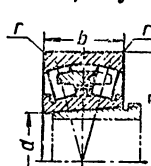
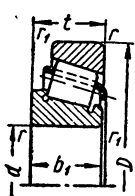
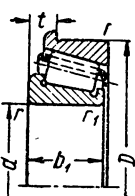
По своей конструкции радиальные и радиально-упорные роликовые подшипники разделяются на различные категории (табл. 57).

Таблица 57

Роликовые радиальные и радиально-упорные подшипники

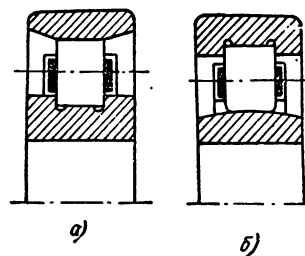
С короткими цилиндрическими роликами, несамостоятельными			
Без бортов на наружном кольце (основной тип)	Без бортов на внутреннем кольце	С одним бортом на внутреннем кольце	Без бортов на наружном кольце с двумя запорными шайбами без сепаратора
Без бортов на внутреннем кольце	С одним бортом на внутреннем кольце	С упорным фасонным кольцом	С упорным кольцом
Без бортов на наружном кольце с двумя запорными шайбами без сепаратора	Без бортов на наружном кольце на буксовых втулках		

Продолжение табл. 57

С длинными цилиндрическими роликами, несамостоятельными		
Комплектные (основной тип)	С одним наружным кольцом	
		
С витыми роликами, несамостоятельными		
Комплектные (основной тип)	С одним наружным кольцом	
		
Игольчатые, несамостоятельные		
Комплектные (основной тип)	С одним наружным кольцом	
		
Сферические двухрядные, самостоятельные		
Основной тип	На закрепительных втулках	На буксовых (стяжных) втулках
		
Конические (радиально-упорные)		
Однорядные (основной тип)	Однорядные с упорным бортом на наружном кольце	
		

Подшипники с цилиндрическими роликами подразделяются на открытые, полузакрытые и закрытые.

Открытые конструкции роликового подшипника с цилиндрическими роликами показаны на фиг. 105. В конструкции, изображенной на фиг. 105, а, внутреннее кольцо поверхности катания имеет два заплечика, а наружное кольцо обточено по сферической поверхности. Направ-



Фиг. 105. Открытые конструкции подшипников с цилиндрическими роликами:

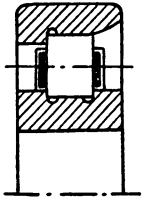
а—внутреннее кольцо имеет два заплечика, наружное сферической формы; б—заплечики находятся на наружном кольце.

ляющие реборды роликов тоже обточены по сфере, благодаря чему подшипник допускает легкие прогибы оси без перегрузки или повреждения ролика. В конструкции, изображенной на фиг. 105, б, заплечики находятся в наружном кольце, а сферическую поверхность катания имеет внутреннее кольцо. Здесь самоцентрирование достигается легче, чем в предыдущей конструкции, так как при нагрузке, сопровождающейся толчками, внутреннее кольцо может перемещаться поперек роликов, не приводя их в движение. Благодаря этому понижается трение в подшипнике, уменьшается его износ и шум при работе подшипника. Обе рассмотренные конструкции не допускают продольной осевой нагрузки. Это объясняется тем, что закрепление наружного кольца исключает возможность его перемещения вдоль оси, так что отсутствует осевая игра.

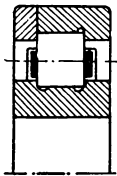
Полузакрытый подшипник (фиг. 106) имеет один заплечик на наружном кольце. В отличие от открытых подшипников роликовый подшипник этого типа не требует специального закрепления, препятствующего продольным смещениям оси.

Закрытый тип подшипника (фиг. 107) имеет наружное кольцо, которое разделено на две части, так как здесь невозможно изготовить большие пазы для роликов. Съемное боковое кольцо составляет второй заплечик наружного кольца. Внутреннее кольцо имеет большую длину по шейке, что является недостатком кон-

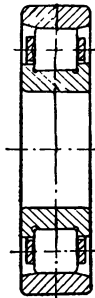
струкции. На фиг. 108 показан однорядный роликовый подшипник с короткими цилиндрическими роликами. К недостаткам подшипников этого типа надо отнести восприятие незначительной допустимой ими осевой нагрузки и большую чувствительность к перекосам шейки оси. В железнодорожных вагонах были



Фиг. 106. Полуоткрытый тип подшипника.



Фиг. 107. Закрытый тип подшипника.



Фиг. 108. Однорядный цилиндрический роликоподшипник.

случаи защемления роликов даже при сравнительно незначительных перекосах оси. Дорожке качения на кольце, не имеющем бортов, или цилиндрическим роликам придают слегка выпуклую форму для предупреждения защемления роликов, что позволяет подшипнику несколько самоустанавливаться.

Роликовые подшипники с длинными цилиндрическими роликами просты по конструкции и состоят из сепаратора с роликами без колец. Качение роликов происходит непосредственно по шейке оси и корпусу подшипника. Недостатками подшипников этого типа являются невозможность воспринимать осевую нагрузку, большой коэффициент трения, перекосы в процессе работы, которые вызывают дополнительные внутренние напряжения. Поэтому такие роликовые подшипники находят себе применение в вагонетках промышленного транспорта для небольшой подъемной силы и скорости.

Для уменьшения габарита роликовых подшипников в радиальном направлении делают игольчатые подшипники, у которых ролики имеют очень малый диаметр и носят название подшипниковых игл.

Существует много различных конструкций и разновидностей игольчатых подшипников. Основные из них следующие:

- а) комплектные подшипники, т. е. с наружным и внутренним кольцом;
- б) подшипники без внутреннего кольца с наружным точеным или штампованным кольцом;
- в) подшипники со свободными иглами, находящимися непосредственно между шейкой и корпусом.

Крепление держателей для игл производится точечной сваркой. На фиг. 109 показана конструкция комплектного игольчатого подшипника без держателей игл.

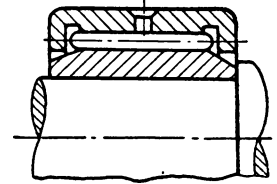
Игольчатые подшипники воспринимают значительные радиальные нагрузки при ограниченном габарите в радиальном направлении, легко переносят толчки и удары, но имеют следующие основные недостатки: не способны к восприятию осевых нагрузок, обладают сравнительно высоким коэффициентом трения и недостаточно долговечны по сравнению с роликовыми подшипниками. Подшипники этого типа находят себе применение в вагоностроении для передвижения задвижных дверей и в других механизмах вагонов.

Для цилиндрических длинных роликов $H_{RC} = 48 \div 56$, для игольчатых роликов $H_{RC} = 61 \div 65$, для колец всех типов шариковых и роликовых подшипников $H_{RC} = 61 \div 65$.

Цилиндрические ролики считаются короткими, если $\frac{\text{длина}}{\text{диаметр}} \leq 2$, и длинными, если $\frac{\text{длина}}{\text{диаметр}} > 2$.

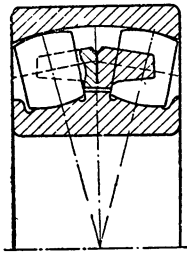
Роликовые подшипники с бочкообразными роликами (двухрядные) состоят из внутреннего кольца, наружного кольца, роликов, помещенных между ними, и двойного держателя роликов (сепаратора), который удерживает ролики на определенном расстоянии друг от друга (фиг. 110)

Наружное кольцо имеет сферическую поверхность качения с центром на оси вала, что придает ему свойство самоустанавливаться при перекосах шейки оси вагона, не вызывая дополнительных напряжений в подшипнике. Внутреннее кольцо при работе подшипника может смещаться вместе с роликами на некоторый угол относительно наружного кольца. Во внутреннем кольце имеются два ряда дорожек качения с профилями, соответствующими профилю роликов. Ролики имеют бочкообразную форму тела вращения с несимметричной криволинейной обрабатываемой. Благодаря тому, что радиус кривизны поверхностей качения роликов несколько меньше радиуса сферической поверхности качения наружного кольца,

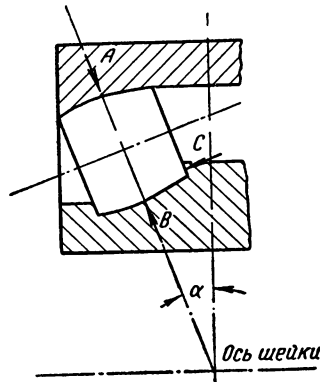


Фиг. 109. Игольчатый подшипник.

подшипник может самоустанавливаться при перекосах шейки оси. Такие роликовые подшипники работают при трении качения и трении скольжения. От действия вертикальной нагрузки на подшипник ролик будет находиться под влиянием сил A , B и C (фиг. 111). От сил A и B ролик будет сжиматься и вдавливаться в по-



Фиг. 110. Бочкообразные ролики.



Фиг. 111. Силы, действующие на ролик.

верхность своего качения. От силы C будет происходить сдвиг ролика и прижатие его к выступу в нижнем кольце. При таком распределении сил величина трения будет зависеть от следующих причин: при трении качения — от диаметра ролика и его формы, соотношения между диаметрами ролика и роликового кольца (т. е. от числа роликов) и от материала роликов и колец. Сопротивление качению будет тем меньше, чем больше будет твердость и прочность материала роликов и колец. При трении скольжения от действия силы C , которая прижимает ролик к выступу в нижнем кольце, ролик, вращаясь вокруг своей оси, имеет в то же время некоторое перемещение в направлении движения нижнего кольца, которое закреплено на шейке оси и вращается вместе с шейкой, что вызывает трение скольжения. Кроме того, ролик может иметь скольжение по отношению к поверхности качения. Величина трения в этом случае будет зависеть от давления на поверхность качения, скорости движения и вязкости масла. Так как роликовые подшипники смазываются, то вследствие наличия масляной пленки трение будет подчиняться всем законам трения смазанных поверхностей. В настоящее время нет еще исчерпывающих формул, определяющих трение в роликовых подшипниках. Специфические условия работы железнодорожных вагонных роликовых подшипников требуют определения действительных коэффициентов тре-

ния пока единственным путем экспериментального исследования типов подшипников, намечаемых к применению в вагонных буксах.

Роликовые подшипники описанного типа допускают повышение нагрузки. При одинаковых условиях работы они могут быть нагружены примерно в 1,3 раза больше, чем роликовые подшипники с цилиндрическими роликами и в 2 раза больше, чем шариковые подшипники. Расположение роликов под углом к средней плоскости подшипника создает возможность воспринимать осевые усилия подшипником. Указанные преимущества подшипников с бочкообразными роликами, а именно повышенная нагрузка, восприятие осевых сил на способность самоустанавливаться, делают этот тип наиболее рациональным для применения в железнодорожных вагонных буксах.

Роликовые подшипники с коническими роликами. Конические роликовые подшипники имеют наружное кольцо, внутреннее кольцо, ролики конической формы и сепаратор. Эти подшипники могут быть применены при наличии комбинированных нагрузок (осевой и радиальной) и по своей конструкции относятся к группе радиально-упорных подшипников. Поверхность качения наружного и внутреннего колец представляет форму конусов, у которых вершина находится на горизонтальной оси подшипника. При такой конструкции ролики вращаются в подшипнике без скольжения, имея также коническую форму с небольшим углом конуса до 5° . На внутреннем кольце делаются два борта, из которых один со стороны большого диаметра является направляющим для роликов. Сепаратор с отверстиями в виде трапеций делается из мягкой стали цельноштампованным. Конические роликовые подшипники способны воспринимать большие радиальные и осевые нагрузки, просты в сборке и разборке и допускают возможность регулирования осевого зазора по мере износа поверхности качения.

Роликовые подшипники с витыми роликами. Подшипники с витыми роликами по конструкции одинаковы с цилиндрическими роликовыми подшипниками. Витые ролики делаются из стальной ленты прямоугольного сечения, которая завивается в виде полого прутка (трубки), а затем закаливается. После закалки ролики приобретают твердость $H_{RC} = 45 \div 50$ и упругость, которая предохраняет поломку роликов во время работы при возможных перекосах шеек осей. Преимущество таких подшипников против подшипников с длинными цилинд-

дрическими роликами состоит в том, что при перекосах шеек осей ролики почти не испытывают дополнительных напряжений вследствие своей упругости, благодаря чему подшипники лучше работают при ударных нагрузках. Однако подшипники такого типа при одинаковых габаритных размерах с подшипниками, имеющими цилиндрические длинные ролики, допускают значительно меньшие нагрузки. Осевые нагрузки у них совершенно не воспринимаются. Они могут быть применены в вагонетках промышленного транспорта с небольшой грузоподъемностью, но при значительных ударных вертикальных нагрузках.

Шариковые подшипники. Не рассматривая радиальных шариковых подшипников, которые по указанным выше причинам не находят себе применения в железнодорожных вагонах, укажем на упорные шариковые подшипники, которые применяются в подпятниках пассажирских и грузовых вагонов. Упорные подшипники бывают одинарные и двойные с плоскими кольцами. Одинарные состоят из двух колец, шариков и сепаратора. Такие подшипники служат для восприятия исключительно осевой нагрузки в одном направлении. Радиальных нагрузок эти подшипники не допускают. Упорные шариковые подшипники двойные с плоскими кольцами имеют посадочное тугое среднее кольцо, два свободных кольца, два ряда шариков и два отдельных сепаратора. Посадочное и свободные кольца на своих поверхностях имеют дорожки для качения шариков. Подшипники такого типа допускают осевые нагрузки в обоих направлениях. В ГОСТ 520-45 предусмотрены упорные шариковые подшипники двух конструкций: одинарные с плоскими кольцами (основной тип) и двойные с плоскими кольцами (основной тип). Шарика имеют $H_{RC} = 61 \div 65$.

Упорные шариковые подшипники, имеющие сферическую форму опорных поверхностей колец, компенсируют некоторое вредное влияние перекосов вертикального вала. Однако существовавшие ранее конструкции таких подшипников имели эксплуатационные дефекты, а потому действовавшие на них ОСТ 7220 и 7222 отменены как не оправдавшие себя.

Типы и конструкции подшипников качения, применяемые в вагонах

В вагонных буксах применяются подшипники качения с цилиндрическими, бочкообразными, коническими и витыми роликами, а в

подпятниках тележек— подшипники с шариками. Для обеспечения надежной и безопасной работы подшипника качения необходимо правильно выбрать его посадку на шейку оси и в корпус буксы. При выборе посадок подшипников качения необходимо учитывать условия работы подшипника в данном узле, так как посадки зависят от многих причин, а именно от того, вращается ли шейка или корпус, от характера и величины нагрузки, числа оборотов и конструкции подшипника, от условий сборки и разборки и твердости металла.

В вагонных буксах вращается шейка оси. Наружное кольцо является неподвижным. При практических расчетах грузоподъемность подшипника снижается до 70% при конструкции подшипника, у которого вращается наружное кольцо, против подшипников, у которых наружное кольцо неподвижное. Внутреннее кольцо следует устанавливать на вращающейся шейке с неподвижной посадкой и оно вращается вместе с шейкой. При установке наружного кольца в корпус с неподвижной посадкой без зазора в течение некоторого периода работы подшипника на дорожке качения одна из точек будет испытывать максимальное усилие, что вызывает местный износ кольца и сокращение срока службы подшипника. Для предупреждения этого необходимо наружному кольцу давать посадку с незначительным зазором, благодаря чему под действием толчков наружное кольцо будет проворачиваться в корпусе и обеспечит более продолжительную службу подшипника. Чрезмерного проворачивания наружного кольца не должно быть.

Под действием радиальной и значительной ударной нагрузок, которые имеют место в железнодорожных буксах грузовых вагонов, посадочный натяг после установки уменьшается вследствие деформаций посадочных поверхностей и смятия шлифовочных гребешков. Благодаря этому уменьшается плотность неподвижных посадок и увеличивается зазор подвижных посадок. При большой грузоподъемности железнодорожных подшипников посадка их с недостаточным натягом может вызвать зазор, что приведет к неприятным последствиям. Чем больше нагрузки и чем больше ударные воздействия на подшипники, тем более плотные посадки должны иметь кольца подшипников.

Все подшипники в связи с выбором посадок и по конструктивным особенностям можно классифицировать на три основные группы:

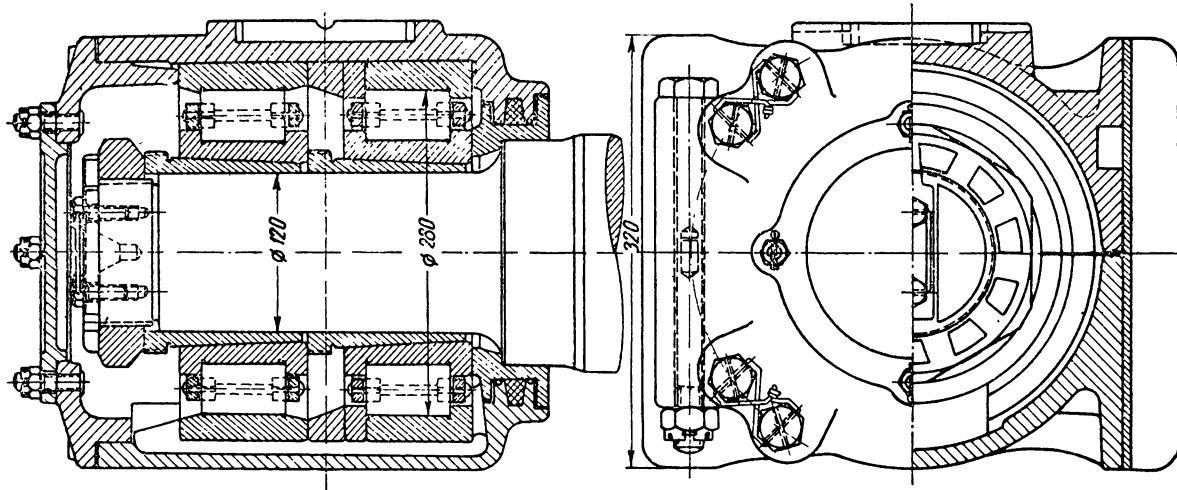
- 1) с предварительным натягом;

- 2) с регулируемым натягом;
- 3) нерегулируемого типа.

Выбор посадок подшипников по первой группе производится по специальным таблицам заводов-изготовителей. В каждом отдельном случае надо учитывать величину предварительного натяга или сжатия тел качения между кольцами. Величина натяга после установки подшипника должна быть проверена, так как слишком плотные посадки являются весьма опасными, а слишком слабые не дают полного предварительного натяга.

вой посадке подшипник удерживается на шейке только за счет натяга, который получается от незначительного уменьшения диаметра внутреннего кольца по отношению к шейке оси. При сборке-разборке внутреннее кольцо и шейка в процессе этих операций срабатываются, и после трех-четырёх операций подшипник требует замены, так как он уже не может быть надёжно укреплен на этой же шейке оси.

Посадка на втулке не вызывает износа осевых шеек и внутренних колец подшипников при сборке-разборке. При этой посадке можно сни-



Фиг. 112. Букса с цилиндрическими роликами.

При выборе посадок с регулируемым натягом необходимо следить за тем, чтобы не создались слишком больших напряжений, что может вызвать образование трещин и разрушение подшипника. При выборе посадок нерегулируемого типа необходимо оценить степень влияния натяга на изменение диаметра дорожки качения колец и начального люфта.

Условия сборки и разборки буксового узла влияют на выбор посадки. Железнодорожные вагонные буксы, где подшипники по условиям эксплуатации подвергаются частым разборкам и сборкам, не должны допускать применения ослабленных посадок. Необходимо обеспечить сохранность посадочных мест шеек осей и легкость сборочных операций. Горячая посадка подшипников не может быть рекомендована, так как она вызывает большие затруднения при повторных операциях сборки-разборки и ослабляет первоначально заданные посадки вследствие потери начальных размеров шеек оси. При горячей, а также при холодной прессо-

мать и вновь насаживать подшипники на шейки осей неограниченное количество раз. Это особенно важно для всех вагонных осей, шейки которых должны проверяться дефектоскопом при каждом полном освидетельствовании колесных пар, что требует снятия подшипников. Посадку осуществляют при помощи стяжных буксовых или крепежных втулок.

Железнодорожная вагонная букса с цилиндрическими роликами и посадкой подшипников на втулке показана на фиг. 112.

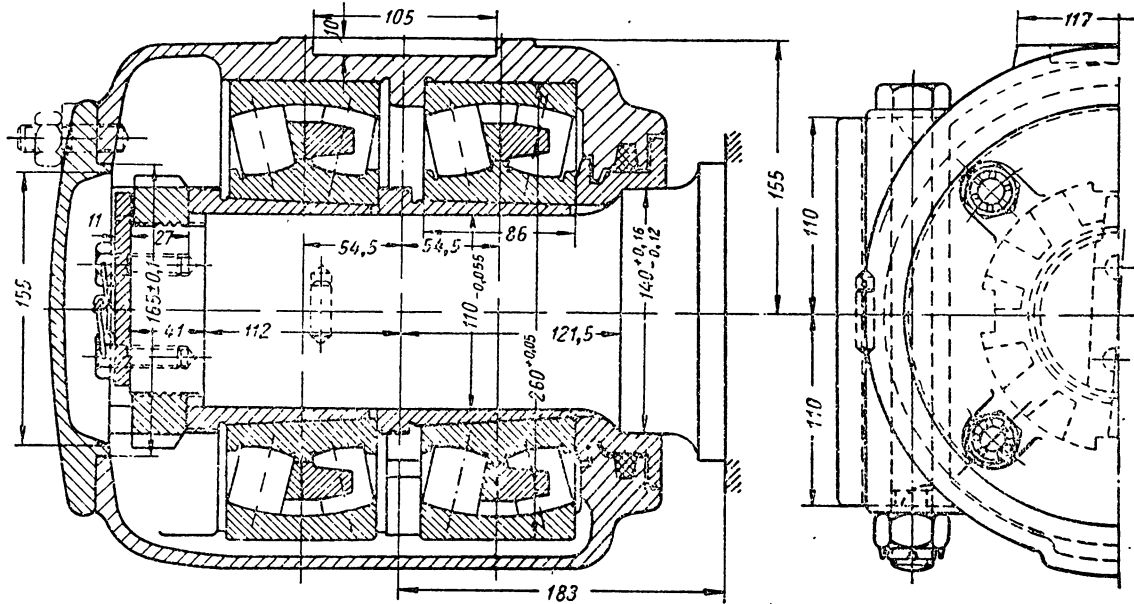
Букса с бочкообразными роликами, применяемая в пригородных прицепных железнодорожных вагонах электрической тяги, показана на фиг. 113.

Роликовые подшипники заклинивают коническими втулками на шейках оси и закрепляют гайками, используя нарезку на конце осевой шейки. С передней стороны букса снабжена крышкой. Наружное кольцо имеет сферическую поверхность катания с точечным касанием роликов.

По поверхности катания внутреннего ролика движение происходит с линейным касанием роликов. Ролики собраны в два ряда. Каждый ряд расположен в особом держателе, причем ролики в рядах могут двигаться независимо друг от друга. Длина ролика меньше его диаметра. Ролики несимметричны и несколько сужены к внешней стороне. Точка касания наружного кольца не совпадает с наибольшим диаметром ролика, поэтому создается усилие, прижимающее ролики к гребню внутреннего

пус буксы стальной, разъемный. Для предохранения от пыли со стороны предподступичной части оси имеется в корпусе буксы пылевая шайба.

Букса с коническими роликами чистого качения и коническими поверхностями катания показана на фиг. 114. Для обеспечения осевого перемещения в этой конструкции приняты соответствующие зазоры в продольном и поперечном направлениях между буксой и буксовыми направляющими. В указанной конструкции



Фиг. 113. Букса с бочкообразными роликами.

кольца. Вследствие трения давление несколько увеличивается и уменьшается перекашивание

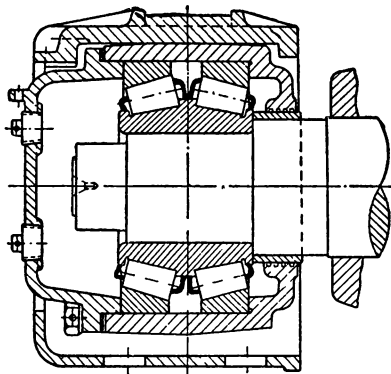
(фиг. 114) применена жидкая смазка. Подшипник насаживается на шейку оси без заклинивающих втулок, с натягом при холодной запрессовке или с подогревом в жидкости (масле).

Буксы с витыми (спиральными) эластичными роликами показаны на фиг. 115. Такая букса нашла некоторое применение в трамвайных вагонах.

На фиг. 116 показано устройство подпятника на шариковых подшипниках с плоскими кольцами. На фиг. 117 изображено устройство уравновешивающего подпятника при наличии сферических колец и шариковых подпятников.

Букса с роликовыми подшипниками и буксовый узел цельнометаллических пассажирских вагонов для бесчелюстной тележки показаны на фиг. 118.

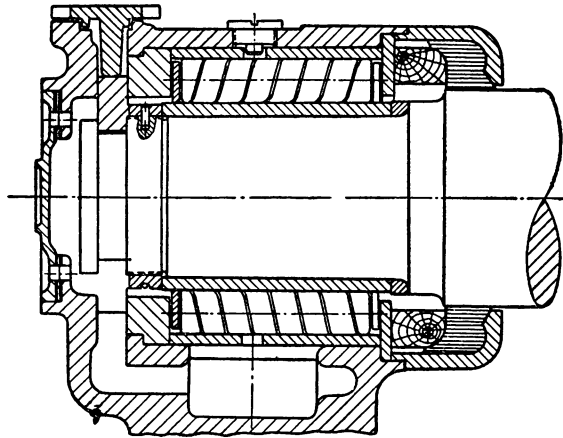
Рама тележки 1 опирается через пружины 3 на стальную коробку 2 буксы, которая одновременно выполняет роль балансира тележки.



Фиг. 114. Букса с коническими роликами.

роликов и степень их прижатия к держателю, а также посадка подшипников на втулке. Кор-

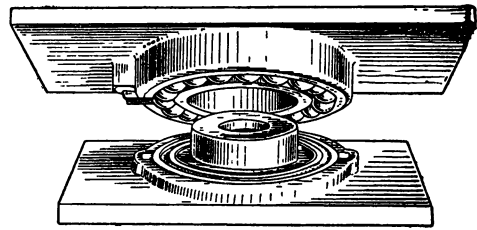
Стальные литые шпинтоны 4 расположены внутри пружин. Шпинтоны своими концами проходят через крылья буксы и закрепляются гайкой 5. Пружины передают нагрузку через нижний поддон 6 и резиновую шайбу 7 из вулканизированной резины. Шайба 7 обладает



Фиг. 115. Букса со спиральными роликами.

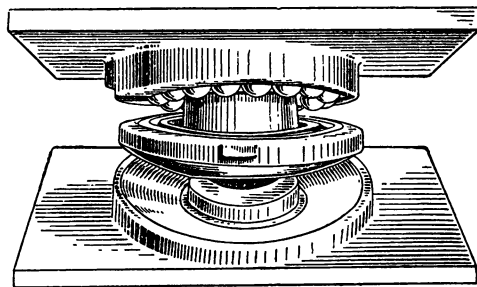
значительной разрывной прочностью, растяжением и стойкостью против температурных изменений в пределах от -40° до $+60^{\circ}$. Кроме сопротивления истиранию, резиновая шайба поглощает толчки, различные вибрации и устраняет проникновение шума в вагон. При сильных ударах колесной пары на стыках рельсов и других неровностях, когда пружины получают полную осадку, резиновая шайба смягчает удары и предохраняет пружины от поломок. Передняя часть буксы закрыта двумя крышками 8 большой и малой. Назначение малой крышки — обеспечить добавление смазки в буксу. Для предохранения от пыли и утечки смазки задняя часть буксы имеет уплотнительный воротник 9 и войлочное кольцо 10. Внутри корпуса буксы на шейке оси расположены два подшипника, из которых один двухрядный с бочкообразными роликами и другой однорядный с цилиндрическими роликами. Расположение двух подшипников на одной шейке оси сделано для того, чтобы уменьшить наружные поперечные размеры буксы, так как в противном случае букса не сможет разместиться в буксовом проеме. Между подшипниками установлено дистанционное кольцо. Посадка подшипников произведена при помощи втулок.

Диаметр шейки оси в цельнометаллических пассажирских вагонах с роликовыми подшипниками равен 135 мм.



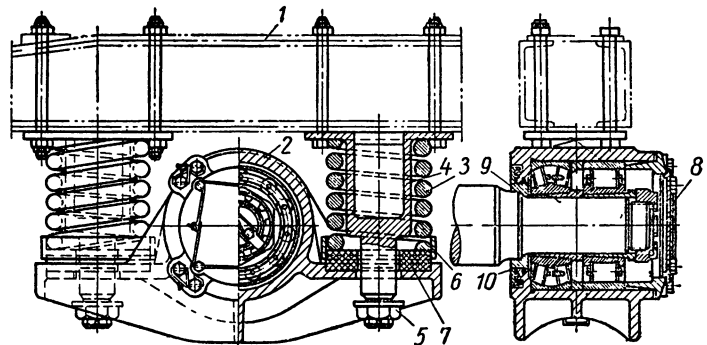
Фиг. 116. Подпятник на шариках.

Конструкция роликовых подшипников для грузовых вагонов должна быть выбрана с уче-



Фиг. 117. Уравновешивающие подпятники.

том постановки их только в литые тележки и работы их в тележках без нижней поперечной



Фиг. 118. Буксовое место:

1—рама; 2—коробка буксы; 3—пружина; 4—шпинтон; 5—гайка шпинтона; 6—нижний поддон; 7—резиновая шайба; 8—крышки; 9—уплотнительный воротник; 10—войлочное кольцо.

связи. За последнее время выпускаются новые грузовые вагоны на тележках МТ-50 без нижних поперечных связей, которые и будут оборудованы роликовыми подшипниками. В таких конструкциях тележек букса или подшипник должны позволять оси колесной пары устанавливаться во время движения вагона под углом к боковым рамам тележек как в вертикальной,

так и в горизонтальной плоскостях. Боковые рамы у тележек, не имеющих нижней поперечной связи, нежестко соединены между собой только шкворневой балкой. При движении вагона одна боковая рама может быть выше другой или опережать ее при проходе кривых пути. Если букса не будет позволять колесной паре устанавливаться под некоторым углом к боковым рамам тележек, то ось колесной пары будет препятствовать боковым рамам свободно устанавливаться, благодаря чему в оси появятся дополнительные напряжения. Опытами и соответствующими расчетами подтверждено, что перемещение боковых рам тележек может вызвать отклонение оси вагонной колесной пары на 3° . Таким образом, устройство буксы с роликовыми подшипниками для грузовых вагонов должно допускать отклонение от осей колесных пар на ту же величину. Для обеспечения этого намечается использование буксы с двумя двухрядными подшипниками с бочкообразными роликами. Букса насаживается на колесную пару так, что отклонение оси колесной пары от оси буксы не будет иметь места. Отклонение колесной пары от перпендикулярного положения по отношению к боковой раме тележки происходит вместе с буксой и подшипниками. Это осуществляется за счет наличия верхней части буксы, имеющей сферическую поверхность, и достаточными зазорами по боковым поверхностям буксы, допускающим возможность поворачиваться буксе по отношению к боковой раме тележки как в горизонтальной, так и в вертикальной плоскостях. Намечены и другие варианты конструкции буксы с роликовыми подшипниками для грузовых вагонов.

Для выбора рациональной конструкции буксы с роликовыми подшипниками для пассажирских и грузовых железнодорожных вагонов широкой колеи были разработаны технические условия, чертежи и программа эксплуатационных испытаний.

Для грузовых и цельнометаллических пассажирских вагонов предусмотрены к испытанию два типа роликовых подшипников:

роликовый подшипник сферический с бочкообразными роликами, двухрядный на крепительно-стяжных втулках, размером $135 \times 300 \times 102$ мм, весом 36 кг.

Роликовый подшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами на крепительно-стяжных втулках размером $135 \times 300 \times 102$ мм, весом 38,05 кг.

Для буксы грузовых вагонов предусмотрен

роликовый сферический подшипник, двухрядный с бочкообразными роликами на крепительно-стяжных втулках, размерами $135 \times 320 \times 128$ мм и весом 55,3 кг.

Для эксплуатационных испытаний цельнометаллических пассажирских вагонов с кузовом длиной 23,6 м оборудуется пять составов пассажирских поездов, для которых намечены следующие разновидности конструкций буксы с роликовыми подшипниками: 1) букса с двумя сферическими подшипниками с бочкообразными роликами; 2) букса с одним подшипником с цилиндрическими роликами и одним сферическим подшипником с бочкообразными роликами при расположении последнего со стороны колеса данной вагонной колесной пары; 3) букса с одним подшипником с цилиндрическими роликами и одним сферическим подшипником с бочкообразными роликами при расположении последнего со стороны торца шейки оси.

Смазка роликовых подшипников. Когда ролик и круглый желобок искривляются от действия нагрузки, тогда соприкосновение их происходит не в точке и не по линии, а на измеряемой площадке. При соприкосновении поверхность шарика уменьшается. В результате во время качения шарика или ролика происходит скольжение по поверхностям, и если эти поверхности не смазаны, то они подвергаются износу и одновременно увеличивается сопротивление качению.

Для смазки можно рекомендовать нейтральное минеральное масло. Малейшие следы кислоты делают поверхность роликов тусклой, вызывают коррозию и разрушают подшипник. Если применяется смазка в виде мази, то она должна быть химически нейтральной, притом тщательно перемешанной и приготовленной на высококачественном минеральном масле. Присутствие в мази неомыливаемых жирных масел вредно действует на работу подшипника, так как эти масла способны горкнуть и образовывать кислоты. Количество их не должно превышать 1%.

Мазью можно смазывать ролики, работающие при скоростях до 3000 об/мин. При скоростях от 1000 до 3000 об/мин достаточно заполнять подшипники мазью наполовину; при меньшем числе оборотов можно дать больше мази. В вагонных роликовых буксах при сравнительно умеренном числе оборотов шейки и необходимости тщательного предохранения подшипника от вредных воздействий атмосферы и грязи применение мази является наиболее рациональным.

Хорошая мазь должна иметь следующий примерный состав в %:

Свободная минеральная кислота	Нет
Свободная щелочь	0,1
Сера	0,03
Смола	Нет
Соль	Нет
Нейтральное омыляемое масло	1,00
Зола	1,8

Вода	2,0
Механические примеси	Нет
Точка плавления	90°

Наилучшим смазывающим веществом является масло, но применять его в вагонных буксах нет надобности. В качестве смазки оно рекомендуется при скоростях от 3000 до 5000 об/мин. Графитом для смазки не следует пользоваться.

ГЛАВА XI

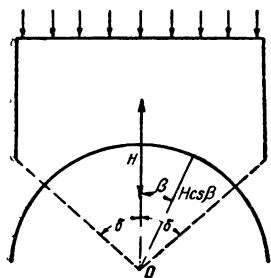
РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ

§ 33. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ ТРЕНИЯ СКОЛЬЖЕНИЯ

При расчете вагонного подшипника трения скольжения определяют среднее удельное давление сжатия на поверхности подшипника и максимальное напряжение сжатия на этой же поверхности. Кроме того, проверяют работу подшипника и шейки на нагревание.

Удельное давление q принимают равным среднему давлению на проекцию соприкосновения шейки оси и подшипника:

$$q = \frac{P}{ld \sin \delta},$$



Фиг. 119. Нагрузка на подшипник.

где P — статическая нагрузка на шейку; l — длина шейки оси; d — диаметр шейки оси; δ — половина угла охвата (фиг. 119).

Наиболее практичными оказались подшипники с охватом $\frac{1}{3}$ окружности шейки, поэтому

$$q = \frac{P}{ld \sin 60}. \quad (101)$$

В вагонных подшипниках удельное давление q составляет 20—40 кг/см² при статической нагрузке.

Максимальное напряжение подшипника можно определить из уравнения прочности сжимаемой цилиндрической поверхности.

$$P = ldH \left(\frac{\delta}{2} + \frac{1}{4} \sin 2\delta \right),$$

где H — напряжение сжатия рабочей поверхности подшипника:

$$H = \frac{P}{ld \left(\frac{\delta}{2} + \frac{1}{4} \sin 2\delta \right)}.$$

В частном случае, когда подшипник охватывает половину поверхности шейки, т. е. при $\delta = \frac{\pi}{2}$,

$$q = \frac{P}{ld};$$

$$P = ldH \frac{\pi}{4};$$

$$H_{\max} = \frac{H}{\pi} q = 1,27 q. \quad (102)$$

Иными словами, максимальное напряжение больше среднего напряжения, равномерно распределенного по проекции подшипника, на 27%.

Проверка на нагревание. Для того чтобы шейки оси не нагревались значительно, работа трения A_m не должна превосходить некоторый предел U^m . Данный предел представляет собой ту величину работы трения, которая, превращаясь в теплоту, удаляется с 1 см² проекции поверхности подшипника в 1 сек. Эту работу называют удельной работой трения. Если диаметр подшипника измерен в см, а работа трения A_m в кгм, то

$$A_m = \frac{4}{\pi} fp \frac{2\pi rn}{100 \cdot 60} = \frac{fPrn}{750},$$

где P — статическая нагрузка на шейку оси; n — число оборотов в минуту; f — коэффициент трения; r — радиус шейки в см.

Удельная работа трения

$$U = \frac{fPrn}{750ld} = \frac{fPn}{4500l}. \quad (103)$$

$$f = 0,05.$$

Из условий нагрева подшипника следует, что при повышении числа оборотов достаточно увеличить только длину подшипника.

Пример. Рассчитать подшипник скольжения для пригородного двухосного пассажирского вагона с весом тары 19,74 т и вместимостью 72 пассажира.

Для определения нагрузки на шейку прием вес

пассажирской оси 0,29 *m*, вес одного колесного центра 0,16 *m*, вес одного бандажа 0,25 *m* и вес одного кольца 0,014 *m*. Вес одной колесной пары составит 1,14 *m*. Вес одного пассажира примем в 70 *кг* и учтем возможную перегрузку (50%). Таким образом, общий вес пассажиров выразится (72 + 36) · 70 = 7560 *кг*.

При указанных условиях нагрузка на шейку будет

$$P = \frac{19740 + 7560 - 2280}{4} = 6823 \text{ кг.}$$

Удельное давление

$$q = \frac{P}{ld \sin 60} = \frac{6823}{21 \cdot 11,5 \frac{\sqrt{3}}{2}} = 32,5 \text{ кг/см}^2.$$

Максимальное напряжение

$$H = \frac{P}{ld \left(\frac{\delta}{2} + \frac{1}{4} \sin 2\delta \right)} = \frac{6823}{21 \cdot 11,5 \left(\frac{\pi}{3 \cdot 2} + \frac{1}{4} \sin \frac{2\pi}{3} \right)} \approx 39 \text{ кг/см}^2.$$

Удельная работа трения (считая $f = 0,05$)

$$U = \frac{0,05 \cdot 6823 \cdot 400}{1500 \cdot 21} = 3,07,$$

что допустимо.

§ 34. ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРИНЦИПЫ РАСЧЕТА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

В результате опытных исследований было установлено, что металл подшипников, подверженный переменной нагрузке, может выдержать определенное среднее количество повторных давлений, которые являются функциями напряжений. Усталость металла подшипников, которая вызывается большим числом переменных напряжений на рабочих поверхностях качения, проявляется в первую очередь там, где металл подвержен наибольшим напряжениям. По теории Мора усталость металла определяется наибольшими тангенциальными напряжениями или, иначе, усталость зависит от разности между наибольшими и наименьшими значениями главных напряжений. Тангенциальное напряжение металла по Герцу составляет

$$\tau = \frac{1}{6} \sigma,$$

где σ — напряжение на какой-либо точке поверхности качения. Предел пропорциональности для стали подшипников качения равен ~ 9000 *кг/см*². Предел пропорциональности при напряжении по трем осям при работе подшипников качения на основе вышеуказанного будет

$$\tau = 6 \cdot 9000 = 54\,000 \text{ кг/см}^2.$$

Для получения достаточной долговечности в работе подшипник качения не должен испытывать напряжение выше 54 000 *кг/см*². Пределом усталости металла является максимальное напряжение, которое допускает повторение цикла, или, иначе, замкнутую однократную смену напряжений, проходящих непрерывный ряд значений, без разрушения металла. Число задается техническими условиями, и для черных металлов обычно бывает равным $N = 10 \cdot 10^6$. Подшипник может выдержать большее число циклов при напряжениях ниже максимальных, т. е. до предела усталости.

Определение напряжений на площадке соприкосновения

Пусть два шара производят друг на друга центральное давление.

Обозначим

- r_1 — радиус одного шара;
- r_2 — радиус другого шара;
- p — напряжение сжатия в *кг/см*²;
- P — давление в *кг*;
- a — коэффициент удлинения;
- f — поверхность сжатия.

Если предел пропорциональности не нарушается, то в месте соприкосновения шаров образуется круговая площадка с радиусом

$$\rho = 1,11 \sqrt[3]{P a \frac{r_1 r_2}{r_1 + r_2}}. \quad (104)$$

Среднее значение номинального напряжения сжатия будет

$$p = \frac{P}{f} = \frac{2}{3} 0,388 \sqrt[3]{\frac{P}{a^2} \left(\frac{r_1 + r_2}{r_1 r_2} \right)}.$$

Если d_1 и d_2 — диаметры шаров, то

$$p = \frac{2}{3} 0,388 \sqrt[3]{\frac{4}{a^2} P \left(\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2} \right)^2}.$$

Полагая $d_2 = \varphi d_1$,

$$p \cdot \left(\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2} \right)^2 = \frac{P}{\left(\frac{\varphi}{\varphi + 1} \cdot d_1 \right)^2} = \frac{P}{(\varphi d_1)^2} = 14,4 p^3 a^2.$$

Величина $\sigma^2 = \left(\frac{\varphi}{\varphi + 1} \right)^2$ называется коэффициентом соприкосновения, а величина σd_1^2 — мерой касания.

При более твердых шариках величина f меньше, следовательно, напряжение сжатия p

равное $\frac{P}{j}$ будет большим. Среднее значение напряжений сжатия, отвечающее нагрузке 500 кг, называется твердостью касания или коэффициентом твердости.

Для хромистой стали значения $H_{RC}=45-65$.

В основу расчета можно принять уравнение

$$P = kd^2, \quad (105)$$

где P — допустимая нагрузка на один шарик; k — удельная нагрузка, т. е. нагрузка, отнесенная к квадрату диаметра; d — диаметр шарика.

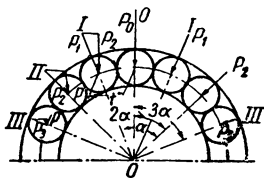
Это уравнение справедливо только для шариковых подшипников (осевых). Выбором соответствующего значения k (допускается $k=130 \div 150 \text{ кг/см}^2$) учитывается влияние толчков и центробежной силы от кузова вагона. В радиальных подшипниках влияние центробежной силы от самих шариков или роликов по сравнению с общей нагрузкой невелико, поэтому при расчетах им можно пренебречь. Для аксиальных подшипников, принимая во внимание малую скорость вращения, влияние центробежной силы шариков можно также не учитывать.

Допустимая нагрузка шариковых подшипников. В осевых подшипниках при центральной нагрузке передается на все шарики или ролики одинаковое давление. Если обозначим число шариков через z , то

$$P = zk d^2, \quad (106)$$

где P — общая нагрузка на подшипник.

В радиальных подшипниках ролики и шарики нагружены неодинаково. Нагрузка возникает при вступлении ролика в верхнюю половину кольца, причем, достигнув наибольшего предела, она затем снова падает до нуля. Рассмотрим однорядный подшипник.



Фиг. 120. Силы, действующие на подшипник.

Пусть P_0 , P_1 , P_2 и P_3 (фиг. 120) — усилия, действующие по радиусам, а P'_0 , P'_1 и P'_2 — вертикальные составляющие усилий P_1 , P_2 и P_3 , P — общая нагрузка на одно кольцо подшипника:

$$\begin{aligned} P_1 &= P_0 + 2P'_0 + 2P''_0 + \dots + \dots; \\ P'_0 &= P_1 \cos \alpha; \quad P''_0 = P_2 \cos 2\alpha; \\ P'''_0 &= P_3 \cos 3\alpha \text{ и т. д.} \end{aligned}$$

Угол

$$\alpha = \frac{360}{z}.$$

Считая, что радиальные усилия относятся друг к другу так же, как в подшипниках скольжения, можем написать

$$\frac{P_1}{P_0} = \frac{\cos \alpha}{\cos 0}; \quad \frac{P_2}{P_0} = \frac{\cos 2\alpha}{\cos 0} \text{ и т. д.}$$

Так как

$$\begin{aligned} P'_0 &= P_1 \cos \alpha = P_0 \cos^2 \alpha; \\ P''_0 &= P_2 \cos 2\alpha = P_0 \cos^2 2\alpha; \\ P'''_0 &= P_3 \cos 3\alpha = P_0 \cos^2 3\alpha \text{ и т. д.,} \end{aligned}$$

то для значений z от 8 до 20 (вагонные подшипники)

$$P_0 = \frac{5}{z} P;$$

или

$$P = \frac{z}{5} P_0.$$

Допустимая нагрузка роликового подшипника при длине ролика l и его диаметре d

$$P = \frac{z}{5} kld. \quad (107)$$

При $l=d$

$$P = \frac{z}{5} kd^2.$$

Величина удельного давления или допустимая нагрузка на единицу квадрата диаметра k для шариковых подшипников может быть принята $130-150 \text{ кг/см}^2$. Для роликовых подшипников с $l=d$ значение $k = \frac{P}{d^2}$ примерно постоянно.

Для роликов обычно применяют хромистую сталь следующего химического состава: 1% С; 1,5% Cr; 0,3% Mn; 0,5% Si; не более 0,02% S; не более 0,03% P. В отдельных случаях можно взять сталь лучшего качества.

При меньшей длине роликов значение k возрастает; это указывает на то, что запас прочности будет уменьшаться.

Благоприятные соотношения для коэффициента k достигаются при длине роликов, равной их диаметру. Однако вследствие трудности изготовления вполне точных роликов значительной длины и возможности перекоса их во время работы стремятся применять более короткие ролики.

Для достижения более благоприятных условий катания в условиях эксплуатации делают иногда ролики с длиной меньшей диаметра, т. е. $l < d$.

Роликовые подшипники с бочкообразными роликами и сферическим наружным кольцом могут быть нагружены в 1,3 раза более, чем роликовые подшипники с цилиндрическими роликами, а в сравнении с однорядными шариковыми подшипниками нагрузка может быть увеличена почти вдвое. Допускаемые величины наибольших нагрузок для различных конструк-

Расчет радиального сферического роликового подшипника с бочкообразными роликами

Напряжения σ_1 , которые испытывает каждая точка вращающегося кольца подшипника при прохождении через нагруженную зону, бывают различными по величине и изменяются от 0 до σ_{max} и обратно от σ_{max} до 0. Для учета всех этих напряжений приводят их к одному условному эквивалентному напряжению σ_e . Последнее можно рассматривать как постоянное напряжение, испытываемое какой-либо точкой дорожки катания. Однако оно не является средним арифметическим из всех напряжений в данной точке.

Функциональная зависимость между величиной повторных давлений U и напряжением σ бывает такой, что чем больше напряжение σ , тем меньше величина повторных давлений U , и обратно — при уменьшении σ увеличивается U , или иначе

$$U = C(\sigma)^{-S}, \tag{108}$$

где S — постоянная величина, принимаемая для шариковых подшипников $S = 9 \div 10$, для роликовых с цилиндрическими роликами $S = 6 \div 6,66$ и для роликовых с бочкообразными роликами $S = 10$.

Указанная зависимость между U и S была подтверждена в опытных исследованиях и принята в основу расчета подшипников качения на усталость металла.

Допускаемая общая радиальная нагрузка P в кг на радиальный сферический с бочкообразными роликами подшипник при отношении диаметра ролика d к его длине l , равном $\frac{d}{l} = 1,1 \div 1,2$, может быть определена по формуле

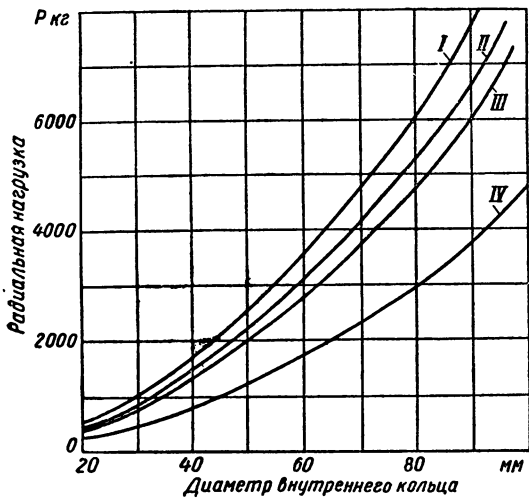
$$P \approx \frac{4,5zd^2}{(zN)^{0,3}},$$

или

$$P = \frac{85zd^2}{(znh)^{0,3}}, \tag{109}$$

где d — диаметр ролика в мм; z — число роликов в одном ряду двухрядного подшипника; N — число миллионов оборотов подшипника до наступления усталости металла поверхности качения, $N = \frac{60nh}{10^6}$; n — число оборотов подшипника в минуту; h — число часов работы подшипника.

Если в уравнении (109) принять $n=1$ и $h=1$, то можно получить выражение для общей нагрузки P , которая принимается в качестве характеристической постоянной и называется ко-



Фиг. 121. Допускаемые нагрузки для роликовых и шариковых подшипников.

пей роликовых и шариковых радиальных подшипников изображены на кривых на фиг. 121, где кривая I относится к наибольшим допускаемым нагрузкам для бочкообразных роликов и сферическим наружным кольцам, кривая II — для роликовых подшипников с цилиндрическими роликами, кривая III — для двухрядных шарикоподшипников, кривая IV — тоже для однорядных шарикоподшипников. Нагрузки даны для работы подшипника при 100 об/мин.

Двухрядные радиальные подшипники на 30—70% шире, чем однорядные подшипники, остальные размеры остаются неизменными. Допускаемая нагрузка у двухрядных может быть принята на 50—60% выше, чем для однорядных подшипников такого же диаметра.

Принцип расчета подшипников качения состоит в том, чтобы установить зависимость между допускаемой грузоподъемностью и долговечностью работы подшипника.

Приводим основные данные из расчетов подшипников, применяемых в вагонах железнодорожного транспорта широкой колеи [1].

эффицентом работоспособности подшипника C с бочкообразными роликами;

$$C \approx 85 z^{0,7} d^2$$

или

$$P = \frac{C}{(nh)^{0,3}}; \quad C = P (nh)^{0,3}.$$

Величины коэффициентов работоспособности C для подшипников качения даны в каталогах.

Расчет роликового подшипника с короткими цилиндрическими роликами

Допускаемая общая радиальная нагрузка P в кг на радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами при отношении длины ролика l к диаметру d , равному $\frac{l}{d} = 1 \div 1,25$, может быть определена по формуле

$$P = \frac{3,3 zdl}{(zN)^{0,3}},$$

или

$$P = \frac{60 zdl}{(znh)^{0,3}}, \quad (110)$$

где d и l выражены в мм.

Если в уравнении (110) принять $n = 1$ и $h = 1$, то можно получить выражение для общей нагрузки P , которая принимается в качестве характеристической постоянной и называется коэффициентом работоспособности C цилиндрического роликоподшипника; $C = 60 \cdot z^{0,7} \cdot dl$ или

$$P = \frac{C}{(nh)^{0,3}};$$

$$C = P (nh)^{0,3}. \quad (111)$$

Расчет роликового подшипника с коническими роликами

Допускаемая общая радиальная нагрузка P в кг на радиальный подшипник с коническими роликами при постоянной величине $S = 6,66$ может быть определена по формулам

$$P = \frac{3zdl \cos \beta}{(znh)^{0,3}}$$

или

$$P = \frac{55zdl \cos \beta}{(znh)^{0,3}}, \quad (112)$$

где d и l выражены в мм.

Коэффициент работоспособности C для подшипников с коническими роликами может быть определен, если в уравнение (112) подставить $n = 1$ и $h = 1$, тогда получим $C = 55z^{0,7} dl \cos \beta$ или

$$P = \frac{C}{(nh)^{0,3}}; \quad C = P (nh)^{0,3}, \quad (113)$$

где β — угол между конической поверхностью качения наружного кольца и осью вращения подшипника.

Расчет упорных и радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников

Для всех конструкций упорных шарикоподшипников нет резких отличий между ними в отношении расчета на прочность с учетом долговечности. В двойных упорных подшипниках нагрузку воспринимает один или другой ряд шариков в зависимости от направления действия осевой нагрузки. Не влияет на расчетную нагрузку наличие сферической опорной поверхности свободных колец, которые компенсируют влияние сборочных и других перекосов. Упорные подшипники совсем не воспринимают радиальных усилий. Радиально-упорный подшипник способен воспринимать большую осевую нагрузку и незначительные радиальные усилия. Такой тип подшипника наиболее подходит для подпятников тележек, где, кроме больших осевых сил, действуют радиальные усилия от силы инерции при торможении вагона и др. Допускаемая общая статическая осевая нагрузка $P_{ст. ос}$ в кг на радиально-упорный шарикоподшипник может быть определена приблизительно по формуле

$$P_{ст. ос} = 3zd^2,$$

где d — диаметр шарика в мм.

Радиальная нагрузка у этого подшипника невелика и равна

$$P_{ст. рад} = 0,42zd^2.$$

Расчет следует вести только на осевую нагрузку.

Кроме радиально-упорных шариковых подшипников для больших осевых нагрузок при незначительном числе оборотов, что наблюдается в подпятниках тележек, возможно применение упорных роликовых подшипников. Существует три типа упорных роликовых подшипников: с бочкообразными роликами, с цилиндрическими роликами и с коническими роликами.

Наибольшая допускаемая статическая нагрузка для каждого из указанных выше типов упорных роликовых подшипников может быть определена по приближенным формулам:

для подшипника с бочкообразными роликами

$$P_{ст} = 9 zd_{сред} l \cos \beta, \quad (114)$$

где $d_{ред}$ — средний диаметр ролика; β — угол наклона дорожки качения в точке, прилегающей к $d_{ред}$ на свободном кольце;

для подшипника с цилиндрическими роликами

$$P_{cm} = 6zdl, \quad (115)$$

где d — диаметр ролика в мм;

для подшипника с коническими роликами

$$P_{cm} = 6zd_{ред} l \cos \beta. \quad (116)$$

Ввиду незначительных рабочих скоростей при работе этих подшипников расчет на износ производится для них в исключительных случаях.

Из приведенных формул, определяющих максимально допустимую нагрузку, вытекает, что сферические подшипники с бочкообразными роликами допускают при прочих равных условиях работы большие нагрузки, чем подшипники с коническими роликами. Это объясняется более благоприятной кривизной при прилегании роликов к кольцам. Опыты с применением на практике этих типов подшипников очень недостаточны, и делать какие-либо окончательные выводы преждевременно.

С увеличением грузоподъемности подшипника необходимо устранить какие-либо радиальные и осевые перемещения шейки оси при движении вагона. Эти перемещения или биения вредно отражаются на работе вагона, который при движении подвергается не только статическому нагружению, но различным толчкам от неровности пути, стыков и пр.

Причинами, вызывающими биение, являются наличие в подшипнике радиальных и осевых люфтов, упругие начальные деформации тел качения и колец и неточности форм роликов и дорожек качения, их эксцентricность и др. Устранение вредных влияний люфтов и упругих начальных деформаций может быть произведено до некоторой степени путем применения подшипников с предварительным натягом.

Имеется несколько способов создания в подшипнике предварительного натяга, сущность которых сводится к приложению предварительной нагрузки к подшипнику и этим самым увеличению жесткости опор. Метод получения предварительного натяга путем применения распорных втулок и прокладок между кольцами (в осевом направлении) является наиболее распространенным.

При чисто радиальной нагрузке на подшипник шарики и ролики нагружаются не одинаково, а работают лишь те, которые находятся

в зоне нагружения. Величина нагрузки на наиболее нагруженный шарик составляет $P_0 = \frac{5P}{z}$.

Если в подшипнике уничтожен радиальный люфт (зазор), что бывает при наличии в нем предварительного натяга, то для определения нагрузки на наиболее нагруженный шарик следует принимать $P_0 = \frac{4,44P}{z}$.

В подшипнике с предварительным натягом распределение радиальной нагрузки между шариками происходит по более сложному закону, чем в подшипнике с отсутствием предварительного натяга. Усилие предварительного натяга нагружает равномерно все шарики или ролики, благодаря чему получаются равные напряжения и деформации в точках соприкосновения тел качения с дорожками качения. Если на подшипник начинает действовать радиальная нагрузка, которая дополнительно нагрузит шарики или ролики, находящиеся в зоне нагружения, то деформации этих тел качения возрастут, в то время как деформации остальных соответственно уменьшатся. При работе с предварительным натягом в подшипниках радиальная нагрузка должна быть ограничена. Делать слишком большой предварительный натяг не следует.

Измерение радиальных и аксиальных люфтов производится на приборах с точностью не менее $\pm 10\%$ от изменяемой величины. Точность более ± 1 мк не требуется.

Выбор подшипников качения

При выборе учитывают:

1. Характер, величину и направление нагрузки. В железнодорожных вагонах характер нагрузки следует учитывать как переменный и ударный с комбинированным направлением, состоящим из радиальных и осевых нагрузок.

2. Срок службы подшипника или его долговечность, учитывая экономически целесообразный срок работы в отдельных случаях применения подшипников качения (буксы, подпятники, разгрузочные механизмы и др.).

3. Требования, предъявляемые к подшипнику конструктивными особенностями проектируемого узла.

В радиальных подшипниках зависимость между нагрузкой, долговечностью и числом оборотов определяется следующей известной формулой:

$$C = P (nh)^{0,3}.$$

Используя эту формулу при выборе подшипника качения, необходимо предварительно определить условную радиальную нагрузку P на подшипник. Нагрузка P бывает различной для каждого типа подшипника в зависимости от указанных выше технических условий выбора подшипника качения. После определения условной радиальной нагрузки P находят значение коэффициента работоспособности C . Зная последний, подбирают по каталогам подходящий для данных конкретных условий работы подшипник качения.

Для радиальных подшипников условная нагрузка будет

$$P_{y.c.l} = (P + mA) K_b K_k; \quad (117)$$

а коэффициент работоспособности

$$C = (P + mA) K_b K_k (nh)^{0.3},$$

где P — радиальная нагрузка на подшипник в кг; A — осевая нагрузка в кг; m — коэффициент, принимаемый для буксовых подшипников железнодорожных вагонов на закрепительных или буксовых втулках ($m = 2 \div 3$); K_b — коэффициент безопасности, принимаемый для подшипников с наличием ударов и кратковременной большой перегрузкой ($K_b = 2,5 \div 3,0$); K_k — коэффициент, характеризующий, какое кольцо вращается — наружное или внутреннее. При вращении внутреннего кольца, что имеет место в буксовых подшипниках, $K_k = 1,0$.

Для роликовых подшипников с короткими цилиндрическими роликами при определении условной нагрузки не следует принимать в расчет осевые усилия. Последние воспринимаются бортами на кольцах подшипника и не должны по своей величине превышать $0,0030 C$ кг для осевой переменной и часто действующей нагрузки.

Упорные подшипники выбираются по величине коэффициента работоспособности по формуле

$$C = A (nh)^{0.3} K_b,$$

где A — осевая нагрузка на подшипник.

Если упорный подшипник выбирался для подпятника тележки вагона, где вращение происходит чрезвычайно медленно (до 1 об/мин), можно выбор производить по статической нагрузке независимо от числа оборотов и долговечности. При переменной резко изменяющейся нагрузке на подшипник и переменном числе оборотов, что наблюдается в грузовых вагонах (порожнее или груженое состояние, усилия от

торможения башмаками при работе на сортировочных горках, различное число оборотов в поездах и на маневрах и др.), выбор подшипников производится по эквивалентной нагрузке P_e и условному числу оборотов n , при которых срок службы подшипника предполагается одинаковым со сроком службы подшипника, работающего при переменном режиме работы.

Если подшипник работает при различных нагрузках $P_1, P_2, P_3, \dots, P_n$ и соответствующих им числах оборотов $n_1, n_2, n_3, \dots, n_n$, то продолжительность работы подшипника при каждом отдельном случае нагружения относительно общего срока службы в часах будет $h_1, h_2, h_3, \dots, h_n$; как известно, $C = P (nh)^{0.3}$, откуда

$$h = C = \frac{C^{3.33}}{nP^{3.33}}.$$

Сроки службы для каждого отдельного случая нагружения подшипника будут

$$h_1 = \frac{C^{3.33}}{P_1^{3.33} n_1}; \quad h_2 = \frac{C^{3.33}}{P_2^{3.33} n_2} \text{ и т. д.}$$

Расчетное число оборотов n принимается равным числу оборотов того режима работы подшипника, который является наибольшим по степени использования подшипника (нахождения в поездах или при маневровой работе). Если обозначить через α и β коэффициенты, учитывающие продолжительность работы и число оборотов в долях от общего срока службы подшипника при данном режиме, то получим

$$\begin{aligned} h_1 &= \alpha_1 h; & n_1 &= \beta_1 n; \\ h_2 &= \alpha_2 h \dots n_2 &= \beta_2 n; \dots \\ &\dots\dots\dots & \dots\dots\dots \end{aligned}$$

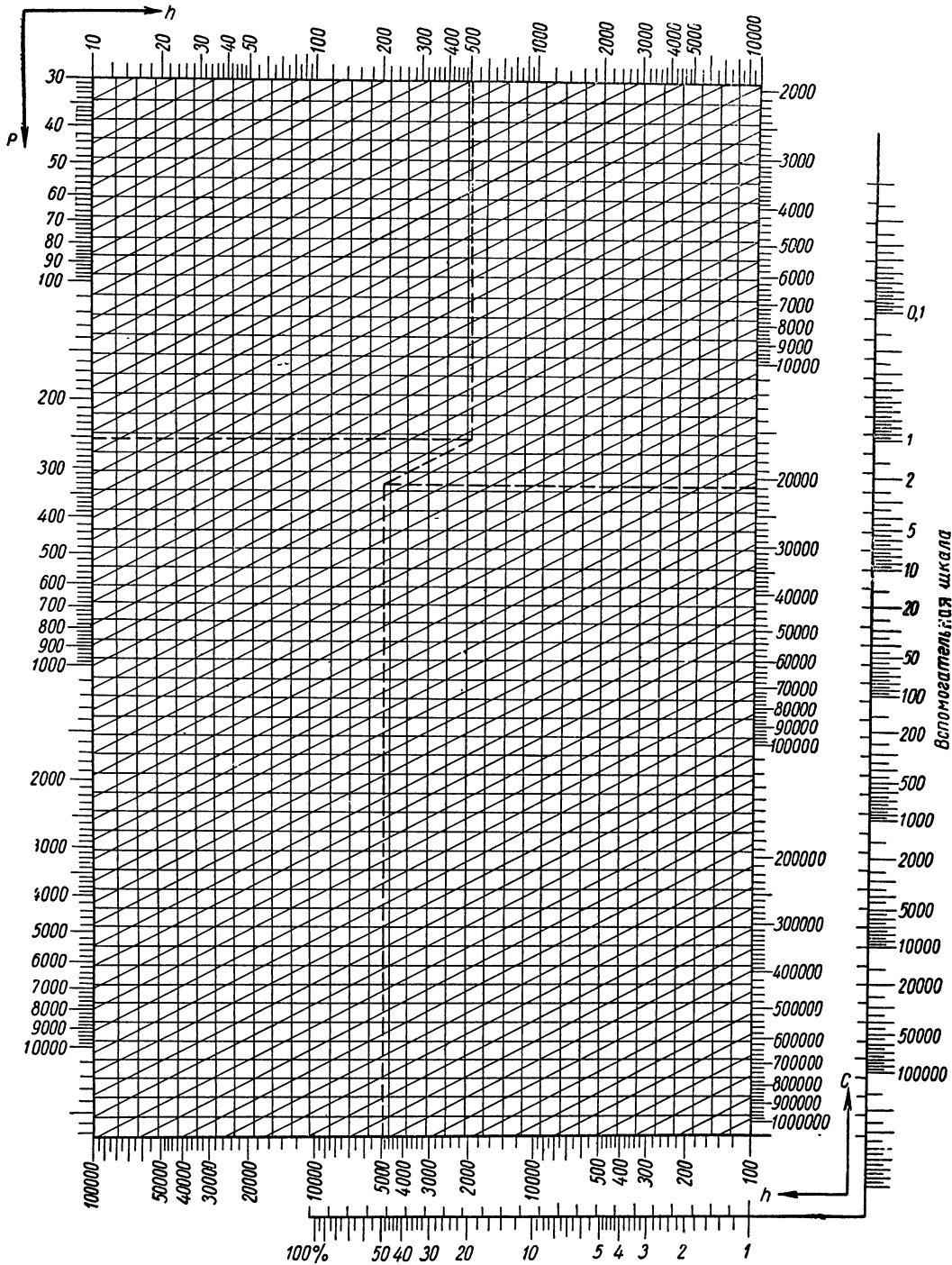
Эквивалентная нагрузка P_e определяется для всех типов роликов, кроме витых, по формуле

$$P_e = \sqrt[3.33]{\alpha_1 \beta_1 P_1^{3.33} + \alpha_2 \beta_2 P_2^{3.33} + \dots + \alpha_n \beta_n P_n^{3.33}}. \quad (118)$$

Условная нагрузка, по которой может быть выбран подшипник с переменной нагрузкой и переменным числом оборотов (грузового парка вагонов), будет равна $P_{y.c.l} = P_e K_b, K_k$, где $K_k = 1,0$.

Все вопросы, связанные с выбором подшипников качения, можно удобно и быстро решать, пользуясь номограммой (фиг. 122). Эта номограмма [1] в отличие от других позволяет производить выбор подшипников, работающих как на постоянном, так и на переменном режимах.

В основу построения номограммы положено уравнение $C = P (nh)^{0.3}$. По номограмме можно определить по заданным трем величинам



Фиг. 122. Номограмма для выбора подшипников (по Р. Д. Бейзельману):
 P — приведенная нагрузка на подшипник в кг; n — число оборотов в минуту; h — долговечность подшипника в час; C — коэффициент работоспособности.

нам любую четвертую величину, входящую в указанное уравнение.

Способ пользования номограммой:

1. Коэффициент работоспособности C определяется по заданной нагрузке на подшипник, требуемой долговечности и скорости вращения следующим образом: на шкалах P и n откладываем заданные величины нагрузки и числа оборотов и через эти точки проводим перпендикуляры до точки их пересечения, которая определяет направление наклонной линии по номограмме. На шкале h откладываем величину необходимой долговечности подшипника в часах работы его и проводим вертикаль с найденной наклонной линией по номограмме.

Через эту точку проводим горизонталь и на шкале C находим искомую величину коэффициента работоспособности. Зная величину C , подбирают подшипник, пользуясь каталогами и соответствующими ГОСТ для конкретных условий работы подшипника.

2. Долговечность h по заданной нагрузке, коэффициенту работоспособности и числу оборотов определяется следующим образом: подобно предыдущему по заданным P и n находят наклонную линию на номограмме. На шкале C по заданной величине проводим горизонталь до пересечения с найденной наклонной линией и через точку пересечения проводим вертикаль, которая укажет на долговечность в часах на шкале h .

3. Допускаемая нагрузка P на подшипник при заданных числе оборотов n и коэффициенте работоспособности C и долговечности может быть определена следующим образом. По заданным величинам C и h проводим горизонтальную и вертикальную прямые линии до их точки пересечения, которая определяет наклонную линию на номограмме. На шкале n по заданной величине проводим вертикаль до пересечения с найденной наклонной линией, а через эту точку пересечения проводим горизонталь, которая на шкале P укажет величину допускаемой нагрузки на подшипник. Под величиной нагрузки P необходимо понимать приведенную нагрузку, как указывалось выше, а именно: с учетом действия осевых сил на подшипник и коэффициента безопасности K_s . В подшипниках железнодорожных вагонов коэффициент K_k , учитывающий, какое кольцо вращается, можно принимать $K_k = 1$.

Если величина коэффициента работоспособности C выбираемого подшипника настолько

велика, что его значение вышло за пределы шкалы на номограмме, то следует при определенной нагрузке P величину C разделить на 10 и по ней определить P , после чего найденную величину P , умножить на 10, а при определении долговечности h величины C и P следует разделить на 10, а величину определенной долговечности читать без каких-либо изменений и поправок.

Для пользования номограммой при выборе подшипника, работающего на переменном режиме (переменная нагрузка и число оборотов), помещена справа вспомогательная шкала и внизу процентная шкала. В этом случае пользоваться номограммой нужно таким образом. Положим, заданы два режима

$$1) P_1 = N_1 \text{ кг}$$

число оборотов n_1 , время действия 70%.

$$2) P_2 = N_2 \text{ кг}$$

число оборотов n_2 , время действия 30%.

Время действия принимается в процентах от всего периода работы подшипника.

Для первого режима находим на номограмме пересечение прямых, проведенных по заданным величинам нагрузки, и числа оборотов. Точка пересечения прямых укажет направление наклонной линии на номограмме. На процентной шкале отмечаем число процентов, соответствующее первому режиму, и проводим вертикаль до пересечения с найденной наклонной линией. Через эту точку пересечения проводим горизонтальную линию до вспомогательной шкалы, на которой найдем некоторое вспомогательное число для первого режима работы подшипника. Затем делаем то же для второго режима, находим сумму этих величин, откладываем найденную сумму на вспомогательной шкале и через нее проводим горизонталь до пересечения с вертикальной прямой, проведенной через отметку 100%-ной шкалы. Точка пересечения данных прямых укажет некоторую наклонную линию на номограмме. Если задана величина C , то после проведения горизонтали через эту величину находим точку пересечения горизонтали с найденной наклонной, а вертикаль, проведенная через эту точку, определит расчетную долговечность. Если задана долговечность подшипника h в часах, то действия на номограмме производятся обратным порядком.

Под долговечностью подшипников всех типов, кроме авиационных, согласно указанию ГОСТ 520-45, понимается время, выраженное в рабочих часах, в течение которого не менее 90% подшипников должны проработать при одина-

ковых условиях без признаков усталости металла. Признаками, определяющими усталость металла подшипников, являются характерные следы выкрашивания металла на поверхностях катания роликов и колец в виде мелких точек (язвин) или отслаивания металла (шелушения).

Установка и снятие роликовых подшипников

Для обеспечения правильной установки буксовых подшипников качения необходимо, чтобы все детали были обработаны с допусками, указанными в рабочих чертежах. Допуски по основным размерам подшипника на внутренний и наружный диаметры, на ширину, непараллельность торцов, на радиальные и боковые биения колец, диаметры тел качения и др. в зависимости от класса точности даны в таблицах ГОСТ 520-45. Допуски на внутренние зазоры — радиальные и осевые — устанавливаются техническими условиями, согласованными между министерством-заказчиком и министерством-изготовителем. Все детали букс подлежат тщательному контролю. Для проведения контроля необходимо наличие измерительных приборов — калибров, шаблонов, микрометров и индикатора, определяющего осевую игру подшипника с точностью до 0,001 мм.

Шейки вагонных осей обрабатываются с допусками в зависимости от диаметра шейки и способа посадки подшипника. Допуски принимаются:

Диаметр шейки в мм	Минимальные допуски	Максимальные допуски
<i>I. Втулочная посадка</i>		
80—120	-0,070	+0,00
120—180	-0,080	+0,00
<i>II. Прессовая посадка</i>		
80—120	+0,023	+0,045
120—180	+0,025	+0,052
<i>III. Горячая посадка</i>		
80—120	+0,012	+0,035
120—180	+0,013	+0,040

После чистовой обработки шейки шлифуются. Припуск по диаметру шейки для шлифования от 0,5 до 0,8 мм.

Установка роликовых букс производится в следующем порядке (фиг. 123, 124).

Надеть на предподступичную часть шейки уплотняющий воротник 2 (фиг. 123), который предварительно нагреть в цилиндрическом масле до 200°. Воротник надевать до упора в выступ предподступичной части оси.

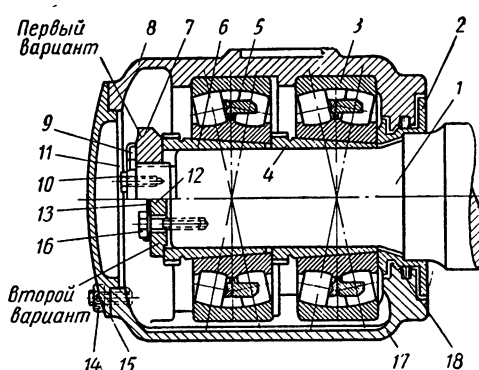
На шейку оси надеть вспомогательную

втулку, на свободный конец которой насадить вспомогательную шайбу. По мере остывания воротника несколько раз ударить молотком по шайбе. Когда воротник остынет и усадка его прекратится, вспомогательную втулку снять.

Произвести посадку внутреннего подшипника 3 до соприкосновения с уплотняющим воротником 2.

Надеть на шейку оси коническую втулку 4 и завести ее в коническую часть внутреннего подшипника.

Для получения необходимого люфта (зазора) коническую втулку 4 осадить вспомогательной втулкой с надетой на нее шайбой.



Фиг. 123. Букса с бочкообразными роликами:

1—цапфа оси; 2—уплотняющий воротник; 3—внутренний подшипник; 4—коническая втулка внутреннего подшипника; 5—наружный подшипник; 6—коническая втулка наружного подшипника; 7—закрепительная торцевая гайка; 8—верхняя половина корпуса; 9—сторонная пластина; 10—болты сторонной пластины; 11—проволока; 12—закрепительная торцевая шайба; 13—предохранительная шайба; 14—гайка для крепления крышки; 15—крышка; 16—болты торцевой закрепительной шайбы; 17—нижняя половина корпуса; 18—войлочное кольцо.

Осадку втулки производить специальными прессами или ударами молотка весом около 4 кг по вспомогательной шайбе. Наружное кольцо подшипника вместе с роликами должно свободно вращаться от руки. При установке новых подшипников с бочкообразными или цилиндрическими роликами при отсутствии предварительного натяга делать люфт (зазор) между роликами и наружным кольцом в пределах 0,05—0,06 мм. Величину люфта определить щупом с точностью до 0,01 мм. При установке роликовых подшипников, бывших значительное время в употреблении и имеющих большой люфт (0,12 мм), затяжку втулки делать с расчетом доведения люфта до 0,05—0,06 мм.

Произвести посадку наружного подшипника, как и внутреннего подшипника. Если конструкция буксы имеет между наружным и внутренним подшипниками дистанционные кольца, то

перед посадкой наружного подшипника установить кольца.

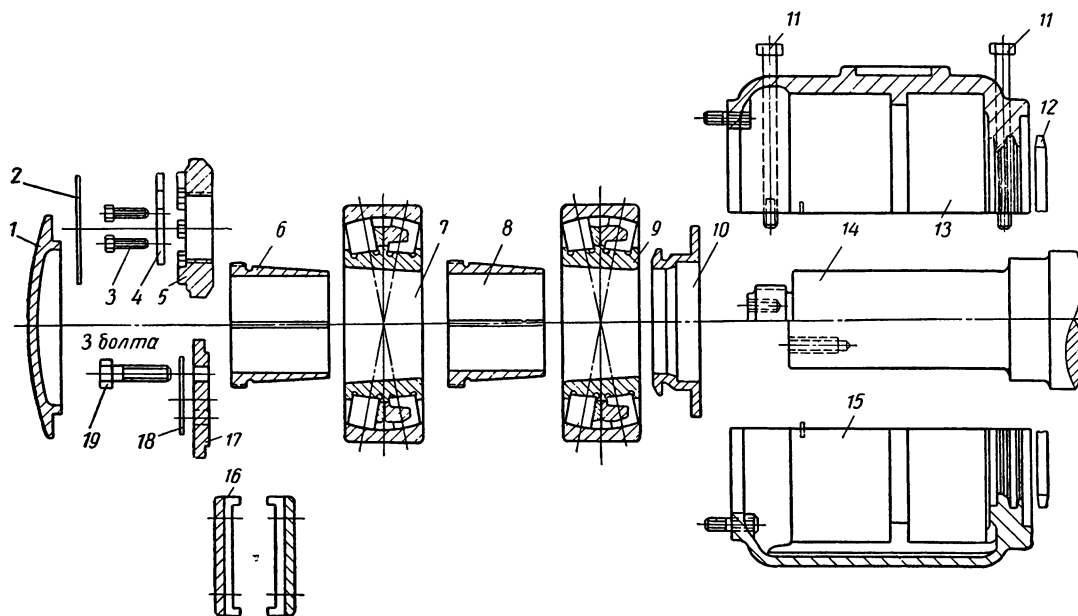
Повернуть торцевую гайку 7 до плотного нажатия гайки на коническую втулку.

Установить предохранительную шайбу 13. Если для торцевого крепления применяется не гайка 7, а шайба 12, то после того как коническая втулка 6 будет установлена, шайбу 12, упирающуюся в выступающую часть втулки, подтянуть к ней тремя болтами 16.

Кольца опускаются в ванну с маслом, нагретым до $80-90^{\circ}$. Кольца могут быть с роликами и без роликов.

Первый осмотр заново установленных букс производится через 3 месяца. При опытных испытаниях цельнометаллических вагонов осмотр заново установленных букс принят после пробега 150 000 км.

Последующие осмотры делаются после каждых 6 месяцев.



Фиг. 124. Детали роликовой буксы:

1—крышка корпуса буксы; 2—проволока; 3—стопорные болты; 4—стопорная пластинка; 5—закрепительная торцевая гайка; 6—втулка наружного подшипника; 7—наружный подшипник; 8—втулка внутреннего подшипника; 9—внутренний подшипник; 10—уплотняющий воротник; 11—болты, соединяющие половины корпуса; 12—войлочное кольцо; 13—верхняя половина корпуса; 14—цапфа оси; 15—нижняя половина корпуса; 16—наличники; 17—закрепительная торцевая шайба; 18—запорная шайба для болтов; 19—болты торцевой закрепительной шайбы.

Заложить в пазы, сделанные в воротниковой части корпуса, войлочные кольца 18, пропитанные горячим маслом.

Наложить верхнюю половину корпуса 8 на подшипники и стянуть болтами с нижней половиной корпуса 17.

Заложить смазку в свободное пространство торцевой части корпуса и закрыть крышкой 15, закрепив гайками 14 и шплинтами.

Прессовая посадка производится на станке, на котором устанавливается колесная пара вместе с буксой. Нормальное давление для насадки буксы 20—35 т в зависимости от диаметра шейки. При горячей посадке внутренние

При снятии роликовых подшипников операция производится в обратном порядке.

Для вынимания конической втулки 6 (фиг. 123) навертывается ключ-гайка, которая по мере навинчивания будет нажимать на внутреннее кольцо подшипника 3 и вытаскивать втулку из-под подшипника. Для снятия уплотняющего воротника его подогревают паяльной лампой. Снятие подшипников, запрессованных при посадке на шейку оси, производится при помощи переносного станка или того же прессового станка, на котором производилась посадка.

ГЛАВА XII

РЕССОРЫ И ПРУЖИНЫ

В вагонах применяются рессоры и пружины следующих типов:

1) листовые подвесные рессоры (согласно ГОСТ 1425-53 получили название *незамкнутых рессор*).

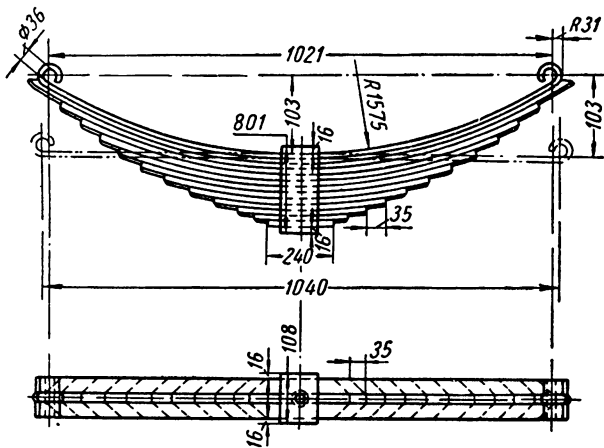
2) эллиптические рессоры;

3) пружины, изготовленные завивкой и называемые иначе *винтовыми рессорами*.

В незамкнутых и эллиптических рессорах происходит внутреннее трение между листами при изменении стрелы прогиба. В пружинах трение незначительно.

§ 35. ЛИСТОВЫЕ НЕЗАМКНУТЫЕ РЕССОРЫ

Незамкнутые рессоры у грузовых вагонов имеют от 10 до 14 листов, а у пассажирских — от 6 до 13 листов. Эти рессоры обычно делают изогнутыми (изгиб направлен к колесу) для того, чтобы при установке рамы вагона можно было обеспечить необходимую высоту расположения буферов над головкой рельса. Иногда (например, у трамвайных вагонов) рессорам



Фиг. 125. 13-листовая рессора грузовых вагонов.

придают изогнутость в обратную сторону, что позволяет расположить раму вагона на небольшой высоте. Верхний лист незамкнутой рессоры имеет на концах ушки или утолщения в виде валика. Во втором случае рессорные болты снабжают крючками, которыми их надевают на утолщения верхних листов.

На фиг. 125 показана 13-листовая рессора, применяемая в платформах товарных вагонов.

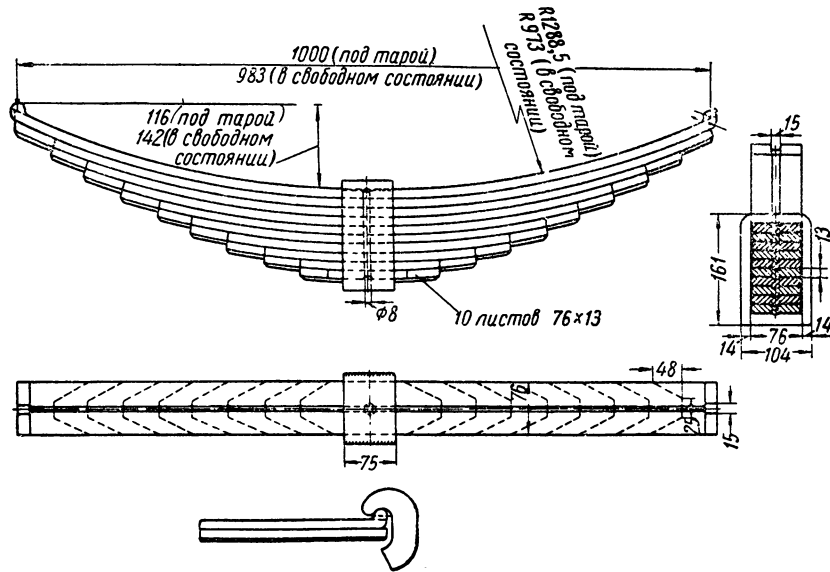
Сталь — желобчатая с обрезкой наборных листов по трапеции. На фиг. 126 изображена 10-листовая рессора, применяемая в пассажирских вагонах. Коренные листы имеют на концах утолщения.

На фиг. 127 показано подвешивание незамкнутой рессоры в товарном вагоне. Концы рессор скреплены шарнирно серьгами и валиками с рессорными кронштейнами (державками). Такое подвешивание называется *глухим однорядным подвешиванием*. Рессорные кронштейны должны отстоять от ушка рессоры настолько, чтобы получился зазор, достаточный для свободной работы ушка рессоры. Угол подвески рессорной сержки относительно вертикали должен быть в пределах 30—60°.

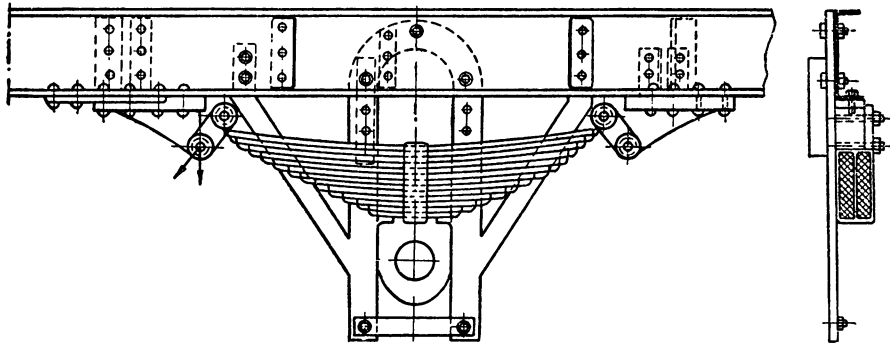
На фиг. 128 показано рессорное подвешивание с натяжным болтом. Через яблоко 1 рессорной державки пропускается упорный болт 2, соединяемый с концом рессоры посредством колец, скобы и валика. На конце болта 2 имеется винтовая нарезка. Такое устройство подвешивания позволяет натягом болта регулировать высоту рамы и кузова вагона над рельсом.

При опускании вагона на колеса на горизонтальном пути необходимо обеспечить горизонтальное положение рамы; высота центров буферов над головкой рельса (у порожних вагонов) при этом должна быть в пределах 1040—1100 мм.

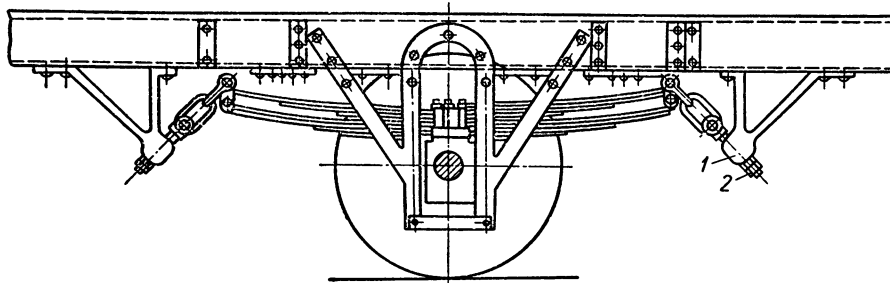
На фиг. 129 показано устройство двойного рессорного подвешивания. Оно имеет ту особенность, что дает возможность увеличить гибкость подвешивания: общая величина прогиба получается равной сумме прогибов листовых рессоры и пружины. Если правильно подобрать упругость пружины, а нижнюю шайбу заключить в цилиндр (фиг. 130), выполнив ее с размерами по диаметру, достаточно близкими к размеру цилиндра, то получается прибор, который может служить одновременно и амортизатором. В тех случаях, когда требуется большая мощность рессор в сочетании с достаточной гибкостью, устраивают двух- и трехъярусные системы, располагая их по горизонтали (на фиг. 131 справа показано, что боковые швеллеры рамы вагона расположены не в плоскости середины шейки) или по вертикали (фиг. 132). В двухъярусной системе каждая рессора воспринимает только половину груза, который приходится на буксу.



Фиг. 126. 10-листовая рессора пассажирских вагонов

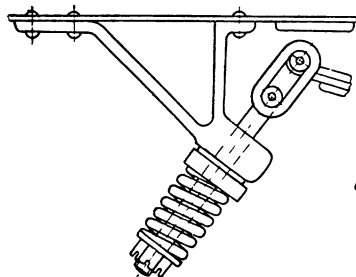


Фиг. 127. Рессорное подвешивание грузовых вагонов.

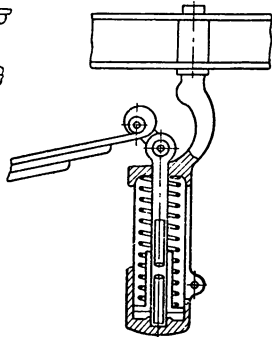


Фиг. 128. Рессорное подвешивание пассажирских вагонов с натяжным болтом.

Для правильной работы двух- и трехъярусных систем необходимо, чтобы в них все рессоры были совершенно одинаковых размеров и



Фиг. 129. Двойное рессорное подвешивание.



Фиг. 130. Устройство пневматического амортизатора.

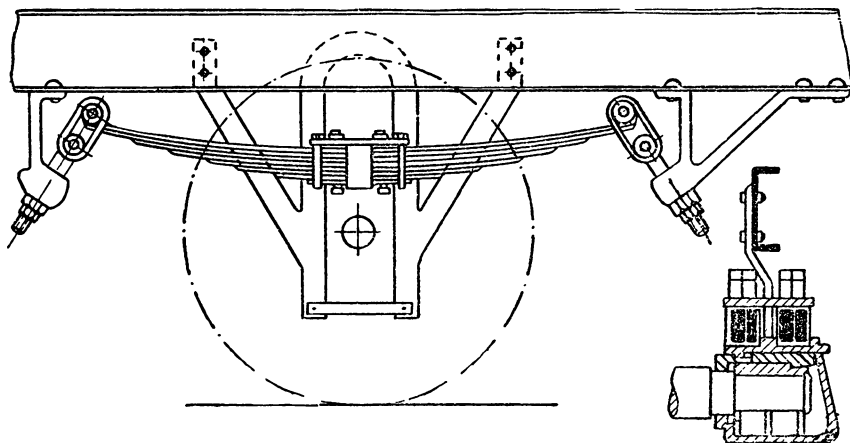
имели одинаковые стрелы прогиба. Так как этого трудно достигнуть, то в трехъярусных системах делают у средней рессоры овальные ушки, а у крайних рессор ставят валики в ушки с достаточным зазором.

У пригородных двухосных 14-метровых вагонов двойное рессорное подвешивание устроено с вертикальным расположением натяжных болтов (фиг. 132). Стальной литой кронштейн имеет достаточно большое отверстие для свободного прохода натяжного болта. Пружина упирается верхним концом в рессорный кронштейн, а нижним в шайбу, укрепленную на натяжном болте гайкой и контргайкой. Для устранения поперечных колебаний валик натяжного болта соединен посредством тяг с кронштейном, укрепленным на поперечных брусках вагонной рамы.

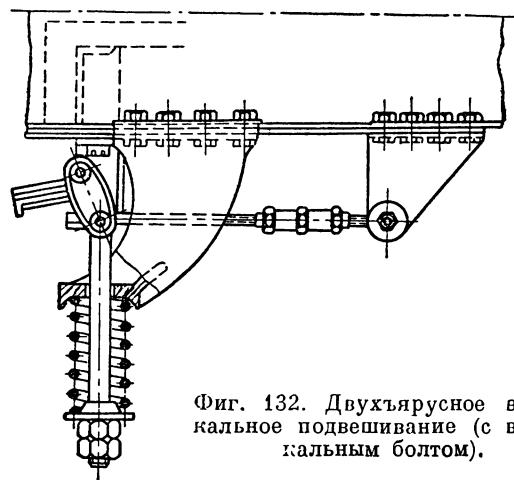
Такое подвешивание имеет ряд преимуществ перед конструкцией, где натяжной болт расположен под углом 45° . В этой конструкции натяжной болт при игре пружины может скользить по бронзовой втулке, вставленной в отверстие рессорного кронштейна. При скольжении болта возникает сила трения, которая может вызвать заедание одного из болтов или заедание обоих болтов с неравномерной силой. Это может повлечь за собой подергивание кузова, которое иногда становится ритмичным, вызывая значительную боковую качку вагона. Вагоны, имеющие рессорное подвешивание с вертикальным расположением натяжного болта, обла-

дают более спокойным ходом, однако такая конструкция усложняет подвешивание и удорожает его стоимость.

При сборке рессорного подвешивания обычно делают в ушках рессор отверстия по валику с зазором всего 1 мм. При такой плотной посадке валика рессоры от ударов гребней колес о рельсы подвергаются скручиванию. Момент скручивающей силы равен силе бокового удара Q , умноженной на расстояние h от центра ушка до основания хомута рессоры. Эти крутящие усилия вызывают дополнительные напряжения в коренном листе, что часто является одной из причин его поломки (наблюдается у двухосных грузовых вагонов). Чтобы избежать этого, необходимо при сборке подвешивания обеспечить возможность некоторого перемещения сережек и валиков, увеличив как ширину зазоров в от-



Фиг. 131. Двухъярусное горизонтальное подвешивание.



Фиг. 132. Двухъярусное вертикальное подвешивание (с вертикальным болтом).

верстиях для валиков, так и их протяженность по длине валиков. Можно рекомендовать следующие минимальные зазоры: в рессорных ушках 5 мм и в сержках 4 мм. Сумма зазоров по длине валика должна быть не менее 8 мм.

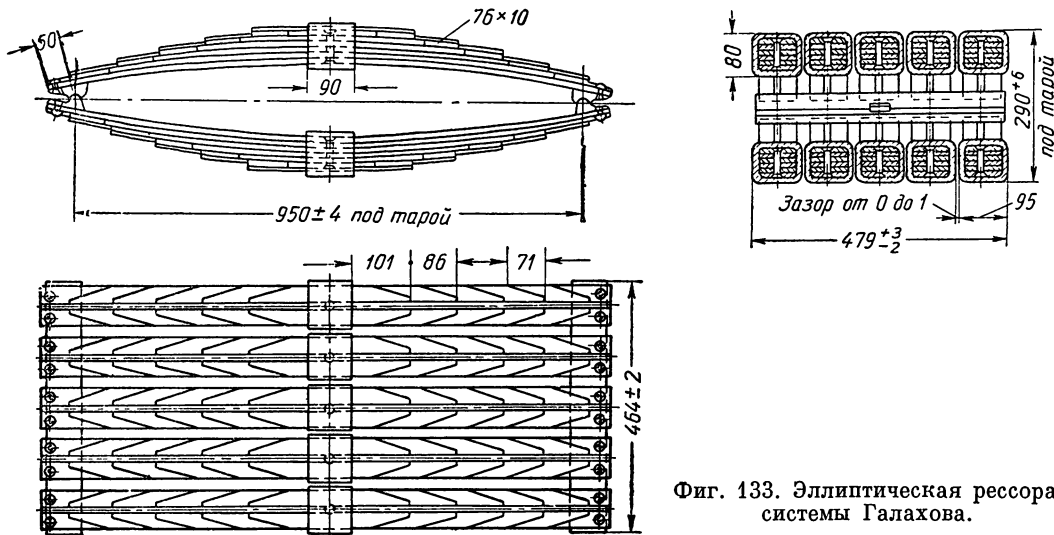
§ 36. ЗАМКНУТЫЕ РЕССОРЫ (ЭЛЛИПТИЧЕСКИЕ)

Замкнутые рессоры применяются в тележечных вагонах.

Рессоры системы Галахова. Эту рессору, предложенную в 1909 г. техником Тамбовских железнодорожных мастерских Галаховым, ста-

Галахова обладают рядом преимуществ перед другими рессорами. Они достаточно гибки (причем их прогибы почти пропорциональны нагрузкам), просты в изготовлении и ремонте и достаточно прочны. Гибкость рессор Галахова выбирают от 8 до 15 мм в зависимости от гибкости рессор других типов, входящих в систему рессорного подвешивания.

Шарнирные рессоры (фиг. 135). Для получения шарнирности коренные листы у верхней и нижней рессор делают с ушками, причем ушко одной рессоры входит в ушко другой. Сквозь ушки проходят соединяющие обе рессоры



Фиг. 133. Эллиптическая рессора системы Галахова.

вят в балансирных тележках нормальных (фиг. 133) и усиленных (фиг. 134). Теоретический вес рессор соответственно: 280,63 кг (шестилистовая) и 313,57 кг (семилистовая).

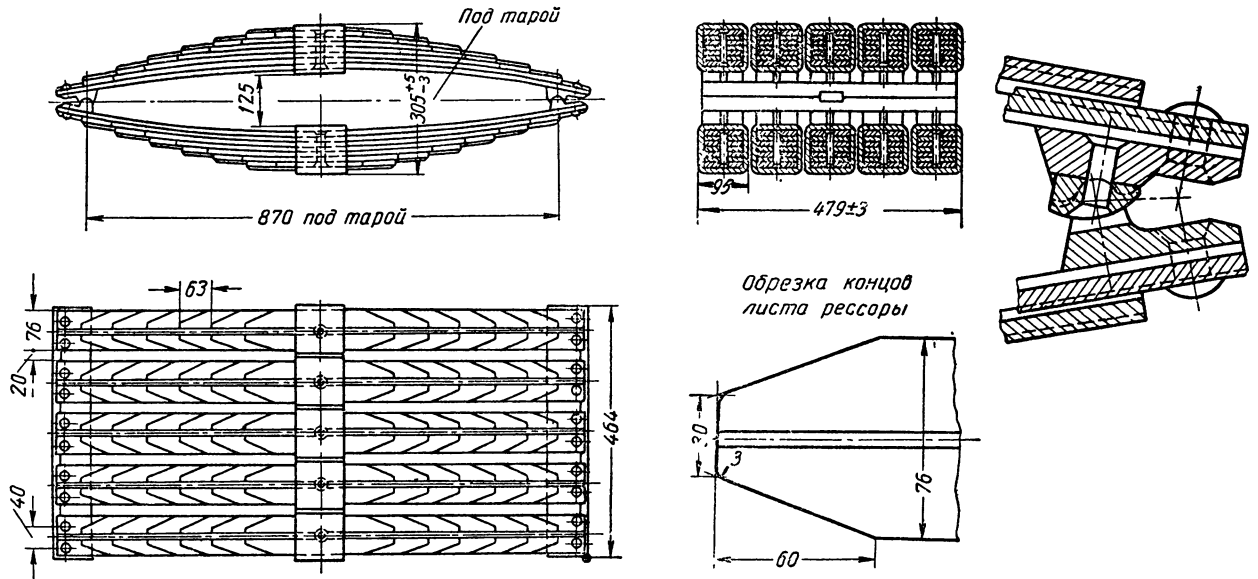
Рессора Галахова называется также *полшарнирной*. Она состоит из двух половин — верхней и нижней, которые представляют собой обыкновенные рессоры без ушков, составленные из коренных и наборных листов. Рессоры бывают трех-, четырех- и пятирядные. Во всех рядах каждый коренной лист с концов притянут двумя болтами к планкам, из которых верхние имеют гнездо вдоль всех рядов рессоры, а нижние — входящий в это гнездо зуб. Для предотвращения бокового сдвига по середине планок имеются выступ и гнездо, прикрепленные заклепками.

Рессоры Галахова нашли широкое применение. Их ставят в 19-метровых пригородных вагонах электрифицированных железных дорог, в пассажирских вагонах дальнего следования, в изотермических вагонах и др. Рессоры

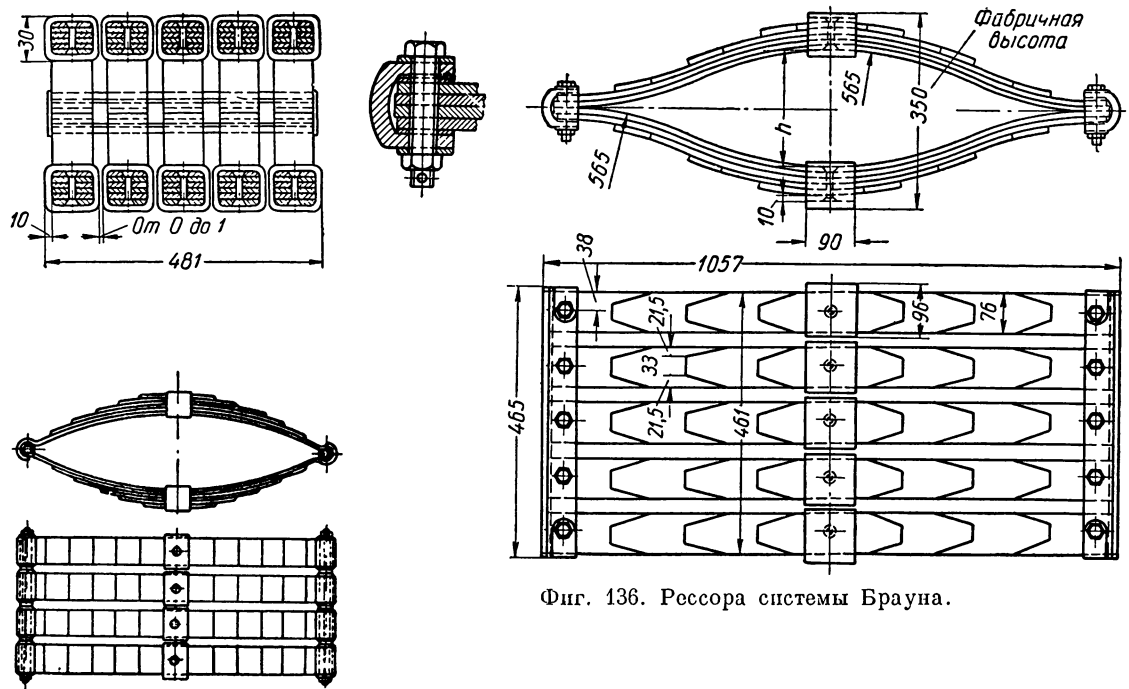
болты; между рядами рессор на болты надеты прокладочные кольца.

Шарнирные рессоры не получили широкого применения в железнодорожных вагонах, несмотря на то, что они обладают достаточной гибкостью. Наличие шарниров — слабое место этих рессор. Изгиб коренных листов при изготовлении ушка вызывает дополнительные напряжения в стали, которые можно снять только отжигом. Листы, не подвергнутые отжигу после гибки, дают большие прогибы в местах соединения рессор и часто ломаются.

Рессора системы Брауна. Этого типа рессора, предложенная в 1903 г. кузнечным мастером петербургских мастерских Брауном, тоже состоит из коренных и наборных листов (фиг. 136). Коренные листы обеих половин жестко скреплены болтами, пропущенными через скобообразные хомуты, расположенные по концам рессоры. Коренные листы представляют собой жестко скрепленные по концам брусья, а наборные — брусья равного



Фиг. 134. Рессора системы Галахова для балансирных усиленных тележек.



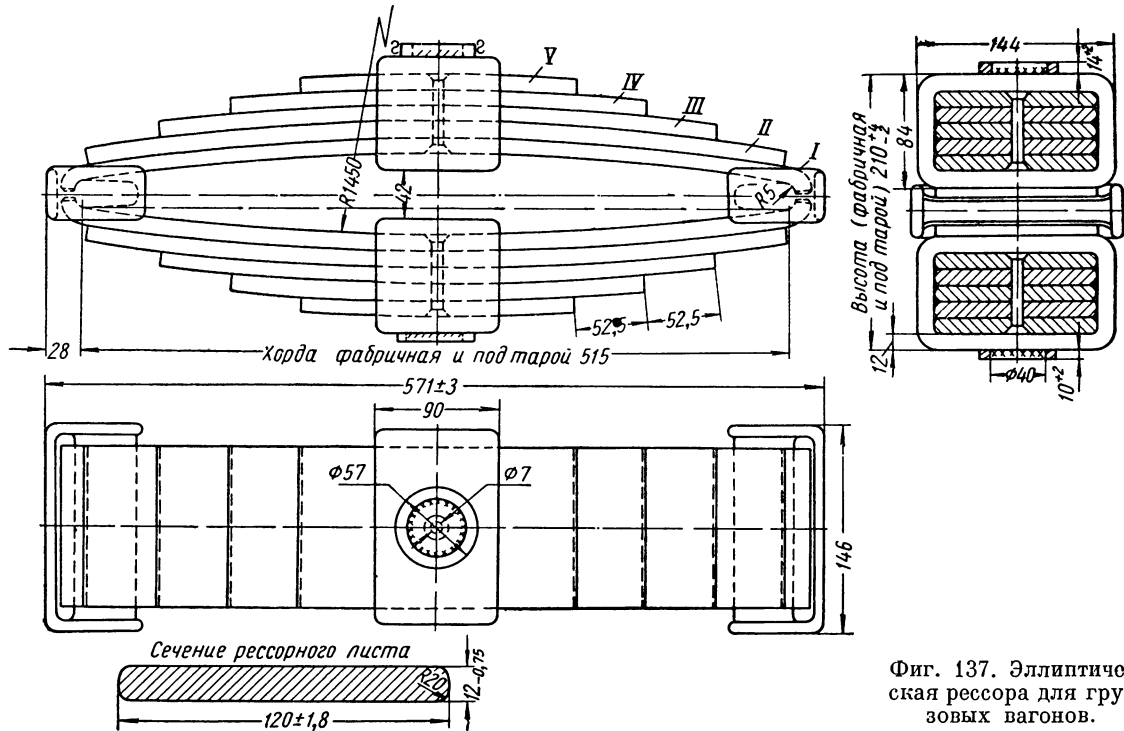
Фиг. 135. Шарнирная рессора.

Фиг. 136. Рессора системы Брауна.

сопротивления, помещенные на двух опорах. При увеличении нагрузки коренные листы обеих половин рессоры сплющиваются, в результате чего хорда рессоры (расчетная длина) несколько уменьшается. Теоретический вес пятилистовой рессоры 493 кг.

У рессоры Брауна увеличение изгибающих моментов и напряжений в металле и увеличение стрелы прогиба непропорциональны приращению нагрузки. С возрастанием нагрузки жест-

с большим диапазоном величин нагрузок. Недостатком ее является то, что для получения загиба на концах коренных листов, входящих в рессорный наконечник, необходимо листы нагревать. Однако величина загиба небольшая, кроме того, конец коренного листа соприкасается с опорным наконечником на некотором расстоянии от загиба. Это дает предельную гарантию против излома концов коренных листов.



Фиг. 137. Эллиптическая рессора для грузовых вагонов.

кость рессоры повышается, поэтому последнюю следует применять в условиях значительного изменения нагрузки, т. е. в тележках багажных, почтовых и изотермических вагонов.

Замкнутые рессоры тележек грузовых вагонов (фиг. 137). Эти рессоры удобны при сборке и постановке на тележки. Конструкция соединения коренных листов такова, что позволяет очень быстро вынуть секцию или любую из составляющих ее половинок и поставить вместо нее другую. Рессоры этого типа являются аperiodическими рессорами, так как при их сжатии под нагрузкой точка соприкосновения коренного листа с рессорным наконечником передвигается к центру рессоры, благодаря чему хорда рессоры укорачивается, а жесткость рессоры увеличивается.

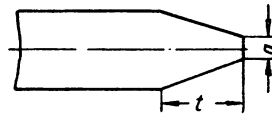
Рессора применяется в грузовых вагонах

Рессора Мытищинского вагоностроительного завода типа рессоры вагонов метро. Вагоны Московского метрополитена имени Л. М. Кагановича имеют аperiodические эллиптические рессоры. Как и рессоры Галахова, они просты в изготовлении и удобны для установки на тележке, кроме того, при наличии особых наконечников они приобретают способность изменять свою жесткость увеличением нагрузки.

Эллиптическая рессора вагонов метро (фиг. 138) состоит из двух разъемных половинок — верхней и нижней. Концы верхней половины соединены между собой наконечниками, имеющими кривые поверхности, по которым происходит перемещение конечной точки хорды рессоры при изменении нагрузки. Если рессора нагружена минимально, то точки соприкосновения верхней и нижней половинок располагаются

Таблица 58

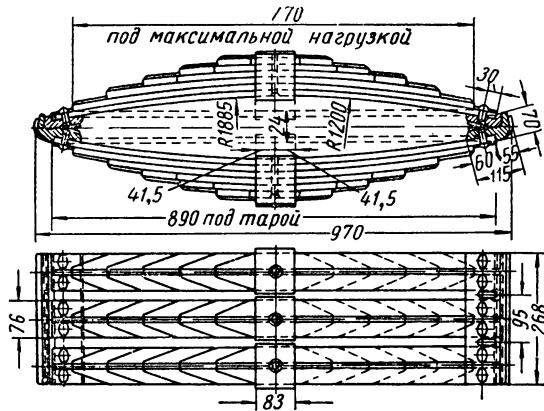
Характеристики листовых рессор для вагонов



Наименование рессор	Применение в вагонах	Стрела рессоры в свободном состоянии	Хорда в свободном состоянии	Сечение рессорных листов	Хомут			Обрезка концов		Гибкость в мм/т	Вес рессоры в кг
					Толщина	Ширина	Диаметр отверстия ушка	t	a		
Размеры в мм											
<i>Грузовые вагоны</i>											
11-листовая	Двухосных	111±6	1000±5	76×13	16	75	26	46,5	25	9,20	63,10
12-листовая	То же	99±6	1010±5	76×13	16	75	26	42	25	8,70	68,3
13-листовая	Двухосных 20 т	101±6	1100±5	76×13	16	75	26	40	25	7,80	76,90
То же	Двухосных цистернах 1948 г.	100±6	1025±5	100×13	16	100	42	39	60	5,82	99,31
»	Двухосных цистернах и хопперах	92,0±6	1010±5	89×13	16	90	36	35	35	6,62	89,43
Эллиптическая	Четырехосных вагонах	210±4	515	120×12	12	90	—	Прямоугольная		3,47	50,47
<i>Пассажирские вагоны</i>											
12-листовая	С длиной кузова 20,2 м	117±6	1130±5	76×13	16	75	—	45	30	11,40	76,30
13-листовая	То же	108±6	1133±5	76×13	16	75	—	45	30	10,65	81,10
14-листовая	»	97±6	1136±5	76×13	16	75	—	40	30	10,0	86,05
9-листовая	С длиной кузова 14,0 м										
10-листовая	пригородного вагона	176±6	1540±7	76×13	16	75	26	100	30	38,10	77,9
	То же двухосных дальнего следования	179±6	1538±7	76×13	16	75	26	75	30	34,50	90,38
11-листовая	То же	179±6	1560±7	76×13	16	75	26	75	30	43,0	96,77
6-листовая эллиптическая пятирядная системы Галахова	С длиной кузова 20,2 м	406±10	911±4	76×10	10	90	—	86	20	10,3	294,26
То же 7-листовая	То же 23,6 м котловой 400 не котловой		925±4	76×10	10	90	—	60	30	9,1	341,1
То же 7-листовая	Цельнометаллического с длиной кузова 20,2 м	370±10	838±4	76×10	10	90	—	60	30	8,45	295,0
5-листовая пятирядная системы Брауна	То же	350±10	960±5	76×10	10	90	—	35	25	10,70	255,78
То же 6-листовая	»	350±10	96±5	76×10	10	90	—	35	25	9,80	297,0

Примечание. Размеры, не приведенные в таблице, могут быть взяты из альбомов чертежей вагонов соответствующих конструкций.

на наибольшем расстоянии от центра рессоры. С увеличением нагрузки, т. е. по мере сжатия рессоры, криволинейная опорная поверхность верхней соединительной планки начинает перекатываться по нижней опорной планке к центру



Фиг. 138. Рессора вагонов метро.

рессоры. В результате хорда рессоры уменьшается, а жесткость рессоры вследствие этого увеличивается.

Поверхности наконечников нужно изготовлять из стали повышенного качества или из обычной стали, но с применением термической обработки.

В табл. 58 приведены характеристики листовых рессор различных типов.

§ 37. СТАЛЬ ДЛЯ ЛИСТОВЫХ РЕССОР. УСЛОВИЯ ТЕРМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ, ИСПЫТАНИЕ РЕССОР

Каждая рессора должна быть изготовлена по чертежам и техническим условиям в соответствии с требованиями ГОСТ 1425-53. Для листовых рессор сталь должна соответствовать сталям марок, указанных в табл. 59.

К сборке допускаются листы, прошедшие термическую обработку с $H_B = 363 \div 432$. Холодная правка коренных листов рессоры, обработанных термически, не разрешается. Термически обработанные листы при массовом или серийном производстве рессор должны быть подвергнуты наклепу дробью. Поверхность рессорных листов не должна иметь острых кромок и заусенцев, трещин, вмятин и забоин. Трущиеся поверхности листов перед сборкой рессоры должны быть покрыты смазкой с примесью графита, не вызывающей коррозии стали.

Допуски по ГОСТ 1425-53 на длину хорды: ± 3 мм при длине хорды до 600 мм, $+5$ мм при

Таблица 59

Марки рессорной стали

Наименование деталей	Марка стали	Стандарт
Листы рессор Хомут	55С2 и 60С2 10 и 15 или Ст. 2 и Ст. 3 мартеновского спо- соба изготовления с содержанием: се- ры не более 0,055% и фосфора не более 0,050%	ГОСТ В 2052-43 ГОСТ 1050-52 ГОСТ 380-50
Наконечники замкнутых рессор грузо- вых вагонов	Ст. 3 и Ст. 4 15 Л, 20 Л или 25 Л	ГОСТ 380-50 ГОСТ 977-41
То же пасса- жирских ва- гонов	Ст. 4 и Ст. 5	ГОСТ 380-50

длине от 601 до 1500 мм, ± 7 мм при длине больше 1500 мм.

Допуски на высоту фабричной стрелы: $+5$ мм для незамкнутых рессор, $+12$ мм для замкнутых рессор пассажирских вагонов и $+6$ мм для грузовых замкнутых рессор.

Смещение хомута рессоры от середины, как и несимметричность концов отдельных ступенчатых листов к хомуту, не должно превышать 3 мм.

Посадка хомута на рессоре должна обеспечивать плотное прилегание листов друг к другу. Допускаются следующие зазоры:

между хомутом и верхним коренным листом — не более 0,1 мм на глубину до 15 мм;

между хомутом и нижним листом — не более 0,3 мм на глубину до 15 мм;

между листами непосредственно у хомута — не более 0,2 мм, на остальной длине листа 1,2 мм.

Зазоры между наконечниками и листами замкнутых (эллиптических) многорядных рессор допускаются до 0,4 мм (щуп толщиной 0,2 мм не должен доходить до тела заклепки или болта). Подчеканка или дополнительное обжатие ослабевших заклепок не разрешается.

Разность наименьшей и наибольшей высот отдельных секций замкнутых рессор до сборки их в полукомплект не должна быть более 2 мм. В свободном (не подвешенном к вагону) состоянии замкнутая рессора должна удовлетворять нижеследующим требованиям: а) смещение оси хомутов отдельных секций верхнего

и нижнего полукомплекта от оси, указанной в чертеже, допускается только в одну сторону; б) разность высот опорных поверхностей хомутов отдельных секций не должна быть более 3 мм; в) разность длины хорд верхнего и нижнего полукомплектов не должна превышать 3 мм.

По форме и размерам поперечного сечения и допускам сталь должна отвечать требованиям ГОСТ 5267-50.

Из прямоугольных сталей наибольшее распространение имеет сталь с размерами поперечного сечения, приведенными в табл. 60.

Таблица 60

Размеры поперечного сечения прямоугольной стали

Размеры в мм	Точность проката в мм		
	нормальная	повышенная	высокая
Толщина			
до 6,5 вкл.	±0,20	±0,20	±0,15
более 6,5	±0,30	±0,25	±0,15
Ширина			
до 50 вкл.	±0,8	{ +0,8 -0,3	+0,6
более 20 до 100 . . .	±1,2	{ +1,2 -0,3	-0,4

Местные дефекты нужно удалять пологой вырубкой или шлифованием, причем размеры профиля зачищенных мест не должны выходить за пределы, установленные соответствующими стандартами или техническими условиями. Сталь в изломах и протравленных поперечных темплетях не должна иметь усадочной рыхлости, пустот, трещин, пузырей и шлаковых включений, видимых невооруженным глазом.

Неотожженная рессорная сталь в состоянии поставки должна обладать следующей твердостью:

Марка стали	Диаметр отпечатка в мм		Марка стали	Диаметр отпечатка в мм	
	не менее	Твердость по Бринеллю не более		не менее	Твердость по Бринеллю не более
65	3,0	255	60 С2	3,5	302
70	3,7	269	60 С2А		
75	3,6	285	70 С3А		
85	3,5	302	50 ХГ		
65 Г	3,7	269	50 ХГА		
50 СГ	3,6	285	50 ХФА		
55 С2			60 С2ХФА		
			65 С2ВА		
			60 С2Н2А		

В табл. 61 приведены примерные показатели механических свойств для термически обработанного образца рессорной стали.

Таблица 61

Термическая обработка и показатели механических свойств

Марка стали	Термическая обработка			Показатели механических свойств			
	Температура закалки в °С	Закалочная среда	Температура отпуска в °С	Предел текучести в кг/мм² не менее	Предел прочности при растяжении в кг/мм² не менее	Удлинение в % не менее	Сужение площади поперечного сечения в % не менее
65	830	Масло	380	80	100	9	35
70	820		380	85	105	8	30
75	810		380	90	110	7	30
85	810		380	100	115	6	30
65 Г	820		—	38	70	8	35
50 СГ	830	Воздух	—	35	65	8	35
55 С2	880		400—510	120	130	6	30
60 С2	860		400—510	120	130	5	25
60 С2А	860		400—510	140	160	5	20
70 С3А	850		400—510	160	180	5	25
50 ХГ	850	Масло	490	110	130	5	35
50 ХГА	850		490	120	130	6	35
50 ХФА	860		400—450	110	130	10	45
60 С2ХА	860		420	160	180	5	20
60 С2ХФА	840		450	170	190	5	20
65 С2ВА	840		450	170	190	5	20
65 С2Н2А	840		400	160	175	5	20

Правила приемки и метод испытания листовых рессор

Каждую изготовленную рессору подвергают наружному осмотру и обмеру в соответствии с требованиями ГОСТ 1425-53, а также испытанию на твердость. Проверке на твердость подвергается не менее 3% партии наборных листов рессор грузовых вагонов и не менее одного наборного листа от каждой секции замкнутой или от каждой незамкнутой рессоры пассажирских вагонов.

При неудовлетворительном результате проверки твердости листов рессор хотя бы в отношении одного листа должны быть подвергнуты проверке все наборные листы данной партии, представленной для приемки. Испытание на твердость листа рессоры должно производиться на поверхности со стороны сжатых волокон листа: для листов длиной более 600 мм — на середине листа и на каждом конце листа и для

листов длиной менее 600 мм — только на каждом из концов листа.

Рессоры, признанные годными по наружному осмотру и обмеру, испытывают на плотность посадки хомута, на остаточную деформацию (осадку) под действием статической и динамической нагрузок и на действительную величину прогиба.

Плотность посадки хомута проверяют тремя ударами по его кромкам молотком весом около 2 кг; при этом хомут не должен обнаруживать признаков сдвига.

Испытание на остаточную деформацию (осадку) производят на прессе двукратным нагружением рессоры максимальной статической нагрузкой, определяемой по формуле

$$P = \frac{2R_b W}{l},$$

где R_b — допускаемое напряжение на изгиб, которое согласно ГОСТ 1496-42 равно 95 кг/см² для стали марки 55 и 100 кг/см² — для стали 55С2; W — момент сопротивления всех листов рессоры в мм³; l — половина длины рессоры в мм.

Испытание на остаточную деформацию под действием пробной нагрузки производится в следующем порядке: рессору обжимают не менее 2 раз пробной нагрузкой, замеряют высоту рессоры в свободном состоянии после снятия груза, плавно нагружают рессору пробной нагрузкой и затем полностью разгружают.

Высота рессоры в свободном состоянии, измеренная ранее, после двукратного обжатия должна оставаться без изменения.

Испытание на прогиб под рабочей статической нагрузкой производится в следующем порядке: рессору плавно нагружают до рабочей статической нагрузки и замеряют прогиб, повышают нагрузку на рессору до величины пробной нагрузки, затем плавно снижают ее до рабочей статической нагрузки и вторично замеряют прогиб.

Разность между полусуммой замеренных действительных прогибов и расчетным прогибом, отнесенная к расчетному прогибу, не должна превышать допускаемого отклонения $\pm 8\%$.

При определении расчетного прогиба учитывается ширина и толщина листа, которые должны приниматься равными средним арифметическим, с учетом допускаемых отклонений по ГОСТ 5267-50.

Большая полудлина рессоры в выпрямленном состоянии должна быть замерена между опорой на конце рессоры и плоскостью, отстоящей от

оси рессоры, указанной в чертеже, на $\frac{1}{6}$ ширины хомута.

Рабочая статическая нагрузка и расчетный прогиб должны быть указаны на чертеже.

Отклонение действительного прогиба рессоры, сжатой рабочей статической нагрузкой, от расчетного прогиба не должно превышать $\pm 8\%$.

Поставщик обязан в течение 3 лет со дня от пуска потребителю рессор безвозмездно заменять вышедшие из строя рессоры в том случае, если потребителем не нарушены правила эксплуатации рессор.

Действительную величину прогиба рессоры под максимальной статической нагрузкой находят путем сравнения величины прогиба, замеренной на прессе, с расчетной, определяемой по формуле

$$F = \frac{6P \left(l - \frac{a}{6} \right)^3}{Ebh^3(3m + 2n)}.$$

Здесь P — указанная в чертеже максимальная статическая или рабочая нагрузка в кг; l — половина длины рессоры в см; a — ширина хомута в см; E — модуль упругости в кг/см² (для закаленной стали E принимают равным $2,05 \cdot 10^6$ кг/см²); b — ширина листа рессоры в см; h — толщина листа рессоры в см; m — число коренных листов; n — число листов ступенчатой части рессоры.

На хомуте рессоры выбивают марку завода-изготовителя, дату испытания (месяц и год), величину фабричной стрелы, действительную величину прогиба под статической нагрузкой и обозначение ГОСТ 1452-42.

§ 38. СТАЛЬ ДЛЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРУЖИН. РАЗМЕРЫ И ДОПУСКИ. ИСПЫТАНИЕ ПРУЖИН

Пружины изготовляются в соответствии с ГОСТ 1452-42 (взамен ОСТ НКПС 8166/203 и 8167/204). Материал — сталь по ГОСТ 1050-52 или ГОСТ В 20552-43. Характеристики пружин помещены в табл. 62.

Допускаются следующие отклонения размеров пружин от чертежных в %: по высоте пружин в свободном состоянии +2 и -1; по внутреннему диаметру: однорядных пружин $\pm 1,5$; двухрядных пружин +1,5 как для наружной, так и для внутренней пружины; трехрядных пружин: 1,5 для наружной; 1 для средней и 1,5 для внутренней пружины; по количеству рабочих витков (равному полному числу витков за вычетом 1,5 витка): $\pm 0,1$ витка для пружин с числом

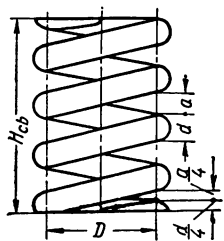
Таблица 62

Характеристики пружин основных типов грузовых и пассажирских вагонов

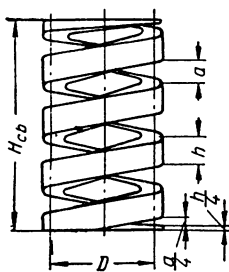
Пружина	Диаметр пружины в мм			Высота пружины в свободном состоянии в мм	Диаметр прутка или сечение поло-сы в мм	Число витков		Гибкость пружины в мм/т	Вес пружины в кг
	внутренний	средний	наружный			полное	рабочее		
Для тележки грузовых вагонов двухрядная:									
наружная	78	108	138	210_{-2}^{+4}	30	6,0	4,5	7,0	10,30
внутренняя	41	57	73	210_{-2}^{+4}	16	11,0	9,5	27,0	2,94
Для тележки с продольными балансирами, четырехрядная, пассажирских вагонов									
наружная	167	185	203	230_{-2}^{+4}	18 × 40	4,25	2,75	31,5	11,70
вторая	131	147	163	230_{-2}^{+4}	16 × 35	4,7	3,2	25,8	8,08
третья	99	114	129	230_{-2}^{+4}	15 × 28	6,0	4,5	31,6	6,04
внутренняя	69	83	97	230_{-2}^{+4}	14 × 20	8,0	6,5	35,6	3,85
Для тележки Фетте, двухрядная:									
наружная	114	130	146	215_{-2}^{+4}	16 × 35	5,0	3,5	22,8	7,64
внутренняя	82	97	112	215_{-2}^{+4}	15 × 28	6,25	4,75	21,0	5,38
Для безбалансирной тележки, двухрядная:									
наружная	83	116	149	300_{-3}^{+6}	33	7,95	6,45	7,95	18,07
внутренняя	43	62	81	281_{-3}^{+6}	19	12,5	11,0	20,0	5,17
Для тележки ЦВТК, двухрядная:									
наружная	117	150	183	$247_{-2,5}^{+5}$	33	6,0	4,5	11,7	17,25
внутренняя нормальной тележки	41	57	73	210_{-2}^{+4}	16	11,0	9,5	27,0	2,94
то же усиленной тележки	66	85	104	$250_{-2,5}^{+5}$	19	10,0	8,5	40,0	5,61
Для тележки тройного подвешивания вагонов длиной 20,2 м и двухосных длиной 14 м	90	120	150	250_{-2}^{+5}	30	7,0	5,5	11,7	13,5
Для челюстной тележки металлических вагонов длиной 23,6 м, двухрядная:									
наружная	139	175	211	Котловой конец 305 _{-2,5} , не котловой конец 299 _{-2,5}	36	6,3	4,8	15,3	25,3
внутренняя	91	110	129	300	19	8,0	6,5	66,4	6,14
Для бесчелюстной тележки тех же вагонов	160	200	240	300	40	5,9	4,4	13,7	34,1

рабочих витков $1-5; \pm 0,2$ витка при числе витков $6-10; \pm 0,3$ витка при числе витков больше 10.

Зазор между витками пружины в ее свободном состоянии должен быть равномерным; допускается отклонение от равномерности не больше 10% величины наибольшего зазора. Отклонение оси пружины от перпендикуляра к ее опорной плоскости (с учетом покачивания пружины в разные стороны) не должно превышать 2% свободной высоты пружины. Опорные витки, начиная от $1/4$ их длины, должны постепенно переходить к концу в прямоугольное сечение, причем высота конца витка должна быть равна $1/4$ диаметра для пружин из прутка круглого сечения (фиг. 139) и $1/4$ высоты — для пружины



Фиг. 139. Пружина с круглым сечением стали.



Фиг. 140. Пружина с прямоугольным сечением стали.

из прутка прямоугольного сечения (фиг. 140). Витки не должны выходить за пределы наружного и внутреннего диаметров пружины более чем на 0,2 наружного диаметра.

Из партии пружин, которые по наружному осмотру и обмеру признаны годными, отбирают 10% для испытания на остаточную деформацию (осадку) под максимальной статической нагрузкой и на прогиб под максимальной статической нагрузкой или под рабочей нагрузкой. Если испытания дали отрицательный результат, их повторяют на двойном числе образцов. Если результат не изменился, бракуют всю партию пружин.

Испытание на отсутствие остаточной деформации (осадки) производят на прессе путем трехкратного нагружения пружины максимальной статической нагрузкой

$$P = \frac{\pi d^3 K_d}{8d} \text{ кг};$$

для круглого сечения прутков пружины

$$Q = \frac{0,44b^2 h K_d}{D} \text{ кг}$$

для прямоугольного сечения прутков пружины.

Обозначение максимальной статической нагрузки через P и Q принято здесь по ГОСТ 1452-42.

Типовая двухрядная цилиндрическая пружина тележек грузовых вагонов показана на фиг. 141.

В этих формулах d — диаметр прутка в мм; K_d — максимально допускаемое напряжение на скручивание (принимается равным 65 кг/мм^2 под действием максимальной нагрузки во время испытания); D — средний диаметр пружины в мм; b — ширина прутка в мм; h — высота прутка в мм.

Отсутствие остаточной деформации устанавливают измерением свободной высоты пружины до нагружения и после нагружения. Если при сжатии пружины сближение витков до величины суммарного зазора между витками (около 3 мм) достигнуто под нагрузкой, меньшей максимальной статической, то дальнейшее сжатие не допускается.

При испытании на остаточную деформацию действительную величину прогиба пружины под испытательной нагрузкой определяют как разность между свободной высотой пружины и ее высотой под нагрузкой. Действительную величину сравнивают с расчетной, определяемой по следующим формулам:

$$F = \frac{8D^3 n P}{d^4 a}$$

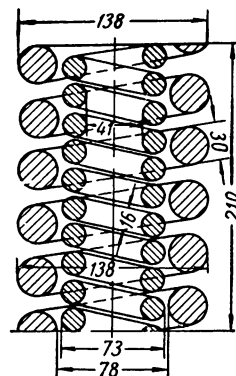
для круглого сечения прутка пружины;

$$F = \frac{0,9 n D^3 (b^2 + h^2) Q}{b^3 h^3 G}$$

для прямоугольного сечения прутка пружины, где P и Q — испытательные нагрузки; n — число рабочих витков; G — модуль скольжения, принимаемый равным 8000 кг/мм^2 .

На боковой поверхности опорного витка пружины выбиваются марка завода-изготовителя и обозначение марки стали, из которой изготовлена пружина. Маркировку рекомендуется производить не клеймением, а травлением или электрографическим способом.

Размеры, вес и допуски для круглой стали приведены в табл. 63.



Фиг. 141. Типовая пружина грузовых вагонов.

Таблица 63
Размеры, вес и допуски для круглой стали

Диаметр стали в мм	Допускаемое отклонение диаметра в мм при точно- сти прокатки		Площадь попереч- ного сечения в мм	Теорети- ческий вес 1 пог. м в кг
	обычной	повышенной		
5	} ±0,4	} ±0,25	19,63	0,154
5,5			23,76	0,187
6			28,27	0,222
6,5			33,18	0,260
7			33,48	0,302
7,5			44,18	0,347
8			50,27	0,395
8,5			56,75	0,445
9			63,62	0,499
10	} ±0,5	} ±0,3	78,54	0,617
11			95,03	0,746
12			113,1	0,888
13			132,7	1,04
14			153,9	1,21
15			176,7	1,39
16			201,1	1,58
17			227,0	1,78
18			254,5	2,00
19	283,5	2,23		
20	} ±0,5	} ±0,4	314,2	2,47
21			346,4	2,72
22			380,1	2,98
23			415,5	3,26
24	} ±0,5	} ±0,4	452,4	3,55
25			490,9	3,85
26			530,9	4,17
27			572,6	4,49
28			615,8	4,83
30	} ±0,8	} ±0,5	706,9	5,55
32			804,2	6,31
33			855,3	6,71
34			907,9	7,13
35			962,1	7,55
36			1018	7,99
37			1134	8,90
39			1195	9,38
40			} ±0,8	} ±0,6
42	1385	10,9		
45	1590	12,5		
48	1810	14,2		
50	} ±0,1	} ±0,6	1963	15,4
52			2124	16,7
54			2290	18,0
55			2376	18,7
56			2463	19,3
58			2642	20,7

Длина полос стали: нормальная, т. е. длина полосы, получаемой из прокатки, от 2 до 6 м; мерная приближительная — от 2 до 6 м с допуском ±250 м согласно указаниям заказа; мерная точная, в том числе прокатная, от 2 до 6 м с допуском 50 мм только в большую сторону согласно указаниям заказа.

§ 39. ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ РЕССОР И ПРУЖИН

Рессоры. Резка листов. Резка рессорных листов производится на пресс-ножницах или под молотами. Во втором случае необходимо предварительно сделать насечку листов по месту излома или же подогреть сталь до температуры не ниже 800°. У желобчатой стали заусенцы, которые образуются при резке листов, должны быть обращены в сторону выпуклости желоба. После обрезки концов заусенцы снимают зачисткой на наждачном круге и удаляют острые кромки.

Концы наборных листов обрезают по трапеции на ножницах и прессах. При обрезке на молотах обязателен подогрев листов до 800° на длине не менее трехкратной длины трапециевидной части.

Завивка ушков. Для завивки ушков рекомендуется нагревать листы до температуры не выше 980°. Нагрев в открытых кузнечных горнах запрещен. Длина нагреваемой части листа должна быть не меньше 10 диаметров отверстия ушка. Быстрое охлаждение ушков и их замочка после завивки не допускаются; рессорный лист нужно подвергать медленному охлаждению на воздухе, притом в сухом месте.

Гибка листов, закалка и отпуск. Нагрев листов под гибку и закалку производится в пламенных печах (лучше газовых). Температура нагрева: при механической гибке 920—950°, при ручной гибке 950—980°. В конвейерных печах температура у загрузочного окна должна равняться 500—600° и по мере углубления в печь повышаться до 920—950°.

Гибку листов по радиусу рекомендуется производить механическим способом: перед гибкой нагретые листы подвергают рихтовке. Коренные листы загибают по шаблону определенного радиуса, а наборные по предыдущим листам с зазорами между ними более 0,01 длины листа. Гибка листов должна производиться при температуре не ниже 800°. На

охлаждение листа до температуры закалки требуется всего несколько секунд.

Гибку и закалку следует производить с одного нагрева. Температура закалки должна соответствовать нормам, указанным в ГОСТ В 2052-43. В качестве охлаждающей среды при закалке рекомендуются масло и воздух.

Хорошей закалочной средой является раствор жидкого стекла. Температура раствора в рабочем состоянии должна поддерживаться на уровне 20—45°.

Для закалки рессорных листов рекомендуется применять двойной содовый силикат (жидкое стекло) с модулем $\frac{\text{Si}_2\text{O}}{\text{Na}_2\text{O}} = 2,3 \div 2,5$ и удельным весом 1,4—1,5. Чтобы получить рабочий раствор, наливают в бак с жидким стеклом равное по объему количество воды. После перемешивания в течение 20—25 мин. раствор подвергают отстою на протяжении не менее 24 час. Плотность чистого раствора после отстоя должна быть около 1,2—1,3 по ареометру.

Концентрацию раствора жидкого стекла при-

нимают из того расчета, чтобы закалить рессорную сталь с содержанием 0,4—0,45% углерода на твердость не ниже 400 единиц по Бригелю. Эта концентрация отвечает плотности 1,08—1,09. Если закалочные свойства жидкого стекла неизвестны, то поступают следующим образом. Из рессорной стали 0,45—0,50% С изготавливают образцы длиной 250—300 мм и, доведя концентрацию раствора до плотности 1,17, производят в нем закалку. Если твердость образцов после закалки ниже 450 единиц, уменьшают плотность раствора до 1,15; 1,13 и т. д. до тех пор, пока не будет получена концентрация, при которой твердость закаленных образцов достигает $H_B = 450 \div 470$.

Пружины. Технологический процесс изготовления пружин горячей навивкой состоит из следующих операций: 1) резки заготовки; 2) оттяжки и вальцовки концов; 3) навивки; 4) отделки; 5) закалки и отпуска; 6) обжимки и зачистки концов.

Термическая обработка в зависимости от химического состава стали производится по нормам, приведенным в табл. 61.

ГЛАВА XIII

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПОСТРОЕНИЯ РЕССОР

§ 40. РАБОТА РЕССОРЫ

Листовые рессоры, применяемые в вагонах, обладают внутренним трением; в пружинах это трение незначительно, и в расчетах им можно пренебречь.

Листовая рессора представляет собой упругую балку с большой стрелой прогиба. Ее выполняют в форме бруса равного сопротивления, для того чтобы напряжение во всех листах было по возможности одинаковым и гибкость рессоры была возможно большей. Если, например, кусок стали подвергнуть растягивающим или сжимающим усилиям, то он может накопить известную работу, величина которой будет зависеть от объема V куска, напряжения K_z и модуля упругости E . Исходя из работоспособности куска и качества его материала, можно вывести основные формулы расчета рессор.

Если подвергнуть стальной кубик с длиной ребра 1 см растяжению или сжатию до появления напряжения K_z , то на единицу длины кубик будет растягиваться или укорачиваться на

$$\lambda = \frac{K_z}{E}.$$

Сопротивление кубика по отношению к нагрузке на пути λ возрастет от 0 до K и составит в среднем $\frac{K_z}{2}$. Накопленная кубиком потенциальная энергия, отнесенная к единице его объема, будет

$$A = \frac{K_z}{2} \lambda = \frac{K_z^2}{2E}.$$

Для объема V работоспособность при равномерном напряжении K_z выразится

$$A = \frac{VK_z}{2E}.$$

При изгибе также можно вывести общую формулу для потенциальной энергии накопленной работы. Если I — момент инерции данного поперечного сечения; l — длина стержня; m — площадь поперечного сечения некоторого волокна, отстоящего от нейтрального слоя на расстоянии x , то объем волокна будет ml , а напряжения в нем под влиянием растяжения или сжатия K_z . При изгибающем моменте M получим

$$K_z' = \frac{Ml}{I} \cdot \frac{x}{e} = \frac{Mx}{I},$$

где e — расстояние крайнего волокна от нейтрального слоя.

Работоспособность одного волокна определится по формуле

$$ml \frac{K_z''}{2E} = ml = \frac{M_1^2 x^2}{2I^2 E}.$$

Для всего стержня длиной l , т. е. для всех его волокон, работа

$$A = \sum ml \frac{M^2 x^2}{2EI^2} = \frac{M^2 l}{2EI^2} \sum mx^2.$$

Так как $\sum mx^2 = I$,

$$A = \frac{M^2 l}{2EI^2} \cdot I = \frac{M^2 l}{2EI},$$

где

$$M = \frac{l}{l^2} k_s.$$

Отсюда

$$A = \frac{l^2 K_s^2}{2EI^2 l} = \frac{l K_s^2}{2El}.$$

Если f — площадь поперечного сечения всего бруса, а l — его длина, то объем бруса

$$V = Fl; \quad l = \frac{V}{F}; \quad A = \frac{V k_b^2}{E} \cdot \frac{l}{2Fl^2}.$$

Значения коэффициента $\frac{l}{2El^2}$ изменяется в зависимости от формы поперечного сечения. Для прямоугольного сечения

$$I = \frac{bh^3}{12}; \quad F = bh; \quad e = \frac{h}{2},$$

где b — ширина бруса и h — толщина бруса.

$$\frac{l}{2Fl^2} = \frac{bh^3}{12 \cdot 2bh \cdot \frac{h^2}{4}} = \frac{1}{6},$$

откуда

$$A = \frac{V K_b^2}{6E}. \quad (119)$$

Эта формула действительна для случая, когда напряжение во всех поперечных сечениях одинаково, что имеет место в брусках равного сопротивления изгибу.

Таким образом, для того чтобы материал обладал наибольшей работоспособностью при наименьшем объеме, необходимо изготавливать листовую рессору в форме бруса равного сопротивления. При этом условии она будет соответствовать листу с одинаковой толщиной по всей длине, который имеет вид треугольника (фиг. 142, а), заделанного стороной $ACDE$ и

нагруженного в вершине силой P . Если заделанный лист (фиг. 142, б) разрезать на полоски одинаковой ширины и наложить полоски одна на другую, то получится половина листовая рессоры (фиг. 142, в). Обозначив через $2P$ нагрузку в середине рессоры, состоящей из двух прямоугольных половин, т. е. силу, действующую на хомут; через P — силу, действующую на конец листа (на ушко), а через $2l$ — длину рессоры между центрами ушков, можно написать для середины рессоры

$$Pl = \frac{nbh^2}{6} K_b,$$

где n — число листов;

$$2P = \frac{2nbh^2}{6l} K_b;$$

$$K_b = \frac{6Pl}{nbh^2}.$$

Работу рессоры можно подсчитать по силе P и прогибу f .

Так как сила P на протяжении прогиба изменяется от 0 до P , то при среднем ее значении работа одной половины рессоры будет

$$\frac{A}{2} = \frac{P}{2} f,$$

а работа всей рессоры $A = Pf$

Подставляя соответствующие значения P и f , получим

$$A = \frac{VK_b^2}{6E} = \frac{nbhl \cdot 36 P^2 l^2}{6En^2 b^2 h^4} = \frac{6P^2 l^3}{nbh^3 E};$$

поэтому

$$Pf = \frac{6P^2 l^3}{nbh^3 E},$$

откуда

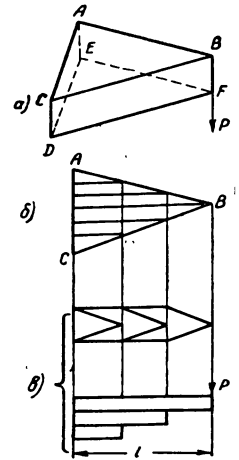
$$f = \frac{6Pl^3}{nbh^3 E},$$

или

$$f = \frac{l^2 6Pl}{hEnbh^2} = \frac{l^2 K_b}{hE}. \quad (120)$$

Эти выводы являются основными для расчета рессор, в котором не принимается во внимание влияние хомута и числа коренных и наборных листов. Формула прогиба рессоры, учитывающая ширину хомута и число коренных и наборных листов, была приведена в § 37.

Прогиб рессоры под грузом $1 m$ ($2P = 1 m$) называется г и б к о с т ь ю р е с с о р ы и обычно измеряется в миллиметрах. Величина,



Фиг. 142. Построение листовой рессоры.

обратная гибкости, т. е. груз в килограммах, под действием которого рессора дает прогиб, равный единице (1 мм), называется коэффициентом жесткости рессоры. Этот коэффициент измеряется в кг/мм. Если нагрузка на рессору будет $2P$, то при прогибе f коэффициент жесткости выразится

$$K = \frac{2P}{f} \text{ кг/мм.}$$

Величина выгиба рессоры, т. е. расстояние от линии, соединяющей середины ушек, до первого листа рессоры в ее свободном состоянии, называется фабричной стрелой. Данные о размерах прогибов и величинах гибкости рессор приведены ниже.

Форма концов листовых рессор может быть различной (фиг. 143). Наиболее рациональной



Фиг. 143. Форма концов листовых рессоры.

является форма, при которой концы образуют непрерывную огибающую линию и передача нагрузки от листа к листу происходит свободно. Такое параболическое очертание имеют только автомобильные и длинные экипажные рессоры.

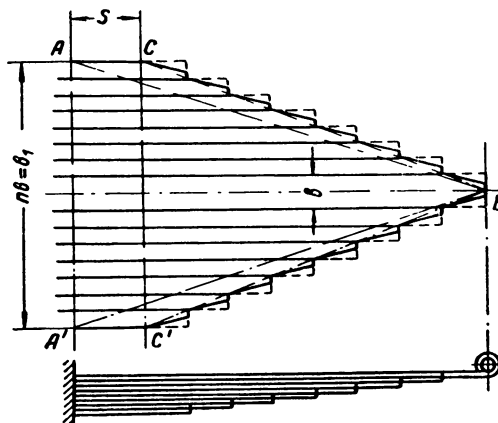
Влияние формы обрезки концов листовых рессоры на ее работу

Форма обрезки концов — прямоугольная или заостренная в виде трапеции в настоящее время вызывает большой интерес среди специалистов по вагоностроению в связи с вопросами упрощения и удешевления обрезки концов листов рессор.

Если имеются две рессоры с одинаковой длиной между ушками, с одинаковым числом листов одного сечения и с одинаковой технологией изготовления, то обе рессоры будут по прочности одинаковые, но прогибы их будут различны. На величину прогиба рессоры оказывает влияние форма заострения концов листов, т. е. величина $\alpha = \frac{a}{b}$, где a — ширина заостренного конца листа; b — ширина листа.

У существующих рессор коренной лист большей прочности его ушка делается призматическим, без всяких скосов на конце. Концам

всех наборных листов вместо теоретического заострения придают форму трапеции. Если листы рессоры разложить один около другого, разрезав посередине вдоль все наборные листы, можем получить фигуру $ACBC'A'$ (фиг. 144).



Фиг. 144. Построение рессоры.

Эта фигура значительно отличается от теоретического расчетного треугольника ABA' , для которого были выведены предыдущие формулы. Таким образом, фигура $ACBC'A'$, состоящая из прямоугольника $ACC'A'$ и трапеции CBC' со ступенчатыми боковыми сторонами, превращается в развертку рессоры. Прогиб рессоры можно сравнивать с прогибом ее развертки, т. е. пластинки $ACBC'A'$. Если рессора без призматического листа, то длина наборных листов определяется делением стороны CB на полное число всех листов рессоры n . При наличии одного призматического листа длина наборных листов равна $\frac{CB}{n-1}$, а при двух призматических листах будет $\frac{CB}{n-2}$.

Обозначим прогибы через f'_δ — ступенчатых частей CBC' ; f' — теоретического расчетного треугольника CBC' ; f_δ — полного контура $ACBC'A'$ и f — теоретического расчетного треугольника ABA' .

Определим величины прогибов для обозначенных элементов и найдем поправочные коэффициенты δ и μ ;

$$\delta = \frac{f'_\delta}{f'}; \quad \mu = \frac{f_\delta}{f}.$$

Это можно сделать, рассматривая развертку рессоры как пластинку, заделанную в сечении AA' .

Зная поправочные коэффициенты δ и μ , можно определить прогиб f_δ всей рессоры с учетом ее действительной конструкции, т. е. полного контура $ACBC'A'$, по прогибу f теоретического расчетного треугольника ABA' :

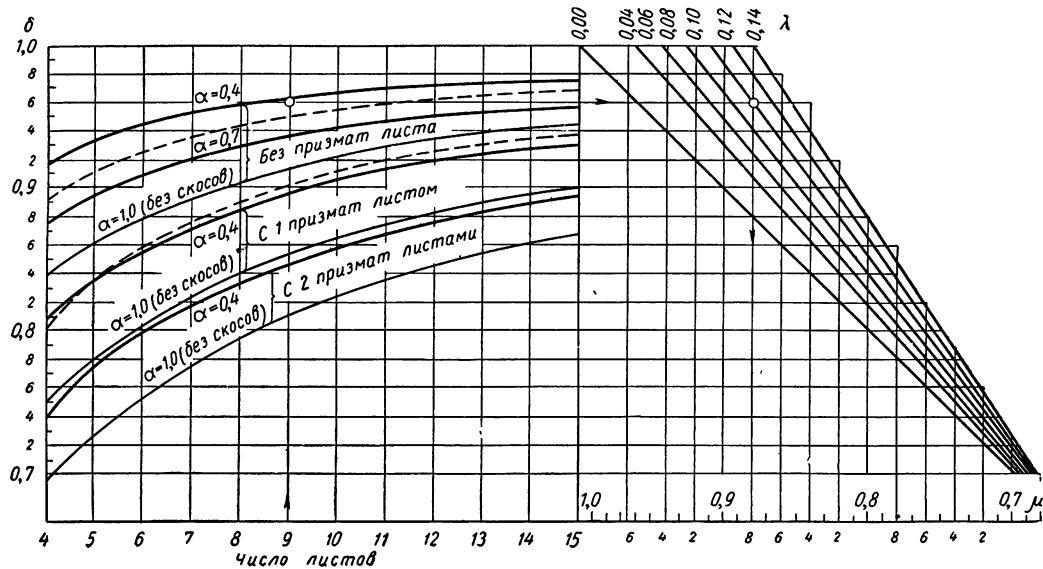
$$f_\delta = \mu f$$

и прогиб f'_δ одной ступенчатой части CBC' по прогибу f' теоретического расчетного треугольника CBC' :

$$f'_\delta = \delta f'$$

Определение прогиба рессоры при проектировании в зависимости от намечаемой ее действительной конструкции можно произвести по номограмме (фиг. 145).

ее нанесены различные величины отношения S к половине длины рессоры l , т. е. $\lambda = \frac{S}{l}$. Пользоваться диаграммой нужно следующим образом. Положим число листов рессоры $n = 9$, половина длины рессоры равна $l = \frac{1600}{2} = 800$ мм; длина $S = 80$ мм; $\lambda = \frac{S}{l} = \frac{80}{800} = 0,10$. Ширина листа $b = 76$ мм; заостренный конец $a = 30$ мм, следовательно, $\alpha = \frac{a}{b} \approx 0,40$, нагрузка на ушко рессоры $P = 1580$ кг. Прогиб при нагрузке P для теоретического расчетного треугольника ABA' всей рессоры будет $f = 176$ мм. Положим, рессора сделана без призматического листа. Находим внизу номограммы деление 9, соответствующую



Фиг. 145. Номограмма построения рессоры.

Левая сторона номограммы дает значение коэффициента δ , учитывающего форму только ступенчатой части CBC' в зависимости от числа всех листов рессоры и формы заострения α наборных листов. На номограмме в левой части ее нанесены три группы кривых: для рессор без призматических листов (три кривых для $\alpha = 0,4$, $\alpha = 0,7$ и $\alpha = 1,0$); для рессор с одним призматическим листом (две кривые для $\alpha = 0,4$ и $\alpha = 1,0$) и для рессор с двумя призматическими листами (две кривые для $\alpha = 0,4$ и $\alpha = 1,0$). Правая сторона номограммы дает определение коэффициента μ , учитывающего также и длину S призматической части рессоры около хомута. На номограмме в правой части

еще числу листов рессоры, и проводим вертикаль до пересечения с верхней кривой при $\alpha = 0,40$. Налево читаем величину коэффициента δ , равную 0,96. Через найденную точку пересечения продолжаем горизонталь вправо до пересечения с наклонной линией при $\lambda = 0,10$. Проводим вертикаль вниз и находим $\mu = 0,88$.

Прогиб данной рессоры будет

$$f_\delta = \mu f = 0,88 \cdot 176 = 155 \text{ мм.}$$

Окончательный прогиб можно получить, если принять во внимание еще коэффициент, учитывающий первоначальный изгиб рессоры и трение между листами. По номограмме можно определить влияние на прогиб рессоры наличия

одного или двух листов призматической формы, а также влияние формы обрезки концов листов. Введение призматических листов уменьшает прогиб на 6—10%.

Коэффициент μ показывает степень точности обычных формул, применяемых часто конструкторами, для развертки рессоры действительной конструкции. Если у наборных листов рессор не делать совсем скосов, обрезая концы их под прямым углом, то для той же рессоры получим по номограмме при $\alpha = \frac{a}{b} = 1,0$ заниженный прогиб на величину 5—8 мм по сравнению с тем, что было при обрезке концов по трапеции.

Таким образом, если не делать скосов у листов рессор для упрощения и удешевления их обрезки, то можно получить следующее: а) рессора теряет свои упругие качества и действительный прогиб будет на 3—8% меньше, чем при обрезке концов по трапеции; б) экономия от упрощения и удешевления обрезки концов на заводах перекрывается значительно большими расходами на перевозку мертвого груза (необрезанных концов рессор) при эксплуатации вагонов; уменьшение веса рессор при обрезке колеблется в пределах 4—6%; в) при наличии обрезки под прямым углом увеличивается трение в концах листов, что ведет к преждевременному износу листов и сокращению срока службы рессоры.

Железнодорожные вагонные рессоры достаточно жестки, так что при большом числе листов нет значительной разницы в гибкости рессор с заостренными и прямоугольными концами. Самому короткому (нижнему) листу надо придавать заостренную форму, хотя бы в виде трапеции с отношением короткой стороны к длинной, равным примерно $\frac{1}{3}$. Это необходимо для того, чтобы предотвратить значительные перенапряжения листа, которые могут достигать 40% и больше.

Профиль поперечного сечения листов стали. Для того чтобы рессорные листы не сдвигались, их делают с одной стороны посередине с желобком, а с другой — с валиком. При этом момент инерции поперечного сечения подвергается небольшому изменению, зато момент сопротивления значительно понижается. При максимальном напряжении заметно падает также работоспособность рессоры. Например, у рессорных листов 13×90 мм при желобчатом профиле стали момент сопротивления уменьшается на 29%, а работоспособность — на 50%. При этом в волокнах валика (ребра) на-

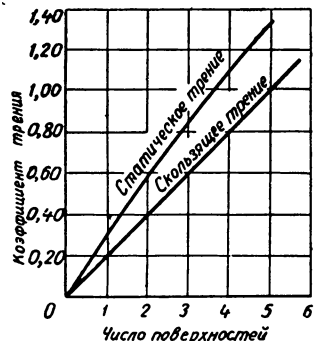
пряжения достигают столь значительной величины, что происходит преждевременная осадка рессор. В листах появляются трещины, и они ломаются.

Листовая сталь без желобков работает лучше, поэтому ее следует предпочитать для изготовления рессор.

§ 41. ТРЕНИЕ В ЛИСТОВЫХ РЕССОРАХ

Трение в листовых рессорах достаточно велико. При отсутствии трения возникает опасность увеличения амплитуд периодических колебаний кузовов вагонов на рессорах в тех случаях, когда продолжительность одного колебания синхронна с временем проявления импульсивных сил (время прогиба пути, равного длине одного рельса).

Трением между листами рессор называют сопротивление, возникающее при движении одной поверхности листа по другой с изменением стрелы прогиба рессоры. Различают трение статическое (трение покоя) и скользящее (трение движения). Статическое трение значительно больше скользящего, так как при движении коэффициент трения уменьшается. С увеличением числа листов трение возрастает. Диаграмма (фиг. 146) результатов опытов с трущимися поверхностями сухих стальных пластин показывает, что коэффициент скользящего трения увеличивается пропорционально числу поверхностей трения.



Фиг. 146. Диаграмма, характеризующая трение в рессорах.

Для определения работы трения можно пользоваться формулой

$$A_v = \frac{600 P \varphi}{K_b} \cdot F,$$

где A_v — работа трения рессоры в % от работы без трения; P — нагрузка на хомут рессоры (на два ушка); φ — коэффициент трения между отдельными листами; F — площадь поперечного сечения листа.

Действительная работа трения

$$T = \frac{1}{4} P \varphi (n - h) l \frac{R}{E},$$

где T — работа трения; n — число листов в рессоре; l — длина главного рессорного листа между точками опор; R — напряжение листа на изгиб; h — толщина листа

$$R = \frac{3}{2} \cdot \frac{Pl}{nbh^2}; \quad f = \frac{3}{8} \cdot \frac{Pl^3}{Enbh^3},$$

где b — ширина листа, h — толщина листа, Работа сопротивления самой рессоры при отсутствии трения

$$T_1 = \frac{1}{8} PR \frac{l^2}{Eh}.$$

Беря отношение $\frac{T}{T_1} = f_{mp}$, получаем относительное трение рессоры

$$f_{mp} = \frac{T}{T_1} = 2\varphi(n-1) \frac{h}{l}. \quad (121)$$

Из последней формулы видно, что f_{mp} не изменяется при различных прогибах рессор, т. е. что эта величина является коэффициентом пропорциональности трения. После некоторых преобразований можно привести указанную формулу к следующему виду:

$$f_{mp} = \frac{6P\varphi}{K_b F}. \quad (122)$$

или в %

$$f_{mp} = \frac{600P\varphi}{K_b F}.$$

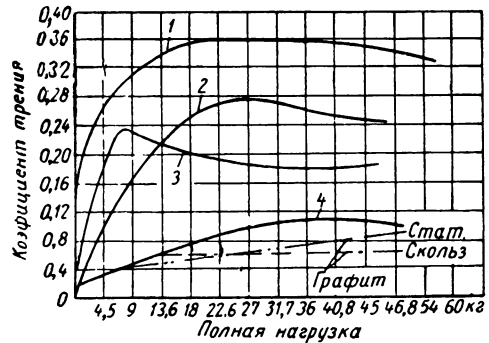
Эта формула не отличается от выражения для A_v . Проектируя листовую рессору, можно построить ее с большей или меньшей величиной f_{mp} , изменяя l , b , h и n .

Сила трения возрастает с повышением нагрузки, действующей на рессору, и с увеличением числа листов. Слишком большое трение между листами затрудняет их деформирование, и в результате уменьшается смягчающее действие рессоры при толчках и возникают большие вертикальные ускорения подрессорной части. Для уменьшения силы трения каждый лист рессоры перед сборкой смазывают.

На фиг. 147. показана диаграмма изменения коэффициента трения под влиянием различных родов смазки. Этот коэффициент при статическом трении (кривые 1 и 2) всегда больше, чем при скользящем трении (кривые 3 и 4). Кривые 1 и 2 выражают результаты, полученные при смазке цилиндрическим маслом в большом количестве, а кривые 2 и 3 — результаты применения того же масла с удаленным избытком. Две нижние пунктирные кривые даны для графита. Из диаграммы видно, что с увеличением

нагрузки коэффициент трения стремится к постоянству.

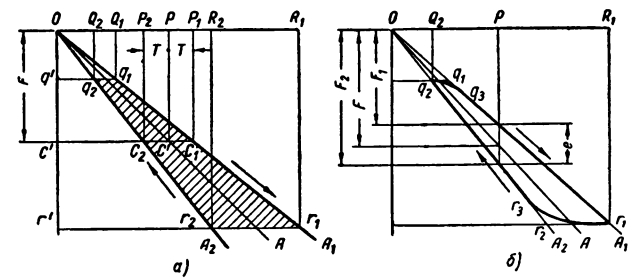
Наименьшая величина трения получается при употреблении смазки, состоящей из гра-



Фиг. 147. Диаграмма изменения коэффициента трения.

фита и цилиндрического масла, взятых в равных объемах.

Вагонные рессоры обычно работают без смазки листов, поверхность которых покрыта ржавчиной и пылью. Смазка листов, которая производится при изготовлении рессор, быстро исчезает в эксплуатации, а при движении вагона в щели между листами забивается мелкая песочная пыль. Учитывая сказанное, коэффициент трения α можно принимать равным $\alpha = 0,3 \div 0,4$. Работа рессоры при наличии трения между листами и при его отсутствии может быть изображена на диаграмме на фиг. 148, а.



Фиг. 148. Диаграмма прогибов листовой рессоры: а — теоретическая; б — опытная.

Положим сначала, что в листовой рессоре трения совершенно нет. Если по оси ординат будем откладывать прогибы, а по оси абсцисс — нагрузки, то при отсутствии трения диаграмма рессоры изобразится прямой OA . Некоторая нагрузка P вызовет соответствующий ей прогиб f . Небольшое изменение нагрузки в ту или

другую сторону производит и соответственное изменение прогиба. При наличии трения между листами диаграмма рессоры будет иная. Если нагрузка на рессору, нагруженную силой P , увеличится и будет равной P_1 , то первое время после нагружения на рессору силой P она остается неподвижной, т. е. без изменения прогиба, до тех пор, пока нагрузка не увеличится до P_1 . После этого рессора начнет прогибаться и при дальнейшем увеличении нагрузки диаграмма будет характеризоваться линией C_1A_1 . При уменьшении первоначальной нагрузки P рессора первое время также остается без изменения прогиба, и только при уменьшении нагрузки до P_2 и при дальнейшем уменьшении нагрузки рессора будет уменьшать свой прогиб, но уже по линии C_2O . Таким образом, диаграмма рессоры с трением изображается не одной, а двумя линиями, из которых одна OA_1 показывает зависимость между прогибом и величиной нагрузки при возрастании, а другая OA_2 — при уменьшении нагрузки. При изменении нагрузки от величины, равной Q_2 до R_1 и обратно от R_1 до Q_2 , заштрихованная на диаграмме площадь представляет величину работы трения листов рессоры. При действии на рессору силы P рессора, обладая трением, потребует для того, чтобы сдвинуть ее листы, дополнительной силы, равной CC_1 , которая будет увеличивать прижатие листов друг к другу. При уменьшении нагрузки на рессору от силы P до P_2 для сдвига листов в сторону уменьшения прогиба, силы трения CC_2 будут уменьшать прижатие листов друг к другу. Величина CC_1 будет несколько больше CC_2 , но разница между ними небольшая: $\frac{CC_1}{CC_2} = 1,15$. Если при небольшой погрешности принять $CC_1 = CC_2$, то величина относительного трения рессоры на диаграмме будет представлять отношение CC_1 и CC_2 к CC' , т. е.

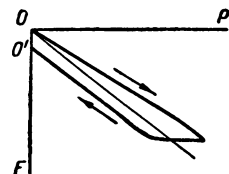
$$f_{mp} = \frac{CC_1}{CC'} = \frac{CC_2}{CC'}$$

Величина относительного трения, кроме размеров рессоры и числа листов, зависит также от коэффициента трения между листами. Последний, в свою очередь, зависит от состояния поверхностей листов и наличия между ними смазки. В автомобильных и других рессорах листы подвергают очистке на пескоструйных аппаратах, а обильную смазку помещают между листами не только при изготовлении, но и в эксплуатации. Листовая рессора делается почти без трения, но при таких рессорах для поглощения колебаний установлены гидравли-

ческие амортизаторы. В железнодорожных вагонах гидравлических амортизаторов пока нет, а потому нет необходимости снабжать листы обильной смазкой. При испытании рессор под прессом при спокойной, медленно изменяющейся нагрузке коэффициент трения может быть очень высоким, доходящим до 0,80 для новых не смазанных рессор. Если рессора подвергается при нагружении некоторым дополнительным мелким сотрясениям или частым вибрациям, коэффициент трения падает и может дойти до очень незначительной величины $\varphi = 0,1$. Действительные диаграммы, снятые с листовых рессор при испытании их под прессом, отличаются от описанной выше теоретической диаграммы по фиг. 148, а. Отличие заключается в том, что на диаграммах отсутствуют тупые углы при точках r_2 и q_1 , которые записаны плавными кривыми, касательными к соседним сторонам (фиг. 148, б). Это происходит вследствие того, что листы перемещаются не одновременно все, а последовательно один за другим и, кроме того, в момент начала перемещения листов в обратную сторону происходит некоторый толчок, который и изменяет вид диаграммы.

Из диаграммы видно, что у листовых рессор при одной и той же нагрузке P имеются два разных по величине прогиба F_1 и F_2 в зависимости от того, происходит ли нагружение рессоры или разгрузка ее. Теоретические формулы не учитывают трение и величина полученного прогиба по ним не совпадает с действительными прогибами. Для проверки формул необходимо снять полную диаграмму прямого и обратного хода при определенных конкретных условиях работы рессоры, а именно — состоянии трущихся поверхностей листов, скорости перемещения листов, зависящей от частоты качаний, и др. На снятой диаграмме необходимо найти положение средней линии OA , соответствующей рессоре без трения. Одновременно надо учитывать, что листовые рессоры собираются обычно с некоторым натягом для получения плотного прилегания концов листов. Поэтому у рессоры в ненагруженном состоянии уже имеется сила трения между листами, благодаря чему рессора после разгрузки дает иногда некоторый остаточный прогиб (фиг. 149).

При уточнении формул и определении дей-



Фиг. 149. Диаграмма, характеризующая остаточный прогиб рессоры.

ствительного прогиба надо учитывать также способ подвески рессоры на вертикальных или наклонных сержках. Эмпирические формулы с некоторыми поправками, учитывающими тре-

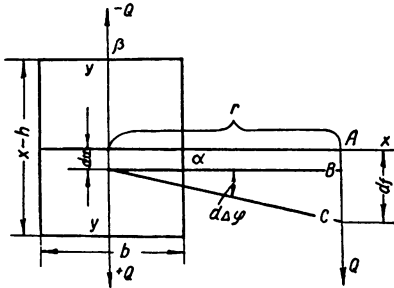
ние между листами и конструктивные особенности рессоры, справедливы лишь для тех конкретных условий работы, для которых эти формулы были выведены.

ГЛАВА XIV

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПОСТРОЕНИЯ ПРУЖИН

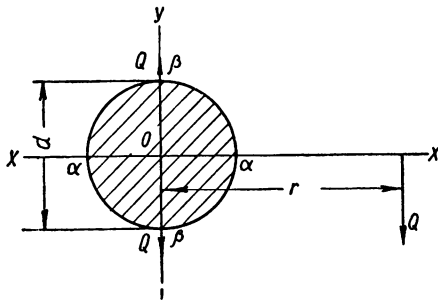
§ 42. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ПРУЖИНЫ

Пружины, применяемые в вагоностроении, имеют почти вдвое меньший вес, чем листовые рессоры, при одной и той же мощности и одинаковой гибкости, т. е. при одной и той же механической работе. Ниже рассматривается случай сложной деформации призматического стержня при действии скручивающих и перерезывающих сил (фиг. 150).



Фиг. 150. Деформация призматического стержня.

Действие скручивающих сил. В пружинах материал подвергается скручиванию парой сил Q_r и действию перерезывающей силы Q , перенесенной в центр тяжести сечения. При скручивании пружины круглого сечения диаметром d (фиг. 151) в ней появляются касатель-



Фиг. 151. Скручивание круглой стали.

ные напряжения, которые по наружной окружности имеют величину наибольшую, притом

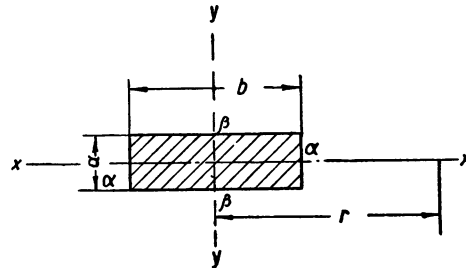
одинаковую во всех точках α и β этой окружности и равную

$$\tau_{\max} = \frac{Qrd}{\Theta \cdot 2},$$

где $\Theta = \frac{\pi d^4}{32}$ — полярный момент инерции при кручении, так что

$$\tau_{\max} = \frac{16 Qr}{\pi d^3}.$$

При скручивании пружины прямоугольного сечения с размерами $a \times b$, где $b > a$ (фиг. 152), в ней также появляются касатель-



Фиг. 152. Скручивание прямоугольной стали плашмя.

тельные напряжения, точную величину которых можно определить на основании теории упругости. Согласно этой теории наибольшие касательные напряжения появляются в середине длинных сторон, т. е. в точках $\beta\beta$ сторон b . Здесь

$$\tau_{\max} = \frac{Qr}{\Theta'},$$

где Θ' — величина, подобная моменту инерции при кручении и равная $\xi a^2 b$. Коэффициент ξ в этом выражении имеет следующие значения в зависимости от отношения сторон:

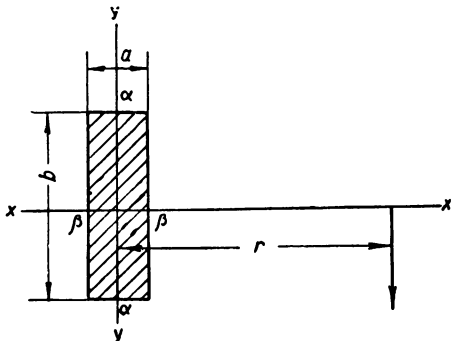
$\frac{a}{b}$	1	1,5	1,75	2	2,5	3	4	10
ξ	0,208	0,231	0,239	0,246	0,258	0,267	0,267	0,312

Таким образом,

$$\tau_{\max} = \frac{Qr}{\xi a^2 b}.$$

Если пружина сделана из стали того же прямоугольного сечения ab , но сечение поставлено

на ребро (большая сторона b параллельна yy), то и в этом случае (фиг. 153) наибольшие касательные напряжения от скручивания будут



Фиг. 153. Скручивание прямоугольной стали на ребро.

на середине длинных сторон b , т. е. в точках $\beta\beta$, лежащих по оси xx , причем они будут иметь ту же величину

$$\tau_{\max} = \xi \frac{Qr}{a^2b}.$$

Для квадратного сечения, т. е. при $a=b$, наибольшие напряжения будут в середине каждой стороны. Согласно приведенным выше величинам ξ , они выразятся

$$\tau_{\max} = \frac{Qr}{0,208a^3}.$$

Обратимся к фиг. 155. Перемещение точки A в точку A' на величину df пружины круглого сечения под действием скручивания зависит от величины радиуса пружины r и угла поворота $d\phi$ сечения, поэтому

$$df = rd\phi.$$

Величина $d\phi$ зависит от длины прутка ds , формы поперечного сечения т. е. θ , и модуля скольжения G . Для прутка длиной ds угол поворота

$$d\phi = \frac{Qr}{G\theta} ds,$$

поэтому

$$df = \frac{Qr^2 ds}{G\theta}.$$

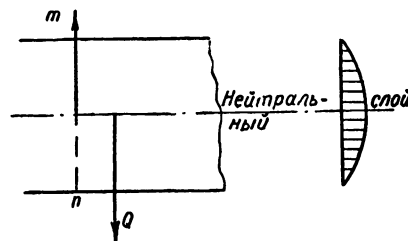
При прямоугольном сечении величина перемещения точки A получает такое же выражение, но момент инерции при кручении θ заменяется в нем величиной $\theta'' = \eta a^3 b$. Коэффициент η в зависимости от отношения сторон имеет следующие значения:

$\frac{b}{a}$	1	1.5	1.75	2	2.5	3	4	10
η	0.141	0.196	0.214	0.229	0.249	0.263	0.281	0.312

Таким образом, для прямоугольного сечения получаем

$$df = \frac{Qr^2 ds}{G\theta''} = \frac{Qr^2 ds}{G\eta a^3 b}.$$

Действие перерезывающих сил (фиг. 154). Под действием перерезывающей силы Q в сечении прутка mn возникают касательные напряжения, распределенные по сечению неравномерно: в крайних волокнах (верхних и нижних) они равны нулю, а в нейтральном слое достигают наибольшей величины.



Фиг. 154. Действие перерезывающих сил.

Для круглого сечения диаметром d

$$\tau_{k \max} = \frac{16}{3} \cdot \frac{Q}{\pi d^2};$$

для прямоугольного сечения ab

$$\tau_{k \max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Q}{ab};$$

для квадрата со стороной a

$$\tau_{k \max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Q}{a^2}.$$

В обычных вагонных пружинах добавочное перемещение точки A (см. фиг. 155) под действием перерезывающих сил не превосходит 0,01 перемещения точки A под влиянием скручивания, поэтому с точностью, достаточной для практики, можно указанным перемещением пренебречь.

Совместное действие скручивающих и перерезывающих усилий. Для круглого сечения касательные напряжения от скручивания одинаковы по всей наружной окружности, а наибольшие касательные напряжения от перерезывающих усилий появляются в нейтральном слое, т. е. по оси xx (см. фиг. 151). Суммарные наибольшие касательные напряжения также будут по оси xx , причем они составят

$$\tau_{\text{сум}} = \frac{16Qr}{\pi d^3} + \frac{16Q}{3\pi d^2} = \left(1 + \frac{d}{3r}\right) \frac{16Qr}{\pi d^3},$$

или

$$\tau_{\text{сум}} = \left(1 + \frac{d}{3r}\right) \tau_{\max \text{кр}}.$$

Точно так же для квадратного сечения

$$\tau_{сум} = \frac{Qr}{0,208a^3} + \frac{3}{2} \cdot \frac{Q}{a^2} = \left(1 + \frac{a}{3,2r}\right) \frac{Qr}{0,208a} = \left(1 + \frac{a}{3,2r}\right) \tau_{\max кр}.$$

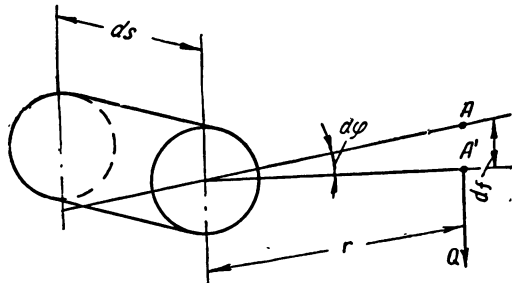
Для прямоугольного сечения (см. фиг. 152) наибольшие напряжения от скручивания получаются в точках ββ, лежащих на оси уу, где напряжения от перерезывающих усилий равны нулю. В нейтральном слое, т. е. по оси хх, наоборот, эти напряжения становятся наибольшими, зато уменьшаются напряжения от скручивания. Так как точное решение этого вопроса весьма затруднено, принимают за наибольшие те напряжения, которые появляются в середине длинных сторон, т. е. напряжения точек ββ (см. фиг. 152). При этом условии

$$\tau_{ум} = \frac{Qr}{\xi a^2 b} = \tau_{\max кр}.$$

Для прямоугольника, поставленного на ребро (см. фиг. 153), наибольшие напряжения от скручивания в точках ββ по оси хх совпадают с наибольшими напряжениями от перерезывающих сил по нейтральной оси хх. Поэтому здесь суммарное наибольшее напряжение будет

$$\tau_{сум} = \frac{Qr}{\xi a^2 b} + \frac{3}{2} \cdot \frac{Q}{ab} = \left(1 + \frac{3a\xi}{2r}\right) \left(\frac{Qr}{\xi a^2 b}\right) = \left(1 + \frac{3a\xi}{2r}\right) \tau_{\max кр}.$$

Из сравнения последних двух формул следует, что когда пруток прямоугольного сечения поставлен на ребро, материал рессоры напрягается в $1 + \frac{3a\xi}{2r}$ раза больше, чем в случае, когда пруток положен плашмя. Однако с этим приходится мириться ради экономии места для пружин.



Фиг. 155. Схема скручивания пружины.

Определение деформаций. Точка А (фиг. 155) перемещается только от скручивания прутка.

В равенстве $df = \frac{Qr^2 ds}{G\theta}$ θ имеет разные значения в зависимости от формы поперечного сечения. Перемещение точки А для всей пружины, т. е. прогиб после интегрирования этой формулы, выразится

$$f = \frac{Qr^2}{G\theta} s.$$

Подставив $s = 2\pi nr$, окончательно получают величину прогиба пружины под действием силы Q, а именно:

$$f = 2\pi nr^2 \frac{Q}{G\theta}.$$

В зависимости от формы поперечного сечения надо в эту формулу подставить для круга значение θ, а для прямоугольника или квадрата значение θ''.

§ 43. НЕКОТОРЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Для определения основных размеров пружин и величины их прогибов можно пользоваться следующими упрощенными выводами. Работоспособность пружин с круглым сечением

$$A_d = \frac{vk^2 d}{4G},$$

где v — объем рессоры; kd — напряжение на кручение; G — модуль упругости 2-го рода.

Для цилиндрических пружин можно написать

$$Pr = \frac{\pi d^3}{16} Kd = 0,1963 d^3 Kd;$$

$$P = \frac{\pi d^3}{16r} Kd = 0,1963 \frac{d^3}{r} Kd;$$

$$Kd = \frac{16Pr}{\pi d^3} = \frac{Pr}{0,1963 d^3}.$$

Допускаемая нагрузка

$$P = \mu \frac{\pi d^3}{16r} Kd,$$

где μ — поправочный коэффициент, учитывающий увеличение напряжений внутренних волокон прутка (ближайших к оси пружины) в зависимости от кривизны прутка. Значения μ:

$\frac{D}{d}$	4	5	6	8	10	12	16	20
μ	0,664	0,710	0,743	0,785	0,810	0,840	0,850	0,860

Если n — число рабочих витков, то

$$v = 2\pi rn \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi^2 d^2 rn}{2};$$

$$A_d = \frac{vk^2 d v}{4G} = \frac{\frac{\pi^2 d^2 rn}{2} 256 P^2 r^2}{4G \pi^2 d^6} = \frac{32 P^2 r^3 n}{d^4 G};$$

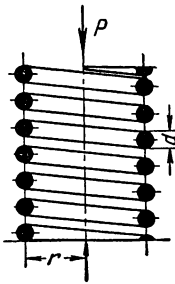
$$A_d = \frac{P f}{2}; \quad f = \frac{64 P n r^3}{a^4 G}.$$

Для цилиндрических пружин прямоугольного сечения можно пользоваться следующими приближенными формулами:

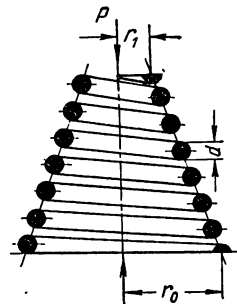
$$P = \frac{2bh^2}{Gr} K d;$$

$$f = 1,6\pi nr^2 \frac{b^2 + h^2}{bh^2} \cdot \frac{Kd}{G}.$$

Приведенные уравнения даны применительно к кручению прямого призматического бруса, тогда как в пружине брус имеет изогнутую форму. В связи с этим применяют старые фор-

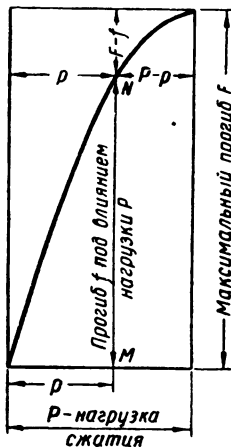


Фиг. 156. Цилиндрическая пружина.

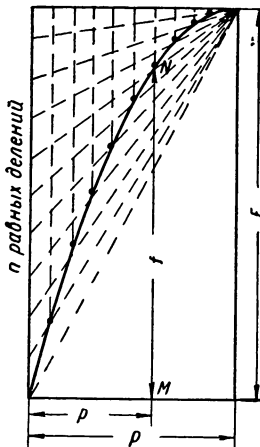


Фиг. 157. Коническая пружина.

мулы с некоторыми поправками. Однако для пружин с прямоугольным сечением поправки достаточно сложны и сильно удлиняют расчет во времени [3].



Фиг. 158. Прогибы пружины.



Фиг. 159. Построение кривой прогибов пружины.

Кроме цилиндрических пружин (фиг. 156), в вагоностроении применяются также пружины конические (фиг. 157), которые более подробно будут рассмотрены в следующем параграфе. Прогиб этих пружин при одинаковом расстоя-

нии по высоте между витками не пропорционален нагрузкам; величина прогиба возрастает по мере приближения к полному сжатию. Кривая прогибов (фиг. 158) представляет собой параболу, вершина которой соответствует точке полного сжатия рессоры. Абсциссы выражают разность между нагрузкой до полного сжатия P и частичной нагрузкой p , а ординаты — разность между прогибом F , соответствующим полному сжатию, и прогибом f , вызванным нагрузкой p . Применяя формулу параболы, можно написать

$$P^2 = KF,$$

где $K = \frac{P^2}{F}$ — некоторая постоянная величина;

$$(P - p)^2 = K(F - f) = \frac{P^2}{F}(F - f),$$

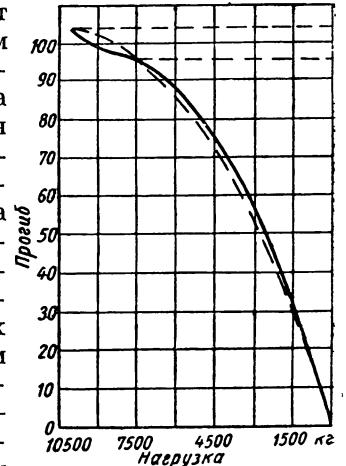
откуда

$$f = \frac{F}{p^2} p(2P - p).$$

Величины P и p выражены в t , а f — в mm .

Построив параболическую кривую на основе вычислений или графическим методом (фиг. 159),

можно проверить зависимость прогиба от нагрузок опытным путем. На диаграмме, показанной на фиг. 160, пунктирная линия выражает результат теоретических построений, а сплошная — результат опытных исследований. Некоторое несовпадение кривых объясняется трением между витками спирали, особенно заметным у новых рессор. Со временем трение уменьшается. Как видим, оно незначительно.



Фиг. 160. Диаграмма прогибов рессоры.

В результате теоретического рассмотрения работы пружин можно констатировать следующее:

1. Работоспособность пружин круглого и квадратного сечений при одинаковых $\frac{d}{r}$ и $\frac{a^1}{r}$ и одинаковом напряжении Kd выражается приблизительным отношением $\frac{0,653}{0,4} = 1,63$. Иначе говоря, пружины круглого сечения работо-

способнее пружин квадратного сечения в 1,63 раза.

2. Работоспособность пружин прямоугольного сечения с большей стороной, параллельной оси xx , выше работоспособности пружин с большей стороной, параллельной оси yy .

3. Работоспособность пружин прямоугольного сечения с увеличением $\frac{b}{a}$ от 1 до 2 убывает, но с дальнейшим увеличением этого отношения она возрастает, достигая величины, которая в 1,087 раза превышает работоспособность пружин квадратного сечения.

§ 44. КОНИЧЕСКИЕ ПРУЖИНЫ

Конические пружины не раз привлекали внимание конструкторов-вагоностроителей. На железных дорогах СССР такие пружины применялись в тележках снегоочистителей и пригородных вагонов длиной 14 м (при двойном рессорном подвешивании), а также в тележках пассажирских товарных вагонов.

В последнее время снова замечается интерес к коническим пружинам, которые, несомненно, станут предметом теоретического и экспериментального исследования.

Конические пружины можно разделить на три типа:

1) пружины с постоянным углом наклона, представляющие собой логарифмическую спираль с разверткой в виде прямой линии;

2) пружины с постоянным шагом, представляющие собой архимедову спираль с разверткой в виде параболы;

3) пружины с переменным шагом и прогибами, пропорциональными нагрузкам (этот тип рессор применялся в опытных тележках системы инж. Ханина).

Особого внимания заслуживают конические пружины с постоянным шагом, как наиболее простые в изготовлении.

Построение конической пружины с постоянным шагом и ее уточненный расчет на прочность [13]. Сначала нужно определить горизонтальную проекцию и развертку пружины. Радиус пружины в каком-либо месте ее будет

$$r = r_1 + F(\varphi),$$

где r_1 — наименьший радиус; $F(\varphi)$ — функция, непрерывно возрастающая

Так как у рассматриваемой пружины шаг — величина постоянная, то он будет равен

$$h = (r_{2\pi + \alpha} - r_\alpha) \operatorname{ctg} \frac{\psi}{2},$$

где ψ — угол конуса пружины.

Приняв производную за постоянную величину, равную $F'(\varphi) = t$, легко получить уравнение

$$r = r_1 + t(\varphi).$$

При $\varphi = 0$, $r = r_1$; при $\varphi = 2\pi n$, $r = r_2$.

Величина t определяется из граничных условий:

$$t = \frac{r_2 - r_1}{2\pi n}.$$

Так как

$$r_2 - r_1 = hn \operatorname{tg} \frac{\psi}{2},$$

то

$$t = \frac{h \operatorname{tg} \frac{\psi}{2}}{2\pi}.$$

Теперь надо установить характер развертки пружины для того, чтобы в дальнейшем можно было определить колебания пружины под вагоном. Длина горизонтальной проекции пружины

$$s = \frac{1}{2t} (r^2 \sqrt{r_2^2 + t^2} - r_1 \sqrt{r_1^2 + t^2}).$$

Ввиду того, что t значительно меньше r_1 и r_2 , длина горизонтальной проекции может быть принята

$$s = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2t} = \frac{r_2 + r_1}{2} 2\pi n.$$

Опускание витков по оси пружины относительно вершины конуса выразится величиной

$$dz = t \operatorname{ctg} \frac{\psi}{2} d\varphi,$$

или

$$z = t\varphi \operatorname{ctg} \frac{\psi}{2}.$$

При этом

$$z_{\text{нач}} = r_1 \operatorname{ctg} \frac{\psi}{2};$$

$$z_{\text{кон}} = r_2 \operatorname{ctg} \frac{\psi}{2}.$$

Высота пружины

$$H_0 = (r_2 - r_1) \operatorname{ctg} \frac{\psi}{2}.$$

Длина горизонтальной проекции пружины и величины угла φ

$$s_\varphi = \frac{r_1 z}{t \operatorname{ctg} \frac{\psi}{2}} + \frac{1}{2} \cdot \frac{z^2}{t \operatorname{ctg} \frac{\psi}{2}}.$$

Это выражение является уравнением развертки пружины

$$t \operatorname{ctg} \frac{\psi}{2} = \frac{H_0}{2\pi n},$$

поэтому

$$\frac{H_0}{2\pi n} s = r_1 z + \frac{\operatorname{tg} \frac{\psi}{2}}{2} z^2.$$

Данное уравнение развертки выражает параболу, у которой при $z=0$ величина $s=0$, а при $z=H_0$

$$s = \frac{2\pi n (r_2 + r_1)}{2}.$$

Теперь надо найти угол наклона винтовой линии пружины к горизонтальной плоскости.

Принимая производную $\frac{dz}{ds} = \operatorname{tg} \varphi$, получим

$$\frac{H}{2\pi n} ds \left(r_1 + z \operatorname{tg} \frac{\psi}{2} \right) dz;$$

$$t\varphi = \frac{H}{2\pi n \left(r_1 + z \operatorname{tg} \frac{\psi}{2} \right)}.$$

Зная $\operatorname{tg} \varphi$, легко определить угол φ , который обычно берут величиной не более $6-8^\circ$. Угол подъема нижних витков тогда получается особенно малым и прижатие нижних витков к горизонтальной опорной плоскости начинается значительно ранее, чем у пружины с постоянным углом наклона (пружины первого типа).

Длина заготовки для рессоры

$$l_{заг} = \frac{s}{\cos \varphi} + l_1,$$

где φ — средняя величина угла подъема; $l_1 = 1,5\pi (r_1 + r_2)$ — длина торцевых наложенных витков.

Сравним работу конической пружины с постоянным шагом и работу цилиндрической эквивалентной пружины, т. е. пружины, изготовленной из той же заготовки (по длине и поперечному сечению) и работающей при той же нагрузке.

Если принять $\varphi=0$ и учитывать только напряжения кручения, то деформация конической пружины определится из выражения

$$dv = \frac{P^2 r^2 dl}{2c};$$

$$dl \approx rd\varphi.$$

Прогиб

$$f = \frac{\partial v}{\partial P} = \frac{P}{C} \int_0^{2\pi n} r^3 d\varphi.$$

Так как $r = r_1 + t\varphi$ и $d\varphi = \frac{ds}{H}$,

$$f = \frac{P}{C} \int_0^{2\pi n} r^3 \frac{dr}{t} = \frac{Ps}{2C} (r_2^2 + r_1^2).$$

В данном случае сталь пружины имеет круглое сечение, следовательно, ее прогиб будет

$$f = \frac{16 Pn (r_2 + r_1) (r_2^2 + r_1^2)}{Gd^4}.$$

Для эквивалентной цилиндрической пружины

$$f = \frac{32 Pr_2^2 s}{G\pi d^4} = \frac{Pr_2^2 s}{C}.$$

В итоге

$$f_{кон} = \frac{Ps r_2^2}{2C} \left[1 + \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right] = \frac{f_{цил}}{2} \left[1 + \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]. \quad (123)$$

Таким образом, при одинаковых условиях работы прогиб конической пружины меньше прогиба цилиндрической пружины, и при $r_1 = 0$, т. е. в случае, когда пружина имеет полный конус, кривая

$$f_{кон} = \frac{1}{2} f_{цил}. \quad (124)$$

Определим усилие P_1 , при котором в пружине начинается соприкосновение нижнего витка с опорной плитой. Посадка витка начнется тогда, когда (при малом значении угла φ)

$$\varphi = \frac{Pr_2^2}{C}.$$

Для данного случая можно принять

$$\operatorname{tg} \varphi = \varphi = \frac{H_0}{2\pi nr}$$

и

$$\frac{P_1 r_2^2}{C} = \frac{H_0}{2\pi nr^2},$$

откуда

$$P_1 = \frac{H_0 C}{2\pi nr^3},$$

где $C = \frac{\pi d^4}{32} G$ — для круглой стали.

Если пружину нагрузить какой-либо силой P , превосходящей силу P_1 , то произойдет осадка витков. Приведенные формулы тогда окажутся недействительными, так как часть рессоры не будет работать. Определим радиус сечения пружины и величину осадки

$$\frac{Pr_c^2}{C} = \frac{H_0}{2\pi nr_c}$$

или

$$r_c = \sqrt[3]{\frac{CH_0}{2\pi nP}} = r_2 \sqrt[3]{\frac{P_1}{P}}$$

(здесь принято, что $nd < r_2 - r_1$). При осадке момент

$$M = Pr_c = r_2 \sqrt[3]{P_2 P_1}.$$

Длина дуги в данном случае

$$S_{r_c} \approx \int_0^{r_2} r_c d\varphi = \frac{\pi n (r_2^2 - r_1^2)}{r_2 - r_1}.$$

Так как $\frac{P}{P_1} = \frac{r_2^3}{r_c^3}$, то обозначив $\frac{r_1}{r_2} = m$, получим

$$\frac{S_{r_c}}{s} = \frac{1}{1 - m^2} \left[1 - \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{1/3} \right].$$

Угол посадки

$$\delta = \left[2\pi n - \frac{r - r_1}{r_2 - r_1} 2\pi n \right] = \frac{2\pi n}{1 - m} \left[1 - \left(\frac{P_1}{P} \right)^{1/3} \right].$$

Общий прогиб пружины будет состоять из прогиба ее осевой части f_{oc} и прогиба остальной части f_{np} . Это произойдет тогда, когда на пружину будет действовать нагрузка $P > P_1$.

$$f_{общ} = f_{oc} + f_{np} = [H_0 - z] + \frac{P\pi n (r^4 - r_1^4)}{2c (r_2 - r_1)}.$$

или

$$z = t\varphi \operatorname{ctg} \frac{\psi}{2} = \frac{H_0 \varphi}{2\pi n}; \quad z = \frac{H_0 (r - r_1)}{(r_2 - r_1)},$$

где z — расстояние по высоте от узкого торца пружины.

$$\begin{aligned} f_{общ} &= \frac{H_0}{(1 - m)} \left[1 - \sqrt[3]{\frac{P_1}{P}} + \frac{P (r^4 - r_1^4)}{4P_1 r_2^4} \right] = \\ &= \frac{H_0}{4(1 - m)} \left[4 - 3\sqrt[3]{\frac{P_1}{P}} - \frac{P}{P_1} m^4 \right], \end{aligned}$$

где $m = \frac{r_1}{r_2}$. Начало посадки будет при $P = P_1$, на этой стадии

$$f_{общ} = \frac{H_0}{4} (1 + m^2) (1 + m).$$

Таким образом, посадка витков начинается при прогибе, несколько большем $\frac{H_0}{4}$.

Допустим, что усилие P , действующее на пружину, достигнет значения P_2 . В этом случае произойдет полное совмещение пружины с плоскостью под действием

$$P_2 = \frac{CH_0}{2\pi n r_1^3}.$$

При $nd > r_2 - r_1$ витки будут осаживаться не на опорную плоскость, а друг на друга. Для этого случая при расчете пружины надо брать вместо полной высоты H_0 величину $H_0 - H_d$, где H_d — высота пружины, сжатой до отказа. Прогибы можно определить по формуле для $f_{общ}$ (при условии, если $P > P_1$).

Приведенные рассуждения содержат некоторые условности, так как в них учитывается

незначительная величина деформаций и принимается, что витки, совпавшие с опорной плитой, не имеют закручивания. При проведении опытов следует определить отклонения от теоретических формул и найти соответствующие поправки, подсчитать напряжения в материале конической пружины.

Потенциальная энергия пружины при сжатии, когда $P < P_1$,

$$U = \frac{P f}{2}.$$

или

$$U = \frac{P^2 s r_2^2}{4} \left[1 + \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right] = U_{цил} \frac{1}{2} \left[1 + \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right],$$

где $U_{цил}$ — потенциальная энергия цилиндрической пружины, которая эквивалентна данной пружине, т. е. имеет одинаковый с ней диаметр D_2 и изготовлена из такой же заготовки (по сечению и длине).

Для цилиндрической пружины из круглой стали при объеме материала V

$$U_{цил} = \frac{\sigma_{\max}^2}{4G} V.$$

Для конической пружины

$$U_{кон} = \frac{\sigma_{\max}^2}{4G} V \frac{1}{2} \left[1 + \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right],$$

где максимальные натяжения σ_{\max} вызываются моментом $P r_2$.

В качестве окончательных формул для расчета на прочность конических пружин из круглой стали можно рекомендовать следующие формулы, предложенные Е. П. Поповым;

$$\sigma_{\max} = \frac{8PD_2}{\pi d^3} = 2,55 \frac{PD_2}{d^3};$$

$$P = \frac{\pi d^3}{8D_2} \sigma = 0,392 \frac{d^3}{D_2} \sigma.$$

Прогиб пружины

$$f = \frac{2Pn (D_2 + D_1) (D_2^2 + D_1^2)}{Gd^4}.$$

Усилие, при котором начинается посадка витков:

при $r_2 - r_1 \geq nd$

$$P_1 = \frac{CH_0}{2\pi n r_2^2};$$

при $r_2 - r_1 \leq nd$

$$P_1 = \frac{C (H_0 - H_d)}{2\pi n r_2^2}.$$

Усилие, при котором пружина сжимается до отказа,

$$P_2 = \frac{P_1}{m^3}; \quad m = \frac{r_c}{r_2}.$$

Прогиб пружины, при котором начинается посадка витков ($P = P_1$):

при $r_2 - r_1 \geq nd$

$$f = 0,25 (1 + m^2) (1 + m) H_0;$$

при $r_2 - r_1 \leq nd$

$$f_1 = 0,25 (1 + m^2) (1 + m) (H_0 - H_d).$$

Прогиб пружины под действием силы $P_1 \leq P \leq P_2$

$$f = \frac{0,25 H_0}{1 - m} \left(4 - 3 \sqrt[3]{\frac{P_1}{P}} - \frac{P}{P_1} m^4 \right)$$

при $r_2 - r_1 \leq nd$;

$$f = \frac{0,25 (H_0 - H_d)}{1 - m} \left(4 - 3 \sqrt[3]{\frac{P_1}{P}} - \frac{P}{P_1} m^4 \right)$$

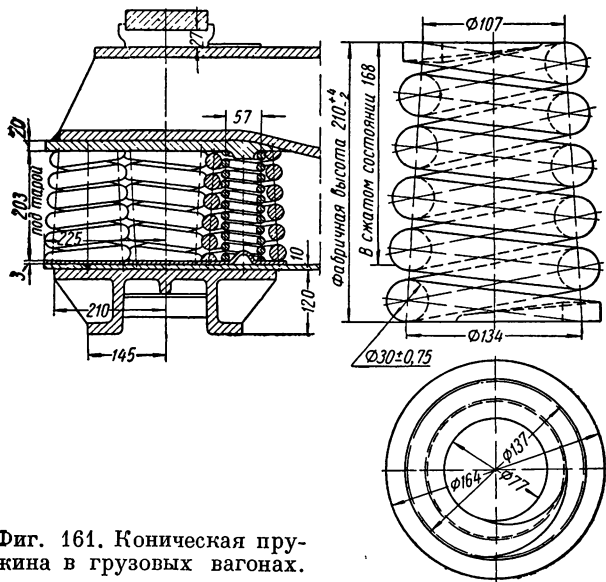
при $r_2 - r_1 \geq nd$.

Наибольший крутящий момент

$$M_{кр} = r_2^3 \sqrt[3]{P_1 P^2}.$$

Пример уточненного расчета конической пружины тележки грузового подъема (фиг. 161)

Пружина имеет следующую характеристику: наибольший радиус $r_2 = 6,7$ см; наименьший радиус $r_1 = 5,4$ см; число витков $n = 5,5$; диа-



Фиг. 161. Коническая пружина в грузовых вагонах.

метр стали $d = 3$ см; фабричная высота пружины $H_0 = 21,0$ см; высота пружины в сжатом состоянии $H_d = 16,5$ см. По своей конструкции пружина относится к разряду пружин, у которых $r_2 - r_1 < nd$, так как $(6,7 - 5,4 < 5,5 \cdot 3)$.

Усилие, при котором начинается посадка витков, для данной пружины будет

$$P_1 = \frac{C (H_0 - H_d)}{2\pi n r_2^3} = \frac{d^4 \pi G (H_0 - H_d)}{2\pi n r_2^3 \cdot 32} = \frac{34\,800\,000 (21 - 16,5)}{5,5 \cdot 6,7^3 \cdot 64} = 3000 \text{ кг}.$$

Усилие, при котором пружина сжимается до отказа,

$$P_2 = \frac{P_1}{m^3} = \frac{3000}{0,8^3} \approx 6000 \text{ кг},$$

где

$$m = \frac{r_1}{r_2} = \frac{5,4}{6,7} = 0,8.$$

Статическая нагрузка на пружину: на один комплект, состоящий из одной конической — наружной и одной цилиндрической внутренней пружин (в вагоне 24 таких комплекта),

$$P_{\text{комп}} = \frac{50 + (21 - 2 \cdot 4,5 + 2 \cdot 0,35)}{24} = 2,62 \text{ т},$$

где 50 т — грузоподъемность вагона; $2 \cdot 4,5 = 9$ — вес двух тележек; $2 \cdot 0,35 = 0,7$ т (вес двух шкворневых балок).

Цилиндрическая пружина воспринимает часть статического груза около 600 кг, следовательно, статическая нагрузка на коническую пружину составляет 2000 кг. Вся нагрузка на коническую пружину (включая динамические воздействия, равные 40 % статических усилий) будет $2000 + 800 = 2800$ кг.

Осадку пружины под грузом, при котором начинается посадка витков,

$$f_1 = 0,25 (1 + m^2) (1 + m) (H_0 - H_d) = 0,25 (1 + 0,8^2) (1 + 0,8) (21 - 16,5) = 3,3 \text{ см} = 33 \text{ мм}.$$

Прогиб конической пружины от груза 1 т

$$f_2 = \frac{2 P n (D_2 + D_1) (D_2^2 + D_1^2)}{G d^4} = \frac{2 \cdot 1000 \cdot 5,5 (13,4 + 10,8) (13,4^2 + 10,8^2)}{800\,000 \cdot 3^4} = 1,28 \text{ см} = 12,8 \text{ мм}.$$

Жесткость в конических пружинах возрастает с увеличением нагрузки. Зависимость между прогибами и нагрузками может быть выражена квадратичной параболой, вершина которой соответствует максимальной сжимающей нагрузке пружины (см. фиг. 156).

Максимальная нагрузка пружины (до полного сжатия) $P_2 = 6000$ кг.

Прогиб под максимальной нагрузкой (до отказа)

$$F = H_0 - H_d = 210 - 165 = 45 \text{ мм}.$$

Значение постоянной в уравнении параболы $P^2 = KF$;

$$K = \frac{45}{6^2} = 1,25.$$

Прогибы под различными грузами соответственно определяются:

под грузом 1 т

$$f_1 = 1,25(2P - p) p = 1,25(12 - 1) \cdot 1 = 13,7 \text{ мм.}$$

под грузом 1,5 т

$$f_{1,5} = 1,25(2P - p) p = 1,25(12 - 1,5) \cdot 1,5 = 19,7 \text{ мм.}$$

Переменная жесткость пружины $K_{пер} = \frac{1}{f}$.

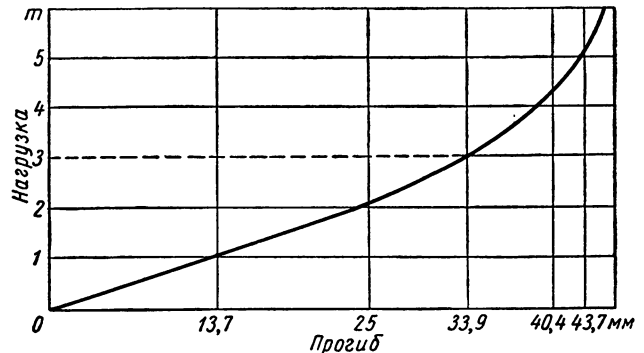
Составим таблицу прогибов и жесткостей пружины под различными грузами:

P в кг	f в мм	K _{пер} в кг/мм	P в кг	f в мм	K _{пер} в кг/мм
1	13,7	73	3,5	37,1	95
1,5	19,7	76	4	40	100
2	25,0	80	4,5	42,2	106
2,5	29,0	85	5	43,7	116
3	33,9	88,5	6	45	134

По этим данным можно построить кривую, выражающую зависимость между прогибами и нагрузками для рассмотренной конической пружины (фиг. 162). Кривая показывает, что при нагрузках, не превышающих 3 т, пружина имеет почти постоянный период колебаний. Только при нагрузках от 3 до 6 т жесткость пружин начинает изменяться более резко, причем колебания тогда происходят с различными периодами.

Пружина работает при полной статической нагрузке, равной 2000 кг. и динамической на-

грузке, составляющей 2800 кг. Следовательно, конструкция пружины такова, что она работает почти с постоянными периодами, совершая гармонические колебания, т. е. не оправдывает своего назначения. При проектировании конических пружин следует добиваться, чтобы разница между наибольшим радиусом r_2 и наименьшим r_1 была по возможности большей и чтобы рас-



Фиг. 162. Диаграмма прогибов конической пружины.

хождение между частотой собственных и вынужденных колебаний пружины была в пределах 15—20%.

Усилие, при котором начинается посадка витков, составляет 3000 кг, тогда как пружина работает под динамической нагрузкой 2800 кг. Это значит, что в данной пружине не происходит посадки витков на опорную плоскость.

Прогибы рассмотренной пружины (фиг. 162) под грузом, при котором происходит посадка витков, и под грузом 1 т были определены по различным теоретическим формулам.

ГЛАВА XV

КОЛЕБАНИЯ ГРУЗА НА РЕССОРАХ И ПРУЖИНАХ

§ 45. КОЛЕБАНИЯ ГРУЗА НА РЕССОРАХ И ПРУЖИНАХ, НЕ ИМЕЮЩИХ ВНУТРЕННЕГО ТРЕНИЯ

Если вагон движется с равномерной скоростью по пути, имеющему неровности, которые повторяются через одинаковые промежутки времени, то при совпадении периодов собственных колебаний вагона с периодом импульсивных сил может наблюдаться явление резонанса. Скорость, при которой это явление происходит, называют критической скоростью. Вертикальные колебания при резонансе в случае отсутствия сопротивлений стремятся бесконечно увеличиваться.

Если груз находится на рессоре, то его колебания, вызванные только упругой силой рессоры, называются свободными, независимыми или собственными колебаниями системы. Колебание этого рода можно представить как простое гармоническое (фиг. 163). Период (время в секундах) одного полного колебания будет

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{f_{cm}}{g}}, \quad (125)$$

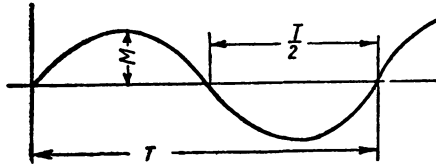
где f_{cm} — статический прогиб рессоры в м; g — ускорение силы тяжести (9,81 м/сек²).

Положим, что мы имеем пружину с жесткостью K , к которой подвешен груз Q . Под

действием этого груза пружина получит статический прогиб

$$f_{cm} = \frac{Q}{K}.$$

Если груз под действием какой-либо силы переместится вниз от своего равновесного положения на величину l , а потом получит возможность свободного перемещения, то он не остановится на месте, соответствующем равновесному положению, а под действием приобретен-



Фиг. 163. Гармонические колебания.

ной живой силы поднимется вверх на ту же величину l . Далее он снова будет возвращаться вниз и, таким образом, будет совершать гармонические колебания. Трение пружины в таких случаях невелико и поэтому в расчет не вводится.

Если m — масса груза, равная $\frac{Q}{g}$, а v — его максимальная скорость при проходе равновесного положения, то живая сила в момент прохода груза через равновесное положение будет равна работе пружины на длине l , т. е.

$$\frac{mv^2}{2} = \int_0^l f(x) dx,$$

где $f(x)$ — сила, возвращающая груз в равновесное положение.

В данном случае

$$f(x) = Kx,$$

поэтому

$$\frac{mv^2}{2} = K \int_0^l x dx = \frac{Kl^2}{2},$$

откуда наибольшая скорость (при проходе равновесного положения)

$$v_{\max} = l \sqrt{\frac{K}{m}}.$$

Как известно, при гармоническом колебании средняя скорость

$$v_{cp} = \frac{2}{\pi} v_{\max}.$$

Время одного колебания или полный период колебания

$$T = \frac{4l}{v_{cp}} = \frac{4l\pi}{2l \sqrt{\frac{K}{m}}} = 2\pi \sqrt{\frac{m}{K}}.$$

Но

$$m = \frac{Q}{g}; \quad K = \frac{Q}{f};$$

следовательно,

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{m}{K}} = 2\pi \sqrt{\frac{f_{cm}}{g}}.$$

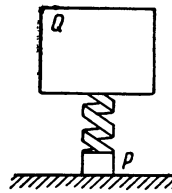
Критическая скорость, соответствующая появлению резонанса,

$$v_{кр} = \frac{L}{T},$$

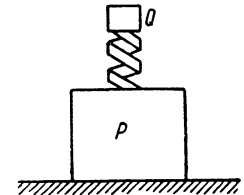
где L — длина рельса, а T — время прохода. Частота колебаний в 1 сек.

$$N = \frac{1}{T} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{f_{cm}}}.$$

Необходимо стремиться не только к уменьшению частоты колебаний, но и к более скорому затуханию колебаний. Здесь большое значение имеет соотношение между подрессоренными и



Фиг. 164. Колебания груза на рессоре при малом подрессоренном весе.



Фиг. 165. Колебания груза на рессоре при большом подрессоренном весе.

неподрессоренными массами. Положим, что большой груз Q , соответствующий весу кузова вагона покоится на маленьком грузе P , соответствующем колесным парам с буксами (фиг. 164). Груз P действует через рессору на груз Q , который представляет подвешенную (подрессоренную) массу. При движении вверх груз P будет оказывать сравнительно небольшое влияние на груз Q . Если же представить, что неподвешенная (неподрессоренная) масса, наоборот, имеет несравненно больший вес, чем подвешенная Q (фиг. 165), то при прочих равных условиях большой груз P во время движения вверх будет производить действие, почти независимое от Q . Работа рессоры в этом случае будет мало заметной.

Таким образом, необходимо стремиться к уменьшению веса неподрессоренных масс, для

того чтобы они производили меньшее действие на подвешенные массы на рессорах.

Зависимость между грузом, действующим на рессору, числом листов и частотой колебаний. Полный период колебаний

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{f_{cm}}{g}}$$

Частота колебаний обратно пропорциональна периоду; она составит в минуту

$$N = \frac{60}{T}$$

Стрела прогиба в общем виде может быть выражена

$$f = A \frac{Pl^3}{n}$$

где A — некоторый коэффициент, зависящий от типа рессоры, качества стали и др.

Таким образом, частота колебаний

$$N = \frac{60}{2\pi} \cdot \frac{\sqrt{g}}{\sqrt{A \frac{Pl^3}{n}}} = B \frac{1}{\sqrt{\frac{Pl^3}{n}}}$$

где B — некоторый постоянный коэффициент, упрощающий выражение.

Из этого выражения следует, что с увеличением груза P при одинаковых значениях l и одинаковых величинах n частота колебаний уменьшается; с увеличением числа листов рессоры частота колебаний возрастает. Уменьшение длины рессоры вызывает резкое возрастание частоты колебаний, которое обратно пропорционально корню квадратному из куба длины рессоры

§ 46. КОЛЕБАНИЯ ГРУЗА НА КОНИЧЕСКОЙ ПРУЖИНЕ

Чтобы определить свободные колебания груза на конической пружине с постоянным шагом, учтя вес пружины, положим, что на эту пружину действует статическая нагрузка P_{cm} . Сообщим пружине колебательное движение.

Перемещение центра тяжести груза в некоторый момент обозначим через x . Это перемещение и будет представлять собой прогиб пружины. Приравнявая работу действующей силы P к энергии деформации кручения проволоки винтовой пружины, находим

$$\frac{1}{2} Px = \int_0^\varphi M d\varphi$$

После интегрирования получим

$$x = \frac{16 Pn (r_2^2 + r_1^2) (r_1 + r_2)}{Gd^4} \quad (126)$$

§ 47. ВЛИЯНИЕ ТРЕНИЯ НА КОЛЕБАНИЯ

Трение способствует уменьшению затуханий. Гибкая рессора с большой амплитудой, обладающая трением, содействует смягчению удара, но вследствие небольшой частоты колебаний возвращение к нормальному положению замедляется. При сухих поверхностях трение пропорционально нормальному давлению и не зависит от скорости скольжения (закон Кулона). При идеально смазанных поверхностях трение



Фиг. 166. Затухающие колебания.

не зависит от давления; оно пропорционально скорости скольжения. Для рессорных листов можно принять промежуточное состояние.

Кривая на фиг. 166 показывает, что при наличии трения колебательные движения носят периодически затухающий характер. В начальный момент t_0 рессора имеет перемещение x_0 от положения равновесия.

ГЛАВА XVI

УПРОЩЕННЫЙ РАСЧЕТ РЕССОР И ПРУЖИН

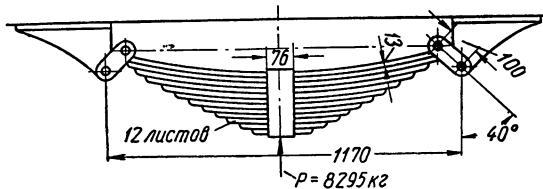
§ 48. РАСЧЕТ РЕССОР

Нормы. Чтобы определить статическую нагрузку на рессору, из тары вагона нужно вычесть вес колесных пар с буксами и к полученному результату прибавить предельный груз

(у грузовых вагонов) или вес пассажиров с перегрузом в 50% (в пригородных вагонах до 75%). Подсчитанную сумму делят на двойное число осей.

Листовые рессоры, работающие на изгиб, рассчитывают на наибольшую статическую на-

грузку с учетом динамических прогибов, равных 30 мм для незамкнутых рессор грузовых вагонов (фиг. 167), 40 мм для незамкнутых пассажирских двух- и трехосных вагонов и 30 мм для люлевных рессор пассажирских вагонов (считая верхнюю половину рессор как одну рессору). Напряжение металла листовых рессор под действием статической нагрузки и динамического прогиба не должно превосходить



Фиг. 167. 12-листовая рессора.

допускаемого для пробных нагрузок. Для листовых рессор и пружин напряжения от статической нагрузки обычно принимают в 65% от напряжений, допускаемых при испытании. Динамические прогибы для пружин: в грузовых вагонах до 25 мм, в пассажирских до 30 мм и больше.

Вагоны с очень гибкими рессорами недостаточно устойчивы против поперечных колебаний. Мерой поперечной устойчивости вагона может служить отношение

$$W = \frac{\Omega}{Ph},$$

где Ω — момент поперечного сопротивления рессор; P — вес кузова; h — расстояние от центра тяжести кузова до рессор;

$$\Omega = Kl,$$

где K — жесткость рессоры; l — расстояние между серединами хомутов (серединами осевых шеек);

$$W = \frac{\Omega}{Ph} = \frac{Kl}{Ph} = 0,04.$$

Гибкость рессор обычно колеблется в следующих пределах:

- 1) рессоры, расположенные над одной буксой: в грузовых вагонах — от 7 до 10 мм, в пассажирских — от 15 до 20 мм;
- 2) одиночные пружины — от 9 до 12 мм;
- 3) многорядные пружины целого комплекта — от 9 до 10 мм (в пассажирских вагонах);
- 4) гибкость тележки пассажирского вагона — от 6 до 10 мм, следовательно, общая гибкость

вагона — от 3 до 5 мм (для пригородных поездов эту величину можно понизить);

5) общая гибкость двухосного грузового вагона — от 2 до 3 мм, четырехосного большегрузного вагона — от 0,3 до 1,5 мм.

Общий статический прогиб рессор пассажирских вагонов дальнего следования может быть принят 160—180 мм.

Расчет листовой незамкнутой рессоры. Листовую рессору нестандартного типа рассчитывают, как брус равного сопротивления на изгиб, по упрощенным формулам

$$P = \frac{nbh^2}{6l} K_b;$$

$$f = \frac{l^2 K_b}{hE} = \frac{6Pl^3}{Enbh^3},$$

где P — давление на одно ушко рессоры; b — ширина листа; f — прогиб рессоры; E — модуль упругости; h — толщина листа; n — число листов; l — половина длины рессоры; K_b — допускаемое напряжение на изгиб.

Если рессора подвешена с наклонным расположением серьги относительно вертикали, как это бывает в грузовых вагонах, то предыдущая формула принимает вид

$$P(l + f \operatorname{tg} \alpha) = \frac{nbh^2}{6} K_b,$$

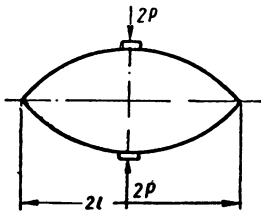
где f — плечо, равное стреле выгиба рессоры; α — угол подвески, который принимают в пределах 30—60°.

Расчет эллиптических рессор. В зависимости от соединения концов эллиптических рессор коренные листы шарнирной рессоры и рессоры Галахова рассматриваются как балки, свободно лежащие на опорах, а коренные листы рессоры Брауна — как балки, закрепленные по концам. Наборные листы (треугольная часть) рассматриваются как балки равного сопротивления, свободно лежащие на опорах.

Выведем сначала основные формулы для расчета шарнирных и галаховских рессор, используя известный метод инж. Гололобова. Введем следующие обозначения:

- m — число коренных листов в одной половине рессоры;
- n — число наборных листов в одной половине рессоры;
- $2P$ — нагрузка на рессору в кг (фиг. 168);
- $2X$ — нагрузка на коренные листы в кг (искомая величина);
- $2Y$ — нагрузка на наборные листы в кг (искомая величина);

A — число рядов рессоры;
 b — ширина листа в см;
 h — толщина листа в см;
 $2l$ — полная хорда рессоры (фиг. 168);



Фиг. 168. Схема эллиптической рессоры.

E — модуль упругости в кг.

Прогиб призматической балки длиной l_0 , свободно лежащей на двух опорах и нагруженной посередине силой P , определяется общей формулой

$$f = \frac{Pl_0^3}{EI \cdot 48}.$$

Прогиб призматических коренных листов в соответствии с принятыми выше обозначениями будет

$$f_k = \frac{2x(2l)^3 \cdot 12}{EAbh^3m \cdot 48} = \frac{4xl^3}{EAbh^3m}.$$

Прогиб балки равного сопротивления длиной l , свободно лежащей на двух опорах и нагруженной силой P , определяется общей формулой

$$f_1 = \frac{3Pl^3}{2EI \cdot 48}.$$

Прогиб наборных листов, представляющих балку равного сопротивления, согласно принятым обозначениям выразится

$$f_n = \frac{3(2Y)(2l)^3 \cdot 12}{2EAbh^3n \cdot 48} = \frac{6Yl^3}{EAbh^3n}.$$

Принимая, что прогибы коренных и наборных листов равны между собой,

$$f_k = f_n = \frac{4Xl^3}{EAbh^3m} = \frac{6Yl^3}{FAbh^3m},$$

откуда (после сокращения)

$$\frac{4X}{m} = \frac{6Y}{n};$$

$$X = \frac{3m}{2n} Y; \quad X + Y = P.$$

Решая оба эти уравнения, найдем

$$Y = \frac{P \cdot 2n}{3m + 2n},$$

откуда

$$f_k = \frac{6l^3}{FAbh^3n} \cdot \frac{P \cdot 2n}{(3m + 2n)} = \frac{12Pl^3}{EAbh^3(3m + 2n)}.$$

Это — прогиб одной половины рессоры. Прогиб обеих половин, т. е. общий прогиб рессоры, будет в 2 раза больше:

$$f = \frac{24Pl^3}{EAbh^3(3m + 2n)}.$$

Если толщина листов неодинакова (у коренных h_1 , а у наборных h_2), то формула примет вид

$$f = \frac{24Pl^3}{EAb(3mh_1^3 + 2nh_2^3)}.$$

Напряжение балки, свободно лежащей на двух опорах, по общей формуле

$$K = \frac{Pl}{4W}.$$

Напряжения в коренных листах

$$K_k = \frac{2X \cdot 2l}{4W_k} = \frac{Xl}{W_k}; \quad W_k = A \frac{mbh^3}{6}. \quad (127)$$

Напряжения в наборных листах

$$K_n = \frac{Yl}{W}; \quad W_n = A \frac{nbh^2}{6}. \quad (128)$$

Тем же методом можно подсчитать прогиб для рессоры Брауна

$$f = \frac{12Pl^3}{EAbh^2(6m + n)}; \quad (129)$$

для рессор с неодинаковой толщиной коренных наборных листов

$$f = \frac{12Pl^3}{EAb(6mh_1^3 + nh_2^3)}. \quad (130)$$

Напряжение балки, закрепленной по концам, по общей формуле

$$K = \frac{Pl}{8W}.$$

Напряжения коренных листов в рессоре Брауна

$$K_k = \frac{2X \cdot 2l}{8W_k} = \frac{Xl}{2W_k},$$

а напряжения наборных листов

$$K_n = \frac{Yl}{W_n}.$$

Пример. Рассчитать упрощенным методом эллиптическую рессору системы Галахова, работающую в 19-м вагоне электрической тяги.

Дано:

$$2P = 9490 \text{ кг}; \quad m = 2; \quad n = 4; \quad A = 3;$$

$$2l = 90 \text{ см}; \quad b = 7,6 \text{ см}; \quad h = 1,3 \text{ см}.$$

Нагрузка на наборные листы

$$2Y = \frac{2 \cdot 2Pn}{3m + 2n} = \frac{8 \cdot 2P}{14} = \frac{8 \cdot 9490}{14} \approx 5420 \text{ кг}.$$

Нагрузка на коренные листы

$$2X = 2P - 2Y = 9490 - 5420 = 4070 \text{ кг},$$

а на один шарнир рессоры

$$X = \frac{4070}{2} = 2035 \text{ кг}.$$

Напряжение коренных листов

$$K_k = \frac{Xl}{W_k};$$

$$W_k = \frac{Ambh^2}{2} = \frac{3 \cdot 2 \cdot 7,6 \cdot 1,3^2}{6} = 12,3 \text{ см}^3;$$

$$K_k = \frac{2035 \cdot 45}{12,3} = 7425 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение наборных листов

$$K_n = \frac{Yl}{W_n};$$

$$W_n = \frac{Anbh^2}{6} = \frac{3 \cdot 4 \cdot 7,6 \cdot 1,3^2}{6} = 24,6 \text{ см}^3;$$

$$K_n = \frac{2710 \cdot 45}{24,6} = 4950 \text{ кг/см}^2.$$

Гибкость рессоры при $2P = 1000 \text{ кг}$ и $P = 500 \text{ кг}$

$$f_2 = \frac{24Pl^3}{EAbh^3(3m+2n)} = \frac{24 \cdot 500 \cdot 45^3}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 3 \cdot 7,6 \cdot 1,3^3 \cdot 14} = 0,82 \text{ см} = 8,2 \text{ мм}.$$

Прогиб под статической нагрузкой (без учета трения)

$$f_{ст} = 8,2 \cdot 9,49 \approx 78 \text{ мм}.$$

§ 49. РАСЧЕТ ПРУЖИН

Для расчета нестандартных пружин применительно к их работе только на кручение пользуются следующими упрощенными формулами.

Для цилиндрической одинарной пружины из прутка круглого сечения (см. фиг. 156)

$$P = \frac{\pi d^3}{16r} K_d = 0,1963 \frac{d^3}{r} K_d;$$

прогиб

$$f = \frac{4\pi nr^2 K_d}{dG} = \frac{64nr^3}{d^4} \cdot \frac{P}{G},$$

где G — модуль упругости при кручении; n — число рабочих витков.

Для двухрядной пружины, состоящей из двух пружин одинаковой высоты (фиг. 169), если P — нагрузка на обе пружины; Q — нагрузка на наружную пружину; S — на внутреннюю,

$$Q = \frac{P d^3 r_1}{d^3 r_1 + d^3 r};$$

$$S = \frac{P d^3 r}{d^3 r_1 + d^3 r}.$$

Фиг. 169. Схема двойной пружины.

Эти формулы справедливы для следующих отношений размеров наружной и внутренней пружин:

$$\frac{d}{r} = \frac{d_1}{r_1} \text{ и } nd = n_1 d_1.$$

В таком случае напряжения кручения обеих пружин будут одинаковы, причем прогиб наружной пружины под действием силы Q будет равен прогибу внутренней пружины под действием силы S . Прогиб всей пружины от силы P определится по прогибу одинарной пружины — наружной (от силы Q) или внутренней (от силы S).

Цилиндрическая пружина из прутка прямоугольного сечения $b \times h$ при $b < h$ (фиг. 170). Приближенные формулы

$$P = \frac{2b^2 h}{9r} K_d;$$

$$f = 7,2\pi nr^3 \frac{b^2 + h^2}{b^3 h^3} \cdot \frac{P}{G} = 1,6\pi nr^2 \frac{b^2 + h^2}{bh^2} \cdot \frac{K_d}{G};$$

$$A = \frac{Pf}{2} = \frac{4}{45} \left(\frac{b}{h} + 1 \right) \frac{K_d^2}{G} V.$$

У комплектных цилиндрических пружин (вставленных одна в другую) все пружины должны обладать одинаковым прогибом и по возможности одинаковым напряжением. Общая нагрузка будет

$$P = \frac{2}{9} K_d \left(\frac{b_1^2 h_1}{r_1} + \frac{b_2^2 h_2}{r_2} + \frac{b_3^2 h_3}{r_3} + \dots \right),$$

где b_1, h_1, b_2, h_2 и т. д. — соответствующие размеры отдельных рессор.

Коническая пружина из прутка круглого сечения (см. фиг. 157);

$$P = \frac{\pi d^3}{16r} K_d = 0,1963 \frac{d^3}{r} K_d;$$

$$f = \frac{16r^2 l P}{\pi d^4 G} = \frac{rl K_d}{dG} 16n \frac{r^3 P}{d^4 G};$$

$$A = \frac{Pl}{2} = \frac{1}{8} \cdot \frac{K_d^2}{G} V,$$

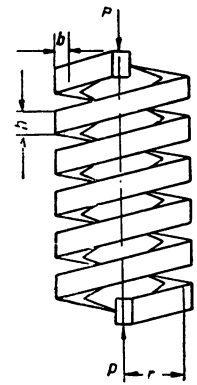
где l — длина выпрямленной пружины.

Коническая пружина из прутка прямоугольного сечения $b \times h$ (фиг. 171)

$$P = \frac{2b^2 h}{Gr} K_d;$$

$$f = \frac{1,8r^2 l (b^2 + h^2)}{b^3 h^3 G} = 0,4 \frac{rl (b^2 + h^2)}{bh^2} \cdot \frac{K_d}{G} = 1,8\pi nr^3 \frac{b^2 + h^2 P}{b^3 h^3 G} = 0,4\pi nr^2 \frac{b^2 + h^2}{bh^2} \cdot \frac{K_d}{G};$$

$$A = \frac{Pl}{2} = \frac{2}{45} \left[\left(\frac{b}{h} \right)^2 + 1 \right] \frac{K_d^2}{G} V.$$



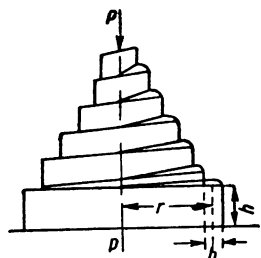
Фиг. 170. Пружина с прямоугольным сечением.

Для квадратного сечения при $\frac{b}{h} = 1$ величина A — наибольшая.

Для определения фабричной высоты пружины в свободном состоянии можно пользоваться формулой

$$F = (n + 1)d + fn,$$

где F — фабричная высота; n — число полных витков; d — диаметр стали; fn — прогиб в предельно сжатом состоянии (при пробеге).



Фиг. 171. Коническая прямоугольная пружина.

пружины, причем будем учитывать только крутящие усилия.

$$P = 3110 \text{ кг}; d = 2,54 \text{ см}; r = 6,1 \text{ см};$$

число витков $n = 5$.

Напряжение

$$K_d = \frac{P \cdot 16r}{\pi d^3} = \frac{3110 \cdot 16 \cdot 6,1}{3,14 \cdot 2,54^3} = 5900 \text{ кг/см}^2.$$

Гибкость пружины

$$f = \frac{64nr^3 P}{dG^4} = \frac{64 \cdot 5 \cdot 6,1^3 \cdot 1000}{2,54^4 \cdot 850000} = 20,5 \text{ мм}.$$

§ 50. ЭМПИРИЧЕСКИЕ ФОРМУЛЫ ДЛЯ РАСЧЕТА РЕССОР

Вместо напряжения изгиба в расчетные формулы вводится упругое (относительное) удлинение.

Расчетное уравнение на изгиб

$$K_b = \frac{M}{W} = \frac{Pl}{4W},$$

где K_b — напряжение на изгиб; P — нагрузка на рессору; l — плечо силы P .

Для листовой рессоры можно написать

$$P = \frac{4bh^2}{6l} K_b.$$

Так как вообще $K_b = E_i$, где i — коэффициент упругого удлинения, то

$$P = \frac{2}{3} \cdot \frac{Eibh^2}{l}.$$

Прогиб

$$f = \frac{Pl^3}{4Ebh^3}.$$

Подставив вместо P его значение, получим

$$f = \frac{i l^2}{6h}.$$

Гибкость рессоры будет

$$f_2 = \frac{1000 f}{P}; \quad f = \frac{i l^2}{6h}; \quad f_2 = \frac{1000}{P} \cdot \frac{i l^2}{6h}.$$

Другие авторы вводят в формулу прогиба для рессоры одинакового сечения

$$f = \frac{Pl^3}{4Enbh^3}$$

поправку на трение, равную 15%, и добавочную поправку от 1,25 до 1,5% с целью приближения формы существующих листовых рессор к форме бруса равного сопротивления.

Рабочая формула согласно одному варианту

$$f = \frac{1,25 \div 1,5 (1 - 0,15) Pl^3}{4Enbh^3}, \quad (131)$$

или

$$f = \frac{(1,06 - 1,28) Pl^3}{4Enbh^3}, \quad (132)$$

где $E = 2,2 \cdot 10^6$; P — пробный груз в m .

Согласно другому варианту

$$f = \frac{0,0155 l^3}{Enbh^3};$$

$$P = \frac{0,071 nbh^2}{l}. \quad (133)$$

Конструкторское бюро автоотдела НАТИ предлагает рабочую формулу следующего вида

$$f = \frac{1,25 Pl^3}{4Enbh^3}. \quad (134)$$

При проектировании рессор и пружин в конструкторских бюро целесообразно пользоваться для ориентировочных расчетов следующими номограммами;

1) для определения радиуса кривизны листовой рессоры в зависимости от фабричной стрелы прогиба (фиг. 172);

2) для определения зависимости между напряжением в металле, нагрузкой и размерами цилиндрической пружины (фиг. 173);

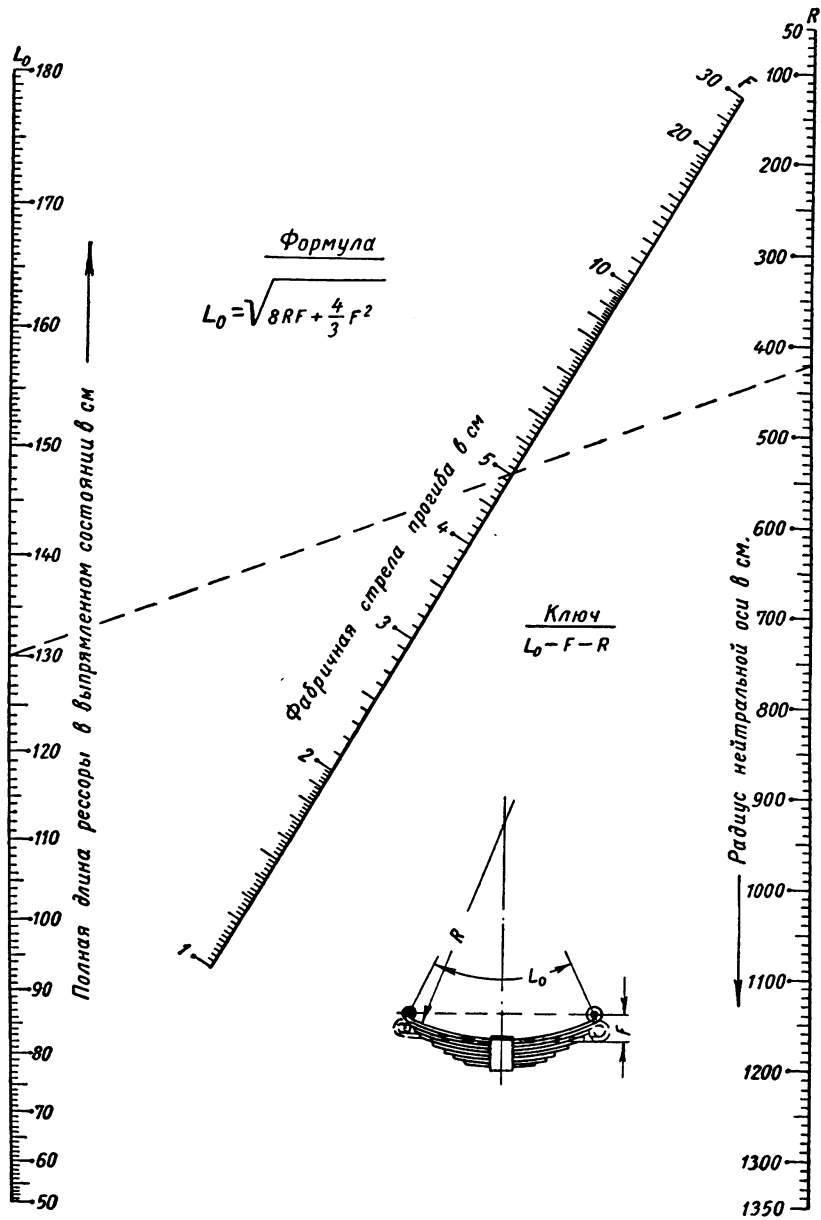
3) для определения стрелы прогиба листовой рессоры (фиг. 174);

4) для определения радиуса кривизны листовой подвешенной рессоры в зависимости от толщины листов (фиг. 175);

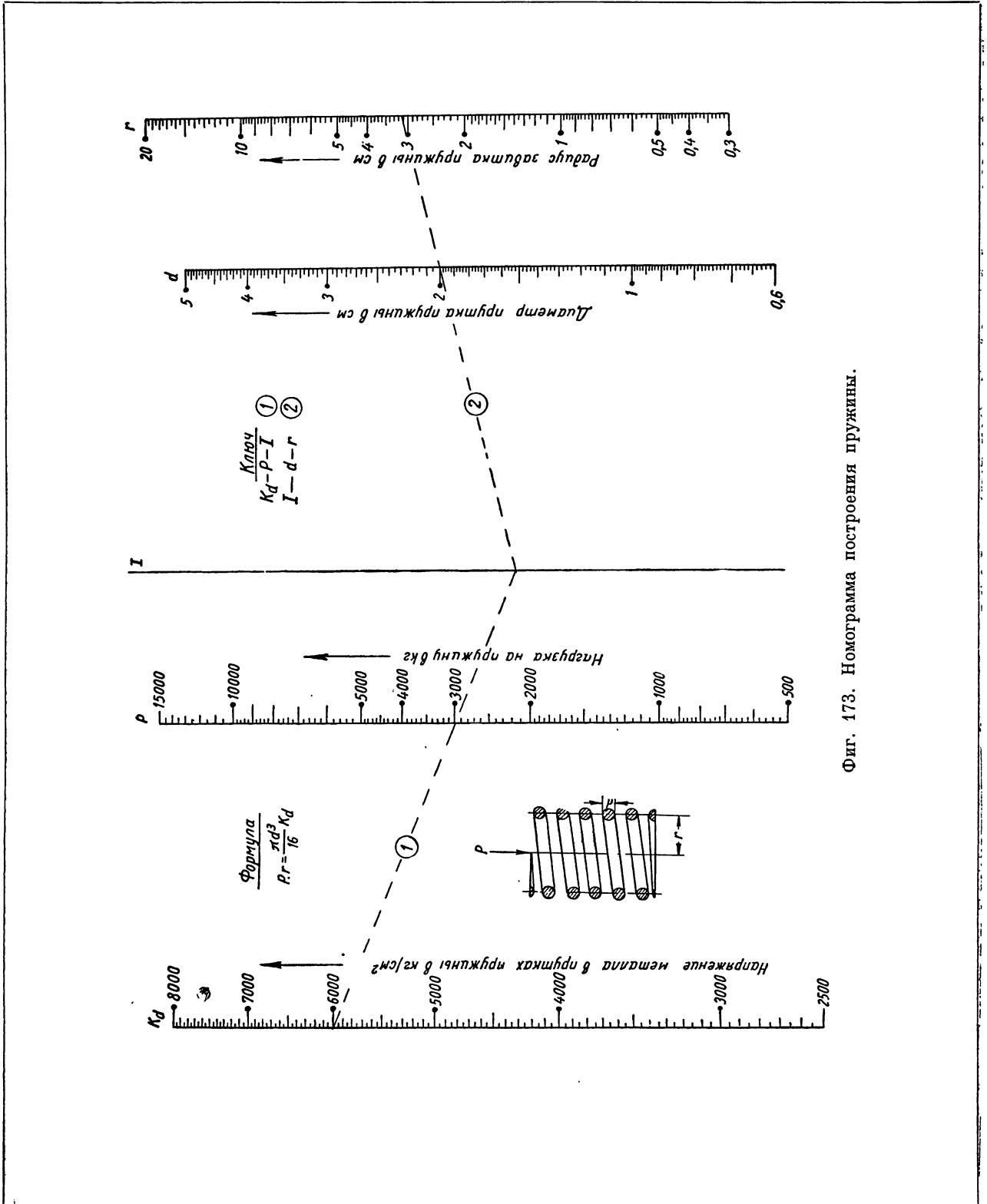
5) для определения зависимости между размерами, нагрузкой и прогибом цилиндрической пружины (фиг. 176);

6) для определения зависимости между размерами листов, числом листов, хордой рессоры и прогибом рессоры (фиг. 177);

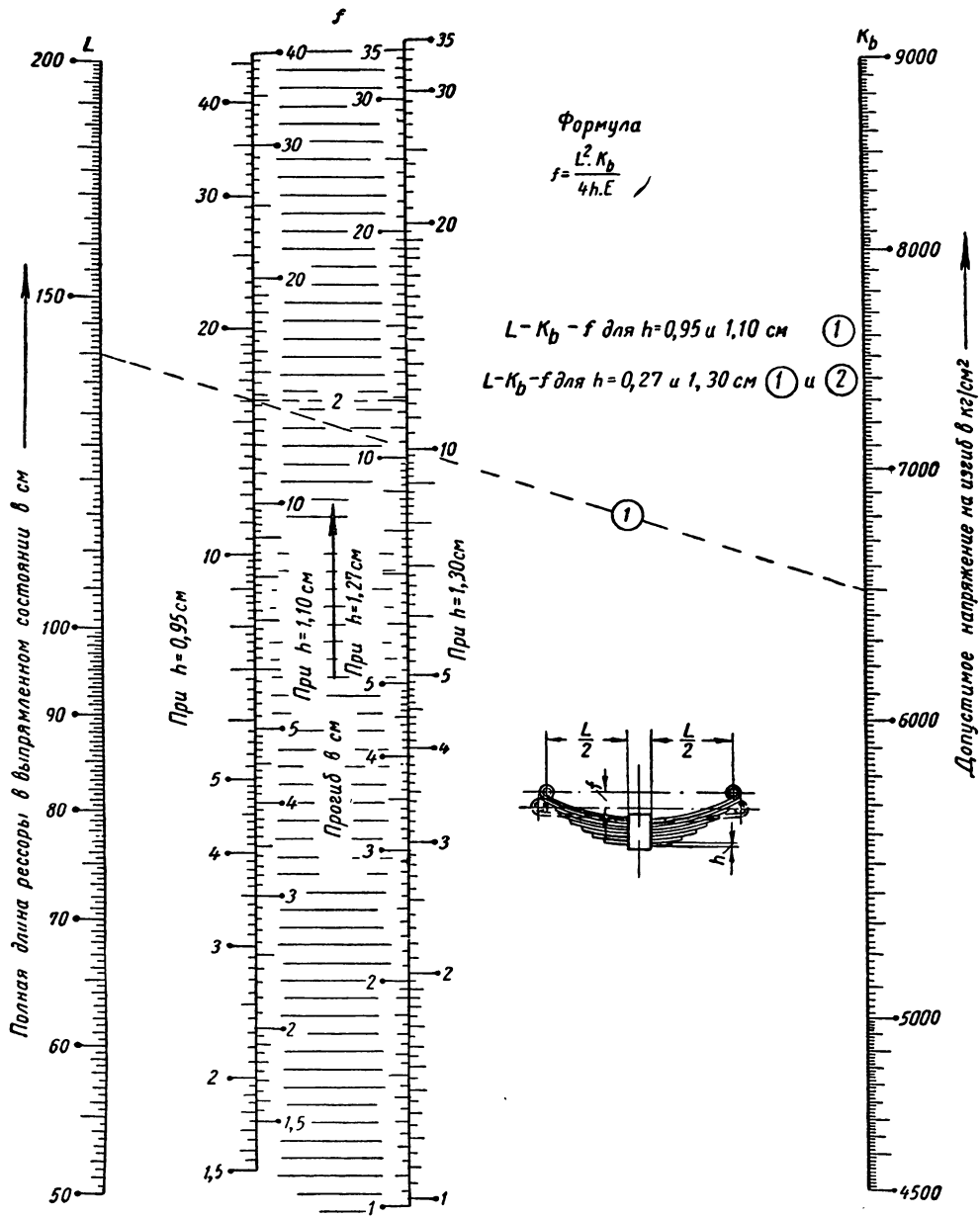
7) для определения зависимости между напряжением в металле, нагрузкой и размерами листовой рессоры (фиг. 178).



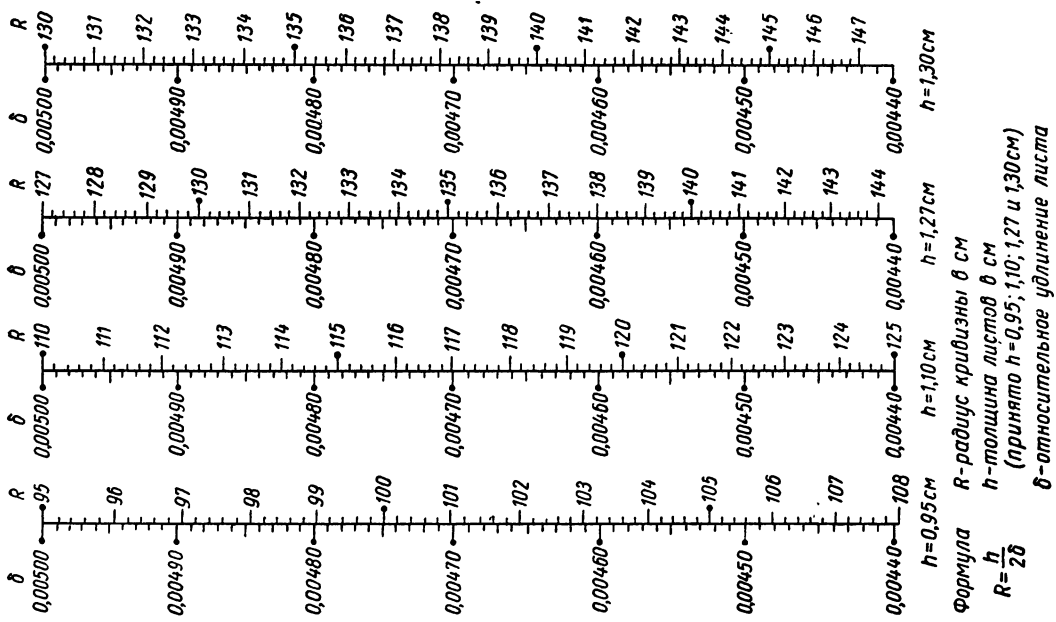
Фиг. 172. Номограмма построения листовой рессоры.



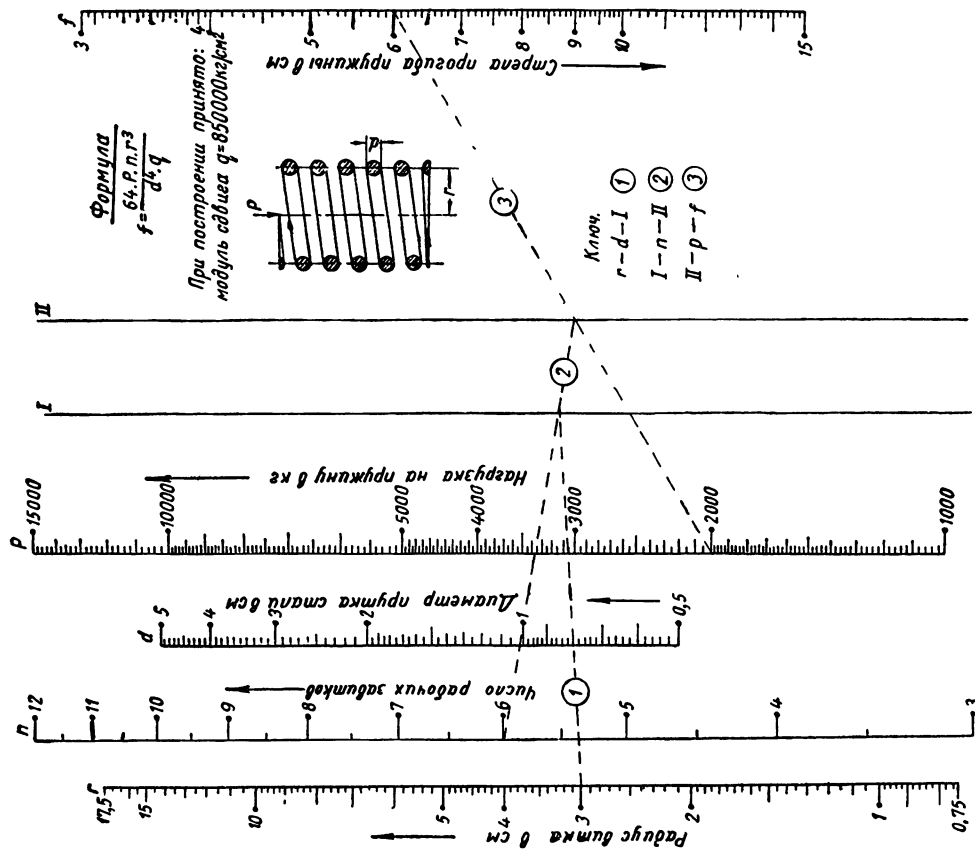
Фиг. 173. Номограмма построения пружины.



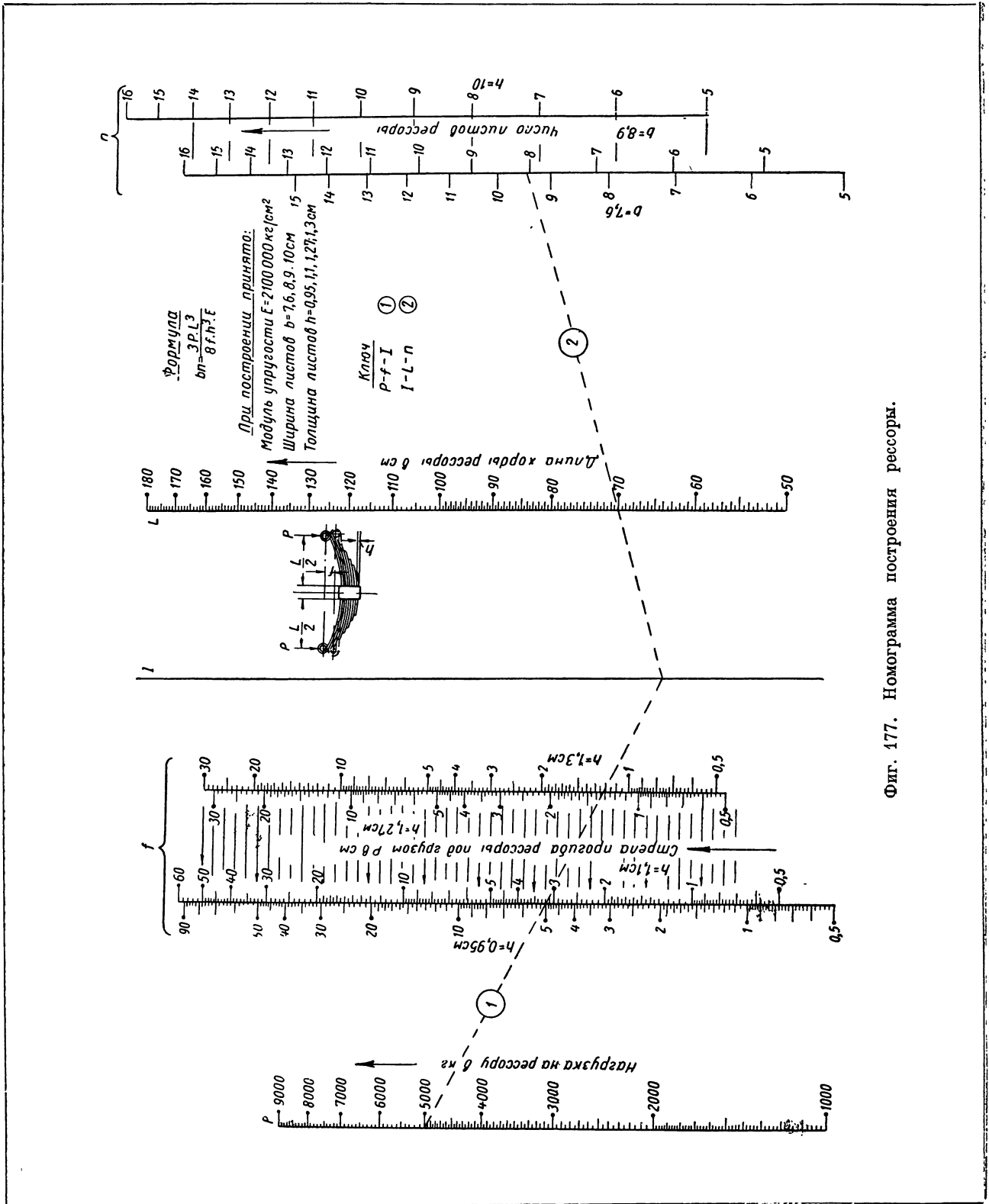
Фиг. 174. Номограмма построения рессоры.



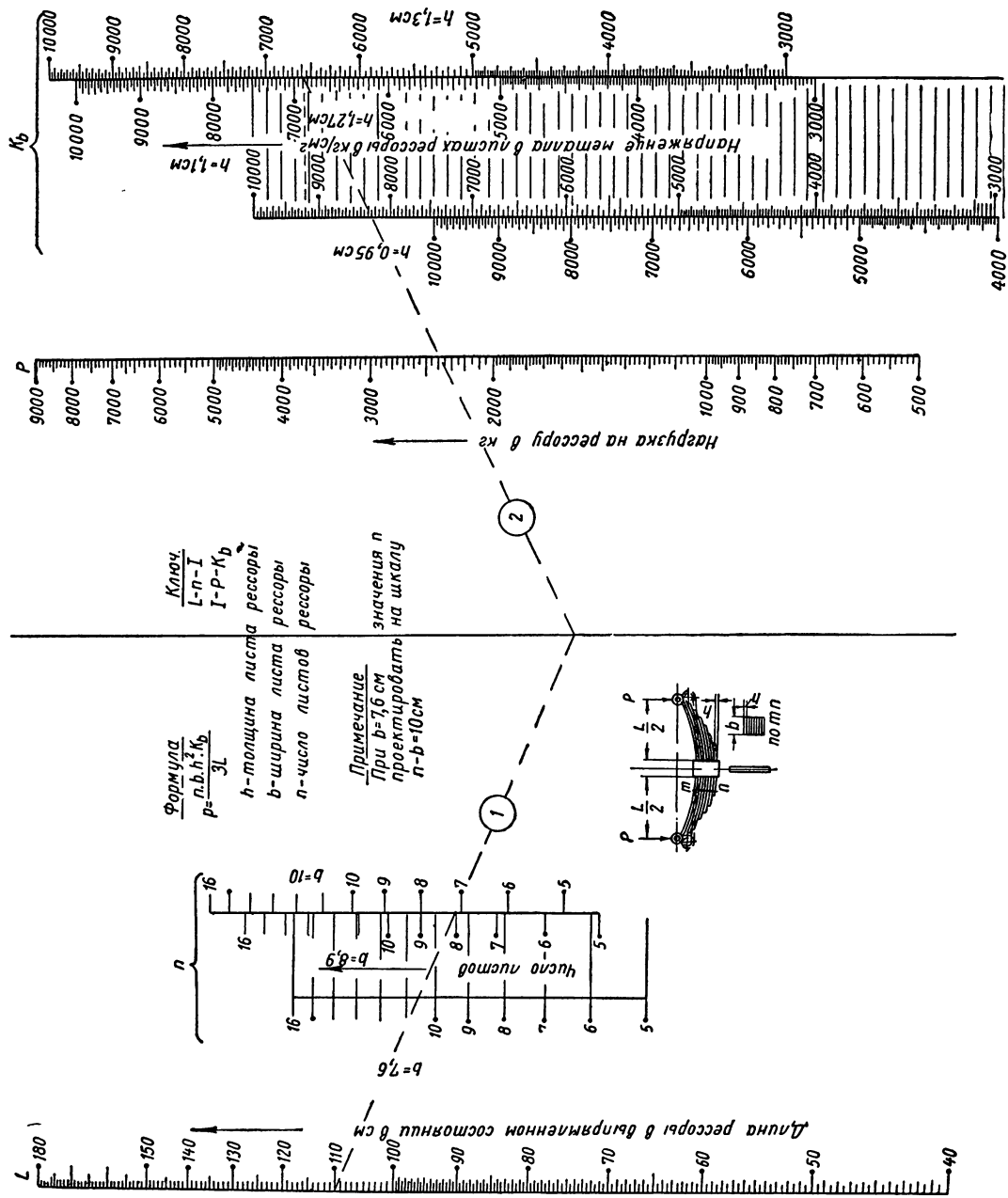
Фиг. 175. Номограмма построения рессоры.



Фиг. 176. Номограмма построения пружины.



Фиг. 177. Номограмма построения рессоры.



Фиг. 178. Номограмма построения пружины.

ГЛАВА XVII

ТЕЛЕЖКИ ГРУЗОВЫХ И ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

Тележки в зависимости от их устройства подразделяются:

по числу осей — на тележки одноосные, двухосные, трехосные и четырехосные;

по системе рессорного подвешивания — на тележки с одинарным, двойным, тройным и четверным рессорным подвешиванием;

в зависимости от наличия или отсутствия люльки — на тележки люльчатые и безлюльчатые;

в зависимости от наличия или отсутствия балансира — на тележки балансирные и безбалансирные

в зависимости от изготовления — на тележки стальные клепаные, сварные и литые (см. табл. 64).

§ 51. ТЕЛЕЖКИ ДВУХОСНЫЕ С ОДИНАРНЫМ РЕССОРНЫМ ПОДВЕШИВАНИЕМ

Общие сведения. Тележки с одинарным рессорным подвешиванием применяются в вагонах, обращающихся в грузовых поездах, а также под багажными вагонами. Для пассажирских вагонов они непригодны, так как обладают большой жесткостью и беспокойным ходом.

Нагрузка на тележку передается через пружины, расположенные между двумя поперечными брусками. Нижний (подрессорный) брус составляет поперечное крепление боковых рам, верхний (наддрессорный) брус имеет свободное вертикальное перемещение в пазах боковых рам. Нагрузка от кузова и груза передается на пояс боковой рамы, что обеспечивает устойчивое равновесие и делает ненужным поперечное крепление боковых рам для предупреждения их перекоса. При жестком соединении с буксами тележка не нуждается в креплениях для предупреждения перекосов в горизонтальной плоскости.

По конструкции боковой рамы тележки у грузовых вагонов подразделяются на поясные (сборные) и литые. Боковые рамы поясной конструкции изготавливаются из прокатных железных полос прямоугольного сечения. Между верхним и средним поясами устанавливаются распорные колонки, которые служат также направляющими для наддрессорного бруса.

Поясные тележки недостаточно прочны. При изломе подушки под комплектом пружин на-

грузка от пружин передается не только среднему поясу рамы, но и поперечной связи непосредственно за поясом, что влечет за собой излом связи в этом месте.

В изотермических вагонах применяют тележки с люльками и эллиптическими рессорами системы Галахова, учитывая, что при перевозке специальных грузов требуется более гибкое рессорное подвешивание для смягчения ударов от неровностей пути.

Тележки с одними пружинами не обладают достаточной плавностью хода. Это объясняется тем, что пружины не в состоянии поглощать в требуемой мере вертикальные гармонические колебания, поскольку отсутствует трение, необходимое для затухания этих колебаний. Неспokoйный ход таких тележек отрицательно влияет на подвижной состав, верхнее строение пути и перевозимый груз. Это нежелательное воздействие особенно увеличивается при возрастании скорости до критической, когда возникают явления резонанса, угрожающие поломкой рессор и расшатыванием всего кузова вагона.

Для повышения плавности хода грузовых тележек несколько лет назад начали применять в этих тележках фрикционные пружины-амортизаторы. Кроме того, разработаны специальные фрикционные амортизаторы (в частности, амортизаторы, представляющие собой комбинацию из эллиптических рессор и пружин), а также пневматические и гидравлические амортизаторы. Данные испытаний показали, что улучшенными ходовыми качествами обладает тележка с рессорным подвешиванием, состоящим из одной эллиптической рессоры и четырех пружин.

Однако эти улучшения можно отнести к сравнению со старыми тележками грузовых вагонов, имеющих только пружинное рессорное подвешивание. Для дальнейшего улучшения ходовых качеств тележек грузовых вагонов, обеспечения безопасности движения необходимо значительно увеличивать гибкость рессорного подвешивания. Тележки грузовых вагонов должны иметь переменную гибкость для обеспечения спокойного хода порожних, слабо нагруженных и полностью нагруженных вагонов. Кроме того, тележки должны иметь амортизаторы одностороннего действия для поглощения

Таблица 64

Классификация и характеристики основных типов тележек (по обобщенным данным)

Наименование тележек	Тара одной тележки с колесными парами и буксами в т	Система рессорного подвешивания	Конструкция рессор и пружин	Гибкость тележки в мм	Тип осей	Диаметр колеса в мм	Высота плоскости подпятника от головки рельса в свободном состоянии в мм
<i>Грузовые вагоны</i>							
С поясной боковой рамой, 1929 г.	4,44	Оди-нар-ная	Два комплекта по четыре двухрядных пружин	0,694	III	1050	825
То же, 1935 г.	4,30		Два комплекта по пять двухрядных пружин	0,555	III	900 и 950	750 и 775
С усиленной поясной боковой рамой, 1936 г.	4,53		Два комплекта по шести двухрядных пружин или по четыре двухрядных пружины и одной эллиптической рессоре	0,463 и 0,490	III	900 и 950	755 и 780
С литой боковой рамой со съёмными буксами и нижней поперечной связью типа УВЗ	4,55		То же	0,463 и 0,490	III	900 и 950	755 и 780
С боковой литой рамой вместе с буксами без нижней поперечной связи М-44	4,30		Два комплекта по четыре двухрядных пружины и одной эллиптической рессоре	0,463 и 0,490	III	900 и 950	750 и 775
С боковой литой рамой со съёмными буксами и без нижней поперечной связи Мт-50	4,35		То же	0,463 и 0,490	III	900 и 950	750 и 775
С поясной боковой рамой и люлечным рессорным подвешиванием	5,30		Два комплекта из четырехрядных эллиптических рессор системы Галахова	5,80	III	1050	885
<i>Пассажирские вагоны</i>							
С продольным балансиrom между буксами	5,85	Двой-ная	Эллиптические пятирядные, надбуксовые цилиндрические четырехрядные пружины	8,69 (с рессорами Галахова)	II	1050	1036
Системы Фетте	6,20		Эллиптические пятирядные рессоры, надбуксовые цилиндрические двухрядные пружины	8,24	II	1050	1012
Безбалансирная завода имени Егорова (нормальная)	7,8	Двой-ная	То же	Котловой конец вагона 7,83; неkotловой 8,27	II	1050	898
ЦВТК нормальная	6,7		»	8,00	II	1050	898
ЦВТК усиленная	7,4		»	7,67	III	1050	898

Продолжение табл. 64

Наименование тележек	Тара одной тележки с колесными парами и буксами в т	Система рессорного подвешивания	Конструкция рессор и пружин	Гибкость тележки в мм	Тип осей	Диаметр колеса в мм	Высота плоскости подпятника от головки рельса в свободном состоянии в мм
Тройного подвешивания — дальнего следования	7,30	Тройная	Эллиптические пятирядные, надбуксовые листовые и цилиндрические однорядные	Котельный конец вагона 9,90; котельного 10,47	III	1050	910
Тройного подвешивания, пригородная, электрической тяги (моторная)	13,5	»	Эллиптические трехрядные, надбуксовые листовые и цилиндрические однорядные	6,5	Специальный	1050	980
Для цельнометаллических вагонов с длиной кузова 23,6 м:							
челюстная	7,6	Двойная	Эллиптические пятирядные, надбуксовые цилиндрические пружины двухрядные	6,1	III	950 и 1050	846
бесчелюстная	7,8	»	Эллиптические пятирядные, надбуксовые цилиндрические пружины однорядные	6,2	III	1050	846

вибраций. Некоторые примеры таких конструкций помещены ниже. В связи с применением нового универсального воздухораспределителя в тормозах системы Матросова необходимо создать тележку грузового вагона с двусторонним нажатием тормозных колодок.

Тележки, работающие на железных дорогах СССР. Литая стальная тележка по модели М-44 без поперечной связи. Рессорный комплект такой тележки состоит из пружин и эллиптических рессор. Этот рессорный комплект по своей гибкости не отличается от таких же рессорных комплектов изготовлявшихся ранее тележек, и лишь во вновь проектируемых тележках грузовых вагонов гибкость увеличивается в 2—3 раза, имея переменный характер.

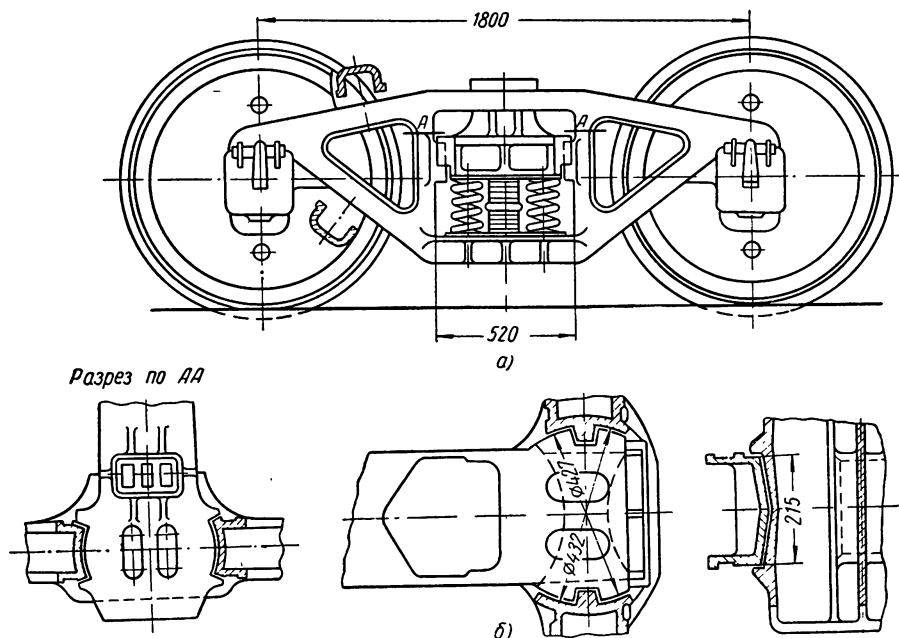
Боковая литая рама тележки М-44 изготовлена цельнолитой вместе с корпусами букс. Такая конструкция не обеспечивает перевод на роликовые буксы и имеет целый ряд других недостатков. Поэтому была разработана и в на-

стоящее время применяется новая конструкция тележки для грузовых вагонов МТ-50. Эта тележка также без нижней поперечной связи, имеет рессорное подвешивание и шкворневую балку такие же, как и у тележки М-44. Различие заключается в том, что у тележки МТ-50 буксы съемные. С введением литых стальных боковых рам увеличилась прочность конструкции и появилась возможность удалить нижние поперечные связи. На фиг. 179 показана бессвязевая тележка грузовых вагонов М-44. В бессвязевых тележках шкворневая балка должна ограничивать возможные перекосы колесных пар. Для этого соединение боковых рам с шкворневой (надрессорной) балкой производится различными способами (фиг. 179, а, б), но необходимо, чтобы оси колесной пары устанавливались во время движения вагона под углом к боковым рамам тележек как в вертикальной, так и в горизонтальной плоскостях. Соединение боковых рам тележек с шкворневой балкой

производится цилиндрическими вогнутыми поверхностями колонок, в которые входят выпуклые цилиндрические приливы шкворневой балки с ограничением угловых перемещений радиально-расположенными буртиками шкворневой балки (фиг. 179, а) или, как показано на фиг. 179, б.

Боковые рамы у бесшкворневых тележек нежестко связаны между собой только шкворневой балкой. Во время движения вагона одна боковая рама тележки может быть выше другой или опережать ее по продольной оси на кривых

скольжения и осевых шеек, а, следовательно, и увеличение удельного сопротивления при движении вагонов. Боковое давление на рельсы от бесшкворневых тележек может быть в некоторых случаях больше на 15—20%, чем у тележек с нижними поперечными связями. Преимуществом тележек без нижних поперечных связей является уменьшенный вес неподдрессоренных частей за счет устранения нижних поперечных связей и отсутствия расходов, связанных с поломкой нижних поперечных связей и их заменой. У тележки М-44 размеры проема боковой



Фиг. 179. Тележка М-44 грузовых вагонов:

а — общий вид; б — вариант соединения боковых рам с шкворневой балкой.

пути. Букса должна быть такой конструкции, которая должна допускать установку колесных пар под некоторым углом к боковым рамам тележек. В противном случае ось колесной пары будет препятствовать боковым рамам свободно устанавливаться, из-за чего в оси появятся дополнительные напряжения. Опытами и соответствующими расчетами установлено, что перемещение боковых рам тележек может вызвать отклонение оси вагонной колесной пары на 3° или перемещение боковой рамы на 36 мм (по 18 мм на сторону). Устранение нижней поперечной связи создает условия для возникновения усиленного влияния колесных пар, что вызывает преждевременный износ поверхностей катания колес и гребней, подшипников трения

рамы допускают постановку комбинированного комплекта иной конструкции, позволяющего увеличить гибкость тележки на 50%. Этого явно недостаточно. Характеристика комбинированного рессорного подвешивания тележки М-44, состоящего из эллиптической рессоры и двухрядных пружин, дана в табл. 65.

Гибкость одной двухрядной пружины составляет 5,5 мм/т, гибкость эллиптической рессоры 3,44 мм/т. Гибкость комплекта комбинированного рессорного подвешивания 0,96 мм/т, гибкость тележки с комбинированным рессорным подвешиванием 0,48 мм/т.

Тележка МТ-50 (фиг. 180) отличается от тележки М-44 конструкцией боковой рамы, допускающей съемку букс. Рессорное подве-

Таблица 65

Характеристика рессорного подвешивания тележки М-44

Наименование рессор и пружин	Пробный груз в кг	Прогиб под пробным грузом в мм	Жесткость в кг/мм
Эллиптическая рессора (число листов $n = 5$; толщина листа $h = 12$ мм; ширина листа 120 мм; длина рессоры между опорами $L = 515$ мм)	10 640	38	296
Наружная пружина (число витков $n = 4,5$; диаметр круглой стали $d = 30$ мм; радиус пружины $r = 54$ мм)	6 000	42	143
Внутренняя пружина ($n = 9$; $d = 16$ мм; $r = 28,5$ мм)	1 450	39	37

шивание у нее такое же, как и у тележки М-44, с недостаточной гибкостью, что подтвердилось эксплуатационными испытаниями. Необходимо

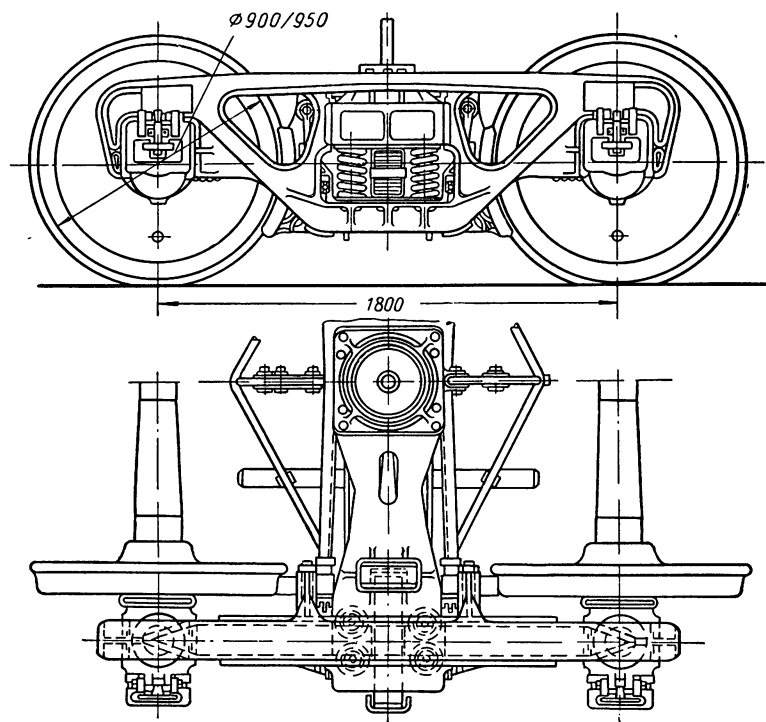
создать конструкцию новой тележки для грузовых вагонов с повышенной и переменной гибкостью и с двусторонним нажатием тормозных колодок.

На фиг. 181 показан общий вид тележки с литой боковой рамой, с нижней поперечной связью, допускающей съемку букс. Рессорное подвешивание у ней такое же, как и у ранее описанных. На фиг. 182—185 показаны общие виды тележек грузовых вагонов с поясной боковой рамой и различными рессорными подвешиваниями. Первые тележки с поясной боковой рамой (фиг. 182) имели базу 1905 мм, колеса диаметром 1050 мм и расстояние от головки рельса до плоскости подпятника (рабочей поверхности) 819 мм. Тара тележки 4,45 т.

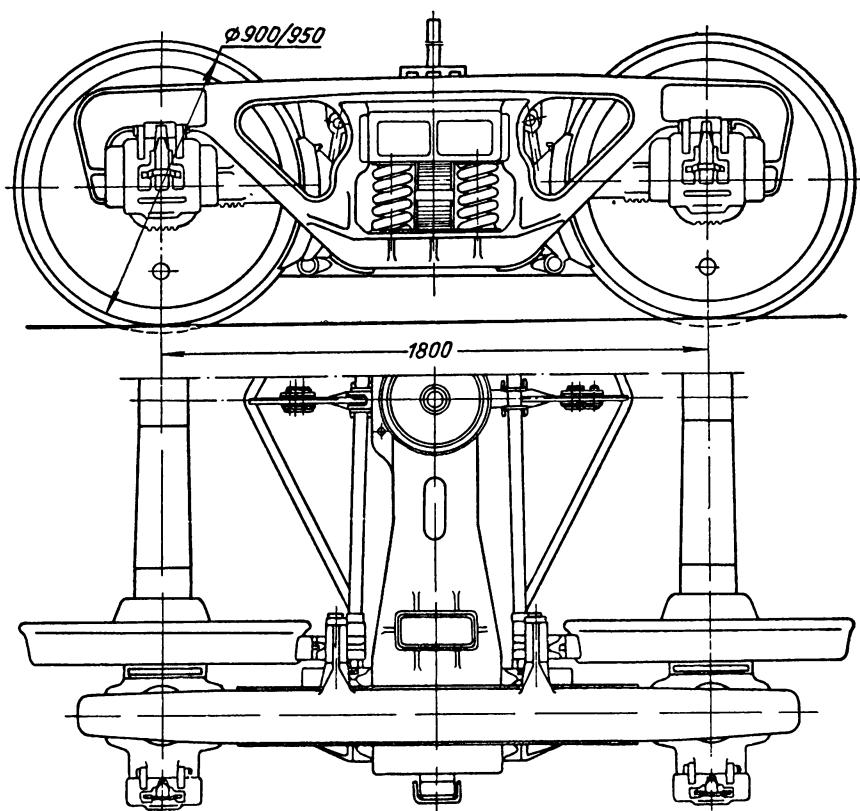
В связи с переходом на колеса с уменьшенным диаметром (950 и 900 мм) тележки стали изготовлять первоначально с базой 1750 мм, а затем 1800 мм. В связи с увеличением подъемной силы четырехосных вагонов (с 50 до 60 т) в первоначальный тип тележек были внесены изменения. Число двухрядных пружин в каждом комплекте увеличено с 4 до 5. Увеличена толщина среднего пояса с 32 до 35 мм, а затем до 40 мм. Надрессорные балки шпренгельного типа заменены сварными коробчатого замкнутого сечения. Поставлена стальная распределительная балочка для передачи нагрузки от пружин непосредственно под колонки на узлы поясов боковой рамы. Заменена чугунная подушка под пружины на стальную. Тара тележки увеличилась и стала 4,53 т.

На фиг. 186, а изображены подпятник и сменный вкладыш подпятника, а на фиг. 186, б — скользящий, работающий с трением скольжения, и прокладка под него.

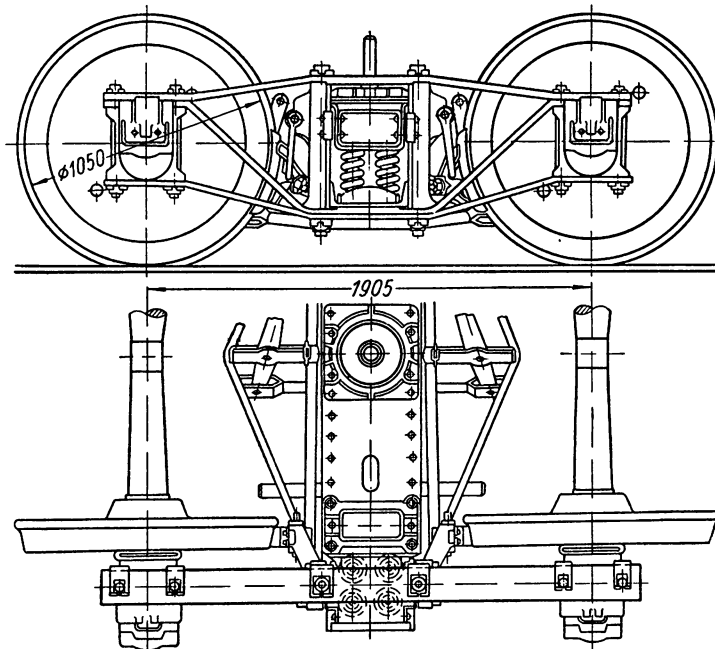
На фиг. 183 показан общий вид поясной тележки с базой 1800 мм и колесами диаметром 950 мм. Тележка состоит из двух боковых рам, шкворневой балки с пятником и шкворнем, поперечной связи, двух комплектов рессор, двух колесных пар с буксами и тормозного устройства. В каждый комплект (гнездо) рессор входят пять наружных и пять внутренних цилиндрических пружин. Рессоры опираются на общую подушку, установленную на каждом конце поперечной связи. Последняя скрепляет боковые рамы



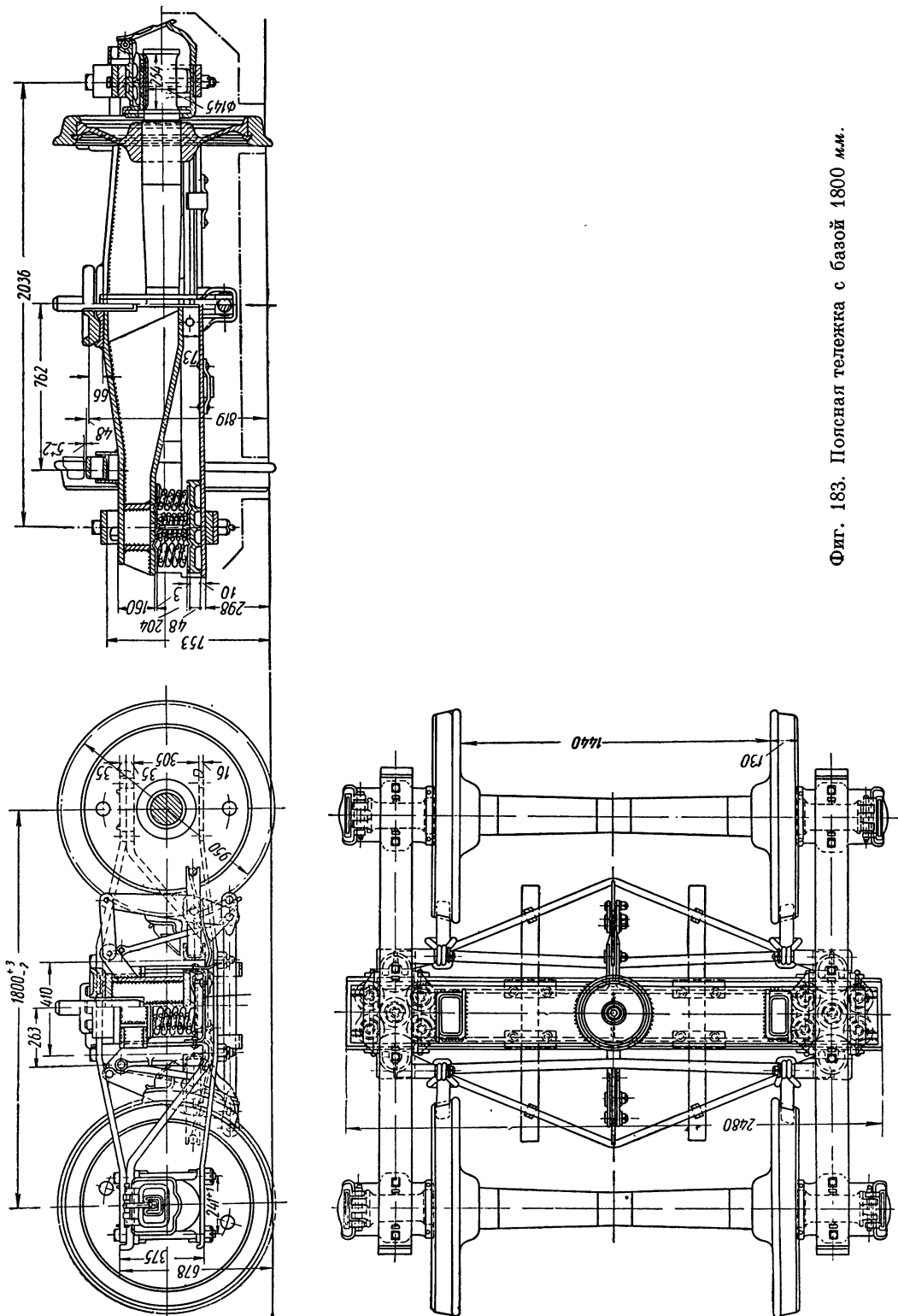
Фиг. 180. Тележка МТ-50 грузовых вагонов.



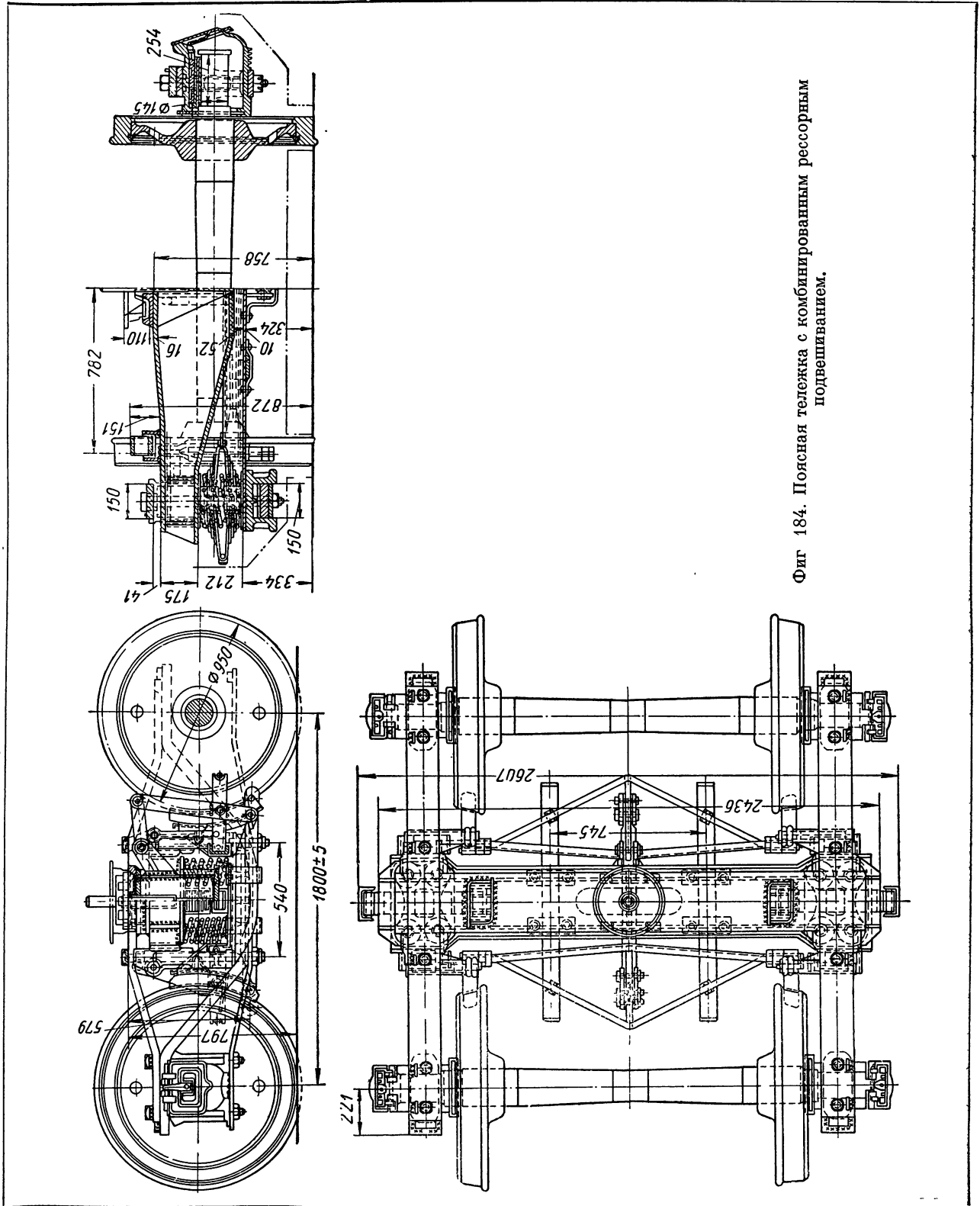
Фиг. 181. Тележка со съёмными буксами.



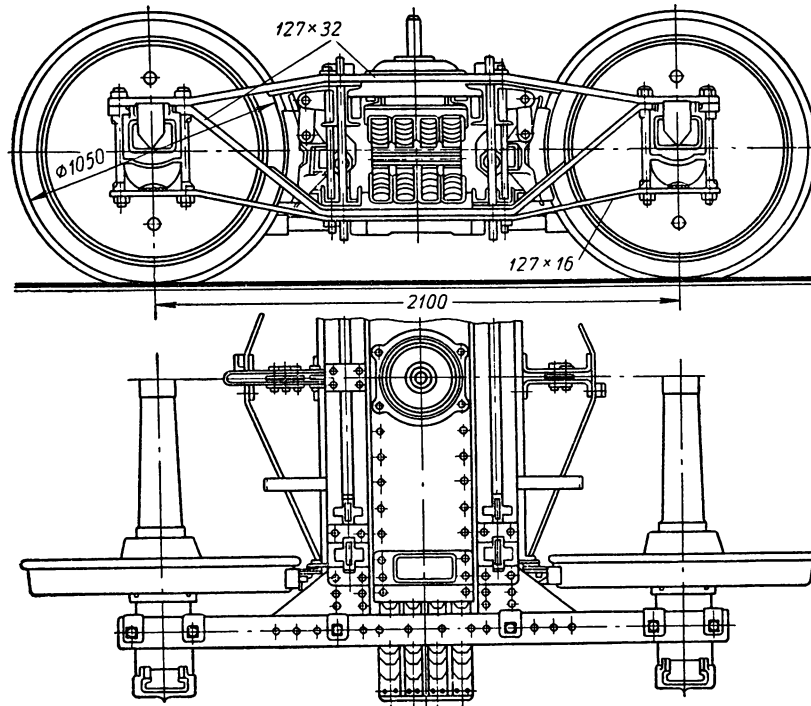
Фиг. 182. Поясная тележка с базой 1905 мм.



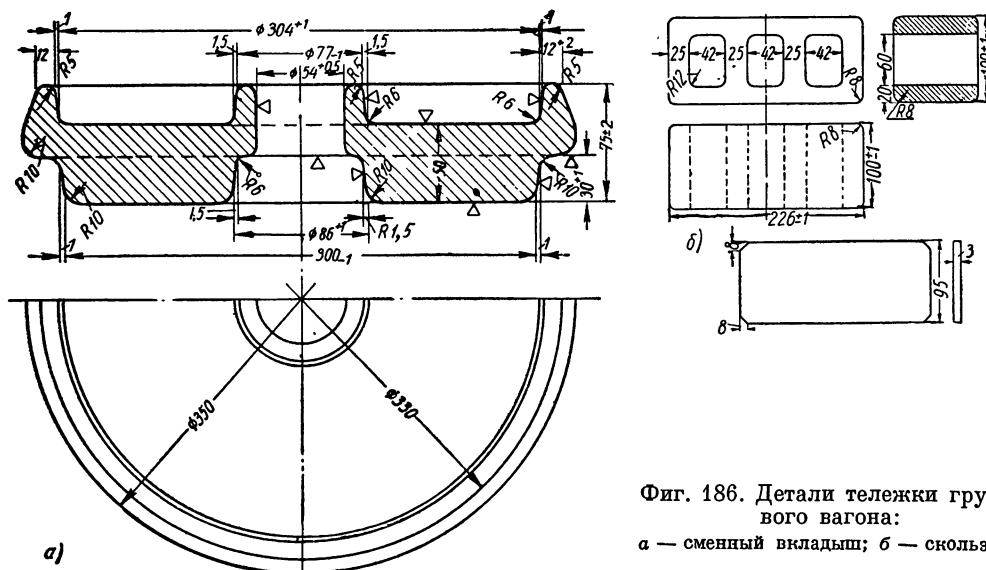
Фиг. 183. Полная тележка с базой 1800 мм.



Фиг. 184. Поясная тележка с комбинированным рессорным подвешиванием.



Фиг. 185. Поясная тележка с эллиптическими рессорами и с базой 2100 мм.



Фиг. 186. Детали тележки грузового вагона:
а — сменный вкладыш; б — скользун.

тележки и представляет собой балку корытного штампованного профиля.

Пояса боковой рамы изготовляют горячей штамповкой из катаного полосового материала. Средние пояса делают сечением 40×50 мм. Для них как для наиболее напряженных частей рамы установлен следующий режим штамповки: нагрев целой полосы до 900—1000° и правка при температуре не ниже 600°.

От действия нагрузки на тележку верхний пояс рамы стремится сдвинуться относительно среднего пояса в местах прикрепления обоих поясов к буксам. Для разгрузки болтов, крепящих буксы, от усилий среза концы среднего пояса загибают, благодаря чему образуются упоры для верхнего пояса. Иногда эти упоры изготовляют приваркой к среднему поясу специальных планок. На некоторых тележках вместо упоров применяются разгрузочные валики, которые входят в соответствующие отверстия верхнего и среднего поясов между буксовыми болтами. Пояса боковой рамы соединяют друг с другом по концам буксами, а в средней части — болтами, пропущенными через две литые колонки.

Шкворневую балку делают усиленной, для чего по всей ее длине ставят боковые листы; в балке старой конструкции листы оканчиваются у ребер наконечников или наличников. Толщина боковых листов увеличена с 8 до 10 мм. Для повышения жесткости балки в средней части под шкворневым пятником приварены крестообразно (в продольном и поперечном направлениях) усиливающие ребра с вырезами для прохода шкворня. Подпятник плоский, поэтому он обеспечивает большее возвращающее усилие при поперечной качке, чем сферический подпятник. Приварка подпятников запрещена; их нужно прикреплять клепкой.

Тележки с базой 1800 мм и колесами диаметром 950 мм могут быть подкатаны под вагон взамен тележек с базой 1905 мм и колесами диаметром 1050 мм. В связи с этим устанавливают на подпятник временные прокладки толщиной 50 мм. Тележки с базой 1750 мм могут быть допущены в эксплуатацию только с колесами диаметром не более 900 мм.

На фиг. 184 показана тележка с комбинированным рессорным подвешиванием, представляющая улучшенную и усиленную конструкцию обычной поясной тележки. Известно, что в поясной тележке нагрузка от рессор передается непосредственно на пояса рамы, и в результате здесь возникают, кроме нормальных напряжений растяжения или сжатия, еще доба-

вочные напряжения изгиба. В тележке с комбинированным рессорным подвешиванием эти добавочные напряжения отсутствуют, так как здесь нагрузка передается не на самые стержни, а на узлы их соединения. Это достигнуто введением особой детали — распределительной балки, уложенной на среднем поясе боковой рамы. Для того чтобы нагрузка от распределительной балки передавалась только на узлы рамы, балка имеет внизу в месте прохода болтов две опорные плоскости; остальная часть ее нижней поверхности приподнята над поясом рамы на 5 мм.

Поясная тележка обычной конструкции обладает следующими недостатками (помимо такого существенного недочета, как возникновение добавочного напряжения изгиба):

- 1) в тех случаях, когда применяются только пружины без внутреннего трения, возникают гармонические колебания;
- 2) отсутствуют поглотители колебаний — амортизаторы;
- 3) недостаточна гибкость рессор, что при больших толчках вызывает большие вертикальные ускорения.

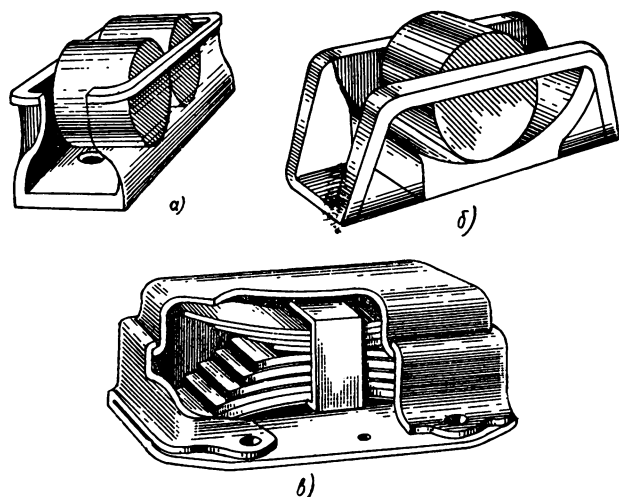
Продолжительный опыт применения поясных тележек грузовых вагонов показал в эксплуатации целый ряд их конструктивных недостатков: появление трещин в поясах боковых рам в местах перегиба и у отверстий в колонках для болтов; ослабление и обрыв болтов у колонок и букс и износ отверстий для них; частые поломки надрессорных балок шпренгельного типа; поломку поперечных нижних связей в средней части и у опор и наличие продолжительных незатухающих колебаний высокой частоты у тележек с пружинным подвешиванием.

Несмотря на неоднократные изменения и улучшения в конструкции поясных тележек, они работают неудовлетворительно и должны быть заменены тележками с литыми стальными боковыми рамами. Для восприятия нагрузки от пятника шкворневой балки кузова на шкворневой балке тележки установлен подпятник. Подпятники бывают с плоской рабочей поверхностью и со сферической. Последние лучше распределяют нагрузку, но не обладают способностью возвращения кузова в первоначальное положение при боковой качке.

В грузовых вагонах ставятся подпятники с плоской рабочей поверхностью. Подпятники со сферической рабочей поверхностью устанавливают на пассажирских вагонах, имеющих упругие переходные площадки для затухания боковой качки при наличии возвращающих

устройств. Между подпятником и верхней плоскостью шкворневой балки тележки в пассажирских вагонах с успехом применяют резиновые прокладки. Это должно найти себе место и в грузовых вагонах.

Скользуны с роликами, вращающимися в боковых опорных цапфах, являются фактически скользунами трения скольжения (в цапфах). В эксплуатации такие скользуны требуют внимательного ухода и смазки в цапфах, так как при отсутствии смазки работают хуже обыкновенных. Ролики с измененной конструкцией боковых опорных цапф работают значительно лучше указанных выше (фиг. 187, а, б). Роликовые скользуны необходимо ставить на резиновые прокладки или на поглощающий скользун с рессорами или пружинами (фиг. 187, в).



Фиг. 187. Скользуны тележек:

а — с двумя роликами; б — с одним роликом;
в — упругий скользун.

Такая конструкция скользунуов допускает свободное вписывание тележек в кривые, уменьшает сопротивление при движении вагона и износ ребр и рельсов при набегании колесных пар в кривых пути. Кроме того, уменьшение зазоров между скользунами тележки и кузова приводит к снижению боковой качки грузовых вагонов.

Действие большой нагрузки на скользун при прохождении кривых от центробежной силы при одновременном действии силы ветра заставляет перейти на улучшенную конструкцию скользунуов в грузовых и пассажирских вагонах.

Многоосные тележки. Увеличение грузоподъемности вагонов открытого типа до 150 т и более при сохранении наибольшей допускаемой

по всей сети железнодорожной нагрузки от оси на рельс 20,5 т потребовало постройки трехосных, четырехосных и шестиосных тележек.

Общий вид трехосной тележки для вагонов грузоподъемностью 90—100 т показан на фиг. 188.

Тележка имеет сочлененные боковые рамы. Левая часть боковой рамы (по чертежу) соединяет буксы левой и средней колесных пар, как это делается в обычных двухосных тележках. Правая часть боковой рамы тележки опирается одним концом на буксу правой оси, другим — при помощи шарнира с верхней дополнительной балкой. Последняя своим правым концом опирается на середину правой части боковой рамы тележки, а левым концом охватывает левую часть боковой рамы и передает нагрузку на надрессорную балку левой части тележки. Обе надрессорные балки (левая и правая) соединены между собой продольными балками. В середине надрессорной балки тележки находится поперечная балка усиленной конструкции, на которой размещены подпятник и скользуны. Таким образом надрессорные балки тележки распределяют нагрузку от кузова: $\frac{2}{3}$ на наружные колесные пары и $\frac{1}{3}$ на внутреннюю пару, т. е. поровну на все три колесные пары. Схема распределения нагрузки между колесными парами показана на фиг. 189.

Если на подпятник тележки действует нагрузка P , то нагрузка на каждую ось тележки будет

$$A = \frac{1}{2} \cdot \frac{P}{2} + \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{P}{2} = \frac{P}{3};$$

$$B = \frac{1}{2} \cdot \frac{P}{2} + \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{P}{2} = \frac{P}{3};$$

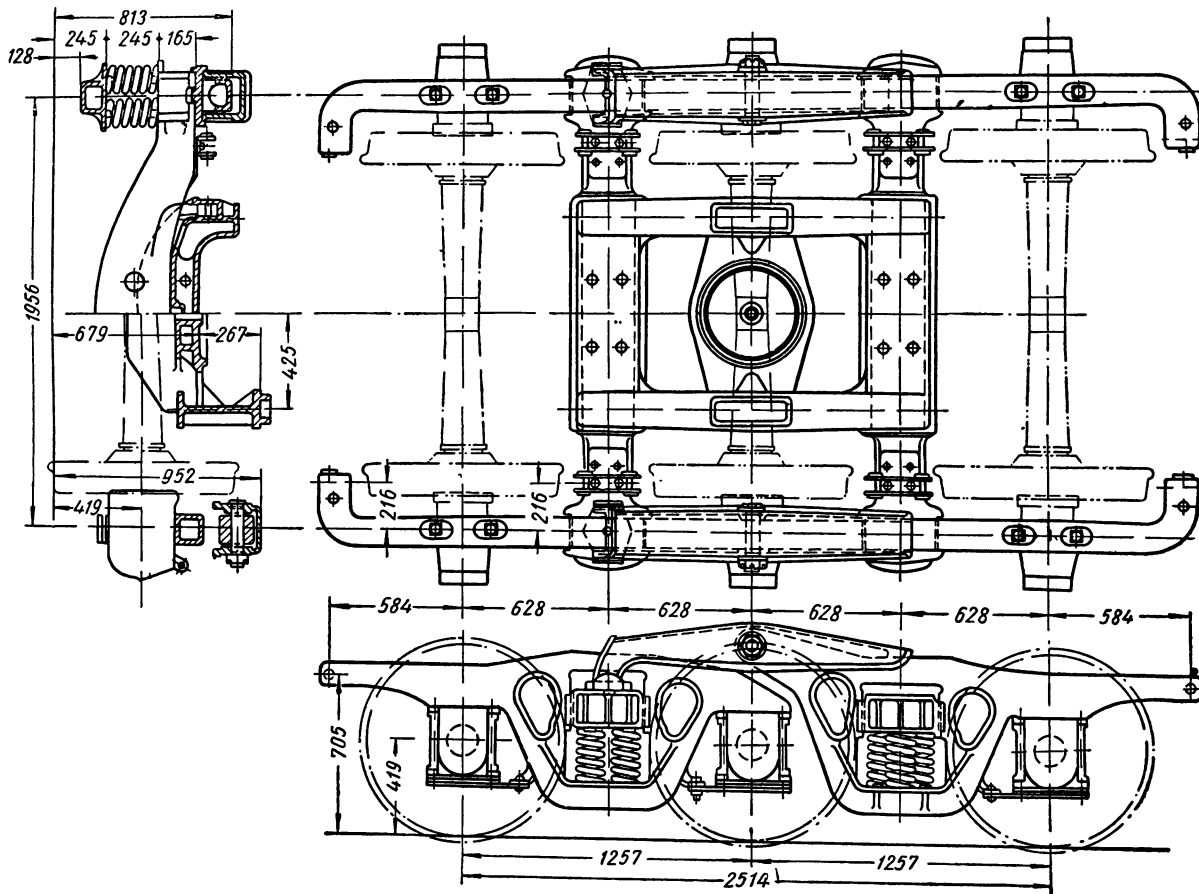
$$C = \frac{2}{3} \cdot \frac{P}{2} = \frac{P}{3}.$$

Таким образом, равномерность распределения нагрузки на каждую ось достигается выбранной длиной плеч и соответствующей упругостью пружин. Рессорное подвешивание у трехосных тележек одинарное, состоящее из цилиндрических пружин. Тележки четырехосные и шестиосные обычно изготавливаются в виде комбинирования двух, трех и т. д. двухосных или трехосных тележек в одну систему. Это обеспечивает свободное прохождение кривых пути и лучшее вписывание, чем у многоосных тележек с жесткой большой базой. На фиг. 190 показан общий вид четырехосной тележки для транспортеров грузоподъемностью 80 т, а на фиг. 191 изображена комбинированная шестиосная тележка для транспортеров грузоподъемностью 150 т.

Основой конструкции обеих тележек является двухосная тележка с базой 1800 мм и с поясными боковыми рамами. В настоящее время пояссные рамы заменяются стальными литыми боковыми рамами.

В обычных пассажирских вагонах поездов пригородных или дальнего следования применение трехосных тележек нецелесообразно и не

При отсутствии зазоров и смазки происходит заедание скользунов. Если же зазоры слишком велики, возрастает сила удара вагона при боковой качке: это может привести к поломке боковых рам тележек. Для регулировки величины зазоров ставят в коробки скользуна прокладки толщиной 3 мм — не более 3 шт. в каждую коробку.



Фиг. 188. Трехосная грузовая тележка.

вызывается необходимостью. Только в специальных вагонах, как, например, в динамометрическом вагоне, имеющем тяжелое оборудование, и в других спецвагонах ставят трехосные тележки ввиду превышения нагрузки оси на рельс более 18 т.

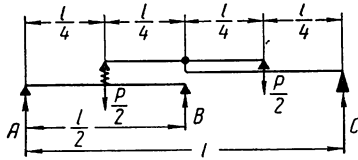
При сборке тележки необходимо обязательно проверить зазоры между ее скользунами и скользунами кузова. У порожнего грузового вагона сумма зазоров по каждой тележке должна быть равна 16 ± 4 мм. Наименьший зазор у одной пары скользунов (с одной стороны) допускается 5 мм, а наибольший — 15 мм.

Рессорный комплект тележки, показанный на фиг. 183, состоит из двух гнезд рессорных пружин. В каждый комплект входит десять цилиндрических пружин — пять наружных и пять внутренних. Гибкость полного рессорного комплекта равна 0,55 мм. Статический прогиб от тары составляет $0,555 \cdot 7,18 = 3,985 \approx 4$ мм, а прогиб под нагрузкой 60 т равен $0,555 \cdot 37,18 \approx 21$ мм. Высота комплекта (без учета толщины планок): под тарой вагона $210 - 4 = 206$ мм, а под нагрузкой 60 т $210 - 21 = 189$ мм.

Для фабричной высоты пружин допускается отклонение от чертежной в пределах ± 4 . Это

необходимо иметь в виду при замерах высоты пружин под вагонами.

Ниже приводятся некоторые отклонения от



Фиг. 189. Распределение нагрузки в трехосной тележке.

чертежных размеров, допускаемые при сборке тележки:

1) по длине базы тележки, измеренной между центрами осей, ± 5 мм;

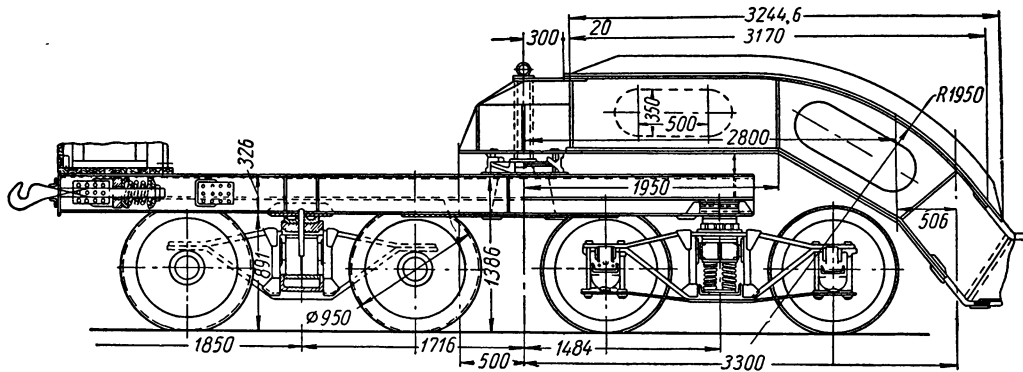
5) сдвиг триангеля с колодками по бандажу — до 6 мм;

6) сдвиг пятника от середины шкворневой балки в ту или другую сторону — до 1,5 мм (середины шкворневой балки определяют на половине расстояний между серединами наличников);

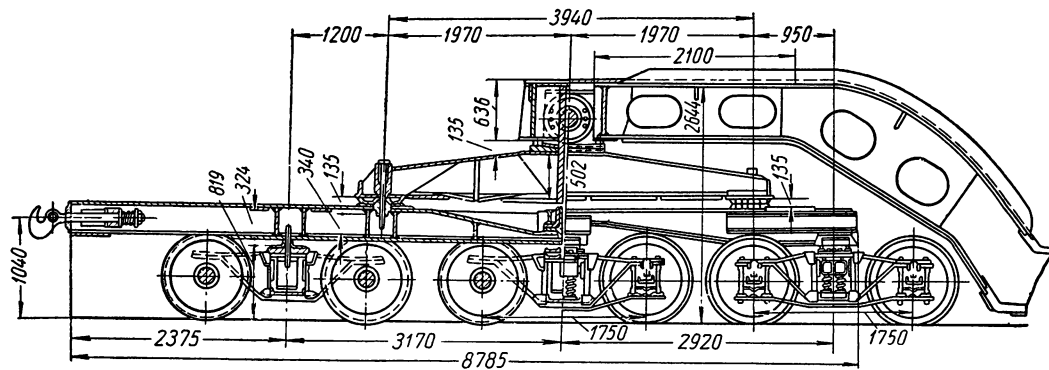
7) суммарный зазор между наличниками, шкворневой балкой и колонками боковой рамы — от 3 до 6 мм.

Тележки грузовых вагонов различных конструкций. В связи с повышением нагрузки грузовых вагонов и увеличением скорости грузового движения появились тележки различных новых конструкций.

Испытание тележек показало, что включение в систему рессорного подвешивания амортиза-



Фиг. 190. Четырехосная грузовая тележка.



Фиг. 191. Шестиосная грузовая тележка.

2) по разности расстояний между центрами осей, измеренных с обеих сторон тележки, — не более 2 мм;

3) местные зазоры в местах прилегания колонок и букс к поясам тележки — не более 1 мм;

4) местные зазоры между колонками и поперечной связью — не более 4 мм;

торов двустороннего действия дает известный эффект только при низких и средних скоростях: уменьшается амплитуда вертикальных колебаний и число колебаний падает до полного затухания. Для скоростного движения необходимо иметь такую систему рессорного подвешивания и такие амортизаторы, которые прежде всего

обладали бы высокой чувствительностью к действию толчков от неровностей пути и неровностей ходовых частей вагона. Для быстрого гашения колебаний в рессорном подвешивании в амортизаторах должна происходить определенная работа трения. Количество поглощаемой энергии должно быть в более строгих пределах, чем у тележек, работающих при невысоких скоростях.

Из всех испытанных тележек наибольший интерес представляют тележки, рассматриваемые ниже.

Тележки с параллельно работающими рессорами. Одна из таких тележек показана на фиг. 192. Ее конструкция резко отличается от устаревшей конструкции грузовой тележки. Боковая рама представляет собой полную изогнутую балку, отлитую вместе с буксами. По форме и расположению боковая рама напоминает балансир пассажирской тележки с одним продольным балансиром. Место для пружин устроено в верхней части рамы, что дает возможность устанавливать надрессорную балку простым опусканием ее на пружины. В результате упрощается монтаж тележки. Конструкция тележки позволяет не ограничивать высоту пружин и устраняет опасность ударов надрессорной балки о верхнюю часть боковой рамы. Увеличенная высота пружин, которые в то же время обладают повышенной гибкостью, является преимуществом данной конструкции.

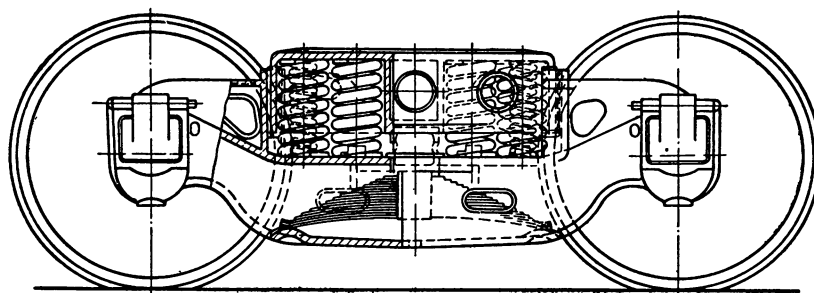
Надрессорная балка удлинена до 915 мм, причем ее концы уширены, что позволяет применять пружины большего диаметра и сообщать надрессорной балке повышенную устойчивость. Благодаря этому ход вагона становится более спокойным. В боковую раму вставлена листовая рессора, которая своими концами опирается на два выступа, сделанных по концам рамы. Нагрузка от конца надрессорной балки на хомут рессоры передается плунжером, проходящим внутри боковой рамы (в ее верхней полке).

Рессорный комплект одной стороны тележки состоит из четырех наружных и двух внутренних пружин и одной листовой незамкнутой рессоры. Жесткость комплекта равна 372 кг/мм. Надрессорная балка тележки прежде чем лечь на пружины сжимает листовую рессору на 6,35 мм.

Диаграмма прогибов тележки рессорного комплекта показана на фиг. 193.

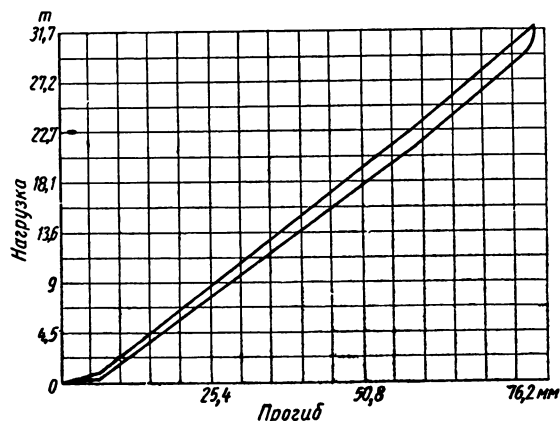
При испытаниях эта тележка показала удовлетворительные ходовые качества как на главной линии, так и на второстепенных путях при скоростях до 136 км/час.

На фиг. 194 изображена тележка, которая отличается от тележки старой конструкции системой рессорного подвешивания и конструкцией надрессорной балки. Рессорный комплект одной стороны тележки состоит из четырех двухрядных пружин и двух листовых рессор. Пружины размещены так же, как и ранее (т. е. на нижнем поясе боковой рамы); листовые рессоры расположены попарно внутри концов над-



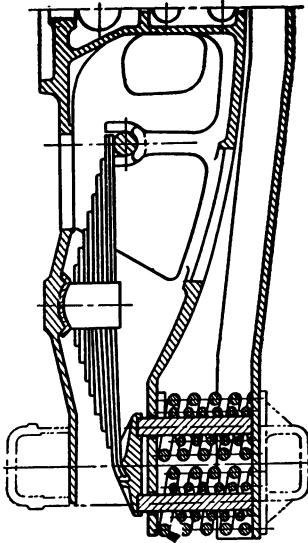
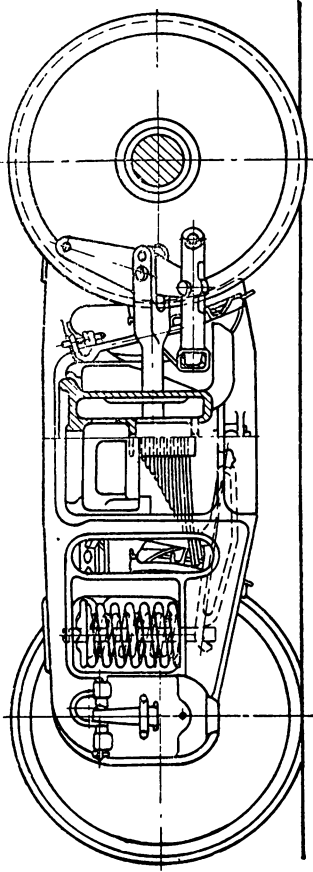
Фиг. 192. Двухосная грузовая тележка с двойным рессорным подвешиванием.

рессорной балки. Нагрузка на рессоры передается непосредственно от надрессорной балки, причем она воспринимается хомутами рессор. Один конец рессоры опирается на стойку, от-

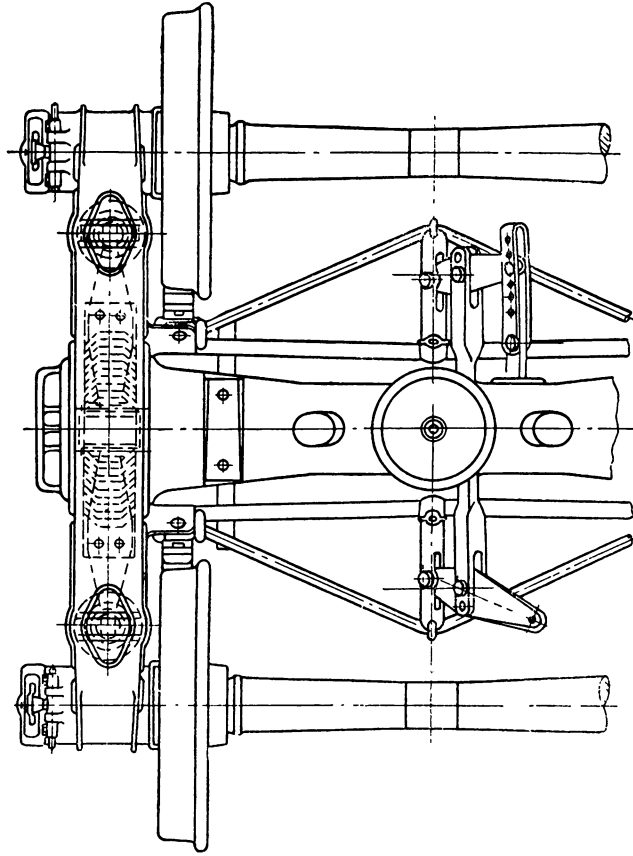


Фиг. 193. Диаграмма прогибов тележки.

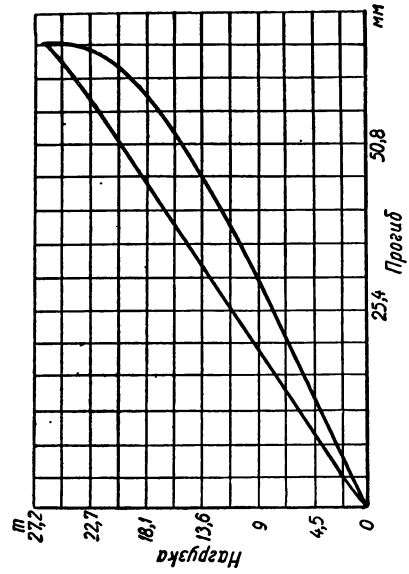
литую вместе с надрессорной балкой, а другой (внешний) конец покоится на опорной плите. Последняя помещена на вертикальных стойках, опирающихся на нижний пояс боковой рамы



Фиг. 194. Тележка грузовых вагонов.



Фиг. 196. Тележка грузовых вагонов.



Фиг. 195. Диаграмма прогибов тележки (к фиг. 194).

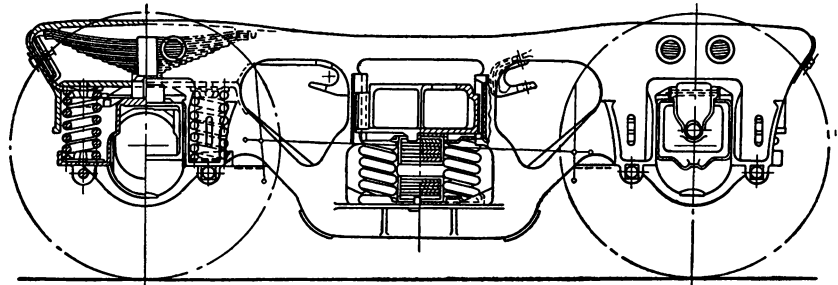
тележки. Жесткость рессорного комплекта равна 312 кг/мм.

Диаграмма прогибов полного рессорного комплекта одной стороны тележки показана на фиг. 195.

При испытаниях тележка показала удовлетворительные ходовые качества при всех нагрузках и всех скоростях.

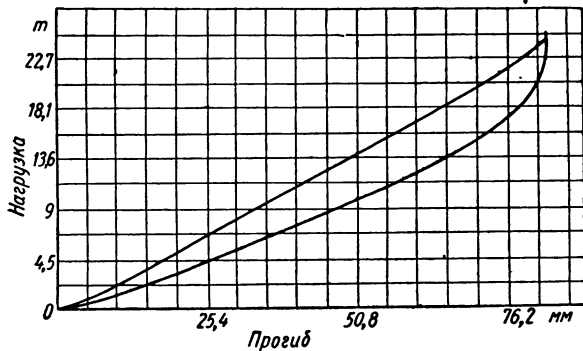
Тележка грузового вагона с последовательной работой рессор (фиг. 196). Рессорный комплект этой тележки состоит из двух двухрядных пружин и одной листовой рессоры. Так как пружины и рессора работают последовательно, то они образуют двойное рессорное подвешивание. Пружины размещены в проемах боковой рамы тележки вблизи буксовых коробок, причем через них пропущены подвески, связанные посредством балансиров с концами листовой рес-

Эта тележка при испытаниях обнаружила очень хорошие ходовые качества при всех скоростях и нагрузках как на главной линии, так и на подъездных путях.



Фиг. 198. Тележка грузовых вагонов.

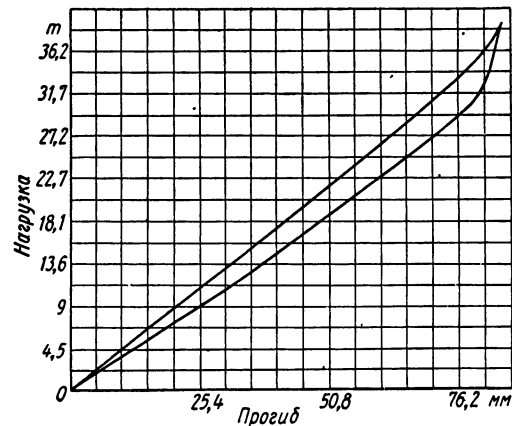
Тележка грузового вагона с подрессоренной боковой рамой, отлитой отдельно от букс (фиг. 198). Боковая рама тележки и надрессорная балка по конструкции очень схожи с аналогичными деталями обычной тележки грузовых вагонов. Буксовые рессоры работают последовательно с рессорным комплектом среднего проема боковой рамы, состоящим из четырех пружин и одной листовой рессоры, работающих параллельно. В надбуксовый рессорный комплект входят две пружины и одна листовая незамкнутая рессора, также работающие параллельно. Жесткость рессорного комплекта одной стороны тележки равна 412 кг/мм.



Фиг. 197. Диаграмма прогибов тележки (к фиг. 196).

соры. При таком размещении пружин, балансиров и рессоры прогиб пружин передается надрессорной балке в половинном размере, что позволяет применять пружины с гибкостью в 2 раза большей обыкновенных. Листовая рессора воспринимает $\frac{1}{4}$ полной нагрузки кузова. Половина этой нагрузки передается на середину балансира и распределяется поровну на пружину и на шарнирную точку опоры балансира на боковой раме. Жесткость рессорного комплекта одной стороны тележки равна 246 кг/мм.

Диаграмма прогибов тележки рессорного комплекта показана на фиг. 197.



Фиг. 199. Диаграмма прогибов тележки (к фиг. 198).

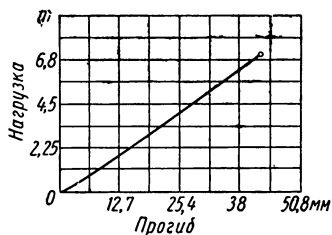
Диаграмма прогибов тележки рессорного комплекта одной стороны представлена на фиг. 199.

§ 52. АМОРТИЗАТОРЫ В ДВУХОСНЫХ ТЕЛЕЖКАХ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

Предпосылки к применению амортизаторов. Назначение рессор в железнодорожных вагонах — поглощать энергию толчков. Цель, преследуемая идеальным рессорным подвешиванием, — полное поглощение энергии толчков, необходимое для того, чтобы сделать вертикальные и горизонтальные перемещения кузова вагона минимальными.

В грузовых тележках рессорное подвешивание вначале состояло из двухрядных пружин — по четыре на каждой стороне. Такой тип подвешивания на железных дорогах отвечал условиям эксплуатации, существовавшим примерно до 1925 г. Когда же скорости и нагрузки начали резко возрастать, поломки пружин, которые раньше происходили в единичных случаях, стали массовым явлением. Попытки усилить мощность пружин увеличением диаметра витков и числа пружин (вместо четырех пружин стали применять на одной стороне тележки пять, а затем шесть пружин) не дали ожидаемых результатов. Увеличение мощности пружин сопровождалось повышением жесткости рессорного комплекта, что приводило к сильной тряске и увеличению вертикальных ускорений кузова.

Все эти обстоятельства заставили конструкторов вагоностроения искать иных путей усовершенствования рессорного комплекта. Исследованиями было обнаружено, что особенно сильные колебания кузова происходят при некоторых определенных скоростях движения вагона; с изменением скорости в большую или меньшую сторону колебания уменьшаются. Полное сжатие пружин (до соприкосновения витков) в указанных исследованиях происходило при дополнительной динамической нагрузке, равной примерно 210% статической нагрузки.

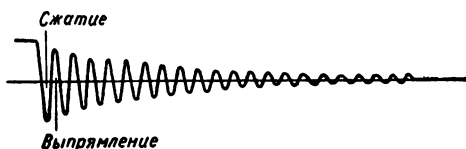


Фиг. 200. Диаграмма прогибов пружины.

ризует линейную зависимость между прогибами и нагрузками), показывающая, что линия сжа-

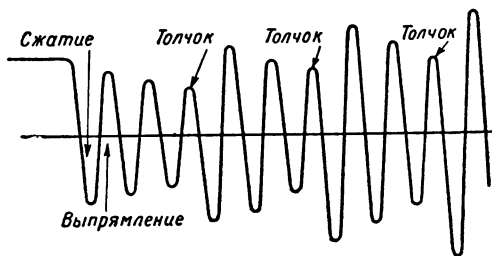
тая пружина является аккумулятором затраченной на сжатие энергии. На фиг. 200 изображена диаграмма прогибов обычной пружины (она представляет собой прямую линию, которая характе-

тия и линия выпрямления совпадают. Если сообщить такой пружине свободные колебания, то они будут затухать крайне медленно (фиг. 201). Если же во время свободных коле-



Фиг. 201. Затухающие колебания пружины.

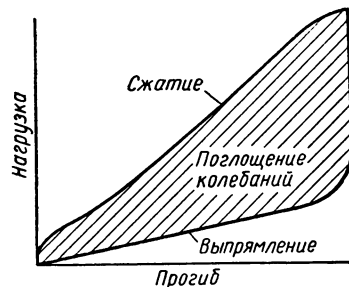
баний давать пружине дополнительные толчки, амплитуда начнет возрастать, при этом пружина может дойти до полного сжатия, как показано на фиг. 202.



Фиг. 202. Полное сжатие пружины.

При ритмичности толчков возможно возникновение резонанса.

Для уменьшения амплитуды колебаний и уменьшения числа колебаний до полного затухания стали применять различного рода амортизаторы. Рессорный амортизатор не только аккумулирует подводимую к нему при сжатии энергию; часть энергии он поглощает, т. е. при выпрямлении отдает меньше энергии, чем получил при сжатии. Эта часть энергии расходуется на работу трения.

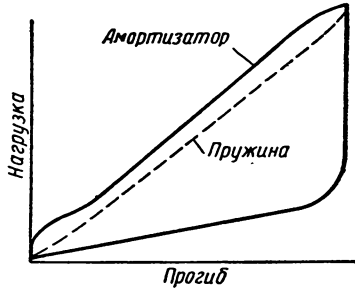


Фиг. 203. Диаграмма работы поглощающего аппарата.

На фиг. 203 показана диаграмма работы поглощающего аппарата (амортизатора) при сжа-

тии и выпрямлении. Заштрихованная площадь выражает количество погашенной амортизатором энергии.

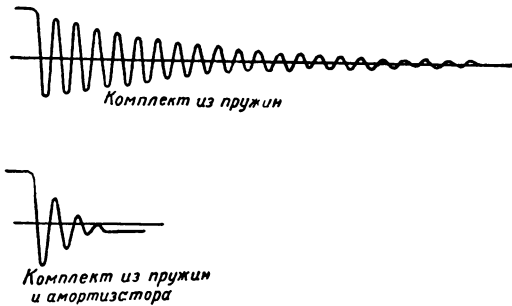
На фиг. 204 изображена сравнительная диаграмма работы пружины и амортизатора. Она



Фиг. 204. Сравнительная диаграмма работы пружины и амортизатора.

показывает, что в начале сжатия некоторое повышение нагрузки не дает прогиба амортизатора. При работе такого амортизатора под кузовом вагона начало сжатия сопровождается толчком, вызывающим дополнительные вертикальные ускорения кузова. В тележках грузовых вагонов такой амортизатор, кроме того, уменьшает гибкость рессорного комплекта, которая и без того невелика.

На фиг. 205 показана диаграмма свободных колебаний комплекта пружин без амортиза-



Фиг. 205. Колебания пружин и амортизатора.

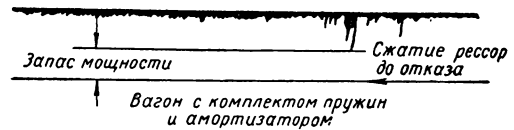
тора и комплекта пружин с амортизатором. На фиг. 206 представлена диаграмма хода грузового вагона с пружинами без амортизатора и пружинами с амортизатором.

Конструкции амортизаторов. Существуют амортизаторы фрикционные, гидравлические, пневматические и смешанные. По принципу действия они разделяются на амортизаторы одностороннего действия и амортизаторы дву-

стороннего действия. При амортизаторах одностороннего действия энергия в момент удара на стыке рельсов поглощается только рессорным комплектом. Амортизатор вначале не работает, он вступает в действие только после того, как пружины начинают выпрямляться. Наоборот, амортизаторы двустороннего действия при ударе на стыке поглощают



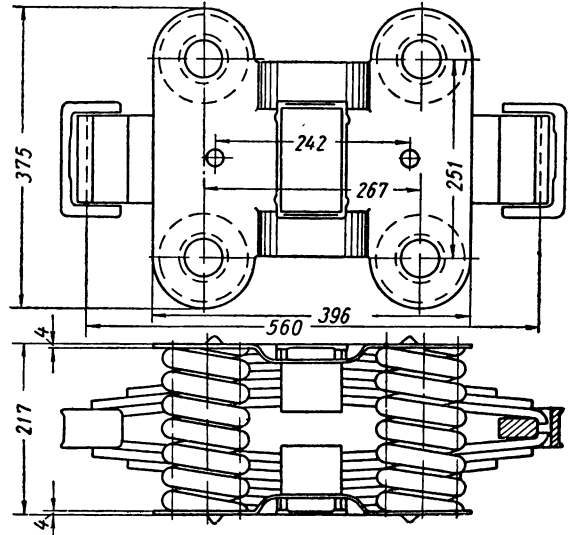
Вагон с комплектом пружин



Фиг. 206. Колебания вагона.

часть получаемой ими энергии. Эти амортизаторы разделяются на одинаково действующие (усилие при прямом ходе такое же, как при обратном ходе) или различно действующие (при прямом ходе усилие меньше, чем при обратном).

Эллиптические рессоры. Применяются в тележках грузовых вагонов для гашения колебаний. Устройство рессорного комплекта с та-

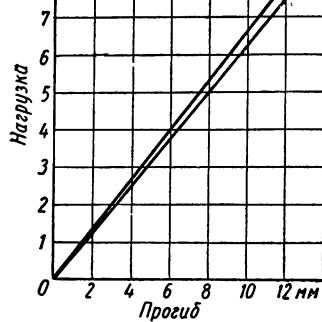


Фиг. 207. Комплект рессорного подвешивания тележки.

кими рессорами показано на фиг 207. При ударе на стыке часть возбуждаемой энергии поглощается трением между листами рессоры. При

частых колебаниях рессоры во время движения вагона трение, а следовательно, и гашение колебаний уменьшается.

Эллиптические рессоры обладают тем недостатком, что они увеличивают жесткость рессорного комплекта и вызывают дополнительные вертикальные ускорения кузова вагона.

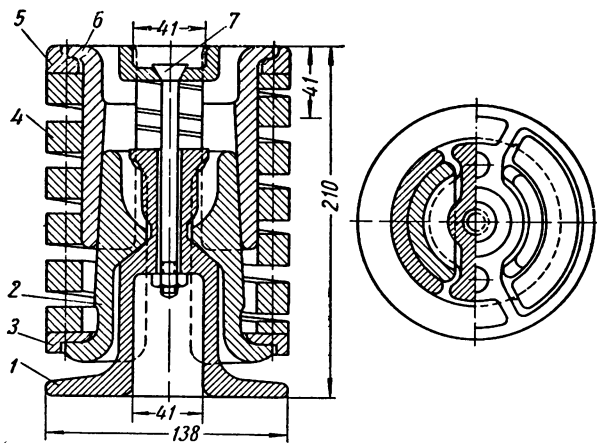


Фиг. 208. Диаграмма прогибов эллиптической рессоры.

Диаграмма прогибов рессорного комплекта представлена на фиг. 208.

Амортизатор, заменяющий в рессорном комплекте одну двойную пружину (фиг. 209). Круглая опорная плита 1 имеет конический хвостовик, на который опираются два нижних полукруглых фрикционных клина 2.

Внизу клиньев расположено кольцо 3, служащее опорой для пружины 4 (из стали квадратного сечения). Вверху устроено кольцо 5, которое является опорой для двух верхних полукруглых фрикционных клиньев 6. Все детали стянуты болтом 7.



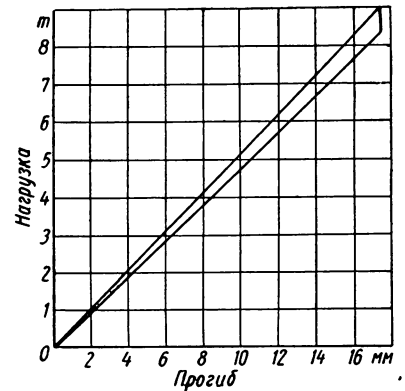
Фиг. 209. Амортизатор:

1—опорная плита; 2—фрикционный клин; 3—кольцо; 4—пружина; 5—опорное кольцо; 6—верхний клин; 7—болт.

Амортизатор работает параллельно с пружинами тележки. Требуемая сила нажатия на трущиеся поверхности получается в результате вертикального давления пружины, действу-

щей на заплечики нижних фрикционных клиньев. Последние стремятся сдвинуться по опорному конусу наружу и повернуться вокруг точки опоры, что вызывает прижатие нижних клиньев к верхним, создавая необходимую нормальную силу для возникновения трения.

Диаграмма прогибов рессорного комплекта одной стороны тележки показана на фиг. 210, а характеристики даны в табл. 66 и 67.



Фиг. 210. Диаграмма прогибов тележки.

Таблица 66

Характеристика рессорного комплекта

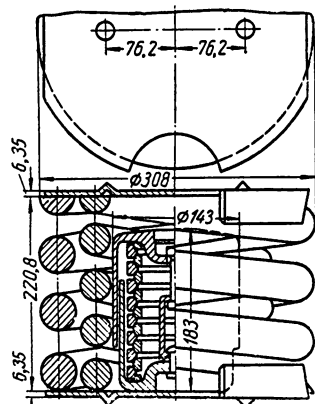
Пружина	Число рас- четных вит- ков	Диаметр стали в мм	Радиус пру- жины в мм	Гибкость пружины в т/мм	Жесткость пружины в кг/мм	Гибкость комплекта в т/мм	Жесткость комплекта в кг/мм
Наружная	4,5	30,02	54,0	7,1	141	1,8	556
Внутрен- няя . .	9,5	15,875	28,5	27,1	36,1		
Эллипти- ческая .	Число ли- стов 6+6	Сече- ние 114,2× ×11,12	Хорда 558	4,96	201,8		

Таблица 67

Характеристика рессорного комплекта

Пружина	Число рас- четных вит- ков	Диаметр стали в мм	Радиус пру- жины в мм	Гибкость пружины в т/мм	Жесткость пружины в кг/мм	Гибкость комплекта в т/мм	Жесткость комплекта в кг/мм
Наружная	4,5	30,02	54,0	7,1	141	1,98	505,0
Внутрен- няя . .	9,5	15,875	28,5	27,7	36,1		
Амортиза- тор . .	4,5	Сече- ние 19,1× ×19,1	59,5	21,78	45,9		

Фрикционный амортизатор одностороннего действия (фиг. 211). Применяется в составе рессорного комплекта, который состоит из наружной пружины большего диаметра и внутренней пружины меньшего диаметра. Между ними помещается кольцевая фрикционная пружина, которая и является амортизатором. Фрикционная пружина имеет несколько меньшую фабричную высоту, чем остальные две пружины, поэтому при сжатии рессорного комплекта она включается в работу после того, как эти пружины получили прогиб величиной 38 мм. Таким образом, при ударе на стыке энергия сначала поглощается пружинами без трения.



Фиг. 211. Фрикционный амортизатор одностороннего действия.

Такой рессорный комплект обладает переменной гибкостью и имеет две степени жесткости. При прогибе рессорного комплекта до 38 мм жесткость составляет 154,4 кг/мм. Нагрузка, соответствующая прогибу величиной 38 мм, равна 5860 кг.

Такой рессорный комплект обладает переменной гибкостью и имеет две степени жесткости. При прогибе рессорного комплекта до 38 мм жесткость составляет 154,4 кг/мм. Нагрузка, соответствующая прогибу величиной 38 мм, равна 5860 кг.

Диаграмма прогибов рессорного комплекта одной стороны тележки изображена на фиг. 212, а характеристика дана в табл. 68.

Таблица 68

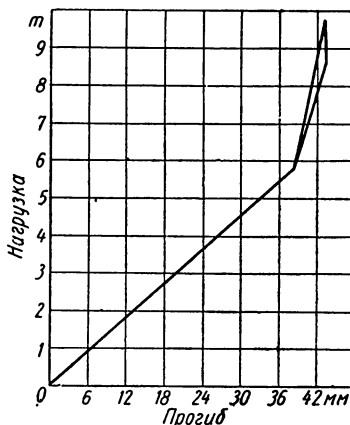
Характеристика рессорного комплекта

Пружина	Число расчетных витков	Диаметр стали в мм	Радиус пружины в мм	Гибкость пружины в т/мм	Жесткость пружины в кг/мм	Гибкость комплекта в т/мм	Жесткость комплекта в кг/мм
Наружная	2,5	44,5	131,75	41,7	85,4	6,46 1,77	154,4 565
Внутренняя	3,5	35,0	90,5	14,5	69,0		
Амортизатор	16	—	—	2,436	410,6		

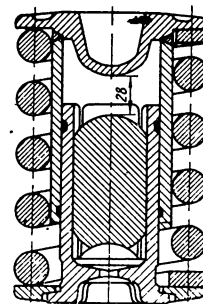
Примечание. В числителе величины гибкости и жесткости при прогибе 38 мм, в знаменателе — максимальные значения гибкости и жесткости.

Амортизатор с резиновым элементом (фиг. 213). Между коленчатыми фрикционными рычагами помещена резиновая прокладка, сопри-

касающаяся с нижней плоскостью верха опорной плиты. Как только сжатие достигает величины, большей 28 мм, внутренний выступ в верхней части фрикционного цилиндра нажи-



Фиг. 212. Диаграмма прогибов тележки.

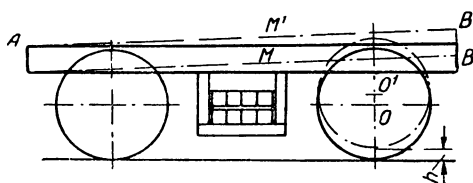


Фиг. 213. Амортизатор с резиновым элементом.

мает на резину. Последняя раздается в стороны и прижимает вертикальные плечи коленчатых рычагов к вертикальным стенкам цилиндра. В результате сила трения между цилиндром и рычагами возрастает.

§ 53. ПАССАЖИРСКИЕ ДВУХОСНЫЕ ТЕЛЕЖКИ С ДВОЙНЫМ И ТРОЙНЫМ РЕССОРНЫМ ПОДВЕШИВАНИЕМ И ИХ ДЕТАЛИ

Тележки с двойной системой рессорного подвешивания. Эти тележки применяются в пассажирских вагонах. Одну из систем рессор располагают в средней части тележки между двумя поперечными брусками исходя из следующих соображений. Когда тележка при движении вагона проходит через стык, колесо первой колесной пары приподнимается на некото-



Фиг. 214. Перемещения рамы тележки.

рую величину h (фиг. 214). При отсутствии рессоры в средней части тележки средняя точка M опоры кузова переместилась бы в точку M_1 ,

т. е. на расстояние, равное $\frac{h}{2}$. При наличии рессоры это расстояние уменьшается, и в результате так называемое галоширование кузова становится менее ощутимым.

Тележки с двойным рессорным подвешиванием обычно устраивают с люльками. Люлька состоит из двух брусьев, между которыми помещаются эллиптические рессоры, нижний брус прикреплен к раме на прямых или наклонных подвесках. Благодаря такому устройству смягчается боковая качка вагона, так как всякое поперечное перемещение тележки передается на шкворень ослабленным действием люльки.

Передачей груза кузова через люльку осуществляется первая степень рессорного подвешивания; вторая степень достигается обычным способом подвешивания рамы тележки на рессорах. Последние прикрепляются к буксам непосредственно или же через балансиры.

Тележка с продольным балансиrom между буксами (фиг. 215). Кузов вагона опирается на люльку, которая состоит из верхнего (надрессорного) и нижнего (подрессорного) брусьев. Верхний брус опирается своими концами на эллиптические рессоры, поставленные на нижний брус. На надрессорном брусее имеется подпятник (изготавливается обычно из литой стали), кроме того, на нем устроены скользуны, на которые при наклоне кузова опираются скользуны, укрепленные на раме вагона. Вес кузова передается тележечной раме через надрессоренный брус, эллиптические рессоры, нижний люльечный брус, подвески и поперечные скрепления (средние поперечные балочки). Вторая степень подвешивания осуществляется следующим образом: от рамы тележки нагрузка передается пружинами к балансирам, а последние своими концами передают нагрузку на верхние части букс.

Спокойному ходу способствует независимость колебаний кузова от малых колебаний тележки. Для сокращения колебаний люльки и смягчения боковых ударов от неровностей пути ставят комплекты пружин, из которых каждый представляет собой четыре или две пружины, вложенные одна в другую. Вес кузова должен передаваться исключительно на подпятник, между скользунами рамы вагона и люльечного бруса должен быть зазор 2 мм. Учитывая неизбежный прогиб бруса при опускании кузова, необходимо первоначальную величину зазора принять 3—5 мм.

Теоретический вес тележки 6101,2 кг при металлическом концевом брусее и 5786,2 кг при деревянном.

Такие тележки в СССР вновь больше не строят, но они часто встречаются в вагонах, обращающихся на наших железных дорогах. Эти тележки, обладая сравнительно спокойным и мягким ходом, вместе с тем имеют серьезные недостатки.

1) форма балансира не позволяет увеличивать расстояние между комплектами пружин, что необходимо для повышения устойчивости тележечной рамы;

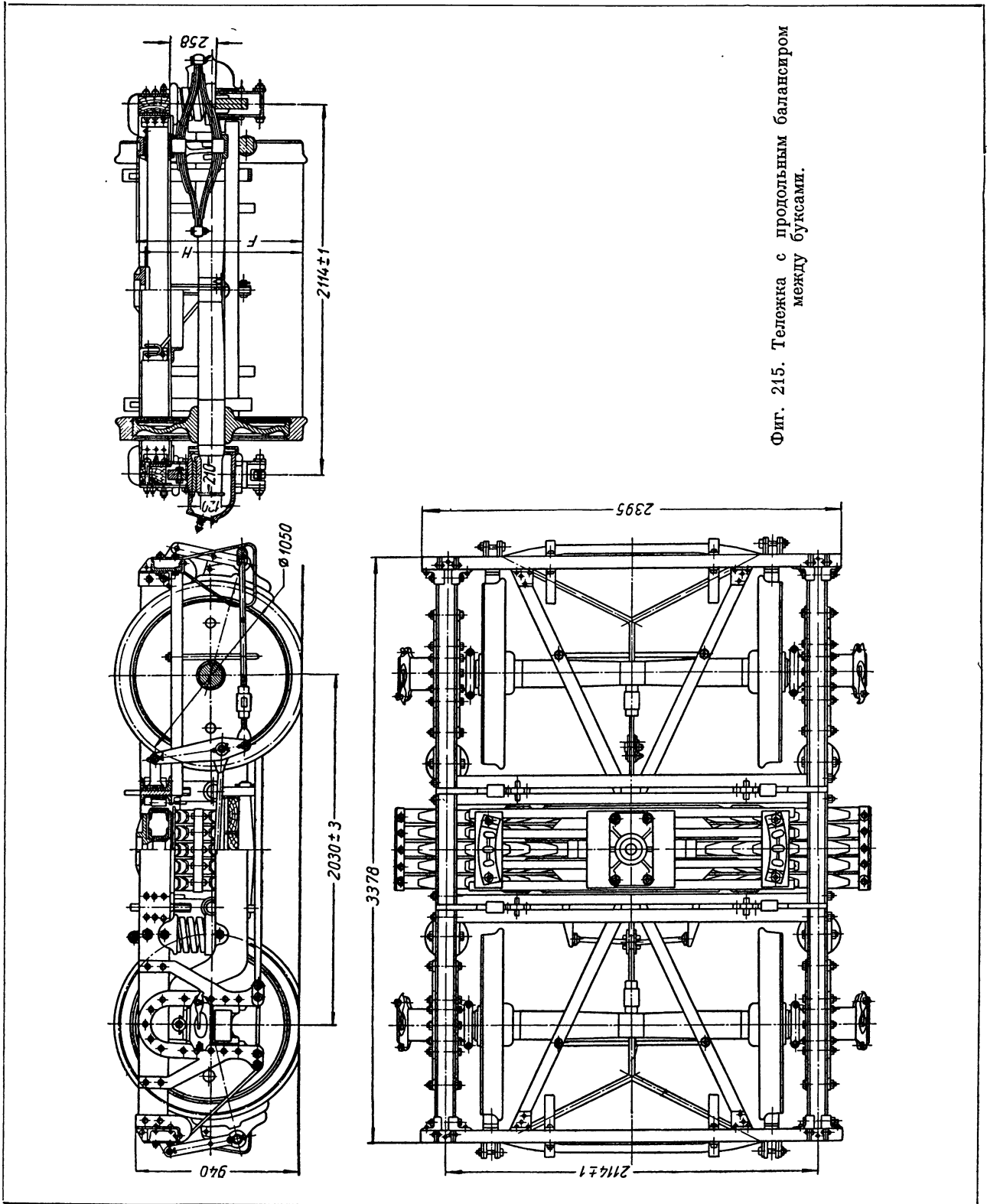
2) нагрузка от балансира передается на буксы эксцентрично, что вызывает их перекос и дополнительный износ буксовых направляющих;

3) балансиры имеют большие размеры, каждый из них весит около 200 кг; кроме того, изготовление балансиров довольно сложное, требующее специального оборудования.

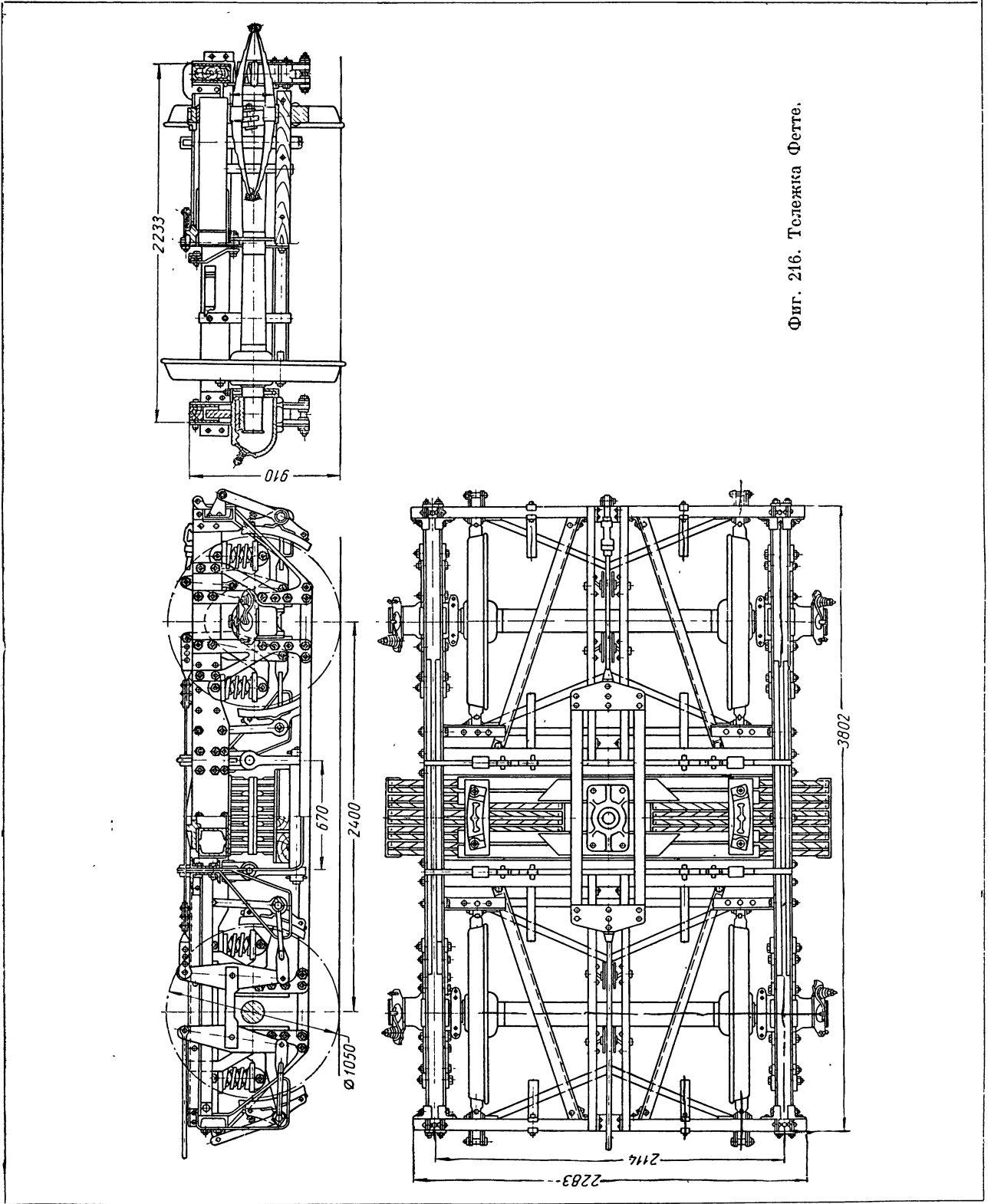
Тележка Фетте (фиг. 216). Эта тележка, спроектированная на русском вагоностроительном заводе, имеет над каждой буксой по одному балансиру, а всего на тележке четыре балансира. По концам балансиров ставятся двойные цилиндрические пружины, так что тележечная рама обладает опорами по концам каждой осевой шейки; таких опор, следовательно, восемь вместо четырех у предыдущей тележки. Размеры балансиров и их вес значительно уменьшены, изготовление балансиров проще и дешевле. Вместе с тем тележки Фетте обладают спокойным, мягким ходом. Однако сборка несколько сложнее, чем сборка тележек с одним балансиrom сбоку. Теоретический вес тележки (с цельнокатанными колесами) 6206 кг.

Балансирным тележкам присущи следующие общие недостатки. Из-за большого расстояния от головки рельса до верхнего пятника (до 1000 мм) приходится уменьшать высоту шкворневой балки рамы вагона и, следовательно, допускать в балке увеличенное напряжение. Это ведет к частым прогибам шкворневых балок и консольных частей рамы вагона, что, в свою очередь, влечет за собой дополнительный ремонт рамы. Регулировка зазоров между рамой тележки и балансиrom невозможна. Кроме того, при посадке пружин необходимо для их смены поднимать вагон. Наконец, из-за жесткой связи балансиров с буксами увеличивается неподдресоренная масса вагона, и в шейке оси возникает добавочное напряжение.

Достоинство тележек с балансирами заключается в том, что у них нагрузка от рамы



Фиг. 215. Тележка с продольным балансиром между буксами.



Фиг. 216. Тележка Фетге.

тележки на буксы распределяется более равномерно, чем у тележек без балансиров.

Тележка завода имени Егорова (безбалансирная) (фиг. 217). Рама тележки состоит из железных балок коробчатого профиля № 18; из таких же балок устроены поперечные и концевые брусья и буксовые лапы. Все соединения в раме выполнены электросваркой. Конструкция люльки такая же, как у балансирных тележек. Эллиптические рессоры — системы Галахова. Между боковыми балками над каждой буксой имеется по одной двойной пружине из круглой стали.

Тележка завода имени Егорова по сравнению с балансирными тележками имеет уменьшенную тару за счет упрощения конструкции и применения сварки (теоретический вес тележки с цельнокатанными колесами 6049,4 кг), что является их преимуществом. К недостаткам этих тележек надо отнести затрудненность осмотра пружин, которые часто подвергаются излому, так как вместе с вертикальными усилиями воспринимают и горизонтальные, появляющиеся при торможении. Кроме того, наблюдается быстрый износ буксовых направляющих.

Нормальная балансирная тележка (фиг. 218). С целью устранения конструктивных недостатков балансирных тележек и безбалансирных тележек завода имени Егорова была спроектирована в 1937 г. новая конструкция тележки. Эта тележка во многом имеет сходство с тележкой Фетте. Надбуксовые балансиры в тележке в количестве 8 шт. по своей форме сходны с балансирами тележки Фетте, отличаясь лишь некоторыми размерами.

Рессорное подвешивание состоит из эллиптической пятирядной листовой рессоры (число листов в одной половине равно шести, длина рессоры 950 мм и сечение стали 76 × 10 мм, под котельным концом вагона помещена семилистровая рессора) и из двухрядных надбуксовых пружин из круглой стали. ($d_1=33$ мм, $D_1=150$ мм, $n_1=4,5$ и $d_2=16$ мм, $D_2=57$ мм, $n_2=9,5$). Гибкость тележки около 8 мм/т. Боковая рама тележки подобно тележке завода имени Егорова сделана из двух швеллеров № 18 на расстоянии друг от друга 180 мм и усиленных накладками толщиной 10 мм. Накладки имеют вырезки, позволяющие свободное передвижение вверх надбуксовых балансиров, помещенных между швеллерами боковой рамы.

Шкворневая балка тележки состоит из четырех швеллеров № 18 и двух накладок, соединенных сваркой. Подрессорная балка изготов-

лена из четырех дубовых брусьев 135 × 80 мм каждый с целью уменьшения звукопроводности. Деревянные брусья армированы стальными листами с сечением 16 × 80 мм. Тележка допускает постановку букс с подшипниками трения скольжения и качения. При оборудовании тележек буксами с роликовыми подшипниками между буксовыми лапами вставляются буксовые челюсти, которые привинчиваются короткими болтами.

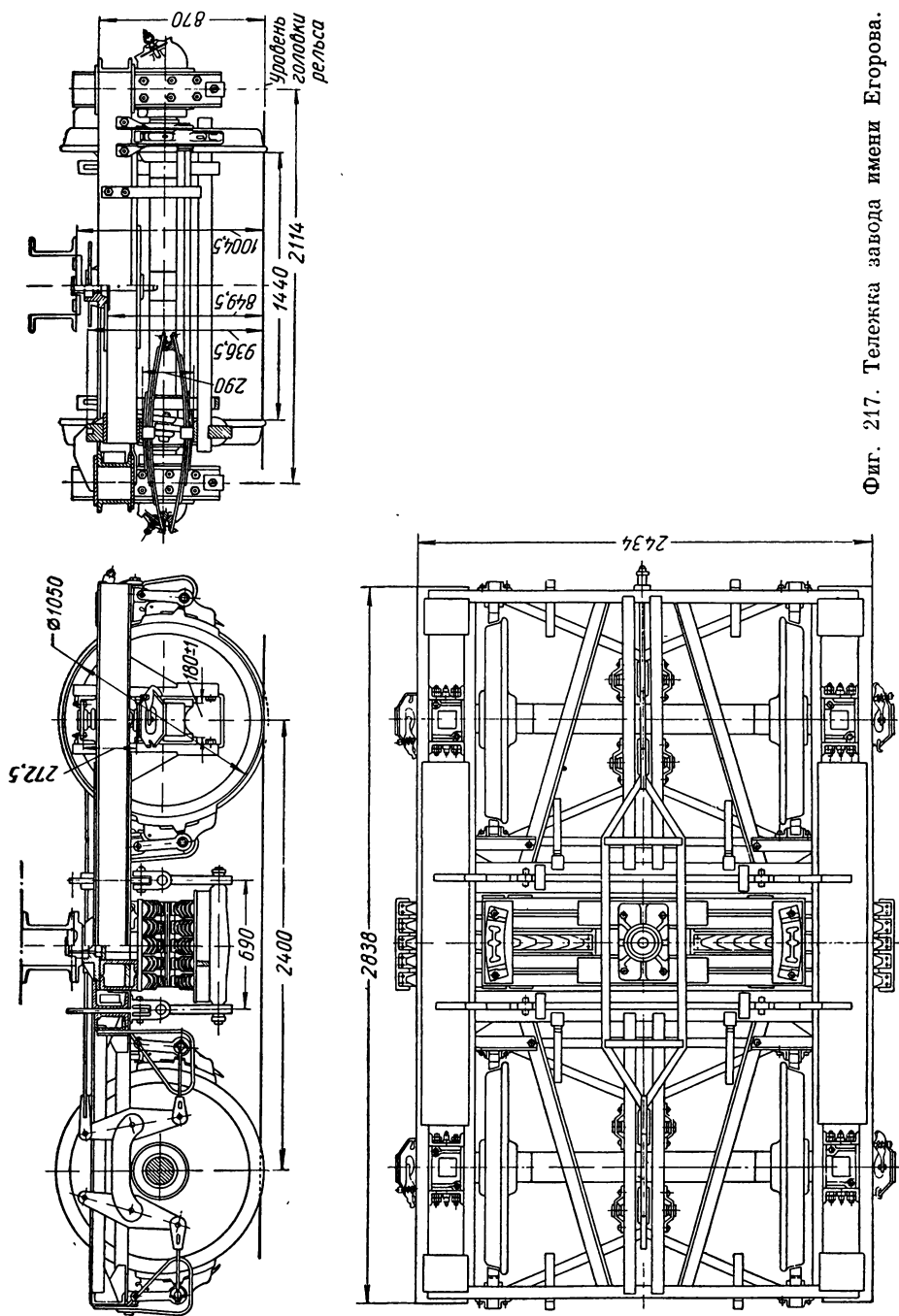
Кроме описанной нормальной балансирной тележки с осями типа II имеется в эксплуатации усиленная тележка ЦВТК с осями типа III постройки 1938 г. (фиг. 219). Усиленная тележка имеет более прочную боковую раму. При замене букс с подшипниками трения скольжения буксами с роликовыми подшипниками в усиленных тележках ЦВТК нет необходимости переделывать челюсти. Габарит буксы с подшипниками трения скольжения сделан таким же, как и габарит буксы с роликовыми подшипниками за счет некоторого утолщения корпуса буксы. Гибкость усиленной тележки ЦВТК со стороны котлового конца вагона составляет 7,2 мм, а со стороны некотлового 7,6 мм.

В усиленной тележке эллиптическая пятирядная семилистровая рессора с сечением листов 76 × 10 мм, длина рессоры 870 мм. Надбуксовые пружины: $d_1=33$ мм, $D_1=150$ мм, $n_1=4,5$ и $d_2=19$ мм, $D_2=85$ мм, $n_2=8,5$.

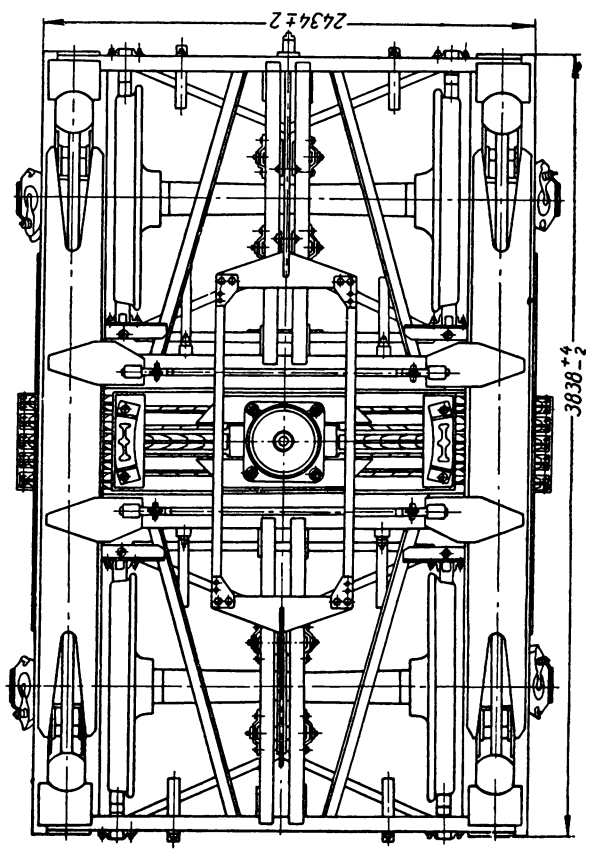
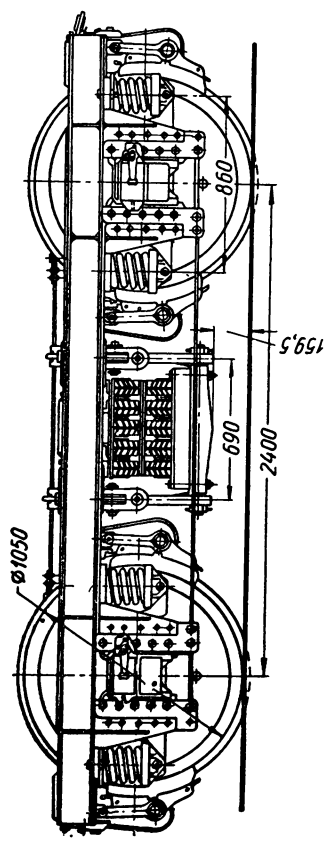
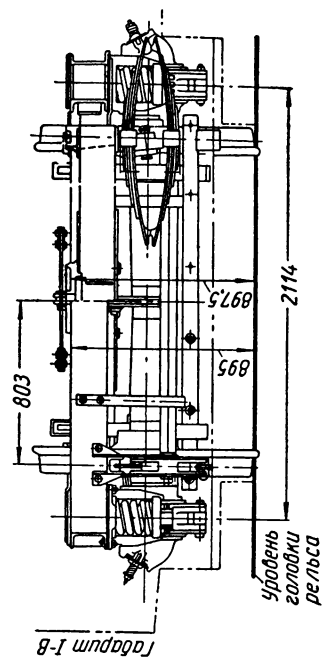
Тара нормальной тележки ЦВТК—6,9 т, тара усиленной — 7,4 т.

Опытная тележка безлюлечной конструкции системы инж. Ханина. К тележкам с двойным рессорным подвешиванием относится также тележка безлюлечной конструкции. Вместо люльки поставлены конические пружины с переменным шагом между витками. Тележка очень проста по конструкции и имеет значительно облегченную тару, однако при испытаниях на колебание она показала беспокойный ход. Ведется работа по усовершенствованию этой тележки.

Тележки с тройным рессорным подвешиванием. Тройное подвешивание позволяет устранить недостатки балансирных тележек, допускающая уменьшение неподрессоренного веса, уменьшение высоты расположения подпятника над головкой рельса и др. Однако тележки с тройным подвешиванием имеют ряд недостатков. В частности, заложенная в принципе конструкции их эксцентричность передачи нагрузки от рамы тележки на буксы (вследствие выворачивания рамы тележки) вызывает значительный износ буксовых направляющих. Кроме



Фиг. 217. Тележка завода имени Егорова.



Фиг. 218. Нормальная балансирующая тележка.

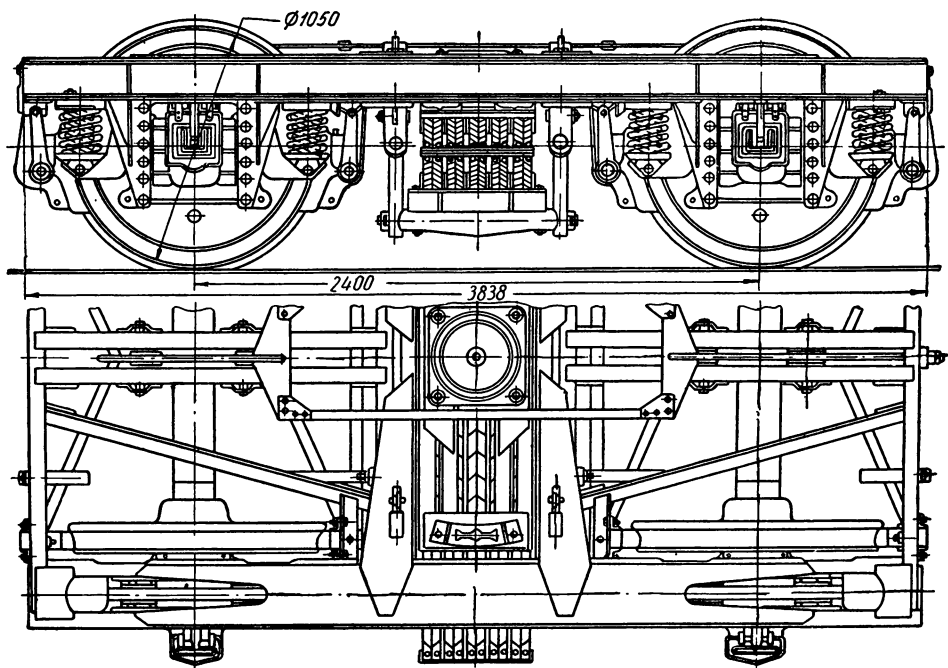
того, монтаж и ремонт этих тележек более сложный, чем монтаж и ремонт тележек с двойным рессорным подвешиванием.

На фиг. 220 показана конструкция одного из типов тележек с тройным подвешиванием. Эта тележка имеет клепаную конструкцию боковой рамы, люлечное устройство и подвесные рессоры, которые связаны с рамой пружинами. База тележки 2350 мм.

Тележка поставлена под пассажирские вагоны дальнего следования с длиной кузова 20,2 м и имеет тару около 7,3 т. Боковые рамы

Рама тележки клепаной конструкции. База тележки 2250 мм.

В боковой раме тележки в середине сделан вырез для размещения эллиптических рессор. Ширина этого выреза должна быть такой, чтобы было возможно вынуть и поставить сжатую эллиптическую рессору без подъема кузова и выкатки тележки. Это является необходимым эксплуатационным условием для всех типов и конструкций тележек. По бокам рамы сделаны отверстия для облегчения веса и удобства осмотра некоторых деталей тележки. Все отвер-



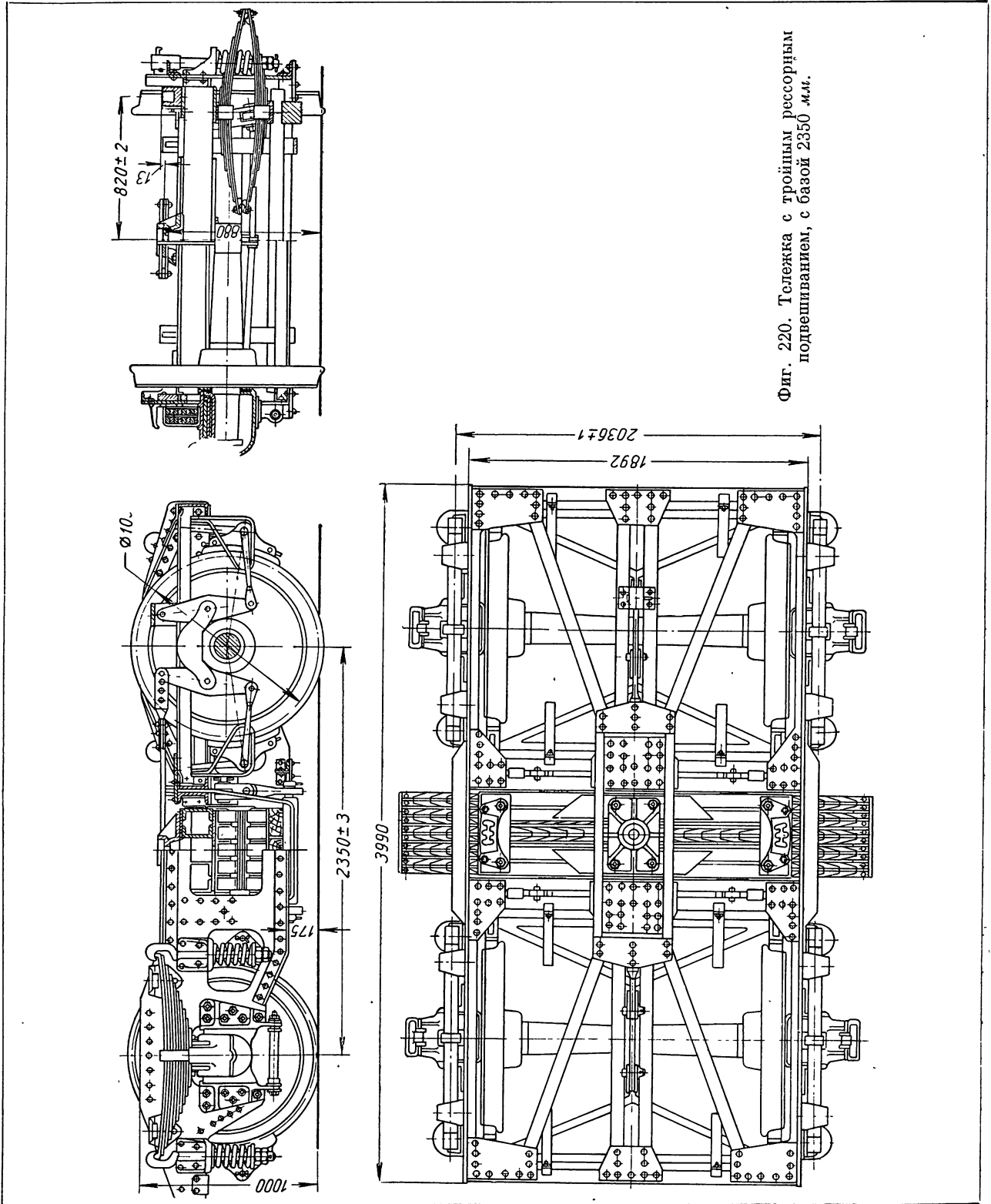
Фиг. 219. Усиленная балансирующая тележка.

тележек изготавливаются из стальных штампованных листов с отбортованными краями для усиления прочности или из плоских стальных листов с усилением их в необходимых местах угольниками. Крайние и средние поперечные балки рамы тележки изготавливаются из швеллеров № 18. Кроме двух пар верхних средних поперечных балок имеются две нижние поперечные, а также диагональные связи из уголков 75×75×10 мм. Балки и связи скрепляются угольниками и накладками.

Другой тип тележки с тройным подвешиванием (для спальных вагонов прямого сообщения) постройки Калининского и других заводов показан на фиг. 221.

стия должны быть сделаны с отбортованными краями для усиления прочности ослабленного места. Тележки тройного рессорного подвешивания нашли себе широкое применение в пригородных моторных и прицепных вагонах электрической тяги, с упругими переходными площадками. Такие тележки со штампованной боковой рамой и эллиптическими трехрядными рессорами были первоначально изготовлены в 1928 г. на Мытищинском вагоностроительном заводе, применяются и изготавливаются до настоящего времени.

Были попытки изготовления тележек с четверным рессорным подвешиванием. В системе такого рессорного подвешивания частоты



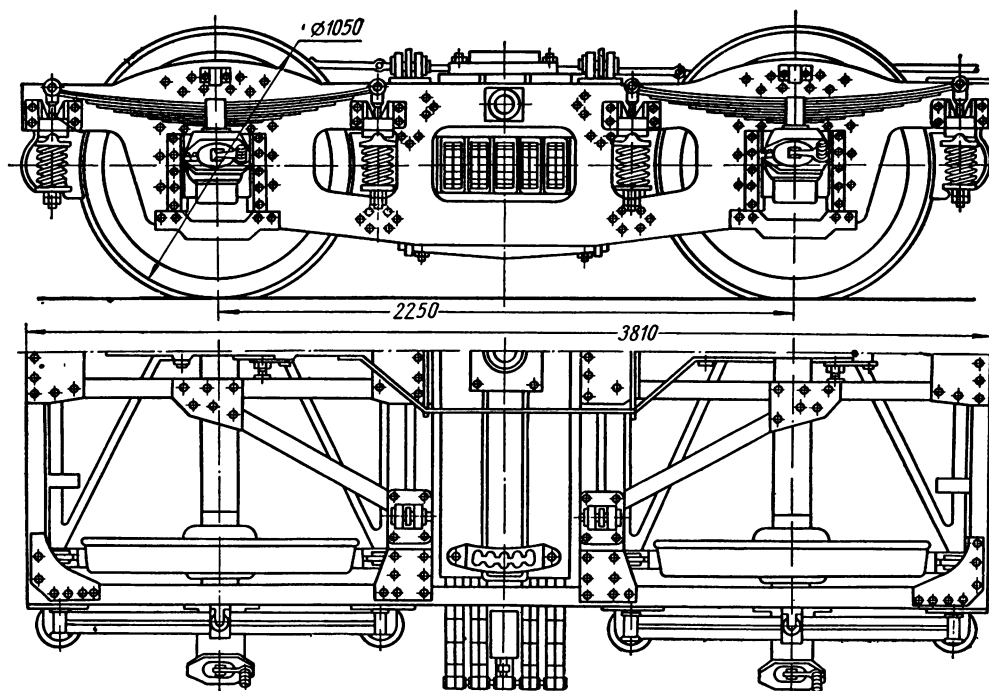
Фиг. 220. Тележка с тройным рессорным подвешиванием, с базой 2350 мм.

колебаний отдельных рессор и пружин подбирались такими, чтобы создавалось затухание колебаний всей системы. Однако в эксплуатации эти тележки не оправдали своего основного назначения, а также требовали сложного ухода и ремонта. Устройства, создающие спокойный ход кузова вагона при различном состоянии пути и неровностях ходовых частей вагона, можно осуществить при помощи гидравлических амортизаторов, пневматических и резиновых гасителей.

Тележки цельнометаллических пассажирских вагонов

В цельнометаллических пассажирских вагонах с длиной кузова 23,6 м установлены тележки двух типов: челюстные тележки с балансирами над каждой буксой по типу тележек ЦВТК и бесчелюстные тележки.

Тележки с продольными рессорами в середине были установлены в очень небольшом количестве. Ввиду наличия большого коли-



Фиг. 221. Тележка с тройным рессорным подвешиванием, с базой 2250 мм.

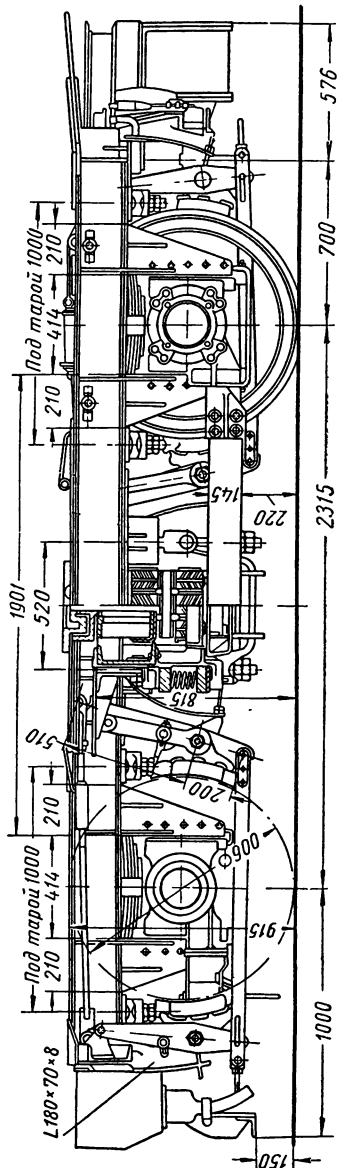
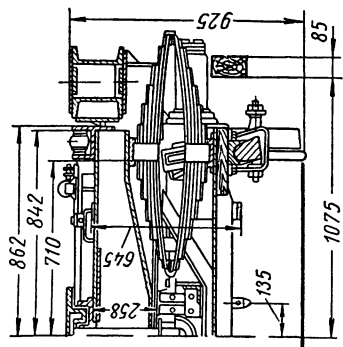
На фиг. 222 изображен общий вид одного из вариантов моторной тележки вагонов Московского метрополитена. Она относится к тележкам двойного рессорного подвешивания с листовыми рессорами без пружин. Эллиптическая рессора этих вагонов имеет переменную гибкость. Тележка оборудована роликовыми подшипниками.

База тележки моторного вагона составляет 2315 мм, а диаметр колес 900 мм. Применение в пассажирских вагонах метрополитена нормальной колеи уменьшенного диаметра колес (с 1050 до 900 мм) не вызвало каких-либо осложнений в эксплуатации вагонов.

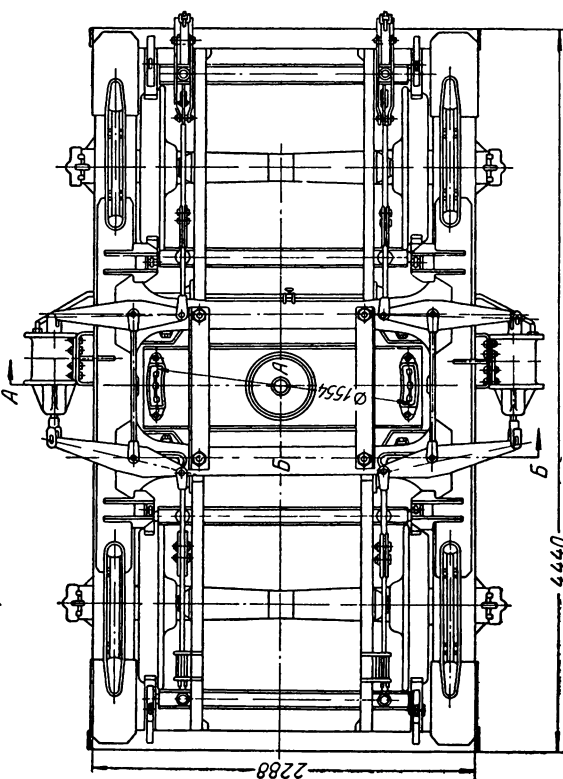
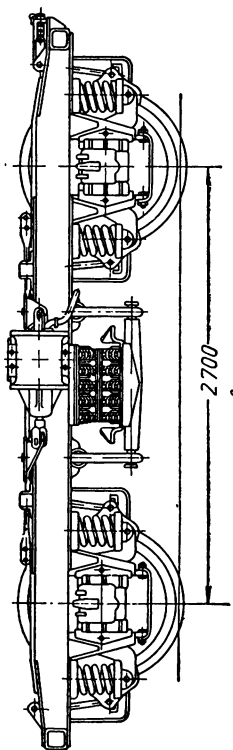
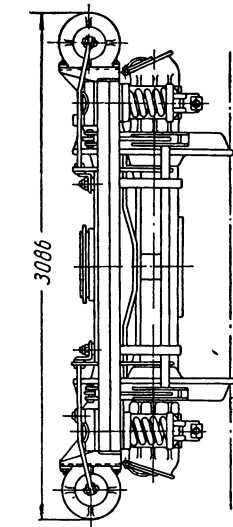
чества недостатков у этих тележек они в настоящее время под вагоны не ставятся.

Челюстные тележки. Тележки цельнометаллических пассажирских вагонов первого выпуска (1947 г.) имеют колесные пары с диаметром колес 950 мм. На раме тележки установлены два тормозных цилиндра и рычажная передача (фиг. 223).

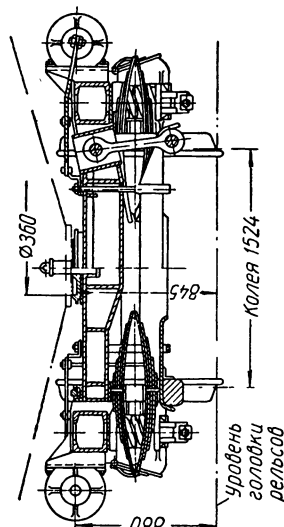
Во второй половине 1948 г. конструкция челюстной тележки была изменена. Тормозные цилиндры сняты с рамы тележки, а взамен их установлен один тормозной цилиндр на раме вагона. Рычажная тормозная передача усовершенствована и изменено крепление сменных



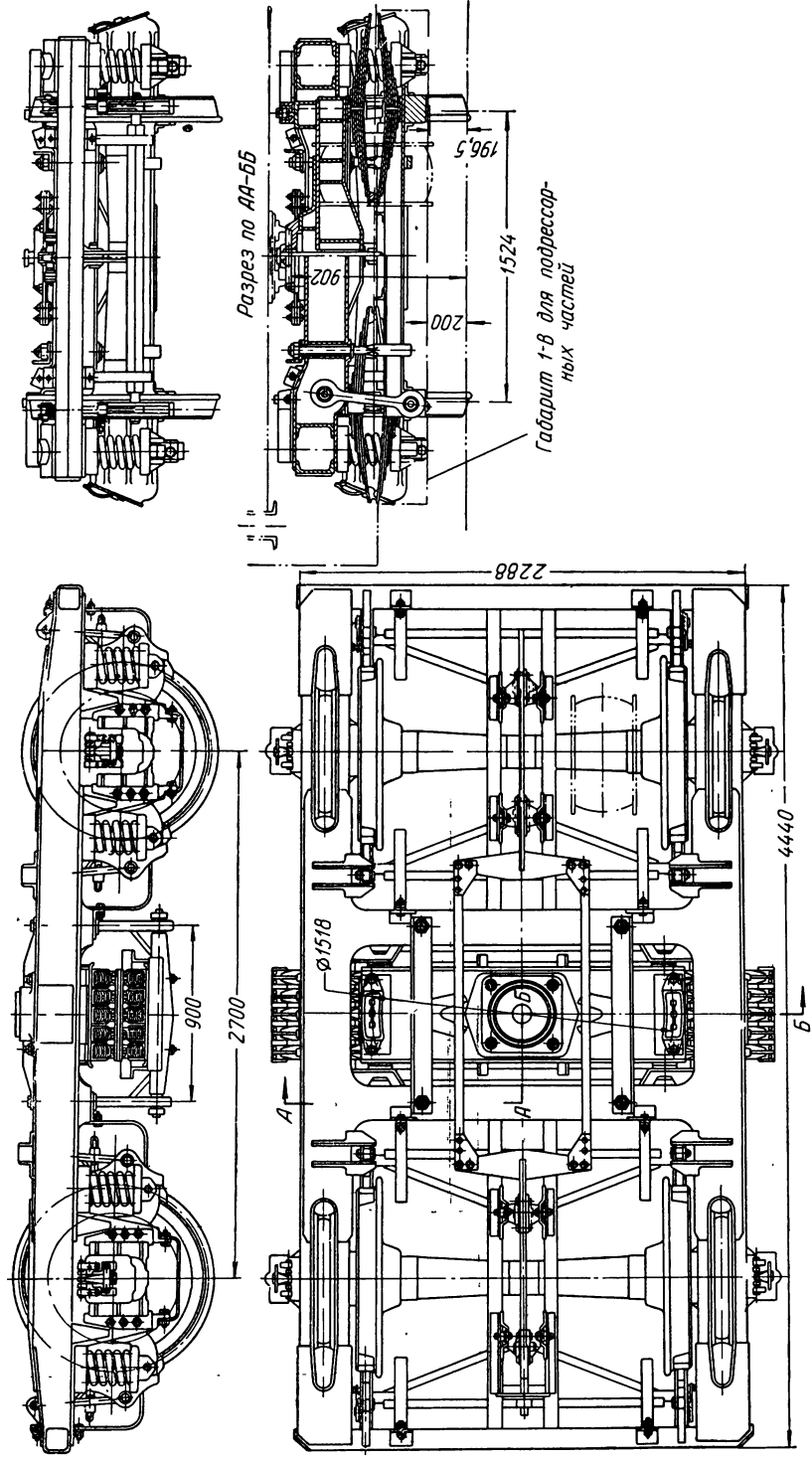
Фиг. 222. Тележка вагонов метро.



Разрез по АА-ББ



Фиг. 223. Целостная тележка цельносталли-
ческих вагонов.



Фиг. 224. Модернизированная челюстная тележка.

наличников буксовых челюстей. Диаметр колес принят 1050 мм. Постановка четырех тормозных цилиндров на двух тележках цельнометаллических вагонов допускала возможность увеличения нажатия на тормозные колодки до 120% тары вагона. Однако расход воздуха при четырех тормозных цилиндрах несколько больше, чем при одном цилиндре. В настоящее время это не является необходимым, а потому вместо четырех тормозных цилиндров на тележках устанавливается один цилиндр на раме вагона. Общий вид модернизированной челюстной тележки изображен на фиг. 224. База тележки 2700 мм, высота подпятника от головки рельса (при нагрузке под тарой вагона) 845 мм, вес тележки 8400 кг, колеса — цельнокатанные стальные с диаметром 1050 мм на осях типа III. Пружина надбуксового подвешивания показана на фиг. 225, а характеристика рессорного подвешивания дана в табл. 69.

Таблица 69

Характеристика рессорного подвешивания

Характеристика состояния пружины и рессоры под вагоном и при испытании	Конец вагона	
	котельный	некотельный
Нагрузка на пружину от тары вагона в кг	3270	2890
Нагрузка при сжатии до соприкосновения витков в кг	6270	5880
Напряжение материала при сжатии до соприкосновения витков в кг/мм ²	60	56
Материал пружины	Сталь 65 (ГОСТ В 2052-43)	
Число рабочих полных витков	4,8/6,3	4,8/6,3
Гибкость пружины в мм/т	15,3	15,3
Высота в свободном состоянии в мм	305 ^{+5,0} _{-2,5}	299 ^{+5,0} _{-2,5}
Высота под тарой вагона в мм	255 ⁺⁴ ₋₂	255 ⁺⁴ ₋₂
Нагрузка на рессору системы Галахова от тары вагона в кг	10 600	9200
Высота рессоры под вагоном при нагрузке от тары вагона по наружным опорным поверхностям хомутов в мм	285 ⁺⁵ ₋₃	285 ⁺⁵ ₋₃
Фабричная высота рессоры в мм	400	386
Гибкость рессоры в мм/т	10,7	10,7
Число рядов в рессоре	5	5
Число листов в одной половине рессоры	7	7

Рама тележки. Рама тележки изготовляется из листовых и прокатных профилей

стали Ст. 3. По конструкции рама тележки относится к рамам коробчатого закрытого сечения. Такие конструкции рам обладают хорошей сопротивляемостью скручивающим усилиям, которые возникают при движении вагона. Боковые балки 1 свариваются из швеллеров № 20, которые армируются накладками из стальных листов толщиной 14 мм (фиг. 226).

По концам и в середине продольные балки рамы тележки связаны поперечными балками. Концевые поперечные балки сделаны из двух штампованных балок, благодаря чему имеют коробчатое сечение. Крайние концевые поперечные балки 2 сварены электросваркой в местах пересечения с вертикальными стенками боковых рам тележек. Люлочные средние поперечные балки 7 свариваются из двух вертикальных листов и двух накладок и имеют коробчатую форму. Продольные балочки 3 устроены для подвески тормозной рычажной передачи и для крепления предохранительных скоб траверс тормозных колодок и имеют кронштейн мертвой точки 4.

Буксовые лапы 5 вварены в соответствующие вырезы, сделанные в боковых балках. При сборке тележки через вырезы закладываются балансиры над каждой буксой.

Рабочие поверхности буксовых челюстей имеют сменные наличники 6, которые соединены с буксовой лапой двумя заклепками или при помощи шести болтов с коробчатыми гайками. Наличники буксовых лап делаются штампованными из стали Ст. 5 с последующей термической обработкой.

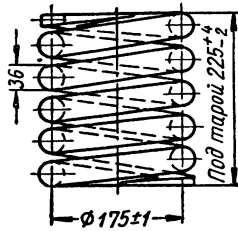
На раме имеются боковые скользуны 8, накладки 9 и усиливающие шайбы 10.

Надбуксовое пружинное подвешивание. В челюстных тележках цельнометаллических пассажирских вагонов надбуксовое подвешивание состоит из двух однорядных пружин и балансира, опирающегося средней своей частью на верхнюю поверхность буксы (фиг. 227).

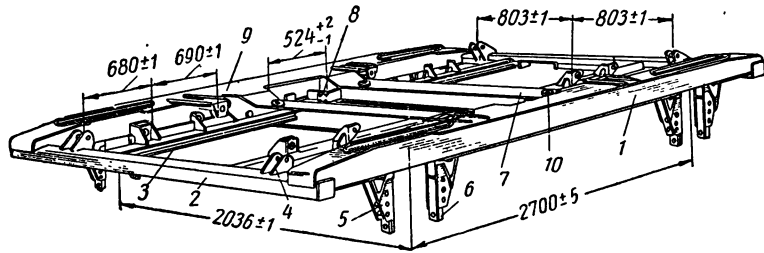
Балансиры тележки — стальные, кованные. В первых выпусках цельнометаллических пассажирских вагонов балансиры опирались на буксы через шарнирные опоры, позволяющие им качаться в плоскости буксовых пружин. Балансиры в своей средней части снабжены наличниками, которые соприкасаются с опорами балансиров. Опора и наличник образуют замок, который не допускает поперечного перемещения балансира вдоль оси колесной пары. Надбуксовое подвешивание с шаровой опорой балансира на буксу изображено на фиг. 227.

При эксплуатации цельнометаллических вагонов первого выпуска были обнаружены большие преждевременные износы челюстей и буксовых

твляемостью истиранию, поглощению толчков и различных вибраций и проникновению шума в вагон.



Фиг. 225. Пружины на надбуксового подвешивания.

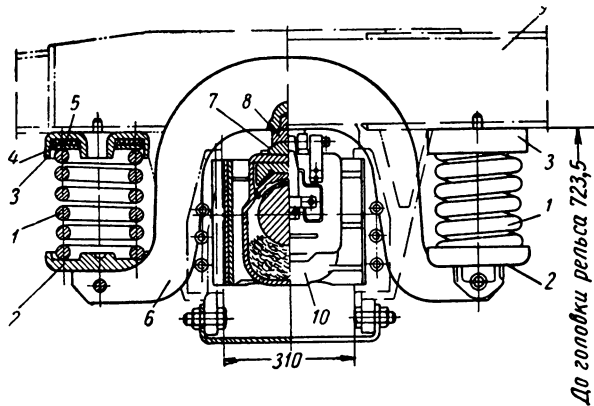


Фиг. 226. Рама тележки:

1—боковая сварная балка; 2—концевая поперечная балка; 3—продольная балочка; 4—кронштейн мертвой точки; 5—буксовая лапа; 6—наличник; 7—средняя поперечная балка; 8—скользуны боковые; 9—накладка; 10—усиливающие шайбы.

наличников из-за неудовлетворительной конструкции опоры балансира на буксу. В настоящее время шаровая опора балансира заменяется плоской. Плоская опорная поверхность обеспечивает более устойчивое положение буксы. Пружины 1 надбуксового подвешивания находятся между двумя поддонами 2 и 3, один из которых прикреплен к нижней поверхности боковой рамы тележки, а другой на конце балансира. Между пружиной 1 и верхним поддоном прокладывается стальная шайба 4 толщиной 10 мм и резиновая прокладка 5 толщи-

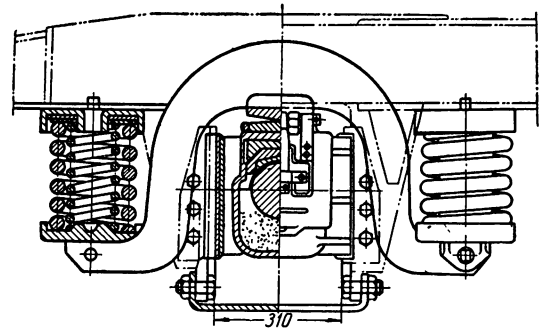
В цельнометаллических вагонах в челюстных тележках последних выпусков стали делать надбуксовые пружины не однорядными, а двухрядными, состоящими из наружной и внутренней пружин. Переход на двухрядные пружины вызван частой поломкой однорядных пружин. Устройство надбуксового подвешивания с двухрядными пружинами изображено на фиг. 228,



Фиг. 227. Надбуксовое подвешивание:

1—надбалансирующая пружина; 2—нижний поддон; 3—верхний поддон; 4—шайба под пружину; 5—резиновая прокладка; 6—балансир; 7—выкладыш балансира; 8—сухарь балансира; 9—рама тележки; 10—букса.

ной 16 мм. Резиновая прокладка вулканизирована и обладает большой разрывной прочностью и стойкостью против температурных изменений в пределах от -40° до $+60^{\circ}$. Вулканизированная резина обладает также сопро-



Фиг. 228. Расположение пружин.

а характеристика пружинного подвешивания дана в табл. 70.

Бесчелюстные тележки. Наличие преждевременного большого износа буксовых челюстей и буксовых наличников приводило к отцепкам от поездов четырехосных пассажирских вагонов для производства текущего ремонта между очередными годовыми ремонтами. Наибольший износ буксовых челюстей падает на безбалансирующие тележки завода имени Егорова и тележки ЦВТК. Произведенное специальное обследование за период 1946—1947 г. причин отцепки от поездов пассажирских вагонов показало, что отцепки по причине больших предель-

Таблица 70

Характеристика пружинного подвешивания

Характеристика состояния пружины под вагоном и при испытании	Пружины			
	наружная		внутренняя	
	котельный конец	некотельный конец	котельный конец	некотельный конец
Нагрузка на пружину от тары вагона в кг	3580	3360	631	542
Нагрузка при сжатии до соприкосновения витков в кг	6270	5880	1465	1465
Напряжения при соприкосновении витков в кг/мм ² .	60	55	60	60
Материал пружины	Сталь 55С2 и 60С2 (ГОСТ В 2052-43)			
Число полных рабочих витков	4,8/6,3	4,8/6,3	6,5/8,0	6,5/8,0
Гибкость пружины в мм/т	15,3	15,3	66,4	66,4
Высота в свободном состоянии в мм .	305 ⁺⁵ _{-2,5}	299 ⁺⁵ _{-2,5}	300 ⁺⁵ _{-2,5}	300 ⁺⁵ _{-2,5}
Диаметр прутка стали в мм	36	36	19	19
Диаметр пружины в мм	175	175	110	110

ных зазоров между буксами и челюстями занимают второе место. Количество отцепок пассажирских вагонов по этим причинам составляет 16% общего числа отцепок по различным неисправностям вагонов и их деталей. Ликвидация отцепок от поездов и текущего ремонта четырехосных пассажирских вагонов по указанным причинам может дать экономию в размере около 2,7 млн. руб. и металла ~268 т в год. Для уменьшения числа отцепок по износу буксовых челюстей были разработаны и проведены следующие мероприятия:

- 1) введена термическая обработка буксовых наличников и челюстей;
- 2) соблюдаются точные размеры допусков на изготовление деталей и сборку тележек и производится более тщательная сборка тележек по правилам плановых ремонтов вагонов;
- 3) введены надлежащий уход в эксплуатации, обильная смазка трущихся поверхностей, своевременная ликвидация износов в ходовых частях и рамах тележек и др.

Указанные мероприятия слишком мало сократили число отцепок и преждевременный износ буксовых челюстей и наличников, поэтому

для полной ликвидации износа буксовых челюстей и наличников и ликвидации отцепок пассажирских вагонов от поездов для текущего ремонта единственным выходом был переход на новую бесчелюстную конструкцию тележки.

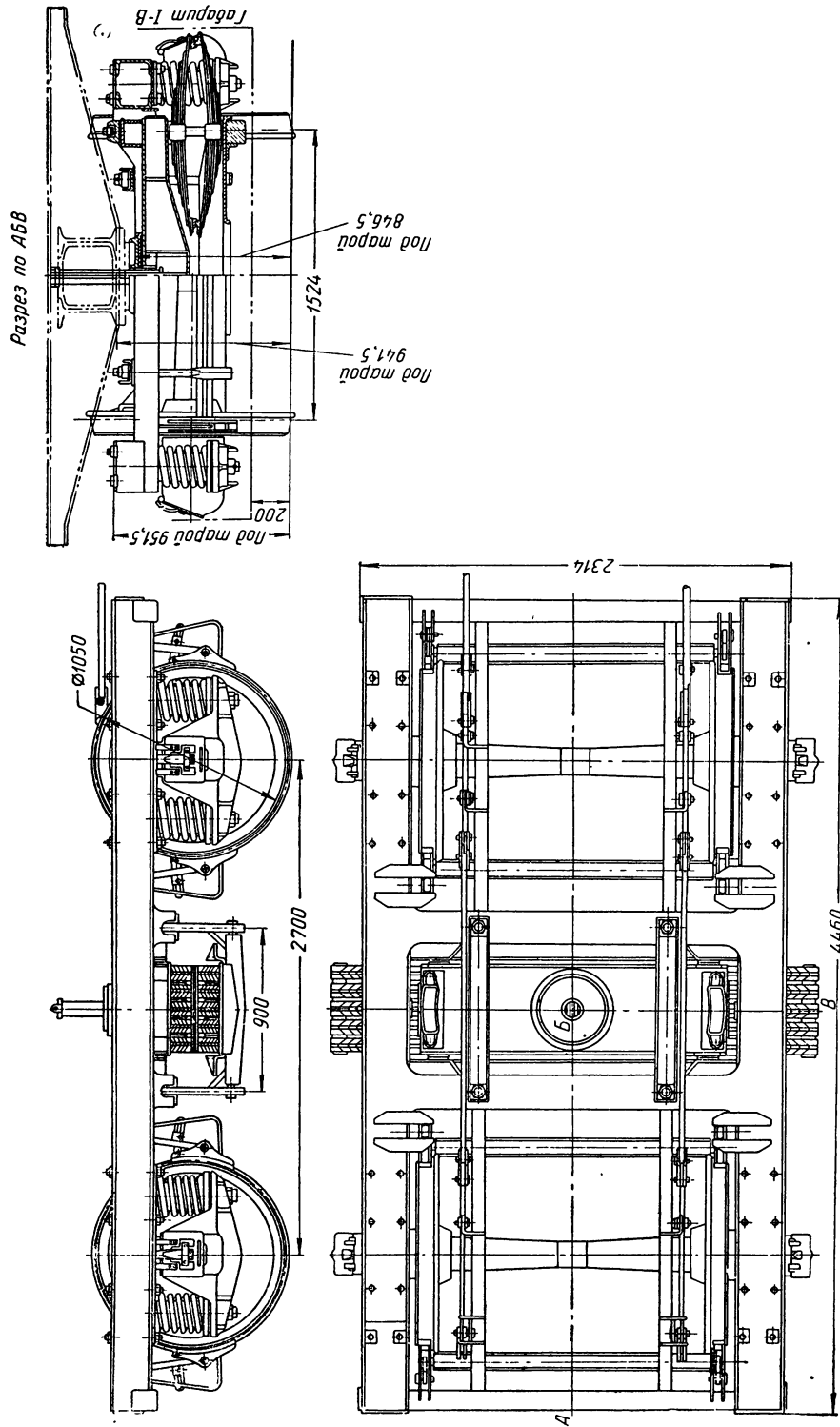
Опытные бесчелюстные тележки были поставлены на нескольких пассажирских вагонах еще в 1940 г. Результаты опытов подтвердили преимущества их конструкции перед тележками с челюстями. В настоящее время цельнометаллические вагоны выпускаются с бесчелюстными тележками (фиг. 229).

Конструкция бесчелюстной тележки в отличие от тележек с буксовыми челюстями имеет раму без буксовых направляющих. Рама опирается на стальные буксы, являющиеся одновременно балансирами, через цилиндрические однорядные пружины, установленные по обе стороны буксы балансира в кронштейнах, отлитых вместе с буксами. Люлечное рессорное подвешивание имеет эллиптические рессоры системы Галахова и по своей конструкции не отличаются от люлечного подвешивания челюстных тележек. Характеристика эллиптических рессор такая же, как у описанной челюстной тележки. Надбуксовое подвешивание и буксовое место резко отличаются от челюстной тележки. Буксовое место с пружинным подвешиванием бесчелюстной тележки изображено на фиг. 230, а характеристика пружин приведена в табл. 71.

Таблица 71

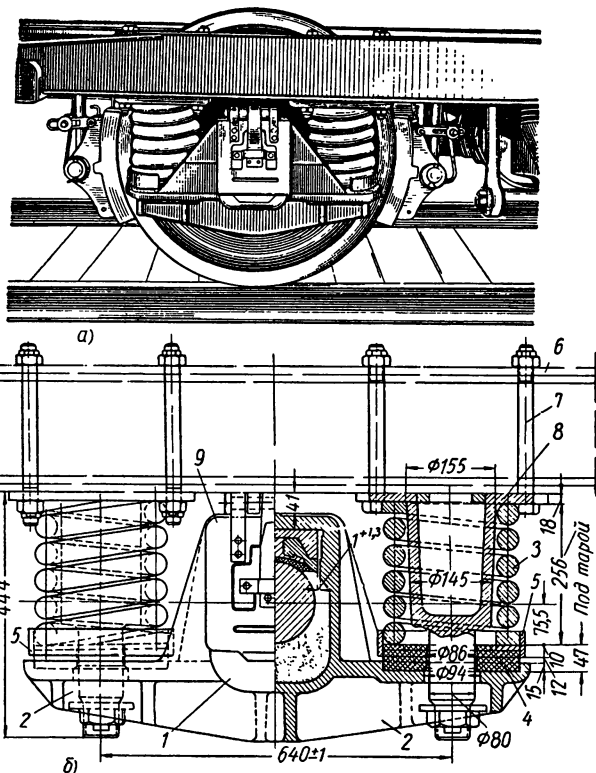
Характеристика пружин бесчелюстных тележек

Характеристика состояния пружины под вагоном и при испытании	Конец вагона	
	котельный	некотельный
Нагрузка на пружину от тары вагона в кг	4211	3902
Нагрузка при испытании пружины в кг	5840	5770
Напряжение стали при испытании пружины в кг/мм ² . .	46,5	46,0
Материал пружины	Сталь марок 55С2 и 60С2 (ГОСТ В 2052-43)	
Число полных рабочих витков	4,5/6,0	4,5/6,0
Гибкость пружины в мм/т	14,1	14,1
Высота в свободном состоянии в мм	302 ⁺⁴	301 ₋₄
Высота пружины при испытании в мм	220	220
Диаметр прутка стали в мм	40	40
Диаметр пружины в мм	200	200



Фиг. 229. Бесчелюстная тележка.

Для ограничения продольных и поперечных перемещений и создания устойчивости надбуксовых пружин к боковым рамам тележки прикреплены предохранительные колонки (шпин-

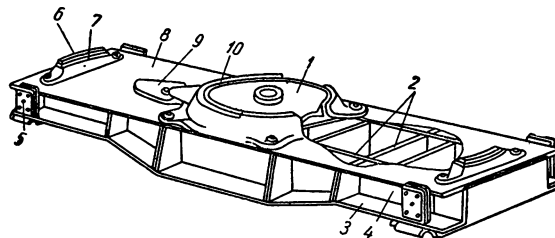


Фиг. 230. Буксовое место бесчелюстной тележки
а — общий вид; б — конструкция и основные размеры;
1 — букса; 2 — кронштейн; 3 — пружина; 4 — резиновая шайба;
5 — нижний поддон; 6 — рама; 7 — болт крепления шпинтона;
8 — шпинтон; 9 — буксовая крышка.

тоны), которые имеют направляющие штыри, расположенные внутри пружин. Штыри колонок проходят через отверстия в приливах букс. Зазор между штырем и стенкой отверстия в приливах букс составляет 7 мм на сторону. Продольные и поперечные перемещения букс в бесчелюстной тележке амортизируются поперечной устойчивостью пружин и резиновыми прокладками.

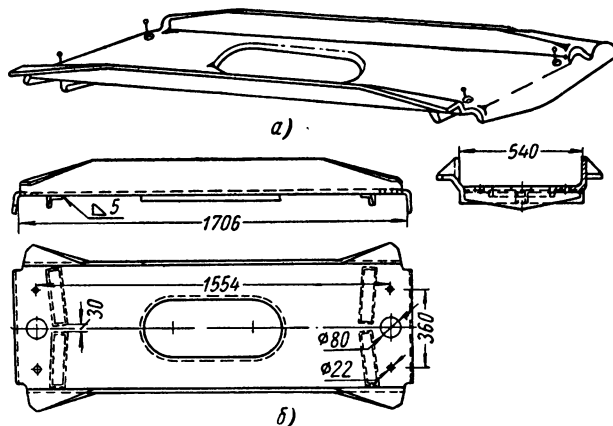
Люлечные подвешивания тележек и их детали. Характеристики люлечного и рессорного подвешивания, а также характеристики некоторых типов тележек пассажирских вагонов приведены в табл. 72—74, а чертежи и краткое описание люлечного подвешивания цельнометаллических пассажирских вагонов с длиной кузова 23,6 м помещены ниже.

Люльки в цельнометаллических пассажирских вагонах с челюстными и бесчелюстными тележками имеют одинаковое устройство. Люлька состоит из верхнего наддресорного бруса (фиг. 231) или шкворневой балки тележ-



Фиг. 231. Наддресорный брус (шкворневая балка):
1 — подпятник; 2 — усиливающие ребра; 3 — нижний лист; 4 — вертикальный лист; 5 — боковой скользян; 6 — верхний скользян; 7 — коробка скользяна; 8 — верхний лист; 9 — упор; 10 — фланец.

ки, нижнего поддресорного бруса (фиг. 232), эллиптических пятирядных рессор системы Галахова и люлечных подвесок (фиг. 233). Шкворневая балка имеет коробчатое сечение усиленной прочности за счет увеличения высоты в середине и усиливающих поперечных ребер. На



Фиг. 232. Нижний поддресорный брус:
а — общий вид; б — конструкция и основные размеры.

верхней плоскости шкворневой балки размещены: подпятник 1 (фиг. 231) плоской конструкции (диаметром 360 мм) с трением скольжения и скользяны 5 и 6 трения скольжения. Подпятник лежит на верхнем листе 8 и прикрепляется к нему фланцем 10. На верхнем листе шкворневой балки укреплены болтами пятник и скользяны. Между наддресорным брусом и подпятником положены фанера толщиной 4 мм и резиновая прокладка толщиной 8 мм; между

Таблица 72

Характеристика люлечного подвешивания тележек пассажирских вагонов (размеры в мм)

Элементы характеристики	Тип тележки							
	нормальная		Фетте	с продольным балансиrom между брусками		усиленная балансирная	тройного подвешивания	бесчелюстная цельнометаллических вагонов на роликовых брусках
	балансирующая	безбалансирующая		с металлическим брусом	с деревянным брусом			
Расстояние между шарнирами подвесок:								
верхними	1504	1504	1560	1560	1560	1448	1380	1470
нижними	1584	1584	1640	1640	1640	1538	1500	1550
Длина подвески	414	414	414	315	290	414	345	453
Расстояние между верхними и нижними шарнирами	412	412	412	312	288	412	340	450
Угол наклона подвески (угол между вертикалью и осью подвески)	10°	0°	10°	14° 20'	15° 30'	12° 20'	19° 20'	16°
Конструктивно возможное горизонтальное перемещение надрессорного бруса поперек вагона	44	45	67	67	67	45	50	42
То же вдоль вагона (за счет зазоров и перекоса рессор)	2,0	1,5	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	2

Характеристика тележек пассажирских вагонов железных дорог СССР

Таблица 73

Элементы характеристики	Тип тележки							
	нормальная балансирующая	нормальная безбалансирующая	Фетте	с продольным балансиrom между брусками	усиленная балансирующая	тройного подвешивания	бесчелюстная цельнометаллических вагонов на роликовых брусках	
Колеса:								
диаметр в мм	1050	1050	1050	1050	1050	1050	1050	1050
конструкция	Цельнокатанные; дисковые сборные; восьмиспицевые сборные				Цельнокатанные	Цельнокатанные; 11-спицевые сборные	Цельнокатанные	Цельнокатанные
База тележки в мм	2400	2400	2400	2030	2400	2350	2700	2700
Тип рамы тележки	Сварная		Болтовая сборная; деревянная, армированная металлом		Сварная	Штампованная; клепаная	Сварная	Сварная
Диаметр подпятника в мм	304	125,5	125,5	125,5	304	125,5	360	360
Высота расположения подпятника над головкой рельса в мм	897,5	899,5	919	938	904	880	866	866
Габарит рамы тележки:								
длина	3838	3838	3808	3378	3838	3990	4440	4440
ширина	2434	2434	2283	2395	2324	2212	2280	2280
Вес тележки в кг	6859,1	5964,4	6330,66	6244,5	7309,2	7162,4	8000	8000
Вес рамы тележки в кг	1492,8	1475	1231,16	1320,9	1648,62	1910	1786	1786
Гибкость тележки в мм/т	(без челюстей) 7,52	(с челюстями) 7,81	7,78	3,79	5,31	9,14	6,61	6,61
Возможность постановки роликовых бус	Имеется (при условии переделки челюстей)	Нет	Нет	Нет	Имеется без переделки челюстей	Нет	С роликовыми бусами	С роликовыми бусами

Таблица 74

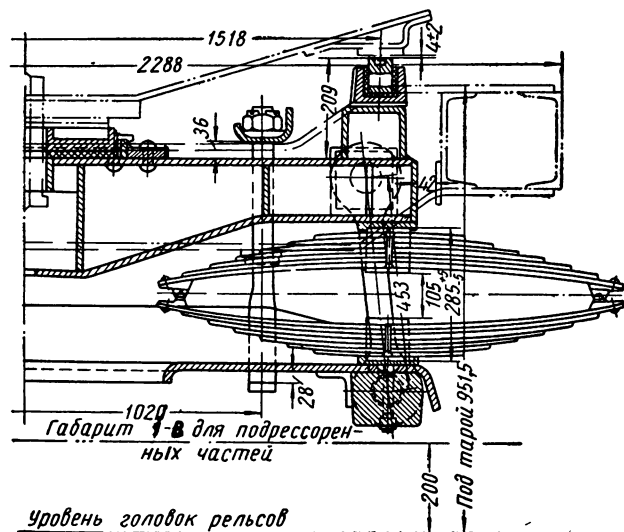
Характеристика рессорного подвешивания тележек пассажирских вагонов

Элементы характеристики	Наименование рессорного комплекта	Тип тележки						
		нормальная балансирующая	нормальная безбалансирная	Фетте	с продольным балансирующим между буксами	усиленная балансирующая	тройного подвешивания	бесчелюстная цельнометаллических вагонов на роликовых буксах
Тип рессор	Надбуксовый листовой	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	12-листовая незамкнутая рессора	Нет
	Надбуксовый из цилиндрических пружин	Двойная пружина из круглой стали		Двойная пружина из прямоугольной стали	Четырехрядная пружина из прямоугольной стали	Двойная пружина из круглой стали	Одинарная пружина из круглой стали	
	Люлечный листовой	Эллиптическая	Галахова	Эллиптическая	Галахова	Эллиптическая	Галахова	
Гибкость одного комплекта в мм/т	Надбуксовый листовой	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	12,4	Нет
	Надбуксовый цилиндрический	8,67	5,5	10,74	8,0	8,67	11,7	13,0
	Люлечный листовой	12,88	12,88	12,88	3,584	8,45	8,45	10
Количество рессорных комплектов в тележке	Надбуксовый листовой	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	4	Нет
	Надбуксовый цилиндрический	8	4	8	4	8	8	8
	Люлечный листовой	2	2	2	2	2	2	2
Суммарная гибкость комплекта в мм/т	Надбуксовый листовой	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	3,1	Нет
	Надбуксовый цилиндрический	1,08	1,37	1,34	2,0	1,08	1,81	1,6
	Люлечный листовой	6,44	6,44	6,44	1,792	4,225	4,225	5
Гибкость тележки в мм	Все рессоры тележки	7,52	7,81	7,78	3,792	5,305	9,135	6,61

подпятником и фланцем — резиновая прокладка толщиной 8 мм. Фланец удерживается от смещений упорами, приваренными к верхнему листу, что разгружает от усилий сдвига болты, крепящие фланец. Чугунные скользуны (вкладыши) помещены в коробках 7. Они также резиновыми прокладками отделены от стенок коробок. Боковые скользуны 5 при продольном перемещении наддресорного бруса от сил инерции при торможении вагона и по другим причинам упираются в скользуны на раме тележки. Таким образом достигнута некоторая амортизация при помощи резиновых прокладок от вер-

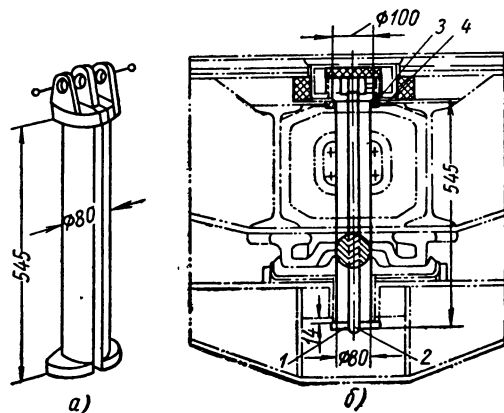
тикальных и горизонтальных толчков и мелких вибраций. Расстояние между серединами верхних скользунов в поперечном направлении вагона составляет 1554 мм. Шкворневая балка тележки соединяется с шкворневой балкой кузова разъемным шкворнем. Шкворень состоит из двух половин и замка. Для выемки шкворня и разъединения кузова вагона от тележки необходимо открыть крышку масленки подпятника в полу вагона, вынуть среднюю замковую часть, а затем и обе половины шкворня. Замковый шкворень обеспечивает достаточно прочную связь тележки с кузовом и допускает подъем

вагона вместе с тележкой. Устройство шкворня тележки цельнометаллического пассажирского



Фиг. 233. Подвешивание люльки тележки.

вагона показано на фиг. 234. Смазка трущихся частей подпятника тележки и пятника кузова производится от масленки, размещенной в полу вагона. Нижний подрессорный брус сделан металлическим в отличие от ранее изготовлявшихся деревянных брусьев с целью уменьшения шума вагона.



Фиг. 234. Шкворень:

а—общий вид шкворня; б—постановка шкворня; 1—головна шкворня; 2—резиновая прокладка; 3—хребтовая балка; 4—над-рессорный брус тележки.

В цельнометаллических пассажирских вагонах уменьшение шума достигается применением резиновых прокладок.

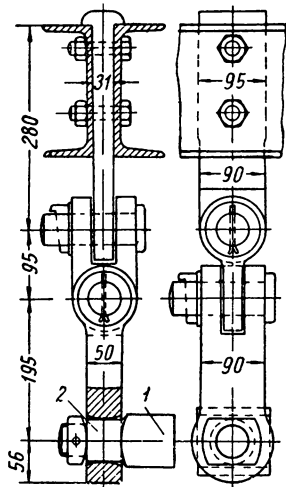
Нижний подрессорный брус в тележках цельнометаллических вагонов сделан штампованным из стального листа толщиной 14 мм (см.

фиг. 232). Для облегчения веса в середине его сделано большое отверстие с отбортованными краями для усиления прочности ослабленного места. Нижний подрессорный брус люльки подвешен к средним поперечным балкам рамы тележки при помощи наклонных подвесок. Подвески — глухого типа без регулировки длины. Угол наклона подвесок к вертикали составляет $6^{\circ}40'$, а длина подвесок 485 мм. Подрессорный брус своими концами с цапфами опирается на подлюлочные балки. Цапфы имеют заплечики, которые проходят через глухие проушины люлочных подвесок. Они изготовлены таким образом, что подвески могут качаться по продольной и поперечной оси тележки. Верхняя проушина люлочной подвески опирается на валик, опорами которого служат вертикальные стенки средних поперечных балок рамы тележки. Полукруглая заточка в средней части валика позволяет подвеске свободно колебаться вдоль тележки. Такой конструкцией обеспечиваются колебания люльки вдоль и поперек вагона. Поперечные перемещения люльки поглощают удары при входе в кривую пути и другие поперечные толчки. Продольные перемещения люльки поглощают толчки при подергивании вагона, что наблюдается при трогании его с места и при торможении от сил инерции. Для перемещения люльки должны иметься зазоры между средними поперечными балками рамы тележки и люлочными брусьями. Определение величины этих зазоров дано ниже. Описание устройства люльки относится к тележкам цельнометаллических вагонов. Существующие конструкции изготовленных ранее цельнометаллических вагонов имеют двойное подвешивание люльки:

1. Опорная балка 1 имеет цапфы 2, на которые надеваются глухие подвески (фиг. 235).

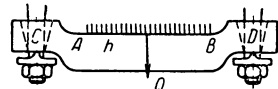
2. Опорная балка по всей ширине подрессорного бруса опирается на призму — нож. Ножи имеют по концам проушины, в которые входят натяжные болты подвесок, закрепляемые гайками. Натяжными болтами подвески с помощью гаек регулируются зазоры между эллиптическими рессорами и рамой тележки и высота буферов над головкой рельсов. В тележках Фетте наблюдались неоднократные случаи обрывов натяжных люлочных болтов. Кроме причины поломки болтов в результате износа опорной поверхности ножей и подушек (благодаря чему получался удар), болты ломались из-за неправильной конструкции ножей. Нагрузка Q на нож тележки Фетте (фиг. 236) располагалась по линии AB , а реакция опор —

в точках *C* и *D*. Здесь точка приложения силы находится выше точки опоры, а потому равновесие будет неустойчивым. При наличии небольшого толчка нож может опрокинуться и ущепить болт, подвергая его под действием вертикальной нагрузки изгибу. В этом случае получались напряжения выше расчетных и болт ломался в резьбе под гайкой. Если конструкцию ножа сделать такой, чтобы приложение силы *Q* было ниже точки приложения реакции опор на величину *h* (фиг. 237), то равновесие ножа будет устойчивым.

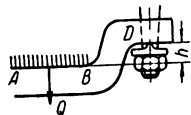


Фиг. 235. Глухие подвески:
1—опорная балка; 2—цапфа.

Учитывая все положительные и отрицательные стороны подвески с



Фиг. 236. Люлечный брус с нагрузкой выше точек опор.



Фиг. 237. Люлечный брус с нагрузкой ниже точек опор.

натяжными болтами, за последнее время стали делать глухие подвески. Соединения люлеч-

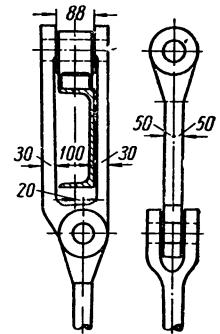
ных подвесок с поперечными балками рамы тележки делают разных конструкций:

1) хвостовик подвески укреплен между двумя балками заплечиками или болтами (фиг. 235);

2) верхние проушины каждой пары подвесок насаживаются на горизонтальный вал, находящийся на двух подшипниках в поперечных балках рамы тележки, или каждая подвеска прикрепляется на отдельном валике (фиг. 238);

3) верхние проушины подвесок опираются на ножи, качающиеся по продольной оси вагона.

В этой конструкции достигнута большая подвижность люльки, но получается чрезмерно большая длина подвесок. Длина подвесок и угол их наклона имеют существенное влияние на спокойный ход вагона. При коротких подвесках кузов вагона быстрее приходит в состояние покоя от боковых толчков, но эти толчки передаются кузову более жестко. При длинных подвесках боковые толчки слабее, но зато кузов приобретает значительное боковое влияние. Все эти вопросы необходимо рассматривать в комплексе с другими причинами, влияющими на спокойный ход вагона. Для уменьшения ускорений перемещения люльки производится амортизация различными способами — устройством пружинных поглотителей с переменной гибкостью, резиновыми прокладками и др.



Фиг. 238. Люлечная подвеска.

ГЛАВА XVIII

РАСЧЕТ ТЕЛЕЖЕК ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

§ 54. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВНЕШНИХ СИЛ

На тележку действуют следующие усилия:

- 1) статическая нагрузка, т. е. нагрузка от веса кузова и груза и веса самой тележки (без колесных пар, букс и балансиров);
- 2) центробежная сила;
- 3) давление, приходящееся на тележку от ветра на боковую поверхность кузова;
- 4) инерционные усилия;
- 5) усилия в подвесках тормозных колодок;
- 6) тяговые усилия от действия мотора (в тележках моторных вагонов).

Расчет ведут применительно к наиболее невыгодному, но фактически возможному сочетанию действия перечисленных усилий. Другие усилия, возникающие при движении вагона (например, от ударов, вызываемых выбоинами в бандажах, ударов на стыках, колебательных движений кузова и др.), отдельно не учитываются, так как их трудно определить. Действие этих усилий принимают во внимание соответствующим понижением допускаемых напряжений.

Несимметричные (кососимметричные) нагрузки, которые представляют систему взаимно

уравновешенных вертикальных сил, ЦНИИ и НИБ рекомендуют учитывать в расчетах только тех тележек, которые имеют жесткую раму или другую конструкцию, способную воспринимать косимметричную нагрузку. Эта нагрузка представляет четыре равные силы, приложенные к буксам, из которых две силы, расположенные по диагонали, действуют вверх, а две другие — вниз.

ЦНИИ и НИБ рекомендуют учитывать силу, приложенную к одной буксе тележки, по формуле

$$P_k = 0,5 \frac{Ж_б Ж_p}{Ж_б + Ж_p} кг,$$

где $Ж_б$ — жесткость буксовых рессор (над одной буксой) в $кг/см$; $Ж_p$ — жесткость рамы тележки при косимметричной нагрузке в $кг/см$.

Пусть Q — вес кузова вагона и полезного груза. Нагрузка на один подпятник при статическом состоянии вагона будет $\frac{Q}{2}$. Центробежная сила, возникающая при прохождении вагона по кривой (ее можно определить, не учитывая превышения наружного рельса над внутренним на кривой пути)

$$C = \frac{mv^2}{R} = \frac{Q}{g} \cdot \frac{v^2}{R \cdot 3,6^2},$$

где C — центробежная сила от массы кузова и груза, приложенная в центре тяжести кузова с грузом; v — расчетная скорость движения (принимается равной 55 $км/час$ при радиусе кривой 200 $м$); R — радиус кривой в $м$.

Центробежная сила, действуя горизонтально, произведет поворачивание кузова и вызовет вертикальное давление на два скользуна одной продольной стороны вагона. Приложив в подпятнике две горизонтальные и противоположно направленные силы, равные центробежной, можно определить давление на скользуны из уравнения моментов пар (фиг. 239):

$$Ch = Na; \quad N = \frac{Ch}{a},$$

где h — расстояние от центра подпятника до центра тяжести кузова по вертикали; N — вер-

тикальное давление от центробежной силы на два скользуна одной стороны вагона; a — расстояние от центра подпятника до центра скользуна.

Вертикальное давление от центробежной силы на один скользуна равно $\frac{N}{2}$; на эту величину уменьшится вертикальное давление на подпятник. На каждый подпятник будет действовать еще горизонтальная сила $\frac{C}{2}$.

Боковое давление ветра на поверхность кузова, как и центробежная сила, вызывает дополнительное вертикальное давление на скользуны, которое можно определить из уравнения моментов

$$Hh_1 = N_1 a; \quad N_1 = \frac{Hh_1}{a},$$

где H — боковое давление ветра, приложенное в геометрическом центре боковой поверхности кузова; h_1 — расстояние от центра подпятника до геометрического центра боковой поверхности кузова; N_1 — вертикальное давление на два скользуна одной продольной стороны вагона.

Вертикальное давление от силы ветра на один скользуна равно $\frac{N_1}{2}$. На эту величину уменьшается вертикальное давление на подпятник. На каждый подпятник будет действовать еще горизонтальная сила, равная $\frac{H}{2}$.

Инерционные усилия возникают при развитии скорости или при торможении. Силу инерции можно определить (считая кузов свободным) по формуле

$$F = mj = \frac{Q}{g} j,$$

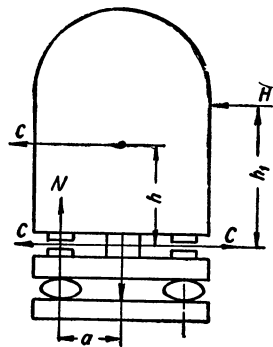
где Q — вес кузова с грузом; g — ускорение силы тяжести, равное 9,81 $м/сек^2$; j — ускорение, которое можно принять от 1,2 до 2 $м/сек^2$.

Силы инерции вызовут дополнительное вертикальное давление на подпятник и разгрузку другого подпятника (фиг. 240). Это давление определяется из уравнения моментов пар

$$Fh = Kb; \quad K = \frac{Fh}{b},$$

где h — расстояние от центра подпятника до центра тяжести кузова с грузом; b — жесткая база вагона (расстояние между подпятниками).

На каждый подпятник будет действовать еще горизонтальное усилие по продольной оси вагона, равное $\frac{F}{2}$:



Фиг. 239. Силы, действующие на вагон.

Величину давления на колодки берут по нормам, установленным правилами технической эксплуатации железных дорог СССР.

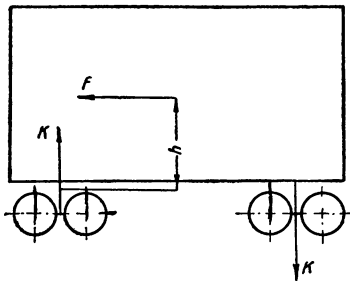
Если применяются чугунные колеса, можно величину давления на колодки понизить.

Усиление в подвеске тормозной колодки

$$R_T = R_K \varphi,$$

где φ — коэффициент трения между колодкой и бандажом; R_K — давление на одну колодку.

С уменьшением скорости коэффициент трения увеличивается. Можно принять следующие средние значения φ : при $v=50$ км/час $\varphi=0,144$, при $v=0$ (в момент остановки) $\varphi=0,29$.

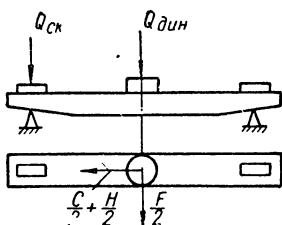


Фиг. 240. Инерционные усилия.

При расчете тележек моторных вагонов учитывается еще тяговое усилие. Если T — тяговое усилие одного мотора, то тяговое усилие всего вагона (четырехосного) будет $T_s = 4T$. На один подпятник будет действовать горизонтальное давление по продольной оси вагона $T_s = \frac{T_s}{2}$.

§ 55. РАСЧЕТ НАДРЕССОРНОГО БРУСА

При статическом состоянии вагона на подпятник действует нагрузка, равная $\frac{Q}{2}$. При динамическом состоянии



Фиг. 241. Наддресорный брус.

вагона наддресорный брус будет подвергаться следующим усилиям (фиг. 241):

вертикальное давление на подпятник

$$Q_{дин} = \frac{Q}{2} - \frac{N}{2} - \frac{N_1}{2} + K,$$

а вертикальное давление на скользян

$$Q_{ск} = \frac{N}{2} + \frac{N_1}{2}.$$

Горизонтальные давления на подпятник: по поперечной оси вагона

$$\frac{C}{2} + \frac{H}{2}$$

по продольной оси

$$\frac{F}{2} \text{ или } T_s.$$

Расчет наддресорного бруса производится на изгиб в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

§ 56. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕАКЦИИ ЛЮЛЕЧНЫХ РЕССОР

При статическом состоянии вагона на каждую люлечную рессору действует нагрузка, равная $\frac{Q}{4}$. При динамическом состоянии вагона нагрузка на правую, не нагруженную от скользяна рессору, выразится

$$P_2 = \frac{\frac{Q}{2} - \frac{N}{2} - \frac{N_1}{2} + K}{2},$$

а нагрузка на левую, нагруженную от скользяна рессору,

$$P_1 = \frac{\frac{Q}{2} - \frac{N}{2} - \frac{N_1}{2} + K}{2} + \frac{N}{2} + \frac{N_1}{2}.$$

Данный расчет предполагает совпадение центра скользяна с центром хомута люлечных рессор.

§ 57. РАСЧЕТ ПОДРЕССОРНОГО БРУСА

При статическом состоянии вагона по концам бруса действуют реакции рессор, равные $\frac{Q}{4}$ (фиг. 242). Эти давления уравниваются реакциями наклонных люлечных подвесок R_1 и R_2 . Угол наклона подвесок к горизонту α принимается от 70 до 85°.

При статической нагрузке реакции подвесок и их горизонтальные составляющие равны между собой:

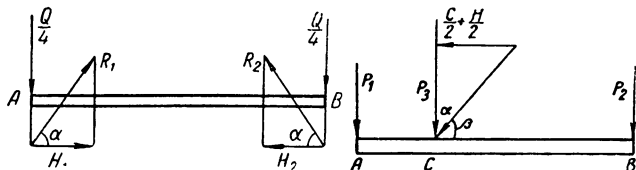
$$R_1 = R_2 = \frac{Q}{4} \cdot \frac{1}{\sin \alpha};$$

$$H_1 = H_2 = \frac{Q}{4} \operatorname{ctg} \alpha.$$

с уменьшением угла α реакция R_1 будет возрастать, так что вагон при отклонениях будет быстрее возвращаться в первоначальное положение, т. е. его ход будет более спокойным,

однако при этом вагон будет более жестко воспринимать вертикальные толчки.

При динамическом воздействии на вагон люлечные подвески под влиянием горизонтальных усилий изменят свое прежнее наклонное положение. При этом по концам бруса будут передаваться разные по величине реакции люлечных рессор P_1 и P_2 (фиг. 243). Эти две парал-



Фиг. 242. Подрессорный брус.

Фиг. 243. Боковые усилия на люльку.

лельные вертикальные силы дадут равнодействующую P_3 , приложенную в точке C . Суммируя вертикальные усилия с горизонтальными, действующими на подпятник от центробежной силы и давления ветра, получим равнодействующую L , которая действует на подрессорный брус под углом β к горизонту. Аналитически ее можно выразить так:

$$L = \sqrt{P_3^2 + \left(\frac{C}{2} + \frac{H}{2}\right)^2}.$$

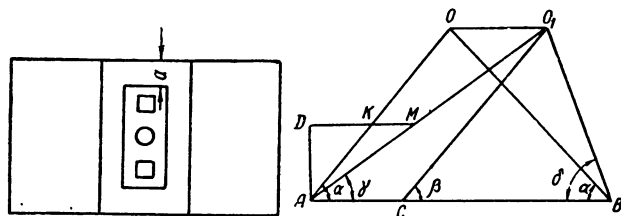
Равнодействующая L уравнивается усилиями люлечных подвесок.

§ 58. РАСЧЕТ ЛЮЛЕЧНЫХ ПОДВЕСОК

Перемещение люльки и углы наклона люлечных подвесок. Под влиянием горизонтальных сил $\frac{C}{2}$ и $\frac{H}{2}$ люлька переместится поперек вагона. Это перемещение необходимо учитывать при конструировании тележки для того, чтобы определить величину зазора a между боковой рамой тележки и люлечным брусом (фиг. 244). При самом неблагоприятном сочетании действующих сил недопустимы удары люльки о боковую раму тележки.

Перемещение люльки можно определить графическим методом (фиг. 245). Для этого откладывают в масштабе длину подрессорного бруса AB . Из точек A и B , ограничивающих эту длину, проводят линии под углом α к горизонту (направление люлечных подвесок) при среднем положении кузова. Пересечение точек произойдет в теоретическом центре O , который должен находиться выше центра тяжести кузова. В данном случае создается необходимое

возвращающее усилие. Если же люлечные подвески сделать под углом $\alpha = 90^\circ$, т. е. вертикальными, то при отклонениях люльки наддрессорный и подрессорный брус будут перемещаться



Фиг. 244. Зазоры люльки.

Фиг. 245. Определение перемещения люльки.

параллельно и возвращающего усилия не создадут. Кроме того, если бы центр тяжести вагона оказался выше центра качания, то оба бруса перемещались бы с уклоном в обратную сторону, и в результате возникли бы усилия, препятствующие возвращению вагона в вертикальное положение.

Из точки C (место приложения равнодействующей P_3) проводят линию под углом β к горизонтали до пересечения этой линии с горизонталью, проведенной из точки O . Точку пересечения O соединяют с точками A и B прямыми, образующими с линией AB углы γ и δ , которые представляют собой углы наклона люлечных подвесок во время движения вагона. Величина OO_1 есть отклонение теоретического центра. Далее из точки A проводят перпендикуляр AD и на нем откладывают в принятом масштабе длину, равную вертикальной проекции длины подвески между шарнирами. Горизонтальное перемещение люльки определится величиной KM ; зазор a между боковой рамой и люлечным брусом должен быть меньше KM .

Из графического построения видно, что с уменьшением длины люлечной подвески без изменения ее угла наклона величина перемещения люльки уменьшается.

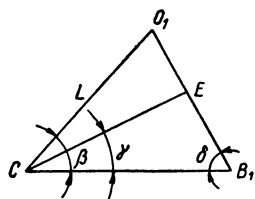
Определение реакций в люлечных подвесках. Равнодействующая L , действующая на подрессорную балку, вызывает в люлечных подвесках усилия, которые могут быть определены из силового треугольника. Чтобы построить силовой треугольник (фиг. 246), надо провести под углом β к горизонтали CB_1 направление силы L и отложить на этом направлении величину CO_1 , равную этой силе. Далее под углом γ и δ к линии CB_1 проводят направления люлечных подвесок. Равнодействующая L бу-

дет замыкающей стороной силового треугольника CO_1E . Усилия CE и EO_1 можно определить из треугольника CO_1E (где CE — усилие в левой подвеске, а EO_1 — усилие в правой подвеске), учитывая, что

$$\frac{CE}{\sin [180 - (\beta + \delta)]} = \frac{L}{\sin (\gamma + \delta)};$$

$$\frac{EO_1}{\sin (\beta - \gamma)} = \frac{L}{\sin (\gamma + \delta)}.$$

При этом расчете напряжения в подрессорном бруске обычно получаются незначительными. Размеры бруса устанавливают из конструктивных соображений, но их проверяют на случай обрыва подвесного болта. Нож (опора качающейся люльки), воспринимающий нагрузку от подрессорного бруса, рассчитывают на изгиб,

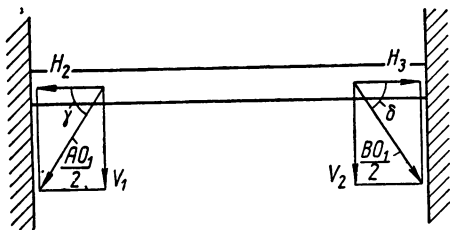


Фиг. 246. Силовой треугольник.

предполагая нагрузку равномерно распределенной и равной сумме наибольших усилий в подвесках. Принимая во внимание разнообразные колебания кузова, напряжения в подвесках берут значительно менее обычных, а именно 300—400 кг/см².

§ 59. РАСЧЕТ СРЕДНИХ ПОПЕРЕЧНЫХ БАЛОК

В раме тележки средние поперечные балки воспринимают усилия от подвесок через опорные подушки. Обычно эти балки делают двойными, так что на каждую балку приходится половина усилия от подвески. Если разложить наклонные силы в подвесках на горизонталь-



Фиг. 247. Поперечные балки рамы тележки.

ные и вертикальные (фиг. 247), то на левый и правый конец каждой балки будут соответственно действовать следующие силы:

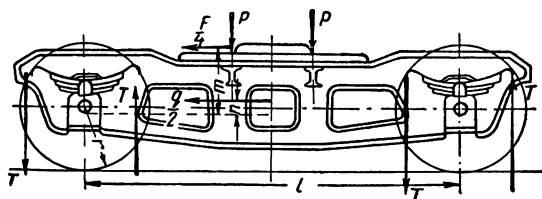
$$H_2 = \frac{AO_1}{2} \cos \gamma; \quad V_1 = \frac{AO_1}{2} \sin \gamma;$$

$$H_3 = \frac{BO_1}{2} \cos \delta; \quad V_2 = \frac{BO_1}{2} \sin \delta.$$

Под действием этих сил и вертикальных сил реакции средняя поперечная балка подвергается изгибу и сжатию. Кроме того, на нее передаются еще горизонтальные усилия от торможения, перпендикулярные балке. При расчете необходимо определить суммарное напряжение от всех перечисленных усилий.

§ 60. РАСЧЕТ БОКОВОЙ РАМЫ ТЕЛЕЖКИ

На боковую раму тележки действуют следующие силы (фиг. 248):



Фиг. 248. Боковая рама тележки.

1) собственный вес рамы (эта нагрузка считается равномерно распределенной по всей длине рамы);

2) силы P от концевых реакций средних поперечных балок, приложенные в местах крепления этих балок к боковой раме;

3) силы инерции от массы кузова, равные $\frac{F}{4}$ и приложенные в подпятнике на расстоянии m от середины буксовой челюсти;

4) силы инерции самой тележки, приложенные в ее центре тяжести на расстоянии $\frac{l}{4}$ от середины буксовой челюсти,

$$G = F_s \frac{q}{2q + T},$$

где G — сила инерции тележки; F_s — сила инерции всего вагона; q — вес одной тележки; T — вес кузова; на одну боковую раму будет действовать $\frac{G}{2}$;

5) усилия от тормозных подвесок с обеих сторон каждого колеса, противоположно направленные;

6) реакции R'_k и R''_k , передаваемые на раму надбуксовыми рессорами:

$$R'_k = P + \frac{\frac{F}{4} m + \frac{G}{2} n + 2T \cdot 2r}{l};$$

$$R''_k = P - \frac{\frac{F}{4} m + \frac{G}{2} n + 2T \cdot 2r}{l};$$

7) горизонтальные реакции N , приложенные в середине буксовых челюстей,

$$N = \frac{F}{8} + \frac{G}{4}.$$

Для моторных тележек необходимо учитывать еще влияние тяговых усилий на буксовые челюсти.

В горизонтальной плоскости боковая рама

испытывает действие центробежной силы и бокового давления ветра. Эти силы, передаваемые на раму средними поперечными балочками, соответственно равны $\frac{C}{2}$ и $\frac{H}{2}$.

Под действием всех рассмотренных выше сил боковая рама тележки подвергается изгибу.

Балансиры рассчитываются по максимальной нагрузке на пружины.

ГЛАВА XIX

РАСЧЕТ ТЕЛЕЖЕК ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

Этот расчет производится применительно к невыгодному сочетанию действующих сил, причем учитываются те же виды нагрузок, которые были приняты для расчета тележек пассажирских вагонов. Силы, возникающие в раме тележки от ударов на стыках, от выбоин в бандажах, колебательных движений кузова, влияния тележки и по другим причинам, учитываются коэффициентом динамичности (25% от статической нагрузки), так как эта рама не подрессорена.

§ 61. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВНЕШНИХ СИЛ

Статическая нагрузка на подпятник тележки

$$P_1 = \frac{Q_1 + Q_2}{2},$$

где Q_1 — вес кузова и рамы; Q_2 — полезный груз.

Нагрузка от давления ветра (фиг. 249). На каждую тележку передается половина этой нагрузки, равная $\frac{N_g}{2}$. Вертикальная составляющая силы $\frac{N_g}{2}$ на скользян

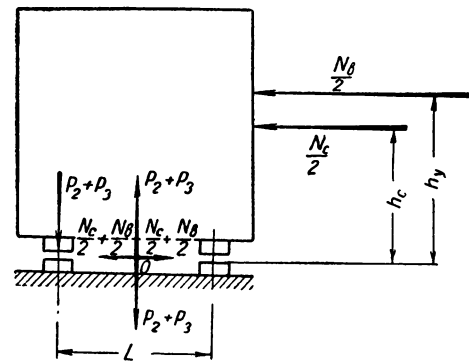
$$P_2 = \frac{N_g h_y}{2L} = \pm \frac{N_g h_y}{L},$$

где h_y — расстояние от точки приложения силы и L — расстояние между центрами скользян. Знак минус относится к правому скользяну, так как сила P_2 его разгружает.

Нагрузка от центробежной силы, возникающей при прохождении вагона по кривой, зависит от скорости движения v , массы вагона m и радиуса кривой R . Центробежная сила, которая приходится на одну тележку, также равна $\frac{N_c}{2}$. Вертикальная составляющая этой силы

$$P_3 = \pm \frac{N_c h_c}{L},$$

где h_c — расстояние от центра тяжести кузова до скользяна; $N_c = \frac{P_1 v^2}{gR}$ — центробежная сила (здесь g — ускорение силы тяжести, а P_1 — вес кузова, рамы и груза, приходящийся на одну тележку).



Фиг. 249. Силы, действующие на грузовую тележку.

Под действием сил N_g и N_c вагон принимает наклонное положение и опирается на подпятник и скользян противоположной стороны.

Динамические усилия, действующие на тележку, учитываются дополнительным коэффициентом

$$\beta = \frac{(P_1 + P_2 + P_3) 1,25}{P_1},$$

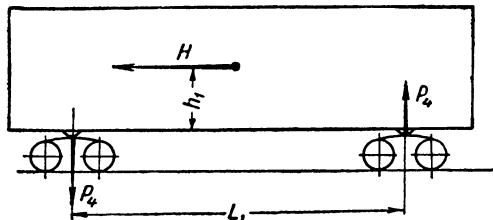
где P_1 — статическая нагрузка от веса кузова, рамы и груза; P_2 — вертикальная составляющая от силы ветра; P_3 — вертикальная составляющая от центробежной силы.

Сила инерции, возникающая при экстренном торможении, определяется из уравнения

$$H_s = \frac{G}{2g} (v_1^2 - v_2^2),$$

где s — путь, проходимый вагоном при изменении скорости от v_1 до v_2 в м/сек; g — ускорение силы тяжести в м/сек².

Под влиянием силы инерции передний по ходу вагона подпятник (фиг. 250) будет на-



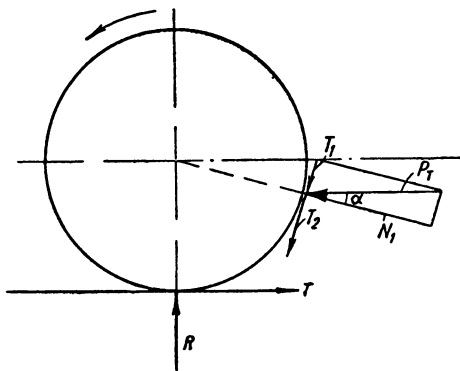
Фиг. 250. Силы инерции, действующие на вагон.

гружен силой P_4 , а задний — такой же силой разгружен

$$P_4 = \frac{Hh_1}{L_1},$$

где h_1 — расстояние от центра тяжести кузова до подпятника; L_1 — база вагона. Кроме того, каждый подпятник будет нагружен в продольном направлении горизонтальной силой $\frac{H}{2}$.

Усилия, возникающие в подвесках тормозных колодок, определяются, во-первых, для момента торможения и, во-вторых, для момента, непосредственно предшествующего остановке. Пусть (фиг. 251) на колодку действует под углом α



Фиг. 251. Усилия на колодку тормоза.

к радиусу колеса сила P_T , передающаяся от тормозного цилиндра посредством тяг и подвески. Разложим эту силу по направлению радиуса и касательной на составляющие

$$N_1 = P_T \cos \alpha \text{ и } T_1 = P_T \sin \alpha.$$

При вращении колеса возникает от первой силы сила трения

$$T_2 = N_1 \varphi = \varphi P_T \cos \alpha,$$

где φ — коэффициент трения между колодкой и бандажом. Суммарная касательная сила по ободу от тормозной колодки, равная усилию в подвеске,

$$T = T_2 \pm T_1 = P_T \varphi (\cos \alpha \pm \sin \alpha),$$

(знак плюс берут, если на чертеже колодка расположена справа, а знак минус — если она расположена слева).

Силу нажатия всех колодок на бандаж принимают равной 80% от веса тары вагона при однорежимном тормозе и величиной 1,2—1,4 веса тары при двухрежимном тормозе. Коэффициент трения при ориентировочных расчетах можно принимать $\varphi = 0,24 \div 0,0018 v$. При более точных расчетах следует пользоваться полученными в СССР опытными данными, в которых учтены скорость при начале торможения, удельное давление, материал трущихся частей, состояние трущихся поверхностей.

§ 62. НАДРЕССОРНАЯ ШКВОРНЕВАЯ БАЛКА

Шкворневую балку (наддресорный брус) рассчитывают на изгиб в вертикальной и горизонтальной плоскостях. В вертикальной плоскости действуют следующие силы:

$$P_5 = P + q_c + P_4,$$

где P_5 — сила, приходящаяся на подпятник; q_c — собственный вес бруса; P_4 — вертикальная составляющая сил инерции;

$$P_6 = P_2 + P_3,$$

где P_6 — вертикальная сила, действующая на скользян от ветра и центробежной силы.

В горизонтальной плоскости действует сила

$$P_7 = \frac{N_g}{2} + \frac{N_c}{2},$$

где P_7 — сумма сил, направленных перпендикулярно продольной оси вагона и приложенных к подпятнику.

Приложив все действующие усилия на наддресорный брус в вертикальной плоскости (фиг. 252) и определив реакции опор, найдем максимальный изгибающий момент

$$M_1 = R_A X - P_B (X - a) - \frac{q_c X^2}{2},$$

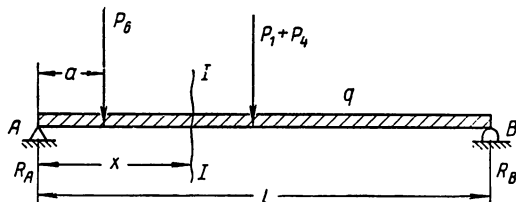
$$\frac{dM_1}{dX} = R_A - P_B - q_c X = 0,$$

откуда

$$X = \frac{R_A - P_B}{q_c};$$

при этом значении X в каком-либо сечении $I—I$ изгибающий момент и достигнет наибольшей величины в вертикальной плоскости. В горизонтальной плоскости M_{\max} будет находиться по середине шкворневой балки, так как к подпятнику приложена половина силы инерции.

Определив обычным порядком момент сопротивления W_x для верхних и нижних волокон и момент W_y для правой и левой стороны, на ходят максимальные напряжения в вертикальной плоскости, а также те напряжения в этой



Фиг. 252. Схема расчета бруса.

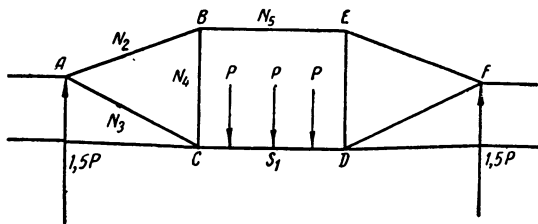
плоскости, которые соответствуют максимальному изгибающему моменту в горизонтальной плоскости. Точно так же для двух соответствующих точек определяют напряжения в горизонтальной плоскости. Напряжения, подсчитанные для каждого сечения при максимальном изгибающем моменте от сил в вертикальной и горизонтальной плоскостях, складывают алгебраически.

Чтобы подсчитать окончательные суммарные напряжения, нужно учесть силу P_7 , действующую вдоль оси наддресорного бруса (одна половина бруса будет растягиваться, а другая сжиматься) и вызывающую нормальные напряжения

$$\sigma_{\text{сум}} = \sigma_{\text{верт}} + \sigma_{\text{гор}} + \sigma_{\text{норм.}}$$

§ 63. ПОЯСНАЯ БОКОВАЯ РАМА

Расчетная схема показана на фиг. 253. Поясную боковую раму рассчитывают как ферму,

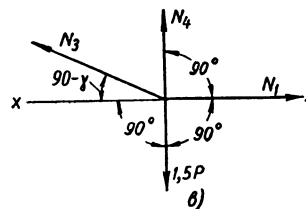
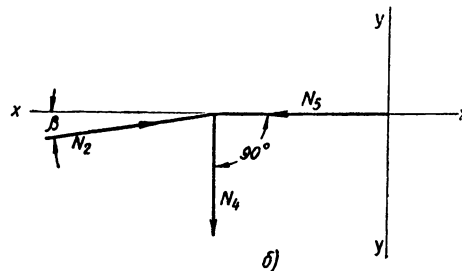
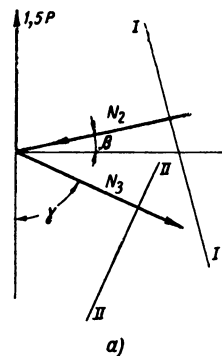


Фиг. 253. Усилия на боковую раму тележки.

хотя в средней части она теоретически представляет кинематический механизм. Элементы

рамы, которые не несут нагрузки, рассчитывают на сжимающее или растягивающее усилие с учетом продольного изгиба; элементы, несущие нагрузку, дополнительно рассчитывают на простой поперечный изгиб. Особенность расчета поясной рамы обуславливается тем, что нижний пояс в работе не участвует, а служит только для более прочного соединения рамы с буксами.

Учитывая симметричность нагрузки, достаточно рассмотреть с целью расчета равновесие узлов A , B и C (см. фиг. 253).



Фиг. 254. Распределение усилий в узлах рамы тележки: a — узел A , b — узел B , c — узел C .

У з е л A (фиг. 254, a). При проекции всех сил на ось $I—I$

$$N_2 = \frac{1,5P \sin \gamma}{\cos (\gamma - \beta)},$$

при проекции всех сил на ось $II—II$

$$N_3 = \frac{1,5P \cos \beta}{\cos (\gamma - \beta)}.$$

Узел *B* (фиг. 254, б). При проекции всех сил на ось *YY*

$$N_4 = N_2 \sin \beta;$$

при проекции всех сил на ось *XX*

$$N_5 = N_2 \cos \beta.$$

Узел *C* (фиг. 254, в). Проекция всех сил на ось *XX* дает

$$N_1 = N_3 \sin \gamma.$$

Для проверки правильности вычислений надо спроектировать все силы на ось *YY* и определить N_4 :

$$N_4 = 1,5P - N_3 \cos \gamma.$$

Элемент *CD* (см. фиг. 253) дополнительно рассчитывают на простой поперечный изгиб. Величины напряжений от изгиба и от нормальных сил суммируют, причем они не должны превышать 75% напряжений, установленных для прокатной стали различных марок. Для всех сжатых элементов рамы, исключая элемент *CD*, напряжения выразятся формулой

$$\sigma = \frac{N_i}{F_i^{\varphi}},$$

где N_i — осевое усилие; F — площадь сечения; D — коэффициент, учитывающий продольный изгиб при сжатии (см. табл. 11).

Для элемента *CD*

$$\sigma_{CD} = \frac{S_{CD}}{F_{CD}} + \frac{M}{W}.$$

Расчет поясной рамы на действие горизонтальных сил аналогичен расчету литой рамы, рассматриваемому в следующем параграфе.

§ 64. ЛИТАЯ БОКОВАЯ РАМА

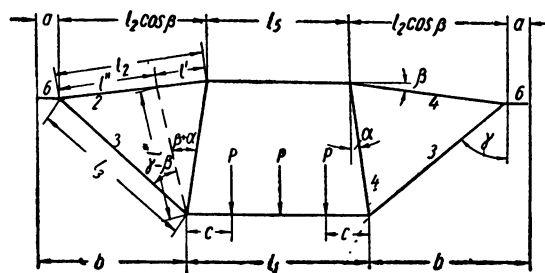
В литой раме вследствие абсолютной жесткости узлов изгибающие усилия передаются не только на пояса, но и на другие элементы рамы, вызывая дополнительные напряжения от изгиба.

Литую боковую раму можно рассчитывать одним из методов, принятых в строительной механике для рамных систем. Наиболее удобные — метод сил и метод угловых деформаций.

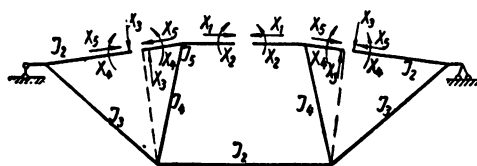
Определение усилий в раме методом сил. Основные данные приведены на фиг. 255. Основная статически определимая система показана на фиг. 256. По этой системе можно заклю-

чить, что неизвестных будет пять вследствие симметричного действия нагрузки и симметричности рамы. Поперечная сила по середине пролета равна нулю, так как в этом месте M имеет наибольшее значение.

Определив поперечное сечение и моменты инерции, строят эпюры моментов от полной



Фиг. 255. Схема нагружения рамы тележки.



Фиг. 256. Основная статически определимая система.

нагрузки (фиг. 257, а) и от единичных сил (фиг. 257, б).

Перемещения от единичных сил могут быть подсчитаны обычным интегральным исчислением вида

$$\delta_{ik} = \int_0^l \frac{M_i M_k ds}{EI} + \int_0^l \frac{Q_i Q_k ds}{GF} + \int_0^l \frac{N_i N_k ds}{EF}.$$

Так как перемещения от изгибающих моментов преобладают, а доля перемещений от поперечных и осевых сил крайне ничтожна, то на практике пользуются упрощенной формулой

$$\delta_{ik} = \int_0^l \frac{M_i M_k ds}{EI} \quad (135)$$

или способом Верещагина. Этот способ заключается в том, что площадь криволинейной эпюры умножают на ординату прямолинейной эпюры, помещающейся под центром тяжести криволинейной эпюры:

$$\delta_{ik} = F_m^{i \cdot k} \cdot M_k.$$

Воспользуемся способом Верещагина и выведем основные формулы перемещений от единичных сил для рассматриваемой рамы:

$$\begin{aligned}\delta_{11} &= \frac{2l_4^2 \cos \alpha}{I_4 \cdot 2} \cdot \frac{2}{3} l_4 \cos \alpha + \frac{l_4^2 \cos^2 \alpha}{I_1} = \\ &= (l_4 \cos \alpha)^2 \left(\frac{2}{3} \cdot \frac{l_4}{I_4} + \frac{l_1}{I_1} \right); \\ \delta_{12} &= \frac{2l_4^2 \cos \alpha}{I_4 \cdot 2} + \frac{l_4 \cos \alpha l_1}{I_1} = l_4 \cos \alpha \left(\frac{l_4}{I_4} + \frac{l_1}{I_1} \right); \\ \delta_{13} &= \frac{l_4 \cos \alpha l_1 l_4}{3I_4} = \frac{l_4^2 \cos \alpha l_1}{3I_4}; \\ \delta_{14} &= \frac{2l_4 \cos \alpha l_4}{2I_4} = -\frac{l_4^2 \cos \alpha}{I_4}; \\ \delta_{15} &= -\frac{2l_4^2 \cos \alpha l^{\text{III}}}{3I_4}; \\ \delta_{22} &= \frac{l_1}{I_1} + \frac{l_5}{I_5} + \frac{2l_4}{I_4}; \\ \delta_{23} &= \frac{l' l_4}{I_4}; \\ \delta_{21} &= -\frac{2l_4}{I_4}; \\ \delta_{25} &= -\frac{l^{\text{III}} l_4}{I_4}; \\ \delta_{33} &= \frac{2 \cdot 2 \cdot (l')^2 l_4}{3 \cdot 2I_4} + \frac{2 \cdot 2 \cdot (l')^3}{3 \cdot 2I_2} + \frac{2 \cdot 2 \cdot (l'')^3}{3 \cdot 2I_2} + \frac{2 \cdot 2 \cdot (l'')^2 l_3}{3 \cdot 2I_3} = \\ &= \frac{2}{3} \left[\frac{(l')^2 l_4}{I_4} + \frac{(l')^3}{I_2} + \frac{(l'')^3}{I_2} + \frac{(l'')^2 l_3}{I_3} \right]; \\ \delta_{34} &= -\frac{l' l_4}{I_4} - \frac{(l')^2}{I_2} + \frac{(l'')^2}{I_2} + \frac{l' l_3}{I_3}; \\ \delta_{35} &= \frac{l^{\text{III}} l_3 l^{\text{II}}}{3I_3} - \frac{l' l_4 l^{\text{III}}}{3I_4} = \frac{l^{\text{III}}}{3} \left(\frac{l_3 l^{\text{II}}}{I_3} - \frac{l' l_4}{I_4} \right); \\ \delta_{44} &= \frac{2l_2}{I_2} + \frac{2l_3}{I_3} + \frac{2l_4}{I_4}; \\ \delta_{45} &= l^{\text{III}} \left(\frac{l_4}{I_4} + \frac{l_3}{I_3} \right); \\ \delta_{55} &= \frac{2l_3 (l^{\text{III}})^2}{3I_3} + \frac{2}{3} \cdot \frac{l_4 (l^{\text{III}})^2}{I_4} = \frac{2}{3} (l^{\text{III}})^2 \left(\frac{l_3}{I_3} + \frac{l_4}{I_4} \right).\end{aligned}$$

Перемещения от единичных сил и нагрузки:

$$\begin{aligned}\delta_{1p} &= \frac{2 \left[\frac{3}{2} p (b+c) + \frac{3}{2} pb \right] c l_4 \cos \alpha}{2I_1} + \\ &+ \frac{2 \left[\frac{3}{2} p (b+c) + p \left(\frac{3}{2} b + \frac{l}{4} + c \right) \right] \left(\frac{l_1}{2} - c \right) l_4 \cos \alpha}{2I_1} = \\ &= \frac{3}{2} \cdot \frac{l_4 \cos \alpha c p (2b+c)}{I_1} + \\ &+ \frac{3}{2} \cdot \frac{p l_4 \cos \alpha \left(\frac{l_1}{2} - c \right) \left(2b + \frac{5}{3} c + \frac{l_1}{6} \right)}{I_1} = \\ &= \frac{3}{2I_1} p l_4 \cos \alpha \left[(2bc + c^2) + \right. \\ &\left. + \left(\frac{l_1}{2} - c \right) \left(2b + \frac{5}{3} c + \frac{l_1}{6} \right) \right].\end{aligned}$$

Раскрыв скобки и приведя подобные члены, получаем

$$\begin{aligned}\delta_{1p} &= \frac{p l_4 \cos \alpha}{I_1} \left(\frac{3}{2} l_1 b - c^2 + l_1 c + \frac{l_1^2}{8} \right); \\ \delta_{2p} &= \frac{2 \left[\frac{3}{2} p (b+c) + p \left(\frac{3}{2} b + \frac{l_1}{4} + c \right) \right] \left(\frac{l_2}{2} - c \right)}{2I_1} + \\ &= \frac{2 \left[\frac{3}{2} p b + \frac{3}{2} p (b+c) \right] c}{2I_1}.\end{aligned}$$

Освобождаясь от скобок и приведя подобные члены, находим

$$\begin{aligned}\delta_{2p} &= \frac{p \left(\frac{3}{2} l_1 b + l_1 c - c^2 + \frac{l_1^2}{8} \right)}{I_1}; \\ \delta_{3p} &= \frac{2 \left(\frac{3}{2} p b + 3 p a \right) l_3 l''}{6I_3} = \frac{p l_3 l'' \left(\frac{b}{2} + a \right)}{I_3}; \\ \delta_{4p} &= \frac{2 \left(\frac{3}{2} p a + \frac{3}{2} p b \right) l_3}{2I_3} = \frac{3 p l_3 (a+b)}{2I_3}; \\ \delta_{5p} &= \frac{2 l^{\text{III}} \left(2 \frac{3}{2} p b + \frac{3}{2} p a \right) l_3}{6I_3} = \frac{p l_3 l^{\text{III}} \left(b + \frac{a}{2} \right)}{I_3}.\end{aligned}$$

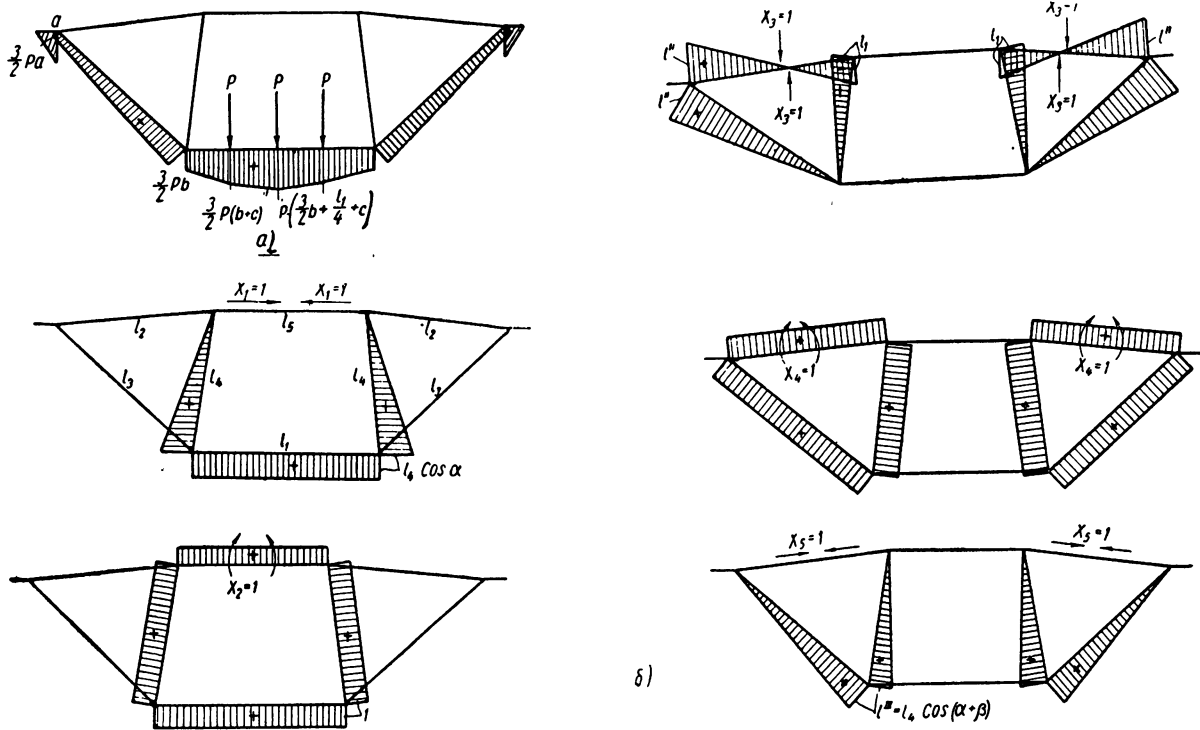
Величины всех перемещений получились увеличенными на число E , но так как при подстановке этих величин в уравнения число E сокращается, то его в расчет можно не вводить.

После подстановки величин перемещений (при этой операции) следует иметь в виду, что любое перемещение, вычисленное по приведенным формулам, подчиняется принципу взаимности, т. е. $\delta_{ik} = \delta_{ki}$ получим пять уравнений с пятью неизвестными

$$\begin{aligned}\delta_{11} x_1 + \delta_{12} x_2 + \delta_{13} x_3 + \delta_{14} x_4 + \delta_{15} x_5 + \delta_{1p} &= 0; \\ \delta_{21} x_1 + \delta_{22} x_2 + \delta_{23} x_3 + \delta_{24} x_4 + \delta_{25} x_5 + \delta_{2p} &= 0; \\ \delta_{31} x_1 + \delta_{32} x_2 + \delta_{33} x_3 + \delta_{34} x_4 + \delta_{35} x_5 + \delta_{3p} &= 0; \\ \delta_{41} x_1 + \delta_{42} x_2 + \delta_{43} x_3 + \delta_{44} x_4 + \delta_{45} x_5 + \delta_{4p} &= 0; \\ \delta_{51} x_1 + \delta_{52} x_2 + \delta_{53} x_3 + \delta_{54} x_4 + \delta_{55} x_5 + \delta_{5p} &= 0.\end{aligned}$$

Линейные уравнения удобнее всего решить при помощи таблицы Гаусса.

Определив неизвестные x_1, x_2, x_3, x_4, x_5 , надо умножить их численные значения на единичные эпюры. Складываем результат с эпюрой от нагрузки, получают опорные изгибающие моменты. Окончательный вид эпюры моментов для рассматриваемой рамы показан на фиг. 258.

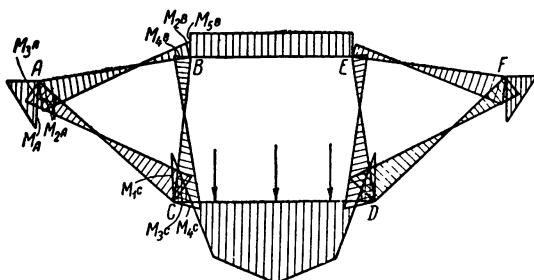


Фиг. 257. Эпюры моментов:
 а — от полной нагрузки; б₁ — от единичных сил.

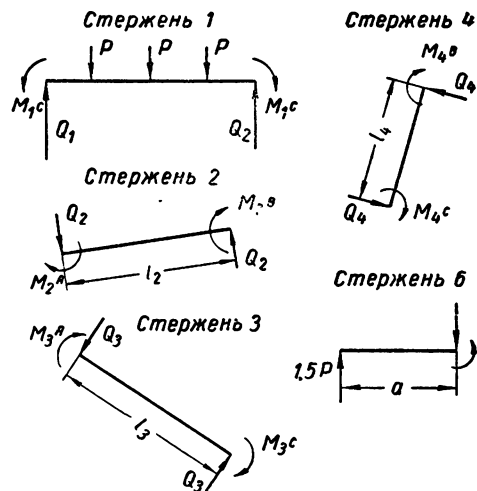
Опорные моменты:

$$\begin{aligned}
 M_A &= 1,5pa; \\
 M_{2A} &= l''x_3 + x_4; \\
 M_{3A} &= l''x_3 + 1,5pa + x_4; \\
 M_{2B} &= -l'x_3 + x_4; \\
 M_{4B} &= -l'x_3 + x_4 + x_2; \\
 M_{5B} &= x_4; \\
 M_{1C} &= 1,5pb + l_4 \cos \alpha x_1 + x_2; \\
 M_{3C} &= 1,5pb + x_4 + x_5^{III}; \\
 M_{4C} &= l_4 \cos \alpha x_1 + x_2 + x_4 + x_5^{III}.
 \end{aligned}$$

Проверка любого узла должна быть $\Sigma M=0$.
 Знаки в формулах опорных моментов взяты в соответствии с эпюрами, построенными от единичных сил. Моменты в точках EDF равны



Фиг. 258. Окончательный вид эпюры моментов.



Фиг. 259. Выделение стержней.

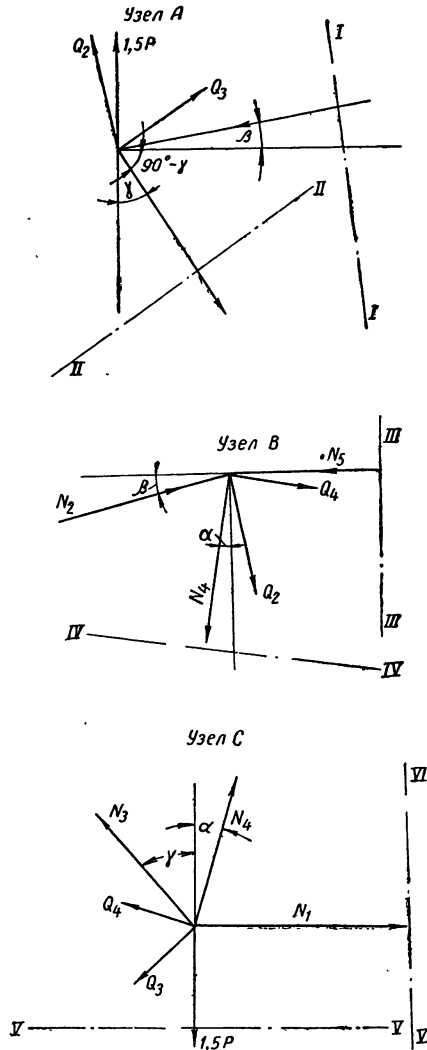
соответственно моментам в точках ВСА, так как нагрузка симметрична.

Определение поперечных сил в стержнях 6, 2, 3, 4 и 1 (фиг. 259):

$$\begin{aligned}
 Q_6 &= \frac{M_A}{a}; \quad Q_2 = \frac{M_{2A} + M_{2B}}{l_2}; \quad Q_3 = \frac{M_{3A} + M_{3C}}{l_3}; \\
 Q_4 &= \frac{M_{4B} + M_{4C}}{l_4}; \quad Q_1 = 1,5P.
 \end{aligned}$$

В стержне 5 (см. фиг. 255) поперечная сила равна нулю.

Далее необходимо определить нормальные силы в боковой раме от вертикальной нагрузки (фиг. 260).



Фиг. 260. Узлы боковой рамы тележки.

У з е л А. Проекция всех сил на ось I—I

$$1,5P \cos \beta + Q_2 + Q_3 \sin (\gamma - \beta) - N_3 \cos (\gamma - \beta) = 0;$$

$$N_3 = \frac{1,5P \cos \beta + Q_2 + Q_3 \sin (\gamma - \beta)}{\cos (\gamma - \beta)}.$$

Проекция всех сил на ось II—II

$$1,5P \sin \gamma + Q_3 + Q_2 \sin (\gamma - \beta) - N_2 \cos (\gamma - \beta) = 0;$$

$$N_2 = \frac{1,5P \sin \gamma + Q_3 + Q_2 \sin (\gamma - \beta)}{\cos (\gamma - \beta)}.$$

У з е л В. Проекция всех сил на ось III—III:

$$N_2 \sin \beta - Q_2 \cos \beta - Q_4 \sin \alpha - N_4 \cos \alpha = 0;$$

$$N_4 = \frac{N_2 \sin \beta - Q_2 \cos \beta - Q_4 \sin \alpha}{\cos \alpha}.$$

Проекция всех сил на ось IV—IV:

$$N_2 \cos (\alpha + \beta) + Q_4 + Q_2 \sin (\alpha + \beta) - N_5 \cos \alpha = 0;$$

$$N_5 = \frac{N_2 \cos (\alpha + \beta) + Q_4 + Q_2 \sin (\alpha + \beta)}{\cos \alpha}.$$

У з е л С. Проекция всех сил на ось V—V:

$$-N_3 \sin \gamma - Q_3 \cos \gamma + N_4 \sin \alpha - Q_4 \cos X + N_1 = 0;$$

$$N_1 = N_3 \sin \gamma + Q_3 \cos \gamma + Q_4 \cos \alpha - N_4 \sin \alpha.$$

Найдя изгибающие моменты, нормальные и поперечные силы и построив соответствующие эпюры от вертикальной нагрузки, можно перейти к определению напряжений в элементах рамы. Предварительно нужно наметить наиболее опасные сечения исходя из окончательной эпюры изгибающих моментов.

Для всех сжатых элементов напряжения составят

$$\sigma_4 = \frac{N_i}{F_i \varphi},$$

а для всех растянутых элементов

$$\sigma_4 = \frac{N_k}{F_k},$$

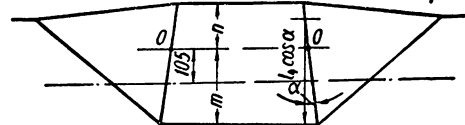
где N_i — нормальное усилие в сжатом элементе; F_i и F_k — площадь поперечного сечения в соответствующих элементах; φ — коэффициент, учитывающий продольный изгиб при сжатии.

Напряжение изгиба

$$\sigma_{изг} = \frac{M}{W},$$

где M — изгибающий момент в опасном сечении, а W — момент сопротивления.

Далее определяют изгибающие моменты в горизонтальной плоскости. Горизонтальная нагрузка P_7 действует на обе колонки рамы,



Фиг. 261. Схема боковой рамы.

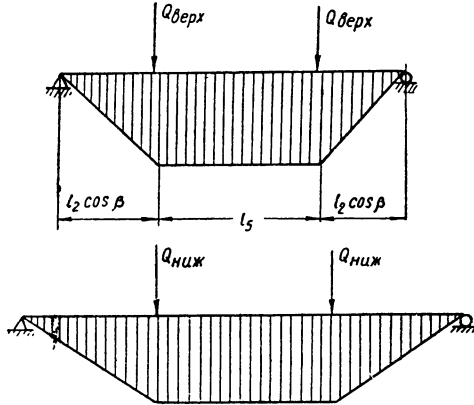
следовательно, на каждую колонку будет действовать сила $\frac{P_7}{2}$. Точка ее приложения находится на пересечении вертикальных осевых линий колонок с горизонтальной линией, прохо-

дядей выше центров колесных пар на 105 мм (фиг. 261). Сила $\frac{P_7}{2}$ распределяется на верхний и нижний пояса рамы:

$$Q_{\text{верх}} = \frac{P_7 m}{2l_4 \cos \alpha};$$

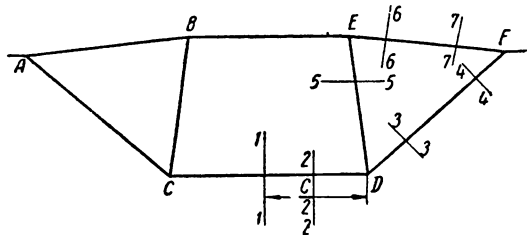
$$Q_{\text{ниж}} = \frac{P_7 n}{2l_7 \cos \alpha}.$$

На фиг. 262 представлены эпюры изгибающих моментов от горизонтальной нагрузки, на



Фиг. 262. Эпюры изгибающих моментов от горизонтальной нагрузки.

фиг. 263 (схемы рамы) показаны примерные сечения, для которых определяются напряжения в горизонтальной и вертикальной плоскостях.



Фиг. 263. Схема рамы с примерными сечениями.

В заключение находят суммарные напряжения от вертикальной и горизонтальной нагрузок для элементов верхнего и нижнего поясов.

Колонка рамы (литой и поясной). На колонки рамы действуют изгибающие усилия от вертикальных и горизонтальных сил, сила инерции $\frac{H}{4}$ и изгибающие усилия от трения тормозной колодки о бандаж при торможении. Изгибающие моменты в сечении 5—5 от вертикальных сил для колонки литой и колонки поясной рамы берем из соответствующих эпюр. Изги-

бающий момент в колонке от горизонтальных сил при 100%-ной заделке будет

$$M_{520p} = \frac{P_7 m^2 n^2}{l_4^3 \cos^3 \alpha}.$$

Момент в простой балке, заделанной одним концом,

$$M_{\text{max}} = Q_{\text{верх}} n.$$

Разгрузка при 70%-ной заделке

$$(M_{\text{max}} - M_{520p}) 0,7.$$

Изгибающий момент при 70%-ной заделке

$$M_{\text{изг}} = M_{\text{max}} - 0,7 M_{\text{max}} + M_{520p} = 0,3 M_{\text{max}} + M_{520p}.$$

Изгибающий момент от силы инерции

$$M_{\text{инер}} = \frac{H^2 m^2 n^2}{16l^3 \cos^3 \alpha},$$

где H — сила инерции.

Тормозное усилие

$$T = \frac{q \eta \varphi_k}{2},$$

где T — сила, действующая на один кронштейн подвески; q — нагрузка на ось; η — коэффициент торможения, принимаемый равным 0,8; φ_k — коэффициент трения, равный 0,3—0,4.

Момент в точке A (фиг. 264)

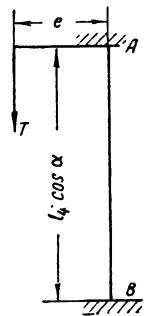
$$M_A = T e \text{ кгсм.}$$

Вследствие трудности распределения изгибающего момента можно принять, что колонка AB заделана одним концом в точке B , следовательно, изгибающий момент в этой точке также будет равен $T e$ кгсм. В результате этого допущения увеличивается запас прочности и создаются вполне надежные усилия для работы колонки.

Напряжения от всех действующих на колонку сил

$$\sigma_{\text{сум}} = \sigma_{\text{изг.вер}} + \sigma_{\text{изг.гор}} + \sigma_{\text{ин}} + \sigma_{\text{тор}}.$$

Кронштейн тормозной колонки рассчитывают как балку, заделанную одним концом и испытывающую действие силы T , приложенной на другом конце. Челюсти литой рамы тележки рассчитывают на действие силы инерции, которая для одной челюсти равна $\frac{H}{4}$. Условия работы челюсти не отличаются от условий работы кронштейна.



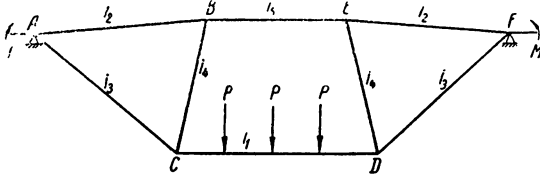
Фиг. 264. Эксцентричные усилия.

Расчет методом угловых деформаций (фиг. 265)
 Прежде всего надо определить погонные жесткости для всех элементов рамы (см. фиг. 255) исходя из найденных ранее моментов инерции:

$$i_1 = \frac{I_1}{l_1}; i_2 = \frac{I_2}{l_2}; i_3 = \frac{I_3}{l_3};$$

$$i_4 = \frac{I_4}{l_4}; i_5 = \frac{I_5}{l_5}; i_6 = \frac{I_6}{l_6},$$

где l — соответствующие длины элементов.



Фиг. 265. Боковая рама тележки.

Вследствие симметричности нагрузки достаточно написать основные уравнения для трех узлов.

Узел А:

$$2 \left(i_2 + i_3 + \frac{3}{4} i_6 \right) x_a + i_2 x_b + i_3 x_c =$$

$$= 3 \left(\frac{\delta_2 i_2}{l_2} + \frac{\delta_3 i_3}{l_3} \right) + \frac{M}{2}.$$

Узел В:

$$2 (i_2 + i_5 + i_4) x_b + i_2 x_a + i_4 x_c - i_5 x_b =$$

$$= 3 \left(\frac{\delta_2 i_2}{l_2} + \frac{\delta_4 i_4}{l_4} \right).$$

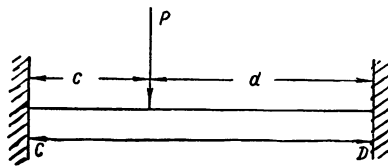
Узел С:

$$2 (i_1 + i_3 + i_4) x_c + i_3 x_a + i_4 x_b - i_1 x_c =$$

$$= 3 \left(\frac{\delta_3 i_3}{l_3} + \frac{\delta_4 i_4}{l_4} \right) + \frac{Pl_1}{2 \cdot 8} + \frac{Pd}{2l_1},$$

где x_a, x_b, x_c — углы поворота узлов; $\delta_2, \delta_3, \delta_4$ — линейные смещения элементов.

Грузовой член третьего уравнения получен из следующих соображений. Рассматривая эле-



Фиг. 266. Усилия на брус.

мент 1 (фиг. 265) рамы как балку с заделанными концами, нагруженную силой P (фиг. 266), имеем

$$M'_{cd} = \frac{Pcd^2}{l^2};$$

если сила P действует посередине, то

$$c = d = \frac{l}{2}$$

и

$$M''_{cd} = \frac{P \frac{l}{2} \cdot \frac{l^2}{4}}{l_2} = \frac{Pl}{8}.$$

Так как на элемент действует $2P$ не посередине, то

$$M'''_{cd} = \frac{Pcd^2}{l^2} + \frac{Pcd^2}{l^2} = \frac{Pcd}{l^2} (c + d) = \frac{Pcd}{l},$$

и, следовательно, грузовой член третьего уравнения должен быть

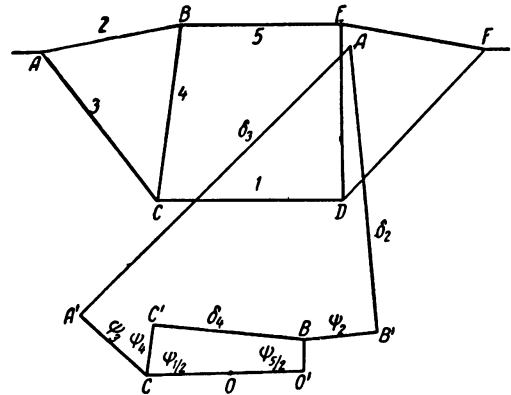
$$\frac{M'_{cd}}{2} = \frac{Pl}{16} + \frac{Pcd}{l}.$$

Линейные смещения для элемента 1 (фиг. 265), а также для элемента 5 рамы равны нулю.

Определение линейных смещений для элементов 2, 3 и 4. Для этого определения линейных смещений можно воспользоваться дополнительными уравнениями, составляемыми по приведенной ниже формуле, для чего надо разрезать раму в каждом пролете и спроектировать нормальные и поперечные силы на некоторую ось

$$\sum Q \sin \alpha + \sum N \cos \alpha = W,$$

где W — проекция внешней нагрузки на ось; Q — поперечное усилие; N — нормальная сила.



Фиг. 267. Диаграмма для определения смещений элементов боковой рамы тележки.

Однако такой прием является чрезвычайно сложным в смысле алгебраических выкладок, так как требует замены всех спроектированных продольных сил силами поперечными, с тем

чтобы последние по известным формулам выразить через углы поворота и линейные смещения. Учитывая сказанное, целесообразно для определения смещений построить диаграмму, показанную на фиг. 267, предварительно рассчитав раму как ферму по формулам, приведенным в расчете поясной рамы. Очень удобно вести вычисление, пользуясь системой вспомогательных данных (табл. 75).

Таблица 75

№ стержней	Сжатие (-), растяжение (+)	Усилие в стержне N	Длина стержня l	Площадь сечения F	J в см ⁴	$\frac{Nl}{F}$ $\psi =$	Относитель- ное смеще- ние $E\delta$
1	+	N_1	l_1	F_1	I_1	$-\frac{Nl_1}{F_1}$	0
2	-	N_2	l_2	F_2	I_2	$\frac{Nl_2}{F_2}$	δ_2
3	+	N_3	l_3	F_3	I_3	$\frac{Nl_3}{F_3}$	δ_3
4	+	N_4	l_4	F_4	I_4	$\frac{Nl_4}{F_4}$	δ_4
5	-	N_5	l_5	F_5	I_5	$-\frac{Nl_5}{F_5}$	0

Определив удлинения стержней $\psi = \frac{Nl}{F}$ (все удлинения умножены на E), приступают к построению диаграммы (фиг. 267). Приняв за неподвижную точку середину стержня 1 (точка O), откладывают от нее в направлении точки C половину удлинения стержня 1, а в обратном направлении до точки O' — половину укорочения стержня 5, так как этот стержень сжат. Далее параллельно стержню 4 откладывают от точки C до точки C_1 удлинение ψ_4 , затем из точек

C' и O' восстанавливают перпендикуляры. Из точки B пересечения этих перпендикуляров откладывают параллельно стержню 2 удлинение ψ_2 до точки B' , а из точки C до точки A' откладывают параллельно стержню 3 удлинение ψ_3 . Пересечение перпендикуляров, восстановленных из точек A' и B' , дает точку A .

Точно так же строится диаграмма для второй половины расчетной схемы.

Перпендикуляры $\delta_2, \delta_3, \delta_4$ представляют собой искомые смещения элементов. Подставив эти величины в наши уравнения, получим систему уравнений с тремя неизвестными. Используя для их решения вспомогательные данные, найдем углы поворота. Опорные моменты определяются по следующим формулам:

$$M_{AB} = -2i_2 \left(2x_a + x_0 - \frac{3\delta_2}{l_2} \right) + M;$$

$$M_{BA} = -2i_2 \left(2x_b + x_0 - \frac{3\delta_2}{l_2} \right) + M;$$

$$M_{AC} = -2i_3 \left(2x_0 + x_c - \frac{3\delta_3}{l_3} \right);$$

$$M_{CA} = -2i_3 \left(2x_c + x_a - \frac{3\delta_3}{l_3} \right);$$

$$M_{BC} = -2i_4 \left(2x_b + x_c - \frac{3\delta_4}{l_4} \right);$$

$$M_{CB} = -2i_4 \left(2x_c + x_b - \frac{3\delta_4}{l_4} \right);$$

$$M_{BE} = -2i_5 x_b;$$

$$M_{cd} = -2i_4 x_c + \frac{Pl}{8} + \frac{P_{cd}}{l_1}.$$

Поперечные силы определяют в том же порядке, в каком их находят при расчете методом сил. Нормальные силы подсчитывают по уже известным нам формулам. В остальном расчет производится так же, как при методе сил.

ЧАСТЬ ТРЕТЬЯ

КОНСТРУКЦИИ ВАГОНОВ

КОНСТРУКЦИИ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

Существующий парк грузовых вагонов насчитывает свыше 100 различных типов вагонов. По железнодорожным путям СССР без ограничения курсируют только вагоны общего назначения, а именно: платформы, крытые вагоны, полувагоны, гондолы и хопперы, цистерны и изотермические вагоны, отвечающие правилам технической эксплуатации железных дорог, установленным Министерством путей сообщения, и техническим условиям, рассмотренным в предыдущих главах. Больше число типов относится к вагонам специализированным, т. е. служащим для перевозки определенных грузов. Часть вагонов этой категории допускается к курсированию по железнодорожным путям Министерства путей сообщения, поскольку она удовлетворяет указанным выше требованиям, но эксплуатация этих вагонов осуществляется с определенными ограничениями. Другая часть вагонов является промышленным транспортом и по железнодорожным путям Министерства путей сообщения проходит только в порожнем виде, как груз на своих осях.

Вагоны общего назначения обеспечивают перевозку всего ассортимента грузов, кроме специфических.

Грузовые вагоны по устройству кузова разделяются на кузовные (крытые и полувагоны) и бескузовные (открытые), по устройству ходовых частей — на тележечные (многоосные) и бестележечные (двух- и трехосные), по конструкции — на металлические, деревянно-металлические и деревянные, по технологии и типу соединений — на сварные, клепано-сварные и клепаные.

Производство современных большегрузных вагонов в широком промышленном масштабе фактически началось с 1930—1931 гг. В последние годы вагоностроительная промышленность Советского Союза освоила выпуск всех необходимых народному хозяйству типов грузовых вагонов.

Отечественной промышленностью выпускаются следующие типы вагонов:

по количеству осей — четырехосные и многоосные (и в очень незначительном количестве двухосные);

по грузоподъемности 50—100 *t*; основная масса вагонов имеет грузоподъемность 60 *t*, максимальная нагрузка на 1 *пog. м* пути от вагона составляет 6,5 *t*, на рельс от колесной пары 20,5 *t* для вагонов общего и 25 *t* — специального назначения;

по конструкции — полностью металлические (вагоны-самосвалы, цистерны, полувагоны) и с металлическими рамами и каркасами кузовов (в последних дерево применяется только для обшивки кузова и настила полов);

все вновь выпускаемые вагоны оборудуются автоматическими тормозами и автосцепкой СА-3 (советская автосцепка тип 3), что позволяет формировать вагоны в поезда большого веса;

по технологии производства — с широким применением холодной и горячей штамповки, стального литья и современных методов соединения деталей электросваркой (дуговой, точечной, электрозаклепками, автоматической).

Дальнейшее совершенствование грузовых вагонов идет по линии увеличения прочности их конструкций и удлинения срока службы в эксплуатации (замена деревянной обшивки в гондолах, полувагонах и крытых вагонах металлической), совершенствования технологии, более широкого применения холодноштампованных и специальных профилей металла, стального литья и др., создания специальных типов вагонов для отдельных отраслей промышленности, снижения собственного веса вагона путем применения новых материалов и в первую очередь низколегированных сталей типа СХЛ2 и СХЛ3, механические и химические свойства которых приведены в табл. 45—46. Если принять антикоррозионные свойства обычной углеродистой стали за 1, то для стали СХЛ3 и СХЛ4 они увеличиваются до 2—3. Последнее позволяет применять в конструкции рамы и кузова более тонкие листы и профили металла, так как не надо предусматривать запасы тол-

щины металла на возможное ржавление. Это ведет к снижению веса вагона.

Только частичное применение Уральским вагоностроительным заводом в 1952 г. низколегированной стали марки СХЛ4 (вместо кровельного железа) для изготовления крыши четырехосного крытого товарного вагона п. с. 50 *m* позволило снизить тару вагона с 22 до 21 *m*, или на 5%, при одновременном увеличении его прочности и улучшении эксплуатационных качеств.

При полном применении низколегированной стали марок СХЛ2 и СХЛ3 для четырехосной гондолы п. с. 60 *m* с металлической обшивкой кузова и дверей собственный вес вагона по проекту этого же завода получился равным 20,0 *m*, что на 17,8% меньше веса тары гондолы аналогичной конструкции и грузоподъемности постройки Крюковского вагоностроительного завода из обычной углеродистой стали (с тарой 24,3 *m*). Оба вагона — сварной конструкции.

Коэффициент тары облегченной гондолы при этом получился равным 0,33, что ниже коэффициентов тары других типов гондол, построенных из низколегированных сталей.

Снижение веса тары в строящихся вагонах может дать также применение медистой стали (ее антикоррозионные свойства в 1,5—2 раза выше обычных сталей марки Ст. 3). Будучи значительно дешевле низколегированных сталей, медистая сталь позволяет без существенного изменения конструкции вагона заменять в последнем детали из толстых профилей и листа более тонкими и за счет этого получить уменьшение расхода металла по заменяемым деталям на 10—15% и по вагону в целом на 5—7%.

Кроме вагонов нормальной (широкой) колеи, ниже даны технические характеристики основных типов товарных вагонов узкой колеи, значительное количество которых находится в парке железных дорог промышленного транспорта.

ГЛАВА XX

ПЛАТФОРМЫ И ТРАНСПОРТЕРЫ

Платформой называется бескузовный вагон. Рама платформы, опирающаяся на ходовые части, покрывается половым настилом — деревянным или металлическим. На платформах перевозят всевозможные грузы, в основном длиномерные, погрузка которых в крытые вагоны или полувагоны затруднительна, а также допускаемые к перевозке на открытом подвижном составе, как-то: лес, рельсы, балки, автомобили, тракторы и др.

На платформах, имеющих боксовые и торцевые борта, транспортируются также сыпучие грузы.

Существуют платформы универсальные, используемые для перевозки различных грузов, и специальные, предназначенные для перевзки одного определенного груза или для работы в специальных условиях. Пол универсальной платформы всегда деревянный, что вызывается необходимостью обеспечить возможность закрепления на нем клиньями и крючками перевозимых грузов. На специальных платформах грузы часто перевозятся в съемных кузовах — контейнерах, удерживаемых упорами, которыми снабжаются платформы. В месте назначения груза контейнеры снимаются, а платформы возвращаются за следующей партией контейнеров

Преимущество этого вида транспорта — минимальный простой платформы под погрузкой и выгрузкой контейнеров с грузом. Разгрузка самих контейнеров может производиться вне места разгрузки платформы.

Недостаток контейнерных платформ — высокий коэффициент тары вследствие добавочного веса контейнеров.

Рама платформ воспринимают все статические и динамические нагрузки и делаются металлическими.

Толщина настила деревянного пола в зависимости от назначения вагона составляет 45—70 мм, а металлического 6—12 мм. Толщина деревянных бортов берется 40—50 мм; однако и при этих толщинах борта, особенно торцевые, оказываются недостаточно прочными и надежными. Последним условиям удовлетворяют борта из металлических листов толщиной 4—6 мм. Кроме общего для всех вагонов оборудования (тормозов, тягово-ударных приборов и др.), платформы в зависимости от назначения имеют скобы для крепления стоек, увязочные кольца, а на боковых и торцевых бортах — отбойные пружины и запорные механизмы. Основная характеристика современных конструкций платформ, а также двухосных высокобортных платформ грузоподъемностью 15 и 20 *m*, значитель-

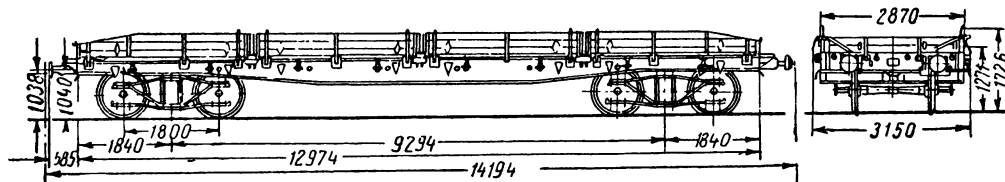
ное количество которых находится в эксплуатации в парке железных дорог Советского Союза, приводится ниже.

§ 65. ПЛАТФОРМЫ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

Четырехосная бортовая платформа унифицированного типа 1941 г. п. с. 60 т — по чертежам Уральского вагоностроительного завода (фиг. 268). Рама платформы относится к типу несущих; она воспринимает всю нагрузку, кото-

перевозке сыпучих грузов торцевые и боковые борта платформ поднимаются вверх. Для крепления бортов в рабочем положении (вертикально) на них имеются запорные устройства в виде откидывающихся скоб. Торцевые борта соединяются с боковыми при помощи накладных крючков.

На буферных и боковых балках снаружи поставлены скобы для стоек и увязочные кольца, кроме того, имеются отбойные пружины, о которые ударяются борта при откидывании.



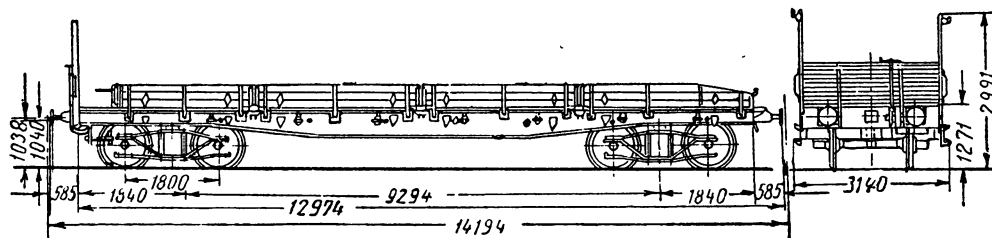
Фиг. 268. Четырехосная 60-тонная бортовая платформа унифицированного типа 1941 г.

рая приходится на вагон. Рама состоит из четырех продольных балок (двутавры № 55, имеющие форму балок равного сопротивления) и балок поперечных — буферных, шкворневых и средних (из листов, соединенных между собой электросваркой).

Два средних двутавра образуют хребтовую балку. По концам снизу у них вырезаны вну-

Вагон полностью сварной конструкции. Он оборудован автосцепкой и буферами, ручным тормозом и автоматической системы Магросова. Рама вагона опирается на две типовые двухосные тележки грузовых вагонов с осями типа III.

Кроме равномерно распределенных грузов в вагоне допускается перевозка сосредоточен-



Фиг. 269. Четырехосная 60-тонная бортовая платформа унифицированного типа 1941 г. с тормозной площадкой.

тренные полки для постановки фрикционного аппарата автосцепки.

Сверху рама покрыта половым настилом из досок толщиной 55 мм, которые крепятся к балкам болтами. По краям пол армирован металлическими угольниками, предохраняющими его от разрушения при погрузке и выгрузке.

С каждой стороны вагона поставлены вращающиеся на шарнирах борта. Боковые борта — составные из четырех частей — при разгрузке откидываются вертикально вниз. Торцевые борта — цельные; при разгрузке они ложатся на кронштейны буферных брусьев, составляя продолжение пола, что дает возможность перевозить длинномерные грузы на платформе. При

ных грузов с расположением их посередине вагона на длине не менее 2000 мм и весом не более 30 т.

Х а р а к т е р и с т и к а в а г о н а : длина внутри 12 874 мм; ширина внутри 2770 мм; длина по осям автосцепки 14 194 мм; длина рамы 12 974 мм; база вагона 9294 мм; высота бортов: бокового 455 мм; торцевого 305 мм; высота от головки рельса: до уровня пола 1271 мм; до оси сцепления автосцепки 1038 мм, до верха вагона 1726 мм; площадь пола 35,7 м². Геометрический объем вагона 15,7 м³; тара вагона 22 т; нагрузка от оси на рельс 20,5 т; нагрузка от оси на 1 пог. м пути 5,78 т.

Платформы этого типа строились с ручным

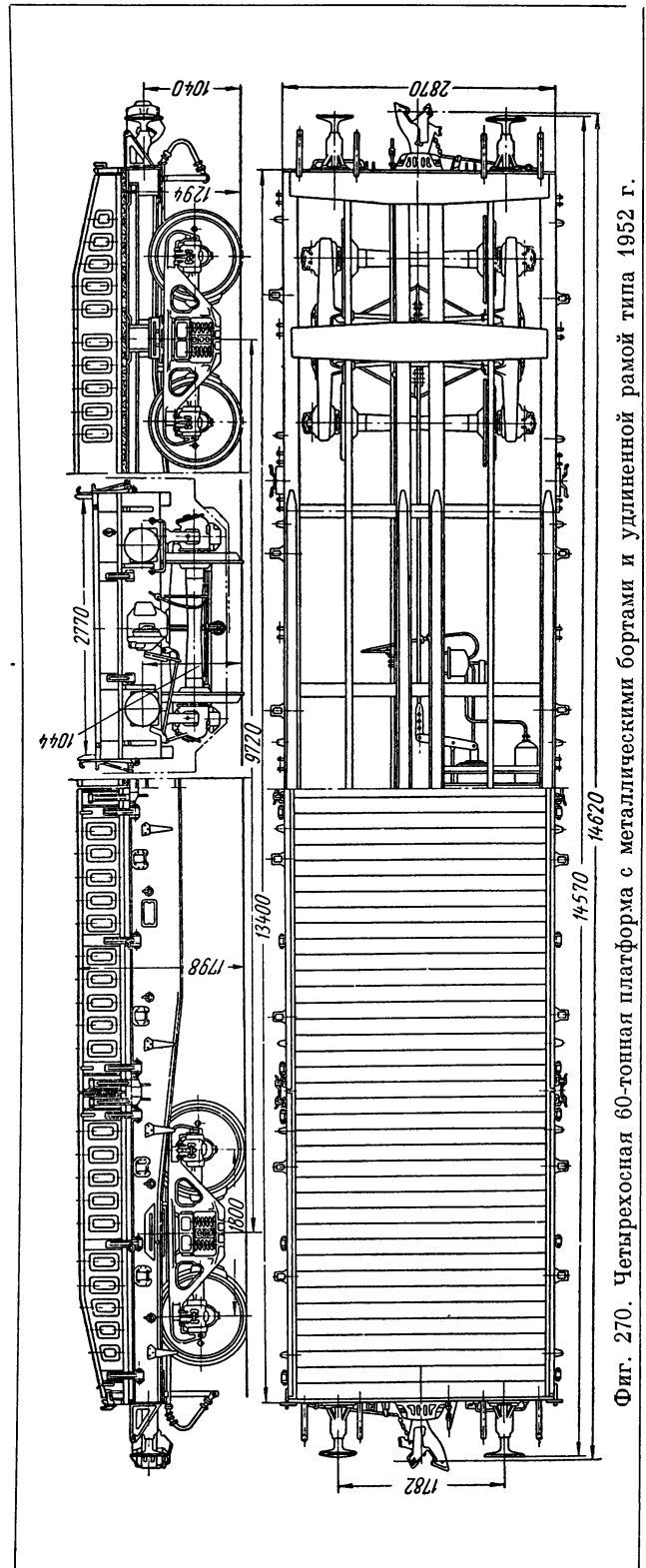
и пневматическим тормозами и площадкой для тормозильщиков или только с пневматическим тормозом. Площадка для тормозильщиков открытого типа, без крыши расположена на одном из концов рамы за счет укорочения полезной площади пола. Она состоит из двух угловых стоек, двух средних и верхней обвязки, которые покрыты деревянной обшивкой. Основные габаритные размеры платформы с площадкой (фиг. 269) те же, что у платформ без площадки, за исключением следующих: длина пола внутри 12 102 мм; площадь пола 33,5 м². Полная высота вагона со стороны площадки 1991 мм. Геометрический объем вагона 15,0 м³; тара платформы 22,2 т; нагрузка от оси на рельс 20,55 т; нагрузка на 1 пог. м пути 5,79 м.

Четырехосная бортовая платформа типа 1952 г. п. с. 60 т по чертежам Днепродзержинского вагоностроительного завода (фиг. 270). Рама этой платформы по конструкции в основном одинакова с рамой унифицированной платформы Уралвагонзавода, но удлинена по сравнению с последней на 400 мм для обеспечения перевозки стандартных лесоматериалов длиной до 6,5 м, укладываемых вдоль в два штабеля в целях лучшего использования при этом грузоподъемности вагона (с оставлением необходимых зазоров между штабелями). Все продольные балки, имеющие форму балок равного сопротивления, выполнены из двутавра в № 55А, а боковые балки сверху, в средней части, усилены накладками из полосовой стали сечением 140 × 12 мм. Средние двутавры по концам имеют снизу вырезы (во внутренних полках) для постановки фрикционных аппаратов автосцепки.

Сверху рама покрыта половым настилом из досок толщиной 55 мм, которые по краям пола армированы металлическими угольниками для предохранения досок от разрушения при погрузке и разгрузке. Пол к раме крепится угольниками и болтами, а к хребтовой балке — посредством специальных скоб.

С каждой стороны вагона поставлены вращающиеся на шарнирах цельнометаллические штампованной конструкции борта из листов толщиной 4 мм, которые значительно улучшают работу их и обеспечивают больший срок службы в эксплуатации, так как деревянные борта обычных платформ часто выходят из строя из-за износа и поломки досок. Металлические борта при повреждениях могут быть быстро исправлены, отремонтированы и вновь установлены на вагон.

Боковые борта — составные, из четырех частей по длине вагона; при разгрузке или при транспортировке груза, который имеет ширину,



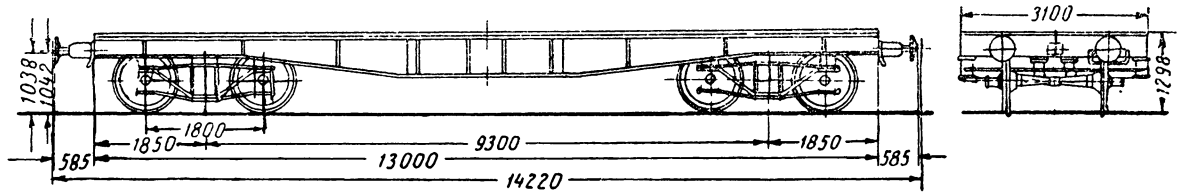
Фиг. 270. Четырехосная 60-тонная платформа с металлическими бортами и удлиненной рамой типа 1952 г.

большую, чем ширина платформы, борта откидываются вертикально вниз и в этом положении крепятся к боковым балкам рамы при помощи бортовых колец, которые надеваются на специальные крючки, укрепленные на раме. Это крепление предохраняет борта от раскачивания при движении вагона, выхода за габарит подвижного состава и от возможных повреждений при этом.

Торцевые борта — цельные по длине; в откинутом положении они ложатся горизонтально на стальные литые кронштейны буферных балок, составляя при этом продолжение пола; это

эксплуатации, тара удлиненной платформы осталась такой же, как и унифицированной типа 1941 г., что достигнуто за счет замены четырех швеллеров № 12, поддерживающих настил пола в концевых частях, двумя швеллерами № 14, а также более рационального размещения металла в конструкции деталей и узлов рамы.

Характеристика платформы (без тормозной площадки). Длина вагона по осям сцепления автосцепок 14 620 мм; длина рамы по концам буферных балок 13 400 мм; база вагона 9720 мм; рабочая часть



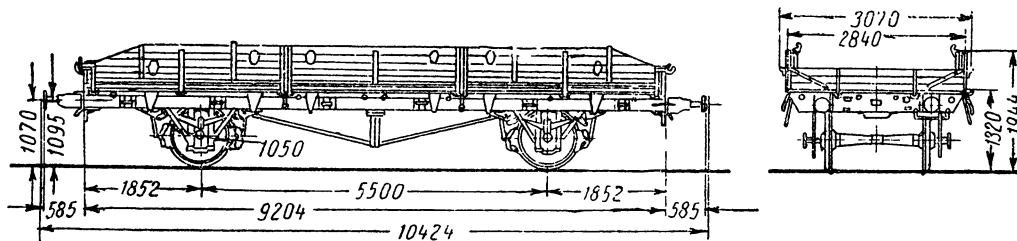
Фиг. 271. Четырехосная 60-тонная безбортная платформа.

позволяет перевозить на платформе длинномерные грузы и допускает производить погрузку и разгрузку других грузов с торца вагона.

При перевозке сыпучих грузов или грузов, не выходящих за габарит платформы, борта устанавливаются вертикально вверх и крепятся в этом положении при помощи скоб и крючков.

На боковых и буферных балках рамы снаружи установлены скобы для стоек, увязочные кольца и бортоотбойные пружины.

пола (при поднятых бортах): длина 13 300 мм; ширина 2770 мм; высота от головки рельса до оси автосцепки 1040 мм, до уровня пола 1271 мм, до верха платформы при поднятых бортах 1726 мм; высота бортов: боковых в средней части вагона 500 мм, торцевых 300 мм, полезная площадь пола 36,8 м², геометрический объем вагона 16,2 м³; тара вагона 22 т; нагрузка от оси колесной пары на рельсы 20,5 т; нагрузка на 1 пог. м пути 5,62 т.



Фиг. 272. Двухосная 20-тонная высокобортная платформа.

Вагон полностью сварной конструкции, вписан в габарит № 0 и оборудован автосцепкой СА-3, ручным и пневматическим системы Матросова тормозами. Рама платформы опирается на две типовые двухосные тележки грузовых вагонов, с осями типа III и колесами диаметром 950 мм.

Кроме равномерно распределенных грузов, на платформе допускается перевозка сосредоточенных грузов весом не более 40 т с расположением их посередине рамы на длине не менее 3000 м. Несмотря на более тяжелые условия

Четырехосная безбортная платформа п. с. 60 т по чертежам ЦВКБ Главтрансмаша (фиг. 271) предназначена для перевозки штучных грузов. Рама вагона — полностью сварной конструкции и состоит из продольных и поперечных балок. Продольные балки могут быть сварными из вертикальных и горизонтальных листов или же из прокатных профилей (двутавр № 60). По длине они выполняются в виде балок равного сопротивления; их высота посередине 600 мм, по концам 324 мм. Сверху рама покрыта половым настилом из досок толщиной

60 мм. В остальном платформа не отличается от описанной выше за исключением того, что у нее отсутствуют отбойные пружины и скобы для стоек. Вагон оборудован пневматическим тормозом системы Матросова, а также ручным с приводом, прикрепленным к лобовой стене буферной балки. Последним пользуются при маневровых работах.

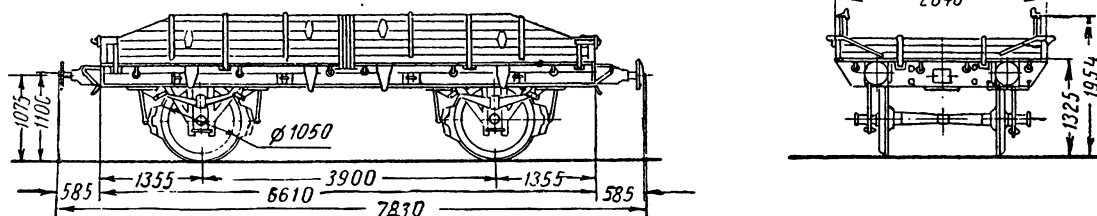
Характеристика вагона: длина по осям сцепления автосцепки 14 220 мм; длина рамы и пола 13 000 мм; ширина рамы и пола 3100 мм; площадь пола 40,3 м²; тара вагона 24 т; нагрузка на ось 21 т; нагрузка на 1 пог. м пути 5,9 т; высота от головки рельса до верхнего пола 1298 мм, до оси автосцепки 1038 мм. Рама вагона опирается на типовые тележки с осями типа III.

Четырехосная бортовая платформа п. с. 50 т — по чертежам ЦВКБ ВОВАТ. Рама сварной конструкции опирается на две типовые тележки с осями типа III. Она изготавливается из

Вагон оборудован автосцепкой и буферами, а также ручным и пневматическим тормозами системы Матросова.

Винт ручного тормоза расположен на буферном брусе; поэтому тормозом можно пользоваться только при маневровых работах.

Двухосная платформа типа 1940 г. с высокими бортами п. с. 20 т — по чертежам Мытищинского вагоностроительного завода (фиг. 272). Рама вагона состоит из продольных балок (швеллеры № 26 и 30) и поперечных — буферных и средних. Боковые балки снизу усилены шпренгелями нормального типа, причем каждый шпренгель состоит из одной струны глухого типа и одной средней колонки. К балкам каждой стороны вагона прикреплено по шесть боковых кронштейнов. На этих балках на кронштейнах крепятся наружные продольные угольники рамы. Пол сделан из досок толщиной 45 мм, прикрепленных к раме болтами. На боковых балках и угольниках, а также на буферных балках



Фиг. 273. Двухосная 20-тонная бортовая платформа для перевозки марганца.

продольных балок сварной конструкции, имеющих форму балок равного сопротивления (состоят из вертикальных и горизонтальных листов) и поперечных балок — буферных, шкворневых и средних, которые также состоят из листов. Половой настил сделан из досок толщиной 55 мм. Борта вращаются на шарнирах и откидываются при разгрузке: боковые — вниз, а торцевые — на кронштейны буферных балок. Снаружи на боковых и буферных балках имеются скобы лесных стоек, увязочные кольца и запорные механизмы бортов (такие же, как у 60-тонной бортовой платформы). На боковых балках имеются еще пружины для бортов.

Характеристика вагона: длина по осям автосцепки 14 224 мм; длина рамы 13 004 мм; база вагона 9300 мм; длина пола внутри 12 914 мм; ширина пола внутри 2680 мм; высота бортов: боковых 455 мм, торцевых 305 мм; площадь пола 35,9 м²; геометрический объем 15,7 м³; тара вагона 18,4 т; нагрузка от оси на рельс 17,1 т; нагрузка на 1 пог. м пути 4,81 т.

укреплена арматура: отбойные пружины (только на боковых угольниках), скобы для стоек и увязочные кольца. Запорный механизм боковых бортов состоит из подъемных колонок, размещенных на раме (внутри за бортами), и крючков, укрепленных на бортах. Торцевые борта в рабочем положении закрепляются крючками за скобы боковых бортов (по углам рамы).

Рессорное подвешивание — одинарное, рессоры — 13-листовые из листов сечением 76 × 13 мм. Колесные пары имеют оси типа II и колеса диаметром 1050 мм.

Боковые и торцевые борта повышены для лучшего использования вагона при перевозке сыпучих грузов. Коэффициент удельного объема в этом вагоне равен 0,73, т. е. почти в 3 раза больше, чем в 60-тонной платформе. Коэффициент использования вагона при перевозке сыпучих грузов равен: при руде 1, при угле (объемного веса 0,9) 0,66, приближаясь в последнем случае к низкоробортым полувагонам (гондолам).

Вагоны оборудуются ручным и пневматическим тормозами и автосцепкой с буферами или только пневматическим тормозом системы Матросова (ранее часть вагонов имела винтовую несквозную сцепку).

Характеристика вагона, оборудованного пневматическим тормозом: длина по осям автосцепки 10424 мм; длина рамы 9204 мм; база вагона 5500 мм; длина пола 9114 мм, ширина пола 2750 мм, площадь пола 25,1 м²; высота бортов бокового 624 мм, торцевого 311 мм; геометрический объем 14,6 м³; тара вагона 9,2 т; нагрузка от оси на рельс 14,6 т; нагрузка на 1 пог. м пути 2,80 т; высота от головки рельса до уровня пола 1320 мм; до верха вагона 1944 мм, до оси сцепления автосцепки 1070 мм.

Вагоны с обоими видами тормозов имеют уменьшенную полезную площадь пола, так как с одного конца у них расположена тормозная площадка. Длина пола внутри 8364 мм, площадь пола 23,0 м²; геометрический объем 13,8 м³; тара платформы 9,90 т; нагрузка от оси на рельс 14,95 т; нагрузка на 1 пог. м пути 2,87 т.

С 1941 г. 20-тонные высокобортные платформы изготавливаются только сварной конструкции.

Двухосная платформа с высокими бортами п. с. 20 т для перевозки марганца — по чертежам ЦВКБ ВОВАТ (фиг. 273). Рама вагона — металлическая клепаной конструкции, состоит из продольных и поперечных балок и оборудована подъемными торцевыми и боковыми бортами с арматурой. Половой настил — из досок толщиной 45 мм.

Рама платформы по конструкции полностью соответствует раме двухосной платформы п. с. 20 т (различаются они только по длине): у нее такие же торцевые и боковые борта и такая же арматура — увязочные кольца, скобы для стоек, кронштейны и пр. Ввиду более короткой базы вагона боковые швеллеры не имеют ширенгелей. Основным элементом боковых и поперечных балок является швеллер № 30, который на буферной балке усиливается верхней и нижней накладками (из полосы).

Вагон, построенный для перевозки марганца, может быть использован и для транспортирования других сыпучих грузов с удельным весом, равным 2,05, а также для перевозки штучных грузов, лесных материалов, проката и пр.

Вагон оборудован автосцепкой и буферами, а также ручным и пневматическим тормозами

или только пневматическим тормозом. Рессорное подвешивание — одинарное, рессоры — 13-листовые из листов сечением 76 × 13 мм. Колесные пары имеют ось типа II и колеса диаметром 1050 мм.

Характеристика вагона, оборудованного только пневматическим тормозом. Длина по осям автосцепки 7830 мм; длина рамы 6610 мм; база вагона 3900 мм; длина пола внутри 6520 мм; ширина пола внутри 2753 мм; площадь пола 17,93 м²; высота бортов: бокового 624 мм, торцевого 311 мм; геометрический объем 9,8 м³; тара вагона 8,90 т; наибольший вес груженой платформы (брутто) 28,9 т; нагрузка от оси на рельс 14,45 т; нагрузка на 1 пог. м пути 3,69 т.

Вагоны с ручными и пневматическими тормозами оборудованы тормозной площадкой с будкой полузакрытого типа (т. е. без передней стенки и дверей), поэтому у них площадь пола уменьшена. Длина пола внутри 6223 мм; площадь пола 17,1 м²; геометрический объем 9,3 м³; тара вагона 9,4 т; нагрузка от оси на рельс 14,7 т; нагрузка на 1 пог. м пути 3,75 т. Высота от головки рельса до уровня пола 1325 мм; до верха бокового борта 1954 мм, до оси автосцепки 1075 мм.

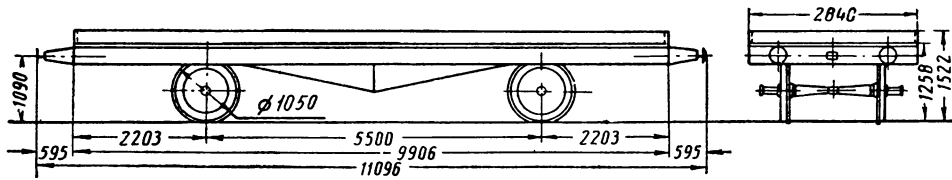
Двухосная платформа п. с. 16,5 т (бывш. Владикавказской железной дороги) (фиг. 274). Рама вагона состоит из продольных и поперечных балок (швеллеры № 26). Буферные балки усилены верхними и нижними клонками, конструкция рамы клепаная. В средней части рамы между буферными боковыми балками помещены поперечные, диагональные и продольные балочки из швеллеров и угольников для крепления центрального аппарата сквозной винтовой упряжи, которой оборудован вагон. Боковые и торцевые борта глухого типа высотой 229 мм. Половой настил сделан из досок толщиной 45 мм.

Характеристика вагона, оборудованного только пневматическим тормозом: длина по осям автосцепки 11096 мм; длина рамы 9906 мм; база вагона 5500 мм; длина внутри 9808 мм; ширина внутри 2740 мм; площадь пола 26,87 м²; геометрический объем 6,15 м³; тара вагона 8,00 т; вес вагона брутто 24,5 т; нагрузка от оси на рельс 12,25 т, нагрузка на 1 пог. м пути 2,21 т; высота от головки рельса до верха вагона 1522 мм, до оси буферов 1090 мм, до уровня пола 1258 мм.

Рессорное подвешивание — одинарное, рес-

сору — листовые. Колесные пары имеют оси типа бывш. Владикавказской железной дороги и колеса диаметром 1050 мм.

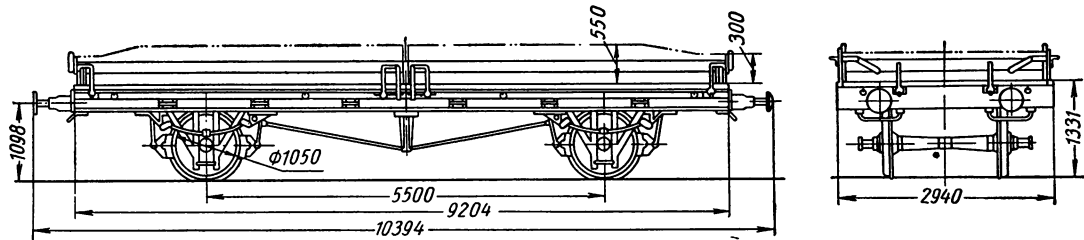
48 мм с одной колонкой), буферных (швеллеры № 30) и средних деревянных — продольных, диагональных и поперечных. Металлические



Фиг. 274. Двухосная 16,5-тонная платформа с глухими бортами (бывш. Владикавказской железной дороги).

Вагоны с обоими видами тормозов оборудованы ручным винтовым тормозом и тормозной площадкой для тормозильщика

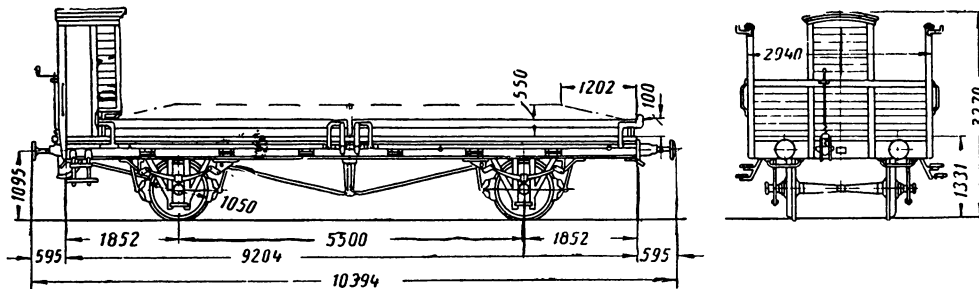
балки соединены между собой заклепками, а деревянные соединены друг с другом и с металлическими балками болтами при помощи метал-



Фиг. 275. Двухосная 15—16,5—18-тонная высокобортная платформа (типа Русских железных дорог — бывш. «нормального типа»).

с будкой полукрытого типа. У этих вагонов длина пола внутри 9306 мм, площадь пола 25,5 м²; геометрический объем 5,84 м³; тара

лических угольников и скоб. Пол армирован по краям угловым железом. Для увеличения ширины пола поставлены боковые продольные уголь-



Фиг. 276. Двухосная 15—16,5—18-тонная высокобортная платформа (типа Русских железных дорог — бывш. «нормального типа») с тормозной площадкой.

вагона 8,5 т; вес вагона брутто 25 т; нагрузка от оси на рельс 12,25 т; нагрузка на 1 пог. м пути 2,25 т.

Двухосная платформа п. с. 15—16,5—18 т типа Русских железных дорог (фиг. 275). Рама вагона состоит из балок: боковых (швеллеры № 30), усиленных шпренгелями (каждый шпренгель состоит из одной глухой струны диаметром

ники, укрепленные на кронштейнах боковых балок. Половой настил — из досок толщиной 48 мм и армирован по краям угловым железом. Боковые и торцевые борта — деревянные (из досок толщиной 40 мм), армированные металлическими петлями и скобами. Боковые борта можно откидывать вниз, а торцевые — на кронштейны буферного бруса. Все кронштейны сде-

ланы из полосового железа и прикреплены к раме на заклепках.

Вагон оборудован винтовой сквозной упряжью, буферами, ручным и пневматическим тормозами или только пневматическим тормозом. Рессорное подвешивание — одинарное, рессоры — из листов сечением 76×13 мм. Колесные пары имеют ось типа I для грузоподъемности 15—16,5 т и типа II — для платформы грузоподъемностью 18 т и колеса диаметром 1050 мм.

Х а р а к т е р и с т и к а вагона, оборудованного только пневматическим тормозом: длина вагона по буферам 10 394 мм; длина рамы 9204 мм; база вагона 5500 мм; длина пола внутри 9104 мм; ширина пола внутри 2740 мм; площадь пола 24,94 м²; высота бортов: бокового 229/550 мм, торцевого 229/300 мм; геометрический объем 5,71/12,88 м³; тара вагона 7,3 т; наибольший вес груженой платформы (брутто) 25,3 т; нагрузка от оси на рельс 12,65 т; нагрузка на 1 пог. м пути 2,43 т; высота от головки рельса до уровня пола 1331 мм, до оси буферов 1098 мм.

Вагон с пневматическим и ручным тормозом имеет тормозную площадку с будкой полуоткрытого типа, оборудованную сиденьем для кондуктора. По углам площадки укреплены стойки для державок боковых сигнальных фонарей. Тормозная будка и угловые стойки сделаны из брусков и досок. У этого вагона длина пола внутри 8612 мм; геометрический объем 5,43/12,48 м³; площадь пола 23,6 м²; тара вагона 7,8 т; нагрузка от оси на рельс 12,9 т; нагрузка на 1 пог. м пути 2,48 т (фиг. 276).

Первоначальная грузоподъемность вагона составляла 15 т. Позднее она была увеличена до 16,5 т, а в 1942—1943 гг. — до 18 т. При вторичном повышении грузоподъемности боковые борта были увеличены до высоты, указанной в вышеприведенной характеристике вагона в знаменателе. Там же в знаменателе указан геометрический объем вагона с наращенными бортами.

Двухосная платформа п. с. 15—16,5—18 т, установленная на раме крытого товарного вагона. Такие платформы грузоподъемностью до 18 т в 1942 г. оборудовались на рамах крытых вагонов (не имеющих кузовов) с целью экономии древесины. Рама вагона состоит из металлических боковых и буферных балок (швеллеры № 24) и внутренних деревянных брусков — поперечных, продольных и диагональных. Соединение балок и брусков рамы — заклепками и болтами через металлические уголки и скобы.

Половой настил сделан из досок толщиной 48 мм и армирован по краям угловым железом. Торцевые и боковые борта из досок толщиной 40 мм могут открываться наружу. В рабочем (вертикальном) положении боковые борта укрепляются запором из швеллеров, которые ходят в направляющих, установленных на боковых обвязочных угольниках рамы. Торцевые борта крепятся к боковым угловыми крючками.

Х а р а к т е р и с т и к а вагона: длина по осям автосцепки 7634 мм; длина рамы 6444 мм; база вагона 3810 мм; длина внутри 6344 мм; ширина внутри 26,87 мм; площадь пола 17,05 м²; высота бортов: бокового 450 мм, торцевого 230 мм; геометрический объем 7,2 м³; тара вагона 6,58 т; нагрузка от оси на рельс 12,29 т; нагрузка на 1 пог. м пути 3,22 т; высота от головки рельса до уровня пола 1266 мм; до верха вагона 1722 мм; до оси буферов 1098 мм.

Рессорное подвешивание — одинарное, рессоры — листовые из листов сечением 79×13 мм. Колесные пары имеют оси типа I и колеса диаметром 1 050 мм. Упряжь — винтовая сквозная.

§ 66. ПЛАТФОРМЫ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

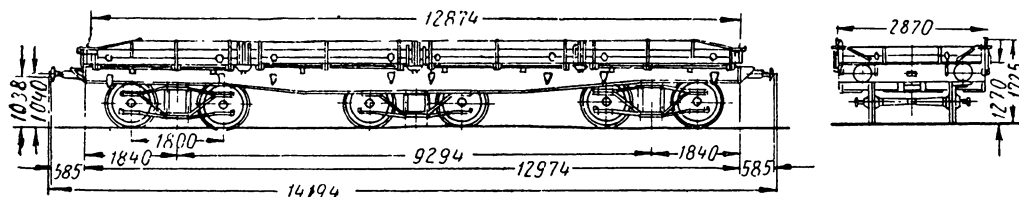
Шестиосная платформа п. с. 120 т — по чертежам Конструкторского бюро главного управления вагонного хозяйства НКПС 1941 г. (фиг. 277). Для перевозки особо тяжелого оборудования в 1941 г. была создана на базе четырехосной платформы п. с. 60 т с балками из проката сверхбольшегрузная платформа. С этой целью под раму была установлена третья двухосная тележка с осями типа III и колесами диаметром 950 мм. Для размещения пятника третьей тележки хребтовая балка в средней части имеет вырез в нижних полках, усиленный постановкой накладки из полосы. Снизу накладки укреплен дополнительный пятник — плоский с роликами, который может перемещаться на подпятнике средней тележки при проходе вагона по кривым, когда тележка смещается поперек вагона. Остальные части и детали платформы — боковые и торцевые борта, отбойные пружины, скобы для стоек, увязочные кольца, автосцепка и буфера — те же, что у 60-тонной платформы.

Х а р а к т е р и с т и к а вагона: ширина грузовой площадки 2770 мм, длина 12 874 мм, площадь 35,86 м²; тара вагона около 26,5 т. Наибольший вес груженой платформы 146,5 т при нагрузке от оси на рельс, равной

24,4 т, и нагрузке на 1 пог. м пути, равной 10,35 т. В обычных эксплуатационных условиях грузоподъемность платформы составляет 96 т; нагрузка от оси на рельс — 20,4 т и нагрузка на 1 пог. м пути 8,6 т. Длина вагона по осям автосцепки 11194 мм; база вагона (жесткая) 9294 мм; база между концевой и средней тележ-

Платформа оборудована пневматическим и ручным тормозами с цепным приводом. Она вписана в габарит № 1-В.

Характеристика вагона: длина по буферам 12010 мм; длина рамы 10820 мм; база вагона 7200 мм; ширина пола 3250 мм; высота от головки рельса до верха

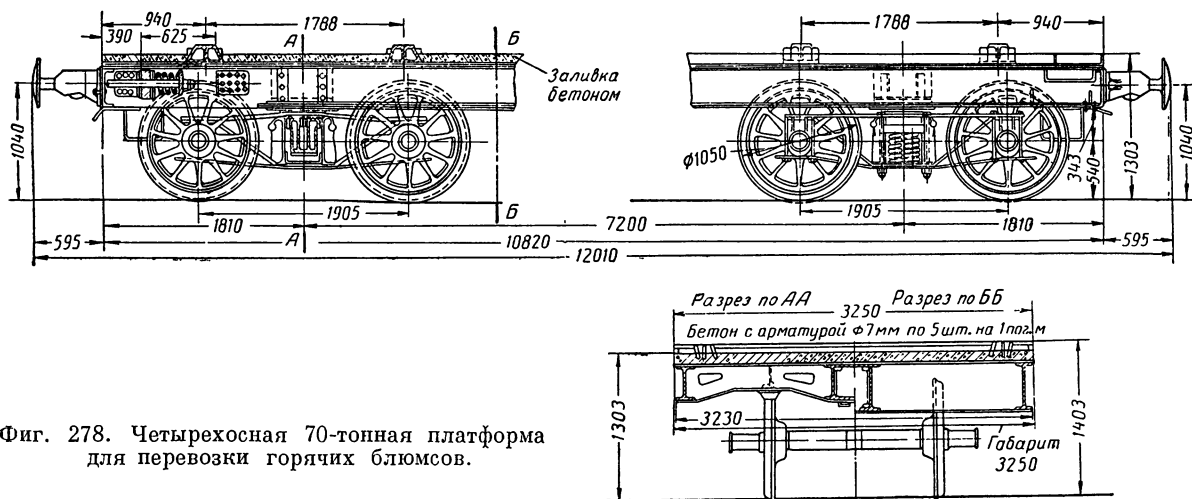


Фиг. 277. Шестиосная 120-тонная платформа типа 1941 г.

кой 4647 мм; высота от головки рельса: до уровня пола 1270 мм; до верха вагона 1725 мм, до оси автосцепки 1040 мм. Скорость передвижения, а также правила пропуски этой платформы в грузе состоят в том же, что и для платформ. В связи с плохим вписыванием средней тележки в кривые участки железнодорожного пути в настоящее время эти платформы не эксплуатируются.

пола 1303 мм, до верха поперечных балок 1403 мм, до оси буферов 1040 мм; грузоподъемность платформы 70 т; тара 30 т; нагрузка на ось 25 т; нагрузка на 1 пог. м пути 8,33 т.

Платформа предназначена для внутризаводского транспорта. На ней перевозят горячие прокатные балки из прокатных цехов на склад, что и вызывает необходимость заливки пола

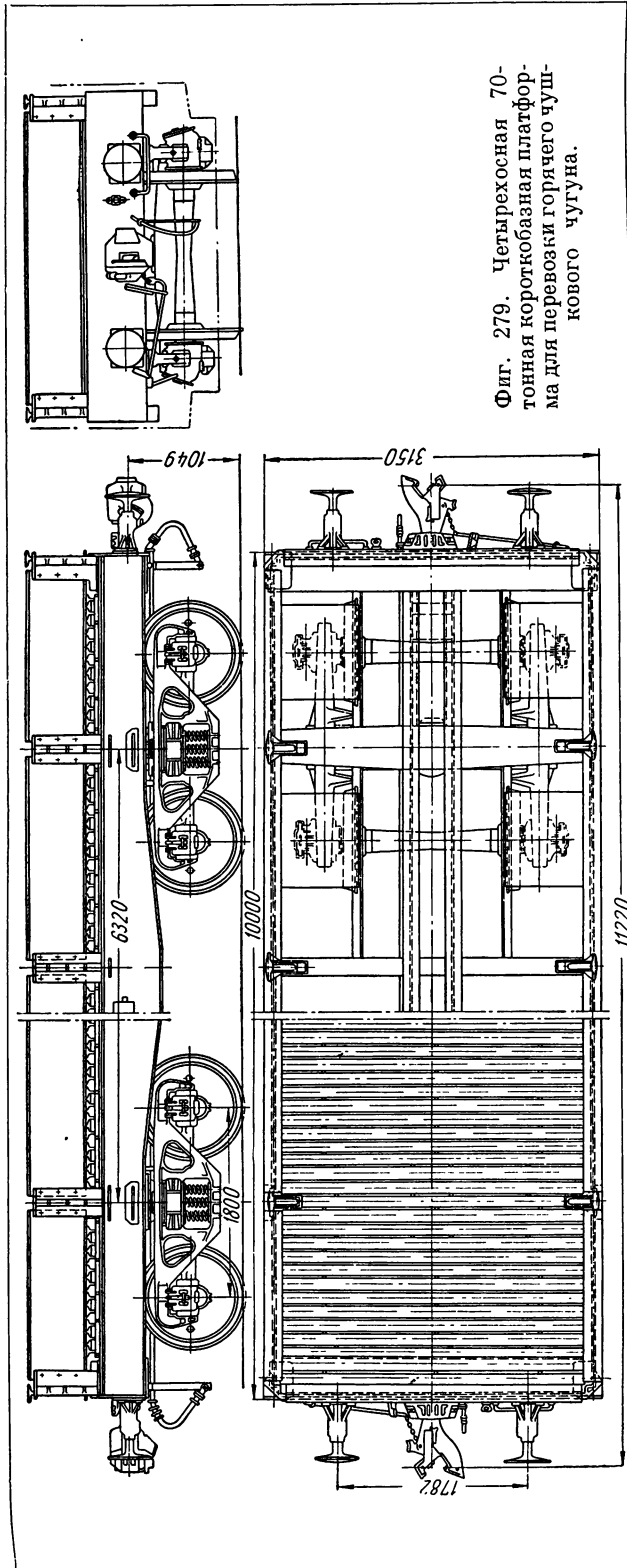


Фиг. 278. Четырехосная 70-тонная платформа для перевозки горячих блюмсов.

Четырехосная платформа п. с. 70 т заводского типа — по чертежам ЦВКБ ВОВАТ (фиг. 278). Рама вагона (клепано-сварной конструкции) состоит из продольных и поперечных балок (двутаврового сечения № 40), перекрытых листовым железом толщиной 10 мм, образующим пол. На пол, армированный угольниками, положено шесть стальных двутавровых балок, служащих опорами перевозимого груза, и вся его поверхность залита бетоном. Толщина слоя бетона 100 мм.

бетоном, предохраняющим железные листы от перегорания.

Четырехосная короткобазная платформа типа 1953 г. п. с. 70 т для перевозки горячего чугуна — по чертежам Днепродзержинского вагоностроительного завода (фиг. 279). Вагон предназначен для внутризаводского транспорта металлургических предприятий при перевозке горячего (свыше 1000°) чугуна от конвейера разливочной машины до места разгрузки и хранения. Влияние высокой



Фиг. 279. Четырехосная 70-тонная короткобазная платформа для перевозки горячего чугуна.

температуры на основные балки рамы выражается в их нагревании и снижении допустимых напряжений. Высокая температура чугуна вызывает также значительные коробления в элементах кузова и в половом настиле и их перегорание, поэтому эти узлы вагона делаются отъемными.

Рама платформы состоит из четырех продольных двутавров № 55А, имеющих форму балок равного сопротивления, и ряда поперечных балок (средних, шкворневых и буферных) сварных из листовой и полосовой стали.

На боковых продольных балках в месте их соединения с поперечными установлены стальные литые кронштейны, к которым крепятся на болтах боковые и лобовые стенки кузова из двутавровых балок № 55А.

Половой настил состоит из ряда рельсов, укладываемых поперек рамы платформ головками вниз, а подошвами вверх, друг к другу так, что они образуют половой настил рамы и кузова.

Между подошвами двух соседних рельсов имеются по всей длине щели-зазоры; воздух снизу поднимается к горячему чугуну и интенсивно охлаждает рельсы пола, предохраняя их от перегорания.

Рельсы собираются по несколько штук вместе и соединяются между собой при помощи скоб на болтах, образуя щиты-секции. Это позволяет в случае необходимости без разборки всего полового настила сменить вышедшие из строя рельсы в любой секции. Секции укладываются на раму платформы так, чтобы концы их выходили под боковые балки кузова.

В связи с высокой температурой перевозимого чугуна платформа не оборудуется пневматическим тормозом, а имеет только пролетные трубы для него (для транспортирования платформы в поездах по железнодорожной сети СССР).

Рама платформы оборудована по концам автоматической сцепкой типа СА-3 и буферами и опирается на две двухосные тележки грузовых вагонов усиленной конструкции с осями типа IV, колесами диаметром 950 мм, усиленными рессорными комплектами и шкворневыми балками. Эта тележка допускает нагрузку на колесную пару до 25 т.

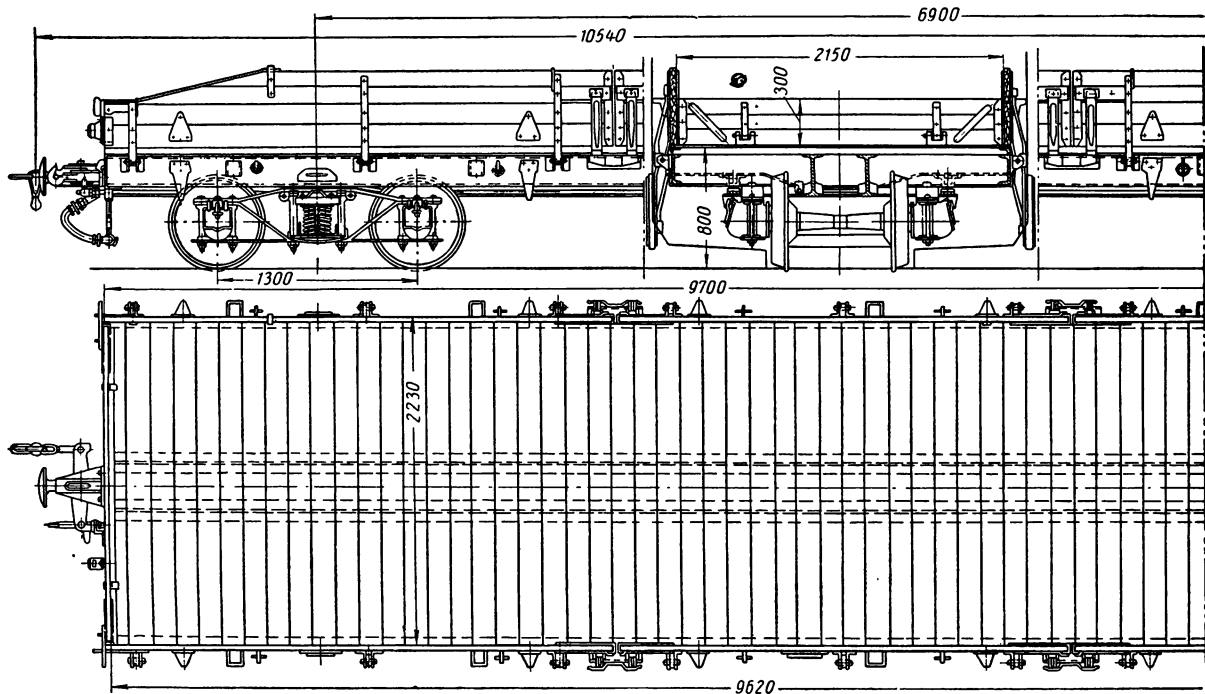
Характеристика платформы: длина по осям сцепления автосцепок 11 220 мм; длина рамы 10 000 мм; база вагона 6320 мм; длина кузова внутри 9850 мм, ширина кузова внутри 2900 мм, высота кузова 550 мм, высота от головки рельсов: до оси автосцепки 1049 мм, до верха пола около 1440 мм, до верха кузова

вагона 1990 мм; площадь пола 28,2 м²; геометрический объем кузова 15,4 м³; тара вагона 29,9 т; нагрузка от оси колесной пары на рельс 25,0 т; нагрузка на 1 пог. м пути 8,87 т; вагон вписан в габарит № 1-В.

Четырехосная платформа типа 1953г. п.с. 20 т узкой колеи 750 мм — по чертежам Днепродзержинского вагоностроительного завода (фиг. 280) предназначена для перевозки лесоматериалов, проката, станков, насыпных грузов, машин, а также других штучных грузов, допускаемых к перевозке на открытом подвижном составе в таре (контейнерах) или без нее.

тами из досок толщиной 50 мм, армированных для жесткости петлями и скобами; борта вращаются на нижних шарнирах и в транспортном положении вертикально вверх удерживаются крючками и скобами запорного механизма. Боковые борта составные (из трех частей по длине вагона) могут откидываться вниз, а торцевые борта откидываются внутрь, ложась на пол платформы.

На боковых и буферных балках укреплены скобы для установки съемных металлических стоек (необходимых при перевозке лесоматериалов), отбойные пружины для боковых бортов и



Фиг. 280. Четырехосная 20-тонная бортовая платформа узкой колеи 750 мм.

Рама вагона сварной конструкции состоит из продольных балок (хребтовой—из двутавров № 33А и боковых — из швеллеров № 20) и поперечных балок — средних и шкворневых из швеллеров № 20 и буферных — штампованных из листа толщиной 6 мм.

Пол платформы набран из досок толщиной 50 мм, уложенных поперек рамы и соединяющихся в четверть; он по краям армирован угольниками сечением 45 × 45 × 5 мм и крепится через них к раме болтами диаметром 12 мм, а к хребтовой балке — посредством специальных скоб.

Для транспортирования грузов навалом платформа оборудована боковыми и торцевыми бор-

увязочные кольца для крепления брезента или проволоки. Съемные стойки состоят каждая из двух угольников сечением 60 × 40 × 6 мм, сваренных в замкнутый трубчатый профиль.

Платформа оборудуется центральными несквозного типа тягово-ударными приборами, устанавливаемыми с каждого конца хребтовой балки (по ГОСТ 4916-49).

Центральный тягово-ударный прибор (фиг. 281) состоит из буферного стакана 3, буферного стержня с тарелкой 4, поперечного рычага 1, сцепного крюка 2, трехзвенной цепи 5 с накидной скобой 6 и замком типа «карабин» с ручкой и противовесом 7 и комплекта пружинного

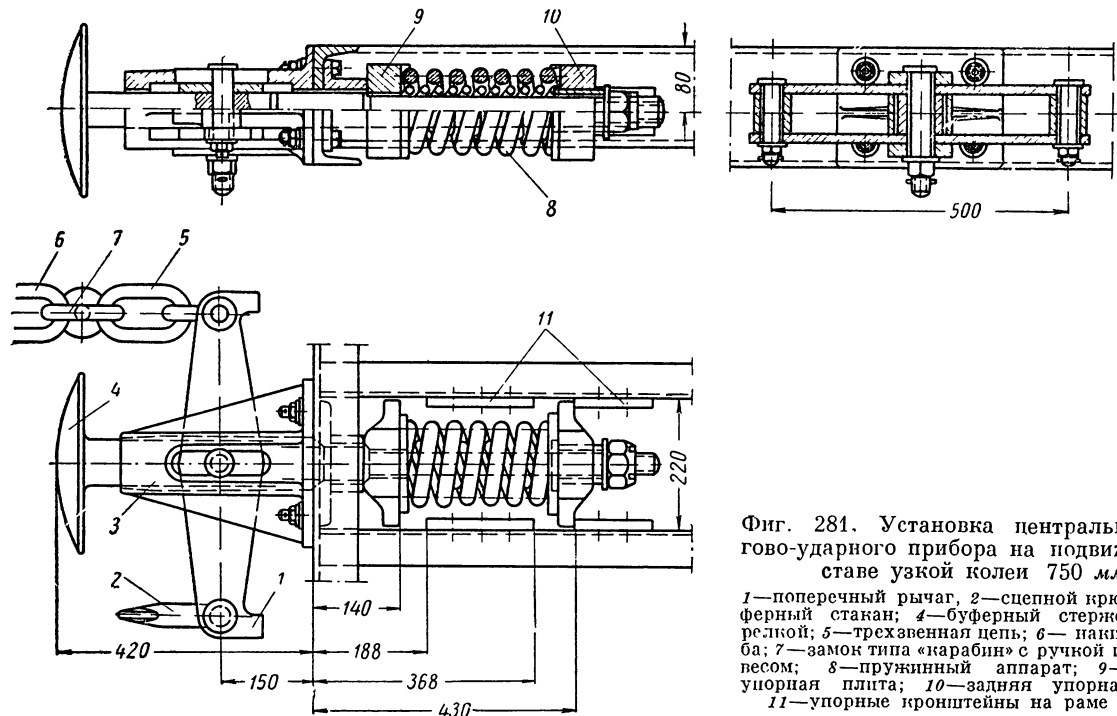
аппарата 8 для передачи на раму вагона тяговых и ударных усилий.

Поперечный горизонтальный рычаг проходит через буферный стакан и буферный стержень и соединяется с последним валиком. На левом конце рычага шарнирно укреплен тяговый крюк, а на правом — цепь с замком типа «карабин» и накидной скобой.

При соединении двух сцепок замок карабин ставят в положение на «удлинение» цепи, скобой первой сцепки зацепляют за крюк второй

вые фермы тележки состоят из поясов сечением 130×20 мм (верхний и средний) и 130×8 мм (нижний); боковые колонки, буксы, клинья и подшипники — стальные литые. Шкворневая балка тележки — сварной конструкции из листов. Колеса — сборные со стальными литыми центрами и стальными катаными бандажами.

Часть вагонов оборудуется ручным тормозом и крытой тормозной площадкой металлической конструкции, которая располагается с одного конца рамы за счет уменьшения площади



Фиг. 281. Установка центрального тягово-ударного прибора на подвижном составе узкой колеи 750 мм:

1 — поперечный рычаг, 2 — сцепной крюк; 3 — буферный стакан; 4 — буферный стержень с тарелкой; 5 — трехзвенная цепь; 6 — накидная скоба; 7 — замок типа «карабин» с ручной и противовесом; 8 — пружинный аппарат; 9 — передняя упорная плита; 10 — задняя упорная плита; 11 — упорные кронштейны на раме вагона.

сцепки, а скобой второй сцепки — за крюк первой. Затем карабины запирают, т. е. закорачивают цепи до положения полного соприкосновения центральных буферов.

На другом конце буферного стержня размещен тягово-ударный пружинный аппарат, состоящий из поперечной упорной плиты, закрепленной гайкой на стержне, и двух двойных спиральных пружин, наружной и внутренней, включаемых последовательно. Упорная плита передает нагрузки на передние и на задние (разъемные) упорные кронштейны, которые приклепаны к двутаврам хребтовой балки.

Рама платформы опирается на две двухосные поясные болтовые тележки с колесами диаметром 610 мм и осями типа IV (по ГОСТ 3873-47).

Конструкция этой тележки одинакова с обычной поясной тележкой грузовых вагонов. Боко-

пола. Торцевой борт с этого конца вагона делается постоянным (глухого типа).

Изготовление платформы и ее узлов производится по следующим техническим условиям, которые оформлены как стандарты: на вагон в целом — ГОСТ 5054-49, на колесные пары — ГОСТ 4912-49, на оси — ГОСТ 3873-47; на рамы боковые поясные, сборные тележки — ГОСТ 4914-49, на тележки в целом — ГОСТ 4911-49, на рычажную передачу тормоза — ГОСТ 4915-49 и на ударно-тяговый прибор — ГОСТ 4916-49 (все ГОСТ распространяются на вагоны железных дорог колеи 750 мм).

Х а р а к т е р и с т и к а п л а т ф о р м ы (в скобках даны размеры для вагона с тормозной площадкой): длина вагона по буферам 10 540 мм; длина рамы 9700 мм; база вагона 6900 мм; база тележки 1300 мм, длина пола

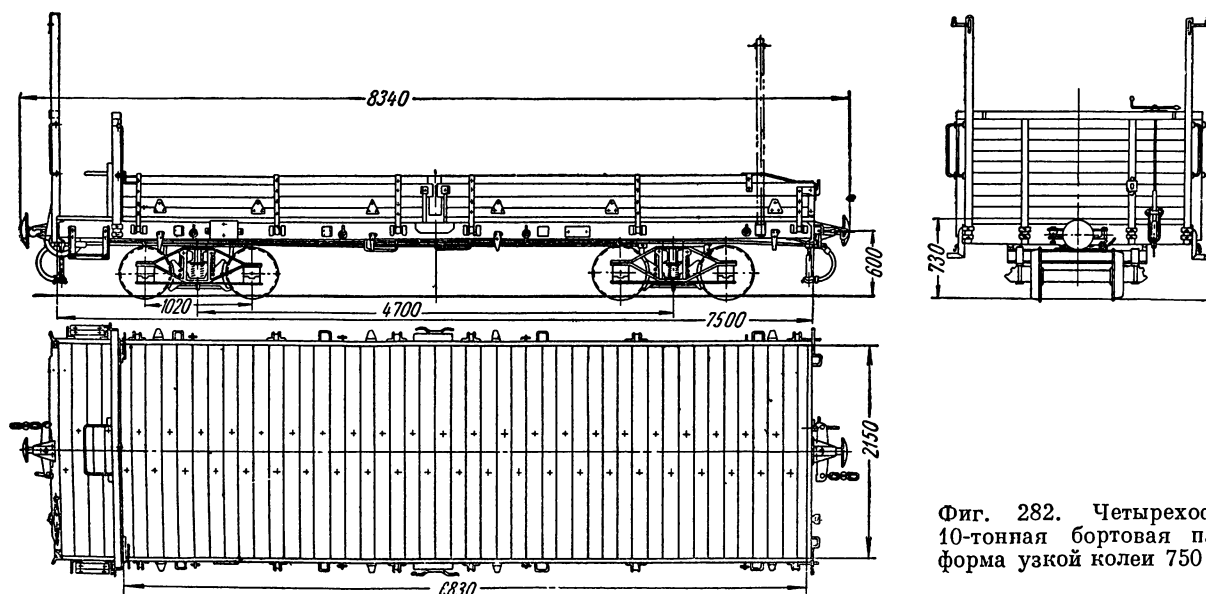
при поднятых бортах 9600 (9000) мм; ширина пола при поднятых бортах 2150 мм; высота бортов: боковых 500 мм, торцевых 300 мм; высота от головки рельсов: до оси тягово-ударного прибора 620 мм, до уровня пола 800 мм, до верха вагона при поднятых бортах 1303 мм; полезная площадь пола 20,8 (19,3) м²; геометрический объем вагона 10,2 (9,6) м³; тара вагона 7,16 (7,46) т; нагрузка от оси колесной пары на рельсы 6,81 (6,88) т; нагрузка на 1 пог. м пути 2,51 (2,57) т.

Четырехосная платформа п. с. 10 т колеи 750 мм — по чертежам Алтайского вагоностроительного завода 1953 г. (фиг. 282). Предназначена для перевозки всевозможных грузов на

которой крепятся центральные тягово-ударные приборы несвальной упряжи нормального, для узкоколейных вагонов, типа (по ГОСТ 4916-49).

Сверху рама покрыта половым настилом толщиной 50 мм, который крепится к балкам 12-миллиметровыми болтами. По краям пол армирован металлическими угольниками сечением 60 × 40 × 5 мм, предохраняющими его от разрушения при погрузке и разгрузке.

С каждой стороны вагона поставлены вращающиеся на шарнирах борта. Боковые борта составные из трех частей по длине вагона, при разгрузке они откидываются вниз. Торцевые борта — цельные по длине; при разгрузке они ложатся на кронштейны буферных балок. В ра-



Фиг. 282. Четырехосная 10-тонная бортовая платформа узкой колеи 750 мм.

узкоколейных железных дорогах при лесных и торфяных разработках, где железнодорожные пути укладываются иногда как временные. Поэтому при обеспечении необходимой прочности рама этой платформы имеет сравнительно большую поперечную гибкость, в пределах упругих деформаций, что позволяет вагону и ходовым частям его проходить неровности железнодорожного пути.

Рама состоит из продольных и поперечных балок из швеллеров № 16 и буферных балок штампованного корытообразного профиля из листа толщиной 6 мм. Боковые швеллеры рамы в средней части усилены верхними накладками толщиной 8 мм. Узлы соединения поперечных балок с продольными усилены косынками. Конструкция рамы сварная. Два средних швеллера образуют хребтовую балку, по концам

бочем положении (вертикально вверх) борта удерживаются при помощи угловых скоб и крючков, а также посредством боковых упорных планок, которые укреплены на бортах и опираются на кронштейны боковых балок. Все борта из досок толщиной 50 мм и армированы планками.

На боковых и лобовых балках снаружи укреплены скобы для стоек, увязочные кольца и бортоотбойные пружины.

Рама вагона опирается на две двухосные поясные тележки с болтовым креплением элементов боковых ферм и сварной конструкцией шкворневой балки. Поперечное сечение поясов боковой фермы тележки: верхнего и среднего 75 × 20 мм, нижнего 75 × 10 мм. Боковые колонки тележки — чугунные литые. Буксы — стальные литые. Колеса — чугунные литые

с закаленным ободом и наружным диаметром 510 мм, оси типа III (по ГОСТ 3874-47).

Изготовление вагона, тележек и других узлов платформ производится по тем же техническим условиям, которые были указаны выше для платформы п. с. 20 т колеи 750 мм.

Часть платформ выпускается с ручным тормозом и оборудуется площадкой для тормозильщика, которая размещается на одном из концов вагона за счет сокращения длины пола. Торцевой борт с этого конца делается несъемным, глухого типа.

Тормозная площадка открытого типа имеет деревянную конструкцию с укрытием для кондуктора.

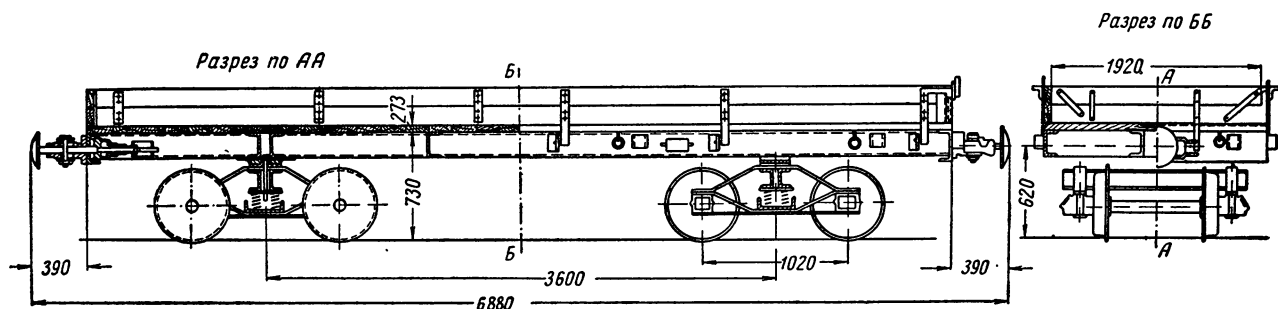
Х а р а к т е р и с т и к а п л а т ф о р м ы (в скобках даны размеры вагона с тормозной площадкой): длина вагона по буферам 8340 мм;

лическими угольниками сечением $40 \times 40 \times 5$ мм и крепится через них к балкам рамы 12-миллиметровыми болтами.

Для перевозки насыпных грузов платформа оборудуется бортами из досок толщиной 45 мм, которые для жесткости армируются металлическими скобами — петлями. К этим скобам внизу приварены штыри (консоли), которыми борта заводятся в отверстия петель-угольников, укрепленных на боковых и буферных балках рамы.

Все борта легко вынимаются из гнезд и при необходимости могут перевозиться отдельно.

Торцевые борта — цельные по длине, а боковые борта составные; с каждой стороны вагона устанавливается по три борта. Соединение бортов между собой, когда они установлены вертикально вверх, — типовое, при помощи



Фиг. 283. Четырехосная 8,2-тонная бортовая платформа узкой колеи 750 мм.

длина рамы 7500 мм; база вагона 5350 мм; база тележки 1200 мм; длина пола 7400 (6800) мм; ширина пола при поднятых бортах 2150 мм; высота от головки рельсов: до оси тягово-ударного прибора 600 мм, до уровня пола 730 мм, до верха вагона 1130 мм; высота бортов: боковых 400 мм, торцевых — 300 мм; площадь пола 16,0 (14,7) м²; геометрический объем 6,3 (5,6) м³; тара вагона 4,0 (4,2) т; нагрузка от оси колесной пары на рельсы 3,50 (3,55) т; нагрузка на 1 пог. м пути 1,65 (1,67) т.

Четырехосная платформа типа 1949 г. п. с. 8,2 т колеи 750 мм — по чертежам Днепродзержинского вагоностроительного завода (фиг. 283), имеет то же назначение и общее устройство, что и платформа п. с. 10 т.

Рама платформы — сварной конструкции и состоит из продольных и поперечных балок — из швеллеров № 16 и буферных балок — из швеллеров № 20. Узлы соединения балок усилены накладками — косынками.

Сверху рама имеет пол из досок толщиной 45 мм; пол армирован кругом, по краям, метал-

скоб и крючков, так же как и у 10-тонной платформы.

Рама вагона по концам оборудована центральными ударно-тяговыми приборами типовой конструкции; на боковых и буферных балках снаружи укреплены скобы стоек и угольники с отверстиями для штырей бортовых петель.

Платформа опирается на две двухосные тележки поясного типа с болтовым креплением элементов боковых ферм и сварной конструкцией шкворневой балки из швеллеров № 16 с местными накладками. Пятники — шарового типа, стальные литые. Колонки боковых ферм, буксы, вкладыши и скользуны — чугуны литые. Колеса чугунные литые с закаленным ободом диаметром 510 мм, оси имеют диаметр шейки 65 мм и изготавливаются из стали Ст. 5 круглого сечения диаметром 100 мм.

Часть вагонов оборудуется ручным тормозом и имеет площадку для тормозильщика, расположенную с одного конца вагона, за счет укорочения площади пола на 400 мм. Площадка имеет деревянную конструкцию без крыши и со-

стоит из заднего щита, на котором укреплено сиденье кондуктора, и переднего щита, на котором располагается привод ручного тормоза. С каждой стороны площадка оборудуется подножками, поручнями и стойками для боковых сигнальных фонарей.

Х а р а к т е р и с т и к а п л а т ф о р м ы (в скобках даны размеры для вагона с тормозной площадкой): длина вагона по буферам 7540 мм; длина рамы 6700 мм; база вагона 3600 мм; база тележки 1020 мм; длина пола при поднятых бортах 6000 (6600) мм; ширина пола при поднятых бортах 2036 мм; высота от головки рельсов: до оси тягово-ударного прибора 620 мм, до уровня пола 780 мм, до верха вагона 1080 мм, высота боковых и торцевых бортов 300 мм; полезная площадь пола 13,4 (12,2) м²; геометрический объем вагона 4,05 (3,66) м³; тара вагона 3,2 (3,4) т; нагрузка от оси колесной пары на рельсы 2,87 (2,92) т; нагрузка на 1 пог. м пути 1,51 (1,56) т.

Четырехосная бортовая платформа п. с. 40 т колеи 1067 мм — по чертежам Днепродзержинского вагоностроительного завода 1954 г. Вагон предназначается для перевозки лесоматериалов, металлов, сыпучих и других грузов, которые могут перевозиться на открытом подвижном составе. Рама, сварной конструкции, опирается на две тележки подобных конструкции тележки четырехосных вагонов — думпкар п. с. 35 т узкой колеи 1000 мм, с использованием от последней основных элементов; колесная пара формируется на колею 1067 мм, соответственно меняется триангель тормозной передачи на тележке.

Рама изготовляется из продольных балок (хребтовой и боковых), состоящих из двутавров № 55А, имеющих форму балок равного сопротивления, и из поперечных балок (буферных, шкворневых и средних) сварных из листа. Конструкция рамы примерно такая же, как конструкция рамы четырехосной платформы п. с. 60 т. Половой настил сделан из досок толщиной 55 мм, армированных кругом по краям пола угольниками. Борта боковые и лобовые — цельнометаллические, из листа толщиной 4 мм, имеют штампованные ребра жесткости. Борта вращаются на шарнирах и при разгрузке откидываются: боковые — вниз, а торцевые — на кронштейны буферных балок. Снаружи на боковых и лобовых балках имеются скобы для стоек, увязочные кольца и запорные механизмы бортов (такие же, как у 60-тонной бортовой платформы), а на боковых балках — также бортоотбойные пружины.

Платформа оборудуется пневматическим тормозом типовой системы грузовых вагонов, а также полуавтоматической сцепкой конструкции Днепропетровского вагоностроительного завода, с применением в последней (для данной платформы) поглощающего фрикционного аппарата от автоматической сцепки СА-3.

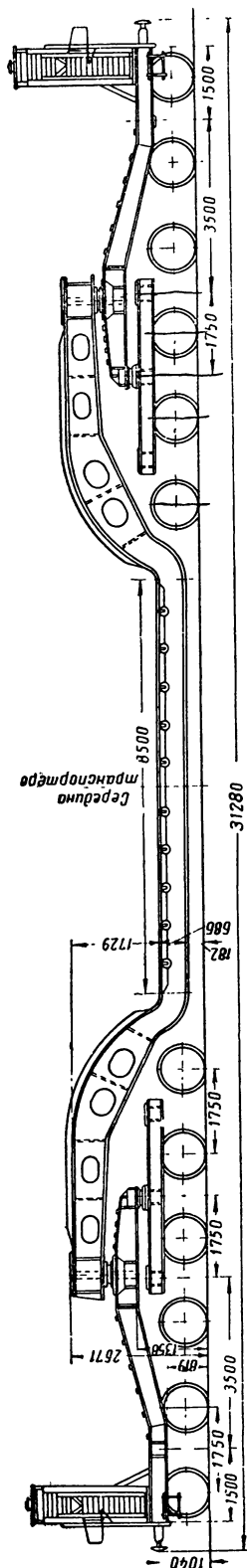
Часть вагонов оборудуется ручным тормозом и имеет с одного конца рамы тормозную площадку с крышей, оборудованную откидным сиденьем для кондуктора, стоп-краном пневматического тормоза, поручнями и подножками, угловыми стойками с крюками для боковых сигнальных фонарей и деревянным половым настилом толщиной 55 мм, армированным по концам угольниками.

Х а р а к т е р и с т и к а в а г о н а: длина по осям сцепления полуавтоматических сцепок 14 620 мм; длина рамы по буферным балкам 13 400 мм; база вагона 9720 мм; длина пола при закрытых бортах 13 300 мм; ширина пола при закрытых бортах 2770 мм; высота бортов: продольных 500 мм, поперечных 300 мм; высота от головки рельса: до оси автосцепки 880 мм, до верха пола 1130 мм, до верха платформы 1630 мм; тара вагона около 20,0 т; нагрузка от оси колесной пары на рельсы 15,0 т; нагрузка на 1 пог. м пути 4,1 т.

§ 67. ТРАНСПОРТЕРЫ

Транспортерами называются платформы большой грузоподъемности, предназначенные для перевозки особо тяжелых грузов или грузов с большими габаритными размерами; как-то: детали или конструкции станин мощных двигателей и станков, электротрансформаторы, роторы и статоры генераторов и т. д. Для облегчения погрузки пол платформы располагают как можно ниже. Главная балка, как правило, имеет изогнутую форму и обладает большим весом. От обычных платформ транспортеры отличаются большей длиной (от 20 м и выше), большим количеством осей (обычно не менее шести) и коэффициентом тары (около 0,75). Количество осей и длину транспортера выбирают в зависимости от веса и размеров груза, сообразуясь с нормами допустимой нагрузки на ось и на 1 пог. м пути.

Существуют следующие основные типы транспортеров: 1) с одной изогнутой главной балкой, средняя часть которой служит грузовой площадкой; предназначается главным образом для перевозки грузов большой ширины; 2) с двумя боковыми балками (или решетчатыми фермами)



Фиг. 284. Двенадцатитонный транспортер.

большой высоты, соединенными внизу поперечными балками; последние служат основанием для настила пола и позволяют перевозить грузы большей высоты, чем на транспортере первого типа. Преимущество транспортера второго типа — уменьшенный вес тары; 3) разъемный, состоящий из двух полутранспортеров; груз опирается на концы изогнутых полубалок этих половин транспортера, прочно с ними скрепляется и в целом образует единый транспортер. Он предназначен для перевозки особо негабаритных по ширине и высоте грузов.

Двенадцатитонный транспортер п. с. 120 т — по чертежам ЦВКБ ВОВАТ 1932 г. (фиг. 284) целиком металлический, сварной конструкции. Состоит из рамы, опирающейся на двухосные тележки. Рама образуется главной (изогнутой) балкой и четырьмя концевыми рамами — двумя передними (балансирами), каждая из которых опирается на одну двухосную тележку, и двумя задними, каждая из которых опирается на пятники двух тележек. На задние рамы опираются балансиры передних рам, а на балансиры, в свою очередь, опирается через пятники главная (изогнутая) балка рамы. Все балки состоят из вертикальных, горизонтальных и изогнутых листов, соединенных между собой сваркой.

Вагон оборудован автосцепкой и буферами, а также ручным и пневматическим тормозами. На концах передних рам имеется по тормозной деревянной будке.

Тележки — типовые грузовых вагонов с базой, равной 1800 мм, осями типа III и колесами диаметром 950 мм.

Характеристика вагона: длина по буферам 31 280 мм; база вагона 19 000 мм; база двух задних тележек 3170 мм; опорная (рабочая) длина пола 8500 мм, полная длина рамы 30 090 мм; ширина пола (рабочая) 3000 мм; высота от головки рельса до главной балки 180 мм, до верха пола главной балки 868 мм, до верха главной балки над опорой 2671 мм, до верха тормозной будки 3765 мм, до оси буферов 1040 мм. Грузоподъемность вагона 120 т; тара 95 т; нагрузка на ось 17,9 т; нагрузка на 1 пог. м пути 6,88 т.

Вагон вписан в габарит № 1-В.

Восьмиосный транспортер п. с. 70 т — по чертежам ЦВКБ ВОВАТ 1933 г. (фиг. 285). Вагон, как и предыдущий, целиком металлический, сварной конструкции. Состоит из рамы, опирающейся на четыре двухосные тележки. Рама образуется средней (главной, изогнутой вниз) балкой и двумя передними рамами-балансирами, на которые средняя балка опирается своими концами. Рамы-балансиры распределяют нагрузку на пятники шкворневых балок тележек. Главная балка и передние рамы состоят из вертикальных, горизонтальных и изогнутых листов, соединенных друг с другом. На концах рамы устроены деревянные тормозные будки, предназначенные для размещения привода ручного тормоза. Каждый из двух ручных тормозов работает самостоятельно.

Вагон оборудован автосцепкой и буферами, а также ручным и пневматическим тормозами. Тележки — типовые с базой, равной 1800 мм, и колесами диаметром 950 мм.

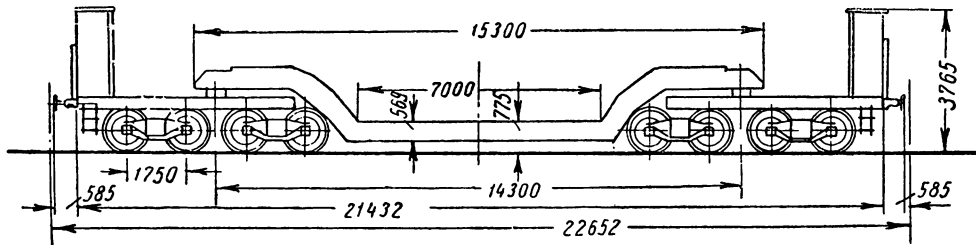
Характеристика вагона: длина по буферам 22 622 мм; база вагона 14 300 мм; база двух тележек 3200 мм; полная длина рамы 21 432 мм; опорная (рабочая) длина пола 7000 мм; ширина пола (рабочая) 3000 мм; высота от головки рельса до верха пола 779 мм, до верха главной балки 2221 мм, до низа главной балки 200 мм, до верха тормозной будки 3765 мм, до оси буферов 1040 мм. Грузоподъемность вагона 70 т; тара 42 т; нагрузка на ось 18,7 т. Нагрузка на 1 пог. м пути 4,95 т.

Вагон вписан в габарит № 1-В.

Двенадцатитонный транспортер п. с. 150 т — по чертежам Брянского вагоностроительного

завода 1938 г. (фиг. 286). Вагон состоит из главной, изогнутой посередине, балки (покрытой по всей ширине металлическим листом), двух концевых рам и четырех тележек. Главная балка и концевые рамы состоят из вертикальных листов, горизонтальных накладок (верхних и нижних), из листов, полос и угольников, соединенных между собой на заклепках. Рамы тележек, тоже клепаной конструкции, сделаны из

сцепки 1030 мм, до верха будки тормозильщика 3885 мм; главная база тележки (расстояние между центрами крайних колес) 3050 мм; база концевой рамы (расстояние между центрами двух расположенных на одном конце вагона тележек) 4575 мм; тара вагона 88 т; наибольший вес груженого транспортера (брутто) 238 т; нагрузка от оси на рельс 19,85 т; нагрузка на 1 пог. м пути 7,82 т.

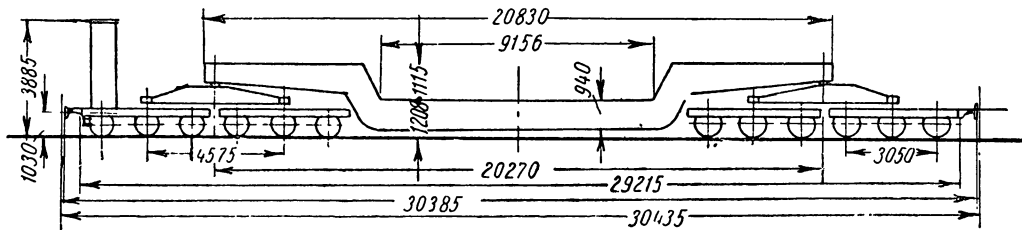


Фиг. 285. Восьмиосный 70-тонный транспортер.

швеллеров, угольников и листов. Главная балка опирается через пятники на концевые рамы, а последние — на пятники тележек. Рамы крайних тележек оборудованы автосцепкой и буферами; на одной из них укреплена закрытая будка для тормозильщика. Вагон имеет ручной (с приводом только на одну тележку) и пневматический тормоза.

Двенадцатиосный транспортер п. с. 110 т — по чертежам Брянского вагоностроительного завода 1938 г. По общему виду вагон не отличается от показанного на фиг. 286. Он состоит из главной балки, покрытой металлическим листом, двух концевых рам и четырех трехосных тележек. Своими концами главная балка через пятники и скользяны опирается на концевые рамы; последние таким же образом опираются на тележки. Все балки и рамы — цельнометал-

Все тележки трехосные с осями типа III и колесами диаметром 950 мм. Рессорное под-



Фиг. 286. Двенадцатиосный 150-тонный транспортер.

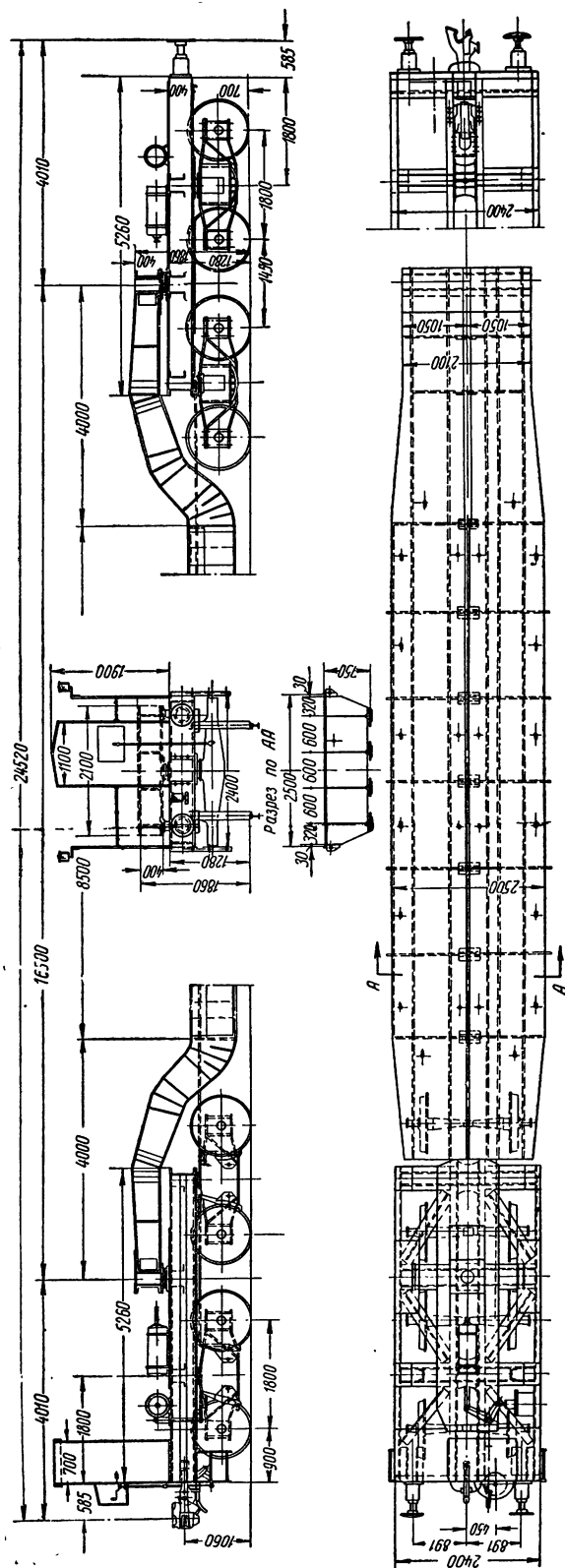
вешивание — одинарное. Рессоры листовые, надбуксовые; расположены они снаружи боковых балок рамы тележки.

Характеристика вагона: длина вагона по осям сцепления автосцепки 30435 мм; база вагона 29215 мм; длина по концам буферных балок 30385 мм; длина главной балки 20830 мм; высота главной балки посередине 940 мм; длина погрузочной площадки 9156 мм, ширина 2440 мм, площадь 22,3 м²; высота от головки рельса: до верха погрузочной площадки 1208 мм, до оси буферов и оси авто-

лические (из листов, полос и угольников) клепаной конструкции. Концевые тележки транспортера оборудованы буферами, автосцепкой, пневматическим и ручным тормозами.

На обоих концевых рамах укреплены будки для тормозильщиков и привод ручного тормоза. Последний соединен только со своей концевой тележкой.

Тележки имеют специальные оси, соответствующие примерно типу II, и колеса диаметром 950 мм. Рессорное подвешивание — одинарное, рессоры — листовые. Рессоры



Фиг. 287. Восьмиосный 120-тонный транспортер типа 1948 г.

расположены снаружи боковых балок тележек над буксами.

Характеристика вагона: длина вагона по осям сцепления автосцепок 30 430 мм; длина по концам буферных брусков 30 380 мм; длина главной балки 20 828 мм; длина грузовой площадки 9017 мм; ширина 2438 мм, площадь 22,3 м²; база вагона 20 828 мм; высота от головки рельса: до оси буферов 1080 мм, до верха грузовой площадки 1031 мм, до верха будки тормозильщика 3568 мм; тара вагона 82 т; наибольший вес груженого вагона 192 т; нагрузка оси на рельс 16 т; нагрузка на 1 пог. м пути 6,32 т.

Восьмиосный транспортер п. с. 120 т типа 1948 г. — по чертежам ЦВКБ МПС (фиг. 287) состоит из одной главной изогнутой балки, опирающейся по концам на надтележечные рамы. Последние, в свою очередь, опираются каждая на две двухосные тележки товарного типа с базой 1800 мм, колесами диаметром 950 мм и осями типа III. Конструкция всех рам и балок вагона клепано-сварная; крупные блоки этих узлов сварной конструкции соединяются между собой заклепками.

Вагон оборудован автосцепкой и буферами, автоматическим и ручным тормозами и имеет следующую характеристику: длина вагона по буферам 24 520 мм; длина рамы по концам буферных балок 23 230 мм; главная база (по центрам пятников основной балки) 13 500 мм; высота от головки рельса до верха погрузочной площадки балки 1000 мм; длина погрузочной площадки 8500 мм; ширина погрузочной площадки 2500 мм; грузоподъемность 120 т; тара вагона 44 т; нагрузка от оси на рельс 20,5 т, на 1 пог. м пути 6,71 т. Вагон вписан в габарит № 0.

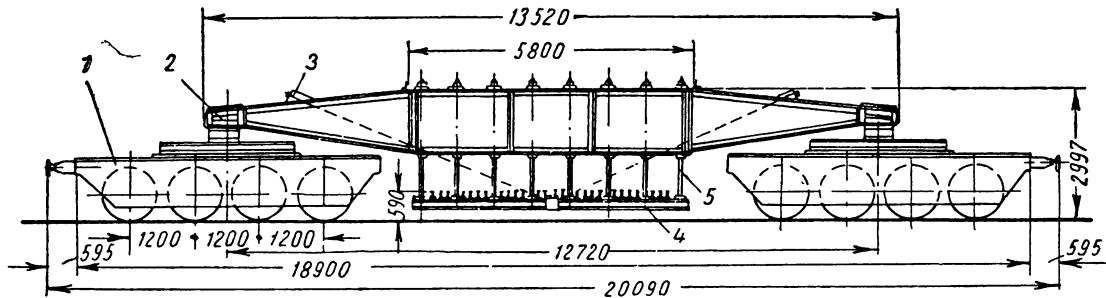
Двенадцатиосный транспортер п. с. 220 т — по чертежам Ворошиловградского паровозостроительного завода. Этот транспортер предназначен для перевозки особо тяжелых длинномерных грузов и состоит из сдваивания двух тендерных рам типа 17 паровоза ФД, из которых каждая опирается на две трехосные тележки. Рамы тендеров, как и рамы тележек, цельнометаллической конструкции, сверху они покрыты деревянным половым настилом из досок толщиной 50 мм. Рессорное подвешивание — одинарное. Тележки имеют стальные литые боковые рамы (из двух балансиров каждая), шкворневые балки и буксы, а также специальные усиленные колесные пары. Диаметр колес 1050 мм, оси типа IV. Вагон оборудован автосцепкой, буферами и пневматическим тормозом.

Х а р а к т е р и с т и к а в а г о н а : д л и -
на по осям сцепления автосцепок 26 360 мм;
длина по концам буферных брусьев 25 140 мм;
длина пола одной тендерной рамы 11 400 мм;
база тендерной площадки 6100 мм; жесткая
база тележки 3000 мм; ширина грузовой пло-
щадки 2900 мм; ее площадь (23,1×2) м²;
тара сцеха (40×2) т; высота от головки рельса:
до оси автосцепки 1040 мм, до верха металли-
ческой рамы 1310 мм. Наибольший вес груже-
ного сцеха 300 т при нагрузке от оси на рельс,
равной 25 т, и нагрузке на 1 пог. м пути, равной
11,38 т.

на кронштейнах снаружи боковых рам тележек.
Колесные пары имеют оси типа III и колеса
диаметром 1050 мм.

Вагон оборудован винтовой несквозной
упряжью и буферами. Рама грузовой площадки
подвешена к боковым балкам главной рамы на
ребрах и шпренгелях (струнах) 3; вверху она
имеет ряд поперечных балочек жесткости из
двутавров.

Х а р а к т е р и с т и к а в а г о н а : д л и -
на по буферам 20 090 мм; длина по концам
буферных брусьев 18 900 мм; база вагона
12 720 мм; длина главной рамы 13 520 мм; глав-



Фиг. 288. Восьмиосный 70-тонный транспортер «колодезного» типа бывш. Русско-Балтийского завода:

1—четырёхосная тележка; 2—боковая балка; 3—шпренгель боковой балки; 4—грузовая площадка (с поперечными балками-рельсами); 5—подвеска-струнка грузовой площадки.

В обычных эксплуатационных условиях грузоподъемность сцеха составляет $84 \times 2 = 168$ т; нагрузка от оси на рельс 20,66 т, а нагрузка на 1 пог. м пути 9,43 т.

Восьмиосный транспортер п. с. 70 т «колодезного типа» постройки бывш. Русско-Балтийского завода (фиг. 288). Главная рама, опирающаяся на две четырехосные тележки, 1 состоит из двух боковых балок 2, имеющих по длине форму балок равного сопротивления.

В средней части боковые балки соединяются при помощи вертикальных подвесок-струнок 5 (по восемь с каждой стороны) с опущенной вниз грузовой площадкой 4, а по концам — с поперечными надшкворневыми балками, к которым снизу прикреплены пятники и скользуны.

Главная балка-рама изготовлена из вертикальных и горизонтальных листов и накладок, соединенных угольниками на заклепках. Для добавочного усиления балок поставлены глухого типа шпренгеля из круглой стали. Колонками шпренгелей служат боковые струнки. Рамы тележек, тоже клепаной конструкции, состоят из боковых листовых рам и поперечных балок. Рессорное подвешивание — одинарное. Рессоры листовые надбуксовые расположены

на базе тележки 3600 мм; расстояние между центрами рядом расположенных колесных пар 1200 мм; высота от головки рельса: до верха грузовой площадки 590 мм, до верха боковой рамы (наибольшая высота) 3100 мм; ширина грузовой площадки — 1656 мм; ее площадь 9,60 м²; тара вагона 47 т; нагрузка на 1 пог. м пути 5,80 т; нагрузка от оси на рельс 14,65 т.

Грузовая площадка транспортера опущена достаточно низко, поэтому груженный транспортер хорошо вписывается в габарит подвижного состава. Однако из-за высокого расположения боковых балок приходится груз опускать на площадку при помощи крана. Это является недостатком данного типа транспортера.

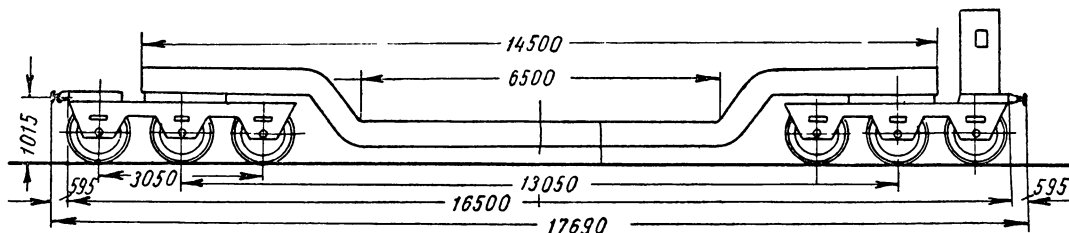
Шестиосный транспортер п. с. 50 т (фиг. 289). Главная балка вагона изогнута посередине и своими концами опирается через пятники и скользуны на трехосные тележки. Балка клепаной конструкции состоит из вертикальных ребер, накладок из листов и угольников. Тележка — клепаной конструкции с плоскими из листа боковинами, соединенными поперечными балочками — шкворневой и концевыми. Рессорное подвешивание — одинарное, рессоры — листовые, надбуксовые. Каждая тележка

оборудована буферами и несквозной винтовой упряжью. На одной из тележек расположены ручной тормоз и будка для тормозильщика.

Характеристика вагона: длина по буферам 17 690 мм; длина по концам буферных балок 16 500 мм; длина главной балки 14 500 мм; размеры грузовой площадки: длина 6500 мм, ширина 2900 мм; ее площадь 18,85 м²; база вагона 13 050 мм; база тележки (жесткая) 3050 мм; высота от головки рельса до оси бу-

фетерохосный транспортер п. с. 29,5 т (фиг. 290). Рама вагона, изогнутая в средней части клизу, состоит из вертикальных ребер, верхних и нижних накладок (из листов и полос), соединенных угольниками на заклепках.

Своими концами рама опирается через пятники и скользуны на обычные двухосные тележки облегченного типа. Она оборудована винтовой несквозной упряжью и буферами. Все вагоны этого типа нетормозные.

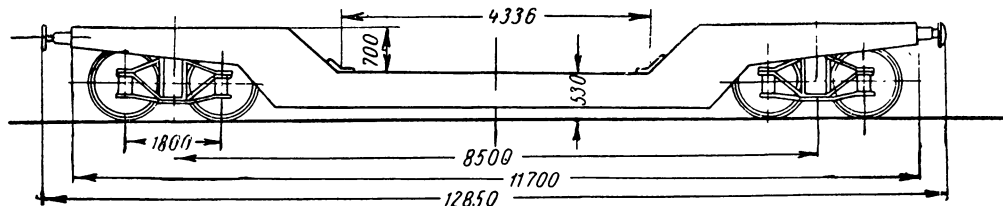


Фиг. 289. Шестиосный 50-тонный транспортер.

феров 1015 мм; тара вагона 34,32 т; нагрузка от оси на рельс 14,05 т; нагрузка на 1 пог. м пути 4,77 т; колесные пары с осями типа II и диаметром колес 1050 мм.

Четырехосный транспортер п. с. 38 т. Главная балка состоит из трех частей, причем средняя часть расположена ниже концевых. Балка опирается на две двухосные типовые тележки товарных вагонов с осями типа III,

Характеристика вагона: длина по буферам 12 850 мм; длина рамы 11 700 мм; длина грузовой площадки 4336 мм; ширина 2580 мм; полезная площадь 11,20 м²; база тележки 1800 мм; диаметр колес 1050 мм; высота от головки рельса до верха грузовой площадки 530 мм; тара вагона 13,10 т; нагрузка от оси на рельс 11,65 т; нагрузка на 1 пог. м пути 63,3 т.



Фиг. 290. Четырехосный 29,5-тонный транспортер.

колесами диаметром 1050 мм и базой, равной 1905 мм. Главная балка клепаной конструкции изготовлена из швеллеров, вертикальных ребер, верхних и нижних накладок. Вагон оборудован винтовой несквозной упряжью и буферами.

Характеристика вагона: длина по буферам 16 490 мм; длина рамы 15 300 мм; база вагона 11 450 мм; длина грузовой площадки 6740 мм; ширина 2060 мм; полезная площадь 12 м²; высота от головки рельса до оси буферов 1080 мм, до верха грузовой площадки 930 мм; тара вагона 44,4 т; нагрузка от оси на рельс 20,5 т; нагрузка на 1 пог. м пути 4,97 т.

Четырехосный транспортер п. с. 26,5 т. Рама вагона (составная, клепаной конструкции) опирается на две двухосные тележки с одинарным рессорным подвешиванием и колесами диаметром 1050 мм.

Она состоит из двух боковых продольных балок и балок поперечных — буферных, шкворневых и средней (последняя, опущенная вниз, служит в качестве грузовой площадки), выполненных как одно целое. По концам рама оборудована винтовой несквозной упряжью и буферами.

Характеристика вагона: длина по буферам 12 810 мм; длина рамы 11 660 мм;

база вагона 7790 мм; длина грузовой площадки 4380 мм; ширина 3000 мм; полезная грузовая площадь 8 м²; высота от головки рельса до оси буферов 1075 мм; до верха грузовой площадки 470 мм, до верха боковой балки (ее средней части) 770 мм, тара вагона 11,85 т; нагрузка от оси на рельс 9,51 т; нагрузка на 1 пог. м пути 2,96 т.

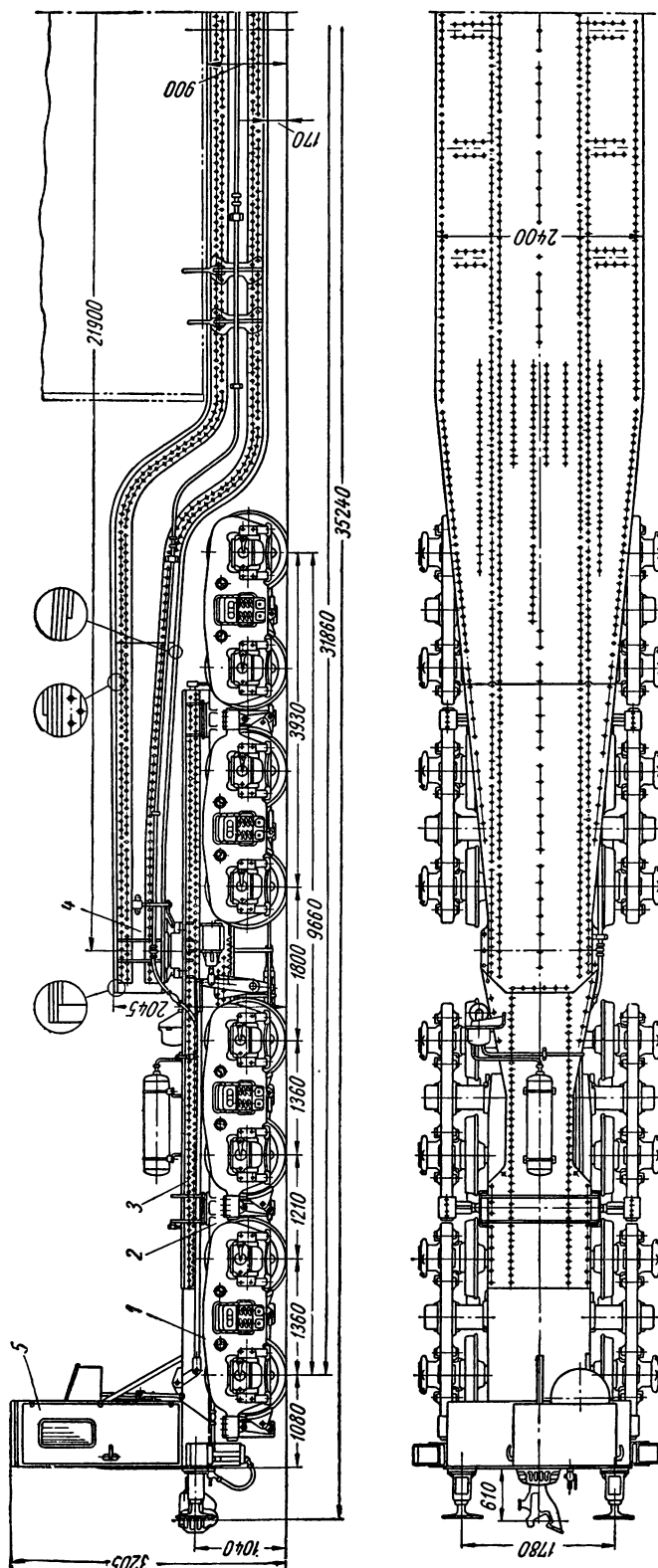
Так как верхняя поверхность боковой балки расположена выше грузовой площадки, груз, помещенный на транспортер, необходимо поднимать краном.

Три типа указанных выше четырехосных транспортеров находятся в грузовом парке железных дорог Советского Союза; в настоящее время транспортеры такой малой грузоподъемности не строятся.

Восемнадцатисный транспортер п. с. 168 т, предназначенный для перевозки трансформаторов и грузов с большими по высоте габаритами, состоит из главной балки, двух концевых рам-балансиров и четырех тележек — четырех- и пятиосных. Главная балка имеет две боковые фермы раскосостоечной конструкции, соединенные поперечными балками: на концах по всей высоте, а посередине — только в нижней части. Поперечные балки сверху покрыты листами, образующими грузовую площадку. Груз размещают на площадке между боковыми фермами.

Концевые рамы, а также рамы тележек состоят из продольных (боковых) и поперечных балок (листовой конструкции). Средние тележки — пятиосные, концевые — четырехосные. Рессорное подвешивание — одинарное. Рессоры — плоские, надбуксовые, расположены снаружи боковых рам. С обоих концов вагона имеются ручные тормоза с приводом на концевые тележки и поставлены будки для тормозильщиков.

Шестнадцатисный транспортер п. с. 180—210 т — по чертежам Ворошиловградского паровозостроительного завода (фиг. 291) — цельнометаллический, предназначается для перевозки особо тяжелых грузов. Состоит из главной изогнутой балки, опирающейся



Фиг. 291. Шестнадцатисный 180—210-тонный транспортер:

1 — двухосная тележка; 2 — связывающая рама четырехосной тележки; 3 — промежуточная балка (концевая рама); 4 — главная балка; 5 — грузовая площадка.

концами на промежуточные концевые балки, каждая из которых передает половину нагрузки на две двухосные тележки.

Главная балка, несущая основную нагрузку, имеет клепаную конструкцию и выполнена из специальной стали, так как при загрузке транспортера грузом весом 210 т и при динамическом коэффициенте 1,2 напряжения в ней достигают до 1710 кг/см². Эта балка выполнена в форме кривого изогнутого бруса, в местах изгибов имеет повышенные моменты сопротивления и моменты инерции и состоит из ряда вертикальных (фасонной вырезки) листов толщиной 26 мм (в концевой части — два, а в средней — четыре) и верхних и нижних многослойных поясов толщиной по 20 мм и шириной от 1400 до 2400 мм (в концевой части — по две накладки, а в средней — по три внизу и вверху). Главная балка имеет замкнутое коробчатое сечение с размерами в средней части: высотой 730 мм и максимальной шириной 2400 мм. Вертикальные и горизонтальные листы балки соединяются между собой заклепками через угольники сечением 200 × 200 × 16 мм.

Консольные части балки для облегчения веса имеют уменьшающиеся к концам сечения (по высоте до 610 мм и ширине до 1410 мм).

Обе промежуточные балки клепаной конструкции взаимозаменяемы, они выполнены из стали марки Ст. 3, так как максимальное расчетное напряжение в их элементах около 1370 кг/см².

Вертикальные стенки сечением 540 × 20 мм и горизонтальные накладки балки (внизу тройные по 550 × 15 мм, вверху двойные по 1350 × 15 мм) соединяются между собой заклепками через промежуточные угольники. На наружных концах промежуточных балок установлены будки для тормозильщиков, оборудованные приводами ручного тормоза и стоп-кранами пневматического тормоза системы Матросова.

Будки металлической конструкции имеют боковые одностворчатые двери, окна в дверях и стенах и сиденье для кондуктора. Около дверей на боковых балках приклепаны трехступенчатые подножки.

Пневматический и ручной тормоза установлены на каждой промежуточной балке с приводом через рычажную передачу на оси.

Всего на транспортере 14 тормозных осей (7 + 7).

Тормозное усилие, равное 76 т, обеспечивает торможение груженого транспорта на тормозном пути, равном 800 м, при скорости движения 60 км/час на уклоне 0,014, что гарантирует безопасность эксплуатации вагона.

Ходовая часть транспортера состоит из четырехосных тележек специальной конструкции Ворошиловградского паровозостроительного завода. Каждая такая тележка состоит из двух двухосных тележек (со стальными литыми боковыми рамами и шкворневыми балками), которые соединяются между собой связывающей стальной литой рамой.

Колеса имеют диаметр по кругу катания 900 мм, оси типа IV. Связь между главной балкой, промежуточными балками, связывающими стальными литыми рамами тележек и шкворневыми балками двухосных тележек осуществляется через стальные пятники, подпятники и шкворни, а также через боковые скользуны.

Рессорное подвешивание тележек состоит из цилиндрических двойных пружин; под каждым концом шкворневой балки устанавливаются четыре таких комплекта.

Вагон вписывается в габарит № 1-В, а тележки в габарит № 1-П с использованием части последнего габарита, предусмотренного для пальцев контркривошипа паровоза.

Транспортер рассчитан на прохождение кривых участков железнодорожного пути, имеющих минимальный радиус 150 м. Скорость движения порожнего транспортера допускается такая же, как и для всего подвижного состава железных дорог СССР. Скорость движения груженого транспортера, учитывая негабаритность груза, устанавливается в каждом отдельном случае в соответствии с инструкцией Министерства путей сообщения № ЦД/1500.

С каждого конца транспортер оборудован автосцепкой и буферами, а в средней части — устройствами для специальных растяжек для крепления груза.

Х а р а к т е р и с т и к а в а г о н а: длина вагона по осям сцепления автосцепок 35 240 мм; длина вагона по концам буферных балок 34 120 мм; основная база вагона (по главной балке) 21 900 мм; база между двумя четырехосными тележками (на промежуточной балке) 5730 мм; база между двумя двухосными тележками (на стальной связывающей раме) 2570 мм; база двухосной тележки 1360 мм; общая колесная база по центрам концевых колесных пар вагона 31 860 мм; длина главной балки 22 400 мм; длина промежуточной концевой балки 9150 мм; размеры погрузочной площадки: длина 8280 мм; ширина 2400 мм; высота от головки рельса в груженом состоянии транспортера: до оси автосцепки 1040 мм, до верха концевой будки 3205 мм, до верха консольной части главной балки 2045 мм, до верха погрузочной пло-

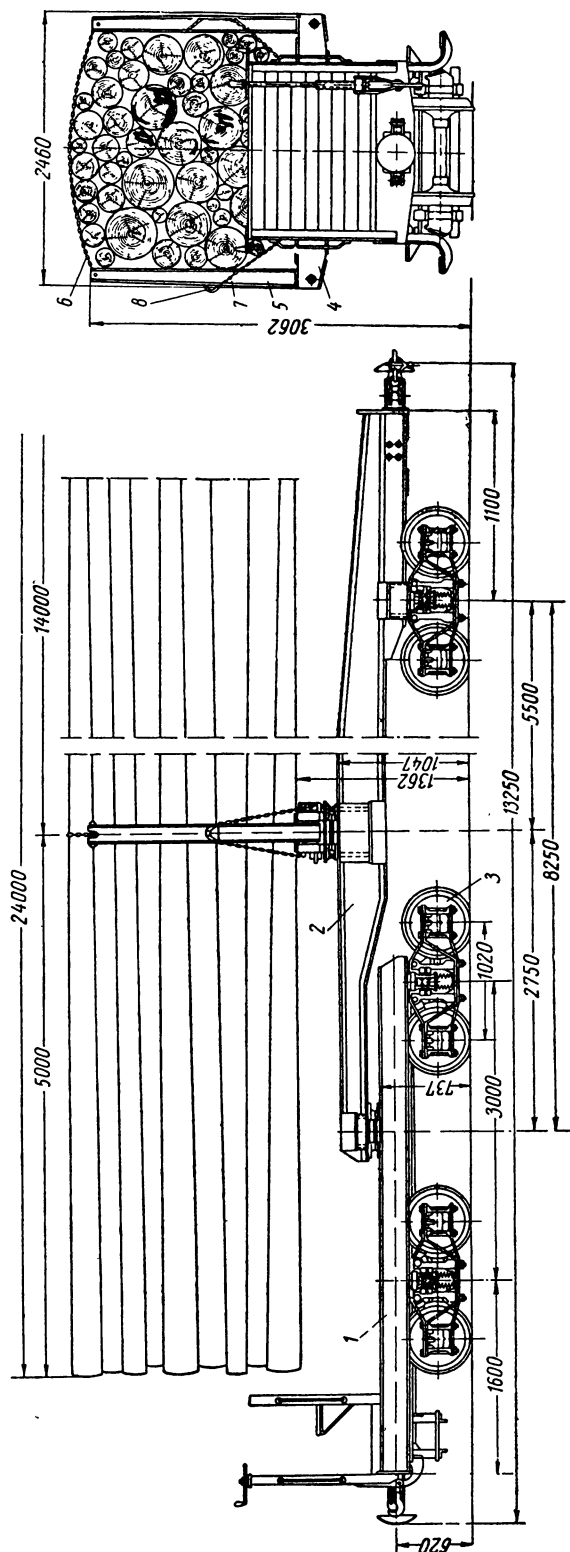
ладки главной балки 900 мм, до низа балки 170 мм, до других подрессоренных частей вагона 150 мм, до неподрессоренных частей вагона 120 мм; грузоподъемность вагона: а) 180 т при давлении от оси колесной пары на рельс 20,6 т и б) 210 т при давлении от оси колесной пары на рельс 22,5 т; тара вагона 150 т; нагрузка на 1 пог. м пути 9,4 и 10,2 т (соответственно при грузоподъемности 180 и 210 т).

Двенадцатисный транспортер для перевозки леса в хлыстах п. с. 34 т колеи 750 мм — по чертежам Алтайского вагоностроительного завода (фиг. 292) цельнометаллической конструкции, имеет узкоспециальное назначение и предназначен для вывозки хлыстов длиной до 24 м с места лесных разработок до пунктов, где хлысты распиливаются на более короткие куски или подвергаются другой переработке.

(Хлыстом называется спиленное или срубленное дерево, освобожденное от сучьев и от верхней кроны. В верхней части такой хлыст имеет диаметр около 60—80 мм.)

Двенадцатисный транспортер состоит из двух шестисных сцепов (полутранспортеров), которые соединяются между собой при помощи типовых тягово-ударных приборов; наверху сцепов установлены на пятниках вращающиеся около вертикальной оси коники. Коник состоит из сварной коробчатого сечения балки, на концах которой шарнирно укреплены стальные стойки. Стойки, вращаясь, могут откидываться внутрь вагона или наружу вниз. В рабочем положении стойки установлены вертикально вверх и образуют гнездо. В этом положении стойки удерживаются от опрокидывания наружу посредством коротких цепей. Нижние концы цепей шарнирно связаны с балкой коника, а верхние — с серединами стоек через замки-карабины. Всего на транспортере имеются два коника, в гнезда которых укладываются хлысты в переменном порядке, а именно: в каждое гнездо кладется хлыст то комлевой частью, то вершиной, что обеспечивает равномерное распределение нагрузки на ходовые части. Погрузка хлыстов производится через открытый верх гнезд коника; после погрузки стойки коника вверху соединяются между собой цепями или увязочной проволокой.

Разгрузка хлыстов производится или через верх вагона, с предварительным снятием верхней увязки стоек, или на любую боковую сторону вагона. В этом случае расцепляются замки-карабины коротких цепей на стойках со стороны разгрузки и последние давлением хлыстов откидываются наружу и вниз.



Фиг. 292. Шестисный сцеп двенадцатисного 34-тонного транспортера для перевозки леса в хлыстах. 1 — четырехосная концевая платформа сцепа (полутранспортера); 2 — главная балка сцепа (полутранспортера); 3 — двухосная тележка; 4 — опорная балка коника; 5 — окovaná откидная стойка коника; 6 — верхняя увязочная цепь; 7 — цепь, удерживающая стойку коника; 8 — замок «карабин» цепи стойки коника.

Оба шестисосных сцепа являются взаимозаменяемыми. Каждый сцеп состоит из одной главной продольной балки, одной четырехосной платформы и одной двухосной тележки.

Главная балка сварной конструкции состоит из двух продольных двутавров № 36, перекрытых снизу и сверху накладками сечением 500×10 мм, и четырех поперечных балок (двух шкворневых, промежуточной и буферной) коробчатого сечения из вертикальных и горизонтальных листов.

Снизу шкворневых балок поставлены пятники и боковые скользуны, через которые главная балка опирается на платформу и тележку.

Для обеспечения передачи нагрузки пропорционально числу осей на платформу и тележку промежуточная балка поставлена на главной балке на $\frac{1}{3}$ расстояния между шкворневыми балками, ближе к стороне четырехосной платформы. Сверху на эту промежуточную балку через пятник и боковые скользуны опирается коник.

На буферной балке главной балки, установленной со стороны тележки, размещается ударно-тяговый прибор несковозной упряжи принятого типа для узкоколейных вагонов (по ГОСТ 4916-49).

Четырехосная платформа сцепа состоит из рамы сварной конструкции, опирающейся на две двухосные тележки. Хребтовая и боковая балки рамы, а также шкворневые и поперечные балки выполняются из швеллеров № 20, а буферные балки — штампованные из 6-миллиметрового листа или из двутавров № 20.

На одной из буферных балок рамы с внешнего конца сцепа укреплен типовой ударно-тя-

говый прибор. С этого же конца рамы наверху размещается тормозная площадка полуоткрытого типа, привод ручного тормоза и приборы пневматического тормоза.

Торможение осуществляется только на колесные пары тележек, стоящих под платформой. Двухосная тележка, стоящая с другого конца главной балки, — нетормозная.

Тормозная магистраль проходит вдоль всего сцепа и оканчивается типовыми концевыми кранами и тормозными рукавами.

Под платформу и сцеп ставятся одного типа двухосные поясные болтовые тележки с базой 1200 мм, колесами диаметром 510 мм и осями типа III по ГОСТ 3874-47, изготавливаемые по техническим условиям ГОСТ 4914-49 и ГОСТ 4912-49 и применяемые под платформу п. с. 10 т колеи 750 мм.

Х а р а к т е р и с т и к а с ц е п а: длина по концам буферов 13 250 мм; база сцепа 8250 мм; длина главной балки 9600 мм; длина четырехосной платформы 4800 мм; база этой платформы 3000 мм; высота от головки рельса до оси буферов 620 мм; тара сцепа 7,0 т.

Х а р а к т е р и с т и к а т р а н с п о р т е р а: длина по концам буферов 26 500 мм; главная база (по центрам коников) 14 000 мм; высота стоек коника над опорной поверхностью 1700 мм; ширина между стойками коника в свету 2150 мм; высота от головки рельса: до верхней точки главной балки 1047 мм, до верхней опорной поверхности балки коника под хлысты 1362 мм, до верха транспортера при поднятых стойках 3062 мм; тара всего транспортера 14 т; нагрузка от оси колесной пары на рельсы 4,0 т; нагрузка на 1 пог. м пути 1,81 т.

ГЛАВА XXI

ПОЛУВАГОНЫ

П о л у в а г о н о м называется вагон с кузовом без крыши. В полувагонах погрузка ведется через верх, а иногда через лобовые и боковые двери. По способу разгрузки полувагоны разделяются на с а м о р а з г р у ж а ю щ и е с я, разгрузка которых производится через специальные люки при помощи разгрузочных механизмов с ручным или механическим приводом, и г л у х и е, которые люков и постоянных разгрузочных механизмов не имеют. Вагоны обеих категорий допускают разгрузку через верх вручную или с применением механических средств (например, на вагонопрокидывателях).

К полувагонам относятся угольные, рудные и торфяные хоперы, гондолы, коксотушильные вагоны и вагоны с опрокидывающимся кузовом (думпкары). Первый специальный самоопрокидывающийся вагон для перевозки балласта и камней был построен в России в 1868 г.

§ 68. ГОНДОЛЫ

Гондолы с разгрузочными люками в полу, идущими по всей длине вагона или занимающими только часть длины, называются с а м о р а з г р у ж а ю щ и м и с я. Гондолы с глухим плоским полом и люками, расположенными

в боковых стенах кузова, называются полусаморазгружающими. Гондолы без люков в полу или стенах относятся к типу глухих полувагонов.

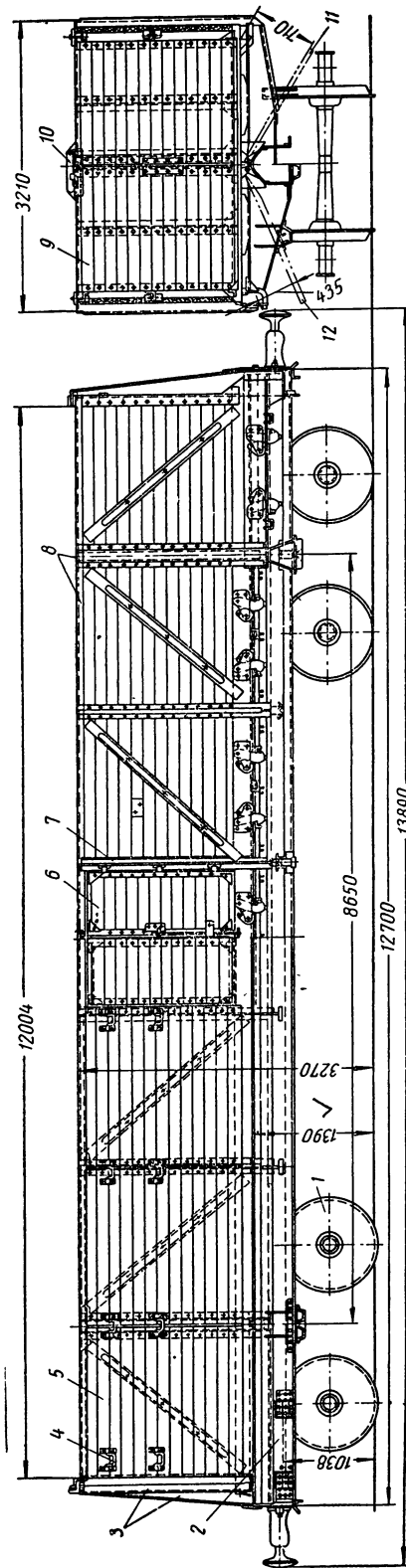
В гондолах первых двух типов часто устраивают двери, причем в большинстве случаев их размещают в торцевых стенах кузова. Реже строят гондолы с боковыми дверями и еще реже с торцевыми и боковыми.

Саморазгружающиеся гондолы с боковыми и лобовыми дверями называются универсальными, так как в них, как и в вагонах общего назначения, можно перевозить все виды грузов (кроме жидкостей), а именно: сыпучие — уголь, руду и т. д., штучные — станки, машины и др., длинномерные — лес, рельсы, балки и т. п., контейнерные, а также (если покрыть гондолу брезентом) зерно и овощи. Для придания вагону большей универсальности в 1941—1947 гг. были изготовлены опытные гондолы со съемной крышей, состоящей из отдельных блоков-щитов (деревянных и металлических).

Вертикальные нагрузки и усилия от распора насыпного груза воспринимаются боковыми стенками кузова. Нижняя рама гондол — полунесущего типа, воспринимает горизонтальные ударные нагрузки, а поперечные балки служат для передачи вертикальных нагрузок на боковые стенки и пятники. Боковые балки рамы, обычно угольники или фасонные штамповки из полосы, являются нижними поясами боковых ферм или стенок. Последние воспринимают в основном вертикальные и боковые нагрузки. Верхние обвязки боковых ферм должны рассчитываться с учетом усилий, возникающих при разгрузке вагона на вагоноопрокидывателе.

Четырехосная гондола унифицированного типа 1941 г. п. с. 60 т с люковыми крючками — по чертежам Уральского вагоностроительного завода (фиг. 293). Каркас кузова, соединенный с рамой, — металлический, сварной конструкции, поставлен на две двухосные тележки; его боковые стены имеют вид раскосных ферм. С каждой стороны вагона посередине подвешена на петлях двустворчатая дверь, открывающаяся наружу. Запорный механизм дверей состоит из разрезных штырей, вводимых в верхнее и нижнее гнезда на обвязках-поясах фермы при помощи одной общей рукоятки. Ширина дверного провета в свету 1570 мм.

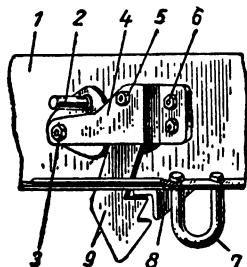
Лобовые стены кузова состоят из угловых стоек с усиливающими листами и ребрами жесткости. Здесь также имеются подвешенные на петлях двустворчатые двери, которые в отличие от боковых открываются внутрь вагона. При



Фиг. 293. Четырехосная 60-тонная гондола унифицированного типа 1941 г.:

- 1 — двухосная тележка; 2 — рама вагона; 3 — угловая стойка с лобовым контрфорсом; 4 — скобы для стоек; 5 — деревянная обшивка боковой стены; 6 — боковая двустворчатая дверь; 7 — шарнирные петли боковых дверей; 8 — металлическая раскосно-стречная ферма боковой стены кузова; 9 — торцевая двустворчатая дверь; 10 — верхний запорный механизм торцевой двери; 11 — средняя крышка люка пола; 12 — надтепелечная крышка люка пола.

этом створки дверей прилегают к боковым фермам так, что весь лобовой проем (его ширина в свету равна 2610 мм) остается свободным. Двери имеют верхний и нижний запоры в виде накладных крючков простой формы. Лобовые, а также боковые двери представляют собой металлические рамки, покрытые изнутри деревянной обшивкой толщиной 40 мм.



Фиг. 294. Запорный механизм крышки люка пола 60-тонной гондолы:

1—нижняя обвязка боковой стены кузова; 2—запорный сектор; 3—валик (болт) сектора; 4—скоба крючка; 5—валик (болт) крючка; 6—болт крепления скобы; 7—скоба для подтягивания крышки люка; 8—угольник на крышке люка; 9—двузубый крючок.

Боковые стены до середины высоты имеют обшивку толщиной 40 мм, а выше середины — толщиной 35 мм.

Высота кузова внутри 1880 мм, длина внутри 12 004 мм. В дне кузова устроено 14 люков (по 7 с каждой стороны хребтовой балки), прикрываемых крышками снизу. Длина люкового проема в свету 1550 мм. Крышки, штампованные или сварные из листового железа толщиной 6 мм, армированы ребрами жесткости; вращаются они на шарнирах, приваренных к хребтовой балке. К концам крышек снизу приварены угольники запорного механизма, выступающие боковые стенки вагона. В открытом положении крышки опираются на упоры, расположенные на поперечных балках.

Запорный механизм крышек (фиг. 294) состоит из двузубых крючков 9, укрепленных на нижнем угольнике боковой фермы. На каждую крышку ставятся два крючка. При закрывании крышек крючки зацепляются за выступающие угольники 8. Подтягивание крышек на второй зуб производится ломиком, для упора которого имеются специальные скобы 7. Самопроизвольное соскакивание крючка предотвращается устроенным сбоку запорным сектором 2, заклинивающим крючок.

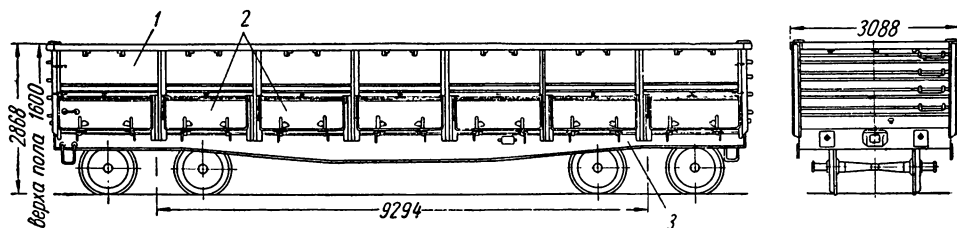
Следует заметить, что центральные запорные механизмы во многих отношениях усту-

пают запорным устройствам, которыми оборудованы наши гондолы. Эти механизмы очень сложны. Они состоят из большого количества деталей, которые при эксплуатации вагона часто теряются, и поэтому требуют особенно тщательного ухода. Кроме того, неисправность в работе одной крышки препятствует закрыванию всех остальных крышек. Как правило, американские гондолы, имеющие цепной централизованный запорный механизм, курсируют с крышками, подклиненными деревянными клиньями. Этим недостатком наши гондолы, оборудованные запорными крючками, не имеют.

Вагон вписан в габарит № 1-В. Его рама, состоящая из продольных и поперечных балок, оборудована автосцепкой и буферами, а также ручным и пневматическим тормозами. Площадка для тормозильщика укреплена на торцевой стороне угловой стойки, у контрфорса, на высоте 1100 мм от рамы. Размеры площадки открытого типа 400 × 600 мм. Рама опирается на две двухосные тележки грузовых вагонов, с базой 1800 мм и колесами диаметром 950 мм. Размеры шейки оси 145 × 254 мм.

Погрузка в гондолу и выгрузка могут производиться через верх, боковые и лобовые двери; для выгрузки можно использовать также люки.

Длина гондолы, равная внутри 12 м, а по раме 12,7 м, выбрана с той целью, чтобы в од-



Фиг. 295. Четырехосный 60-тонный полувагон с металлическим кузовом:

1—кузов вагона; 2—нижние люки боковых стен; 3—рама вагона.

ном направлении можно было перевозить в гондоле уголь, а в обратном направлении — крепежный лес стандартной длиной 6,0 м, уложенный вдоль в два ряда. Кроме угля и леса, в гондоле можно транспортировать все грузы, перевозимые в открытом виде, так что она по существу представляет собой универсальный полувагон. На стенках кузова внутри имеются скобы для крепления стоек и для наращивания бортов при перевозке в гондоле кокса*.

* В настоящее время гондолы строятся без боковых дверей и без тормозных площадок открытого типа на угловой стойке.

Х а р а к т е р и с т и к а в а г о н а: длина вагона по буферам — 13 890 мм; длина рамы 12 700 мм; база вагона 8 650 мм; высота от головки рельса: до верха кузова 3 270 мм, до верха порога боковой двери 1 540 мм, до оси буферов 1 037 мм. Полезная кубатура вагона 66,7 м³; грузоподъемность 60 т. Тара вагона колеблется между 22,5 и 22 т. Нагрузка на ось составляет примерно 20,6 т, на 1 пог. м 5,91 т. Часть вагонов строилась с наибольшей шириной 3 240 мм (вписана в габарит № 1-В). В настоящее время вагоны вписаны в габарит № 0.

Четырехосный полувагон п. с. 60 т с металлическим кузовом типа 1947 г. — по чертежам Калининского вагоностроительного завода (фиг. 295). Вагон спроектирован на базе четырехосной платформы п. с. 60 т (бортовой), от которой полностью использованы тележки, рама с половым настилом, упряжь, буферы и тормозное оборудование. На раме установлен металлический кузов, состоящий из стоек и обшивки толщиной 6 мм. В верхней части листы кузова отштампованы так, что образуют прочную обвязку. Лобовые стены сделаны глухими. В нижней части боковых стен имеются люки 2 (по 7 с каждой стороны вагона) с крышками, вращающимися на верхних шарнирах. Крышки открываются наружу; запираются они крючками (по два на крышку), имеющими предохранительные секторы. Через проемы люков высыпается основная часть груза, остаток выгружается вручную. Открытый верх полувагона позволяет механизировать как погрузку грузов (при помощи экскаватора), так и разгрузку (на вагоноопрокидывателе). Стены кузова 1 выполняются в двух вариантах: верхние обвязки либо привариваются к листам кузова, либо отштамповываются заодно с ними. Точно так же изготавливаются крышки люков.

Пол полувагона деревянный толщиной 55 мм; у люков пол армирован угловым железом. Конструкция вагона полностью сварная.

Х а р а к т е р и с т и к а в а г о н а: длина по осям автосцепки 14 194 мм; длина рамы 12 974 мм; база вагона 9 294 мм. Размеры кузова внутри: длина 12 954 мм, ширина 2 876 мм, высота 1 600 мм. Высота до верха вагона от головки рельса 2 868 мм. Грузоподъемность вагона 55,5 т; тара 26,5 т. Полезный объем кузова (без «шапки») 60 м³. Нагрузка от оси на рельс 20,5 т; нагрузка на 1 пог. м пути 5,78 т.

Четырехосная гондола облегченного веса п. с. 60 т типа 1947 г. — по чертежам Уральского вагоностроительного завода. По своему назначению, общей конструкции и основным га-

баритным размерам этот вагон не отличается от обычной четырехосной гондолы п. с. 60 т. Обшивка кузова и дверей металлическая; боковые двери отсутствуют.

Все металлические детали рамы и кузова запроектированы из низколегированной стали марок СХЛ2 и СХЛ3. В связи с повышенными механическими качествами этих сталей уменьшена толщина диафрагм (до 6—4 мм), а также толщина накладок поперечных балок и балки хребтовой (8—5 мм). Сварные балки и стойки заменены штампованными, дуговая сварка частично заменена точечной. Люки выполнены из листов толщиной 4 мм, боковая обшивка сделана из листов толщиной 3 мм. Верхняя обвязка кузова, а также стойки — штампованные из полосы толщиной 3—5 мм.

Тара обычной гондолы, у которой деревянная обшивка заменяется металлической, составляет 24,3 т; тара облегченной гондолы не превышает 20 т. Таким образом, во втором случае достигается общее снижение веса тары на 17,8%, непосредственно по заменяемым деталям вес уменьшается на 25%.

Четырехосная гондола п. с. 50 т низкобортная облегченного веса из низколегированной стали. Эта гондола, предназначенная для перевозки проката, представляет собой полувагон глухого типа. Металлический кузов гондолы и рама — клепаной конструкции, достаточно мощной для того, чтобы вагон мог противостоять ударам погружаемого проката балок, обычно бросаемых с высоты. По этой причине общий коэффициент тары вагона довольно высок.

Продольные и поперечные балки рамы, боковые и лобовые стойки, а также обвязки кузова выполнены из штампованных и прокатных профилей из низколегированной стали (типа СХЛ3). Толщина элементов колеблется от 6 до 12 мм. Обшивка кузова (толщина 4,5 мм) и половой настил (толщиной 6 мм) сделаны из стали (типа СХЛ2).

Тара вагона равна 19,2 т; она на 2,87 т, или на 13%, ниже тары гондолы идентичной конструкции, построенной из обычных материалов. По заменяемым деталям вес тары уменьшен примерно на 23%.

Четырехосная гондола п. с. 60 т с тормозной площадкой типа 1949 г. — по чертежам Крюковского вагоностроительного завода (фиг. 296). Вагон спроектирован на базе четырехосной типовой гондолы п. с. 60 т, от которой использованы полностью тележки, балки, рама и люки, торцевые двери, запорные механизмы и унифицированный кузов с деревянной обшивкой.

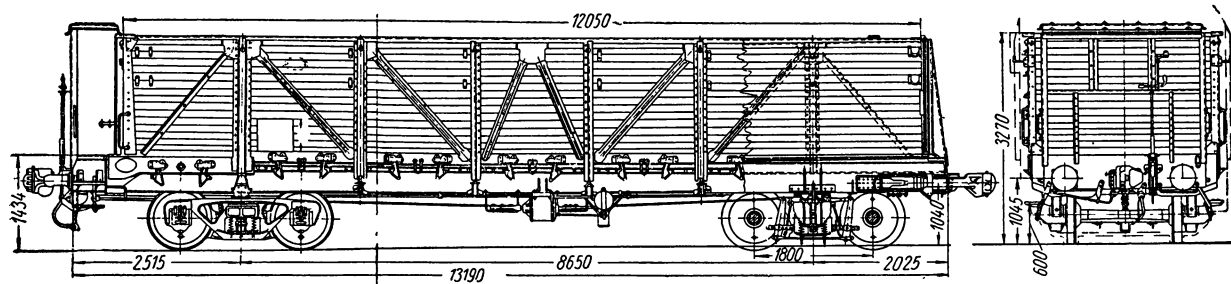
Один конец рамы удлинен на 490 мм. На нем монтируется тормозная будка для тормозильщика. Передняя стенка будки образована двумя угловыми стойками (на которых укреплены вверху крюки для сигнальных фонарей) и передним металлическим щитом высотой 980 мм от верха рамы. Щит армирован сверху поперечным угольником, к которому через опорный подшипник крепятся винт и рукоятка ручного тормоза. Задняя часть тормозной будки образована торцевой, глухой типа, стенкой кузова, состоящей из угловых стоек и двух средних (специального проката из двутавров № 10), которые перекрыты верхней обвязкой из швеллера № 14. Крыша тормозной будки — двухскатная, металлическая из листов толщиной 3 мм.

С двух сторон тормозной площадки по бокам вагона укреплены двухступенчатые подножки,

22,9 т; нагрузка на ось 20,6 т, на 1 пог. м пути 5,72 т.

Восьмитонная гондола п. с. 100 т типа 1950 г. — по чертежам Днепродзержинского вагоностроительного завода (фиг. 297). Кузов и рама 2 вагона — цельнометаллические, сварной конструкции. Рама состоит из продольных балок. Хребтовая балка сделана из двутавров № 45 и боковых обвязочных угольников (они же нижние пояса боковых стен), а поперечные (буферные, шкворневые и промежуточные) — из швеллеров и сварных листов и накладок.

Кузов — глухой типа, с открытым верхом, через который производится погрузка и разгрузка (на вагоноопрокидывателе). Состоит он из штампованных стоек 3 толщиной 6 мм, листовой обшивки 9 толщиной 6 мм и верхних обвязок 4 из швеллеров № 14. Пол тройной — нижний и верхний сделан из металлических



Фиг. 296. Четырехосная 60-тонная гондола с тормозной площадкой типа 1949 г.

а также поручни для влезания в будку. Внутри последней на задней стенке укреплено вращающееся на шарнирах кондукторское сиденье.

Каркас кузова внутри покрывается деревянной обшивкой толщиной 40 мм внизу и 35 мм сверху.

До 1950 г. хребтовая балка изготовлялась сварной конструкции из листов, угольников и двутавров; в настоящее время — из двух, зетового специального профиля, балок № 31; они верхними полками свариваются между собой, образуя П-образный профиль с наружными полками внизу для снижения центра тяжести хребтовой балки. Сверху зетов установлен валь, посередине, двутавр № 19, к которому заклепками крепятся стальные литые кронштейны (петли) для подвески люков.

Х а р а к т е р и с т и к а вагона следующая: полная длина по осям сцепления автосцепки 14410 мм; длина рамы 13190 мм; длина тормозной площадки 620 мм, ширина 2600 мм; ширина вагона внутри 2850 мм; полезная кубатура вагона 66,7 м³; тара вагона

листов 6 и 8 толщиной соответственно 4 и 10 мм, а средний 7 — из дубовых брусков толщиной 90 мм, служащих для смягчения ударов падающих глыб груза при погрузке вагона.

Каждая четырехосная тележка состоит из главной стальной литой рамы, опирающейся по концам (через пятники и скользуны) на типовые двухосные стальные литые тележки I с комбинированным рессорным подвешиванием, базой 1800 мм, колесами диаметром 950 мм и осями типа III.

Рама с кузовом вагона через пятники и скользуны шкворневой балки 5 опирается на стальные связывающие рамы тележек.

Характеристика вагона: длина вагона по осям автосцепки 15500 мм; длина рамы 14280 мм; база вагона 7780 мм; размеры кузова внутри: длина 14260 мм; ширина 2910 мм, высота 1569 мм; высота от головки рельса: до оси автосцепки 1054 мм, до верха кузова вагона — 3097 мм; тара вагона 45 т, грузоподъемность 100 т, нагрузка на ось 18,1 т, на 1 пог. м пути 9,36 т. Вагон вписан в габарит 1-В.

Вагон оборудован автосцепкой и буферами, пневматическим тормозом, а также поручнями и ступеньками на кузове для влезания в вагон.

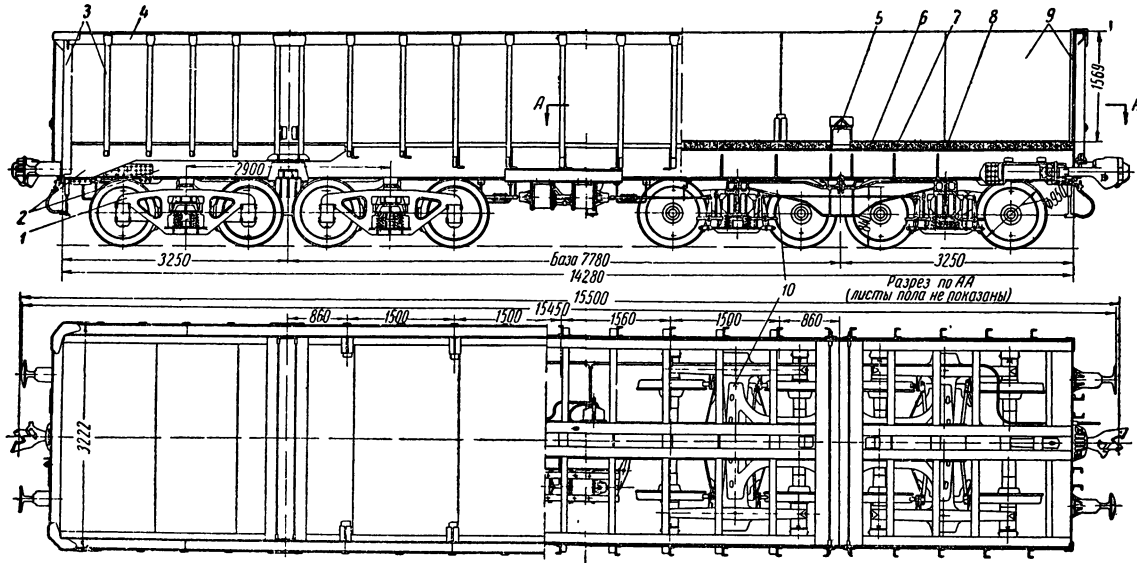
Расчитан вагон на погрузку крупных кусковых пород с весом глыб 2—2,5 т, бросаемых с высоты 2—2,5 м от верха пола кузова.

Четырехосная цельнометаллическая гондола п. с. 60 т, с тормозной будкой типа 1949 г.— по чертежам Крюковского вагоностроительного завода (фиг. 298). По своему устройству, кон-

ных гофр высотой до 50 мм в количестве шести по высоте двери; гофры обращены внутрь вагона.

Верхняя обвязка гондолы, выполненная из швеллера № 12, связана по всей длине с листами боковых стен непосредственно, а также через все боковые стойки. Кроме того, между стойками в стыках двух панелей верхняя обвязка дополнительно соединяется с обшивкой штампованными подкосами.

Это усиление верхней обвязки обеспечивает



Фиг. 297. Восьмиосная 100-тонная гондола с кузовом глухого типа:

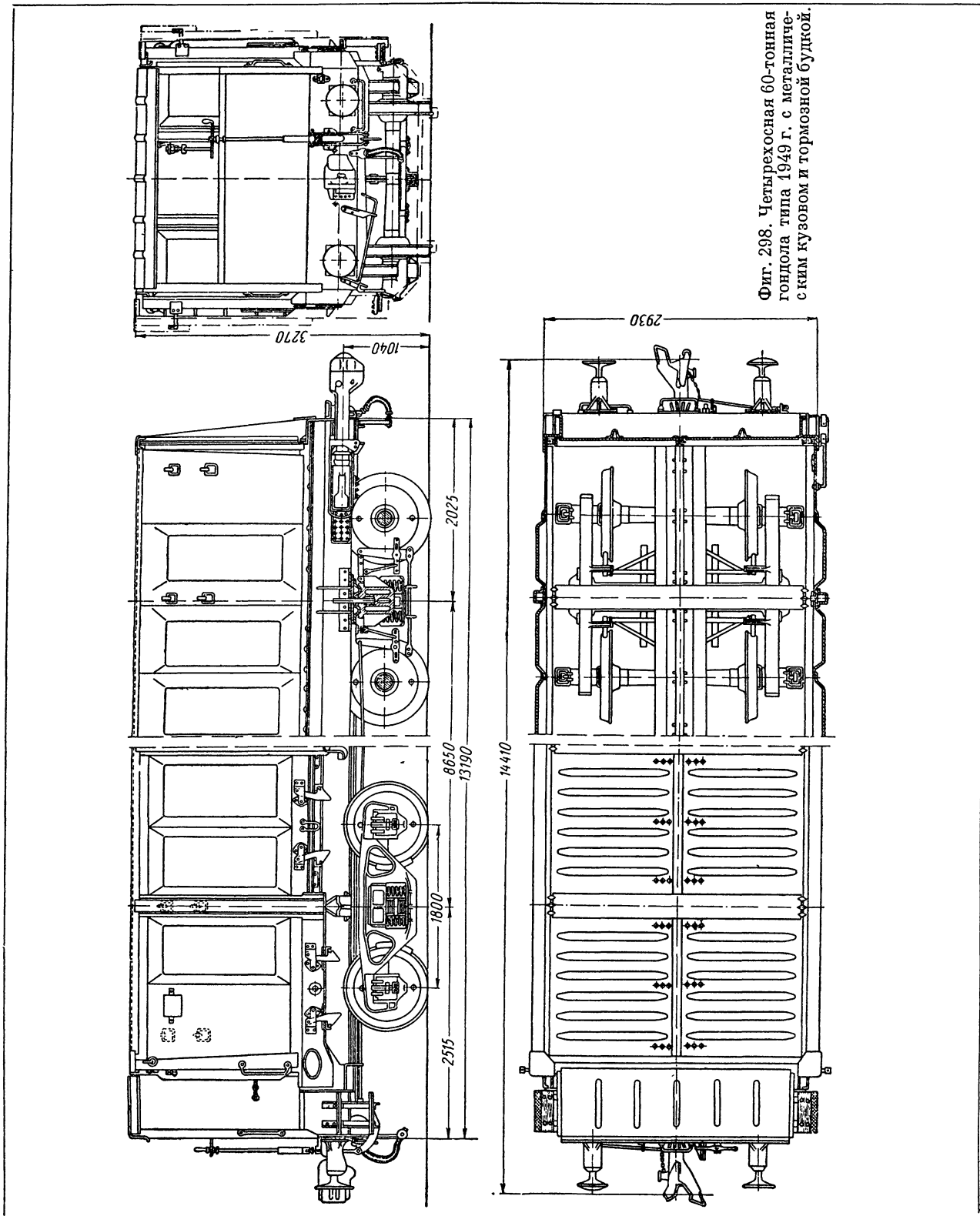
1—двухосная тележка; 2—рама вагона; 3—стойки кузова; 4—верхняя обвязка стен; 5—шкворневая балка рамы; 6—нижний лист пола (рамы); 7—деревянные брусья пола; 8—верхний лист пола (съёмный); 9—обшивка кузова; 10—связывающая балка четырехосной тележки.

струкции и назначению подобна гондоле п. с. 60 т с деревянной обшивкой и тормозной будкой постройки этого же завода, с которой имеет следующие унифицированные узлы: ходовые части, тягово-ударные приборы, ручной и пневматический тормоза, раму вагона, крышки люков, запорные устройства лобовых дверей и крышек люка, а также каркасы лобовых дверей и элементы боковых стен вагона (стойки и верхнюю и нижнюю обвязки).

Вместо деревянной обшивки каркасы лобовых дверей и боковых стен изнутри покрываются штампованными, в виде отдельных панелей, листами толщиной 5 мм из стали Ст. 3. Панели боковых стен имеют высокие и большие выштамповки глубиной до 60 мм в форме прямоугольника, обращенные выпуклостью наружу для увеличения объема кузова. Панели лобовых дверей имеют выштамповки в виде горизонталь-

ее надежную работу при разгрузке вагона на вагоноопрокидывателе, когда весь вес вагона передается на крючки опрокидывателя через верхние обвязки (в гондолах с деревянной обшивкой имеют место случаи прогиба верхней обвязки, если крючки опрокидывателя ложатся на обвязку в пролетах между стойками).

Нижняя обвязка боковой стены выполнена из угольника сечением 150 × 100 × 10 мм; шкворневые стойки имеют П-образное сечение из двух зетовых балок № 10, сваренных полками между собой; промежуточные и средние стойки имеют форму двутавров высотой 100 мм с полками шириной: внутренней, на которой стыкуются листы обшивки, — 100 мм и наружной — 70 мм. Эти стойки делаются или сварной конструкции, или в виде специального проката.



Фиг. 288. Четырехосная 60-тонная гондола типа 1949 г. с металлическим кузовом и тормозной будкой.

В другом варианте постройки этой гондолы все стойки делались штампованными П-образного профиля из полосы толщиной 6 мм.

Вагон оборудован автосцепкой СА-3, буферами, ручным и пневматическим тормозами и тормозной площадкой с крышей (металлической конструкции), расположенной с одного конца вагона на удлиненной консоли рамы. С этого конца кузов имеет глухую торцевую стенку, состоящую из угловых стоек, двух средних стоек и металлической обшивки с отштампованными на ней горизонтальными гофрами.

Габаритные размеры этой гондолы п. с. 60 т по фиг. 293, за исключением ширины вагона внутри, которая равна 2920 мм.

Весовая характеристика вагона: тара 24,3 т; нагрузка от оси колесной пары на рельсы 21,1 т; нагрузка на 1 пог. м пути 5,85 т.

Цельнометаллические гондолы этой конструкции за период их эксплуатации до настоящего времени показали удовлетворительные результаты работы в отношении устойчивости и прочности кузова при разгрузке вагона на вагоноопрокидывателе и стойкости боковой металлической обшивки против истирания при высыпании грузов.

Деревянная обшивка кузова гондол не имеет достаточно большого срока службы, быстро истирается углем и в особенности рудой при погрузке и разгрузке; при уменьшении толщины стенок она быстро пробивается и требует замены; часто после погрузки недостаточно хорошо залитого кокса обшивка прогорает и выходит из строя. Цельнометаллическая обшивка способна к устойчивой работе в течение десятков лет и в экономическом отношении более выгодна, чем деревянная обшивка. Стоимость гондолы с металлической обшивкой примерно одинакова, а трудоемкость будет несколько ниже, по сравнению с гондолой с деревянной обшивкой, так как отпадают работы по проколке отверстий и креплению обшивки болтами.

При применении медистых сталей толщина обшивки кузова и дверей может быть уменьшена до 3 мм, и тогда тара вагона будет не выше, чем у вагона с деревянной обшивкой.

§ 69. ХОППЕРЫ

Хопперы относятся к саморазгружающимся полувагонам. У них кузов имеет наклонные боковые и торцевые стенки, по которым груз скользит к разгрузочным отверстиям на дне

вагона. Эти отверстия закрываются крышками, вращающимися на шарнирах. Люки располагаются или поперек вагона (хопперы с поперечной разгрузкой), или вдоль вагона (хопперы с продольной разгрузкой). Во втором случае люки устраивают либо в средней части вагона по его оси (разгрузка между рельсами), либо по сторонам хребтовой балки у ферм боковых стен (разгрузка по бокам вагона).

Хопперы некоторых типов имеют над рамой двухскатную надстройку, образующую дно кузова. Благодаря такой форме дна разгрузка производится по обе стороны вагона через боковые двери. Такие хопперы обладают более высоким коэффициентом тары, так как их кузов участвует в работе вагона в очень незначительной степени и основные нагрузки воспринимаются тяжелой нижней рамой. Хопперы, в которых перевозится балласт, имеют продольные люки для разгрузки между рельсами, либо по бокам, или же допускают комбинированную разгрузку.

У хопперов для перевозки цемента кузов покрывается крышей с целью защиты груза от атмосферных осадков; в крыше устраиваются загрузочные люки. Разгрузочные люки внизу закрываются шиберными заслонками.

К классу хопперов относятся также вагоны, у которых днище наклонено в одну сторону, на которую и производится разгрузка.

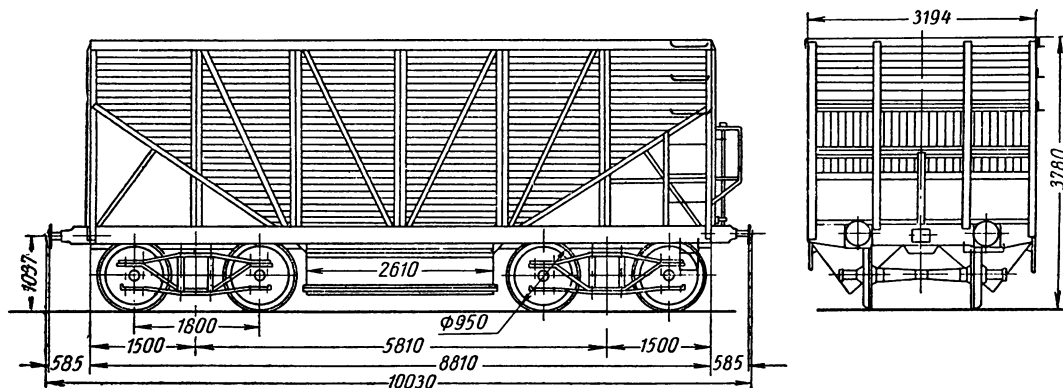
Четырехосный хоппер п. с. 50 т типа 1932 г. (фиг. 299). Подъемная сила этого вагона была запроектирована в 60 т, но в процессе его эксплуатации пришлось снизить нагрузку до 50 т, так как высокое положение центра тяжести кузова, короткая база и не совсем удачное рессорное подвешивание приводили к уменьшению коэффициента устойчивости хоппера до величины около единицы и возможности схода с рельсов.

Кузов вагона, связанный с рамой, опирается на две типовые двухосные тележки. Погрузка в хоппер угля или руды производится через верх, а выгрузка — через два продольных разгрузочных бункера, расположенных в нижней части кузова — по одному с каждой стороны хребтовой балки рамы.

Каждый из бункеров имеет форму угла с вершиной, направленной книзу, причем одну грань угла образует задняя стенка бункера (эта стенка соединена с хребтовой балкой), а другую — крышка люка. Последняя подвешена на шарнирных петлях к нижнему поясу боковой фермы и открывается наружу. Задняя стенка бункера, по которой скользит груз, наклонена под углом 39° к горизонту.

Боковые стенки кузова вертикальны, а лобовые наклонены под углом 35° . Первые имеют вид раскосных ферм, соединенных внизу с боковым угольником рамы вагона, а в середине посредством специальных контрфорсов — со

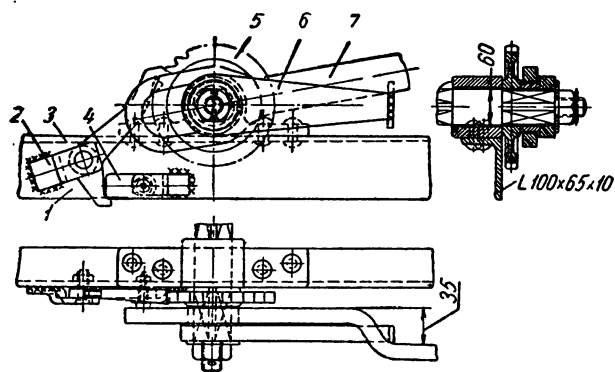
длина рамы 8810 мм; ширина вагона внутри 3060 мм, снаружи 3194 мм; высота от верха вагона до головки рельса 3780 мм; длина разгрузочного отверстия в свету 2610 мм, ширина в свету 750 мм; высота кузова 2800 мм.



Фиг. 299. Четырехосный 50-тонный угольный хоппер типа 1932 г.

средней балкой рамы. Наклонный пол кузова опирается на угольники боковой фермы; снизу пол армирован поперечными балками. Задняя стенка бункера и крышка люка также армированы балками из швеллеров.

С одного конца вагона расположена тормозная площадка для ручного тормоза (в первоначальной конструкции вагона она служила также площадкой разгрузочного механизма). Тормоз двухрежимный системы Матросова. Тормозной цилиндр прикреплен к вертикальному листу шкворневой балки рамы под лобовой стенкой кузова.



Фиг. 300. Разгрузочный механизм с централизованным открыванием крышек люка четырехосного хоппера типа 1932 г.:

1—опорный угольник; 2—скоба запорного крючка; 3—запорный крючок; 4—предохранитель запорного крючка; 5—предохранительный храповик; 6—рычаг; 7—ручка свободного хода.

Боковая ферма покрыта деревянной обшивкой толщиной 45 мм внизу и 35 мм сверху. Толщина досок лобовой стенки 35 мм, толщина наклонного пола 45 мм. Исключая обшивку, весь вагон металлической конструкции.

По своему контуру вагон вписан в габарит № 1-В и допускается к курсированию по общей сети МПС. Длина вагона с буферами 10 000 мм,

с одного конца вагона расположена тормозная площадка для ручного тормоза (в первоначальной конструкции вагона она служила также площадкой разгрузочного механизма). Тормоз двухрежимный системы Матросова. Тормозной цилиндр прикреплен к вертикальному листу шкворневой балки рамы под лобовой стенкой кузова. Вначале хопперы этого типа выпускались с централизованным разгрузочным механизмом. Такой механизм состоит из трех валов: нижнего (главного), наклонного и верхнего, соединенных шарнирами. На главном валу по концам устроены рычаги, сцепляющиеся посредством кривых тяг с петлями крышек люка, укрепленными на выступающих концах балок разгрузочного механизма. Собственно разгрузочный механизм помещен на конце верхнего вала (фиг. 300). Он состоит из рычага 6 с рукояткой, предохранительного храповика 5 и запорного крючка 3. При вращении рукоятки (рычага) обе крышки бункера одновременно открываются или закрываются. При закрывании бункера нижние тяги становятся в самозапор так, что крышки не могут открыться.

Основные недостатки механизма централизованной разгрузки: сложность его конструкции, необходимость тщательного ухода за ним. Эти недостатки заставили впоследствии отказаться от применения данного механизма и перейти на индивидуальную разгрузку при помощи крючковых механизмов, аналогичных люковым запорным механизмам гондолы (фиг. 301).

Люковые крючки, укрепленные на лобовых стенках бункеров, зацепляются за выступающие концы балок разгрузочного механизма, укрепленных на бункерных крышках. Самооткрыванию крючков препятствуют верхние секторы.

При централизованном механизме открывание и закрывание крышек производится из одной точки (с верхней площадки), при крючковом механизме — из четырех точек. Длительность выгрузки в обоих случаях колеблется от 3 до 5 мин. Тара вагона с рычажным механизмом 19,4 т, с крючковым 19,1 т.

Тележки вагона имеют колеса диаметром 950 мм и оси с шейкой 145×254 мм. База тележки 1800 мм, база вагона 5810 мм. Тормозные рычаги на тележках четырехосного хоппера ставятся под углом 40° к вертикали.

Геометрический объем вагона 59,3 м³.

С 1933 г. хоппер описанного типа начали изготавливать методом сварки взамен клепки. Общая конструкция узлов не претерпела каких-либо изменений, однако упразднением соединительных элементов, применявшихся ранее для постановки заклепок, удалось уменьшить тару вагона до 17,5 т.

Четырехосный хоппер п. с. 60 т сварной конструкции типа 1935 г. — по альбому чертежей ЦВКБ ВОВАТ. К 1935 г. постройка четырехосных хопперов рассмотренного выше типа была прекращена, так как в их конструкции обнаружались указанные выше недостатки. Главный недостаток заключался в неправильном соотношении основных размеров. Высота хопперов при проектировании была взята наибольшей для габарита № 1-В, тогда как длина была взята наименьшей (10 000 мм с буферами) с целью максимального уменьшения веса тары. Естественно, что центр тяжести кузова и груза, особенно при перевозке угля, который обычно грузят «с верхом», располагался высоко над головкой рельса, что оказывало вредное влияние на колебание вагона во время его хода. Возникало поперечное качание, резко возраставшее на кривых. При переходе вагона по кривым на него одновременно действовали боковые опрокидывающие силы от ветра, центробежная сила и удар, происходивший в момент вписывания вагона в кривую. Кроме того, короткая база хоппера при его большой высоте способствовала перегрузке передней тележки при торможении, особенно на маневровых горках, где для затормаживания кладут под передние колеса башмаки.

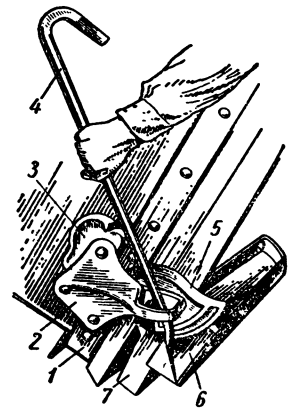
Отрицательное воздействие оказывали и рес-

сорные комплекты, состоявшие из одних только спиральных пружин. Как показали испытания, проведенные в 1945 г. Научно-исследовательским бюро Министерства трапспортного машиностроения совместно с Центральным научно-исследовательским институтом Министерства путей сообщения СССР, под влиянием ударов на стыках, собственных колебаний кузова и незагасающих колебаний рессор колебания хоппера при определенных скоростях попадали в столь сильный резонанс, что коэффициент поперечной устойчивости вагона падал почти до единицы. Иначе говоря, вагон имел возможность схода с рельсов при движении по кривым железнодорожного пути.

Для уменьшения этой опасности, как уже говорилось выше, была снижена до 50 т грузоподъемность хоппера. В дальнейшем с 1945 г. в эксплуатации начали заменять в его тележках спиральные пружины на комбинированные рессорные комплекты, состоящие из эллиптической рессоры и пружины. Однако устранения основных недостатков хоппера удалось добиться еще значительно раньше в конструкции, разработанной в 1935 г.

В хоппере типа 1935 г. (фиг. 302) число разгрузочных люков увеличено до четырех (по два с каждой стороны вагона), торцевой наклонный пол кузова сделан металлическим из 6-миллиметровых листов. Боковые стены стягиваются друг с другом тремя поперечными струнами (раньше применялась только одна струна), предохраняющими кузов от распора (фиг. 303). В этих же стенах устроены отверстия, закрываемые снаружи щитками; через них можно протолкнуть ломиками плохо высыпавшийся груз. На нижних поясах боковых стен кузова с двух сторон поставлены скобы, за которые удобно держаться рабочему при закрывании крышек люка.

Под одной из лобовых стен кузова (фиг. 304) расположена открытая площадка с сиденьем для тормозильщика.

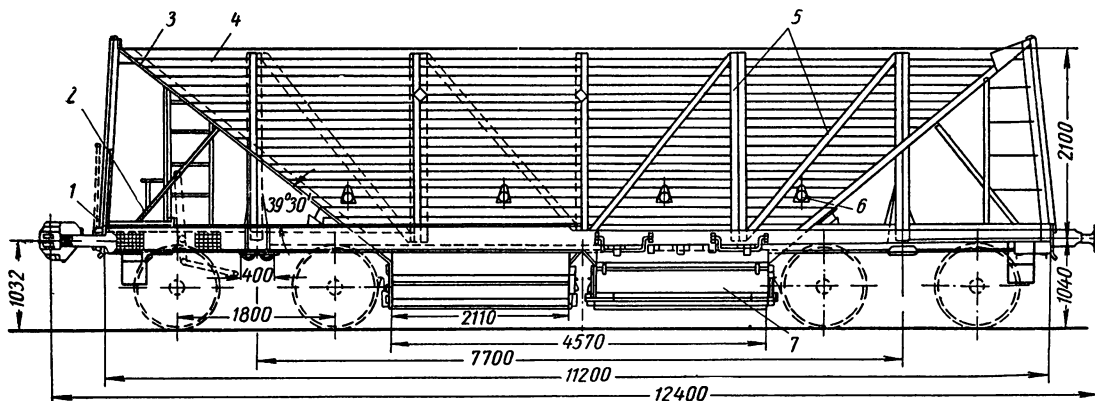


Фиг. 301. Разгрузочный механизм с индивидуальным открыванием крышки люка угольного хоппера:

1—нижний бункер вагона; 2—крепления крючка на бункере; 3—предохранительный сектор крючка; 4—ломик для подтягивания крышки люка; 5—двузубый крючок; 6—скоба для крючка на крышке люка; 7—крышка люка.

Вагон опирается на двухосные тележки с базой, равной 1800 мм, и осями типа III. Длина вагона с буферами 12370 мм, длина рамы 11200 мм; база вагона 7700 мм, его наибольшая

Двухосный хоппер п. с. 25 т типа 1934 г.— по чертежам ЦВКБ ВОВАТ (фиг. 305). Рама вагона — металлическая, из поперечных и продольных балок. Боковые и лобовые стенки ку-

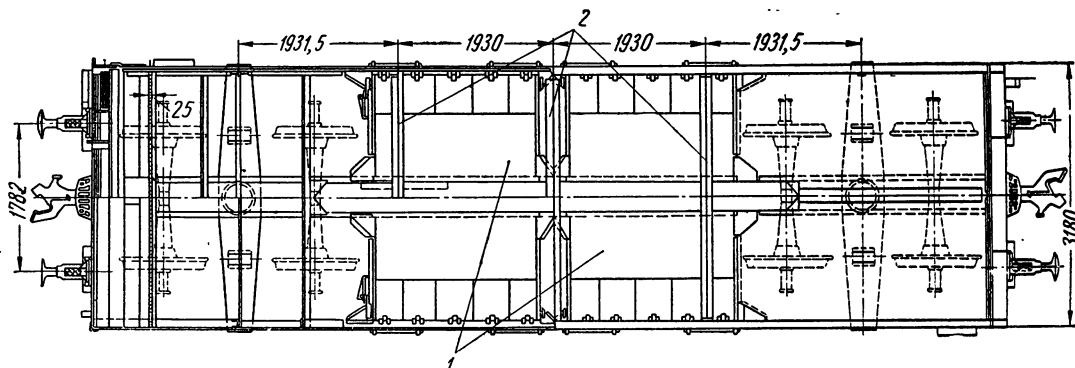


Фиг. 302. Четырехосный 60-тонный угольный хоппер типа 1935 г.:

1—рама вагона; 2—упорная стойка торцевой наклонного пола; 3—торцевой наклонный пол; 4—обшивка боковой стены; 5—боковая ферма кузова; 6—отверстие для проталкивания груза; 7—продольный бункер разгрузки.

ширина 3180 мм; высота от головки рельсов до верха боковой обвязки кузова 3140 мм, до верха торцевой обвязки 3400 мм. Открытие люка в свету: по длине 2110 мм, по высоте 800 мм; тара вагона 19 т; нагрузка от оси на

зова и наклонное дно выполнены в разных вариантах: 1) из металлических листов толщиной 6 мм; 2) стенки из листов, дно из деревянной обшивки толщиной 50 мм; 3) дно из листов, стенки из деревянной обшивки; 4) стенки и дно из де-



Фиг. 303. Расположение на 60-тонном угольном хоппере:

1—разгрузочных бункеров и 2—поперечных затяжек боковых стен кузова.

рельс 19,75 т, на 1 пог. м пути 6,38 т. Таким образом, по сравнению с хоппером типа 1933 г. длина этого вагона, вписывающегося в габарит № 1-В, увеличена на 2370 мм, а высота его уменьшена на 500 мм.

Геометрический объем хоппера 60 м³, объем «с верхом» 66,6 м³. Грузоподъемность вагона при объемном весе угля, равном 0,9 т в мелкокусковом состоянии, составляет 60 т.

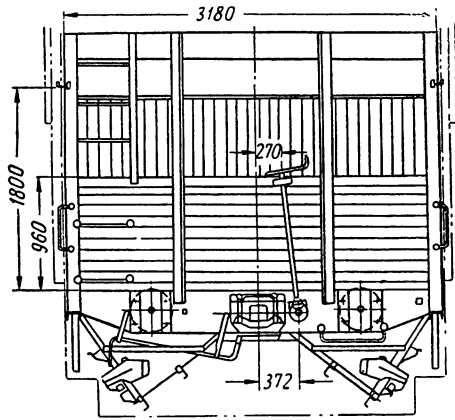
Опытные образцы хоппера в 1936—1937 гг. прошли всесторонние эксплуатационные испытания с удовлетворительными показателями.

ревянной обшивки, как в четырехосном хоппере.

Погрузка производится через верх вагона, а разгрузка — по обе стороны пути.

Разгрузочный механизм состоит из нижнего вала, вращающегося в подшипниках нижних кронштейнов. По концам вала закреплены рычаги, соединенные посредством кривых тяг с шарнирными петлями крышек. Вращение вала осуществляется системой рычагов от двух приводов: ручного, состоящего из винта с гайкой и концевой рукояткой, и пневматического.

Для питания пневматического цилиндра воздухом используется тормозная магистраль. Переключение приводов производится при помощи переключательной муфты.



Фиг. 304. Торцевой вид со стороны тормозной площадки 60-тонного угольного хоппера.

Частая порча пневматического привода заставила от него отказаться, поэтому разгрузка двухосных хопперов последнего выпуска производится только ручным механизмом.

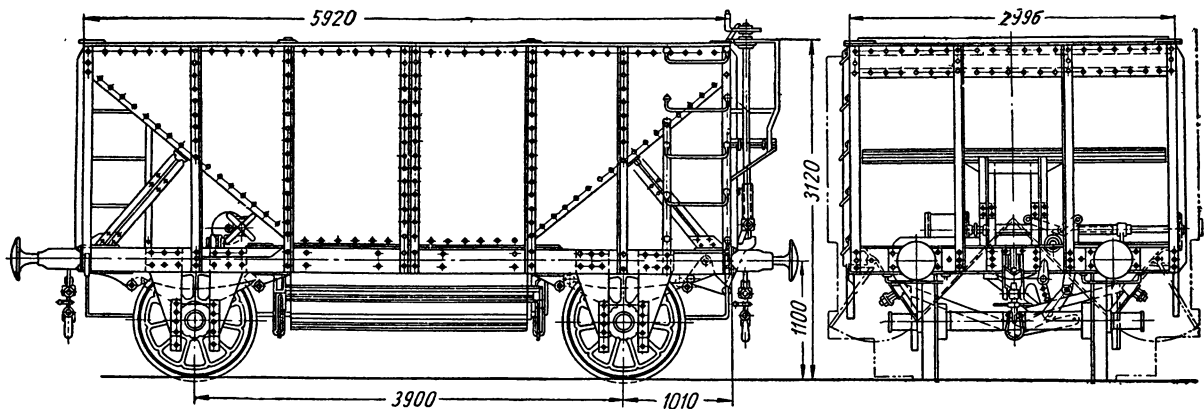
Вагон (клепаной или сварной конструкции) оборудован ручным и пневматическим тормо-

3120 мм; высота кузова 1200 мм; высота от головки рельсов до оси буфера 1100 мм; длина разгрузочного отверстия в свету 2100 мм, ширина в свету 600 мм.

Полезный объем вагона 26 м³, грузоподъемность 25 т; вес тары 11,3 т; нагрузка на ось 18,25 т; нагрузка на 1 пог. м пути 4,98 т.

Четырехосный рудный хоппер п. с. 70 т типа 1939 г. — по чертежам Днепродзержинского вагоностроительного завода (фиг. 306). Конструкция вагона полностью металлическая, что обусловлено его назначением. Руда обладает большим удельным весом, причем ее обычно грузят с большой высоты.

Рама вагона состоит из продольных и поперечных балок, образующих в центре квадратное отверстие. В это отверстие вставляется кузов, имеющий форму усеченной пирамиды, обращенной вершиной вниз. Стены кузова выполнены из листового железа толщиной 6 мм и наклонены к горизонту под углом 50°. Разгрузочное отверстие расположено в центре вагона вдоль его оси. Оно прикрывается снизу двумя крышками, вращающимися на шарнирах; последние прикреплены к боковым балкам рамы. Крышки люков состоят из листов, армированных продольными и поперечными балками. Разгрузка производится между рельсами, следовательно, для освобождения вагона от груза его нужно подавать на эстакаду.



Фиг. 305. Двухосный 25-тонный угольный хоппер.

зами; имеется открытая площадка для тормозильщиков.

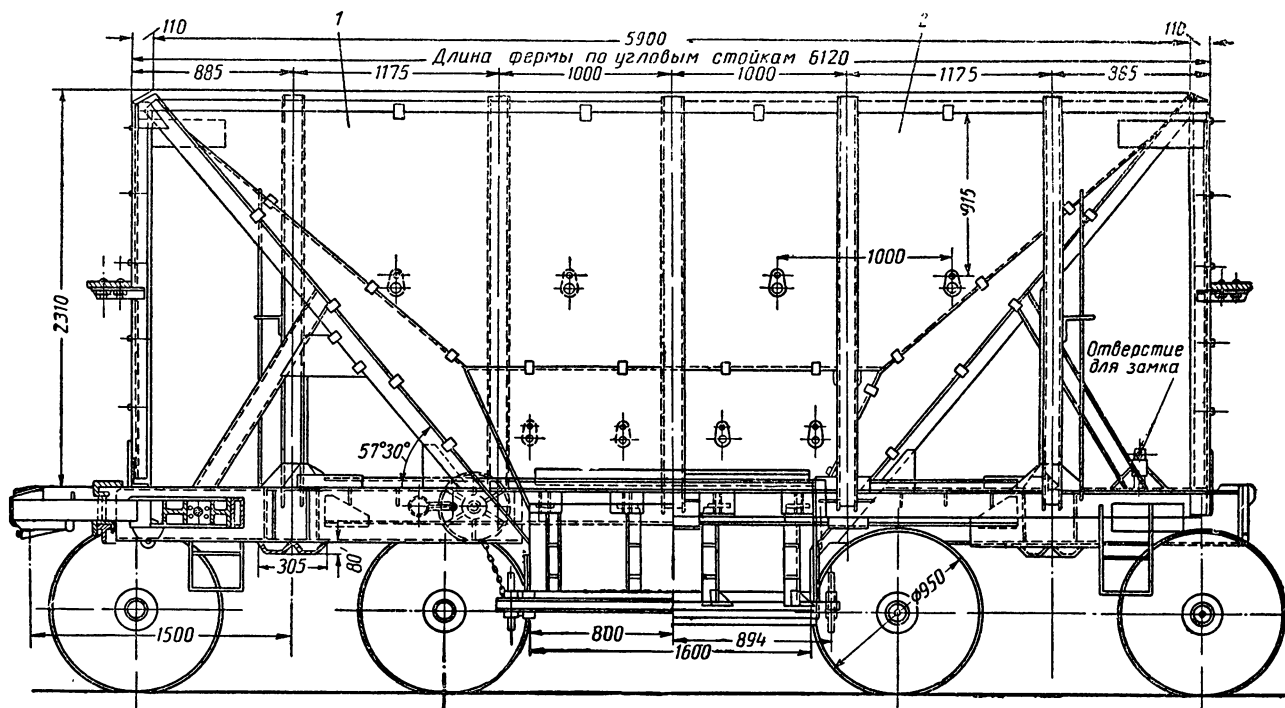
Колесная пара: диаметр колес 1050 мм, размеры шейки 145 × 254 мм.

Вагон вписан в габарит № 0. Его длина 7290 мм, длина рамы 6100 мм; база вагона 3900 мм; ширина кузова внутри 2984 мм, расстояние от головки рельсов до верха кузова

Устройство разгрузочного механизма показано на фиг. 307. Главный вал механизма вращается на одной из крышек люка. На другой крышке укреплены выступающие концами штыри. На концы валов и штырей насажены рычаги, приводимые в действие двумя цепями, концы которых укреплены на верхнем (квадратном) поперечном валу; последний можно вра-

щать при помощи рукоятки. Когда цепи наверху на вал, крышки закрыты; при этом рычаги становятся в самозапор так, что крышки под действием груза раскрыться не могут. Когда же цепи развернуты, крышки раскрыты на определенную величину, причем рычаги в данном положении становятся врастяжку. Для предохранения квадратного вала от самопровертывания, например при толчках, которые испытывает вагон во время движения, имеется второй вал с храповиком, сцепляю-

рельсов до верха кузова 3500 мм; база вагона 4350 мм; длина разгрузочного отверстия в свету 1600 мм, ширина в свету 920 мм; расстояние от головки рельсов до оси автосцепки 1040 мм. Геометрический объем вагона 28,6 м³, грузоподъемность 70 т при удельном весе руды, равном 2,45; тара вагона 16,4 т. Двухосные тележки, на которые опирается вагон, имеют колеса диаметром 950 мм. База тележки 1800 мм. Нагрузка от оси на рельс 21,6 т, на 1 пог. м пути 12,1 т.



Фиг. 306. Четырехосный 70-тонный рудный хоппер:
1 — разрез вдоль по оси вагона; 2 — вид сбоку.

щимся с храповым колесом на квадратном валу.

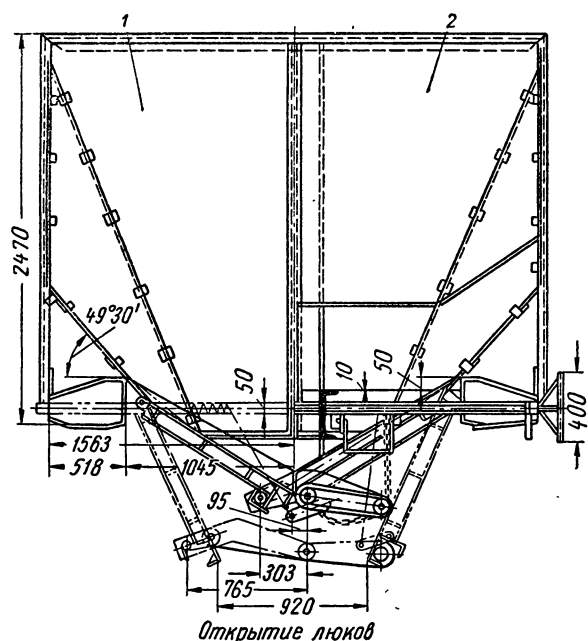
В каждой боковой стенке кузова имеются два ряда отверстий для проталкивания груза из вагона в тех случаях, когда он почему-либо плохо высыпается. Для подъема наверх при необходимости проталкивать отсюда груз к лобовым стенкам вагона пристроены лестницы, соединяющиеся с верхними площадками.

Вагон вписан в габарит № 1-В. Его размеры: длина по осям автосцепки 7300 мм; длина рамы 6492 мм; длина кузова сверху в свету 5900 мм; наибольшая ширина кузова снаружи 3240 мм, ширина кузова внутри 3114 мм; высота кузова 2470 мм; высота от головки

Вагон полностью сварной конструкции. Он оборудован ручным и пневматическим тормозами, а также автосцепкой, имеющей нормальную головку, но сукороченным хвостовиком. Тормозной цилиндр, винт ручного тормоза, рычажная и зубчатая передачи размещены на одном конце на верхнем листе рамы, который одновременно служит тормозной площадкой. Кроме руды, в хоппере можно перевозить также каменный уголь, гравий и другие подобные грузы. Ввиду малой кубатуры вагона перевозка грузов с небольшим удельным весом нерентабельна.

Двухосный торфяной хоппер п. с. 20 т типа 1938 г. — по чертежам ЦВКБ (фиг. 308) состоит из деревянного кузова, металлической

рамы, опирающейся на две колесные пары, и разгрузочного механизма. Боковые стены кузова по высоте разделены продольным поясом



Фиг. 307. Разгрузочный механизм и поперечные разрезы 70-тонного рудного хоппера:
1—по оси шкворневой балки; 2—по середине вагона.

на две части. Верхняя часть состоит из металлических стоек, покрытых изнутри обшивкой толщиной 22 мм, а нижняя часть — из деревянных стоек, образующих разгрузочные отверстия. Последние закрываются снаружи двумя дверями, подвешенными на верхних петлях к средней обвязке.

Дно вагона выпуклое в виде призмы. Оно образуется двумя раскосными фермами деревянной конструкции, опирающимися на боковые швеллеры рамы и соединяющимися сверху. Общим верхним поясом для обеих ферм служит хребет дна. В поперечном сечении дно имеет вид пространственной треугольной фермы с вершиной угла вверху, состоящей из трех рам: рамы вагона и боковых ферм самого дна. Дно кузова покрыто половым настилом толщиной 35 мм. Каркас лобовых стен, состоящий из верхней и средней обвязок,

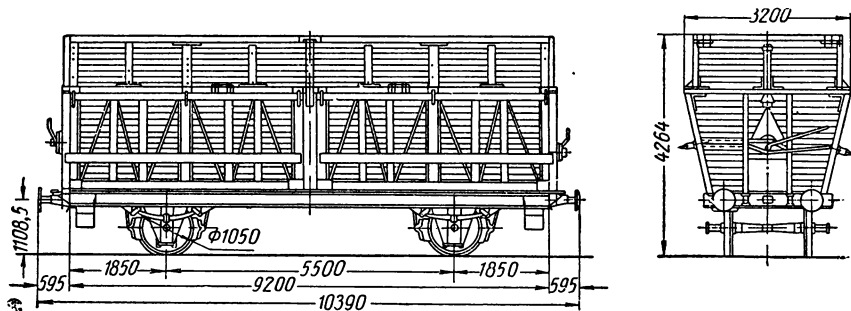
верхних и нижних стоек, покрыт изнутри деревянной обшивкой толщиной 22 мм. В средней части торцевых стен размещены концевые узлы разгрузочного механизма.

Вагон посередине разделен поперечной перегородкой, состоящей внизу из стоек и раскосов, покрытых с двух сторон обшивкой, в пространстве между которыми проходят средние тяги разгрузочного механизма. Кроме того, имеются еще две продольные перегородки, идущие от хребта дна до верха кузова.

Назначение перегородок — разделять вагон на секции — бункеры, что необходимо для быстрого высыпания торфа при разгрузке. Каждый бункер сбоку кузова прикрывается крышкой — дверью, вращающейся на верхних петлях.

Дверь представляет собой деревянную раскосную ферму, стянутую вертикальными струнами из круглого железа и покрытую изнутри деревянной обшивкой толщиной 30 мм. На двери укреплена балка разгрузочного механизма, составленная из двух швеллеров, к выступающим концам которых крепятся на петлях поперечные тяги механизма.

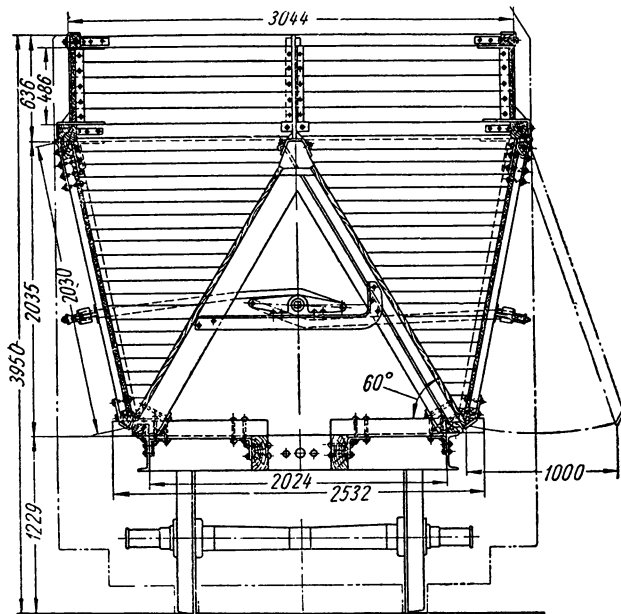
Разгрузочных механизмов два — по одному с каждого конца вагона. Каждый механизм состоит из двух продольных квадратных валов, расположенных под наклонным дном и вращающихся в подшипниках. На концах валов на квадратах закреплены рычаги, соединенные с поперечными тягами дверей. Управление открытием и закрытием дверей производится независимо с каждого конца вагона посредством механизма, состоящего из рычага, рукоятки храпового колеса, собачки и предохранитель-



Фиг. 308. Двухосный 20-тонный торфяной хоппер.

ной скобы. Так как каждый разгрузочный механизм обслуживает два бункера, расположенных на данном конце вагона, имеется возможность разгружать вагон в двух разгрузочных точках (фиг. 309).

Вагон вписывается в габарит № 1-В и имеет следующие размеры: длина по буферам 10 390 мм; длина рамы 9200 мм; ширина кузова вверху в свету 2640 мм; длина бункера вверху в свету 9220 мм; длина кузова 9440 мм; наибольшая наружная ширина кузова 3240 мм; высота нижней части кузова 2035 мм; высота надстройки 1000 мм; полная высота кузова 3035 мм; высота от головки рельсов до верха кузова 4264 мм, до оси буферов (под тарой) 1108,5 мм; база вагона 5500 мм.



Фиг. 309. Поперечный разрез и разгрузочный механизм 20-тонного торфяного хоппера.

По концам вагона имеются открытые площадки для управления разгрузочными механизмами; одна из них (на вагонах с ручным тормозом) является тормозной. Рама вагона (деревянно-металлическая по типу рамы нормальной двухосной платформы) оборудована сквозной упряжкой и буферами. Диаметр колес 1050 мм. Рессорное подвешивание такое же, как у товарного 20-тонного вагона.

Вагон предназначен для перевозки кускового и фрезерного торфа с удельным весом от 0,35 до 0,50. Для лучшего высыпания фрезерного торфа боковым стенкам дна придан наклон 50° к горизонту. В этом хоппере можно перевозить также другие грузы, например, картофель, свеклу, сыпучие грузы и др.

Полезная кубатура вагона 53 м^3 , грузоподъемность 20 т. Тара вагона 12 т. Нагрузка

на ось 8 т, нагрузка на 1 пог. м пути 4,38 т.

Металлические детали вагона соединены между собой электросваркой, деревянные детали — скобами и косынками. Боковые фермы дна стянуты с рамой металлическими струнами.

Хопперы описанного типа предназначены для внутривозовского транспорта, но по согласованию с Министерством путей сообщения допускается их выход на общие железнодорожные пути.

Двухосный торфяной хоппер п. с. 17 т типа 1933 г. — по чертежам ЦВКБ ВОВАТ по конструкции не отличается от 20-тонного хоппера, у него лишь высота верхней части кузова иная, а именно 486 мм. Ширина кузова в свету вверху 2884 мм, высота от головки рельсов до верха кузова 3950 мм.

Полезный объем вагона 45 м^3 , грузоподъемность от 17 до 18 т. Тара вагона 11 т.

Четырехосный коксотушительный вагон типа 1938 г. — по чертежам Гипрококса (фиг. 310) имеет узкоспециальное назначение — транспортирование горячего кокса в коксотушительные башни, где кокс гасится водой непосредственно в вагоне. Холодный кокс затем выгружают в бункерные ямы.

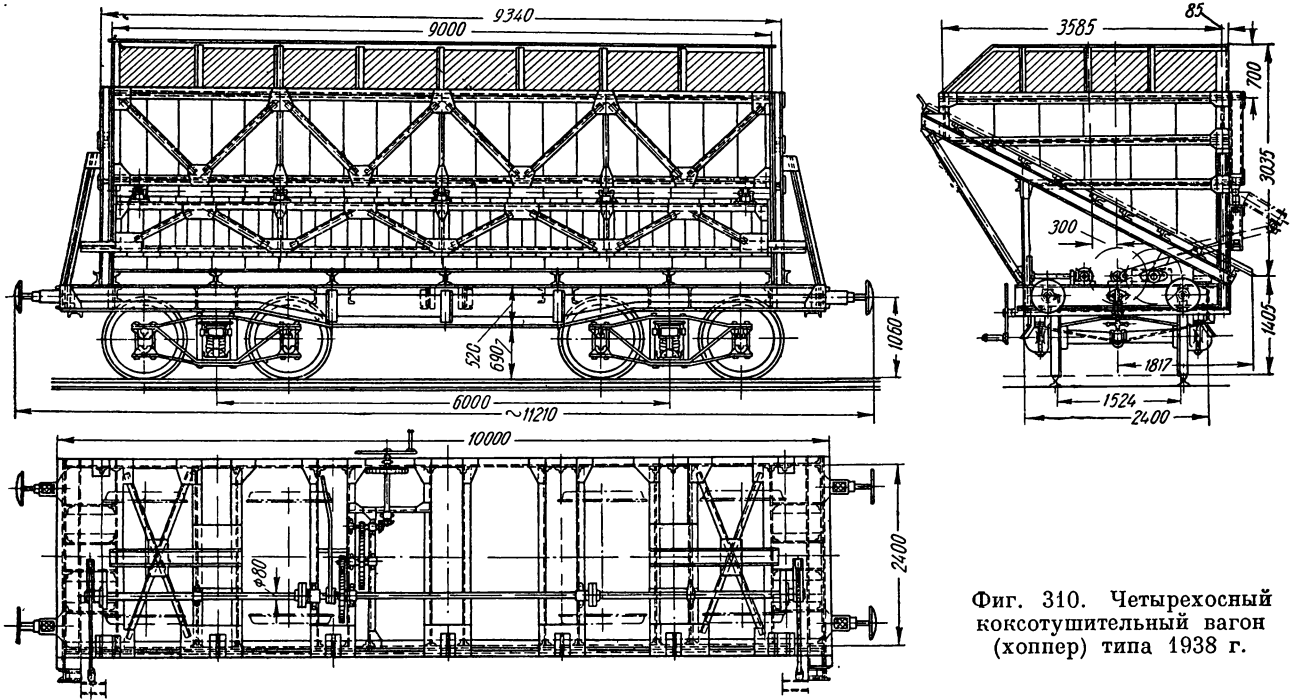
Кузов вагона имеет наклонное под углом $27,5^\circ$ к горизонту дно, идущее от верха одной боковой стены до низа другой. Первая стена вверху глухая из листового железа; она поддерживается снизу раскосной фермой, на которой укреплены кронштейны кузова. Вторая стена в верхней части представляет собой раскосную ферму, покрытую изнутри листами железа. К нижнему поясу этой стенки подвешена на петлях бункерная дверь, которая также имеет вид раскосной фермы, покрытой с внутренней стороны листами. Последние защищаются от истирания другими листами, легко сменяемыми.

Лобовые стенки состоят из вертикальных стоек, покрытых изнутри и снаружи металлическими листами. Вверху на кузове наращены борта из проволоочной сетки высотой 700 мм.

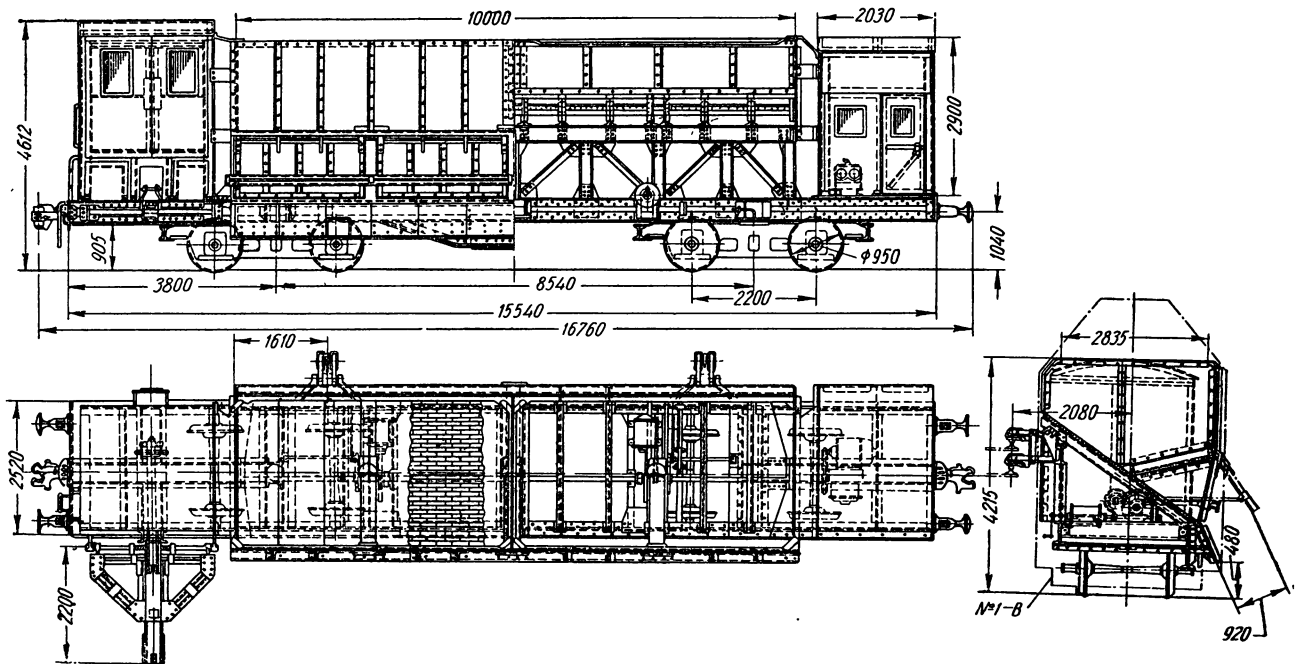
Дно двойное. Снизу оно покрыто стальными листами, а сверху — чугунными плитами. Дно опирается на продольные и поперечные балки кузова, все стены которого армированы стойками.

Погрузка кокса производится через верх вагона, выгрузка — через боковую дверь бункера, занимающего всю длину вагона.

На двери вагона по концам укреплены балки разгрузочного механизма, связанные посредством тяг с рычагами на главном валу меха-



Фиг. 310. Четырехосный коксогудительный вагон (хоппер) типа 1938 г.



Фиг. 311. Четырехосный 30-тонный самодвижущийся вагон типа 1933 г. для перевозки кокса.

низма. Вращение главного вала осуществляется при помощи зубчатой передачи от ручного привода, помещенного сбоку рамы. Вращаясь в ту или другую сторону, вал тягами закрывает или открывает дверь бункера. В закрытом положении тяги становятся в самозапор, чем предотвращается открывание крышки под действием веса груза. Зубчатую передачу тогда можно отключить от главного вала, используя выключательную муфту. Передача состоит из трех пар зубчатых цилиндрических колес, одной пары конических колес и рукоятки.

Вагон полностью металлический клепаной конструкции. Он оборудован только пневматическим тормозом, так как высокая температура окружающего воздуха, препятствует применению ручного тормоза.

Вагон имеет заводской габарит и в габариты Министерства путей сообщения не вписывается. Его размеры: наружная ширина — 4040 мм; расстояние от продольной оси вагона до наиболее удаленной точки боковой стенки кузова 2100 мм, высота от головки рельсов до верха кузова 4440 мм, до нижней точки наклонного дна 1405 мм; длина кузова внутри 9000 мм; длина вагона по буферам 11 210 мм; длина рамы 10 000 мм; база вагона 6000 мм; длина разгрузочного отверстия в свету 9000 мм, ширина отверстия в свету 700 мм.

Грузоподъемность вагона 9 т; вес тары 25,6 т; нагрузка на ось 8,65 т, на 1 пог. м пути 3,1 т.

Четырехосный коксовый самодвижущийся вагон п. с. 30 т типа 1938 г. — по чертежам ЦВКБ ВОВАТ (фиг. 311), называемый трансферкаром, служит для транспортирования кокса с коксового склада в скиповые ямы доменных печей. Он состоит из кузова, соединенного с рамой, которая опирается на две моторные тележки с электроприводом. Дно кузова, конструкция которого подобна конструкции коксотушительного вагона, наклонено под углом 35° к горизонту; оно идет от верха одной боковой стенки кузова до низа другой стенки. Первая стенка сверху сплошная, причем в этой части она изогнута по линии вписывания в габарит; внизу стенка опирается на раскосную ферму, связанную с рамой вагона. У другой стенки верх сплошной, армированный стойками и поясами; к нижнему поясу этой верхней части на петлях подвешены четыре крышки, соединенные парно балками разгрузочного механизма. Крышки закрывают нижнее отверстие бункера.

Дно вагона состоит из поперечных балок, покрытых листовым железом; сверху листы

настланы глазированным клинкером, предотвращающим их износ. С нижнего конца дна свешиваются фартук из полосового железа, укрепленный на кронштейнах рамы и покрытый чугунными плитами. Эти плиты, как и кирпичную футеровку, можно быстро сменить в случае их износа. Лобовые стены вагона состоят из уголков и листов.

В середине вагон разделен пополам сплошной перегородкой; каждая половина вагона до середины высоты, в свою очередь, делится на две секции трубами особой формы. В средней перегородке также поставлена труба. Под трубами в защитных кожухах проходят тяги разгрузочного механизма, которые с одного конца шарнирно соединены с балками этих механизмов, расположенными на крышках бункеров, а с другого конца — с рычагами главных валов.

Каждая пара крышек обслуживается отдельным затворным механизмом, имеющим два привода: ручной и пневматический. Шток пневматического цилиндра соединен с зубчатой рейкой, сцепляющейся с зубчатым колесом главного вала. Ручной привод состоит из червячной и зубчатой передач, приводимых в действие от рукоятки затворного механизма, расположенного сбоку рамы вагона. Переключение главного вала на тот или другой привод производится переключательной муфтой вручную. При закрывании крышек их тяги становятся в самозапор, так что под действием веса груза крышки открыться не могут.

С каждого конца вагона расположены две кабины управления — высокая и низкая. В низкой кабине размещены двигатель-компрессор, питающий воздухом цилиндры разгрузочного механизма и пневматического тормоза; приборы управления (контроллер, электроаппаратура); краны управления цилиндрами; тормозные краны и ручки. В высокой кабине размещена такая же аппаратура, как и в низкой, за исключением двигатель-компрессора. Эта кабина имеет двойной пол, причем под вторым полом на раме укреплен пневматический цилиндр толкательной штанги, которая служит для проталкивания вагонов на соседнем пути. В высокой кабине размещены также распределительные щиты.

Двигатель — компрессор — двухцилиндровый одинарного действия производительностью 80 м³/час при давлении, равном 6 ат. Мотор — постоянного тока, кранового типа.

Толкательная штанга, расположенная около высокой будки со стороны крышек бункера, представляет собой балку, вращающуюся в шар-

нирах кронштейнов рамы. Штанга приводится во вращение от пневматического цилиндра двойного действия с гидравлическим амортизатором. В верхнем (нерабочем) положении она запирается ручным механизмом.

Кабины состоят из каркасов, армированных 3-миллиметровыми железными листами.

Обе кабины имеют глухие (со стороны торцов) и открывающиеся (с боков) окна, двери с окнами, электрическое освещение. Они утеплены внутренней деревянной обшивкой. Для входа в кабины устроены лестницы.

Для питания электродвигателей от боковых рельсов с той стороны вагона, где расположен наклонный пол, укреплены на тележках два токоприемника. Обратным проводом, т. е. проводом для отвода тока, служат рельсы, по которым движется вагон.

Вагон металлический, клепаной конструкции. Он оборудован автосцепкой и буферами, пневматическими и ручными тормозами.

Вагон вписан в габарит № 1-В. Его размеры: длина по осям автосцепки 16 760 мм; длина рамы 15 540 мм; длина кузова внутри — 10 000 мм; ширина кузова внутри 3 000 мм; расстояние до верха кузова от головки рельсов 4 215 мм; ширина в свету сверху кузова 2 835 мм; высота от головки рельсов до низа фартука наклонного дна 480 мм; длина люка в свету 2 260 мм, ширина люка в свету 920 мм.

Двухосные тележки вагона имеют базу, равную 2 200 мм, и колеса диаметром 950 мм. Тележки состоят из боковых поясов и поперечных балок; подвешивание — одинарное. Буксы поставлены с подшипниками трения скольжения, но допускают также применение роликоподшипников. На каждой оси подвешен электродвигатель постоянного тока типа ДБ мощностью 23 квт при напряжении 220 в; допускается питание током, напряжением до 500 в. Скорость передвижения вагона 18 км/час.

На каждой тележке с каждого конца вагона поставлена песочница пневматического действия с приводом из кабины управления, а также метельники.

Геометрический объем вагона 60 м³, его грузоподъемность 30 т при удельном весе кокса, равном 0,5. Тара вагона без электрооборудования около 55,5 т, с электрооборудованием 64 т. Нагрузка от оси на рельс 23,5 т, нагрузка на 1 пог. м пути 5,61 т. Вагон вписан в габарит № 1-В, но боковой токоприемник выходит из него. Часть вагонов строится с верхними токоприемниками (пантографами), укрепляемыми на крышах концевых будок (два на вагон).

Четырехосный рудный самодвижущийся вагон п. с. 60 т типа 1934 г. — по чертежам ЦВКБ ВОВАТ предназначен для транспортирования руды с рудного двора в скиповые ямы доменных печей. Конструкция кузова и его средней части такая же, как у рудного хоппера. Наклонные боковые и лобовые стены состоят из ряда стоек и подкосов, покрытых изнутри листами толщиной 10 мм. В нижней части кузова устроены разгрузочные бункеры, сходные по конструкции с бункерами четырехосных угольных хопперов. Задние стенки бункеров наклонены к горизонту под углом 50°; они сходятся верхними кромками и образуют среднюю балку рамы (фиг. 312).

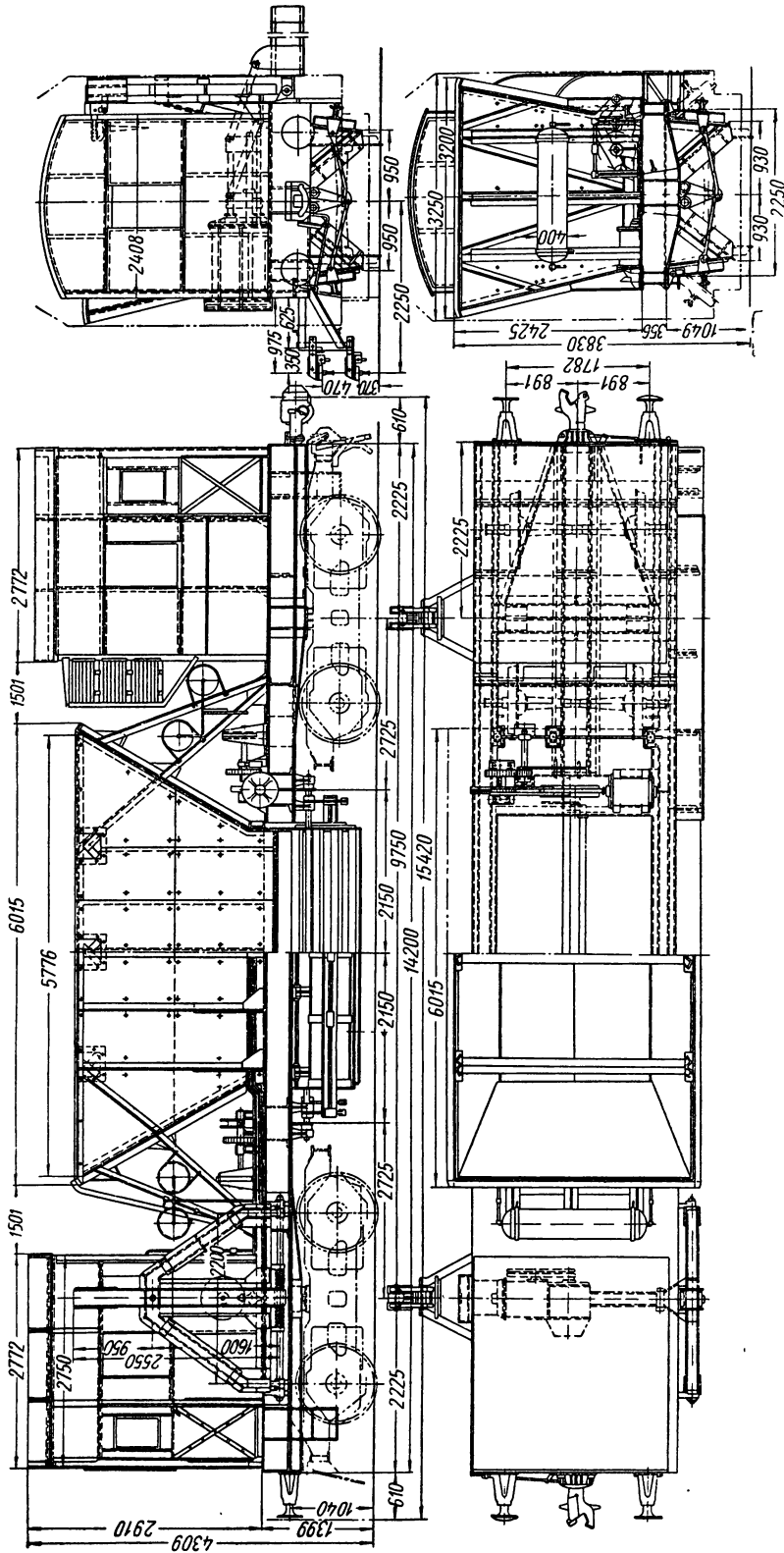
Крышки бункеров открываются наружу, разгрузка производится по обе стороны пути. Крышки, а также наклонные стенки кузова защищены внутри легко сменяемыми листами из высокоуглеродистой стали, хорошо противостоящей истиранию. Между основными и защитными листами имеются полости, куда вставлены нагревательные элементы электропечей, предназначенных для обогрева кузова в зимнее время. Пространство между электропечами и со стороны наружной обшивки кузова заливается асбестовой массой. Обогревом кузова предупреждается смерзание руды.

На крышках бункеров, цельных по длине, расположены балки разгрузочного механизма, к концам которых шарнирно прикреплены поперечные тяги, сцепленные с рычагами валов механизма. Рычаги главных валов действуют от ручного и пневматического приводов, сходных по конструкции с приводами, которыми оборудованы коксовые полувагоны. Приводы расположены на раме с каждого конца кузова около лобовых стен. Они обслуживают каждую крышку отдельно так, что разгрузку можно производить на одну сторону независимо от другой.

Погрузка руды в вагон производится сверху.

Будки управления, расположенные с каждого конца вагона, обе двухосные моторные тележки, все электрооборудование и токоприемники, двигатель — компрессор, толкательная штанга и ее пневматический цилиндр, автосцепка и буферы по конструкции такие же, как на коксовом трансферкаре.

Вагон полностью металлический, сварной конструкции. Он вписан в габарит № 1-В и имеет следующие размеры: длина по осям автосцепки 15 420 мм; длина рамы 14 200 мм; длина кузова сверху 5 755 мм, ширина кузова сверху 2 932 мм; высота кузова 2 475 мм; высота от головки рельса до верха кузова 3 830 мм, до

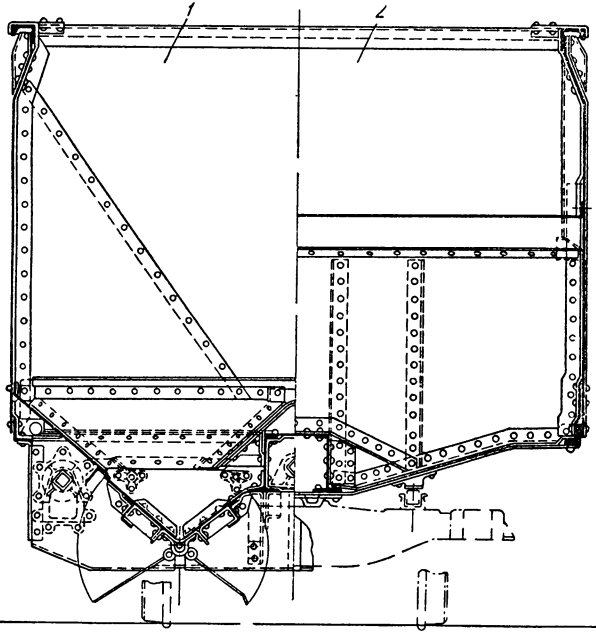


Фиг. 312. Четырехосный 60-тонный самодвижущийся вагон типа 1934 г. для перевозки руды.

оси автосцепки 1040 мм, длина разгрузочного люка в свету 3200 мм, ширина в свету 525 мм.

Геометрический объем вагона 30 м³; его грузоподъемность 60 т; тара вагона около 55 т. Нагрузка от оси на рельс 28,7 т; нагрузка на 1 пог. м пути 7,57 т.

Каждая тележка оборудована отдельными пневматическим и ручным тормозами. Тор-



Фиг. 313. Расположение передних и задних крышек люков разгрузочных бункеров четырехосного балластного хоппера и поперечные разрезы его:

1—по середине вагона (по бункеру); 2—по консольной части (вид на шкворневую балку рамы).

мозные цилиндры укреплены на раме сбоку продольной стены кузова.

Ток для питания тяговых двигателей, двигателя компрессорной установки и для обогрева кузова подводится от боковых рельсов двумя токоприемниками. Обратным проводом служат рельсы пути.

Скорость передвижения рудного самодвижущегося вагона 18 км/час.

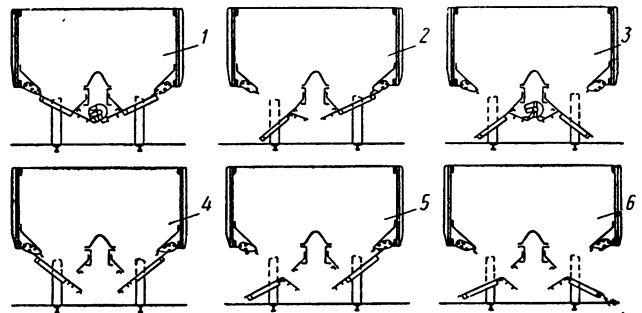
Четырехосный хоппер п. с. 63,5 т — для перевозки балласта. Это цельнометаллический вагон клепаной конструкции с кузовом, опирающимся на две двухосные тележки. Общее устройство кузова такое же, как у 60-тонного хоппера. Разгрузочные бункеры расположены вдоль вагона — по два с каждой стороны. Каждый бункер имеет две крышки — переднюю и заднюю (вместо глухой задней стенки), причем каждая крышка имеет свой независимый привод (фиг. 313).

Разгрузочные механизмы состоят из продольных и поперечных валов с цепями (механизма 70-тонного рудного хоппера). Механизмами можно управлять с любой стороны вагона и производить разгрузку: 1) на одну сторону пути (за рельс); 2) на обе стороны; 3) между рельсами; 4) между рельсами и на одну боковую сторону; 5) между рельсами и на обе стороны (фиг. 314).

Хопперы этого типа применяются главным образом для перевозки балласта.

Четырехосный угольный хоппер п. с. 63,5 т облегченного веса (из алюминия). Общее устройство этого вагона отвечает типовым конструкциям. Вагон оборудован четырьмя поперечными бункерами, каждый из которых имеет два разгрузочных отверстия, прикрываемых двустворчатыми крышками. Механизмы крышек централизованные, такого же устройства, как разгрузочные механизмы балластного хоппера.

Рама, исключая хребтовую балку и кузов, выполнена из алюминия (прокатные и давленные профили, а также алюминиевый лист). Диафрагмы поперечных балок рамы, все стойки кузова и внутренние подкосы — штампованные из листа толщиной 6—12 мм. Толщина листов боковой обшивки, наклонного торцевого пола и поперечных контрфорсов 6 мм, толщина диафрагм поперечных балок у контрфорсов 9 мм.



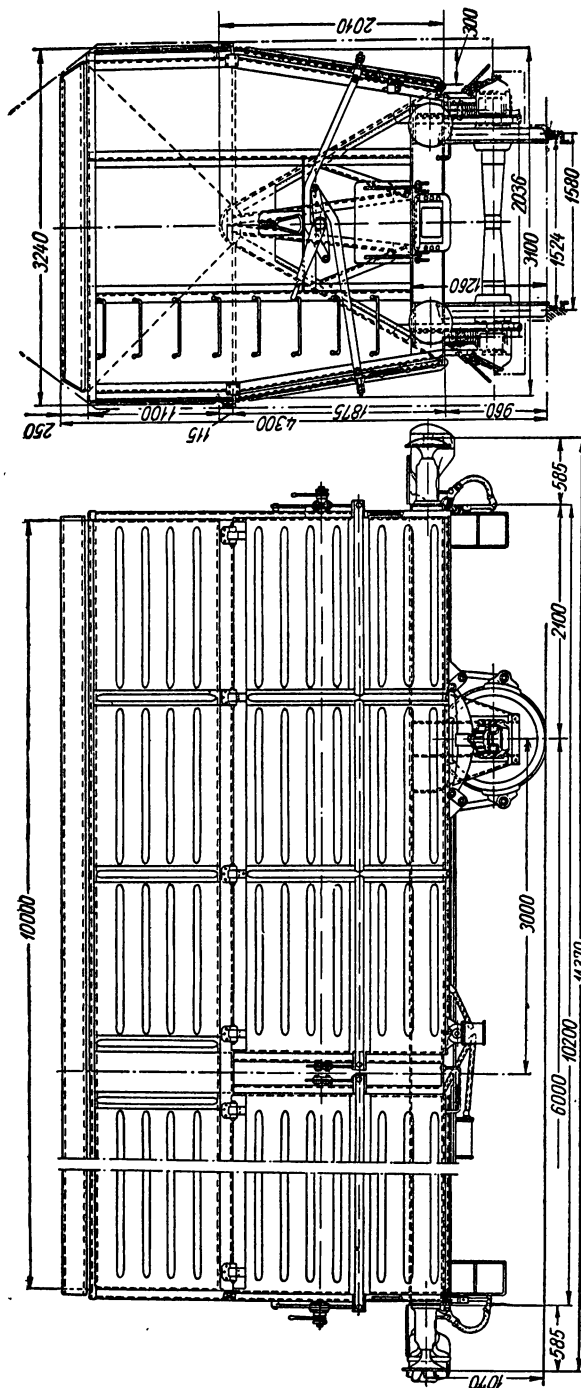
Фиг. 314. Положение крышек люка разгрузочных бункеров четырехосного балластного хоппера:

1—все крышки закрыты; 2—разгрузка на одну сторону вагона; 3—разгрузка на обе стороны вагона; 4—разгрузка в центр (между рельсами железнодорожного пути); 5—разгрузка в центр и на одну сторону; 6—разгрузка в центр и на обе стороны.

Хребтовая балка составная. Она состоит из двух балок зетового профиля с уменьшенной площадью поперечного сечения, равной в сумме 144 см², и верхней накладки из алюминия. Балки изготовлены из обычной углеродистой стали.

Конструкция вагона клепаная.

Тара вагона 17,6 т, что на 3,1 т (15%)



Фиг. 315. Двухосный 24-тонный цельнометаллический хоппер для перевозки торфа, типа 1951 г.

меньше тары хоппера аналогичных размеров, построенного из обычных материалов.

Четырехосный угольный хоппер п. с. 63,5 т облеженного веса (из низколегированной стали). Общее устройство вагона соответствует типовым конструкциям. Вагон имеет три поперечных разгрузочных бункера, закрываемых снизу крышками. Запорный механизм крышек децентрализованный (состоит из крючков и предохранительных секторов) по типу механизма 60-тонного хопера.

Рама и кузов вагона изготовлены из низколегированной стали. Хребтовая балка состоит из двух специальных зетов высотой 320 мм. Ее площадь поперечного сечения 144 см².

Конструкция вагона клепаная.

Диафрагмы поперечных балок рамы, стойки кузова и подкосы контрфорсов штампованные из листа толщиной 4,5—9 мм. Толщина накладок поперечных балок от 6 до 11 мм. Толщина листов боковой обшивки кузова 3 мм, листов наклонного торцевого пола 4,5 мм, листов стенки и контрфорсов 6 мм.

Тара вагона 16,4 т, что на 4,3 т (20,7%) меньше тары такого же хоппера из обычных материалов.

Двухосный торфяной цельнометаллический хоппер п. с. 24 т типа 1951 г.— по чертежам Крюковского вагоностроительного завода (фиг. 315) сварной конструкции имеет цельнометаллические кузов и раму, которые составляют одно целое и опираются на две колесные пары; кузов вагона оборудован боковыми дверями и разгрузочным механизмом. Боковые стены кузова по высоте разделены продольным поясом (из швеллера № 12) на две части. Верхняя часть состоит из металлических стоек (штампованного и углового профиля), покрытых изнутри обшивкой толщиной 4 мм, а нижняя часть — из стоек (угловых и средних), образующих разгрузочные отверстия. Последние закрываются снаружи с каждой стороны вагона двумя дверями, подвешенными на верхних петлях к продольному швеллеру.

Дно вагона выпуклое в виде призмы. Угол наклона каждой плоскости призмы (пола) к горизонту 60°. Верхняя часть призмы закруглена. Наклонные плоскости пола состоят из угольников армировки и жесткости, перекрытых сверху гладкой обшивкой пола толщиной 5 мм. Дополнительно пол соединяется с хребтовой и боковыми балками рамы посредством стоек и раскосов. Нижняя кромка листов пола штампованная для жесткости. Каркас лобовых стен состоит из верхней обвязки, угловых и средних

стоек (из зетов № 10), изнутри покрыт гладкой обшивкой толщиной 4 мм. В средней части торцевых стен размещены концевые узлы разгрузочного механизма.

В средней части вагон разделен пополам поперечной перегородкой, состоящей из двух (по ширине кузова) контрфорсов, которые присоединяются к наклонному полу и к средним стойкам боковых стен. Каждый контрфорс двойной из листов толщиной 4 мм. Между половинами контрфорсов (и средних стоек), размещаются тяги разгрузочного механизма и внутренние поперечные опоры для вторых концов продольных валов механизма. Контрфорсами кузов вагона в нижней части разделен на четыре бункера, которые снаружи прикрываются дверями.

Боковые двери металлические из стальных листов толщиной 4 мм, с штампованными горизонтальными гофрами высотой около 40 мм. Эти листы дополнительно армированы концевыми и средними вертикальными элементами жесткости. Двери через цапфы, приваренные к концевым элементам жесткости, шарнирно соединяются с тягами разгрузочного механизма. В нижней части для жесткости обшивка двери отштампована внутрь в виде угольника.

Разгрузочные механизмы централизованного типа, по одному для каждой пары концевых дверей. Всего на вагоне установлено два комплекта таких механизмов. Управление ими производится с каждого конца вагона. Разгрузочный механизм состоит из продольного вала (расположенного посередине под наклонным полом кузова), вращающегося в подшипниках. На концах вала на квадратах закреплены рычаги, соединенные с поперечными тягами дверей, а со стороны лобовой стены на валу на квадрате укреплена рукоятка для поворота вала. В рабочем положении (когда двери закрыты) оси поперечных тяг заходят за ось вращения рычага (образуя положение тяг в «самозапор») и поэтому двери при давлении на них груза будут еще более затягивать рычаги за мертвую точку. Для предохранения рычага от возможного выхода из мертвой точки (от толчков на стыках рельсов при движении вагона) над верхней тягой со стороны рукоятки поставлен сектор для дополнительного заклинивания тяги. Для управления разгрузкой с каждого конца вагона в его средней части имеется площадка, шарнирно соединенная с буферным брусом. В транспортном положении площадка поднимается вертикально вверх и закрепляется в этом положении накидной скобой; при разгрузке она

опускается вниз и ложится на головку автосцепки.

Вагон оборудован боковыми подножками для влезания на площадки, ступеньками лестниц на лобовых стенах для влезания на верх кузова, а также металлической штампованной сварной съемной крышей из листов толщиной 2 мм для защиты торфа от попадания искр от паровоза.

Элементы ходовых частей вагона: колесные пары с осями типа III и колесами диаметром 950 мм и все рессорное подвешивание используется типовое от 25-тонной цистерны. Вагон оборудован пневматическим тормозом системы Матросова, автосцепкой и буферами и крюками сигнальных фонарей, укрепляемых на угловых стойках. По поперечному сечению вагон вписан в габарит № 1-В; он полностью удовлетворяет правилам технической эксплуатации железных дорог СССР и поэтому допускается к курсированию по всей сети железных дорог СССР без ограничения.

Х а р а к т е р и с т и к а в а г о н а: длина вагона по осям сцепления автосцепки 11 370 мм; длина рамы 10 200 мм; база вагона 6000 мм; длина кузова внутри, полная 10 000 мм; ширина вагона снаружи 3240 мм; ширина кузова внутри, по верху дверей 3100 мм; высота наклонного пола кузова 2010 мм; высота верхней части кузова 2215 мм, высота двери 1875 мм; высота штампованной крыши 250 мм; высота от головки рельса: до оси автосцепки и буферов 1070 мм, до верха площадки разгрузочного механизма (и верха рамы) 1260 мм, до верха крыши вагона 4300 мм; геометрический объем кузова вагона 73 м³; тара вагона 17,0 т; нагрузка от оси колесной пары на рельсы 20,5 т; нагрузка от вагона на 1 пог. м пути 3,61 т.

Двухосный цельнометаллический торфяной хоппер п. с. 25 т с тормозной площадкой типа 1953 г. — по чертежам Днепродзержинского вагоностроительного завода (фиг. 316) по своему назначению, устройству и конструкции в основном подобен торфяному хопперу п. с. 24 т Крюковского вагоностроительного завода. Изменения заключаются в дополнительном оборудовании вагона ручным тормозом и площадкой для тормозильщика, так как эти хопперы курсируют отдельными замкнутыми маршрутами («вертушками») и по правилам технической эксплуатации железных дорог СССР в таких маршрутах определенный процент вагонов должен иметь ручные тормоза. Кроме того, несколько уменьшен объем кузова вагона, так как практика двухлетней эксплуатации торфя-

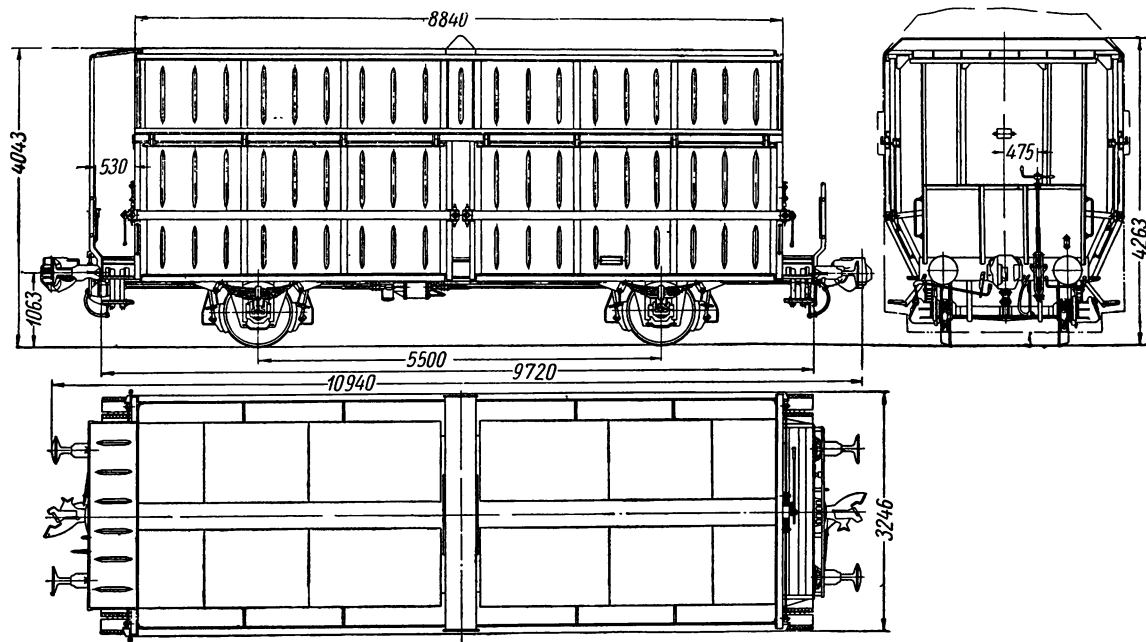
ных хопперов Крюковского вагоностроительного завода показала, что из-за высокого удельного веса торфа кубатура кузовов вагонов не используется полностью.

В модернизированной конструкции хоппера, на раме с одного конца размещается тормозная площадка (с крышей металлической конструкции), в которой установлен привод ручного тормоза, стоп-кран пневматического тормоза и от-

Для обеспечения более плавного вписывания вагона в кривые участки железнодорожного пути и увеличения коэффициента устойчивости при этом изменена база вагона.

Конструкция рамы, кузова и тормозной площадки вагона — сварная.

Конструкция остальных узлов и элементов вагона является унификацией вагона Крюковского вагоностроительного завода.



Фиг. 316. Двухосный 25-тонный цельнометаллический торфяной хоппер с тормозной площадкой.

кидное сиденье для кондуктора. Задняя стенка тормозной площадки образована лобовой стенкой кузова, а передняя — металлическим щитом высотой 800 мм, армированным средними и боковыми (угловыми) стойками и поперечной обвязкой. Вся армировка выполнена из угольников сечением $75 \times 50 \times 8$ и $45 \times 45 \times 5$ мм, а обшивка щита и крыши — из листа толщиной 2 мм. На щите укреплены винт ручного тормоза с рукояткой, а также крюки для боковых сигнальных фонарей. На боковых балках рамы около площадки установлены подножки, состоящие из металлических косоуров и деревянных ступенек, армированных рифленным железом. Пол тормозной площадки — из досок толщиной 50 мм, по краям у подножек армирован угловым железом.

Кузов вагона по сравнению с хоппером п. с. 25 т удлинен на 200 мм с соответствующим изменением длины секций и дверей.

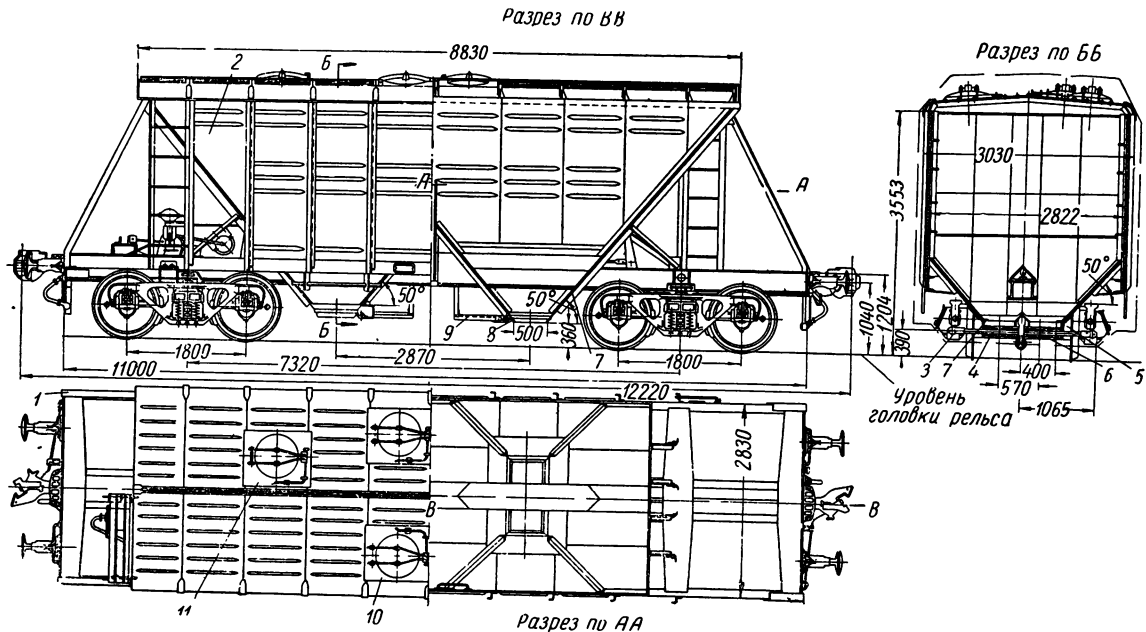
Характеристика вагона (с тормозной площадкой): длина вагона по осям сцепления автосцепок 10 940 мм; длина рамы по концам буферных балок 9720 мм; база вагона 5500 мм; длина кузова снаружи полная 8840 мм; ширина вагона снаружи 3246 мм; высота от головки рельса: до оси автосцепки 1063 мм, до верха пола тормозной площадки 1250 мм, до верха кузова 4263 мм; геометрический объем кузова вагона 61 м³, тара вагона (ориентировочно) 16 т; нагрузка от оси колесной пары на рельсы 20,5 т; нагрузка на 1 пог м пути 3,75 т.

Четырехосный цельнометаллический хоппер для перевозки цемента п. с. 60 т типа 1953 г. — по чертежам Днепродзержинского вагоностроительного завода (фиг. 317) предназначен для перевозки цемента без упаковки (навалом) с цементных заводов на предприятия, имеющие приемные устройства

для его выгрузки; но конструкция глухого кузова с большими углами наклона стенок и разгрузочных механизмов с достаточно плотными затворами в погрузочных и разгрузочных люках делает его пригодным для перевозки и других пылевидных или сыпучих грузов. Вагон вписан в габарит № 1-В, пол-

грузке (при большой влажности груза) разрушить своды и протолкнуть груз.

Рама вагона состоит из хребтовой балки (из двух зетов № 31, сваренных между собой и образующих П-образное сечение), боковых продольных балок (из швеллеров № 20) и поперечных балок (буферных, шкворневых и средней),



Фиг. 317. Четырехосный 60-тонный цельнометаллический хоппер для перевозки цемента:

1—рама вагона; 2—кузов; 3—головка вала; 4—вал привода 5—начальный сектор (предохранитель); 6—шестеренка вала 7—двойной разгрузочный бункер; 8—стальная армировка выходной части бункера; 9—крышка (шибер) бункера; 10—загрузочный люк; 11—смотровой люк.

ностью удовлетворяют ПТЭ МПС [16] и поэтому допускается к курсированию по всем железным дорогам СССР без ограничения.

Кузов и рама вагона имеют сварную конструкцию, соединены в одно целое между собой и воспринимают все вертикальные и горизонтальные нагрузки и усилия. Рама вагона опирается на две двухосные типовые тележки грузовых вагонов.

Кузов вагона глухого типа с крышей в верхней части имеет шесть люков, закрываемых водонепроницаемыми крышками, а в нижней части, под рамой — два двойных разгрузочных бункера, выходные отверстия которых закрываются стальными литыми шиберами-заслонками, с приводом их от валов через шестерни и рейки. Четыре люка в крыше служат для погрузки цемента или других сыпучих грузов, а два люка являются смотровыми, через которые можно при погрузке выровнять груз, а при раз-

сваренных из листа корочатого или закрытого профиля по сечению.

Средняя балка рамы образована в нижней части наклонными стенками бункеров, а вверху — вертикальными листами кузова (контрфорсами), разделяющими его по длине внизу на две части, что обеспечивает более совершенную разгрузку. Для этой же цели на хребтовую балку сверху в средней ее части, у бункеров, устанавливается штампованный из листа горбыль, который одновременно усиливает сечение балки.

Обшивка боковых стен кузова — из листов толщиной 3 мм со штампованными горизонтальными гофрами жесткости и приваривается к безраскосному каркасу боковых стен, состоящему из верхней обвязки (угольники сечением $100 \times 75 \times 10$ мм), нижней обвязки (боковой швеллер рамы) и вертикальных стоек из зетового профиля № 10.

Лобовые стенки кузова в верхней части у крыши расположены вертикально, имеют толщину 3 мм и соединены сверху с листами крыши, а внизу с верхней обвязкой из размакованного угольника $100 \times 75 \times 10$ мм; по концам эти стенки соединены с угловыми стойками. В остальной части кузова лобовая стенка образует торцевой наклонный пол под углом 50° к горизонту и имеет толщину 5 мм. Пол снизу усиливается поперечными балочками и наклонными стойками, которые соединены с рамой. Листы пола и балочки соединены по концам с боковыми стенками кузова посредством угольников $60 \times 60 \times 6$ мм.

Крыша — из листов толщиной 3 мм с штампованными на них гофрами и усилена поперечными дугами из угольников $75 \times 50 \times 6$ мм.

Загрузочные люки в крыше состоят из плоских листов, со штампованными кольцевыми горловинами, которые сверху закрываются круглыми сферическими крышками.

Крышки люков связаны шарнирно с люковыми рамками и имеют коромысло, запираемое откидным замком. Коромысло при затяжке передает давление на центр крышки (которая имеет шарнирное соединение) и равномерно прижимает и закрывает все отверстие люка. В местах соединения крышки и горловины имеется одноступенчатое лабиринтное уплотнение, образованное постановкой дополнительного кольца, что обеспечивает водонепроницаемость этого соединения.

Каждая часть сдвоенного бункера имеет форму усеченной пирамиды с вершиной, направленной книзу. Стенки ее — из листов толщиной 6 мм, наклоненных под углом 50° . Внутренние стенки бункеров соединяются с хребтовой балкой, наружные — с нижними обвязками боковых стен, а торцевые — с одной стороны с наклонными лобовыми стенками кузова, и с другой — с поперечными стенками средней балки рамы.

В нижней части каждый бункер армирован стальной литой рамкой, имеющей пазы; в последних горизонтально перемещается (вдоль вагона) стальная литая задвижка (шибер) с отлитой на ней зубчатой рейкой. Передвижение шибера производится посредством затворного механизма, состоящего из шестеренки, зубчатой рейки на шибере и вала. Вал привода расположен поперек вагона и вращается в подшипниках, закрепленных на раме. Внешний конец вала выходит сбоку вагона под нижней обвязкой и оканчивается головкой с отверстиями. В последние вставляется ломик, и вал поворачи-

вается. На другом конце вала закреплена шестеренка, которая передвигает зубчатую рейку вместе с крышкой (шибером).

Шиберы сдвоенных разгрузочных отверстий бункера, расположенные в одном конце вагона, передвигаются одним валом.

Шиберные крышки в передней кромке заострены для возможности очистки пазов в армировке и в открытом положении поддерживаются направляющими угольниками.

Для предотвращения самопроизвольного открытия шибера при движении вагона он дополнительно запирается качающимся сектором.

Вращение вала может быть механизировано, для чего в центре головки вала имеется квадратное отверстие, в которое может быть вставлен квадратный ключ, соединенный гибким валом или шарнирами с механическим или пневматическим приводами.

Разгрузка производится между рельсами (внутри) железнодорожной колеи. Конструкция стальной литой армировки бункера обеспечивает ее соединение с приемным телескопическим устройством, расположенным на цементном элеваторе.

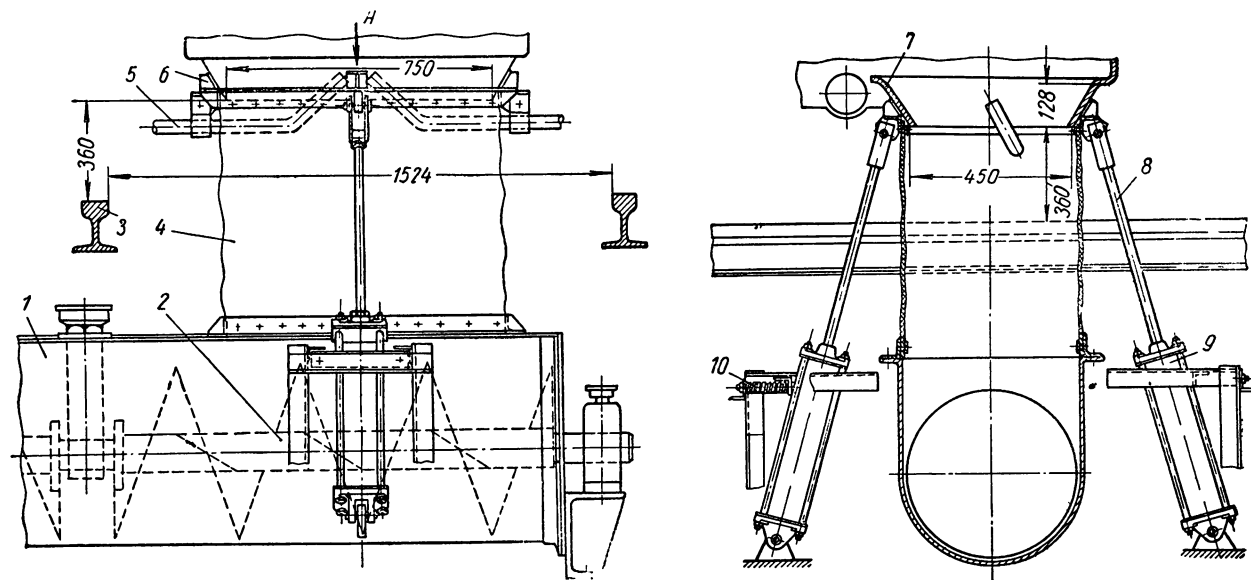
Это устройство (фиг. 318) состоит из уложенного поперек железнодорожного пути под рельсами кожуха шнека, который с одного конца (внешнего) соединен трубами с приемниками для цемента (обычно круглого сечения) на элеваторе или бункерами в точках разгрузки; на другом конце к кожуху шнека в верхней части его присоединен гибкий прямоугольного сечения рукав, сверху армированный рамкой из угольника. Наверху рамки укреплен стальной литой фасонный раструб, а сбоку на шарнирах присоединены штоки от двух цилиндров (пневматического или гидравлического действия), которые поднимают вверх или опускают вниз гибкий рукав с раструбом. Сбоку цилиндров поставлены пружинные механизмы, которые устанавливают гибкий рукав по центру разгрузочного отверстия.

В поднятом кверху положении раструбы плотно примыкают к стальным армировкам выходных отверстий бункеров на вагоне; после открывания заслонок цемент самотеком «течет» вниз в кожух шнека, забирается винтом шнека и подается по трубам в приемники. Как показали испытания вагона на Московском цементном элеваторе, при влажности цемента 1,5% разгрузка 50-тонного хоппера была произведена примерно за 5 мин. Основное внимание при механизации разгрузки при таких устройствах должно быть обращено на создание

мощных отсасывающих шнековых устройств и соответствующих им диаметров трубопроводов, так как «вытекание» цемента из вагона происходит достаточно интенсивно и быстро и вся задержка по времени разгрузки обычно вызывается недостаточно быстрым отсосом цемента шнековыми устройствами.

В будке имеется откидное сиденье для кондуктора, а также расположен стоп-кран пневматического тормоза. На угловых стойках щита укреплены крюки сигнальных фонарей.

Х а р а к т е р и с т и к а в а г о н а (в скобках указаны размеры для вагона с тормозной площадкой): длина вагона по осям сцепления



Фиг. 318. Приемный механизм для отбора груза при разгрузке цементного хоппера:

1—кожух шнека; 2—шнек; 3—рельсы; 4—гибкий рукав; 5—механизм для шуровки цемента; 6—присоединительная рама; 7—верхний раструб; 8—шток подъемника; 9—цилиндр подъемника; 10—направляющий пружинный механизм.

Наличие достаточной герметичности крышек погрузочных люков и разгрузочных бункеров на вагоне, а также хороших уплотнений между вагоном и приемными устройствами на шнеках обеспечивает перевозку цемента почти без потерь (при перевозке цемента в обычных вагонах потери составляют несколько процентов). Также без потерь возможна перевозка в этих вагонах и других сыпучих грузов.

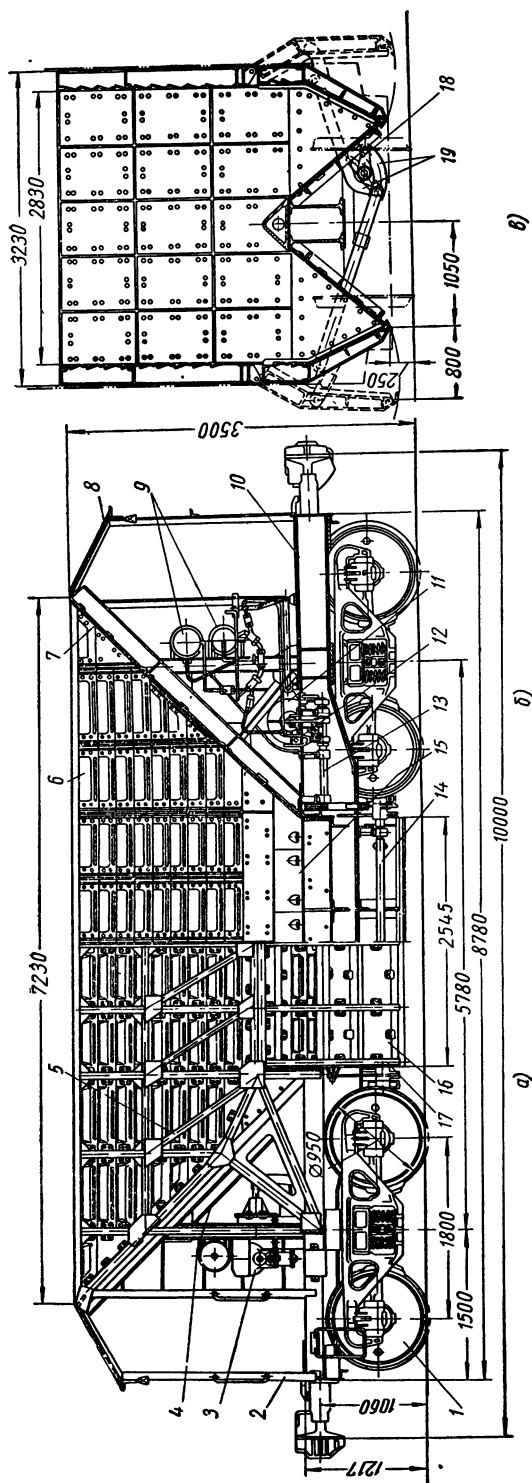
Для обслуживания вагона предусмотрены две наружные лестницы на крышу и две внутренние лестницы, обеспечивающие доступ внутрь кузова для осмотра, очистки и ремонта его.

Вагон оборудован автосцепкой типа СА-3; буферами и пневматическим тормозом системы Матросова. Часть вагонов оборудуется ручным тормозом и площадкой для тормозильщика, которая расположена с одного конца вагона, за счет удлинения рамы на 450 мм.

Тормозная площадка сверху имеет крышу, а спереди — щит, которые выполнены металлическими из листа толщиной 2—3 мм. На переднем щите укрепляется винт ручного тормоза.

автосцепок 12 200 (12 670) мм; длина рамы 11 000 (11 450) мм; база вагона 7 320 мм; длина кузова сверху 9 600 мм; ширина кузова сверху 3 200 мм; высота от головки рельса до низа разгрузочного отверстия бункера 360 мм, до оси автосцепки 1 060 мм, до верха кузова 4 018 мм; размер разгрузочного люка в свету 500×800 мм; диаметр загрузочного люка в свету 614 мм; геометрический объем кузова 45,3 м³; тара вагона 22,0 (22,4) т; нагрузка от оси на рельс 20,5 (20,6) т; нагрузка на 1 пог. м пути 7,71 (6,50) т.

Четырехосный цельнометаллический вагон п.с. 50 т для перевозки горячего агломерата типа 1953 г. — по чертежам Калининградского вагоностроительного завода (фиг. 319) предназначен для обслуживания агломерационных фабрик металлургических предприятий и рассчитан на погрузку агломерата непосредственно со спекательных устройств и для перевозки его до тушилных камер. Вагон состоит из кузова сварной конструкции, соединенного за одно целое с рамой; последняя опирается на две



Фиг. 319. Четырехосный 50-тонный цельнометаллический вагон (хоппер) для перевозки горячего агломерата: 1 — разрез поперек посередине вагона; 2 — концевая теленка; 3 — приборы пневматического тормоза; 4 — защитный кожух пневматического тормоза; 5 — раскосно-стоечная ферма боковой стены кузова; 6 — съемные пластины обшивки боковой стены кузова; 7 — лобовая наклонная полка; 8 — крыша концевой площадки; 9 — валасные резервуары для сжато воздуха; 10 — рама вагона; 11 — пневматический цилиндр механизма разгрузки; 12 — рычажная передача от цилиндра к промежуточному валу; 13 — главный вал разгрузочного механизма; 14 — крышка (дверь) разгрузочного бункера; 15 — съемный стальной литой горбыль хребтовой балки рамы; 16 — крышка (дверь) задняя стенка разгрузочного бункера; 17 — задняя стенка разгрузочного бункера; 18 — длинная и короткая тяги механизма открывания крышек (дверей).

двухосные типовые тележки грузовых вагонов с осями типа III и колесами диаметром 950 мм.

Конструкция кузова в его средней части такая же, как у угольного 50-тонного хоппера, а боковые двери (крышки люков), как у торфяного хоппера.

Рама вагона состоит из хребтовой балки (из двух двутавров № 55, имеющих форму балок равного сопротивления) и накладки сечением 500×6 мм и сварной конструкции из листа — буферных и поперечных балок. Средние поперечные балки рамы образованы торцевыми стенками разгрузочных бункеров и усилены швеллерами № 16.

Хребтовая балка в средней части сверху армирована стальным литым горбылем для предохранения ее от действия высокой температуры.

Погрузка в вагон горячего агломерата производится через открытый верх кузова, а разгрузка — через два продольных разгрузочных бункера, расположенных в нижней части кузова — по одному с каждой стороны хребтовой балки.

Задняя стенка бункера, наклоненная под углом 45° к горизонту, примыкает к хребтовой балке и состоит из сварного металлического каркаса, покрытого сверху съемными листами толщиной 10 мм. Передняя стенка бункера образована крышкой, которая вращается на шарнирах, укрепленных вверх к боковой стенке вагона. Крыша состоит из сварного каркаса, покрытого изнутри съемными листами, а в верхней части — выгнутыми накладками.

Боковые стенки кузова — вертикальные, а лобовые наклонены под углом 45° к горизонту. Первые имеют вид раскосно-стоечных ферм, соединенных с рамой и воспринимающих полностью вертикальные нагрузки. Изнутри боковые фермы покрыты изогнутыми стальными пластинами с креплением их на заклепках. Лобовые наклонные стенки (пол кузова) состоят из продольных и поперечных балок, соединенных раскосами и стойками с рамой и покрытых сверху съемным половым настилом из листов толщиной 10 мм. Несущими элементами кузова являются каркасы стенок, бункеров и крышек; обшивка их подвергается износу и про-

горанию и в расчете на прочность не учитывается. Поэтому вся обшивка делается съемной; обшивка боковых стенок из изогнутых пластин, расположенных друг над другом в форме жалюзи, позволяет проходить раскаленному воздуху через щели и не допускать перегрева стенок кузова.

Разгрузочный механизм централизованного типа состоит из продольного вала, расположенного под хребтовой балкой, на концах которого на квадратах укреплены рычаги. Последние шарнирно соединены с тягами крышек (дверей) бункеров. Один из концов вала через рычажную передачу соединен со штоком пневматического цилиндра, который и производит открывание и закрывание крышек. Он расположен с одного конца вагона под наклонным полом. С этого же конца размещается привод ручного управления механизма разгрузки вагона.

Под другой наклонной торцевой стенкой кузова установлены приборы пневматического тормоза (тормозной цилиндр, воздухораспределитель и др.), которым оборудован вагон. Приборы всей пневматики тормоза и разгрузки защищены от действия высокой температуры кузова стальными экранами. Для наблюдения за работой пневматики на каждом конце рамы вагона имеются тормозные площадки с крышей, с боковыми подножками и поручнями.

Вагон оборудован автосцепкой типа СА-3 и буферами.

Х а р а к т е р и с т и к а в а г о н а: длина вагона по осям сцепления автосцепок 10 000 мм; длина рамы 8780 мм; база вагона 5780 мм; длина кузова внутри, вверху 7230 мм; длина разгрузочного отверстия бокового бункера в свету 2545 мм; высота от головки рельса: до оси автосцепки 1060 мм, до верха рамы 1217 мм, до верха кузова 3500 мм; ширина кузова внутри 2830 мм, снаружи 3230 мм. Геометрический объем кузова 34 м³; тара вагона 30 т; нагрузка от оси на рельс 20 т; нагрузка на 1 пог. м пути 8,0 т. Вагон вписан в габарит № 1-В.

Четырехосный коксотушильный вагон п. с. 13 т — по чертежам Брянского паровозостроительного завода (фиг. 320). Вагон промышленного типа, предназначен для приема раскаленного кокса с температурой 950—1000°, выдаваемого из коксовых печей, и перевозки его под тушильную башню для охлаждения, а затем в бункеры-хранилища. Погрузка кокса в вагон производится сверху, а разгрузка — только на одну сторону открыванием боковых крышек (дверей), приводимых в действие от руки или

сжатым воздухом при помощи механической передачи.

Кузов в поперечном сечении имеет форму треугольника и по длине разделен перегородкой на две равные части с объемом их по 25 м³. Каждое отделение снаружи закрывается крышкой, которая подвешена на петлях к нижней обвязке боковой стенки вагона и приводится в действие отдельным разгрузочным механизмом.

На паровоз от вагона через контактную коробку передается сигнализация, которая показывает, что крышки закрыты (горит зеленая лампа) или открыты — горит красная лампа.

Рама вагона клепаной конструкции состоит из продольных хребтовой и боковой балок (из швеллеров № 30) и поперечных балок — шкворневых, средних и буферных — из листа. Со стороны, противоположной разгрузке, к боковой балке рамы прикреплен раскосно-стойечной конструкции ферма из угольников и швеллеров. Верхняя обвязка фермы служит опорой для поперечных балок наклонного пола, которые с другой стороны внизу опираются на боковую балку рамы. Лобовые стенки кузова образованы угловой стойкой (со стороны разгрузки), верхней обвязкой, соединительным элементом наклонного пола и поперечными балками жесткости (все из швеллеров, балок и угольников).

Другая сторона кузова образована верхней боковой фермой раскосно-стойечной конструкции из швеллеров и угольников, которая по концам соединена с лобовыми стенками. К нижнему поясу фермы подвешены две боковые двери.

Боковые и лобовые стенки кузова, половые балки и двери изнутри вагона поверх своих каркасов покрыты стальной обшивкой толщиной 5 мм.

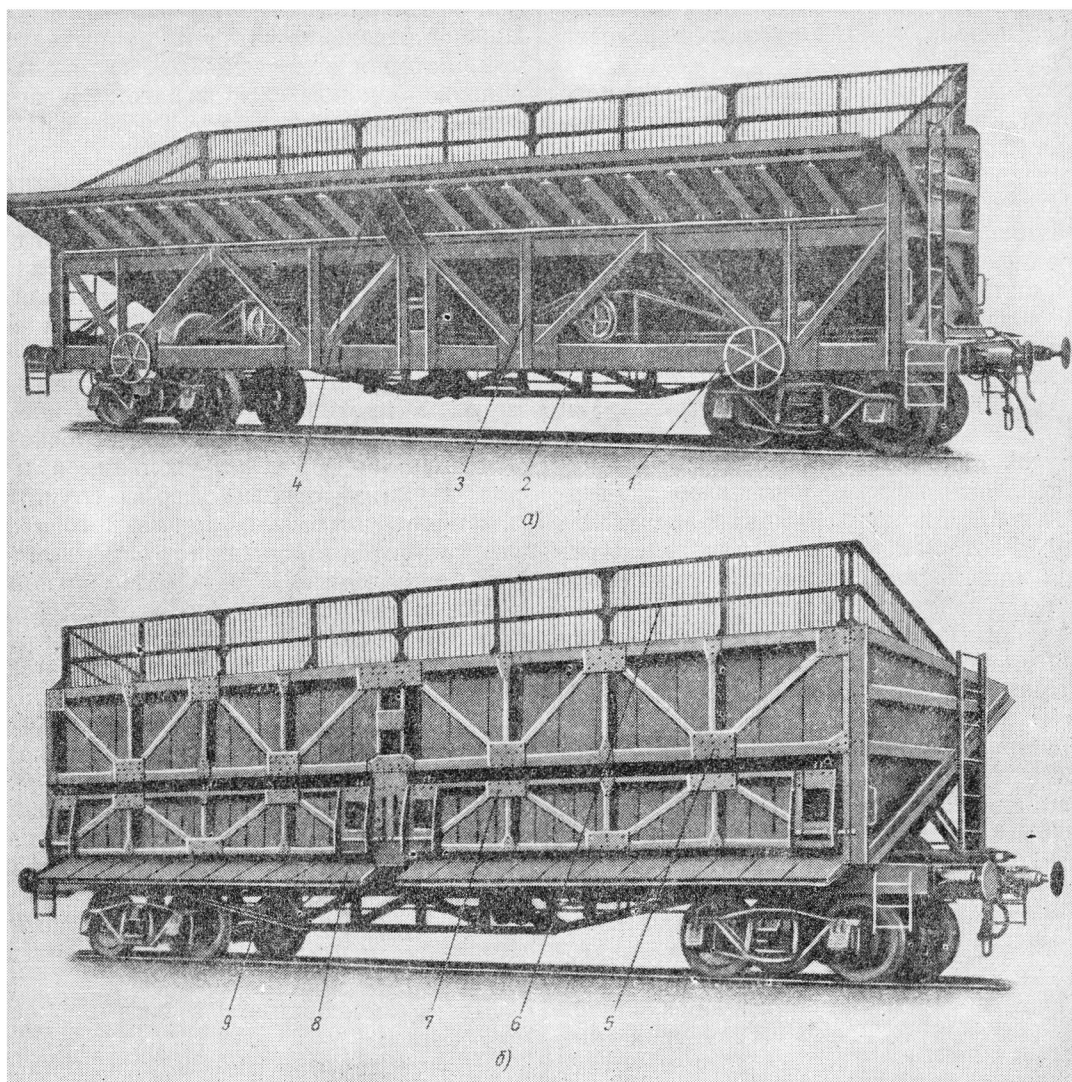
Дверь имеет каркас в виде раскосно-стойечной фермы.

Для увеличения объема кузова на торцевых стенках и на боковой стенке со стороны разгрузки сверху поставлены металлические решетки, которые предохраняют кокс от выпадения при разгрузке. Изнутри кузов и двери покрыты чугунными огнеупорными плитами, которые предохраняют от перегорания стальную обшивку и крепятся к последней болтами.

Каждый механизм разгрузки состоит из воздушного цилиндра двойного действия (диаметром 400 мм), зубчатой рейки, зубчатого колеса, главного вала с рычагами и соединяющими тягами к дверям. Зубчатая рейка соединена со штоком цилиндра, а зубчатое колесо укреплено

на главном валу. Управление открыванием и закрыванием дверей производится посредством трехходового крана.

чей и через нее — с главным валом. Ручной привод может посредством муфты отключаться от главного вала.



Фиг. 320. Четырехосный 13-тонный коксотушильный вагон типа 1952 г.:

а — вид со стороны разгрузочного механизма; б — вид со стороны разгрузки; 1—штурвал механизма ручной разгрузки; 2—рама вагона; 3—боковая ферма кузова задняя; 4—наклонный пол; 5—боковая ферма кузова передняя; 6—верхняя решетка; 7—разгрузочная дверь; 8—чугунная армировка наклонного пола; 9—шпунгель глухого типа боковой балки рамы (со стороны разгрузки).

При выходе из строя пневматики управление разгрузкой может производиться ручным приводом. Ручное колесо привода укреплено на шпонке поперечного вала механизма, другой конец вала соединен с червячной передачей, а ведомый вал последней — с зубчатой переда-

чей и через нее — с главным валом. Ручной привод может посредством муфты отключаться от главного вала. В закрытом положении дверей тяги, идущие к рычагам вала, переходят за мертвую точку и становятся в самозапор, что предохраняет двери от самопроизвольного открывания при движении вагона.

Световая сигнализация, установленная на

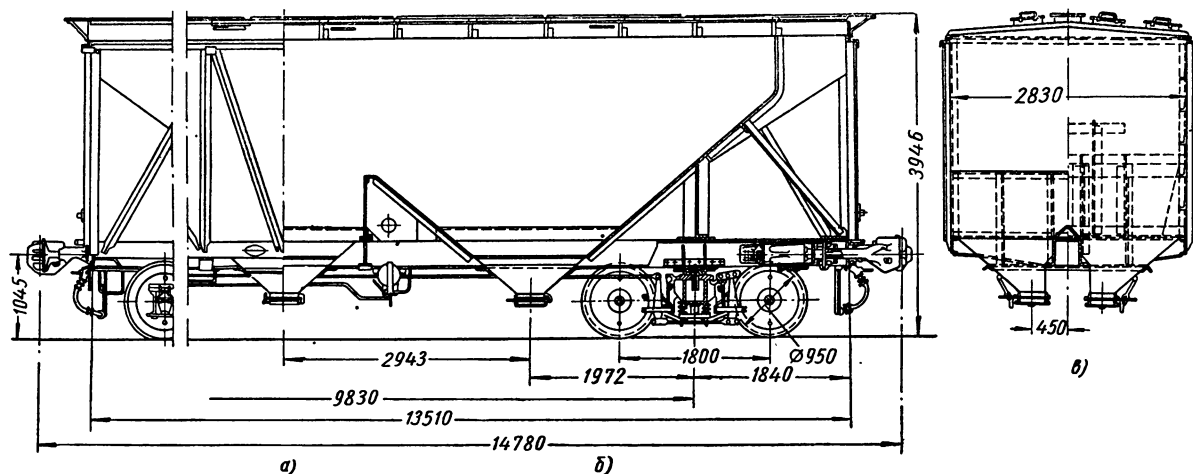
паровозе, состоит из коробки с красными и зелеными сигнальными лампами, трансформатора переменного тока 220/24 в, главного выключателя и распределительной коробки с контактными штырями для каждой двери. Тройной провод уложен на вагоне в металлической трубе и на концах рамы соединен с переходными коробками.

С каждого конца на раме вагона имеется площадка с боковыми подножками и лестницей на торцевой стенке кузова.

ким процентом влажности и по физическому состоянию обладающих большой текучестью (так как разгрузочные бункеры вагона имеют небольшие сечения в свету).

Под вагон использована полностью рама, ходовые части, тягово-ударные приборы и тормоза от 60-тонного крытого грузового вагона, а также кузов последнего, за исключением раскосов боковых и лобовых стенок, боковых дверей, люков и всей крыши.

Для размещения разгрузочных бункеров



Фиг. 321. Четырехосный 29,2-тонный цельнометаллический хоппер для перевозки гранулированной сажки: а — боковой вид; б — разрез вдоль по оси вагона; в — разрез поперек посередине вагона.

Вагон опирается на две типовые двухосные тележки грузовых вагонов и оборудован пневматическим тормозом системы Матросова, винтовой несвальной упряжкой и буферами.

Характеристика вагона: длина вагона по буферам 15 000 мм, длина рамы вагона 13 810 мм; база вагона 10 000 мм; ширина рамы 2705 мм; ширина кузова наружная 4220 мм; расстояние от продольной оси вагона до наружного края вагона со стороны колеса ручного привода 2337 мм, до наружного края на стороне дверей 1883 мм; общая высота от головки рельса до оси буферов 1085 мм, до верха кузова 4650 мм; вместимость (погрузочный объем) 50 м³; тара вагона 54 т; нагрузка на 1 пог. м пути 4,47 т.

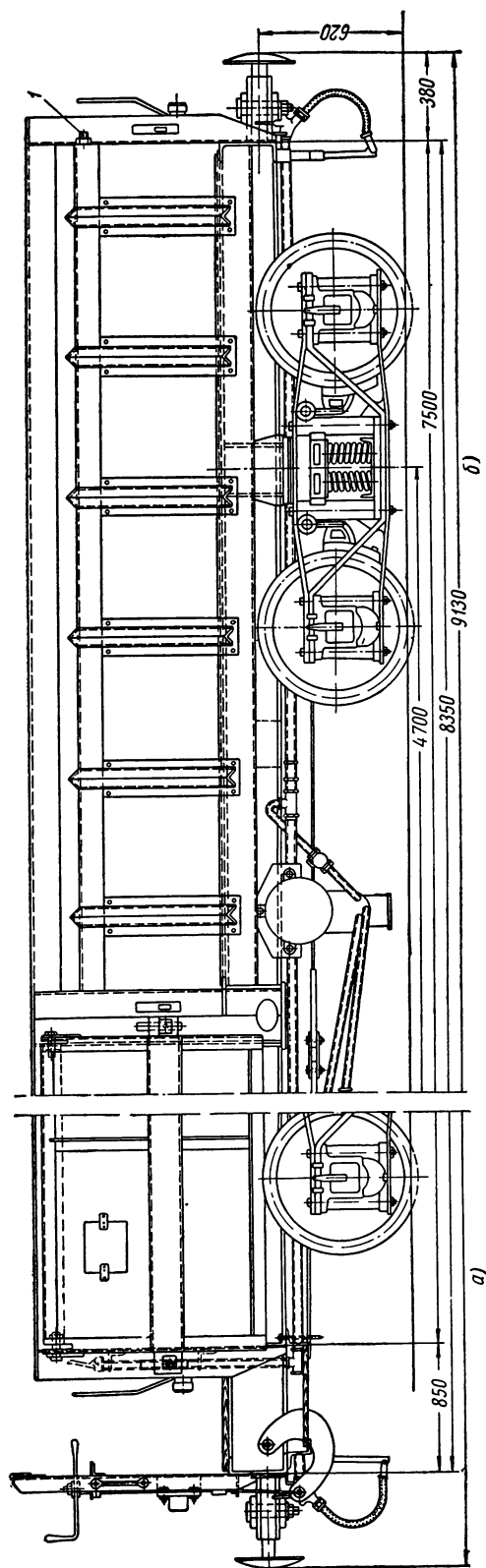
Четырехосный цельнометаллический хоппер п. с. 29,2 т типа 1950 г. по чертежам Крюковского вагоностроительного завода (фиг. 321) предназначен для перевозки гранулированной сажки в навал (без упаковки) с объемным весом 0,3—0,4 т/м³, но может быть использован для перевозки и других видов сыпучих грузов с низ-

в раме крытого вагона удален ряд промежуточных балок; усиление рамы произведено стенками бункеров.

Кузов вагона цельнометаллический, сварной конструкции, из углеродистой конструкционной стали марки Ст. 3. По длине кузов вагона разделен на три секции-бункера, а каждый из них, в поперечном направлении, в нижней части имеет расположенные по бокам хребтовой балки два разгрузочных отверстия в форме усеченных конусов с вершиной вниз. Поперечные стенки бункеров имеют угол наклона 40°; продольные стенки у хребтовой балки вертикальные, а у боковых балок наклоненные под углом 41—43°, что обеспечивает свободное высыпание сажки.

В нижней части каждый бункер оборудован заслонкой, открывание которой производится с помощью рычага. Для обеспечения герметичности отверстие бункера дополнительно закрывается крышкой с запорным механизмом.

Крыша вагона металлическая, из листа и армирована каркасом из угольников. В крыше имеется шесть загрузочных люков и два лаза.



Фиг. 322. Четырехосный 18-тонный цельнометаллический хоппер колеи 750 мм для перевозки тяжелых руд:
 а — боковой вид; б — разрез вдоль по оси вагона; 1 — штуцер для установки паропроводного шланга.

Загрузочные люки оборудованы герметическими крышками, шарнирно укрепленными на горловине люка. Лаз по своей конструкции подобен разгрузочным бункерам.

Толщина металлической обшивки: боковых стен кузова 4 мм; бункеров, поперечных наклонных и торцевых стенок 6 мм; крыши 3 мм.

Внутри кузова на боковых стенках, а также снаружи на торцевых стенках (по диагонали) установлены лестницы. Вдоль всей крыши проложен металлический помост, состоящий из отдельных секций решеток.

Характеристика вагона: длина вагона по осям сцепления автосцепок 14 780 мм; длина рамы 13 510 мм; база вагона 9830 мм; ширина кузова внутри 2830 мм; размер загрузочного люка в свету 300 × 300 мм; смотрового лаза 350 × 450 мм; диаметр разгрузочного отверстия в свету 310 мм; высота от головки рельса до оси автосцепки 1041 мм, до верха рамы вагона 1210 мм; геометрический объем кузова 73 м³; тара вагона 24,7 т; грузоподъемность вагона по саже 29,2 т, расчетная 56 т; нагрузка от оси колесной пары на рельсы 12,5 т, нагрузка на 1 пог. м пути 3,8 т. Вагон вписан в габарит № 0.

Четырехосный цельнометаллический хоппер п. с. 18 т колеи 750 мм типа 1951 г. — по чертежам Крюковского вагоностроительного завода (фиг. 322) предназначен для перевозки кусковой и дробленой руды и пород с удельным весом до 2,5 и поэтому имеет мощную конструкцию кузова, рамы и бортов. Рама вагона состоит из хребтовой балки (из двух швеллеров № 30), боковых продольных балок (они же являются нижней армировкой наклонного пола) и поперечных балок сварной конструкции из листа. Кузов вагона сварной конструкции состоит из двух торцевых стенок, армированных стойками из угольников; двух средних поперечных стенок, разделяющих вагон на две части по длине, и боковых продольных обвязок — верхней и нижней. Боковой проем кузова двумя средними стойками также делится на две части.

К верхней обвязке кузова шарнирно на петлях подвешены двери — по две с каждой стороны вагона.

Двери состоят из металлических листов, армированных сверху вдоль полосой, внизу — угольником, а также вертикальными угольниками жесткости. Вдоль двери на середине высоты приварена балка (из швеллера № 14), на концах имеющая цапфы. Последние соединяются с тягами разгрузочного механизма.

Пол вагона из стальных листов двухскатный, с наклоном в каждую сторону под углом 40° . Верхняя кромка ската пола армирована специальным угольником, а снизу весь пол поддерживается каркасом из угольников и балочек, опирающихся на раму вагона (по типу торфяного хоппера п. с. 24 т).

Обшивка пола, дверей и лобовых стенок имеет толщину 4—6 мм.

Разгрузочный механизм обслуживает пару дверей, расположенных с одной стороны вагона. Он состоит из продольного вала (трубы), вращающегося в подшипниках, укрепленных на поперечинах каркаса пола; по длине вал разрезной и концы половин его посередине соединяются глухой муфтой. На валу укреплены четыре рычага, концы последних шарнирно соединяются с поперечными тягами, идущими к боковым дверям (фиг. 323).

Тяги другими концами соединяются со штырями на балках дверей и при вращении вала открывают и закрывают последние.

В закрытом положении механизма тяги становятся в samozапор, т. е. заходят за мертвую точку. Для предупреждения самопроизвольного открывания тяг и механизма при движении вагона тяги в транспортном положении сверху запираются эксцентриковыми запорами.

Поворот вала производится при помощи рукоятки свободного хода и дополнительного рычага, укрепленного на конце вала со стороны площадки управления разгрузкой. Всего вагон имеет два разгрузочных механизма с управлением их с одного конца вагона.

С этого же конца вагона на раме установлена двухступенчатая площадка открытого типа для управления с нее разгрузочным механизмом и приводом ручного тормоза. На угловых стойках площадки укреплены крюки сигнальных фонарей.

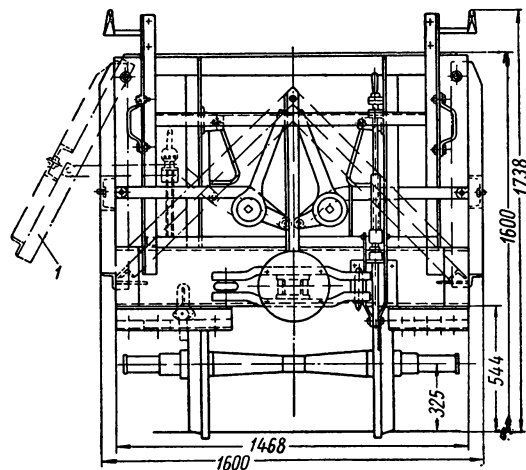
Вагон оборудован по концам типовыми центральными ударно-тяговыми приборами, а также пневматическим и ручным тормозами.

Под вагон подкатываются две двухосные нормального типа тележки с базой 1440 мм и колесами диаметром 650 мм; боковые рамы — посылные, с болтовым креплением элементов; рессорное подвешивание — одинарное, комбинированное; шкворневые балки — сварные из листов. Букса с крышкой, подшипник и клин используются от типовой двухосной тележки грузовых вагонов широкой колеи.

Характеристика вагона: длина по буферам 8840 мм; длина рамы 8000 мм; база вагона 5700 мм; длина кузова 7300 мм;

ширина кузова снаружи 2200 мм; высота от головки рельса: до верха рамы 750 мм, до верха кузова 2600 мм; до оси сцепки 620 мм; тара вагона 9,0 т; нагрузка от оси колесной пары на рельсы 6,75 т; нагрузка на 1 пог. м пути 3,06 т.

Четырехосный саморазгружающийся хоппер п. с. 16,5 т колеи 750 мм типа 1938 г. — по чертежам Усть-Катавского вагоностроительного завода предназначен для перевозки сыпучих



Фиг. 323. Четырехосный 18-тонный цельнометаллический хоппер колеи 750 мм (вид на разгрузочный механизм):
1 — боковая дверь открыта.

грузов и состоит из нижней рамы и монтируемого на нем кузова с двухскатным полом и боковыми дверями (бортами). Рама металлическая состоит из продольных хребтовой и боковых балок из швеллеров № 24 и поперечных балок — шкворневых, буферных и средних — листовой конструкции.

Хребтовая балка усилена поперечными диафрагмами и по концам ее поставлены стальные литые упорные кронштейны ударно-тягового прибора.

Шкворневая балка имеет четыре диафрагмы толщиной 8 мм и накладки сечением: верхняя 330×8 мм и нижняя 330×10 мм. Толщина диафрагм и накладок поперечных балок 8 мм. Буферные балки из швеллера № 24.

Кузов вагона состоит из шести продольных откидных бортов, по три с каждой стороны вагона, верхних продольных и поперечных обвязок, из угольников $90 \times 60 \times 10$ мм; лобовых стенок, армированных угловыми и средними стойками из угольников $120 \times 120 \times 10$ мм и $65 \times 65 \times 10$ мм; средних боковых стоек из

швеллеров № 14; верхних поперечных затяжек кузова (для предохранения верхних обвязок от распора) и каркаса двухскатного пола из изогнутых швеллеров № 24. Дверь с металлическим каркасом из угольников вверху подвешена шарнирно на петлях к обвязке кузова, а внизу запирается крючками на обвязке рамы.

Вся обшивка вагона — из досок толщиной 50 мм. Пол имеет угол наклона 35°.

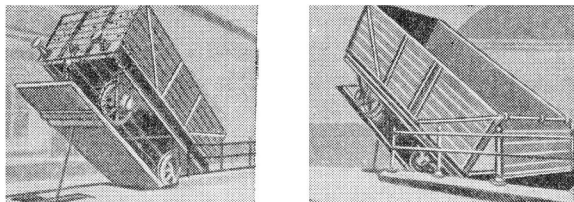
Рама вагона опирается на две двухосные тележки с базой 1200 мм и колесами диаметром 610 мм.

Часть вагонов оборудуется ручным тормозом и тормозной площадкой закрытого типа, размещенной с одного конца рамы. Площадка имеет металлический каркас из угольников 60 × 60 × 8 мм, обшитый изнутри досками толщиной 22 мм; она имеет две боковые двери и сиденье для кондуктора.

Х а р а к т е р и с т и к а х о п п е р а (в скобках даны размеры для вагона с тормозной площадкой): длина вагона с буферами 10 020 мм (10 620 мм); длина рамы 9200 мм (9800 мм); база вагона 6200 мм; ширина кузова 2 000 мм; высота кузова 800 мм; высота бортов 760 мм; высота от головки рельса до верха кузова 1580 мм; геометрический объем кузова 8,1 м³; тара вагона 8,56 (9,46) т; нагрузка от оси колесной пары на рельсы 6,37 (6,50) т; нагрузка на 1 пог. м пути 2,51 (2,42) т.

§ 70. ВАГОНОПРОКИДЫВАТЕЛИ — МАШИНЫ ДЛЯ РАЗГРУЗКИ ГОНДОЛ И ХОППЕРОВ

Вагоноопрокидыватели — это машины для механизированной разгрузки открытых грузовых вагонов, в которых перевозятся сыпучие



Фиг. 324. Поперечный вагоноопрокидыватель (для торцевой разгрузки вагонов).

грузы. Наибольшее применение они получили для разгрузки хопперов и гондол как саморазгружающихся, так и глухих. Хотя вагоны этих типов имеют люковые и бункерные отверстия и собственные разгрузочные механизмы, разгруз-

ка их через открытый верх кузова на опрокидывателях является более рентабельной. В связи с этим конструкцию верхней части боковых стен вагонов нужно рассматривать применительно к таким случаям разгрузки, когда вагон в перевернутом положении, с учетом, что груз слегка сморзся и не высыпался из кузова, своей верхней обвязкой должен опираться на крючки и балки опрокидывателя.

На опрокидывателях производится также разгрузка крытых товарных вагонов при перевозке в них зерна.

Различают следующие типы опрокидывателей: 1) поперечные; 2) продольные; 3) роторные и 4) продольно-поперечные.

Продольные и роторные опрокидыватели широко применяются на наших крупных пунктах разгрузки.

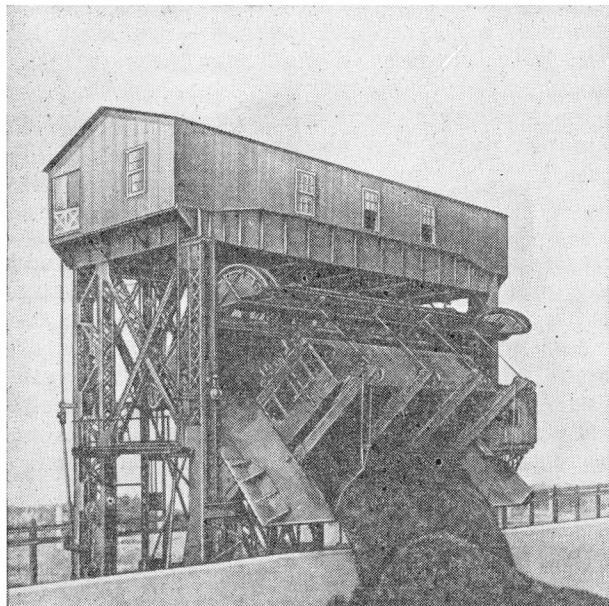
На поперечном опрокидывателе (фиг. 324) вагон вращается вокруг оси, перпендикулярной к оси вагона, и груз высыпается через открывающуюся лобовую стенку вагона. Вагон, помещенный на подъемно-вращающейся платформе опрокидывателя, упирается буферами в специальный упор. Наклон платформы на необходимый угол (40—50°) производится особым толкающим механизмом. Пропускная способность опрокидывателя — 10—15 двухосных 20-тонных полувагонов в час.

Опрокидыватели этого типа стационарные. Их недостаток состоит в том, что вагоны приходится подавать на разгрузку и убирать с платформы по одному, что увеличивает объем и фронт маневровых работ.

На продольном опрокидывателе (фиг. 325) вагон вращается вокруг продольной оси. Для разгрузки вагон вводят в люльку опрокидывателя и скрепляют его с ней (т. е. прижимают вагон к рельсам поперечными упорными штангами или крючками, охватывающими верх боковых бортов). Опорой для опрокидываемого кузова служит боковая стенка люльки. Чтобы опорожнить вагон, люльку вместе с вагоном поднимают вверх при помощи тросов и поворачивают ее на 130—140°, т. е. производят опрокидывание. Груз высыпается либо в бункер (стационарные опрокидыватели), либо непосредственно на землю рудного или угольного двора, на пол склада, в трюм баржи и т. д. (передвижные опрокидыватели).

Опрокидыватели этого типа применяются на наших металлургических заводах. Часовая производительность разгрузки — 18—25 вагонов грузоподъемностью 50—100 т.

Роторные опрокидыватели (фиг. 326) лишь в редких случаях строят передвижными. Их можно отнести к типу продольных опрокидывателей; разница лишь в том, что в роторе



Фиг. 325. Продольный вагоноопрокидыватель передвижного типа с подъемом вагона вверх (для рудных складов).

вагон, поворачиваясь, описывает угол 150—180°, и груз из него высыпается в бункерные ямы.

Ротор, в который ставится вагон, состоит из металлического каркаса, вращающегося на специальных опорных катках. К рельсам площадки ротора вагон прижимают при помощи верхних поперечных балок или крючков. При опрокидывании вагон опирается на одну из стенок ротора.

Так как центр тяжести вагона и роторного опрокидывателя совпадает с центром вращения, расход энергии на опрокидывание в несколько раз меньше, чем при разгрузке в опрокидывателях всех других типов. Часовая производительность разгрузки составляет от 30 до 45 вагонов грузоподъемностью 50—100 т. Вся операция разгрузки, включая управление подачей вагона в опрокидыватель и его выталкивание из него, выполняется одним рабочим.

Применение роторных опрокидывателей особенно выгодно на предприятиях, где объем разгрузки превышает 8 вагонов в час и где раз-

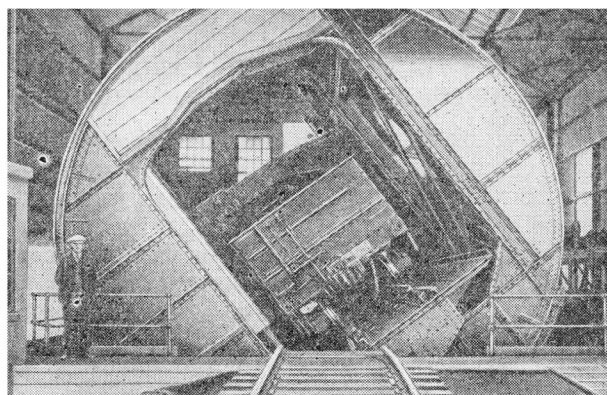
грузка ведется в две смены. При этих условиях стоимость установки окупается за полтора — два года.

Продольно - поперечные опрокидыватели (фиг. 327) применяются для разгрузки четырехосных крытых товарных вагонов, в которых перевозится зерно. Вагон устанавливают на качающуюся платформу и зажимают его упорами вдоль по головкам автосцепки и поперек — по боковым балкам рамы. Деревянный щит, устанавливаемый в дверном проеме (для зерна), специальным устройством проталкивается от двери вагона внутрь. Платформа опрокидывателя вместе с вагоном поворачивается в сторону двери под углом 45° и, оставаясь в таком положении, попеременно наклоняется то в сторону одного торца вагона, то в сторону другого торца на 50°. Благодаря этому груз полностью высыпается через дверной проем в бункерную яму, расположенную под платформой опрокидывателя.

Привод всех опрокидывателей — электрический через зубчатую передачу.

Из бункерных ям груз удаляют ленточными транспортерами, шнеками и другими подобными устройствами.

Подача вагонов в опрокидыватель производится специальными машинами-толкателями, передвигающимися по рельсам узкой колеи, проложенной между рельсами широкой колеи.

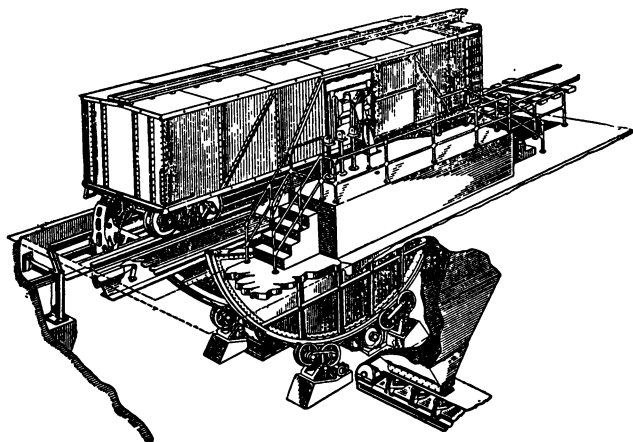


Фиг. 326. Вагоноопрокидыватель роторного типа (кругового вращения).

Поднятый вверх хобот толкателя оканчивается фасонной стальной отливкой, упирающейся в головку автосцепки на вагоне. Привод толкателя осуществляется при помощи каната через систему блоков. Применяется передвижение

толкателя по рельсам узкой колеи, проложенным сбоку широкой колеи. В этом случае боковой рычаг толкателя упирается в край буферного бруса вагона.

Практикуется также проталкивание вагонов в опрокидыватель паровозом, который при подаче каждого нового вагона осаживает весь



Фиг. 327. Продольно-поперечный вагоноопрокидыватель для разгрузки крытых грузовых вагонов.

состав. Выталкивание каждого вагона после разгрузки производится очередным вагоном, подаваемым в опрокидыватель. Этот вид подачи вагонов в опрокидыватель менее производителен, чем подача специальным толкателем.

§ 71. ВАГОНЫ-САМОСВАЛЫ (С ОПРОКИДЫВАЮЩИМСЯ КУЗОВОМ)

Вагоны этого типа служат для перевозки горных, скалистых и мягких пород на металлургических, камне- и рудодробильных заводах, а также на стройках. Самосвал состоит из нижней рамы, опирающейся на две двухосные тележки, и кузова, который может вращаться на раме и наклоняться на обе боковые стороны под углом $40-42^\circ$ к горизонту. При опрокидывании кузова соответствующий боковой борт автоматически открывается вверх или вниз и груз высыпается.

В самосвалах современных конструкций опрокидывание кузова и его постановка на место производятся пневматическими механизмами.

Четырехосный вагон-самосвал (думпкар) п. с. 50 т типа 1947 г. — по чертежам Калининградского вагоностроительного завода (фиг. 328) относится к классу думпкар средней мощности. Он состоит из нижней метал-

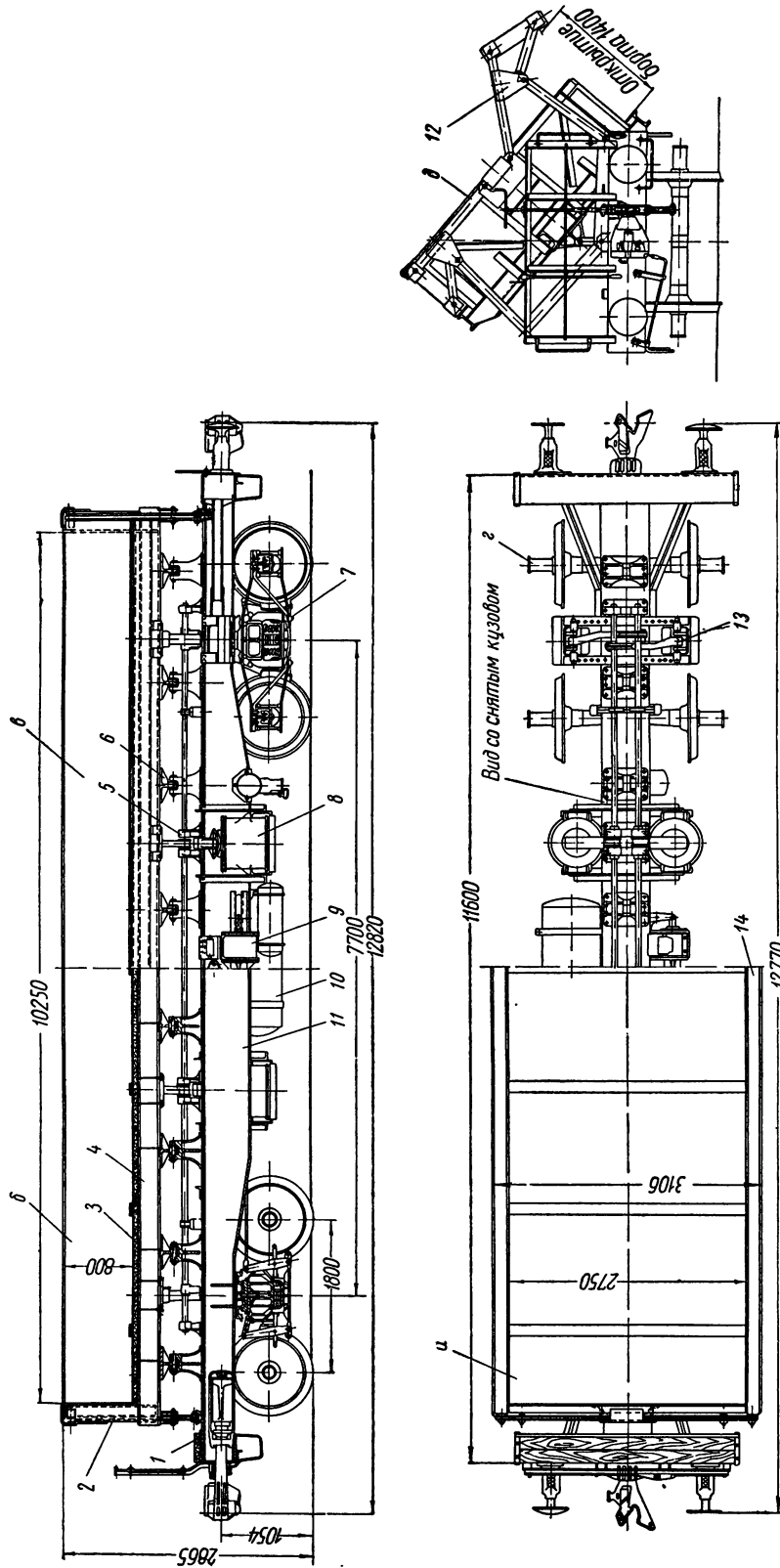
лической рамы, опирающейся на две двухосные типовые тележки 7 грузовых вагонов, и кузова, который при разгрузке может наклоняться в ту или другую боковую сторону. В нижнюю раму *II* входит хребтовая балка (двутавры № 55 с накладками), буферные и поперечные балки — сварные, и балки шкворневые — стальные литые. На средних поперечных балках рамы с каждой стороны вагона укреплено по два пневматических цилиндра, от которых кузов при разгрузке получает вращательное движение. Угол наклона кузова при опрокидывании равен 42° .

Кузов состоит из рамы 4, двух концевых бортов, жестко связанных с рамой, и двух боковых бортов. Рама имеет каркас из продольных балок (хребтовых и боковых) и поперечных — все из швеллеров № 26, 20, 16 и 14. Торцевая стена сделана из листа толщиной 8 мм, с армировкой угловыми и средними стойками и верхней обвязкой (из швеллеров и угольников). Соединение деталей кузова между собой производится сваркой.

На раме наслан тройной пол 3, состоящий из нижних металлических листов толщиной 4 мм, среднего деревянного настила толщиной 70 мм и верхних армирующих листов толщиной 10 мм. Кузов опирается на нижнюю раму через восемь шарнирных опор 6. Верхние кронштейны опор приклепаны к хребтовой балке рамы кузова, а нижние — к хребтовой балке рамы вагона. Его боковые борта поднимаются вверх автоматически (с помощью системы рычагов) при наклоне кузова на данную сторону. Борты представляют собой каркасы из продольных балок (швеллеры) и вертикальных штампованных стоек, покрытые металлическими листами толщиной 8 мм изнутри и 6 мм снаружи.

Пневматический цилиндр — чугунный литой с поршнем одностороннего действия. Шток поршня пустотелый (из трубы диаметром 257 мм), в нем установлен стальной литой толкатель. При подъеме поршня головка толкателя упирается в стальной литой рог на кузове и опрокидывает кузов. Одновременно головка толкателя зацепляет собачки валов разгрузочного механизма, проходящих вдоль вагона (на хребтовой балке), и поворачивает их. При этом через систему рычагов освобождаются боковые опоры кузова на той стороне, где должна производиться разгрузка.

Управление разгрузкой производится с одного конца вагона. Краны управления позволяют разгружать один или несколько спеленных самосвалов на любую сторону пути. Система



Фиг. 328. Четырехосный 50-тонный вагон-самосвал типа 1947 г. с подъемными боковыми бортами:

а — вид сверху; б — разрез вдоль оси вагона; в — вид снаружи сбоку; г — вид сверху со снятым кузовом; д — вид с торца в положении при разгрузке; 1 — тормозная площадка; 2 — лобовая (торцевая) стена; 3 — половая настил кузова; 4 — верхняя рама кузова; 5 — трансмиссия; 6 — опоры кузова на нижней раме; 7 — тормозная тележка; 8 — механизм опрокидывания; 9 — тормозной цилиндр; 10 — воздушный резервуар; 11 — нижняя рама; 12 — механизм открывания бортов; 13 — механизм вапора; 14 — продольный борт.

пневматики запроектирована так, что управление разгрузкой может осуществляться — одного вагона или всего состава с любой стороны разгрузки, а также с паровоза (но только для всего состава вагонов-самосвалов).

Вагон вписан в габарит № 1-В. Он опирается на две двухосные тележки с осями типа III и оборудован автосцепкой, буферами, ручными и пневматическим тормозами. Рама, кузов и борта вагона полностью сварной конструкции.

Х а р а к т е р и с т и к а в а г о н а: длина рамы 11 600 мм; длина вагона с буферами 12 790 мм; длина кузова внутри 10 250 мм; ширина кузова внутри 2750 мм; высота кузова внутри 800 мм; база вагона 7700 мм; геометрический объем кузова 22,5 м³; грузоподъемность вагона 50 т; вес тары 31,7 т; высота от головки рельсов: до оси автосцепки 1054 мм, до верха кузова 2865 мм; открытие борта в свету: по длине 10 230 мм, по высоте 1400 мм; нагрузка от оси на рельс 20,42 т, на 1 пог. м пути 6,35 т.

Увеличенная полезная кубатура вагона расширяет пределы его применения. По прочности вагон рассчитан на погрузку глыб весом до 2 т, бросаемых на пол кузова с высоты до 2 м.

Четырехосный вагон-самосвал думпкар п. с. 60 т типа 1938 г. — по чертежам Днепро-дзержинского завода имени газеты «Правда» (фиг. 329) относится к классу наиболее мощных самосвалов и предназначен для работы в тяжелых условиях; в нем перевозится с рудников первичная горнорудная порода. Вагон допускает погрузку глыб весом до 2,5 т, бросаемых на пол кузова с высоты до 2,5 м.

Рама вагона состоит из мощной хребтовой балки и балок поперечных — буферных, шкворневых и средних. На средних балках укреплены пневматические цилиндры для опрокидывания кузова — по два цилиндра с каждой стороны вагона. Кузов вращается на боковых опорах, после разгрузки он сам опускается в начальное положение. Так как ход штока должен быть большим, разгрузочные цилиндры сделаны телескопическими: в основном цилиндре ходит второй цилиндр, а в последнем — поршень со штоком. Система рычагов, связывающая цилиндры с кузовом, не позволяет кузову оторваться от рамы.

Боковые борта двойные. Они состоят из продольных балок, покрытых снаружи и изнутри листами толщиной (соответственно) 6 и 8 мм. Борта посредством стальных рычагов могут вращаться на шарнирах. Откидываясь, они составляют продолжение пола кузова и при раз-

грузке вагона наклоняются вместе с полом под углом 45° к горизонту. Пол тройной. Толщина нижних листов полового настила 6 мм, верхних листов 10 мм. Высота деревянных брусьев среднего пола 100 мм.

Вагон полностью сварной конструкции. Он оборудован автосцепкой, буферами, ручным и пневматическим тормозами. Тележки вагона имеют усиленную шкворневую балку и оси типа IV, колеса диаметром 950 мм. Их боковые рамы — стальные литые, как у нормальной грузовой тележки.

Х а р а к т е р и с т и к а в а г о н а: длина вагона по осям сцепления автосцепки 14 620 мм, длина рамы 13 400 мм; база вагона 9600 мм; ширина кузова 2940 мм сверху и 2750 мм внизу; высота кузова 900 мм; высота от головки рельсов до верха кузова 2580 мм (размеры кузова внутренние, погрузочные); тара вагона 43 т, грузоподъемность 60 т; геометрический объем кузова 32,8 м³, с верхом 35 м³; нагрузка от оси на рельс 25,75 т, нагрузка на 1 пог. м пути 6,58 т.

Давление воздуха в главной магистрали 6,5 ат. Емкость одного запасного резервуара 1078 л, емкость одного разгружающего цилиндра при полном опрокидывании 500 л.

Вагон предназначен для работы в промышленном транспорте.

Четырехосный вагон-самосвал (думпкар) п. с. 35 т колеи 1000 мм типа 1950 г. — по чертежам Калининградского вагоностроительного завода (фиг. 330) относится к классу вагонов средней мощности. Кузов может поворачиваться на боковых опорах, борта при открывании откидываются вниз. Механизм управления бортами состоит из системы стальных рычагов; поворачивание кузова производится простыми цилиндрами одинарного действия с нетелескопическими штоками. Верхний конец штока упирается на малое плечо большого рычага механизма опрокидывания, укрепленного под рамой кузова и дает большой ход (подъем) кузову.

Вагон сварной, конструкция его рамы и кузова такая же, как у 60-тонного вагона-самосвала; он опирается на двухосные тележки нормального типа с базой, равной 1440 мм, и колесами диаметром 650 мм. Боковые рамы — поясные с болтовым креплением: рессорное подвешивание — одинарное, комбинированное; шкворневые балки — сварные из листов.

Х а р а к т е р и с т и к а в а г о н а: длина по осям автосцепки 10 450 мм; длина рамы 9450 мм; база вагона 6850 мм; длина кузова

внутри:верху 8110 мм, внизу 7880 мм; высота кузова внутри 750 мм; высота от головки рельсов: до верха кузова 2056 мм, до оси автоцепки 811 мм; ширина кузова внутри:верху 2460 мм, внизу 2220 мм; наибольшая ширина вагона 2612 мм; угол наклона пола (опрокинутого кузова) к горизонту равен 45°; расстояние до нижней точки откинутого борта: от головки рельсов 120 мм, от оси вагона 1870 мм.

Геометрический объем кузова 14 м³, грузоподъемность вагона 35 т; нагрузка на ось 16 т; нагрузка на 1 пог. м пути 4,78 т; тара вагона около 20 т.

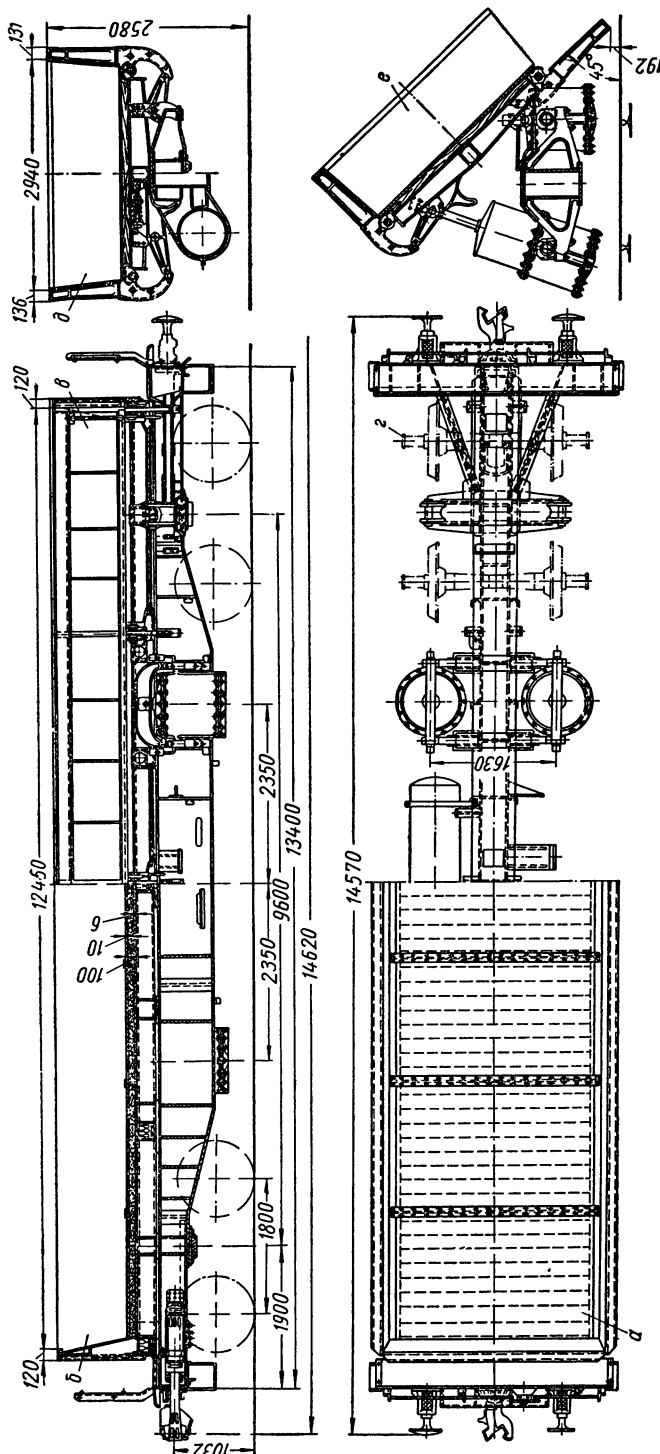
Диаметр цилиндра разгрузочного механизма равен 530 мм, ход поршня составляет 620 мм. Давление воздуха в сети и запасных резервуарах колеблется от 5 до 7 ат. Опрокидывание грузеного кузова производится при давлении в магистрали, равном 4,5 ат и больше.

Оси вращения цилиндра и кузова совпадают.

Четырехосный вагон-самосвал (думпкар) п. с. 40 т типа 1931 г.— по чертежам завода «Красное Сормово» (фиг. 331). Нижняя рама состоит из хребтовой, буферных и шкворневых балок. Две средние балки, расположенные под хребтовой, поддерживают с каждой стороны вагона по одному цилиндру разгрузочного механизма.

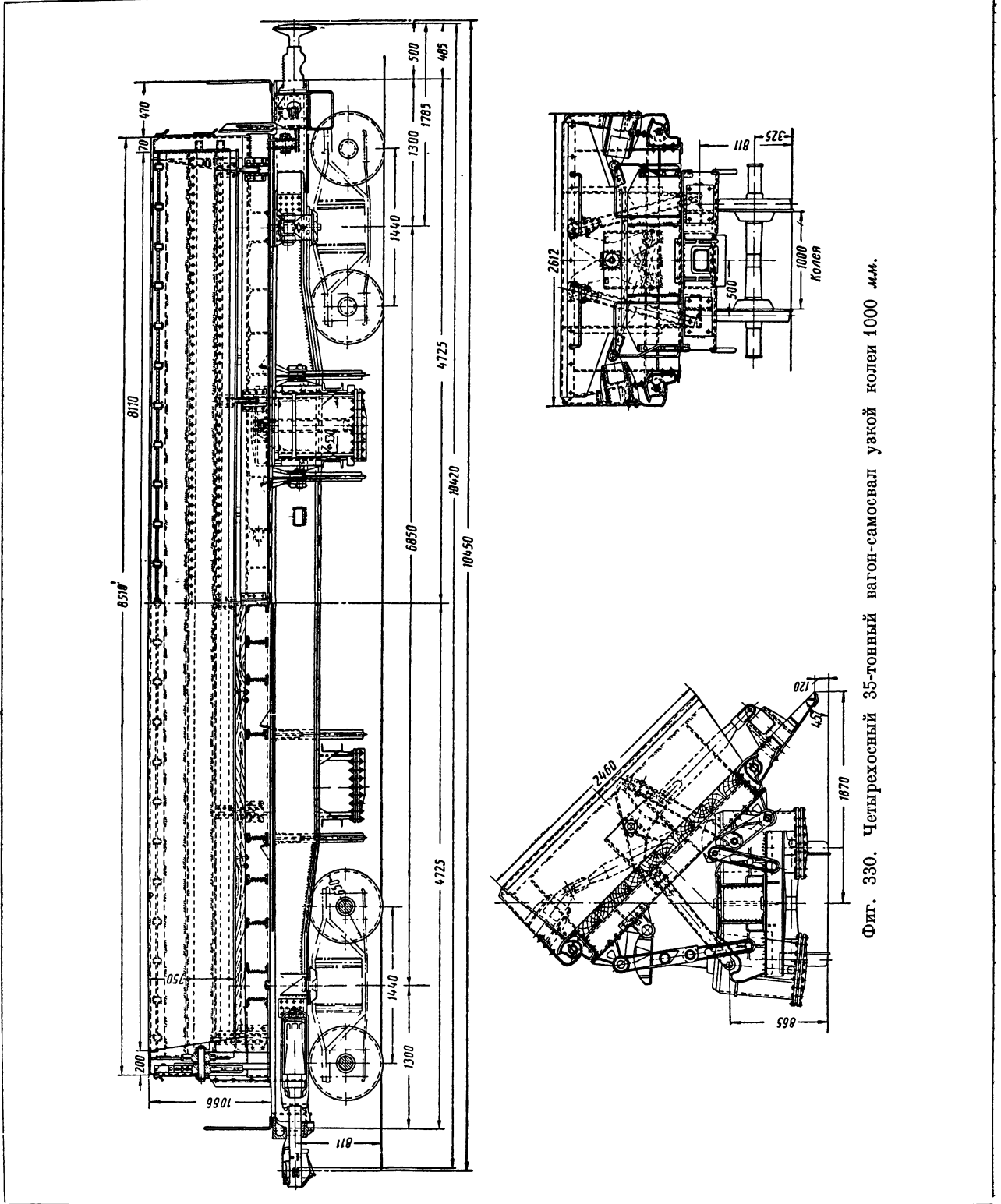
Рама кузова состоит из шести продольных балок. На них в поперечном направлении настлан дубовый пол, армированный снизу и сверху листами толщиной 4 и 8 мм, а по торцам — двумя швеллерами. Листами покрыты также (изнутри) стойки лобовых стен. Каждый боковой борт кузова состоит из трех продольных швеллеров, армированных изнутри листами, а снаружи вертикальными стойками.

Опорами кузова служат шесть укрепленных на хребтовой балке кузовной рамы кронштейнов, шарнирно связанных с кронштейнами, укрепленными на хребтовой балке рамы вагона.

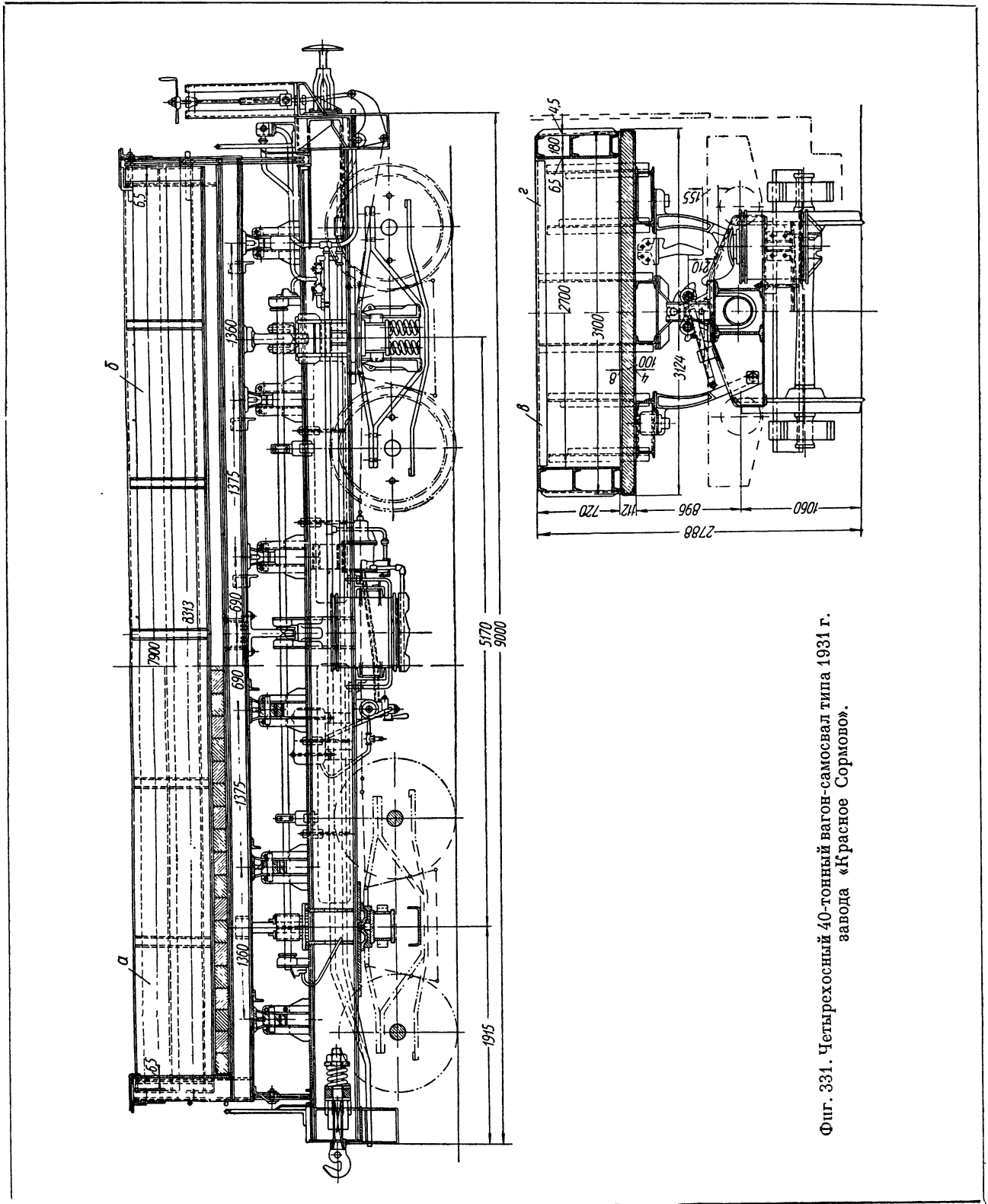


Фиг. 329. Четырехосный 60-тонный вагон-самосвал типа 1938 г. для тяжелых условий работы:

а — вид сверху; б — разрез вдоль оси вагона; в — вид сбоку; г — поперечный разрез, вид на зазорный механизм бортов в нормальном положении кузова; д — поперечный разрез, вид на телескопические цилиндры (в опрокинутом положении кузова); е — поперечный разрез, вид на телескопические цилиндры (в опрокинутом положении кузова).



Фиг. 330. Четырехосный 35-тонный вагон-самосвал узкой колеи 1000 мм.

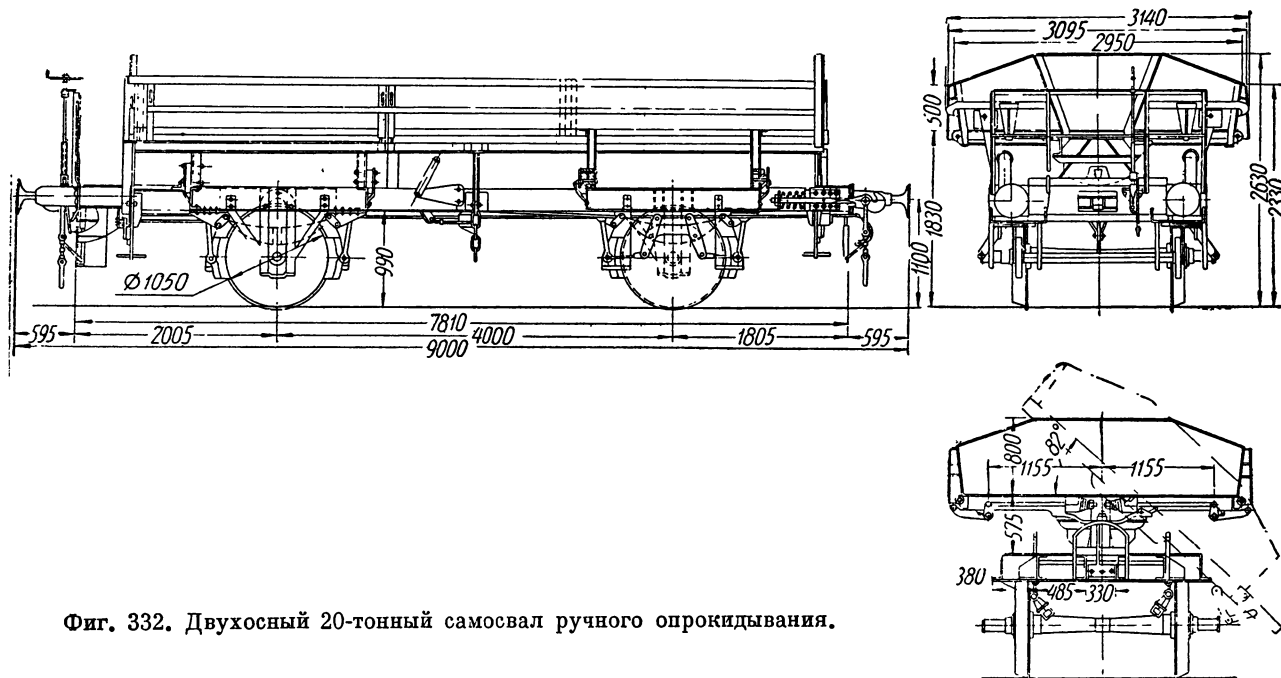


Фиг. 331. Четырехосный 40-тонный вагон-самосвал типа 1931 г. завода «Красное Сормово».

Таким образом, кузов может поворачиваться вокруг своей продольной оси. В горизонтальном положении кузов через четыре боковых нижних упора опирается на стойки, укрепленные шарнирно на концах шкворневых балок. При опрокидывании кузова эти стойки со стороны разгрузки отводятся рычажной передачей.

Механизм подъема кузова (пневматические цилиндры, продольные валы, рычаги и др.) унифицирован с механизмом подъема, установленным на 50-тонном вагоне-самосвале.

Х а р а к т е р и с т и к а в а г о н а: длина по буферам 10 190 мм, длина рамы 9000 мм; длина кузова внутри 7900 мм; база вагона 5170 мм; ширина кузова внутри 2700 мм, высота кузова внутри 720 мм; высота от головки рельса до верха кузова 2788 мм, до оси буферов 1060 мм; геометрический объем кузова 15,3 м³, грузоподъемность вагона 40 т. Тара вагона 28,8 т, нагрузка от оси на рельс 17,1 т, на 1 пог. м пути 6,72 т; тележки — двухосные с базой 1905 мм, диаметром колес 1050 мм и



Фиг. 332. Двухосный 20-тонный самосвал ручного опрокидывания.

Рычажная передача, служащая для открывания боковых бортов, установлена на лобовых стенах вагона снаружи. Она состоит из ряда горизонтальных, вертикальных и наклонных рычагов, шарнирно связывающих боковые борты с лобовыми стенками и нижней рамой. Когда кузов находится в горизонтальном положении, рычаги прижимают к нему борты, при наклонении кузова они отодвигают борты наружу и поднимают их кверху. При этом пол кузова образует с горизонтом угол 40°.

Пневматическая сеть для питания запасных резервуаров работает под давлением от 4 до 6 ат. Разгрузка производится при давлении 4 ат.

Самосвал оборудован несквозной упряжью и буферами, ручным и пневматическим тормозами. Он имеет две концевые площадки открытого типа, из которых одна является тормозной. Вагон вписан в габарит № 1-В.

осями типа III; боковые рамы — поясные болтового крепления; рессорное подвешивание — одинарное из пяти комплектов спиральных пружин.

Двухосный вагон-самосвал (думпкар) п. с. 20 т ручного опрокидывания — по чертежам ЦВКБ Главтрансмаша типа 1934 г. (фиг. 332) цельнометаллический, полностью сварной конструкции. Он состоит из нижней рамы, опирающейся через рессорное подвешивание на две оси типа III, и коробкообразной платформы-кузова. Погрузка производится через открытый верх кузова, а разгрузка — опрокидыванием платформы на любую сторону пути. Эту операцию выполняют вручную двое рабочих при помощи особых ручек, которыми пользуются также для возвращения опорожненного кузова в первоначальное положение. При опрокидывании платформы боковой борт кузова, автоматически откидываясь, составляет продолжение пола.

Нижняя рама вагона состоит из боковых продольных балок, хребтовой балки, буферных и поперечных балок и специальных консолей для рессорного подвешивания. Рама кузова состоит из продольных и поперечных швеллеров № 24 и 14, покрытых половым настилом из стальных листов толщиной 6 мм. Торцевые стенки (глухие) образованы стойками, покрытыми изнутри 6-миллиметровыми листами. Борта изготовлены из продольных и поперечных балок, покрытых изнутри и снаружи 6-миллиметровыми листами, они соединены посредством шарниров с рамой платформы и могут откидываться вниз. Открывание бортов происходит автоматически (при помощи системы рычагов) во время опрокидывания платформы.

В нормальном (вертикальном) положении борта удерживаются крючками, расположенными на торцевых стенах.

Кузов опирается на раму вагона через шесть опор-качалок и при опрокидывании свободно перекачивается по опорам, наклоняясь к горизонту под углом 42°. Для того чтобы в этом положении, т. е. при разгрузке, вагон не перевернулся, нижнюю раму прикрепляют цепями и крючками к рельсам.

С каждого конца вагона имеется площадка; на одной из площадок расположен привод ручного тормоза. Вагон оборудован также пневматическим тормозом, несковозной упряжкой и буферами.

Отсутствие на вагоне-самосвале цилиндров для разгрузки облегчает эксплуатацию вагона на строительных участках, а также в промышленном транспорте, там где не всегда можно получить сжатый воздух для питания цилиндров. Вагон предназначен главным образом для перевозки строительного материала — камней, щебенки, глины, земли, балласта, а также для перевозки руды и других аналогичных грузов, перевозимых в небольших глыбах весом до 0,5 т, бросаемых с высоты до 0,75 м от верха пола кузова.

Х а р а к т е р и с т и к а в а г о н а: длина вагона с буферами 9000 мм; длина рамы 7810 мм; длина опрокидывающегося кузова (внутри) 6868 мм; база вагона 4000 мм; наибольшая ширина вагона 3140 мм; ширина кузова сверху 2950 мм, внизу 2840 мм; высота кузова внутри 500 мм; высота от головки рельса до верха кузова 2630 мм. Геометрический объем кузова 9,9 м³, грузоподъемность вагона 20 т. Тара вагона (с автосцепкой и буферами) 17,6 т. Нагрузка от оси на рельс 18,8 т, на 1 пог. м пути 4,12 т.

Двухосный вагон-самосвал (думпкар) п. с. 20 т ручного опрокидывания типа 1943 г. — по чертежам Калининского вагоностроительного завода по своей грузоподъемности, общей конструкции и назначению не отличается от рассмотренного выше. В нем лишь усилены пол и боковые борта кузова и некоторые другие части и детали для возможности перевозки рудных и скальных пород с весом глыб до 1 т, бросаемых с высоты до 1,2 м от верха пола кузова.

Пол трехслойный. Нижний лист толщиной 5 мм приварен к раме кузова (этот лист является несущим элементом) и на него положены деревянные бруски толщиной 70 мм, амортизирующие удары падающих глыб руды или породы при погрузке. Бруски покрыты металлическими листами толщиной 8 мм. Оба верхних пола — деревянный и металлический соединены с рамой кузова болтами. Угол наклона пола кузова при опрокидывании равен 42°.

Помимо пола и боковых бортов, усилены пружины бортового механизма. Кроме того, сварные кронштейны и опоры кузова (качалки) заменены стальными литыми, причем они прикреплены к кузову на болтах и заклепках. Этим обеспечивается более правильное и легкое опрокидывание кузова при разгрузке и самовосстановление его затем в начальное положение.

Вагон оборудован автосцепкой и буферами, а также ручным и пневматическим тормозами (некоторое количество вагонов ранее выпускалось только с ручным тормозом и пролетными трубами для пневматического тормоза). С каждого конца вагона имеется площадка для обслуживающего персонала. Так как при разгрузке груз, высыпаясь на откинутый вниз борт, перемещает центр тяжести всего вагона за головку рельса со стороны разгрузки, то для предотвращения вагона от самоопрокидывания с каждой стороны рамы поставлены цепи с захватами (в виде кузнечных или такелажных). Последними при разгрузке вагон укрепляется за рельсы. Конструкция рамы и кузова вагона — сварная.

Х а р а к т е р и с т и к а в а г о н а: длина по осям автосцепки 9050 мм; длина основной рамы 7830 мм; база вагона 4000 мм; длина кузова снаружи 7180 мм, внутри 6868 мм; наибольшая ширина вагона 3204 мм; ширина кузова внутри: сверху 2950 мм, внизу 2850 мм; высота кузова по боковым бортам 500 мм; высота от головки рельса до верха пола кузова 1814 мм, до верха вагона (наибольшая) 2614 мм

до оси автосцепки 1024 мм, до оси буферов 1031 мм; тара вагона 17,55 т; объем кузова 10 м³, с «верхом» 14,3 м³; грузоподъемность вагона 20 т; нагрузка от оси на рельсы 18,77 т; нагрузка на 1 пог. м пути 4,17 т.

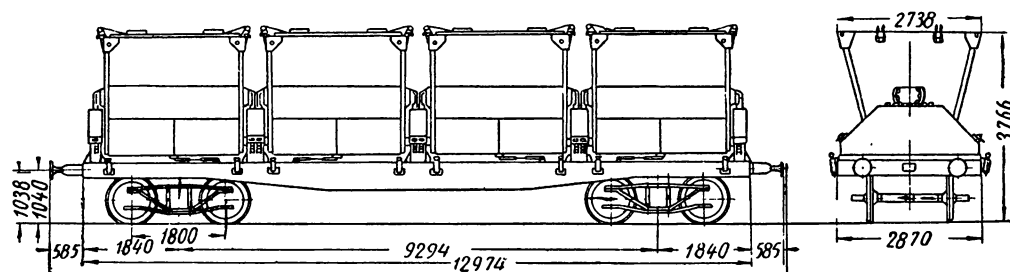
Двухосный вагон-самосвал (с опрокидными бункерами) для перевозки битума п. с. 16,5 т типа 1937 г. — по чертежам вагоностроительного завода имени Егорова. Вагон состоит из рамы, опирающейся через рессорное подвешивание на две оси, и трех кузовов (бункеров), расположенных на раме. Рессорное подвешивание — нормальное для двухосных вагонов. Оси — типа II.

Рама состоит из хребтовой балки и балок буферных, поперечных и боковых (все из швеллеров № 30); боковые балки снизу усилены

погрузку и разгрузку. Кроме того, расход пара при работе с бункерами во много раз меньше, чем при пользовании цистернами. Наконец, разгрузка бункеров самосвала, включая и подогрев, длится всего лишь 10—15 мин., тогда как разгрузка цистерны продолжается 6—8 час. Преимуществом битумных самосвалов является также наличие у них нескольких бункеров; вагон при надобности можно разгружать частями, т. е. в разных пунктах.

Вагон вписан в габарит № 1-В. Он оборудован ручным и пневматическим тормозами, автосцепкой и буферами. Конструкция его сварная.

Характеристика вагона: длина по осям автосцепки — 10240 мм; длина рамы 9204 мм, ширина рамы 2800 мм; высота от головки рельсов до оси автосцепки 1070 мм,



Фиг. 333. Четырехосный 40-тонный вагон-самосвал типа 1938 г. для перевозки битума.

шпренгелями. На раме расположены четыре опоры высотой 704 мм, на которых перекачиваются опоры трех кузовов.

Кузовы-бункеры — двойные (они изготовляются из листов толщиной 4 мм), промежуток между наружными и внутренними стенками равен 50 мм. В это пространство впускается пар для обогрева бункера при выгрузке битума. Нормально бункеры установлены вертикально; они скреплены с рамой крючками, так что не могут с нее свалиться или опрокинуться на ходу вагона.

Горячий битум заливается в бункер сверху. Перед разгрузкой в бункер подается пар (от паровоза или другого источника), которым подогревают битум у металлических стенок. Подогрев длится несколько минут. При опрокидывании бункера глыба битума, отделившись от стенок, свободно соскальзывает вниз. Грузоподъемность каждого бункера равна 5—6 т, а грузоподъемность всего вагона 15—16,5 т.

Битумные самосвалы имеют ряд преимуществ перед битумными цистернами. Они просты по конструкции и в изготовлении, удобны в эксплуатации, так как позволяют механизировать

до верха вагона — 3184 мм; длина бункера 2350 мм, ширина бункера вверху 2420 мм; объем одного бункера 5 м³; тара вагона 13,9 т; нагрузка от оси на рельсы 15,2 т; нагрузка на 1 пог. м пути 2,83 т.

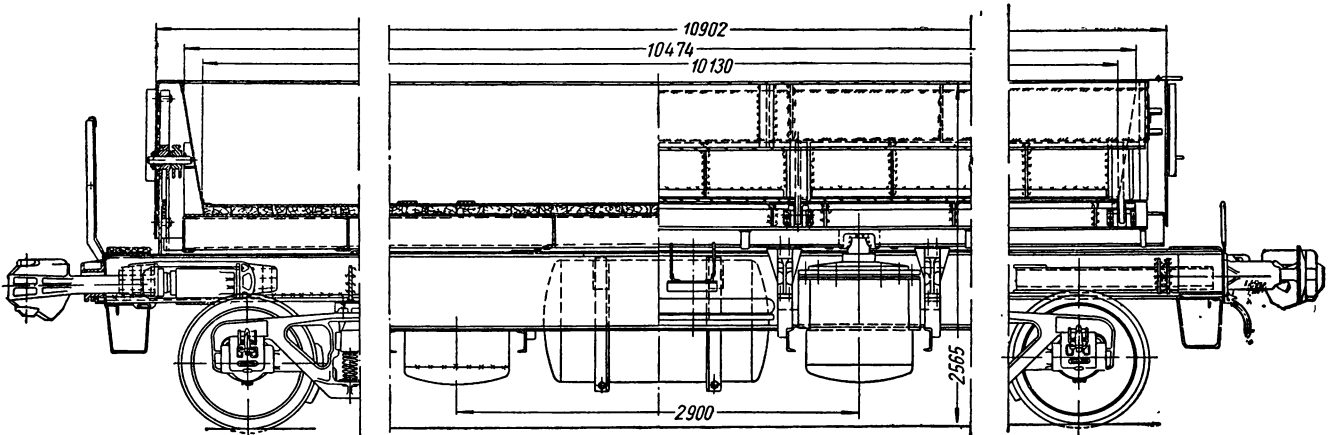
Четырехосный вагон-самосвал (с опрокидными бункерами) для перевозки битума п. с. 40 т типа 1938 г. — по чертежам Днепро-дзержинского вагоностроительного завода имени газеты «Правда» (фиг. 333) имеет такое же назначение и такое же общее конструктивное оформление, как двухосный битумный самосвал, и обладает одинаковыми с ним преимуществами по сравнению с битумными цистернами.

Вагон опирается на две двухосные тележки с осями типа III и имеет четыре бункера. Рама вагона взята от четырехосной бортовой платформы п. с. 60 т. На опорных балках рамы снаружи поставлены пружинные амортизаторы, служащие для смягчения ударов бункеров при их опрокидывании.

Вагон сварной конструкции. Он оборудован автосцепкой, буферами, ручным и пневматическим тормозами.

Характеристика вагона: длина по осям автосцепки 14194 мм; длина рамы 12974 мм; база вагона 9294 мм; ширина рамы 2870 мм; ширина бункера сверху 2738 мм; высота от головки рельсов: до оси автосцепки 1038 мм, до оси буферов 1040 мм, до верха

базе четырехосного вагона-самосвала п. с. 50 т с подъемными вверх боковыми бортами, с использованием от последнего унифицированных узлов и деталей: ходовых тележек, тягово-ударных приборов, автоматического и ручного тормозов и основной конструкции рамы и кузова.



Фиг. 334. Четырехосный 50-тонный вагон-самосвал типа 1950 г. с откидными вниз бортами.

кузова 3766 мм; объем одного бункера 10,5 м³; объем всего вагона 42 м³; тара вагона 32 т; грузоподъемность 40 т; нагрузка от оси на рельсы 18 т, нагрузка на 1 пог. м пути 5,1 т.

Четырехосный вагон-самосвал (думпкар) п. с. 50 т типа 1950 г. с откидными вниз бортами — по чертежам вагоностроительного завода имени Урицкого (фиг. 334) спроектирован на

Кузов вагона сварной конструкции опирается на раму в двенадцати точках, расположенных в виде кронштейнов на концах шкворневых балок и двойных балок крепления цилиндров для опрокидывания. При разгрузке кузов вращается на шарнирах шести опор и может поворачиваться в любую сторону пути под углом 45° к горизонту. Подъем кузова на разгрузку производится посредством пневматических цилиндров, установленных по два с каждой стороны хребтовой балки. Цилиндры двойного телескопического действия; диаметр внутреннего цилиндра (внутри) 702 мм, наружного (внутри) 764 мм; выход поршня 655 мм; выход внутреннего цилиндра 605 мм; полный ход головки штока 1260 мм. Наружный цилиндр сварной из листовой стали, внутренний — стальной литой. Ширина цилиндра по цапфам 1140 мм. Пустотелый шток поршня оканчивается головкой, которая шарнирно соединяется с кронштейнами поперечных балок рамы кузова. Давление воздуха (минимальное) для разгрузки 4,5 атм. Опускание кузова в нормальное положение после разгрузки производится под действием собственного веса, так как центр тяжести кузова лежит между наружными опорами.

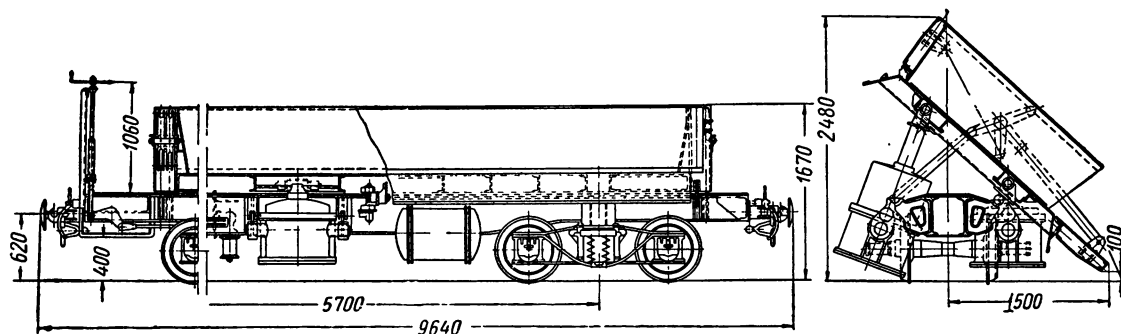
Шкворневая балка (нижняя) состоит из двух стальных литых половин, которые соединяются между собой и с хребтовой балкой на заклепках посредством верхней и нижней накладок. Поперечина балки крепления цилиндров состоит из стальных литых половин, но узел соединения — сварной конструкции, а усиление вы-

полнено посредством верхней накладки и нижнего поперечного пояса из швеллера № 16.

Расстояние поперек рамы между дугами цилиндрами разгрузки 1630 мм, а расстояние между двумя цилиндрами разгрузки, расположенными с одной стороны вагона, симметрично его середине 2900 мм. Каждый боковой борт состоит из верхнего и среднего продольных поясов из швеллера № 16 и вертикальных диафрагм: из листа — в верхней части борта (между швеллерами), и стальных литых — в нижней части. Борты покрыты стальными листами.

Последние в нижней части через валики шарнирно соединяются с двойными стальными литыми кронштейнами, укрепленными на боковых балках верхней рамы. При опрокидывании кузова борт со стороны разгрузки автоматически

Х а р а к т е р и с т и к а в а г о н а : длина вагона по осям сцепления автосцепок 12 820 мм; длина кузова внутри: вверху 10 477 мм, внизу 10 130 мм; длина кузова снаружи 10 902 мм; ширина кузова внутри: вверху 2900 мм, внизу 2700 мм; ширина кузова снаружи (вверху по боковым бортам) 3180 мм; высота кузова внутри 900 мм; высота от головки рельса: до оси автосцепки 1054 мм, до верха кузова (в нормальном положении) 2565 мм, до верхней точки одной боковой стороны кузова при опрокидывании 3820 мм, до низа крайней точки откинутого борта 240 мм; расстояние от продольной оси вагона до крайней точки откинутого вниз борта 2200 мм; геометрический объем кузова 25,9 м³; объем кузова с «верхом» 31 м³; тара вагона 31,3 т; нагрузка от оси колесной пары



Фиг. 335. Четырехосный 18-тонный вагон-самосвал типа 1953 г. узкой колеи 750 мм.

открывается, т. е., вращаясь на шарнирах, откидывается вниз и в этом положении составляет продолжение наклонного (под углом 45°) пола кузова; при установке кузова в обратное положение борт закрывается. Механизм закрывания борта состоит из следующего комплекта рычагов, укрепленных на торцевых бортах: из кривого неравноплечего рычага, вращающегося около средней оси, и двух прямых рычагов, концы которых шарнирно связаны с кривым рычагом. Другие концы этих рычагов соединены: одного — с нижней рамой (мертвая точка), а другого — с бортовым захватом (на его конце).

Система пневматики механизма опрокидывания типовая и состоит из питательной магистрали, двух разгрузочных магистралей, воздушозамедлителей и трехходовых кранов управления разгрузкой, которые допускают разгрузку на любую сторону железнодорожного пути как всего состава вагонов (управление с паровоза или с любого вагона), так и отдельного вагона (управление с вагона). Давление воздуха в магистрали 5—6 ат.

на рельсы 20,3 т; нагрузка на 1 пог. м пути 6,34 т. Вагон вписан в габарит № 1-В.

В остальном конструкция и характеристика вагона аналогичны 50-тонному вагону-самосвалу с подъемными вверх бортами.

Четырехосный вагон-самосвал (думпкар) п. с. 20 т колеи 750 мм — по чертежам Калининградского вагоностроительного завода 1953 г. (фиг. 335) цельнометаллический, сварной конструкции состоит из нижней рамы, кузова и двух тележек. Кузов в нерабочем положении опирается шарнирно на раму в точках, расположенных на концах шкворневых балок, и на концах кронштейнов крепления цилиндров опрокидывания.

При разгрузке вагона кузов может поворачиваться на любую сторону, становясь под углом 42—45°. При этом борт со стороны разгрузки автоматически опускается вниз и не позволяет грузу засыпать железнодорожный путь, на котором стоит вагон. При установке кузова в нормальное положение борт автоматически поднимается и закрывается. Опрокидывание кузова производится при помощи четырех пневматиче-

ских цилиндров одинарного действия, установленных по два с каждой стороны вагона на кронштейнах хребтовой балки. Подъем кузова производится при впуске воздуха в нижнюю полость цилиндров, а опускание — при выпуске воздуха под действием веса самого кузова. Шток цилиндра соединен с рамой кузова шарнирно.

Рама вагона состоит из хребтовой балки, буферных, шкворневых и поперечных балок. Хребтовая балка несущей конструкции образована из двух двутавров № 36 с верхней накладкой сечением 300 × 12 мм. Шкворневые и средние балки состоят из стальных отливок (боковых кронштейнов), связанных между собой и с хребтовой балкой накладками толщиной 10 мм. Буферные балки выполнены из швеллеров № 24.

Кузов состоит из рамы с полом, двух боковых откидных бортов и торцевых стенок. Каркас рамы из продольных и поперечных балок сверху перекрыт сплошным металлическим несъемным нижним листом пола толщиной 3 мм. Поверх его уложен из сосны или лиственницы брусковый пол толщиной 70 мм; назначение его — смягчать удары груза на раму; а сверху поставлен съемный (на болтах) половой настил из металлических листов толщиной 10 мм.

Борта состоят из верхнего и нижнего продольных швеллеров и поперечных диафрагм и двойной металлической обшивки толщиной 6 мм — внутренней и 4 мм — наружной, приваренной к каркасу.

К нижней обвязке борта укреплены стальные литые петли, посредством которых борт шарнирно соединяется с рамой.

Торцевая стена состоит из четырех стоек (угловых и средних) из швеллеров № 14, вертикального листа толщиной 6 мм и верхней обвязки из угольника.

На каждой торцевой стенке расположен механизм открытия борта, состоящий из двух кривых и двух прямых рычагов для каждой

боковой стороны, шарнирно связанных между собой.

Один из рычагов соединен с цапфой на конце борта, а другой — с мертвой точкой на раме вагона.

Цилиндры для опрокидывания кузова двойные, телескопического действия. Шток поршня цилиндра оканчивается головкой, которая соединяется валиком с рамой кузова.

Система пневматики обеспечивает разгрузку каждого вагона поодиночке и состоит из питательной магистрали (с концевыми кранами и рукавами междувагонного соединения нормального типа), двух запасных резервуаров, двух воздухозамедлителей (по одному на каждую пару цилиндров опрокидывания) и воздухопровода, соединяющего все приборы и оборудованного трехходовым краном управления разгрузкой вагона.

Двухосные поясные тележки имеют базу 1320 мм и стальные бандажные колеса диаметром 610 мм.

Шкворневая балка тележки — сварная из листов, а буксы, колонки, подшипники и клинья — стальные литые.

Вагон оборудован ручным и пневматическим тормозами и центральными ударно-тяговыми приборами нормального типа для вагонов колеи 750 мм.

Х а р а к т е р и с т и к а в а г о н а: длина вагона по буферам 9640 мм; длина нижней рамы 8800 мм; база вагона 5700 мм; длина кузова вверху 7400 мм, внизу 7200 мм; ширина кузова вверху 2000 мм, внизу 1800 мм; высота кузова внутри 650 мм; ширина снаружи: кузова 2180 мм, вагона 2350; расстояние от продольной оси вагона до крайней точки откинутого вниз борта 1500 мм; высота от головки рельса: до оси буферов 620 мм, до нижней точки откинутого борта 100 мм, до верха борта 1670 мм, до верхней точки опрокинутого кузова 2480 мм; тара вагона 11 т; нагрузка от оси колесной пары на рельсы 7,75 т; нагрузка на 1 пог. м пути 3,2 т.

ГЛАВА XXII

ЦИСТЕРНЫ

Цистерны, служащие для перевозки нефти и керосина (темные продукты), бензина и спирта (светлые продукты), относятся к вагонам общего назначения. Специальные цистерны употребляются для перевозки других жидких и

вязких продуктов, а также газов в сгущенном виде. Цистерны, в которых перевозятся сжиженные газы или газы, сжатые под большим давлением, часто имеют не один общий котел, а несколько котлов или резервуаров меньшей

емкости. Этим достигается снижение веса вагона и упрощается технология его изготовления.

Котлы специальных цистерн во многих случаях ставят с изоляцией: внутренней — для защиты стенок котла от коррозионного действия груза и наружной — с целью тепловой изоляции котла.

Из опыта эксплуатации цистерн установлено, что толщина стенки котла находится в прямой зависимости от диаметра котла и не должна быть менее определенной величины для обеспечения поперечной устойчивости (жесткости) котла.

При меньших толщинах стенки котел меняет свою форму и стенки его работают со знакопеременной нагрузкой.

Поэтому применение сталей высокого сопротивления для котлов цистерн общего назначения не снижает веса тары вагона и не будет целесообразно ввиду более высокой стоимости этих сталей.

При сплавах алюминия толщины стенок котла увеличиваются весьма незначительно, хотя временное сопротивление их и ниже, чем у сталей, так как для прочности котла достаточна толщина стенок 4—5 мм; поэтому алюминиевые котлы позволяют несколько снизить тару вагона.

Применение качественных металлов в конструкции цистерн для снижения их веса возможно в следующих вариантах: рама вагона — из низколегированных сталей высокого сопротивления, котел — из сплавов алюминия или из обычной углеродистой стали.

Нержавеющие стали, алюминий и его сплавы применяются для изготовления котлов цистерн специального назначения или для обеспечения долговечности и стойкости стенок котла от коррозионного действия перевозимого продукта (например, кислот) или, наоборот, для обеспечения сохранности самого продукта (например, молока) от окисляющего действия обычного металла стенок котла и его арматуры.

Котлы цистерн для перевозки нефти и керосина испытываются гидравлическим давлением 3 ат, а цистерн для бензина и спирта 4 ат; котлы специальных цистерн испытываются по особым техническим условиям.

Для предохранения котла от давления газов при гидравлических ударах или от внешнего давления атмосферы при охлаждении продукта, в цистернах для перевозки светлых продуктов, а также специальных, устраивают на крышке верхнего колпака вакуумные и предохранительные клапаны.

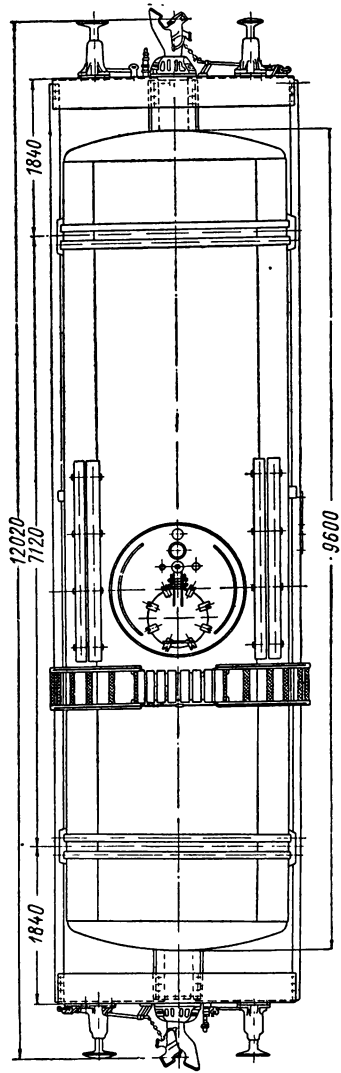
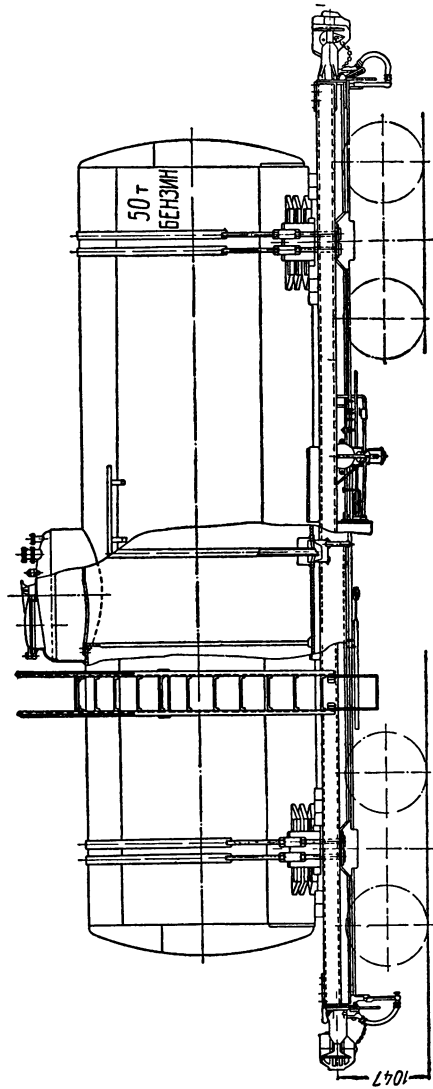
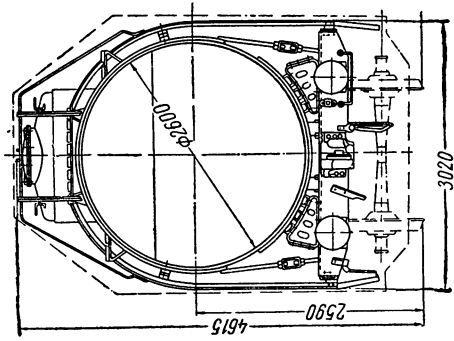
§ 72. УСТРОЙСТВО И ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ЦИСТЕРН

Четырехосная цистерна п. с. 50 т типа 1949 г. по чертежам Ждановского металлургического завода (фиг. 336). Рама вагона состоит из хребтовой балки (два швеллера № 30 с толщиной верхней и нижней накладок 8 мм), боковых балок (швеллер № 18) и балок поперечных — буферных, шкворневых и средних (из проката). Котел опирается на раму через штампованные стальные опоры (на которые сверху поставлены дубовые бруски) на шкворневых балках; с хребтовыми балками он связан двумя лапами, из которых верхняя приварена к котлу, а нижняя прикреплена к раме. Лапа котла и лапа хребтовой балки соединены точеными болтами. Кроме того, крепление котла к раме осуществляется четырьмя хомутами, охватывающими и прижимающими котел к шкворневым балкам. Для натяга хомутов на них имеются стяжные муфты.

Котел разработан в двух вариантах. Первый вариант: цилиндрическая часть котла состоит только из продольных листов: трех верхних толщиной 9 мм и одного нижнего (броневой лист) толщиной 11 мм и шириной (по периметру) 2500 мм. Все листы свариваются между собой встык. Второй вариант: цилиндрическая часть котла состоит из нижнего броневых листа сечением 11 × 2500 мм и поперечных обечайек (как в обычных цистернах) толщиной 9 мм и шириной (по длине котла) 1600 мм. Все обечайки сваривают друг с другом встык, а с броневым листом — встык или внахлестку.

Днище котла соединяется с цилиндрической частью встык или внахлестку. Рама и котел сварные, причем конструкция их допускает широкое применение автоматической сварки. При перевозке темных продуктов (нефти, битума, масел и т. п.) налив цистерны производят через горловину люка, а слив — через нижний сливной прибор системы Утепинского, самотеком. Прибор состоит из гнезда, укрепленного на броневом листе котла; к гнезду сверху притирается запорный клапан, управляемый посредством идущей наверх штанги и штурвала, расположенного в горловине колпака; внизу поставлены предохранительные задвижки и заслонка, которые позволяют делать ремонт и осмотр седла гнезда и самого клапана без слива продукта из цистерны.

В настоящее время проводятся опыты слива продукта из цистерны под давлением воздуха, нагнетаемого в котел, что позволяет в несколько



Фиг. 336. Четырехосная 50-тонная цистерна типа 1949 г.

раз сократить время слива продукта (особое значение это имеет для вязких продуктов).

Для налива цистерн сверху на котле сделан колпак с люком, имеющим плотно закрывающуюся крышку с затвором. Горловина и крышка люка — стальные литые. В нижней средней части котла помещается сливной патрубок с клапанным затвором системы Утепинского. Приводной (вертикальный) вал управления клапаном выводится вверх; рукоятка его расположена в горловине колпака. По бокам котла поставлены лестницы для подъема наверх; от конца лестницы идет помост к колпаку.

При перевозке светлых и легко воспламеняющихся продуктов (например, бензина) до 1950 г. применялся верхний слив продукта из цистерны. При этом в нижней части котла укреплен поддон в виде перевернутой круглой коробки. В него нижним концом, срезанным под углом 45°, входит одна сливная труба диаметром 50 мм. Верхний конец трубы проходит через днище горловины и оканчивается приваренным к нему стальным наконечником, к которому может быть присоединена вытяжная труба стационарного устройства для слива. Нормально конец трубы цистерны закрыт заглушкой, укрепляемой двумя болтами. Под заглушку, а также крышку люка котла по периметру прокладывается бензостойкая мягкая резина (обычно тиакол). Иногда для ускорения слива в некоторых специальных цистернах ставят вторую сливную трубу. В этих цистернах в горловину люка укладывается внизу медная сетка с мелкими ячейками, предназначенная для задержания мелких частиц, могущих засорить впоследствии сливные трубы, а также для предохранения от попадания огня в котел.

Для предохранения нижнего поддона от замерзания (при попадании в него воды от отстоя) он окружен вторым кожухом из стального листа толщиной 3 мм. В пространство между кожухом и поддоном подается пар. В дне кожуха имеется кран для спуска конденсата.

Цистерны более позднего выпуска делаются без верхнего слива. Слив производят откачкой продукта под вакуумом посредством гибких шлангов, соединенных с насосной станцией. Другие концы шлангов заводятся в котел через горловину люка колпака. Этот способ позволил механизировать процессы разгрузки и значительно сократить время простоя цистерны под разгрузкой.

Для доступа внутрь котла (на случай осмотра или промывки его) внутри горловины поставлена лестница, опирающаяся на броневой лист

котла. На днище колпака установлены вакуумный и два предохранительных клапана и патрубок, через который производится замер продукта, оставшегося в цистерне. Патрубок сверху закрывается заглушкой с креплением ее на болтах.

Вагон оборудован автосцепкой и буферами, ручным и пневматическим тормозами или только пневматическим тормозом. Ходовые части — нормальные тележки грузовых вагонов с базой, равной 1800 мм, осями типа III и колесами диаметром 950 мм.

Х а р а к т е р и с т и к а в а г о н а: длина по осям сцепления автосцепки 12 020 (12 220) мм; длина рамы 10 800 (11 000) мм; база вагона 7120 мм; длина котла 9600 мм; диаметр котла внутри — 2600 мм; грузоподъемность вагона (по воде) 50 т; емкость котла 50 м³; тара вагона 23,5 (24) т; высота до оси автосцепки 1047 мм; нагрузка от оси на рельс 18,4 (18,5) т; нагрузка на 1 пог. м пути 6,13 (6,17) т. Высота от головки рельса до центра котла 2590 мм, до верха цистерны 4615 мм. Наибольшая ширина вагона 3020 мм. (Размеры в скобках — для вагонов с тормозной площадкой).

Четырехосная цистерна бензиновая емкостью 50 м³ типа 1953 г. — по чертежам Брянского паровозостроительного завода. Конструкция и устройство этой цистерны аналогичны 50-тонной цистерны завода имени Ильича. Рама выполнена клепано-сварной конструкции, а котел — в варианте с продольно расположенными обечайками (толщиной 9 мм) и броневым листом (толщиной 11 мм), с соединением их встык на автоматической сварочной машине. Днище котла имеет два варианта соединения — встык и внахлестку. После сварки все стыковые швы проверяются рентгеном; испытаниям подвергаются (выборочно) 15% цистерн от сдаваемой партии. Поскольку при нахлесточных соединениях рентгеноконтролем трудно проверить качество шва, а при стыковых оно проводится достаточно удовлетворительно, котлы цистерн со стыковыми швами должны в эксплуатации (по сварным швам) дать более удовлетворительные результаты работы.

Слив продукта производится сверху отсосом через горловину люка, установленного на колпаке цистерны. Отсос производится вакуум-насосами (или другими насосами) на приемной станции.

Поддон в нижней части котла не имеет обогрева и предназначается для сбора отстоя воды.

Колпак на котле цистерны имеет размеры: высоту 540 мм; диаметр 1500 мм; горловина

(люка) колпака имеет размеры: диаметр 570 мм, высоту без крышки 125 мм, с крышкой 200 мм. На колпаке устанавливаются типовые клапаны: впускной (вакуумный) и выпускной (предохранительный), которые пломбируются общей пломбой.

Цистерны изготавливаются двух типов: без ручного тормоза и с ручным тормозом и тормозной будкой; оба типа оборудуются двухосными тележками грузовых вагонов типа МТ-50 Уральского вагоностроительного завода, пневматическим тормозом с рычажной передачей, лестницами — внутренней (в котле) и наружной и деревянным помостом наверху котла (с трех сторон колпака) для обслуживающего персонала.

Х а р а к т е р и с т и к а вагона (в скобках даны величины для цистерны с тормозной площадкой): высота от головки рельса до оси автосцепки 1040 мм, до верха вагона 4610 мм, ширина рамы 2830 мм; ширина вагона по лестницам 3000 мм; грузоподъемность цистерны (по воде) 50 т; тара вагона 24,0 (24,5) т; нагрузка от оси колесной пары на рельсы 18,5 (18,6) т; нагрузка на 1 пог. м пути 6,16 (6,10) т; вагон вписан в габарит № 0.

В остальном конструкция и размеры вагона аналогичны 50-тонной цистерны завода имени Ильича.

Четырехосная цистерна для перевозки спирта емкостью 50 м³ типа 1953 г. — по чертежам Брянского паровозостроительного завода (фиг. 337). Вагон предназначен для перевозки спирта и спроектирован на базе 50-тонной бензиновой цистерны этого же завода, за исключением верхней части котла, на которой установлен не один, а два типовых колпака. Размер каждого колпака аналогичен размеру колпака 50-тонной бензиновой цистерны. Установка двух колпаков имеет целью создать еще больший добавочный объем для расширения продукта при нагревании.

Слив и налив продукта производится так же, как и бензиновой цистерны; на одном из колпаков установлены типовые впускной и выпускной клапаны. Колпаки расположены несимметрично относительно середины котла: первый — на расстоянии 470 мм, второй на расстоянии 1850 мм; общее расстояние между колпаками 2300 мм.

Цистерны изготавливаются двух типов: с пневматическим тормозом, а также с этим тормозом и с ручным тормозом и тормозной будкой закрытого типа (в средней части буферного бруса) для тормозильщика.

В остальном конструкция и характеристика этой цистерны такая же, как 50-тонной бензиновой цистерны.

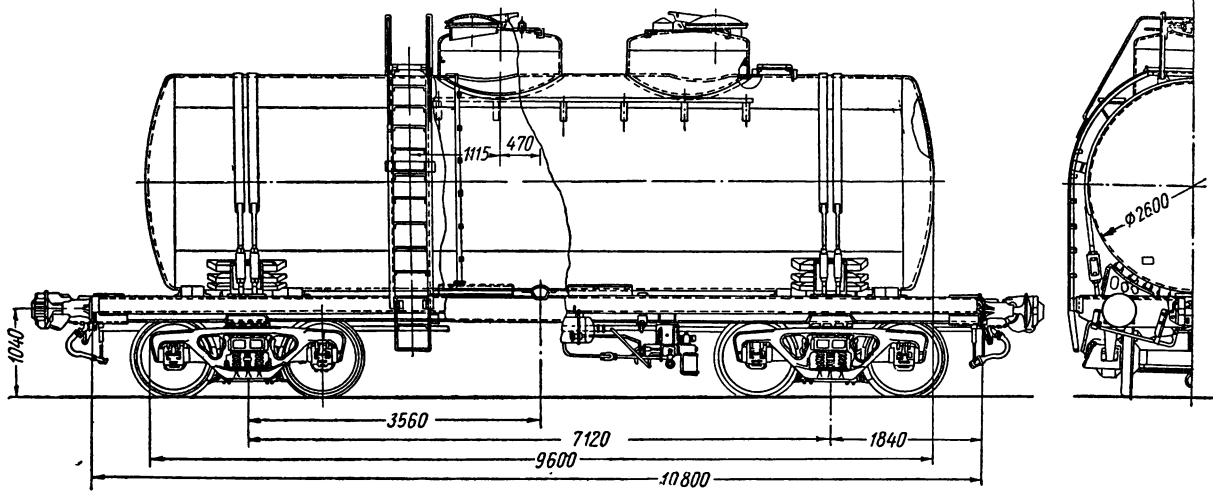
Четырехосная цистерна емкостью 50 м³ типа 1927 г. — по чертежам Брянского паровозостроительного завода 1938 г. (фиг. 338). Рама вагона состоит из хребтовой балки (два швеллера № 30 с верхней накладкой толщиной 6 мм), боковых балок (швеллеры № 18) и балок поперечных — буферных (из швеллеров и накладок), шкворневых (штампованных) и средних. Шкворневые балки выступают своими отштампованными и загнутыми краями над рамой в виде подбрюшин, на которые устанавливается через деревянные прокладки котел.

Котел состоит из нижнего продольного броневоего листа толщиной 10 мм и нескольких поперечных обечаек толщиной 8 мм. Обечайки соединяются друг с другом встык, с броневым листом — внахлестку; внахлестку же соединена цилиндрическая часть котла с днищем. Котел, как и рама, — сварной конструкции. Соединение котла с хребтовой балкой рамы производится на болтах через лапы, приваренные к котлу и раме, а также четырьмя концевыми хомутами. Днище котла штампованное, сварное из двух частей, из листов толщиной 10 мм.

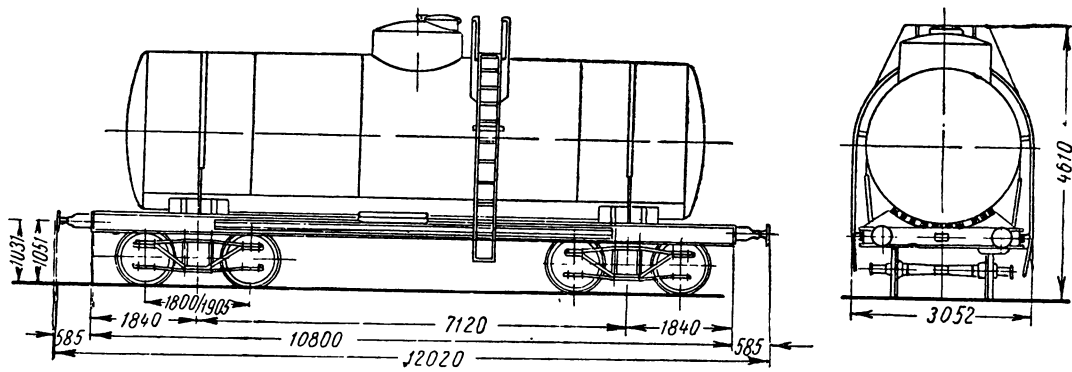
Ходовые части цистерны, упряжь и буферы, тормоза, сливные приборы, арматура и приспособления, а также основные габаритные размеры и емкость цистерны такие же, как цистерны п. с. 50 т типа 1949 г. **Д о п о л н и т е л ь н ы е** даные (в скобках — для вагона с автоматическим и ручным тормозами): тара вагона 23 (23,5) т; нагрузка от оси на рельс 18,37 (18,50) т; нагрузка на 1 пог. м пути 6,15 (6,08) т. Высота от головки рельса: до оси автосцепки 1031 мм, до оси буферов 1051 мм, до верха вагона 4610 мм; наибольшая ширина 3052 мм. Вагон вписан в габарит № 0.

Двухосная цистерна п. с. 25 т типа 1937 г. (фиг. 339). Рама вагона состоит из хребтовых, боковых, поперечных, буферных и средних балок (из швеллеров № 30 и 24, армированных накладками). Котел состоит из четырех поперечных обечаек толщиной 7 мм, соединенных между собой встык, а с днищем — внахлестку.

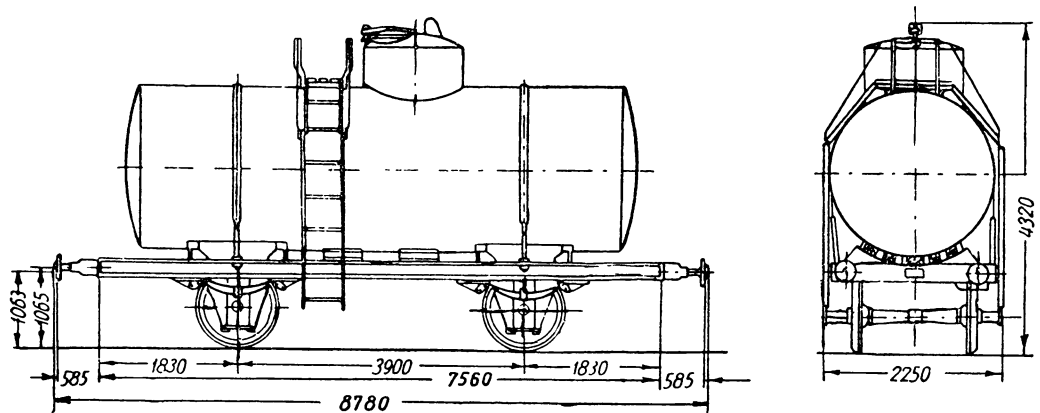
Рама и котел — сварной конструкции. Рессорное подвешивание — одинарное, рессоры — листовые. Ходовые части — оси типа III и колеса диаметром 1050 мм. Сливные приборы и арматура, как у четырехосной цистерны.



Фиг. 337. Четырехосная 50-тонная цистерна для перевозки спирта.



Фиг. 338. Четырехосная 50-тонная цистерна типа 1927 г.



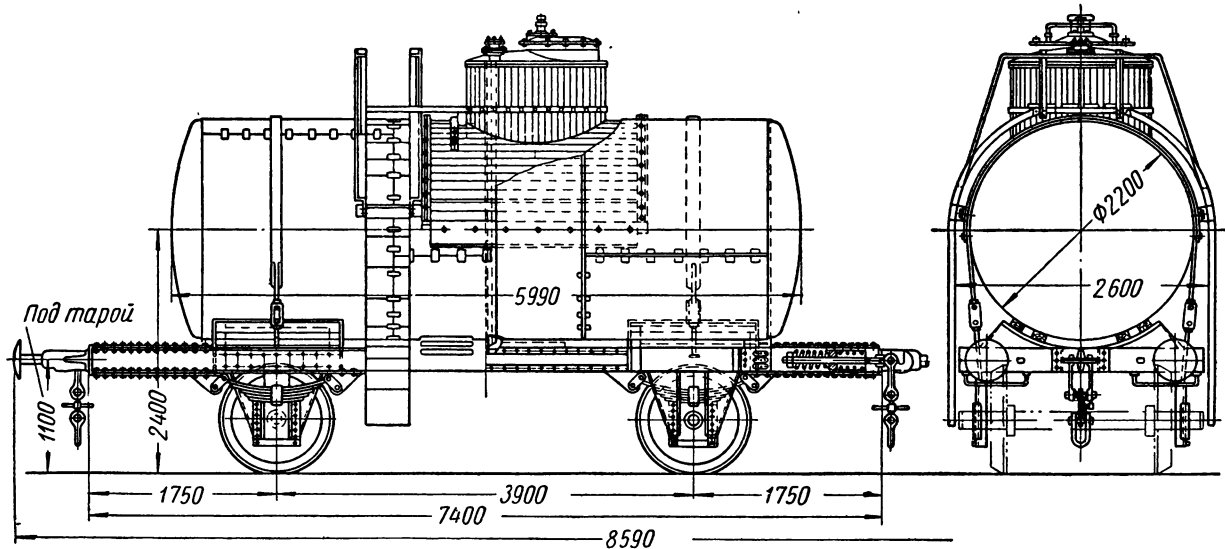
Фиг. 339. Двухосная 25-тонная цистерна типа 1937 г.

Характеристика вагона: длина по осям сцепления автосцепки 8780 (8960) мм; длина рамы 7560 (7740) мм; база вагона 3900 мм; размеры котла: наружная длина 6740 мм, внутренний диаметр 2200 мм; наибольшие размеры вагона: ширина 2250 (3050) мм, высота 4320 мм; тара вагона 11 (11,7) т; емкость котла 25 м³; грузоподъемность вагона 25 т; нагрузка от оси на рельс 18 (18,35) т; нагрузка на 1 пог. м пути 4,1 т. Размеры в скобках даны для цистерны с пневматическим и ручным тормозами.

Двухосная цистерна для перевозки соляной кислоты — по чертежам ЦВКБ ВОВАТ 1934 г. (фиг. 340). Рама вагона соединена с котлом по-

бы закрывается заглушкой, а нижний опускается в поддон, укрепленный под котлом. На колпаке установлен лючок с крышкой, на которой крепится второй лючок, предназначенный для налива жидкости. Крышка второго лючка вращается на шарнире и запирается хомутиком; на ней крепится предохранительный клапан, отрегулированный на 3 ат.

Бак внутри, весь сливной прибор, а также все части, соприкасающиеся с перевозимой соляной кислотой, покрываются защитным слоем резины толщиной 5 мм. Сверху резина сделана деревянной обшивкой, укрепленной хомутами и болтами. Для доступа к люку кол-



Фиг. 340. Двухосная 25-тонная цистерна для перевозки соляной кислоты.

средством двух средних опорных лап и опирается через рессорное подвешивание и буксы на две колесные пары. Она состоит из продольных, боковых и хребтовых балок, а также поперечных и буферных балок. Все балки из швеллеров № 24; хребтовая балка перекрыта по концам сверху накладками, буферная балка имеет накладки сверху и снизу. Котел состоит из трех обечаек и двух днищ из листов толщиной 8 мм. Он опирается на раму через две штампованные подбрюшины, расположенные по концам над рессорными державками, и схвачен с ней двумя хомутами. Скрепления, сделанные наглухо через средние лапы котла и рамы, предохраняют последние от взаимного сдвига.

Вверху, в средней части, котел имеет колпак диаметром 1300 мм из стали толщиной 6 мм с приваренным к нему патрубком, в который ставится сливная труба. Верхний конец тру-

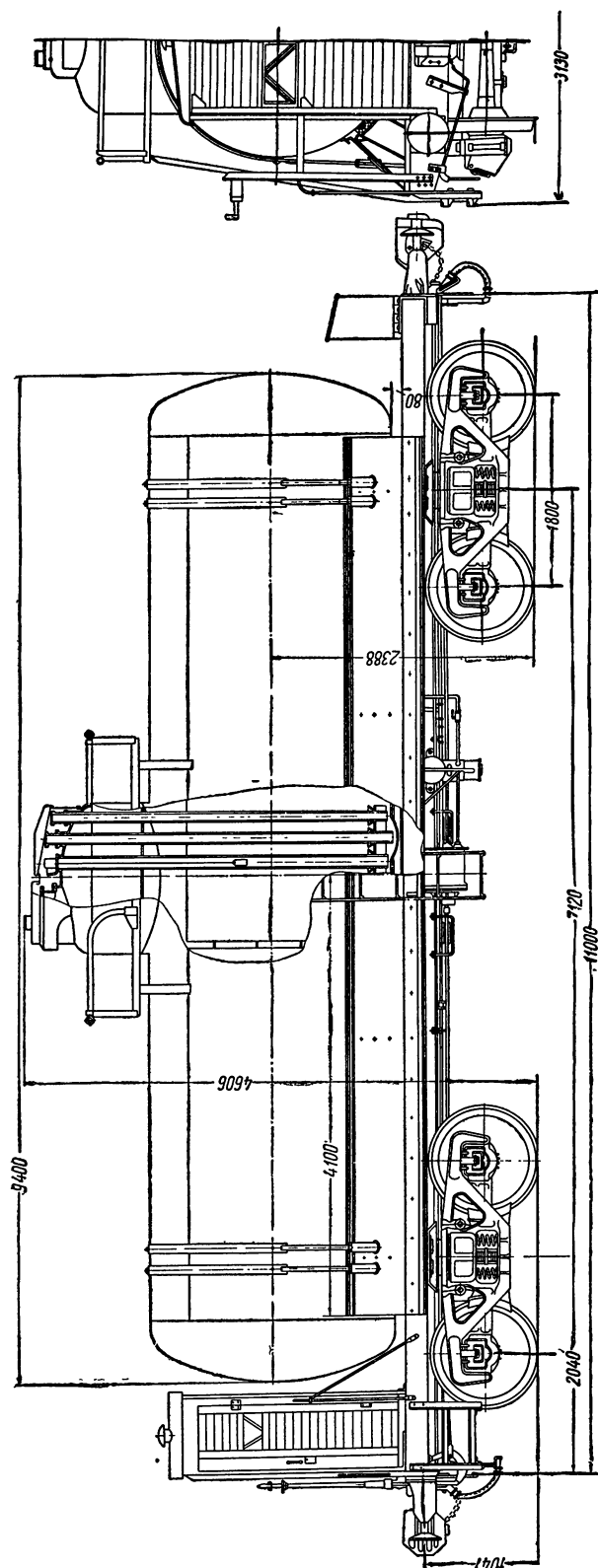
бака и к сливным приборам с каждой боковой стороны котла имеется лестница, а наверху — площадка.

Вагон оборудован буферами и автосцепкой, а также ручным и автоматическим тормозами.

Характеристика вагона: длина (включая буфера) 8590 мм; длина рамы 7400 мм; база вагона 3900 мм; длина котла 5990 мм; диаметр котла внутри 2200 мм; полезная кубатура котла 21 м³; наибольшая ширина вагона 2722 мм; тара вагона около 14 т; грузоподъемность 25 т.

Вагон вписан в габарит № 0.

Четырехосная цистерна для перевозки соляной кислоты — по чертежам ЦВКБ Главтрансмаша 1935 г. По конструкции котла, его изоляции и устройству сливных и предохранительных приспособлений эта цистерна не



Фиг. 341. Четырехосная 50-тонная цистерна для перевозки крепкой азотной кислоты (с котлом из алюминия).

отличается от описанной выше двухосной. Рама взята от четырехосной цистерны общего назначения.

Весь вагон металлический, сварной конструкции. Его длина по осям сцепления автосцепки 12020 мм, длина рамы 10800 мм; база вагона 7120 мм. Полная длина котла 9600 мм; его внутренний диаметр 2400 мм. Наибольшая высота цистерны от головки рельса 4580 мм; ее наибольшая ширина 2910 мм.

Котел состоит из пяти обечаек толщиной 10 мм и шириной 1800 мм и нижнего броневых листа толщиной 10 мм и шириной 1900 мм; этот лист установлен во всю длину цилиндрической части котла. Днища котла штампованные, толщиной 10 мм. Диаметр колпака 1500 мм; толщина стенок колпака 6 мм, днища его 7 мм. Толщина резинового слоя 5 мм. Вместимость котла 42,3 м³.

Котел опирается по концам на штампованные подбрюшины (диафрагмы) шкворневой балки и крепится к раме четырьмя стяжными хомутами — два хомута на каждую шкворневую балку. Хомуты изготовляются из полосового железа сечением 70×12 мм, наконечники хомутов штампованные, из круглого железа диаметром 40 мм.

Ходовые части — двухосные грузового типа тележки с базой 1800 мм, осями типа III и колесами диаметром 950 мм.

Вагон вписан в габрит № 0. Его грузоподъемность 50 т.

Четырехосная цистерна типа 1952 г. для перевозки крепкой азотной кислоты — по чертежам Брянского паровозостроительного завода (фиг. 341). Рама вагона сварной конструкции, типовая от 50-тонной нефтяной цистерны с ручным тормозом, выполняется из углеродистых сталей. Котел цистерны из алюминия, сварной конструкции, состоит из четырех продольных обечаек толщиной 18 мм и двух днищ толщиной 22 мм. В верхней части котла расположен колпак с люком и крышкой. На колпаке размещены фланцы крепления труб, опускающихся внутрь котла. Две трубы служат для налива и слива продукта, третья — для поплавка замера уровня жидкости при наливе. Все трубы оканчиваются сверху фланцами с заглушками, а внизу укреплены в опорной решетке. Внутри котел

оборудован двумя волнорезами и лестницей для спуска, расположенной у горловины люка. Снаружи на крышке люка и на колпаке установлены предохранительный и вакуумный клапаны. Кругом колпака имеется помост с перилами, а сбоку котла укреплены две лестницы. С одного конца вагона расположена тормозная площадка с будкой закрытого типа, подножками и поручнями.

Котел и арматура изготавливаются из листов и труб алюминия марки А1 (с временным сопротивлением не ниже 7 кг/см^2 и относительным удлинением не ниже 16%).

Для деталей и узлов арматуры, находящихся в газовой среде, допускается применение нержавеющей стали марок Х18Н12М3Т, Х28, Х17 и 1Х18Н9Т (ГОСТ 5632-51).

Крепление котла на раме вагона типовое: в средней части посредством лап на точеных болтах, а по концам, у шкворневых балок, посредством четырех хомутов.

Под вагон поставлены две типовые двухосные тележки грузовых вагонов и он оборудован пневматическим и ручным тормозами, автосцепкой и буферами.

Характеристика вагона: длина вагона по осям сцепления автосцепки 12 220 мм; длина рамы 11 000 мм; база вагона 7120 мм; длина котла (общая) 9400 мм; диаметр котла наружный 2200 мм; высота от головки рельса до оси автосцепки 1040 мм, до средней продольной оси котла 2388 мм, до верха вагона 4606 мм; ширина рамы 2830 мм; ширина вагона 3130 мм; емкость котла 33 м³; емкость колпака 1 м³; тара вагона около 23 т, грузоподъемность (при наливке кислотой) 50 т, нагрузка от оси на рельс 18,25 т; нагрузка на 1 пог. м пути 5,98 т. Вагон вписан в габарит № 0.

Четырехосная цистерна типа 1952 г. п. с. для перевозки слабой азотной кислоты — по чертежам Брянского паровозостроительного завода (фиг. 342). Рама вагона из углеродистой стали, сварная, типовой конструкции от 50-тонной нефтяной цистерны. Котел цистерны из нержавеющей стали, сварной конструкции, состоит из шести поперечных обечаек толщиной 10 мм и двух днищ толщиной 12 мм. Конструкция котла, арматура на нем, расположение и крепление котла на раме и все оборудование этого вагона подобны цистерне для перевозки крепкой азотной кислоты.

Дополнительно наверху котла у горловины, по долевой оси котла, приварены два наклонных патрубка диаметром 300 мм для промывки

котла. Патрубки сверху закрываются крышками на болтах.

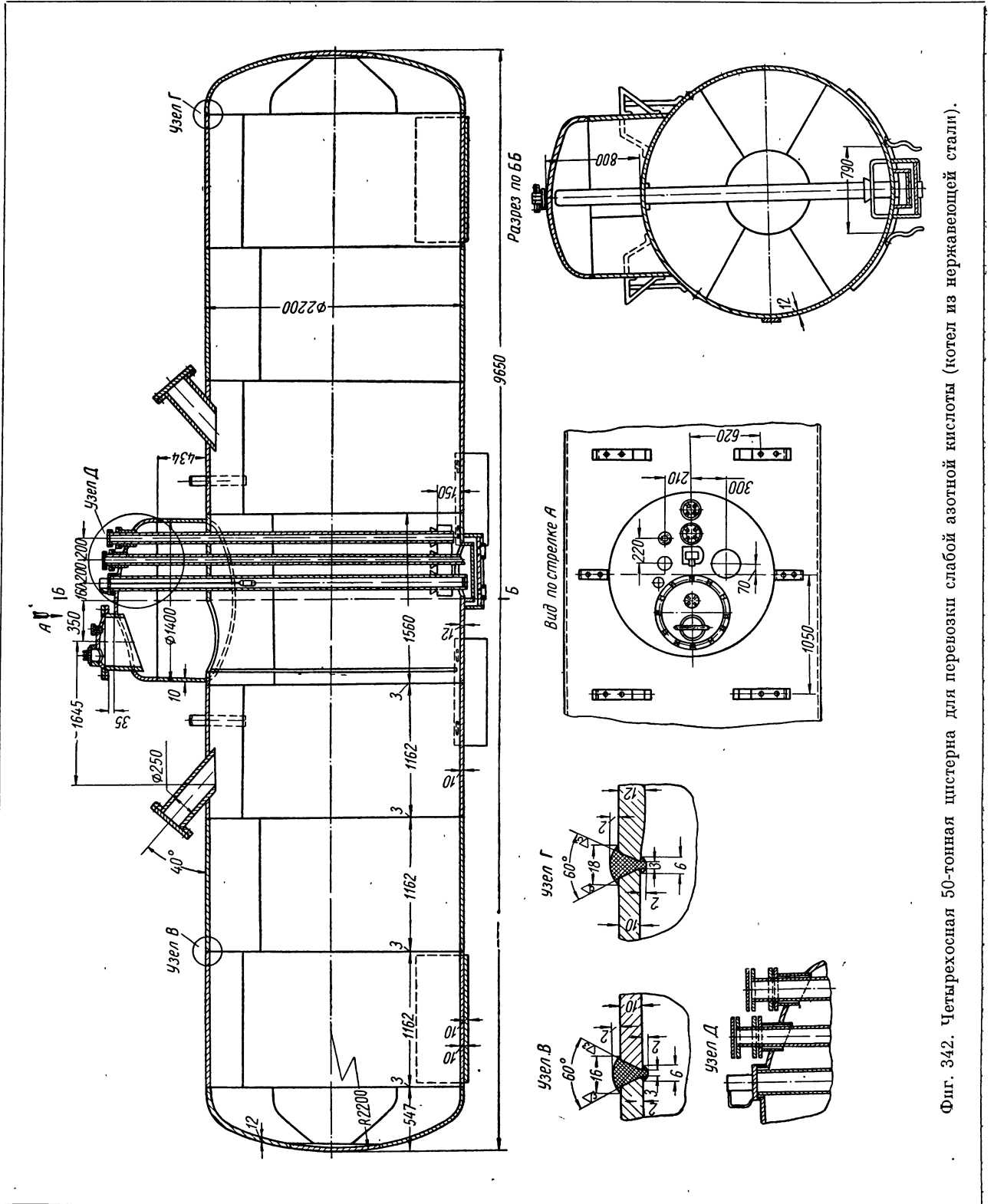
Вся арматура котла, приборы и клапаны, а также узлы и детали, соприкасающиеся с кислотой, изготавливаются так же, как и сам котел, из нержавеющей стали марки 1Х18Н9Т (ГОСТ 5632-51).

Характеристика вагона с ручным и пневматическим тормозами: длина вагона по осям автосцепки 12 220 мм; длина рамы 11 000 мм; база вагона 7120 мм; ширина вагона 3130 мм; высота от головки рельса до оси автосцепки 1040 мм, до оси котла 2408 мм, до верха вагона 4626 мм; диаметр котла снаружи 2200 мм; длина котла снаружи 9650 мм; геометрический объем котла 39,5 м³; грузоподъемность вагона при наливке кислотой 50 т; тара вагона 25,0 т; нагрузка от оси на рельс 18,75 т; нагрузка на 1 пог. м пути 6,14 т; вагон вписан в габарит № 0.

Четырехосная цистерна емкостью 26 м³ для перевозки серной кислоты типа 1953 г. — по чертежам Брянского паровозостроительного завода (фиг. 343). Под эту цистерну использованы основные унифицированные узлы от четырехосной 50-тонной цистерны, в которой перевозятся обычные продукты, а именно: рама, двухосные тележки грузовых вагонов, ударно-тяговые приборы, пневматический и ручной тормоза. До 1949 г. цистерна изготавливалась с котлом сварной конструкции, состоящим из продольного броневых листа, пяти поперечных обечаек и днищ толщиной соответственно 12, 10 и 11 мм; в дальнейшем котел был переведен на автоматическую сварку и изготавливается из броневых листа и трех продольных обечаек толщиной соответственно 10 и 12 мм, соединяемых между собой встык, и днищ толщиной 12 мм, соединяемых с цилиндрической частью котла внахлестку. Котел опирается на опорные диафрагмы шкворневых балок через дубовые бруски и крепится к ним обычным способом — при помощи четырех хомутов (по два с каждого конца котла) со стяжными муфтами. К хребтовой балке котел закрепляется посредством двух средних неразрезных лап толщиной 11 мм и длиной 1300 мм, болтами диаметром 20 мм с подголовком.

С одного конца котла для слива и налива продукта расположен колпак диаметром 1300 мм и высотой 620 мм, на днище которого установлен типовой люк с откидной крышкой.

Под колпаком в днище котла имеется штампованный из листа толщиной 12 мм поддон высотой 100 мм и диаметром (вверху) 205 мм,



Фиг. 342. Четырехосная цистерна для перевозки слабой азотной кислоты (котел из нержавеющей стали).

в который опускается нижний конец сливной трубы диаметром $\frac{3}{4}$ " (вода-газовая, усиленная по ГОСТ 3262-46) и высотой 2963 мм. Верхний конец сливной трубы выходит на днеще колпака. Рядом со сливной трубой установлена труба (также диаметром $\frac{3}{4}$ "") для поплавкового указателя уровня жидкости, находящегося внутри первой трубы. Трубы сливная и указателя уровня жидкости крепятся к днищу колпака не непосредственно, а через трубы-кожухи диаметром 140 мм с увеличенной толщиной стенок 5 мм (по ГОСТ 1753-48), с которыми сверху соединяются на фланцах болтами.

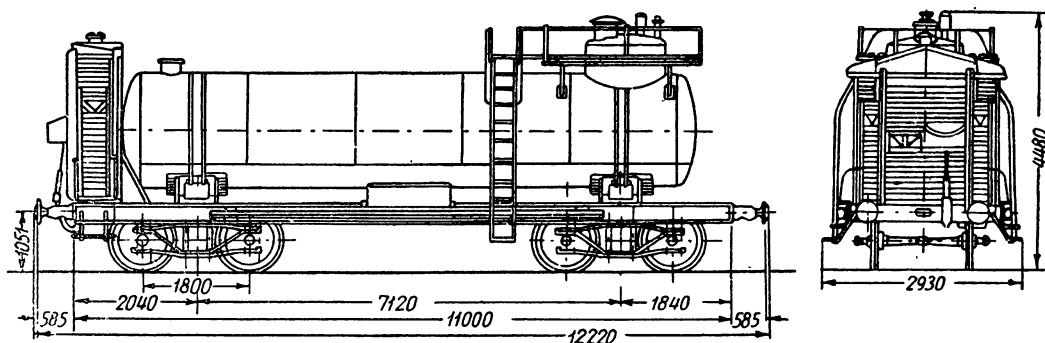
На горловине колпака имеется сбоку также отводная труба с фланцевой заглушкой.

На другом конце котла установлен смотровой диск круглого сечения диаметром 300 мм

ной площадкой): длина по осям сцепления авто-сцепок 12 020 (12 220) мм; ширина наибольшая (по лестницам вверх) 3000 мм; высота от головки рельса до оси автосцепки 1040 мм, до верха вагона 4480 мм; размеры котла: длина снаружи 9600 мм, внутренний диаметр 1890 мм, емкость 26 м³; грузоподъемность вагона 50 т; тара вагона 24,0 (24,5) т; нагрузка от оси на рельсы 18,5 (18,6) т; нагрузка на 1 пог. м пути 6,16 (6,10) т.

В остальном конструкция и характеристика цистерны подобна 50-тонной цистерне для перевозки обычных жидких продуктов.

Четырехосная цистерна для перевозки мелака типа 1953 г. — по чертежам Брянского паровозостроительного завода (фиг. 344) имеет раму сварной конструкции из углеродистой



Фиг. 343. Четырехосная цистерна емкостью 26 м³ для перевозки серной кислоты.

и высотой 620 мм (из листа толщиной 3 мм), который сверху оканчивается фланцем и закрывается крышкой с восемью болтами диаметром 20 мм.

На колпаке сверху имеются приспособления в виде трубок с заглушками для подключения манометра и воздушного шланга и установлен специальный предохранительный клапан, имеющий внизу гидраглический затвор и камеру расширения (между затвором и тарелкой клапана).

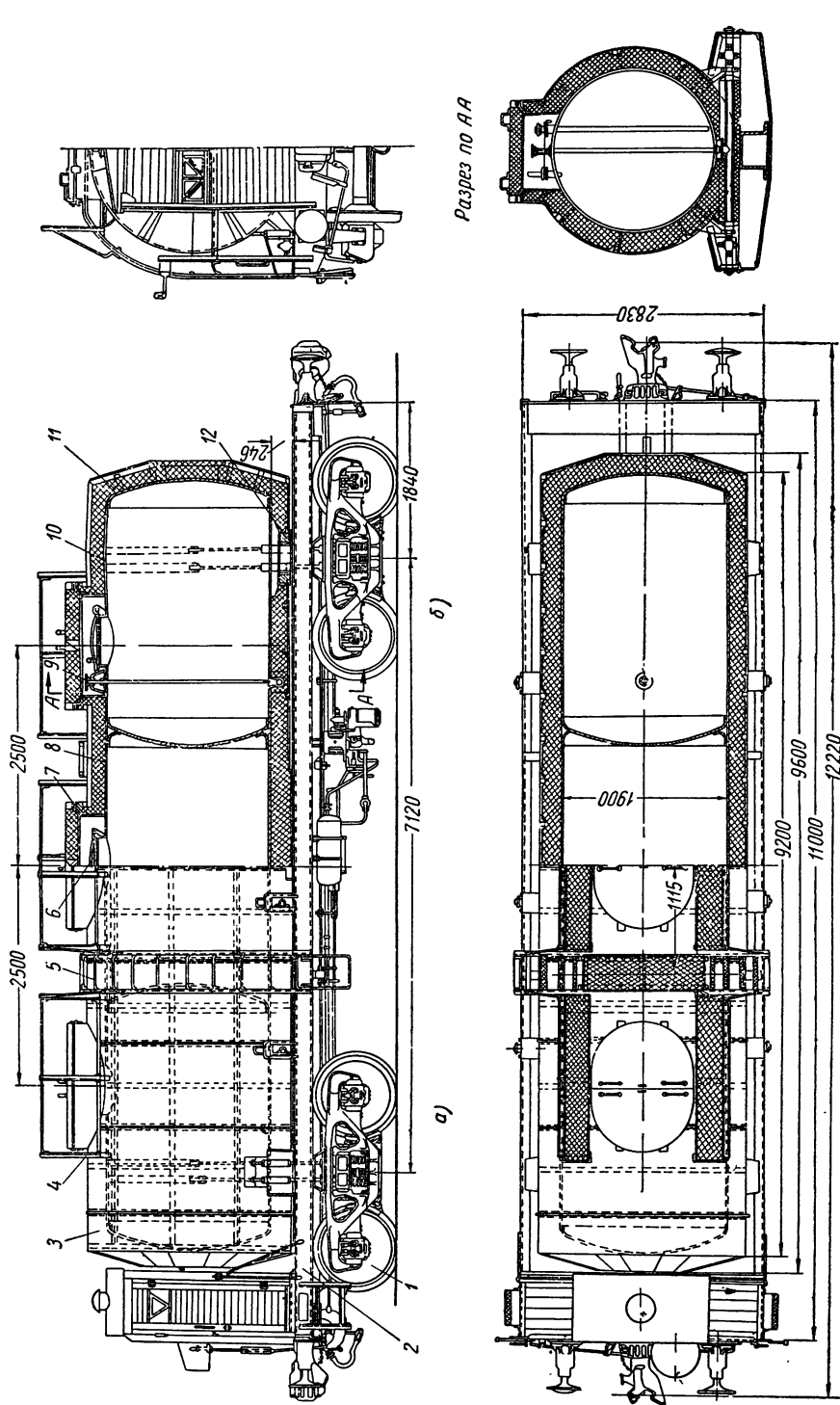
Наверху котла кругом колпака установлена металлическая площадка (решетка), с которой соединяются две лестницы, поставленные сбоку котла.

Часть цистерн, кроме пневматического тормоза, оборудуется также ручным тормозом и тормозной площадкой, расположенной с одного конца рамы. В средней части площадки имеется будка закрытого типа.

Х а р а к т е р и с т и к а в а г о н а (в скобках даны размеры для цистерны с тормоз-

стали, тягово-ударные приборы, двухосные тележки, пневматический и ручной тормоза — подобно конструкции 50-тонной цистерны для перевозки жидких продуктов общего назначения. Котел цистерны сварной конструкции изготавливается из нержавеющей стали марки 1Х18Н9Т (ГОСТ 5632 51); по длине котел разделен двумя сферическими днищами на три самостоятельные секции одинаковой емкости. Обечайки котла — поперечные, длиной от 1100 до 1400 мм и толщиной 10 мм в зоне опор и 8 мм в остальной части котла; между собой они свариваются встык, а с днищем котла — внахлестку. Днище котла толщиной 8 мм штампованное, радиусом 2000 мм и высотой 370 мм.

Каждая отдельная секция котла оборудована колпаком овальной формы длиной 1200 мм, шириной 900 мм и высотой 300 мм с горловиной круглого люка-лаза диаметром 570 мм и высотой 100 мм и герметически закрывающейся крышкой, на днище колпака устанавливается наливная труба диаметром 76 мм, опускаемая



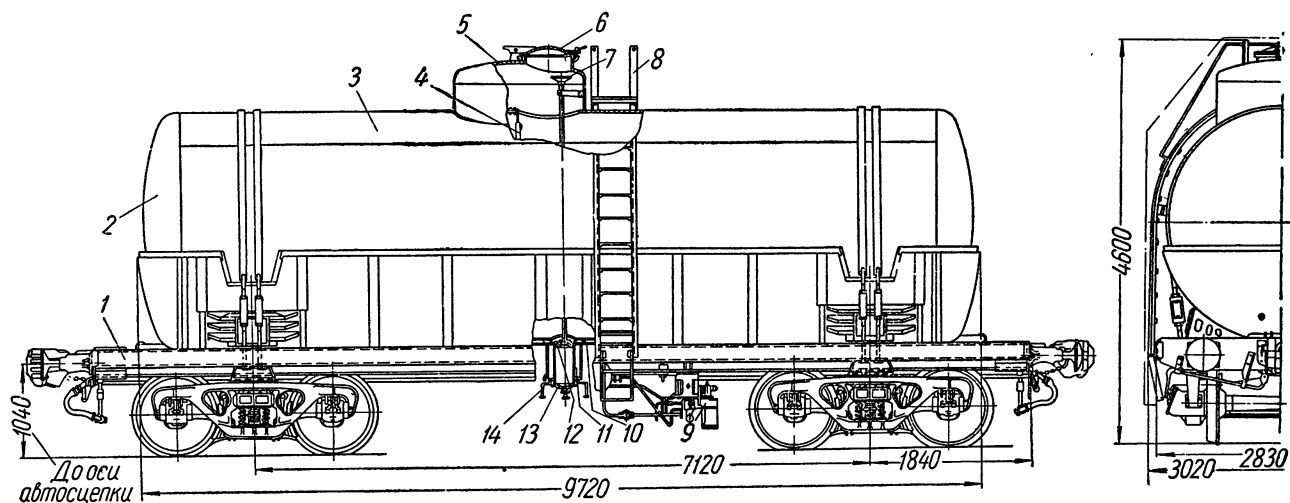
Фиг. 344. Четырехосная 26-тонная цистерна для перевозки молока:
 а — вид сбоку; б — разрез вдоль по оси вагона; 1 — рама вагона; 2 — двухосная тележка; 3 — наружный защитный кожух изоляции котла; 4 — отделение верхних мостков; 5 — боковая покатная лестница; 6 — люк (лаз) секции котла; 7 — люк горловины (по изоляции котла); 8 — внутренняя секция котла; 9 — затворный клапан (сливного устройства с валом, штангой и литурвалом); 10 — концевая часть котла; 11 — изоляция котла; 12 — изоляция шкворневой опоры.

внутри котла и оканчивающаяся наверху патрубком с глухой заглушкой, поплавков для контроля уровня жидкости при заполнении цистерны (состоит из трубы диаметром 50 мм, внутри которой находится трубка-поплавок) и штуцера с заглушкой для присоединения воздушного шланга от вакуум-насоса В нижней части каждого котла-секции укреплен сливной прибор, состоящий из вертикальной трубы и горизонтальной разводной трубы (диаметром 76 мм), позволяющей производить слив на обе стороны вагона. Каждый сливной прибор имеет двойной затвор, проходные 3" краны на поперечной трубе и запорный клапан с вертикальной штан-

швов воздушным давлением 1,5 ат и на прочность гидравлическим давлением 2,5 ат.

Крышки люков двухстворчатые изолированные, с уплотнением их по краям резиной; часть вагонов оборудована ручным тормозом и площадкой для тормозильщика.

Характеристика цистерны (в скобках даны размеры для вагона с тормозной площадкой): длина вагона по осям сцепления автосцепки 12 020 (12 220) мм, длина рамы 10 800 (11 000) мм; база вагона 7 120 мм; ширина рамы 2 830 мм; длина котла: без изоляции 9 200 мм, с изоляцией 9 600 мм; диаметр котла: внутренний 1 900 мм, наружный с изоляцией



Фиг. 345. Четырехосная цистерна емкостью 50 м³ для перевозки высоковязких продуктов:

1—рама вагона; 2—днище котла с кожухом паровой рубашки в нижней части котла; 3—котел; 4—внутренняя лестница; 5—колпак; 6—люк колпака; 7—штурвал штанги запорного устройства слива; 8—наружная лестница; 9—приборы пневматического тормоза; 10—камера подогревательного устройства; 11—обогревательная камера сливного патрубка; 12—клапан сливного устройства; 13—концевая заглушка сливного патрубка; 14—паропроводная трубка.

гой и приводом от верхнего штурвала. Штанга оканчивается нарезкой и ходит в глухой гайке.

Арматура котла выполнена из нержавеющей стали марки 1Х18Н9Т. Все краны бронзовые, а сливные краны дополнительно хромируются.

Для предохранения молока от нагрева в летний период и замерзания в зимний период года весь котел снаружи покрывается рубероидом, а затем изолируется мипорой, укладываемой в пакеты из перфоля; поверх пакетов кладется второй слой рубероида, который прибивается к деревянным брускам; швы между листами проклеиваются. Снаружи вся изоляция (толщиной 225 мм) покрывается металлической обшивкой толщиной 1 мм.

Сварка нержавеющей стали производится электродами ЭА1 или ЭА2 (ГОСТ 2523-51); каждая секция котла испытывается на плотность

2375 мм; емкость отдельной секции 8,4 м³; емкость котла 25,2 м³, ширина вагона наибольшая 3116 мм; высота вагона наибольшая 4145 мм; грузоподъемность вагона 26 т; тара вагона 28,2 (29,0) т; нагрузка от оси колесной пары на рельсы 13,6 (13,8) т; нагрузка на 1 пог. м пути 4,52 (4,51) т. Вагон вписан в габарит № 0.

Четырехосная цистерна емкостью 50 м³ для перевозки высоковязких продуктов — по чертежам Брянского паровозостроительного завода (фиг. 345) предназначена для перевозки высоковязких и застывающих грузов, основную массу которых составляют нефтепродукты. Она строится на базе 50-тонной цистерны для перевозки продуктов общего назначения с постановкой в нижней части котла обогревательного устройства и измененного сливного прибора.

Обогрев котла производится паром от паровоза или другой специальной установки.

Паровая рубашка представляет собой камеру, состоящую из ряда поперечных швеллеров, охватывающих котел примерно на $\frac{1}{3}$ части окружности, и продольных угольников (ребер и окантовки), которые сверху перекрываются листовой сталью толщиной 5 мм. Вся конструкция сварная.

Впуск пара в камеру производится через штуцер паровой рубашки сливного патрубка, а спуск конденсата — через два отверстия в нижнем листе камеры, расположенных за опорами по концам котла и дополнительно через штуцеры паровой рубашки сливного прибора. Паровая рубашка охватывает соответственно и нижние части днищ котла.

Сливной прибор имеет увеличенный диаметр сливного патрубка (210 мм вместо 160 мм у обычных цистерн), паровую рубашку и измененную конструкцию запорной крышки с креплением последней через коромысло центральным винтом. Впуск пара в рубашку производится через боковой патрубков, а выпуск через два нижних штуцера.

Цистерна выпускается с пневматическим тормозом на типовых двухосных тележках грузовых вагонов и оборудуется автосцепкой СА-3 и буферами.

Х а р а к т е р и с т и к а ц и с т е р н ы: длина вагона по осям сцепления автосцепки 12 020 мм; длина рамы 10 800 мм; база вагона 7120 мм; длина котла 9600 мм; внутренний диаметр 2600 мм; ширина паровой обогревательной рубашки (по дуге) 3600 мм; высота рубашки внутри 50 мм; грузоподъемность вагона 50 т; тара вагона 25,2 т; нагрузка от оси колесной пары на рельсы 18,8 т; нагрузка на 1 пог. м пути 6,35 т.

Четырехосная цистерна емкостью 50 м³ для перевозки латекса — по чертежам Брянского паровозостроительного завода имеет раму, котел, ударно-тяговые приборы, пневматический тормоз и двухосные тележки — подобно конструкции этих узлов обычной 50-тонной цистерны общего назначения. Все внутренние поверхности котла и арматуры, подвергающиеся действию латекса (раствора каучука), гуммируются, так как латекс действует разъедающе на углеродистую сталь. Внутренняя лестница в котле изготавливается из нержавеющей стали.

Снаружи котел покрыт термоизоляционным слоем толщиной 225 мм, состоящим из слоя рубероида, нескольких слоев стеклянной ваты, слоя мешковины с плотно сшитыми краями,

верхнего слоя рубероида с проклейкой швов и наружным покрытием металлическими листами толщиной 1 мм.

Налив продукта производится сверху через люк на колпаке, а слив — через сливное устройство, расположенное в средней части котла на броневом листе. Для разогрева латекса перед сливом котел в нижней части оборудован паровой рубашкой в зоне расположения сливного устройства лап крепления котла на раме.

Для удобства обслуживания цистерны в эксплуатации предусмотрена наружная лестница сбоку котла и помост наверху у колпака.

Х а р а к т е р и с т и к а ц и с т е р н ы: длина вагона по осям сцепления автосцепок 12 020 мм; длина котла без изоляции 9600 мм, с изоляцией 10 022 мм; диаметр котла внутри 2600 мм, снаружи с изоляцией 3050 мм; высота от головки рельса до оси автосцепки 1040 мм; тара вагона 28,6 т; грузоподъемность (при наливке водой) 50 т; нагрузка от оси колесной пары на рельсы 19,7 т; нагрузка на 1 пог. м пути 6,54 т; вагон вписан в габарит № 0.

Четырехосная цистерна п. с. 40 т для перевозки хлора с ручным тормозом типа 1952 г. — по чертежам Ждановского завода имени Ильича (фиг. 346). Рама вагона сварной конструкции, типовая от 50-тонной нефтяной цистерны с ручным тормозом: котел сварной конструкции состоит из пяти поперечных обечаяк из листов толщиной 26 мм и двух днищ толщиной 40 мм. Сварка листов автоматическая дуговая, с раскромом кромок. Котел снаружи покрыт изоляцией толщиной 100 мм, защищенной от внешних воздействий кожухом из тонких стальных листов.

В верхней части котла расположен люк, на котором крепится арматура для принудительного слива продукта, а также предохранительный клапан и манометр. Сливная труба вверху оканчивается вентильной заглушкой, на которой сбоку имеется винтовое устройство для присоединения приемных труб. Подача продукта — принудительная, давлением газов в котле цистерны. Снизу под котлом в середине его по долевой оси расположен трубчатый подогреватель, соприкасающийся с обечайками котла.

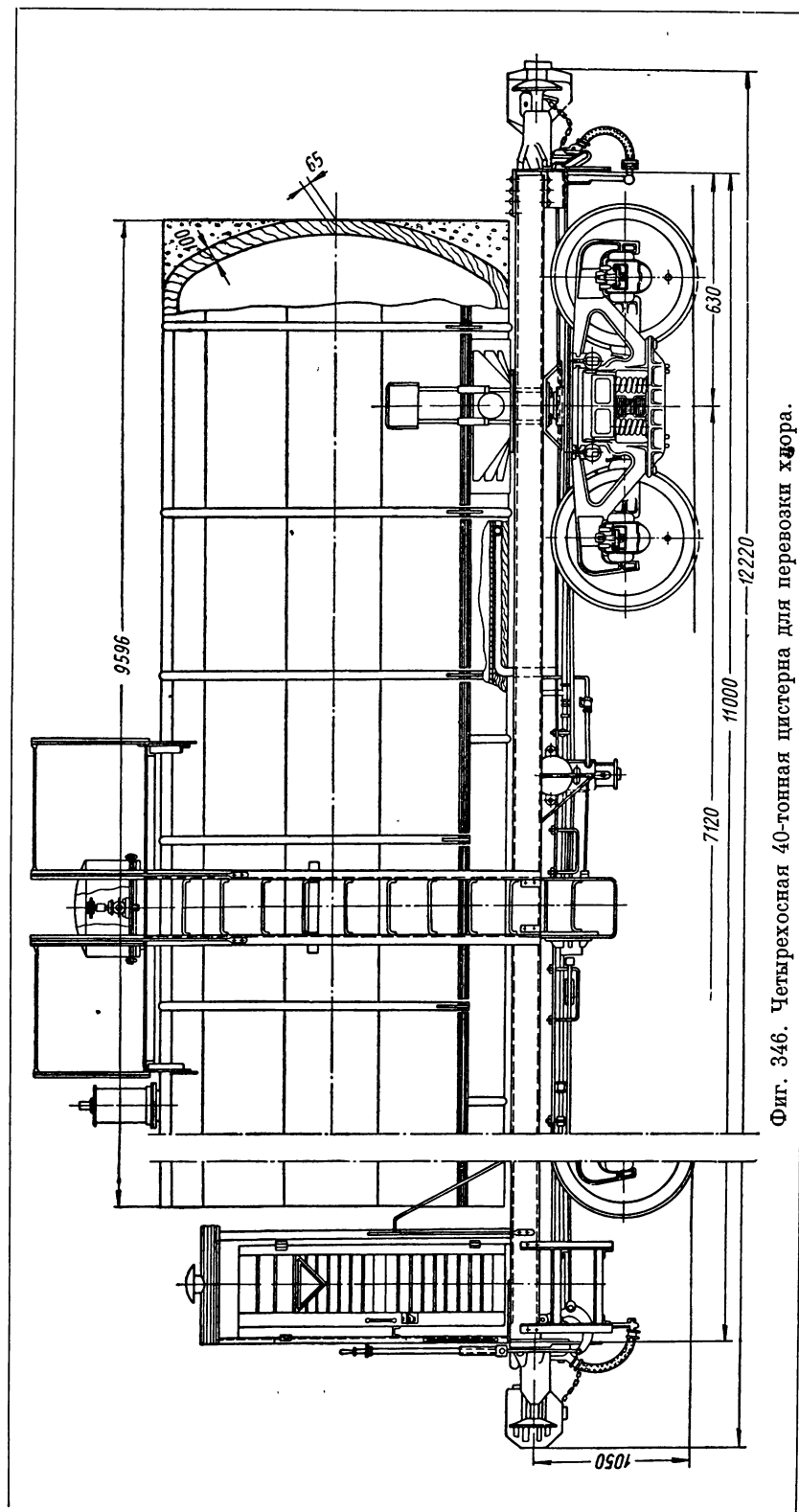
Вагон оборудован по типу цистерны для сжиженных газов: верхним помостом с перилами у сливного устройства, двумя боковыми лестницами около помоста, а также тормозной будкой закрытого типа, расположенной с одного конца вагона. Крепление котла на раме вагона — типовое, четырьмя хомутами, по два у каждой шкворневой балки.

Рама вагона опирается на две типовые тележки товарных вагонов и оборудована автосцепкой и буферами, а также ручным и пневматическим тормозами и тормозной площадкой с будкой закрытого типа.

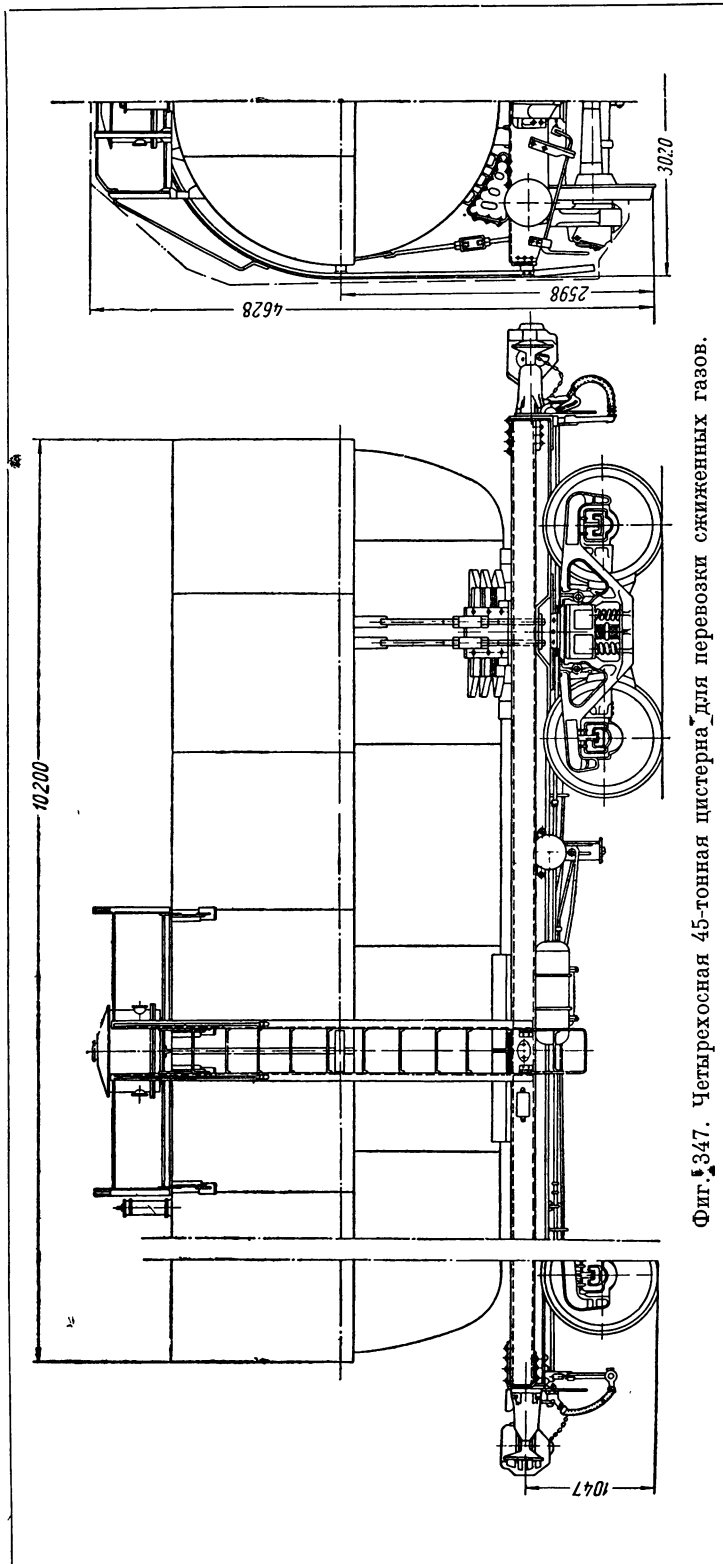
Характеристика вагона: длина вагона по осям сцепления автосцепок 12 220 мм; длина рамы 11 000 мм; база вагона 7120 мм; высота от головки рельса до оси автосцепки 1050 мм, до верха вагона 4488 мм; ширина вагона 3130 мм; длина котла снаружи 9450 мм; диаметр котла внутри 2120 мм; диаметр кожуха изоляции 2400 мм; длина кожуха изоляции 9596 мм; геометрический объем котла 33,6 м³; тара вагона 38,6 т; грузоподъемность вагона 40 т; нагрузка от оси на рельс 19,4 т; нагрузка на 1 пог. м пути 6,4 т.

Четырехосная цистерна п. с. 45 т для перевозки сжиженных газов — по чертежам Ждановского завода имени Ильича 1952 г. Рама вагона — типовая от 50-тонной нефтебензиновой цистерны, металлическая сварная. Штампованные опоры для котла и средние лапы имеют свои радиусы для котла. Котел сварной конструкции состоит из пяти поперечных обечаек из листов длиной 1700 мм и толщиной 18 мм и двух штампованных днищ толщиной 22 мм. Днища — составные из двух половинок, сварные. Сварка листов котла — стыковая автоматическая с раскромом кромок. В его верхней части имеется смотровой люк диаметром 500 мм, закрываемый крышкой посредством четырех накидных болтов с барашками.

Крышка люка имеет ручку и шарнирно связана с горловиной лаза. Котел оборудован манометром, термометром, предохранительным клапаном и указателем уровня налива жидкости.



Фиг. 346. Четырехосная 40-тонная цистерна для перевозки хлора.



Фиг. 347. Четырехосная 45-тонная цистерна для перевозки сжиженных газов.

Снаружи котел кругом покрыт изоляцией из шевелина; толщина изоляции 70—100 мм; она прибита к деревянным планкам и защищена от внешних повреждений металлическим кожухом из железа толщиной 1,0 мм, стыки листов которого перекрываются обручами. Кругом колпака сверху установлена рабочая площадка, металлическая на кронштейнах, с ограждением ее перилами, а сбоку с двух сторон котла к площадке примыкают лестницы. С одного конца рамы установлена тормозная будка закрытого типа деревянно-металлической конструкции. Будка оборудована боковыми подножками и перилами, дверями, кондукторским сиденьем откидного типа, вентилятором и окнами.

Рама вагона опирается на две двухосные типовые тележки грузовых вагонов; цистерна оборудована автосцепкой и буферами, автоматическим и ручным тормозами и тормозной площадкой с будкой закрытого типа. Вагон вписан в габарит № 1-В.

Х а р а к т е р и с т и к а в а г о н а : длина по осям автосцепки 12 220 мм; длина рамы 11 000 мм; база вагона 7120 мм; длина котла 10 100 мм; диаметр котла внутри 2800 мм; емкость котла 63,5 м³; грузоподъемность вагона 45 т; высота от головки рельса до оси автосцепки 1050 мм, до средней осевой линии котла 2710 мм, до верха вагона 5010 мм.

Диаметр кожуха с изоляцией снаружи 2 973 мм; длина кожуха с изоляцией 10 196 мм; тара вагона 31,4 т; нагрузка от оси на рельс 19 т; нагрузка на 1 пог. м пути 6,25 т. Весовые нагрузки ориентировочные.

Четырехосная цистерна п. с. 50 т для перевозки сжиженного пропана — по чертежам Ждановского завода имени Ильича. Рама вагона клепано-сварной конструкции типовая от 50-тонной нефтяной цистерны. Котел сварной конструкции состоит из пяти поперечных обечаек из листов толщиной 28 мм и двух днищ толщиной 32 мм. Сварка — автоматическая дуговая, с раскроем кромок листов. В остальном вся арматура и дополнительные устройства для слива и налива продукта те же, что и в цистерне для сжиженных газов.

Для защиты котла от перегрева прямыми солнечными лучами в верхней части его поставлена защита в виде металлического кожуха на половину диаметра котла с воздушным промежутком между ними 50 мм (фиг. 347).

Котел рассчитан на рабочее давление 20 ат; испытательное давление 30 ат; рабочую температуру 50°С. Слив продукта — принудительный, выталкиванием внутренним давлением газа, производится через три сливные трубы, которые наверху колпака оканчиваются вентилями и присоединительными устройствами для приемных труб.

Крепление котла на раме вагона — типовое, двумя хомутами с каждого конца, над шкворневой балкой. Рама вагона опирается на две типовые тележки грузовых вагонов. Цистерна оборудована автосцепкой и буферами и пневматическим тормозом системы Матросова.

Х а р а к т е р и с т и к а в а г о н а: длина вагона по осям сцепления автосцепок 12 020 мм; длина рамы 10 800 мм; база вагона 7120 мм; высота от головки рельса до оси автосцепки 1047 мм, до оси котла 2558 мм, до верха цистерны 4628 мм; длина котла снаружи 10 100 мм; диаметр котла внутри 2600 мм; длина кожуха теневой защиты 10 200 мм; емкость котла 52,7 м³; тара вагона 28 т; нагрузка от оси на рельс 19,5 т; нагрузка на 1 пог. м пути 6,5 т; грузоподъемность вагона 50 т.

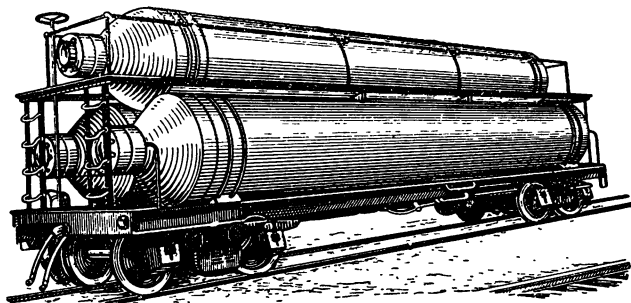
Для перевозки газов и жидких продуктов, находящихся под большим собственным давлением, применяются два типа цистерн: I тип — с цельнокованными котлами большой емкости диаметром до 1500 мм и толщиной стенок от 20 до 30 мм, монтируемыми на раме вагона в количестве от 1 до 3 шт. В этих котлах допускается приварка днищ при помощи газовой сварки с последующей тщательной кузнечной проковкой сварных швов. Изготовление таких котлов требует тяжелого специального кузнечно-прессового оборудования. II тип — с цилиндрами-резервуарами небольшой емкости диаметром 600—800 мм и толщиной стенок до 16 мм, устанавливаемыми поперек вагона на раме в один или несколько рядов по высоте. Число цилиндров определяется по расчету.

К цистернам I типа следует отнести показанную на фиг. 348 четырехосную цистерну емкостью 70 м³ для перевозки сжиженных газов.

На раме обычной цистерны смонтированы три котла цельнокованной конструкции. В них перевозится газ, сжимаемый под давлением 380 ат.

Следует отметить еще четырехосную цистерну, используемую для перевозки хлора, сгущенного под высоким давлением (фиг. 349). На платформе размещено 15 резервуаров общей емкостью 60 000 л. Каждый резервуар имеет свой запорный механизм, но приключен к общей сети, через которую производится налив и слив продукта. В резервуарах можно перевозить и другие газы, сгущенные под давлением 100—120 ат. Преимущества этой цистерны перед описанной выше цистерной — простота и более низкая стоимость изготовления небольших сварной конструкции баллонов.

Четырехосная цистерна п. с. 50 т для перевозки аммиака (фиг. 350) строится на базе четырехосной цистерны п. с. 50 т с ручным



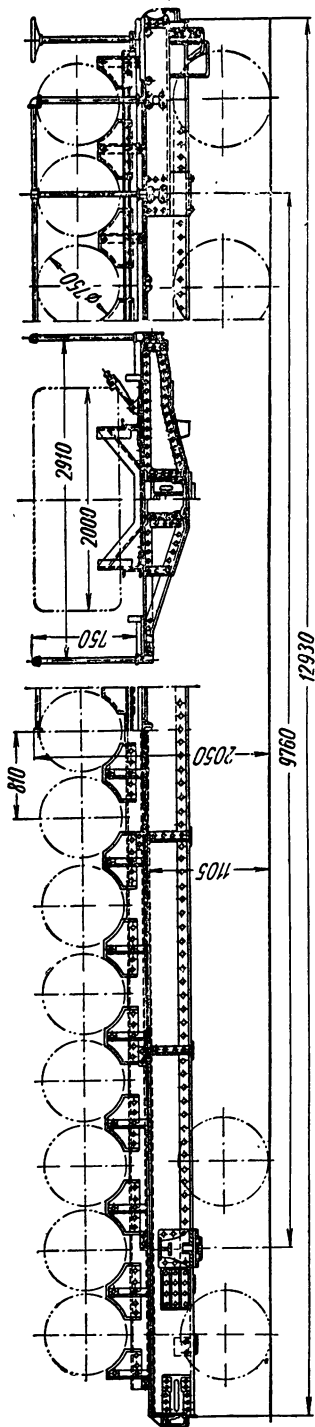
Фиг. 348. Четырехосная цистерна емкостью 70 м³ для перевозки сжиженных газов под давлением до 380 ат.

тормозом для перевозки обычных продуктов. Котел снаружи изолирован и имеет защитный кожух из листового железа толщиной 1 мм. На днище колпака расположены горловина люка для налива продуктов с крышкой, выпускные клапаны и сливные трубы.

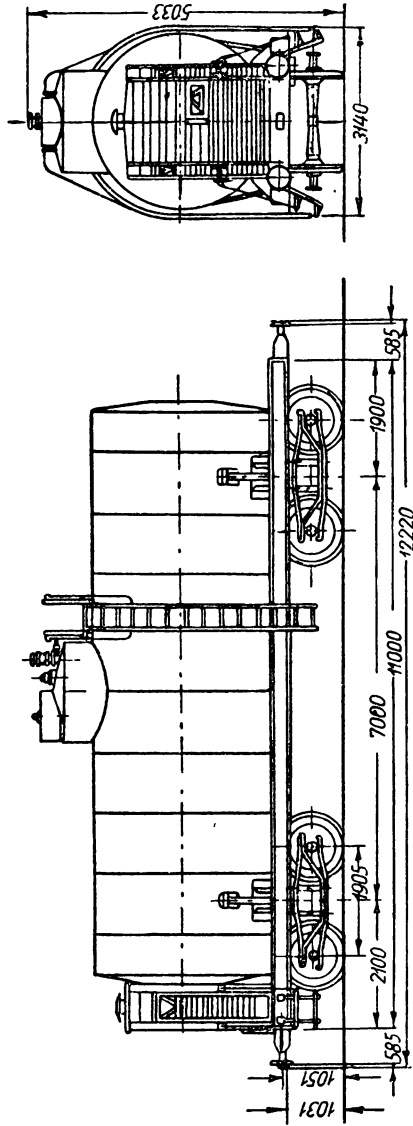
Слив продукта производится под вакуумом принудительно, так же как и в цистерне для перевозки светлых продуктов.

Х а р а к т е р и с т и к а в а г о н а с р у ч н ы м и а в т о м а т и ч е с к и м т о р м о з а м и , а в т о с ц е п к о й и б у ф е р а м и: длина по оси сцепления автосцепки 12 220 мм; длина рамы 11 000 мм; база вагона 7000 мм; наружная длина котла 9900 мм (с изоляцией) и 9600 мм (без изоляции); внутренний диаметр котла 2600 мм, наружный диаметр котла (с изоляцией) 2900 мм; тара вагона 25 т; грузоподъемность 50 т; нагрузка от оси на рельс 18,75 т; нагрузка на 1 пог. м пути 6,13 т; наибольшая ширина вагона 3140 мм, наибольшая высота 5033 мм.

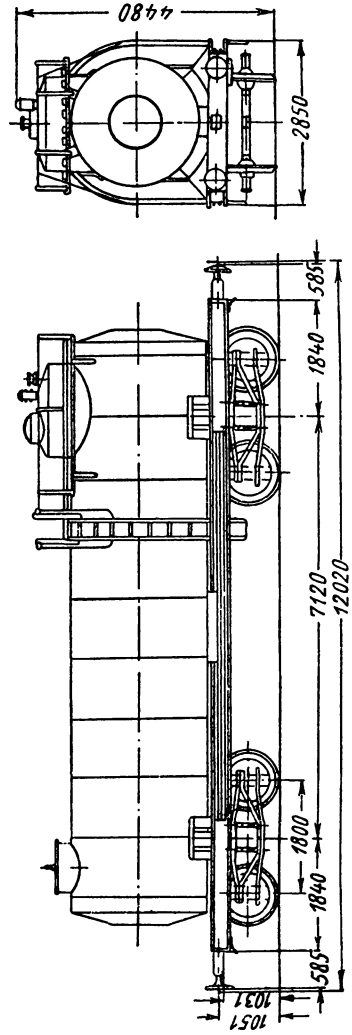
Ходовые части — двухосные тележки с базой 1905 мм, осями типа III и колесами диаметром 1050 мм.



Фиг. 349. Четырехосная цистерна с отдельными резервуарами общей емкостью 60 000 л для перевозки сгущенного хлора или газов под давлением до 120 ат.



Фиг. 350. Четырехосная 50-тонная цистерна для перевозки аммиака.



Фиг. 351. Четырехосная 50-тонная цистерна для перевозки олеума.

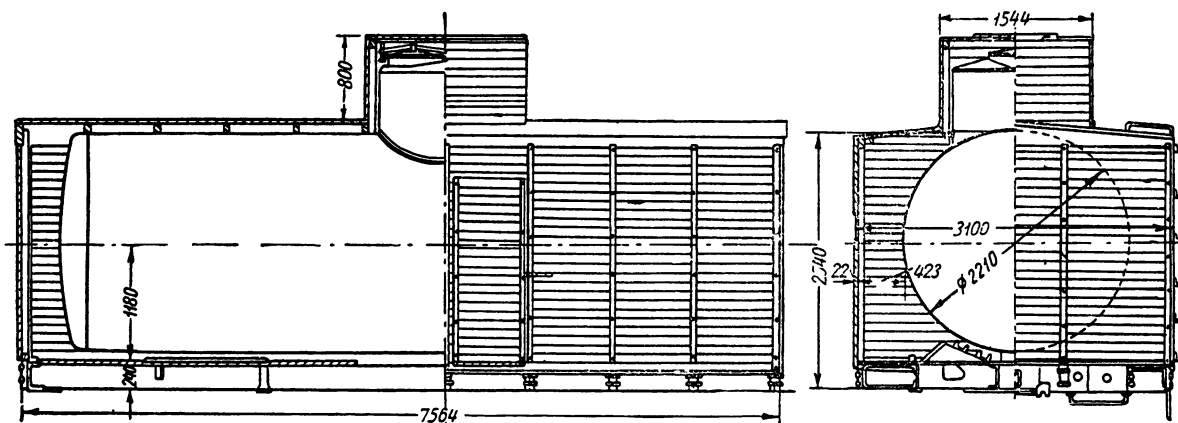
Четырехосная цистерна для перевозки олеума¹ по чертежам ЦВКБ Главтрансмаша (фиг. 351). Котел, соединенный с рамой, опирается на две двухосные тележки с колесами диаметром 950 мм и базой, равной 1800 мм. Рама сварной конструкции состоит из хребтовой балки (швеллеры № 30, перекрытые сверху накладкой), шкворневых и буферных балок, подбрюшин котла и средней опоры для котла. Котел крепится к шкворневым балкам четырьмя стяжными хомутами — по два хомута на каждую балку.

Хомуты изготавливаются из полосового железа сечением 80×10 мм, наконечники — из круглого железа диаметром 40 мм.

малого люка — усилить вентиляцию котла во время его осмотра и ремонта. На колпаке его установлены предохранительный клапан, регулирующий давление в котле, и один вакуумный клапан.

Для подъема к люку котла и к сливным приборам с каждой стороны котла имеется лестница, а наверху — помост, состоящий из металлической рамки, покрытой досками.

Для того чтобы перевозимая в цистерне жидкость зимой не замерзала, применяется изоляция всего котла из шевелина толщиной 200 мм на котле цистерны и толщиной 150 мм на колпаке. Шевелин прикрепляют сверху к котлу деревянными брусками сечением 60×60 мм.



Фиг. 352. Двухосная цистерна для перевозки спирта в кузове крытого вагона.

Котел состоит из пяти сваренных между собой обечаек толщиной 10 мм и длиной 1800 мм, нижнего броневых листа сечением 12×1800 мм и штампованных днищ толщиной 12 мм.

Для более полного слива жидкости котлу придан наклон в одну сторону. На этой стороне установлен колпак с внутренним диаметром 1800 мм. Толщина стенок и днища колпака 8 мм.

Котел в нижней части, в середине под люком, имеет поддон, где устанавливается сливная труба. Верхний конец трубы через специальный фланец выходит наружу и оканчивается вентиляционным краном, к которому присоединяются наливные и сливные планги. В верхней части колпака имеются два люка — большой и малый. Большой люк (с крышкой на откидных болтах) открывает доступ в котел для осмотра и ремонта; на крышке этого люка помещается прибор для замера уровня жидкости. Назначение

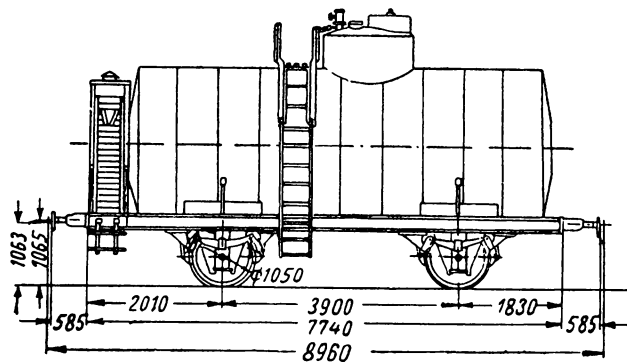
Сверху изоляцию покрывают кожухом из железа толщиной 1 мм. Стыки листов перекрываются обручами из полосовой стали сечением 2×60 мм.

Вагон оборудован автосцепкой и буферами, ручным и пневматическим тормозами или только пневматическим тормозом. Конструкция рамы и котла — сварная.

Х а р а к т е р и с т и к а в а г о н а: длина по осям сцепления автосцепки 12 020 (12 420 мм) длина рамы 10 800 (11 200) мм; база вагона 7120 мм; наружная длина котла с изоляцией 10 000 мм; без изоляции 9600 мм; внутренний диаметр котла 1890 мм; наружный диаметр с изоляцией 2290 мм; полезный объем котла 26 м³; тара цистерны около 24 (24,7) т; подъемная сила 50 т; нагрузка от оси на рельс 18,5 (18,7) т; нагрузка на 1 пог. м пути 6,17 (6,0) т. Наибольшая ширина вагона 2850 мм, а высота от головки рельса 4480 мм. В скобках даны размеры для вагона с ручным тормозом. Вагон вписан в габарит № 0.

¹ Олеум — смесь серной и азотной кислот.

Двухосная цистерна для перевозки спирта — по чертежам ЦВКБ ВОВАТ (фиг. 352). Котел (от двухосной цистерны п. с. 16,5 т) смонтирован на металлической раме. Для безопасности перевозок (предотвращение умышленного вскрытия люков, предохранение от огня) котел покрывают деревянным кузовом по типу двухосных 20-тонных грузовых вагонов. С одной боковой стороны вагона имеется одностворчатая дверь, открывающаяся наружу. Над колпаком цистерны сделана надстройка с крышкой для доступа к люку котла.



Фиг. 353. Двухосная 25-тонная цистерна для перевозки аммиака.

Сбоку вагона укреплены ступеньки, всдушие на крышу. Дверь и крышка надстройки запираются и пломбируются.

Длина рамы, база, высота от оси буферов до головки рельса те же, что у двухосной цистерны п. с. 16,5 т. Наибольшие размеры кузова вагона: длина 7610 мм; ширина 3100 мм, высота 2460 мм. Высота от головки рельса до верха надстройки 4340 мм. Грузоподъемность вагона 16,5 т.

Двухосная цистерна п. с. 25 т для перевозки аммиака (фиг. 353) строится на базе двухосной цистерны п. с. 25 т с ручным тормозом, предназначенной для перевозки обычных продуктов. Котел снаружи изолирован и имеет защитный кожух из листового железа толщиной 1 мм. На днище колпака расположены горловина люка для налива продуктов с крышкой, а также выпускные клапаны и сливные трубы. Слив продукта производится так же, как из цистерны для перевозки светлых продуктов, т. е. высасыванием.

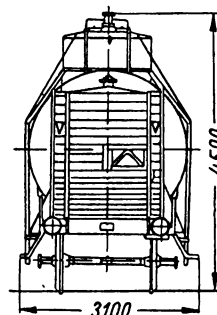
Характеристика вагона с ручным и автоматическим тормозами, автосцепкой и буферами: длина по осям сцепления автосцепки 8960 мм; длина рамы 7740 мм; база вагона 3900 мм; размеры котла: наружная

длина 6740 мм (без изоляции) и 7040 мм (с изоляцией), внутренний диаметр 2200 мм, наружный диаметр (с изоляцией) 2512 мм; тара вагона 13,5 т; грузоподъемность вагона 25 т; емкость котла 25 м³; нагрузка от оси на рельс 19,25 т; нагрузка на 1 пог. м пути 4,3 т; наибольшие размеры вагона: ширина 3100 мм; высота 4500 мм.

Ходовые части — оси типа III и колеса диаметром 1050 мм. Рессорное подвешивание одинарное, рессоры листовые.

Двухосная цистерна для перевозки битумов—

по чертежам ЦВКБ ВОВАТ. В этой цистерне использованы рама, котел, ходовые части, упряжные и буферные приборы от двухосной цистерны п. с. 25 т. Изменениям подвергся только котел, так как при перевозках битума необходимо обеспечить сохранение его консистенции, которая зависит от температуры. При тем-



пературе ниже +85° битум становится настолько густым, что не сливается из котла.

Цистерна покрыта многослойной изоляцией. Первый слой толщиной 45 мм состоит из трепела, в который входит 30% асбестита и 70% инфузальной земли. Этот слой обложен мешковиной, покрытой жидким стеклом. Поверх мешковины укреплены деревянными планками девять слоев шевелина суммарной толщиной 100 мм. Вся изоляция обшита железом с весом листа 4,5 кг. Благодаря такой изоляции предотвращается охлаждение подогретого при наливке до 200° битума в течение довольно длительного периода (до 10—15 дней) при наружной температуре до —35°.

Помимо изоляции, которой покрывается также крышка люка, внутри котла по его дну прокладываются змеевик из 2" труб, с общей поверхностью нагрева 20 м². При необходимости по этим трубам пропускается пар для обогрева битума.

Трубы ставятся с некоторым уклоном по движению пара, что обеспечивает отвод конденсационной воды.

Сливной патрубков во время слива битума подогревается паром. Сливной аппарат такой же, как у нефтяной цистерны.

Грузоподъемность вагона 25 т. По габаритным размерам вагон не отличается от двухосной цистерны п. с. 25 т. Исключение составляет наружный диаметр котла (2552 мм с изоляцией) и длина котла (7310 мм с изоляцией).

Четырехосная цистерна для перевозки битумов — по чертежам ЦВКБ ВОВАТ. Это обычная четырехосная нефтяная цистерна емкостью 50 м³, снабженная изоляцией и змеевиком подобно конструкции 25-тонной битумной цистерны. По габаритным размерам она отли-

чается от 50-тонной цистерны только наружным диаметром котла (2890 мм с изоляцией) и длиной котла (10 020 мм с изоляцией).

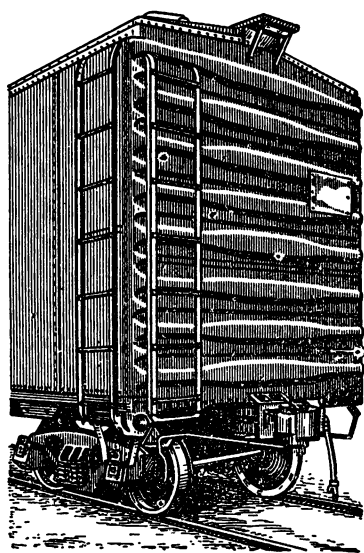
В эксплуатации цистерн для перевозки битума имеют место случаи, когда вследствие нарушения плотности в узлах соединения труб змеевиков внутрь последних затекает битум и прекращает доступ пара для обогрева. Поэтому в настоящее время для перевозки битума применяют специального типа вагоны-самосвалы с опрокидывающимися бункерами.

ГЛАВА XXIII

КРЫТЫЕ ВАГОНЫ

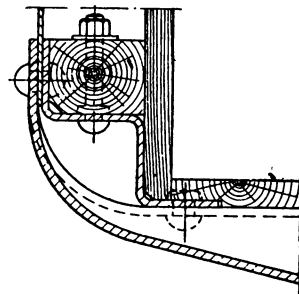
Крытый вагон состоит из нижней рамы (несущей или связанной конструкции), которая опирается на ходовые части — оси или тележки и расположенного на раме кузова. В металли-

У крытых вагонов цельнометаллической конструкции с несущими кузовами наружную обшивку делают из стальных листов толщиной до 3 мм на лобовых стенках и толщиной до 6 мм на торцевых стенках. Листы во многих случаях выполняются с штампованными поперечными ребрами (гофрами) жесткости (фиг. 354). Они имеют отогнутые края для соединения их со стойками вагона. В целях более удобного ремонта переднего листа кузова (в случае его изгиба при аварии) соединение с угловыми стойками часто делается на заклепках (фиг. 355). Торцевая стенка по высоте состоит из нескольких таких штамповок, соединенных между собой сваркой или заклепками. Кроме основных гофр глубиной от 76 до 102 мм,



Фиг. 354. Торцевая стенка с горизонтальными гофрами цельнометаллического крытого грузового вагона.

чекских вагонах новейших типов остов кузова обычно выполняется из стоек и раскосов, образующих боковые и лобовые несущие фермы; в вагонах более ранней постройки остои состоят только из стоек (деревянных и металлических), воспринимающих лишь распирающие усилия при перевозке насыпных грузов. Стенки кузова образуются внутренней деревянной обшивкой остова.



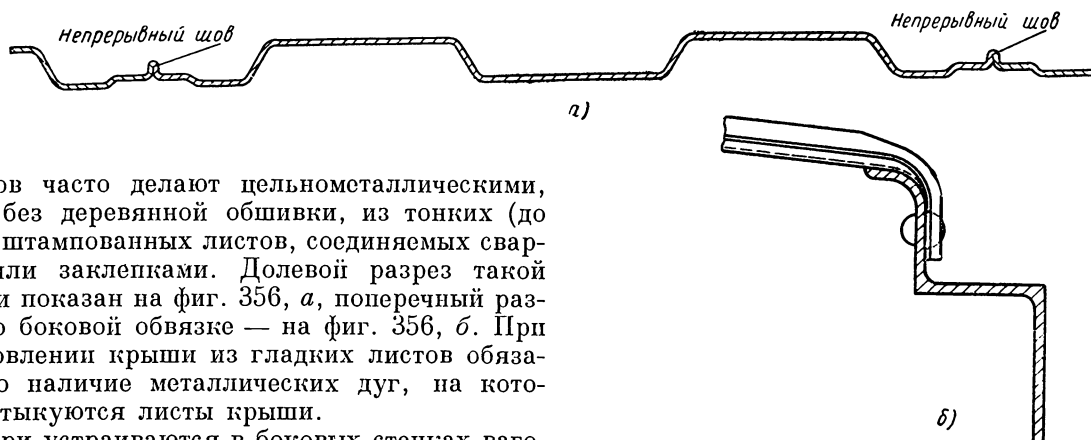
Фиг. 355. Узел соединения обшивки боковой и лобовой стенок на угловой стойке кузова цельнометаллического крытого вагона.

устраиваются еще промежуточные гофры — концевые, охватывающие угловые стойки. Эти гофры, работающие на сжатие, создают равномерную жесткость по всей поверхности стенки. Закругленные углы придают вагону обтекаемую форму.

У крытых вагонов, предназначенных для перевозки автомобилей, с одного торца кузова имеется открывающаяся наружу двухстворчатая дверь, занимающая всю ширину кузова. Створки подвешены к угловым стойкам на петлях. Специальным устройством дверь в средней части запирается с верхней торцевой обвязкой

и буферной балкой, что дает возможность перевозить в этих вагонах также насыпные и навалынные грузы. Запорное устройство и вся конструкция двери таковы, что сообщают кузову, груженному такими грузами, необходимую поперечную устойчивость.

Крыша крытого вагона состоит из поперечных дуг (деревянных и металлических), соединяющих боковые стойки кузова и покрытых деревянной обшивкой. Поверх обшивки укладывается кровельное железо, которое крепится к деревянным дугам на клеммерах. Боковые карнизы крыши усиливаются более толстым (1—1,5 мм) железом, подкладываемым в виде узкой полосы (подрамника) под кровлю. Крыши



вагонов часто делают цельнометаллическими, т. е. без деревянной обшивки, из тонких (до 2 мм) штампованных листов, соединяемых сваркой или заклепками. Долевой разрез такой крыши показан на фиг. 356, а, поперечный разрез по боковой обвязке — на фиг. 356, б. При изготовлении крыши из гладких листов обязательно наличие металлических дуг, на которые стыкуются листы крыши.

Двери устраиваются в боковых стенках вагонов, обычно по одной с каждой стороны (в длинных вагонах — две с каждой стороны). С концов боковых стен вверху имеются люки для погрузки и разгрузки зерна. При переоборудовании вагона под людские перевозки в люки вставляются оконные рамы.

Основное назначение крытых вагонов — перевозка грузов, которые необходимо оберегать от атмосферных воздействий. К этим грузам относятся сыпучие — зерно, а также овощи, фрукты; штучные предметы широкого потребления — обувь, мануфактура и др.; живность, рыба и т. п. Следовательно, конструкция крытых вагонов должна обеспечивать достаточную герметичность укрытия грузов и наибольший объем кузова. Второе требование обусловлено тем, что грузы, перевозимые в массовых количествах в крытых вагонах, имеют небольшой удельный вес.

На базе рамы и кузова крытых вагонов при незначительных конструктивных изменениях строятся вагоны для перевозки специальных грузов — скота, живой рыбы, птицы, фруктов и т. п.

§ 73. ВАГОНЫ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

Четырехосный крытый вагон п. с. 50 т унифицированного типа 1941 г. — по чертежам Уральского вагоностроительного завода (фиг. 357). Рама вагона связанного типа состоит из хребтовых и боковых продольных балок и балок поперечных — буферных, шкворневых и промежуточных. Хребтовая балка изготовлена из двух швеллеров № 30, перекрытых накладкой из полосы сечением 550×6 мм. В вагонах, выпускаемых с 1948 г., хребтовая балка состоит из двух специальных зетов сечением 306×175×120×11 мм и площадью (зета) 75 см². Верхние полки зетов, поставленных П-образно,

Фиг. 356. Металлическая штампованная обшивка крыши крытого вагона:

а — разрез вдоль по оси вагона; б — поперечный разрез по боковой обвязке кузова.

соединены между собой по всей длине сварным швом. Нижние полки зетов повернуты наружу и служат для снижения центра тяжести хребтовой балки. Боковые балки представляют собой швеллеры № 20 с уширенной верхней полкой, на которой закрепляются концы досок пологого настила. Буферная балка — швеллер № 30, армированный верхней и нижней накладками в вагонах первого выпуска; в более поздних конструкциях — составная сварная из трех листов или штампованно-сварная из одного-двух листов. Шкворневая и промежуточные балки состоят из вертикальных и горизонтальных листов. Половой настил сделан из досок толщиной 48 мм, уложенных поперек рамы.

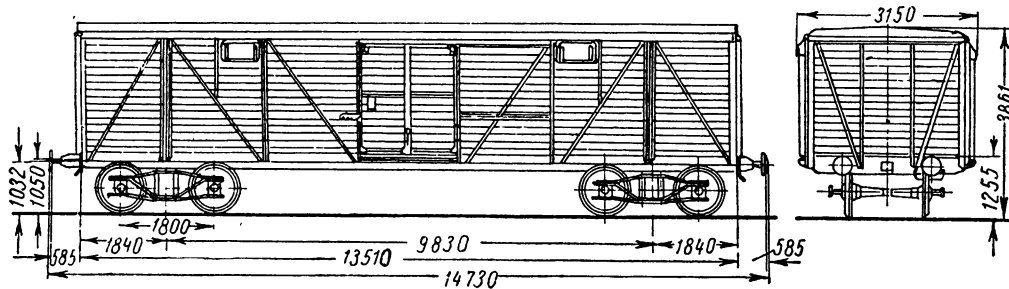
Каркас боковых стенок состоит из угловых, шкворневых, промежуточных и дверных стоек и раскосов, из зетов № 8 и угольников сечением 90×90×12 мм, а каркас торцевых стенок —

из средних стоек и раскосов (угловые стойки относятся к боковым фермам). Нижней обвязкой для бокового и торцевого каркасов ферм служат соответственно боковой швеллер рамы и буферный брус. Верхняя обвязка ферм состоит из балок зетового сечения № 10.

Боковые и торцевые каркасы покрыты внутренней деревянной обшивкой толщиной внизу 40 мм, сверху 22 мм, а крыша — наружной обшивкой толщиной 22 мм. Обшивка крыши покрыта кровельным железом с весом листа 5 кг. В боковых стенах кузова имеется по одной двери (отодвигаемой в одну сторону) и по два люка с металлическими крышками. Каркас

пола 1255 мм, до оси автосцепки 1032 мм, до оси буферов 1050 мм, до верха кузова 3861 мм; площадь пола 36,9 м²; высота кузова внутри: по боковой стенке 2431 мм, до люка 1905 мм; полезный объем вагона 89,8 м³; тара вагона 21,9 т; грузоподъемность 50 т; нагрузка от оси на рельс 18 т; нагрузка на 1 пог. м пути 4,88 т.

Вагон с ручным тормозом имеет с одного конца рамы удлиненную консоль, на которой расположена тормозная площадка закрытого типа с винтом ручного тормоза и сиденьем для тормозильщика. Длина вагона по осям автосцепки 15 350 мм; длина рамы



Фиг. 357. Четырехосный 50-тонный крытый вагон унифицированного типа 1941 г.

двери — сварной; к нему на болтах прикреплена деревянная обшивка. Запорное приспособление дверей состоит из накладной планки и крюка.

Крыша вагона — съемная. Это сделано по технологическим соображениям (для возможности ее комплектной сборки вне главного потока). Она соединяется с верхними обвязками боковых ферм и фрамуг (верхних металлических листов) торцевых стен болтами. В крыше посередине имеется печная разделка, в нормальном положении заглушенная. Специальные устройства внутри кузова позволяют быстро приспособить вагон под различные виды перевозок — хлебные, людские и др.

Кузов и рама вагона — сварной конструкции. Ходовые части — две двухосные типовые тележки с осями типа III. База тележки 1800 мм. Вагон оборудован автосцепкой и буферами, а также ручным и пневматическим тормозами или только пневматическим тормозом.

Характеристика вагона без ручного тормоза: длина по осям автосцепки 14 730 мм; длина рамы 13 510 мм; база вагона 9 830 мм; длина вагона внутри 13 430 мм; ширина вагона внутри 2 750 мм, снаружи 3 150 мм; ширина дверного проема 1 830 мм; высота от головки рельса до уровня

14 130 мм; длина тормозной площадки 620 мм; тара вагона 22,8 т; нагрузка от оси на рельс 18,18 т; нагрузка на 1 пог. м пути 4,74 т.

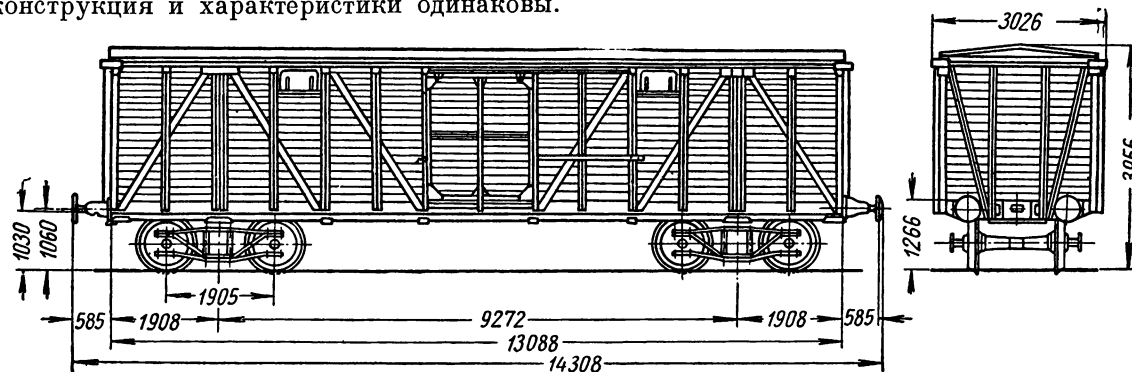
Четырехосный крытый вагон п. с. 60 т типа 1952 г. — по чертежам Алтайского вагоностроительного завода. Конструкция этого вагона разработана Калининским вагоностроительным заводом на базе 50-тонного крытого вагона Уральского вагоностроительного завода и имеет с последним одинаковые геометрические размеры и все унифицированные узлы, кроме крыши. В узлах соединения элементов боковых ферм уменьшены эксцентриситеты несовпадения осей раскосов и поясов фермы и развиты косынки. Более правильное расположение деталей в узлах позволило повысить грузоподъемность вагона до 60 т.

Крыша вагона — несъемная; боковые продольные обвязки крыши (из угольников 60 × 60 × 6 мм) и фрамуги торцевых частей ее (из листов толщиной 4 мм) приварены к верхним обвязкам боковых и торцевых стенок. Дуги крыши из швеллеров № 8 приварены к боковым обвязкам. К ним на болтах укреплены деревянные поперечные дуги и продольные бруски карниза, к которым на гвоздях крепится деревянная обшивка крыши толщиной 22 мм. К последней на клеммах крепятся листы

металлической кровли, соединяемые между собой в двойной замок, а вдоль продольных брусков — листы дополнительно крепятся к подрамнику толщиной 1 мм.

Этот вагон имеет одинаковую с 50-тонным крытым вагоном тару 22 т.

Нагрузка от оси колесной пары на рельс 20,5 т, нагрузка на 1 пог. м пути 5,67 т. В остальном их конструкция и характеристики одинаковы.



Фиг. 358. Четырехосный 50-тонный крытый вагон типа 1928 г. Брянского завода.

Четырехосный крытый вагон п. с. 50 т типа 1928 г. — по чертежам Брянского паровозостроительного завода (фиг. 358). Металлический каркас кузова отличается от предыдущего большим количеством промежуточных стоек на боковой ферме, а также раскосами, которые сделаны из полосового железа. Рама вагона состоит из хребтовой балки (два швеллера № 30 с вертикальной накладкой), боковых балок (швеллеры № 20 с верхней полкой шириной 100 мм) и балок поперечных — буферных, шкворневых и промежуточных, изготовленных из штампованных диафрагм и верхних и нижних накладок. Конструкция рамы и кузова — клепаная. Крепление деревянной обшивки стен и крыши, как и крепление пола, выполнено на болтах. Толщина боковой обшивки вверху 22 мм, внизу 40 мм, крыши 22 мм, толщина досок пологого настила 48 мм.

Вся арматура вагона — типовая от 50-тонного вагона сварной конструкции (см. фиг. 357). Вагон оборудован автосцепкой и буферами, а также ручным и пневматическим тормозами или только пневматическим тормозом.

Х а р а к т е р и с т и к а в а г о н а¹: длина по осям сцепления автосцепки 14 308 (15 058) мм;

¹ Здесь и в дальнейших характеристиках основные данные относятся к вагонам, оборудованным только пневматическим тормозом, а данные, заключенные в скобки, — к вагонам с пневматическим и ручным тормозами.

длина рамы 13 088 мм; база вагона — 9272 мм; длина вагона внутри 13 000 мм; длина тормозной площадки — 750 мм; ширина вагона снаружи 3026 мм, внутри 2750 мм; высота кузова вагона внутри: по боковой стенке 2 500 мм, до люка 1960 мм; высота от головки рельса до оси автосцепки 1030 мм, до оси буфера 1060 мм, до верха вагона 3956 мм, до уровня пола 1266 мм;

площадь пола 35,75 м²; полезный объем кузова 39,40 м³; тара вагона 23,40 (24,20) т; грузоподъемность 50 т; нагрузка от оси на рельс 18,35 (18,55) т; нагрузка на 1 пог. м пути 5,13 (4,93) т.

Ходовые части вагона — две двухосные типовые тележки с осью типа III и колесами диаметром 1050 мм. База тележки 1905 мм.

Двухосный крытый вагон п. с. 20 т (фиг. 359). Рама вагона, стойки кузова (боковые и торцевые), верхняя обвязка и дуги крыши — металлические. Каркас кузова и рама — клепаной конструкции. Обшивка кузова и крыши — деревянная толщиной 22 мм; толщина досок пола 45 мм. Так как на боковых стенках кузова отсутствуют раскосы, несущим элементом является рама вагона, состоящая из хребтовой балки и балок боковых и поперечных (из швеллеров).

Торцевые стенки имеют и стойки и раскосы из профиля углового сечения, предохраняющие кузов от поперечных перекосов. В каждой боковой стенке имеется по одной подвижной двери и по два люка. Запорные устройства дверей и люков, а также внутреннее оборудование вагона — типовые от 50-тонных вагонов.

Вагон оборудован ручным и пневматическим тормозами или только пневматическим тормозом, а также автосцепкой и буферами (часть вагонов имеет винтовую несквозную упряжь). Торможение — двустороннее. Рессорное под-

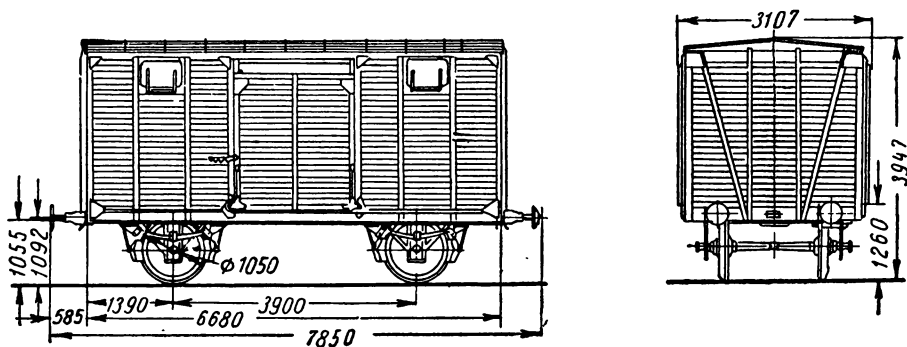
вешивание — одинарное. Рессоры — 13-листные из листов сечением 76×13 мм. Колесные пары имеют оси типа II и колеса диаметром 1050 мм.

Характеристика вагона: длина по осям сцепления автосцепки 7850 (8540) мм; длина рамы 6680 (7370) мм; база вагона 3900 мм; длина кузова внутри 6600 мм, ширина внутри 2750 мм, ширина вагона снаружи 3107 мм, высота от головки рельса до оси сцепления автосцепки 1055 мм, до оси буферов 1092 мм, до уровня пола 1260 мм, до верха кузова снаружи 3947 мм; высота кузова внутри: по боковой стенке 2500 мм, до люка 2040 мм; площадь пола 18,1 м²; полезный объем кузова 45,40 м³; тара вагона — 11,40 (12,10) т, нагрузка от оси на рельс 15,65 (16,05) т; нагрузка на 1 пог. м пути 3,96 (3,74) т.

Двухосный крытый вагон п. с. 15—16,5—18 т (фиг. 360). Рама вагона состоит из металлических боковых и буферных балок (из швеллеров) и деревянных поперечных, диагональ-

ных балок друг с другом — металлическими скобами и болтами. В боковых стенках имеется по одной деревянной задвижной двери и по два люка с металлическими дверцами. Внутреннее оборудование вагона и наружная арматура — типовые.

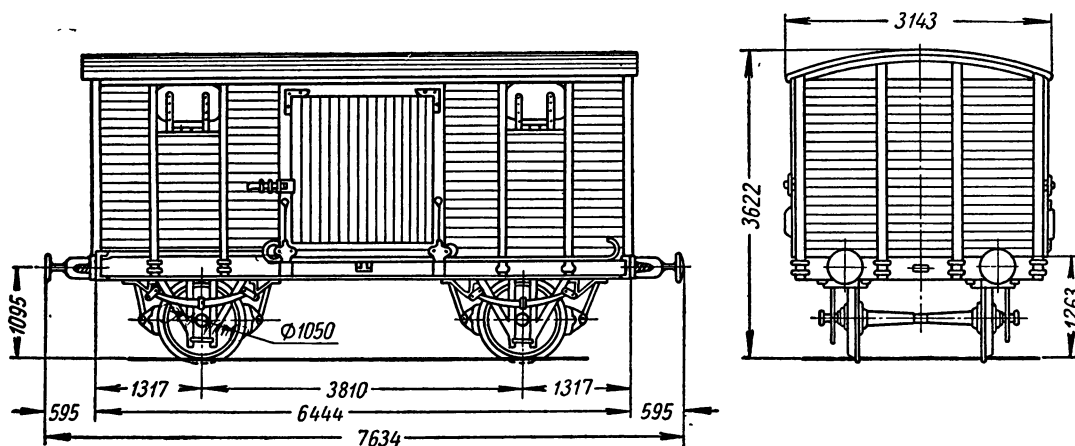
Вагон оборудован ручным и пневматическим



Фиг. 359. Двухосный 20-тонный крытый вагон.

тормозами или только пневматическим тормозом, винтовой сквозной упряжью и буферами. Рессорное подвешивание — одинарное. Рессоры — 11-листные из листов сечением 76×13 мм. Оси типа I. Диаметр колес 1050 мм.

Характеристика вагона: длина по буферам 7634 (8236) мм; длина рамы 6444



Фиг. 360. Двухосный 15—16,5—18-тонный крытый вагон.

ных и аппаратных брусев. Кузов — деревянный, безраскосной конструкции, крыша состоит из поперечных деревянных фрамуг и дуг, покрытых сверху деревянной обшивкой и кровельным железом весом 4,5 кг. Толщина обшивки стенок и крыши 22 мм, толщина досок пола 45 мм. Соединение металлических балок выполняется заклепками, а соединение деревян-

(7046) мм; база вагона 3810 мм; длина кузова внутри 6400 мм; ширина вагона снаружи 3143 мм; ширина кузова внутри 2743 мм; высота от головки рельса до оси буферов — 1095 мм, до уровня пола 1263 мм, до верха вагона 3622 мм; высота кузова внутри: до люка 1707 мм, по боковой стенке 2222 мм, площадь пола 17,56 м²; полезный объем кузова

39 м³; тара вагона 8,20 (8,60) т; нагрузка от оси на рельс 13,10 (13,30) т; нагрузка на 1 пог. м пути 3,43 т.

Первоначальная грузоподъемность вагона составляла 15 т, затем она была повышена до 16,5 т. В 1935 г. вагон был модернизирован, и в результате некоторого усиления рамы, рессорного подвешивания и осей его грузоподъемность была увеличена до 18 т (рессоры 13-листовые сечением 76×13 мм; оси типа I). С 1953 г. эти крытые вагоны проходят вторую модернизацию. В раме вагона устанавливается хребтовая балка, и он оборудуется автосцепкой СА-3. Деревянные поперечные балки рамы и деревянные стойки и обвязки кузова и дуги крыши заменяются на металлические. За счет этого грузоподъемность повышается до 20 т.

Четырехосный крытый вагон большой емкости цельнометаллический, сварной конструкции. Обшивка кузова — двойная; наружная металлическая, внутренняя — деревянная (толщиной 19 мм). В боковых стенках кузова имеется по одной задвижной двери; люков нет. Крыша одинарная металлическая, пол деревянный из досок толщиной 45 мм.

В конструкции рамы и кузова широко используется штамповка из листа и полосы. Листы крыши и обшивки кузова имеют гофры жесткости. Толщина листов: крыши 1,8 мм, боковых стен 1,6 мм, надверного пояса 3,7 мм, лобовых стен вверху 1,8 мм, внизу 3,7 мм. Толщина стоек кузова 3 мм, прочих деталей кузова от 3 до 4,5 мм; толщина деталей рамы от 4,5 до 8 мм.

Хребтовая балка состоит из двух зетовых балок высотой 320 мм с уменьшенной площадью сечения (144 см²). Боковые балки рамы — прокатные швеллеры.

Использование штамповки вместе с применением сварки позволило уменьшить вес тары вагона по сравнению с весом тары вагонов обычной конструкции на 1,1 т, или 5%. Емкость кузова (полезная) 110 м³.

Четырехосный крытый вагон (легкого веса) п. с. 45 т имеет цельнометаллическую сварную конструкцию; по длине и поперечному сечению кузова он имеет стандартные размеры и форму, обычные для крытых вагонов, и двойную обшивку стен (наружная — металлическая, внутренняя — деревянная, толщиной 19 мм.) Он является наиболее легким из крытых грузовых вагонов, построенных до сих пор, что достигнуто за счет изготовления его из низколегированных сталей (примерно типа СХЛЗ и СХЛ4) и широкого применения штамповки.

Хребтовая балка рамы вагона состоит из

двух зетов (прокатных) облегченного веса и уменьшенной площади поперечного сечения, равной для всей хребтовой балки 110 см². Эта площадь на 39% меньше площади сечения хребтовых балок стандартного вагона. Буферная балка цельнометаллическая, шкворневая балка состоит из двух сваренных встык штампованных боковых диафрагм. Все балки рамы не имеют накладок. Толщина элементов рамы от 4 до 6 мм.

Боковые стенки выполнены из штампованных стоек толщиной 4—6 мм и листов толщиной 1,6 мм. Лобовые стенки состоят только из листов, прикрепленных к угловым стойкам. Толщина нижнего листа 3,5 мм, верхнего 2 мм. Крыша сделана из листа толщиной 1,8 мм. Листы крыши и лобовой стенки имеют штампованные гофры. Надпятниковый лист усилен ребрами жесткости (как у вагонов обычной постройки), упорные кронштейны автосцепки как передние, так и задние (объединенные с надпятниковым усилением) приварены непосредственно к стенкам хребтовой балки. Скользуны и пятники несъемные и соединены с нижним листом шкворневой балки дуговой электросваркой.

Тара вагона 16,3 т. Этот вес на 4,3 т, или 21%, меньше веса стандартного вагона клепаной конструкции и на 3,2 т, или 16,8%, меньше веса вагона сварной конструкции, описанного выше (с одинаковой полезной емкостью кузова в 110 м³).

Четырехосный крытый вагон п. с. 60 т облегченного веса типа ОПК-3 — по чертежам Уралвагонзавода 1952 г. Он спроектирован на базе 50-тонного крытого вагона унифицированного типа этого же завода. Рама и каркас кузова сварной конструкции выполнены из углеродистой стали. Шкворневые, буферные и поперечные балки облегчены примерно на 25% за счет уменьшения толщин металла. Боковые балки — из специального профиля (типа швеллера) высотой 200 мм с шириной нижней полки 60 мм и верхней 10 мм.

Торцевые фермы кузова — безраскосные; раскосы и стойки боковых и торцевых стенок штампованные (углового и П-образного профиля) из листа толщиной 6 мм.

Дуги крыши штампованные (специального сечения) из листа толщиной 3—4 мм.

Обшивка крыши двойная: нижняя из вагонной обшивки толщиной 16 мм с креплением ее гвоздями к деревянным дуговым закладкам, а верхняя — металлическая из низколегированной стали марки СХЛ4 толщиной 2 мм с приваркой ее к дугам и обвязкам крыши.

Уменьшен эксцентриситет в узлах соединения стоек и раскосов боковых ферм с верхней и нижней обвязками.

За счет более рационального размещения металла и применения новых профилей и штамповки достигнуто снижение в весе тары вагона примерно на 1,1 т при одновременном увеличении грузоподъемности на 20% и увеличении срока службы верхнего покрытия крыши.

Х а р а к т е р и с т и к а в а г о н а. Грузоподъемность вагона 60 т; тара вагона 20,9 т; нагрузка от оси колесной пары на рельсы 20,2 т; нагрузка на 1 пог. м пути 5,48 т; в остальном характеристика и конструкция аналогичны 50-тонному крытому вагону.

§ 74. ВАГОНЫ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Четырехосный крытый вагон для перевозки крупного скота типа 1953 г. — по чертежам Уральского вагоностроительного завода (фиг. 361, см. вклейку). Рама, кузов и ходовая часть используются от 50-тонного (или 60-тонного) крытого вагона общего назначения. Деревянная обшивка пола и кузова — типовая; крыша изнутри грузового помещения имеет вторую обшивку толщиной 16 мм, воздушный промежуток между обшивками высотой 80 мм служит изоляцией вагона против охлаждения его зимой и нагревания летом. Доски пола до постановки на раму пропитываются антисептиком, крепление их типовое.

Скот размещается по обеим сторонам дверного проема и ставится поперек вагона, головами к одной боковой стене. С этой стороны внизу на полу вдоль вагона на кронштейнах укреплены металлические водопойные корыта, окрашенные водостойкой краской. Выше корыт на стенке укреплены деревянные решетчатые кормушки, верхняя обвязка которых поддерживается растяжками. Закладка кормов производится сверху.

В верхней части кузова у боковых стенок на кронштейнах установлены продольные металлические баки для хранения запасов воды, покрытые изнутри водостойкой краской. Снизу баки имеют трубы с кранами для подачи воды в корыта, около баков вдоль вагона проходит водопроводная двухдюймовая магистраль, концы которой выходят за торцевые стены и оканчиваются наконечниками и заглушками типа РОТ. Эта магистраль соединяется с источником водоснабжения при помощи гибких шлангов, имеющих на концах гайки РОТ. Шланги являются инвентарем вагона. Водяная маги-

страль соединена трубами с водяными баками.

На этой же стенке между кормушками и баками имеются вентиляционные люки.

На другой боковой стенке вагона в верхней части кузова вдоль укреплены полки для хранения сена и кормов. Ниже в стенке имеются четыре окна глухого типа.

В торцевых стенках кузова имеются одностворчатые двери, открывающиеся внутрь грузового помещения. Снаружи около дверей укреплены: на буферном бруске — откидной переходной металлический фартук из рифленого железа и на средних стойках торцевой стенки — ограждающие перила. Эти устройства обеспечивают сообщение между вагонами.

В верхней части торцевых стенок имеется по одному окну, открывающемуся наружу (типа откидных фрамуг). На всех окнах вагона установлены металлические решетки.

Боковые двери вагона — типовые, задвижные, с уплотнением. Кроме того, в каждом дверном проеме имеются деревянные двухстворчатые решетчатого типа внутренние двери.

Для спуска воды из баков при их переполнении (во время заправки вагона) служат сигнальные трубы, установленные около дверных стоек сбоку. Верхние концы труб входят в баки, а нижние выходят за раму.

Около торцевых дверей внутри кузова установлены дренажные трубы, оканчивающиеся сверху воронками.

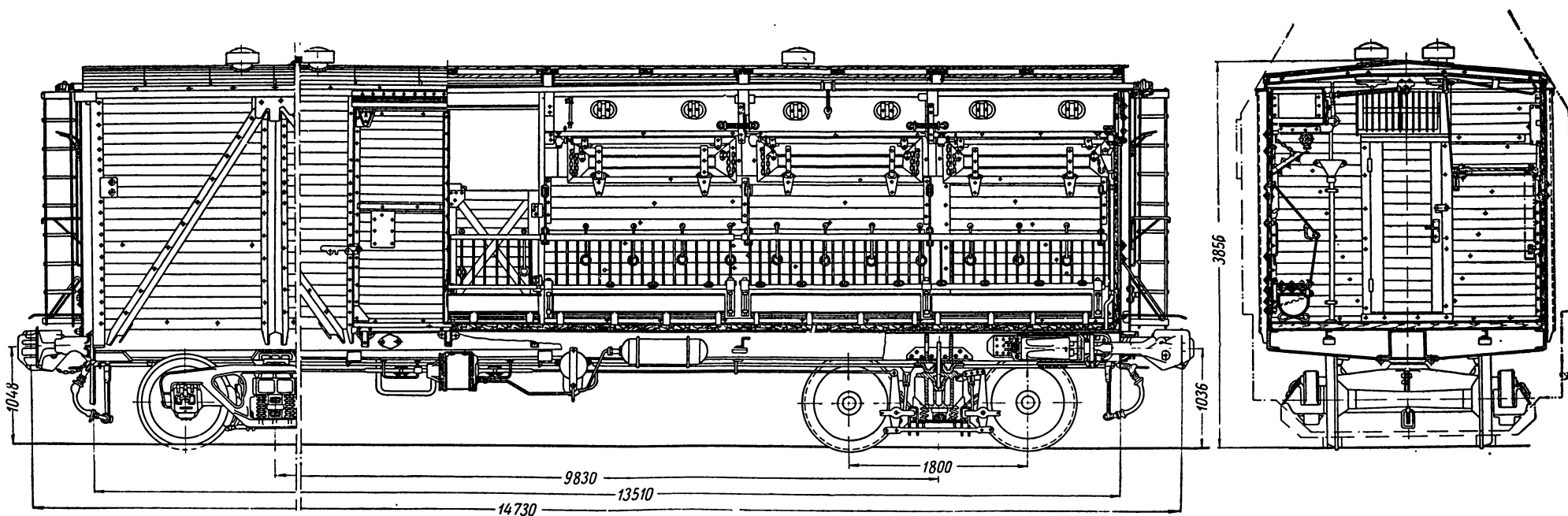
На торцевой стенке укреплена откидная лестница для влезания наверх (для соединения труб водяной магистрали).

Вентиляция вагона естественная вытяжная и осуществляется четырьмя типовыми дефлекторами (типа пассажирских цельнометаллических вагонов), которые устанавливаются на крыше в шахматном порядке.

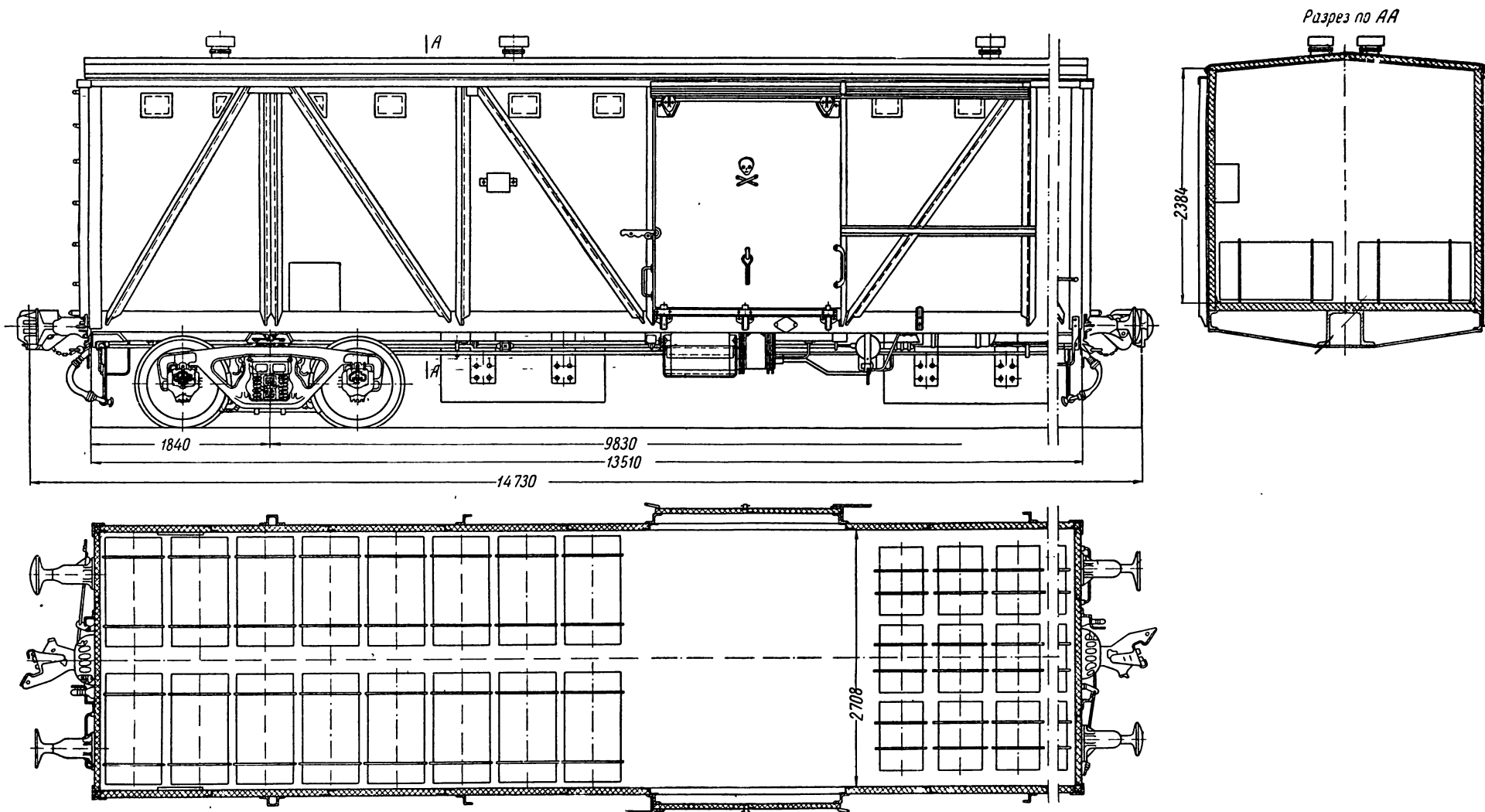
В средней части крыши (в дверном проеме) имеется типовая печная разделка для возможности установки в холодное время года печи сухого отопления.

Вагон оборудован автосцепкой, буферами и пневматическим тормозом; часть вагонов оборудуется дополнительно ручным тормозом и тормозной площадкой с крышей.

Х а р а к т е р и с т и к а в а г о н а. Длина вагона по осям сцепления автосцепок 14 730 (15 350) мм, длина кузова внутри 13 430 мм, ширина кузова внутри 2750 мм; площадь пола 36,9 м²; полезный объем вагона 89,2 м³; грузоподъемность вагона 30 т; тара вагона 28,2 (28,8) т; нагрузка от оси на рельсы 14,6 (14,7) т; нагрузка на 1 пог. м пути 3,95 (3,73) т.



Фиг. 361. Четырехосный крытый вагон типа 1953 г. для перевозки крупного скота.



Фиг. 362. Четырехосный крытый вагон для перевозки этиловой жидкости.

Часть вагонов должна оборудоваться отделением для проводника, сопровождающего груз; оно располагается с одного конца вагона за счет сокращения длины грузового помещения и отделяется от последнего поперечной деревянной стеной. В средней части стены имеется одностворчатая дверь.

В отделении проводника установлены: печь сухого отопления, стол, боковой диван —рундук, стул и другой инвентарь. В боковой стене имеется окно.

Характеристика этого вагона: длина кузова внутри 9556 мм, площадь пола 26,3 м²; объем грузового помещения 63,0 м³.

Четырехосный крытый вагон для перевозки мальков рыбы типа 1951 г. — по чертежам Калининского вагоностроительного завода, он переоборудуется из 50-тонного (или 60-тонного) крытого вагона общего назначения. Кузов вагона имеет двойную деревянную обшивку стен, крыши и пола, наружную — типовую и внутреннюю толщиной 16 мм для стенок и крыши и 45 и 22 мм для пола. Между обшивками укладывается изоляция из шевелина, а в крыше вагона имеется еще и воздушная прослойка толщиной 100 мм.

В концевых частях грузового помещения установлены два металлических бака из листов, армированных каркасом из угольников и швеллеров. Баки заливаются водой и в них перевозятся мальки рыбы. Баки имеют размеры: длину 5000 мм, ширину 2200 мм и высоту 1200 мм. На лобовых стенах баков сверху установлены защитные козырьки (водосбросы), а внутри баков деревянные решетки нижние и лобовые наклонные. Баки крепятся болтами к брускам и балкам, уложенным на полу вагона.

На боковых стенках над водяными баками установлены деревянные ящики для хранения льда, закрываемые сверху крышками. Наклонное дно ящика опирается на край бака; при таянии льда холодная вода от него поступает в бак и охлаждает в последнем воду.

Спуск воды из баков производится через вентиля (задвигжки), установленные в нижней части торцевых стен баков у дверного проема. К вентилям присоединяются гибкие рукава для сброса воды наружу вагона. Баки наполняются водой через верх при помощи гибких шлангов, заводимых внутрь вагона через дверной проем.

В люковых проемах боковых стенок кузова установлены окна с наружными решетками. К потолку крыши укреплены три плафона (типа применяемых на пассажирских вагонах) для электрического освещения. Боковые двери —

трехстворчатые ширмовые, с окнами и решетками в них. Для поддержания необходимой температуры в вагоне в зимнее время в дверном проеме установлена чугунная печь сухого отопления, для которой в крыше сделана печная разделка и установлена флюгарка.

В дверном проеме для удобства выборки рыбы из баков около них установлены поперечные деревянные площадки высотой 800 мм со ступеньками. Вагон имеет тару около 26,5 т.

Четырехосный крытый вагон для перевозки этиловой жидкости типа 1952 г. — по чертежам Калининского вагоностроительного завода (фиг. 362, см. вклейку) является общесетевым и предназначен для перевозки этиловой жидкости в затаренном виде (в железных бочках) от места ее изготовления до заводов нефтяной промышленности. Он спроектирован на базе 50-тонного крытого вагона унифицированного типа без ручного тормоза с использованием от последнего металлических каркасов рамы, кузова, дверей и крыши. Вместо существующей деревянной обшивки весь кузов снаружи и внутри покрыт двойной металлической обшивкой толщиной 2—3 мм из стали Ст. 3 по ГОСТ 380-51. Рама сверху покрывается сплошным металлическим полом толщиной 3 мм, затем к нему привариваются поперечные балки из швеллеров № 12 и поверх их крепится второй пол из рифленого железа толщиной 5 мм. Пространство между наружной и внутренней обшивками кузова и пола заполняется изоляционной массой.

Все швы внутренней обшивки кузова и пола тщательно и плотно провариваются так, чтобы при разливе этиловая жидкость не попала в изоляцию.

Двери имеют двойную металлическую обшивку с изоляцией. Дверные места в кузове имеют специальные притворы для уплотнения.

В наружной обшивке кузова имеются отверстия (люки), через которые в междустенное пространство заливается в жидком виде изоляция, затем, когда изоляция затвердеет, эти отверстия закрываются снаружи металлическими пластинами и обвариваются кругом электросваркой.

Для вентиляции вагона внизу в боковых стенах кузова имеются сквозные жалюзи пластинчатого типа, закрываемые изнутри, а на крыше вагона поставлены два вентилятора (типа вагоностроительного завода имени Егорова), применяемые на цельнометаллических пассажирских вагонах.

В дверных проемах внизу поставлены металлические пороги высотой 150 мм для предо-

хранения вытекания этиловой жидкости наружу при разливе ее из бочек (в случае повреждения последних).

Для накатывания бочек через пороги имеются наклонные металлические мостики из рифленого железа, устанавливаемые в дверном проеме.

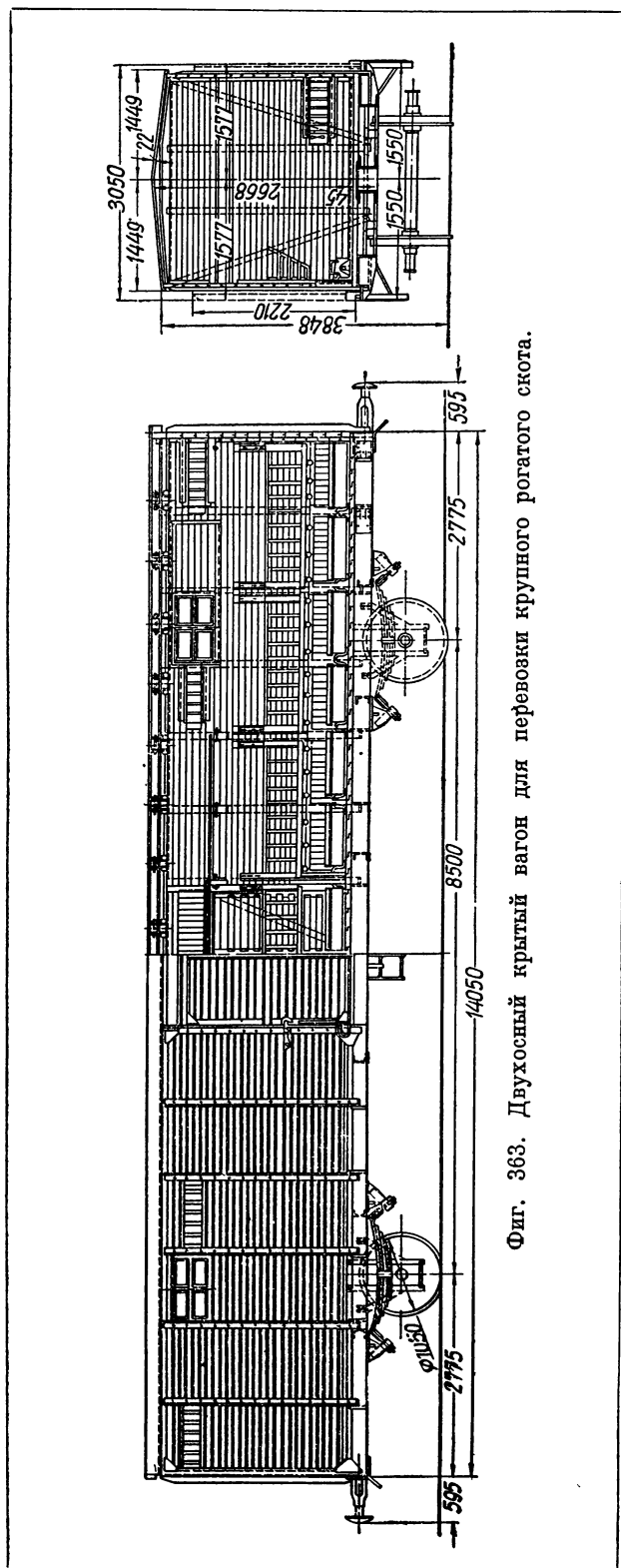
Там же помещается железный ящик для раствора негашеной извести, применяемой для дегазации разлитой жидкости. Под вагоном подвешены на раме два ящика с крышками, запираемыми замками: один — для хранения запаса негашеной извести, другой — для хранения спецодежды обслуживающего персонала.

На металлическом полу вагона укладываются решетки из досок толщиной 50 мм, на которых размещаются бочки с грузом. Бочки уложены на бок и опираются на доски окантовочными ребрами. Оси бочек идут поперек вагона. Каждый ряд бочек, начиная от лобовой стены, укрепляется поперечным деревянным брусом, прибиваемым гвоздями к деревянной решетке пола; таким образом, бочки не имеют возможности перекачиваться вдоль вагона. Для предотвращения бочек от провертывания (и возможного разлива жидкости через пробки бочек), а также от подпрыгивания при прохождении вагона на стыках и крестовинах рельсов бочки сверху увязываются тросами, идущими от скоб на лобовой стене кузова до поперечных балочек, укрепленных у дверного проема. Каждая бочка через отверстие в среднем окантовочном ребре бочки (около пробки) привязывается к тросу проволокой.

Вагон рассчитан на размещение 42 бочек емкостью 150 л каждая, или 30 бочек емкостью 200 л каждая.

Весовая характеристика вагона: тара вагона около 26 т; грузоподъемность вагона: по перевозимому грузу 12 т; расчетная 56 т; нагрузка от оси на рельс 9,5 т; нагрузка на 1 пог. м пути 2,58 т. Остальная характеристика и конструкция подобны 50-тонному крытому вагону без ручного тормоза.

Двухосный вагон для перевозки крупного рогатого скота — по чертежам ЦВКБ ВОВАТ (фиг. 363) состоит из рамы и кузова с двухосным подвешиванием пассажирского типа (использованы рама, кузов и ходовая часть 14-метрового пригородного пассажирского вагона). Обрешетка боковых и лобовых стен кузова металлическая; изнутри к ней крепится деревянная обшивка из сосны толщиной 22 мм. Обшивка крыши двойная деревянная. Толщина внутренней части обшивки 16 мм, а наружной 22 мм. Она крепится гвоздями к деревянным дугам.



Фиг. 363. Двухосный крытый вагон для перевозки крупного рогатого скота.

Сверху крыша покрыта кровельным железом. Воздушный слой между обшивками служит изоляцией против охлаждения вагона зимой и против нагревания его летом.

На каждой стороне вагона имеется по два задвижных окна. Освещается вагон безопасными в пожарном отношении лампами типа шахтерских. Для вентиляции на лобовых стенах вагона устроены жалюзи; через передние по ходу поезда жалюзи воздух засасывается в вагон, а через задние отсасывается.

Половой настил сделан из досок толщиной 45 мм, пропитанных антигнилостным и водонепроницаемым составом. Пол имеет наклон от середины вагона к боковым стенкам для стока нечистот к половым трапам. С боковых сторон в стенках устроены выгребные люки.

Скот ставится поперек вагона головами к боковой стене, на которой снизу укреплены на кронштейнах корыта для воды, а выше помещены кормушки для сена. Корыта наполняются водой от главной водной магистрали, имеющей отростки к каждому корыту. Для набора воды на станциях главную магистраль присоединяют резиновым рукавом со стандартным наконечником к водонапорной колонке. Кормушки — деревянные решетчатого типа с верхней закладкой корма.

Для погрузки и выгрузки скота и корма (сена) в каждой боковой стенке вагона имеется одностворчатая отодвижная дверь по типу дверей 20-тонного товарного вагона. В каждой отодвижной двери устроена небольшая открывающаяся дверь для проводника. В средней части вагона над дверным проемом расположены широкие полки, рассчитанные на хранение трехдневного запаса сена.

Вагон вписан в габарит шириной 3414 мм и имеет следующие размеры: длина по буферам 15 240 мм; длина рамы 14 050 мм; база вагона 8500 мм; наружная ширина кузова 3050 мм; высота кузова около 2640 мм; расстояние от головки рельса до верха кузова 3848 мм, до оси буферов 1090 мм; высота дверного проема в свету 2210 мм, ширина 1886 мм.

В вагоне помещается от 20 до 40 голов крупного скота в зависимости от их живого веса. Все специальное оборудование вагона (кормушки, корыта, щиты в дверях и др.) — съемное, так что в обратном направлении вагон можно использовать для перевозки других грузов.

Двухосный вагон для перевозки мелкого скота — по чертежам ЦВКБ ВОВАТ, предназначен для перевозки овец и свиней. От вагона для

перевозки крупного скота в нем использованы рама, кузов с дверьми и вентиляцией, упряжь и буферы, ходовые части и рессорное подвешивание. Внутри вагон разделен по высоте на два яруса. Пол второго яруса постоянный, поэтому в обратных рейсах, при перевозке других грузов, вагон нельзя использовать. Полы (из досок, пропитанных антисептиком) имеют уклон в продольном и поперечном направлениях для стока нечистот. Со второго яруса нечистоты отводятся через трехдюймовые чугунные трубы. Корыта и кормушки такие же, как в вагонах для перевозки крупного скота. Освещается вагон через два ряда окон в каждой боковой стене (по одному ряду на каждый ярус) и лампами типа шахтерских.

Каждый ярус разгорожен поперечными перегородками на четыре отделения, что позволяет перевозить отсортированный скот. Погрузка в первый ярус производится со станционных платформ обычным способом; для погрузки во второй ярус применяется специальный наклонный помост с перилами, устанавливаемый одним концом на платформу, а другим — на пол второго яруса.

Вагон имеет те же габаритные размеры, что и вагон для перевозки крупного скота. Его вместимость — 190 голов овец или 80 голов свиней, грузоподъемность около 13 т.

§ 75. ИЗОТЕРМИЧЕСКИЕ ВАГОНЫ

Изотермические вагоны предназначаются для перевозки скоропортящихся грузов. Это крытые вагоны с хорошей изоляцией кузова и устройствами для размещения груза, а также для поддержания необходимой температуры. Вагоны имеют двери для погрузки и выгрузки груза, а в крыше — люки для загрузки льда.

Изотермические вагоны должны удовлетворять ряду требований. К основным требованиям относятся: а) обеспечение надлежащей температуры в грузовом помещении; б) достаточная и правильная циркуляция воздуха в этом помещении, т. е. поддержание одинаковых температурных условий для всего груза, и в) непрерывное удаление испорченного воздуха.

Для обычного ассортимента грузов, перевозимых в изотермических вагонах, требуются следующие температуры:

Мясо охлажденное	От + 1 до + 4°
Мясо мороженое	От - 4 до - 6°
Рыба свежая (парная)	Не ниже 0°
Рыба мороженая	Не выше - 3°
Рыбные консервы	От 0 до + 5°
Овощи и фрукты (в среднем)	От + 1 до + 4°

По конструкции изотермические вагоны делятся на несколько групп и типов.

По системе охлаждения различают вагоны с ледяным охлаждением, с механическим охлаждением и другими видами охлаждения (например, вагоны с «сухим» льдом).

По емкости грузового помещения изотермические вагоны согласно классификации Министерства путей сообщения подразделяются на три группы в соответствии с длиной кузова, которая может составлять: I группа — до 9 м, II группа — 9,1—10 м и III группа — 10,1—12,5 м.

Для примера можно привести следующие соотношения:

Длина кузова в м	7,20	9,20	9,50	11,26
Длина грузового помещения в м	6,40	7,27	8,5	10,26
Ширина грузового помещения в м	2,40	2,74	2,70	2,70
Высота грузового помещения в м	2,20	2,64	2,48	2,60

По конструкции кузова различают вагоны с металлическим каркасом, деревянной обрешеткой и деревянной (или металлической) обшивкой и вагоны, у которых каркас обрешетка и обшивка выполнены из дерева. В вагонах первого типа несущим элементом является каркас, или металлическая обшивка кузова, в вагонах второго типа — металлическая рама вагона.

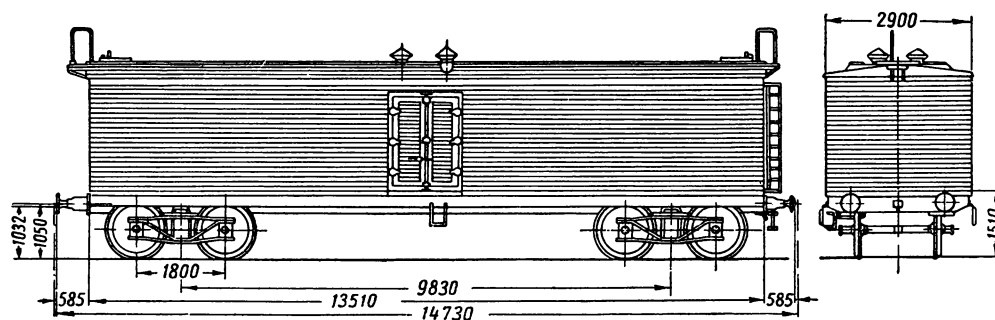
950 мм и осью типа III. Вагон оборудован автосцепкой и буферами.

Обшивка вагона — двойная деревянная, прикрепленная гвоздями к деревянным брускам, прикрепленным, в свою очередь, на болтах к металлическим дугам, стойкам, раскосам и балкам рамы. Толщина досок: стен и крыши 22 мм, пола 22 и 45 мм. Пространство между наружной и внутренней обшивкой заполнено изоляционным материалом: шевелином в стенках и крыше, пробкой или торфолеумом толщиной 60 мм в полу. Изоляция пола пропитана гудроном. Между внутренней обшивкой вагона и изоляцией проложена пароводонепроницаемая бумага (пергамин; рубероид).

В изотермических вагонах последнего выпуска в качестве изоляции кузова применяются следующие новые материалы: для изоляции стенок и крыши кузова — мипора; для пола — минераловатная пробка (выпускаются эти вагоны заводом с 1949 г.).

Мипора закладывается в виде плоских пакетов, состоящих из этой изоляции, завернутой в водонепроницаемую гибкую оболочку — перфоль. Края перфоля склеиваются между собой специальным лифолиевым клеем. Толщина пакета устанавливается согласно calorическому расчету, обычно же берется в пределах 100—130 мм.

Минераловатная пробка закладывается в виде плит толщиной от 20 до 100 мм.



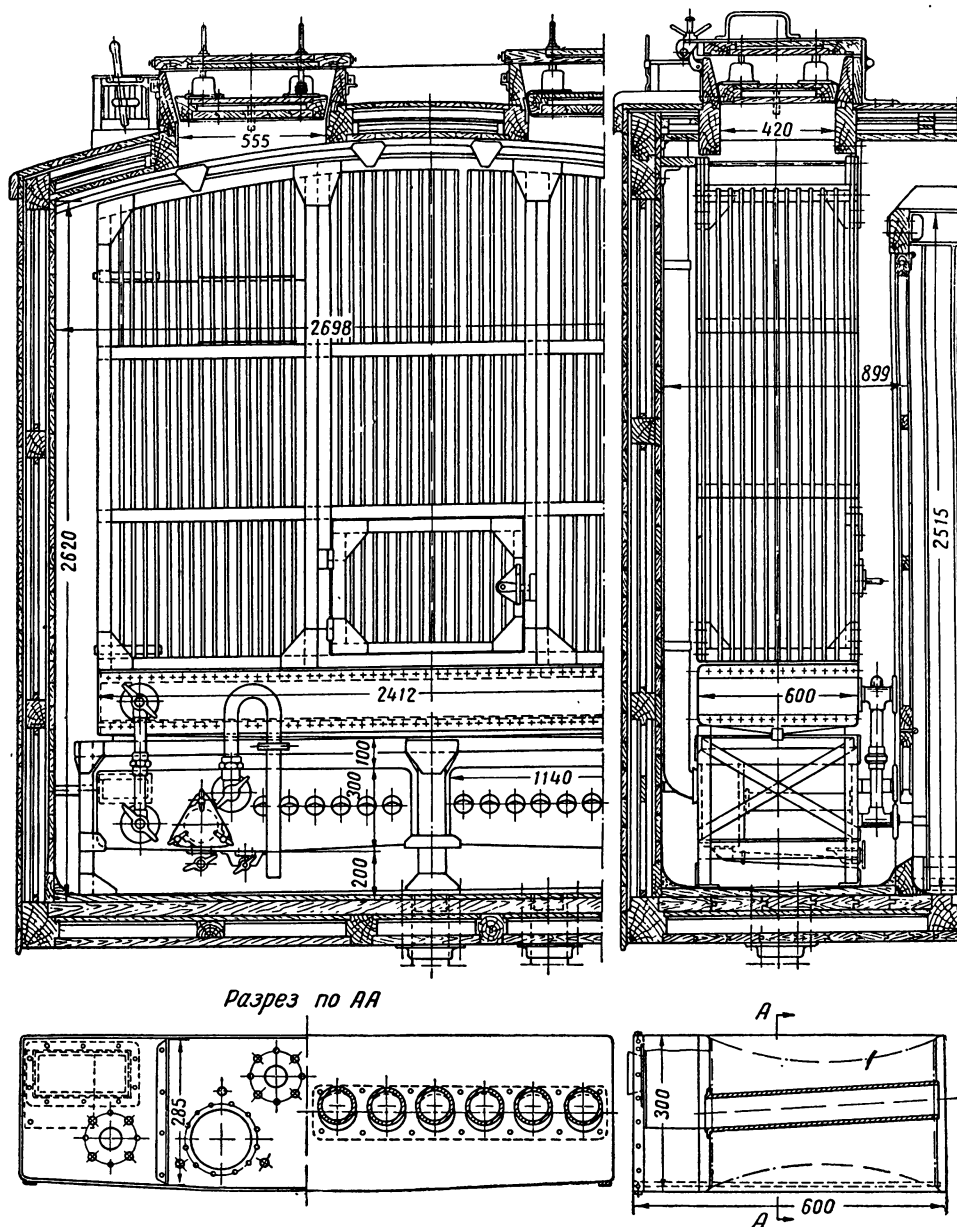
Фиг. 364. Четырехосный 30-тонный изотермический вагон со льдом (с металлическим каркасом кузова).

Четырехосный изотермический вагон со льдом п. с. 30 т (с металлическим каркасом кузова) — по чертежам Брянского паровозостроительного завода (фиг. 364). Металлическая рама и каркас кузова такие же, как у четырехосного крытого вагона п. с. 50 т сварной конструкции. Ходовые части представляют собой двухосные тележки с базой 1800 мм, колесами диаметром

В качестве опытного материала для стенок кузова применен минераловатный войлок, укладываемый так же, как и шевелин, в виде полотнищ толщиной 12,5—25—40 мм. После укладки этих материалов они с внутренней стороны кузова до постановки обшивки и пола также покрываются рубероидом, а пол перед этим заливается гудроном.

Внутренние стенки кузова до высоты около 1 м, а также пол покрыты листами оцинкованного железа толщиной 1—1,5 мм. Крыша сверху

карман состоит из трех частей. Под карманами установлены ящики для сбора талой воды, которая удаляется через спускные трубы с сифо-



Фиг. 365. Установка решетчатого кармана для льда в 30-тонном изотермическом вагоне.

деревянной обшивки покрыта рубероидом, а затем кровельным железом.

Для льда внутри кузова у торцевых стенок поставлены решетчатые карманы из полосового и круглого железа, имеющие форму прямоугольных плоских ящиков (фиг. 365). Каждый

нами и гидравлическим затвором (фиг. 366). От грузового помещения карманы отделены щитами из брусков и обшивки, обеспечивающими правильную циркуляцию воздуха. Теплый воздух из помещения к карманам проходит над щитами, холодный воздух (от карманов в по-

мещение) — под щитами. На полу уложены деревянные решетки. Для перевозки мясных туш поперек грузового помещения расположено 14 железных двутавровых балочек с крючками, укрепленных на верхних боковых обвязках кузова.

Для загрузки карманов льдом над ними в крыше вагона устроены загрузочные люки с двойными крышками. В средней части крыши помещены два вытяжных вентилятора (фиг. 367). Для влезания на крышу на одной из торцевых стенок поставлена откидная металлическая лестница. На крыше посередине проложен продольный деревянный мостик с переходными площадками по концам для перехода с вагона на вагон.

С каждой стороны вагона имеется двухстворчатая погрузочная дверь с герметическим уплотнением по всему периметру и плотным затвором (фиг. 368). Вязка дверного проема и самих дверей — из дубовых брусков. Обшивка двери — двойная сосновая; внутри между ними поставлена изоляция из шевелина или мипоры с покрытием ее с двух сторон рубероидом. Соединение брусков — на шипах, крепление обшивки — на гвоздях.

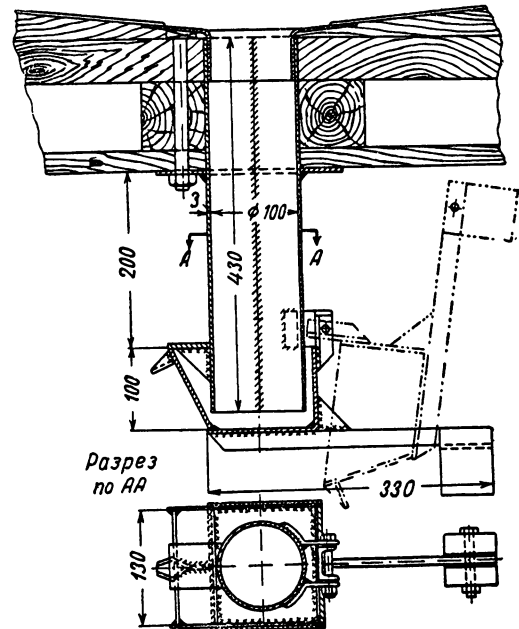
Вагон строится с ручным и автоматическим тормозами (или только с автоматическим тормозом), автосцепкой и буферами. Вагон с ручным тормозом имеет с одного конца будку закрытого типа для тормозильщика.

Х а р а к т е р и с т и к а в а г о н а: длина по осям сцепления автосцепки 14 730 (15 350) мм; длина рамы 13 510 (14 130) мм; база вагона 9830 мм; длина кузова внутри 13 287 мм; длина погрузочного помещения между щитами 10 189 мм; ширина кузова: снаружи 2900 мм, внутри 2600 мм; высота от головки рельса до уровня пола (без решеток) 1510 мм, до буферов 1050 мм, до оси автосцепки 1032 мм; высота кузова по боковой стенке 2300 мм; полезная площадь пола 34,5 м²; полезный объем кузова 51,8 (52) м³; грузоподъемность вагона 30 т; вес льда 6,4 т; размеры дверного проема в свету 1770 × 1350 мм; тара вагона 31,5 т; нагрузка от оси на рельс 15,38 (19,50) т; нагрузка на 1 пог. м пути 4,18 (4,04) т.

На базе этого вагона Брянский паровозостроительный завод изготовил проекты и выпустил опытные партии следующих двух типов изотермических вагонов:

I тип. Ч е т ы р е х о с н ы й в а г о н п. с. 32 т с металлической обшивкой — типа 1949 г. Конструкция рамы и кузова — сварная металлическая, аналогична опи-

санному выше вагону. Наружная обшивка: кузова — металлическая толщиной 3 мм с продольными гофрами жесткости, крыши 2 мм, усиленной легкими продольными штампованными балочками. Внутренняя обшивка кузова (стен и крыши) — из бакелитизированной фанеры толщиной 15 мм; пол — обычный (деревянный трехслойный). Система охлаждения (льдосоляная); карманы и прочие устройства и оборудование — типовые (фиг. 369).

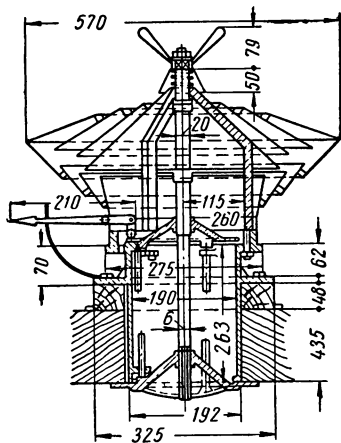


Фиг. 366. Устройство для спуска воды из изотермического вагона.

II тип. Ч е т ы р е х о с н ы й и з о т е р м и ч е с к и й в а г о н с о х л а ж д е н и е м с и с т е м ы К л е й м е н о в а — т и п а 1 9 4 9 г. (фиг. 370). Конструкция рамы и кузова — металлическая, сварная, аналогична описанному выше вагону с металлической наружной обшивкой стен и крыши. Охлаждение вагона: солеконцентратором и льдом. В верхней части кузова под крышей установлены два бака (солеконцентраторы). Баки соединены подводными (напорными) трубами с нижней частью танковых карманов, наполненных льдом. Отводящие трубы соединены внизу также с танками, только в более высокой их части; другие концы труб соединены под крышей через разборную колонку, с рядом продольных охлаждающих труб; последние через вторую разборную колонку соединены с солеконцентратором.

Работа системы охлаждения состоит в следующем. Солеконцентраторы заполняются солью, а танки — льдом, и вся система заливается водой. Тогда образующийся в солеконцентраторе крепкий соляной раствор будет опускаться вниз в танки, где, разбавляясь водой (тающего льда и находящейся в баке), уменьшит свою плотность и в силу этого на основе разности гидростатических давлений начнет подниматься вверх. Пройдя через охлаждающие трубы, раствор вступит в солеконцентраторы. Система работает до тех пор, пока не будет израсходована вся соль и плотность соляного раствора в системе не станет одинаковой. По проекту и опытным данным эта система охлаждения в летних условиях эксплуатации позволит достичь внутри вагона температуры минус 12° .

Охлаждаемый в верхней части кузова воздух, как более плотный, будет опускаться

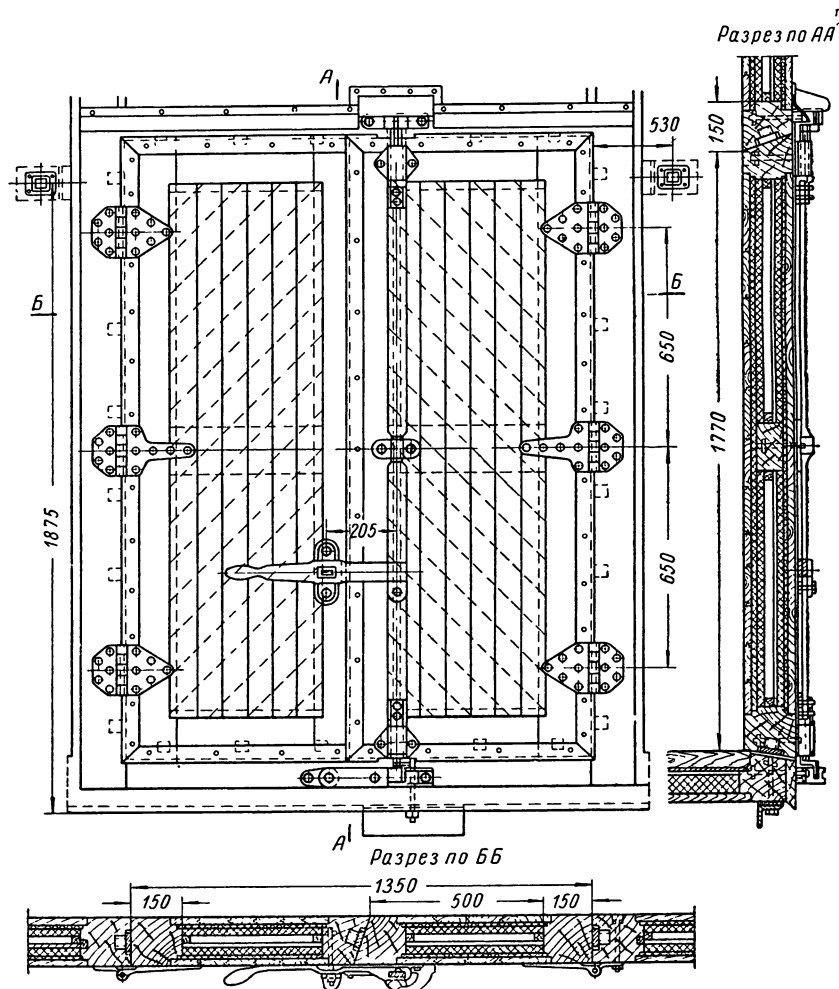


Фиг. 367. Вытяжной вентилятор.

вниз, что обеспечит создание примерно равной температуры по всей высоте вагона.

Стенки и потолок, обращенные к холодогенераторам, так же как и пол, покрыты оцинкованным железом с пропайкой швов. Холодогенераторы (над трубами) — закрытой, сплошной конструкции из листа толщиной 2 мм, рассольные баки и солеконцентраторы — из листа толщиной 4 мм.

Характеристика обоих типов вагонов следующая (в скобках для вагона с охлаждением системы Клейменова): длина вагона по осям автосцепки 14 730 (14 790) мм; длина рамы 13 510 (13 570) мм; база вагона 9830 мм; длина кузова внутри 13 236 (13 296) мм; высота кузова внутри по боковой стене 2650 (2630) мм; толщина стен

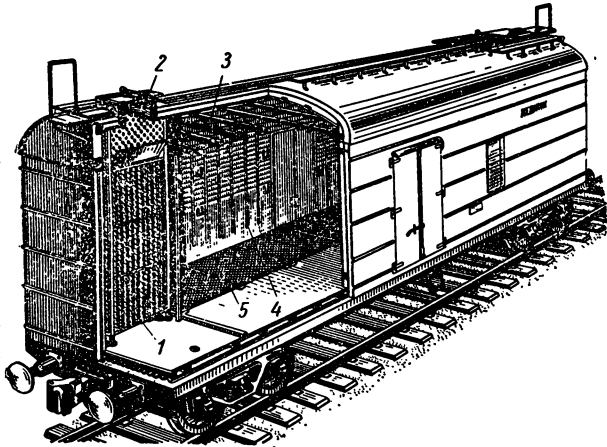


Фиг. 368. Двухстворчатая дверь изотермического вагона (с уплотнением и изоляцией).

и крыши 140 мм; ширина кузова внутри 2700 мм; размеры боковой двери в свету: ширина 1350 мм, высота 1770 мм; площадь пола: полная 35,7 (35,9) m^2 , погрузочная 27,5 (28,9) m^2 ; объем вагона: полный 105 (107) m^3 , погрузочный 70 m^3 ; грузоподъемность со льдом 32 (30) т; вес льда 6,5 (5,5) т; тара вагона 32 (38 т); нагрузка: на ось 16 (17) т, на 1 пог. м пути 4,35 (4,67) т.

Четырехосный изотермический вагон п. с. 30 т с потолочными приборами охлаждения типа 1953 г.— по чертежам Брянского паровозостроительного завода (фиг. 371). Вагон предназначен для перевозки скоропортящихся грузов в охлажденном или замороженном виде; его конструкция в основном подобна 30-тонному изотермическому вагону с пристенными ледяными карманами, за исключением системы охлаждения.

Рама и каркас кузова — металлические, сварной конструкции. Последний армирован деревянными стойками и дугами, к которым внутри и снаружи кузова на гвоздях прибивается де-



Фиг. 369. Четырехосный 32-тонный изотермический вагон с металлической обшивкой:

1—решетчатый карман для льда; 2—люк для загрузки льда; 3—поперечные балочки с крючьями для подвески мясных туш; 4—опорные стойки поперечных балочек; 5—напольная металлическая решетка.

ревянная обшивка толщиной 22 мм. Между обшивками закладывается изоляция, состоящая из пакетов мипоры, обернутой в перфоль с проклейкой всех швов специальным перфольевым (или лиафольевым) клеем. В эти пакеты мипора укладывается только в виде кусков определенных размеров; не допускается закладка крошки, так как последняя при вибрациях и вертикальных колебаниях может слежаться и образовать пустоты в пакетах. Толщина пакетов мипоры составляет для стенок 104 мм, для крыши 124 мм.

Сверху пакеты мипоры с внутренней стороны кузова до постановки обшивки покрываются рубероидом, который прибивается гвоздями к деревянному каркасу; листы рубероида проклеиваются в швах.

Пол вагона состоит из деревянной рамы с нижним и средним подшивом из досок толщи-

ной соответственно 22 и 12 мм. Между ними укладывается изоляция также из пакетов мипоры толщиной 107 мм.

В этих пакетах используется крошка мипоры, получаемая при резке блоков на куски (как отходы).

Между нижним подшивом и пакетами укладывается рубероид; средний подшив покрывается битумом, на него укладывается деревянный пол толщиной 45 мм, который сверху также заливается битумом.

Пол и стены на высоту 1,5 м покрываются оцинкованным железом толщиной 1 мм.

Верхняя опалубка крыши покрывается оцинкованным железом толщиной 0,57—0,63 мм с частичной пропайкой швов. Полная толщина: боковой стены — 150 мм, крыши — 170 мм, пола — 186 мм, лобовой стены — 150 мм.

Для перевозки мясных туш в подвешенном состоянии вагон оборудован двусторонними крючками в количестве 195 шт., которые размещаются на 14 поперечных балочках. Последние опираются концами на продольные балочки боковых стенок кузова.

Охлаждение вагона осуществляется с помощью льдосоляного раствора, загруженного в шесть металлических спаренных баков, которые помещены под крышей.

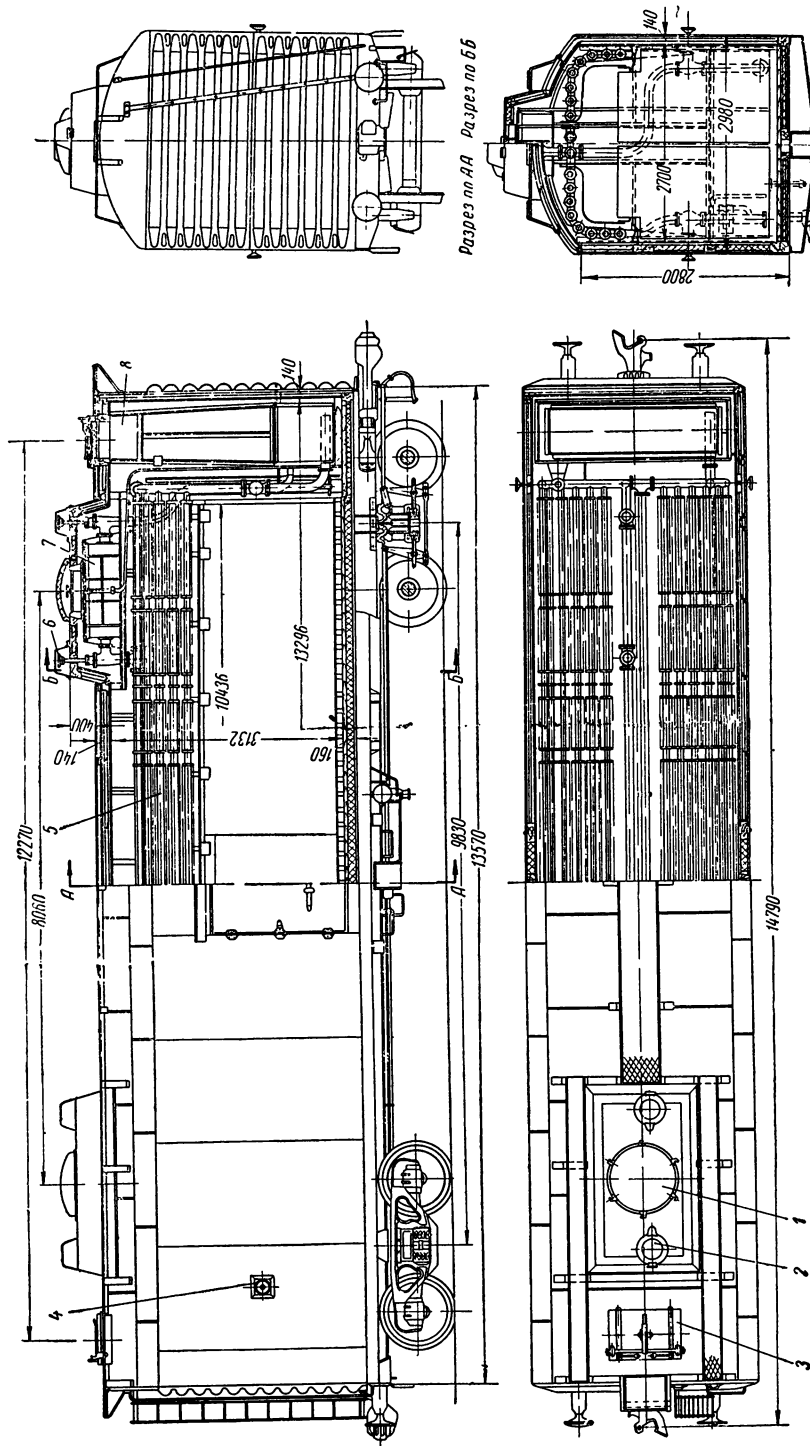
Баки оцинкованы внутри и снаружи.

Загрузка льдосоляного раствора (смеси соли и льда) производится с крыши вагона через загрузочные люки, расположенные над горловинами металлических баков. Люки имеют двойные створчатые крышки, откидывающиеся на шарнирах наружу вагона. Крышки состоят из деревянного каркаса с двойной наружной и внутренней обшивкой толщиной 22 и 16 мм, между которыми помещается изоляция (из мипоры).

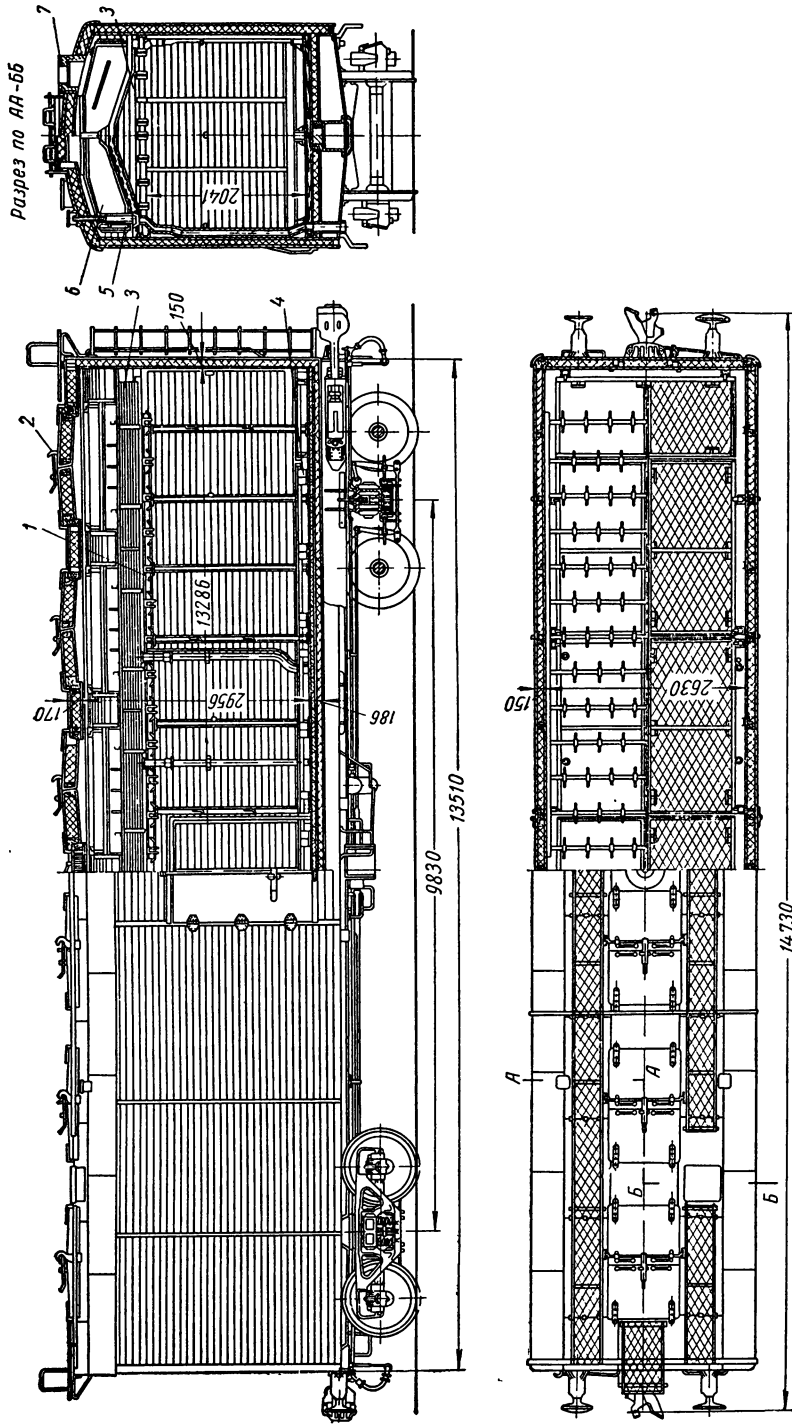
Крышки сверху обшиты оцинкованным железом и имеют герметические уплотнения в соединениях с окантовкой люка.

У боковой стенки внутри кузова установлены вертикальные двухдюймовые трубы; их нижние концы выходят за раму вагона и закрываются штампованными крышками с гидравлическими затворами. Верхние концы труб соединяются с баками (на каждую пару баков идет одна труба); на них установлены устройства для выпуска из баков отработанного рассола с приводом на крыше вагона (фиг. 372).

Размеры двоянного бака: длина 2300 мм, ширина 1600 мм; по своей длине бак расположен поперек вагона, нижнее днище бака изогнуто в виде призмы с вершиной вверх для



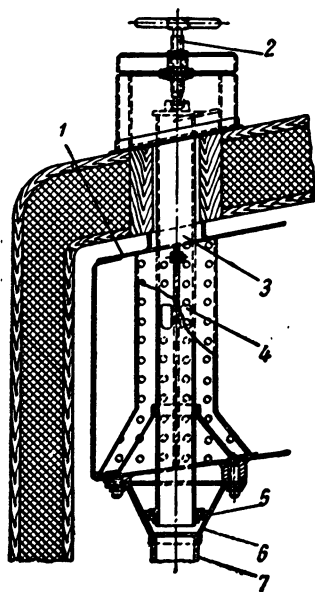
Фиг. 370. Четырехосный 30-тонный изоформический вагон с охлаждением по системе Клейменова:
 1—люк для загрузки солеконцентра; 2—люк и крану управления циркуляцией; 3—люк для загрузки льда; 4—кран регулировки циркуляции;
 5—багара с трубой охлаждения; 6—кран наливного затвора; 7—концентратор рассола; 8—хладогенератор (бундер со льдом).



Фиг. 371. Четырехосный 30-тонный изотермический вагон с потолочными приборами охлаждения:
 1—балочки для подвески мясных туш; 2—льдозагрузочный люк; 3—циркуляционные щиты; 4—напольная решетка; 5—устройство для спуска рессоры; 6—потолочный двоянный бак; 7—вентиляционный люк.

лучшей циркуляции воздуха под баком. Внутри бака вершина призмы усилена и служит резаком для загружаемого льда. Баки устанавливаются на фасонно-изогнутые поперечные балки (из швеллеров № 8); последние концами опираются на продольные боковые балки, опорами последних являются вертикальные стойки (все из швеллеров № 10).

Под баками, на расстоянии около 80 мм от их низа установлено наклонно 12 откидных циркуляционных дере-



Фиг. 372. Устройство для выпуска из потолочных баков изотермического вагона отработанного рассола:

1—потолочный бак; 2—нажимной винт; 3—верхняя сливная труба (штанга); 4—отверстие в верхней сливной трубе для слива избыточного рассола; 5—уплотнительное кольцо спускного клапана; 6—седло спускного клапана; 7—нижняя сливная труба.

внутренней циркуляции воздуха внутри вагона. Холодная воздушная завеса все время опускается вниз около боковых стен вагона и изолирует грузовое помещение от воздействия притекающего извне (через стены) тепла.

Большое количество мелких сосудов (в количестве 12 полубаков), расположенных равномерно под всей крышей, обеспечивает постоянство температуры по всей площади пола и объема грузового помещения, чего не имеется в изотермических вагонах с пристенными ледяными карманами.

После загрузки смеси льда и соли она рас-

творяется и при этом происходит понижение температуры рассола до -22°C . Это позволяет обеспечить в грузовом помещении более низкие температуры (до -10°C), чем в вагонах с ледяными карманами (где низшая температура равна минус $5-6^{\circ}\text{C}$).

Эта система охлаждения работает автоматически, проста в обслуживании и весь уход за ней заключается в периодическом спуске отработанного рассола (с высокой температурой) и загрузке в баки смеси соли и льда.

Водяные пары из воздуха конденсируются на стенках и днищах баков, стекают на деревянные конденсационные щиты и по ним спускаются к продольным желобам, укрепленным на боковых стенках кузова; по этим желобам влага поступает в спускные трубы, расположенные около дверных проемов, а затем под вагон. Концы труб снабжены гидравлическими затворами.

Для циркуляции воздуха под грузом на полу вагона укладываются напольные решетки, обычно деревянные, а в вагонах более позднего выпуска — металлические оцинкованные.

Для более быстрой просушки вагона после его промывки, а также для создания циркуляции воздуха в вагоне на стоянках, в крыше его имеется два вентиляционных люка, расположенных по диагонали.

Для удобства обслуживания вагона в эксплуатации предусмотрены: помост из рифленого железа на крыше вагона, лестница, укрепленная на шарнирных петлях на торцевой стене (в нерабочем положении она укладывается вдоль стены), подножки и поручни.

Вагон оборудуется автосцепкой, буферами и пневматическим тормозом системы МТЗ-135, а часть вагонов также ручным тормозом и тормозной будкой.

Х а р а к т е р и с т и к а в а г о н а: длина вагона по осям сцепления автосцепок 14730 (15350) мм; длина рамы 13510 (14130) мм; длина кузова: внутренняя 13286 мм, наружная 13586 мм; ширина кузова: внутренняя 2630 мм, наружная 2930 мм; ширина рамы 2680 мм; высота кузова внутри: около стенки 2689 мм, по середине вагона 2956 мм; толщина стенок 150 мм, крыши 170 мм; высота от головки рельса до оси автосцепки 1040 мм, до верха пола 1520 мм; дверной проем в свету 1770×1350 мм; размеры люков для загрузки льда 830×500 мм; емкость спаренного бака для льдосоляной смеси около 1,65 м³; площадь пола полная (она же загрузочная) 34,9 м²; полезная кубатура вагона 68,4 м³; подъемная;

сила вагона со льдом и солью 30 т; вес льда и соли 6 т; тара вагона 32,5 (33,2) т; нагрузка от оси колесной пары на рельсы 15,6 (15,8) т; нагрузка на 1 пог. м пути 4,24 (4,12) т. Вагон вписан в габарит № 1-В.

Четырехосный изотермический вагон для перевозки молока типа 1953 г.— по чертежам Брянского паровозостроительного завода. Вагон предназначен для перевозки молока в бидонах и по своей конструкции и размерам аналогичен 30-тонному изотермическому вагону с потолочными приборами охлаждения.

Рама и каркас кузова — металлические, сварной конструкции, армированы деревянными стойками, дугами и брусками. Кузов снаружи и внутри покрыт деревянной обшивкой толщиной 22 мм. Пол типовой конструкции. Изоляция пола и кузова производится минеральной ватой, укладываемой в виде пакетов, обернутых в перфорацию, в межстенное пространство.

Пол вагона и стенки на высоту 250 мм обшиваются оцинкованным железом толщиной 1 мм; торцевые стенки — по всей ширине, а боковые на расстоянии 650 мм от торцевых стенок обшиваются асбестом на высоту 1,5 м, а затем сверху оцинкованным железом толщиной 0,57 мм.

Вагон внутри оборудован типовыми потолочными приборами охлаждения, описание которых было приведено выше, а также двумя вентиляционными люками, расположенными по диагонали на крыше вагона.

Установка бидонов производится на полу и откидных сварной конструкции металлических оцинкованных полках, укрепленных на стенках кузова (восемь полок на боковых и две полки на торцевых стенках). Полки расположены на расстоянии 1000 мм от верха пола, имеют ширину 800 мм и в нерабочем положении откидываются вниз. В рабочем положении полки удерживаются растяжками (фиг. 373).

На полу укреплены оцинкованные металлические полосы для облегчения передвижки и установки бидонов с молоком.

На боковых стойках дверного проема по диагонали установлены два термометра; на торцевых стенках и на одной боковой стенке над дверью расположены три плафона электрического освещения.

Для поддержания необходимой температуры внутри вагона в зимнее время он оборудован печным отоплением, состоящим из двух печей, расположенных по концам грузового помещения, и паровым отоплением, состоящим из двух ребристых батарей, устанавливаемых на

каждой торцевой стенке кузова, и из общей магистральной трубы, проходящей через весь вагон. Магистральная труба соединяется с батареями отводными трубами, на которых установлены запорные краны для подключения батарей.

Вагон оборудован погрузочными дверями, переходными помостами, лестницей на торцевой стенке и ящиками для угля.

Х а р а к т е р и с т и к а в а г о н а : длина вагона по осям сцепления автосцепок 14 730 мм; грузоподъемность (со льдом и солью) 30 т; полезная грузоподъемность 24 т; тара вагона 32,7 (33,4) т; нагрузка от оси на рельсы 15,65 (15,85) т; нагрузка на 1 пог. м пути 4,26 (4,14) т.

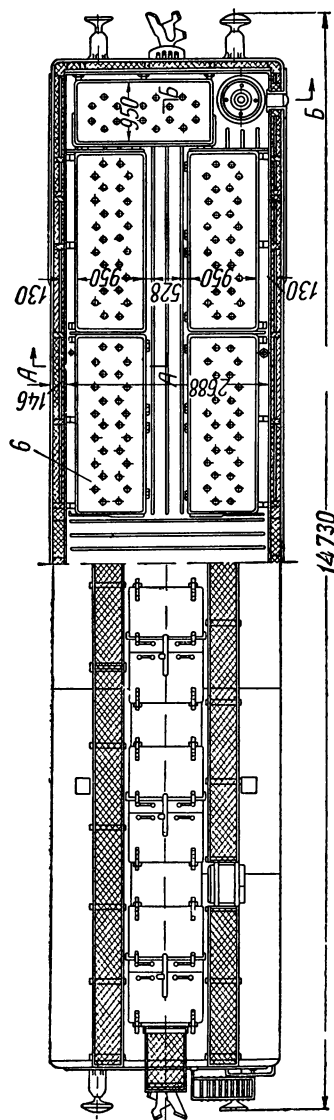
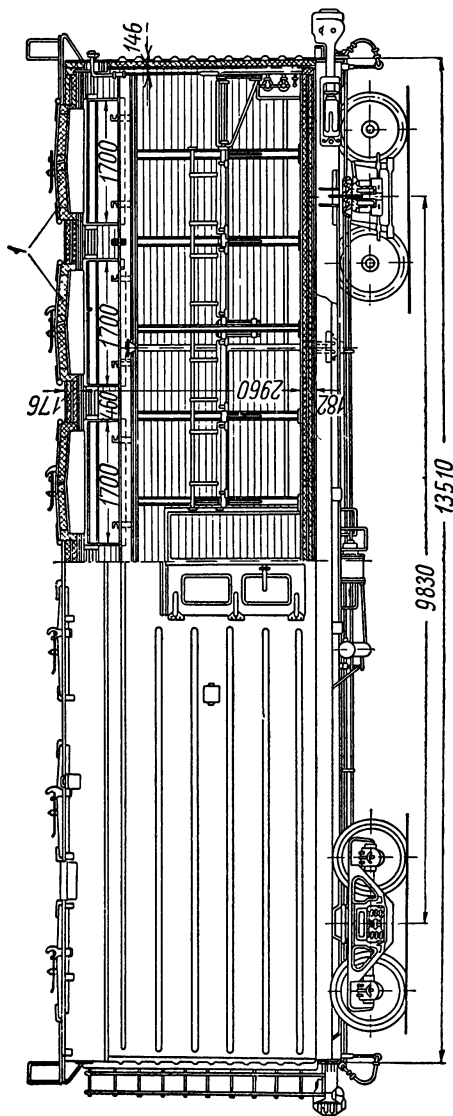
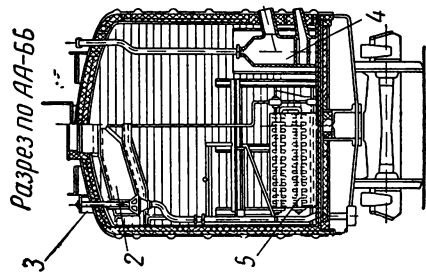
Четырехосный изотермический вагон для перевозки сухого льда типа 1953 г.— по чертежам Брянского паровозостроительного завода. Вагон предназначен для перевозки сухого льда в специальных утепленных контейнерах (таре) на расстоянии до 1000 км и спроектирован на базе 30-тонного изотермического вагона с потолочными приборами охлаждения общего назначения.

В целях получения меньшего коэффициента теплопередачи толщины стен, крыши и пола выполнены максимально возможными по габаритам вагона и контейнеров, а именно (соответственно)—230, 300 и 245 мм (фиг. 374). Боковые погрузочные двери имеют толщину 230 мм и в притворах дверного проема уплотнены морозостойкой резиной. Коэффициент теплопередачи всех ограждений кузова по проекту вагона составляет 0,25 ккал/м²/час °С.

Внутри грузового помещения установлена под крышей кран-балка с ручным приводом грузоподъемностью 1500 кг для перемещения контейнеров в вагоне.

Вагон оборудуется автосцепкой, буферами, пневматическим тормозом системы МТЗ-135 и имеет типовые двухосные тележки грузовых вагонов с рессорными комплектами повышенной гибкости.

Х а р а к т е р и с т и к а в а г о н а : длина вагона по осям сцепления автосцепок 14 730 мм; длина кузова: внутреннего 13 126 мм, наружная 13 586 мм; ширина кузова: наружная 2930 мм, внутренняя 2470 мм; высота кузова внутри: около стенки 2530 мм, по середине вагона 2794 мм; толщина стенок и пола 230 мм, крыши 300 мм; грузоподъемность вагона (включая вес льда и соли) 30 т; вес льда и соли 6 т; тара вагона (около) 30 т; нагрузка от оси колесной пары на рельсы 18 т; нагрузка на 1 пог. м пути 4,88 т.



Фиг. 373. Четырехосный 24-тонный изотермический вагон с потолочными приборами охлаждения для перевозки молока в бидонах;

1—льдозагрузочный люк; 2—потолочный бак; 3—устройство для спуска отработанного рассола; 4—печь сухого отопления; 5—батарея парового отопления; 6—откидные полки для установки бидонов.

Четырехосный изотермический вагон для перевозки фруктов типа 1952 г. — по чертежам Брянского паровозостроительного завода запроектирован полностью на базе 30-тонного изотермического вагона с потолочными приборами охлаждения общего назначения, имеет с последним общие размеры и отличается только элементами внутреннего и наружного оборудования.

Каркас кузова и рама — металлические, сварной конструкции. Обрешетка кузова, наружная и внутренняя обшивка и половой настил — деревянные. Изоляция — мипора.

Боковые стенки кузова оборудованы типовыми двухстворчатыми дверями. Торцевые стенки — глухие.

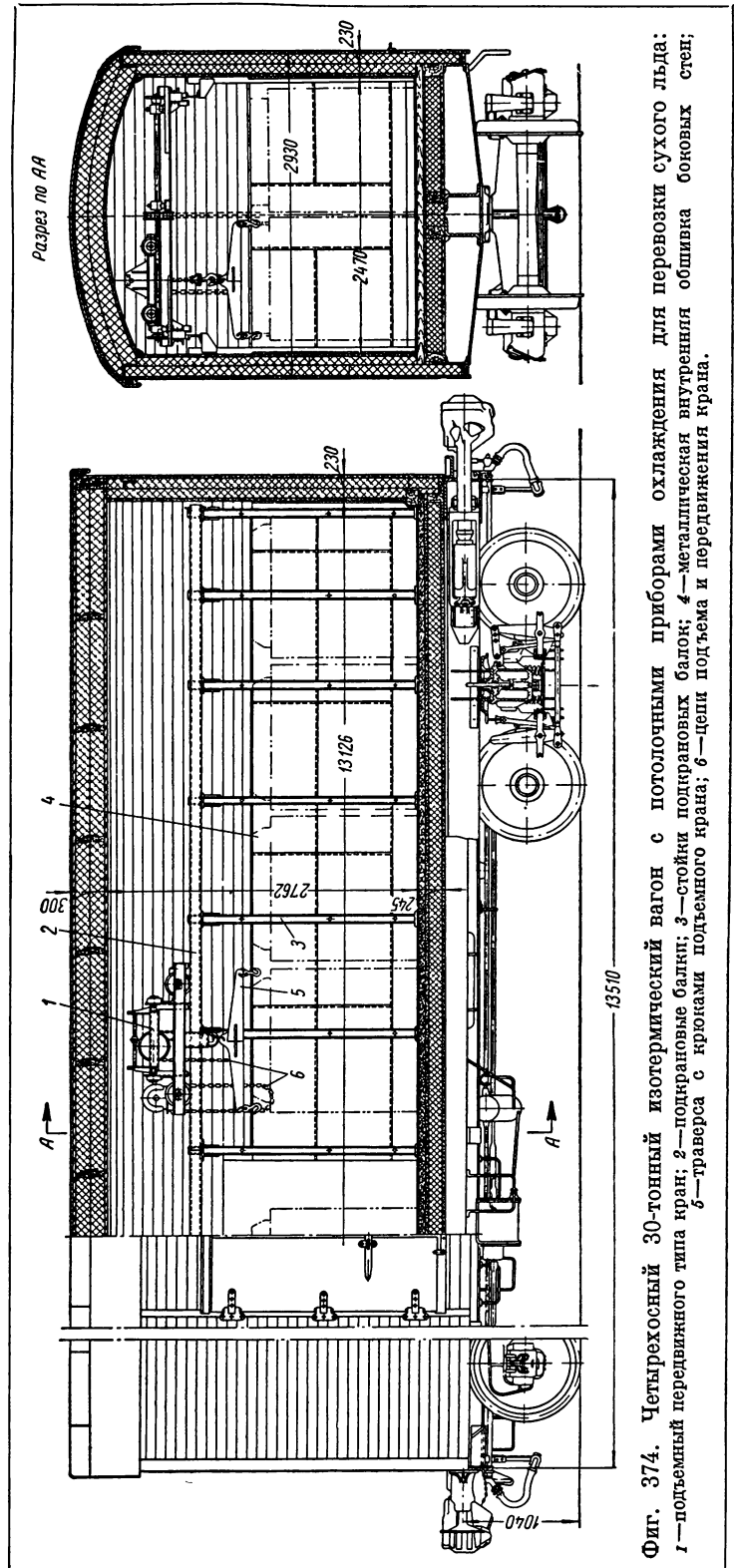
Пол и стенки на высоту 250 мм изнутри кузова покрыты оцинкованным железом толщиной 1 мм с пропайкой швов в соединениях листов. На полу уложены деревянные напольные решетки, которые шарнирно связаны с боковыми стойками и могут откидываться вверх к боковым стенкам.

По середине грузового помещения в дверном проеме установлена печь сухого отопления.

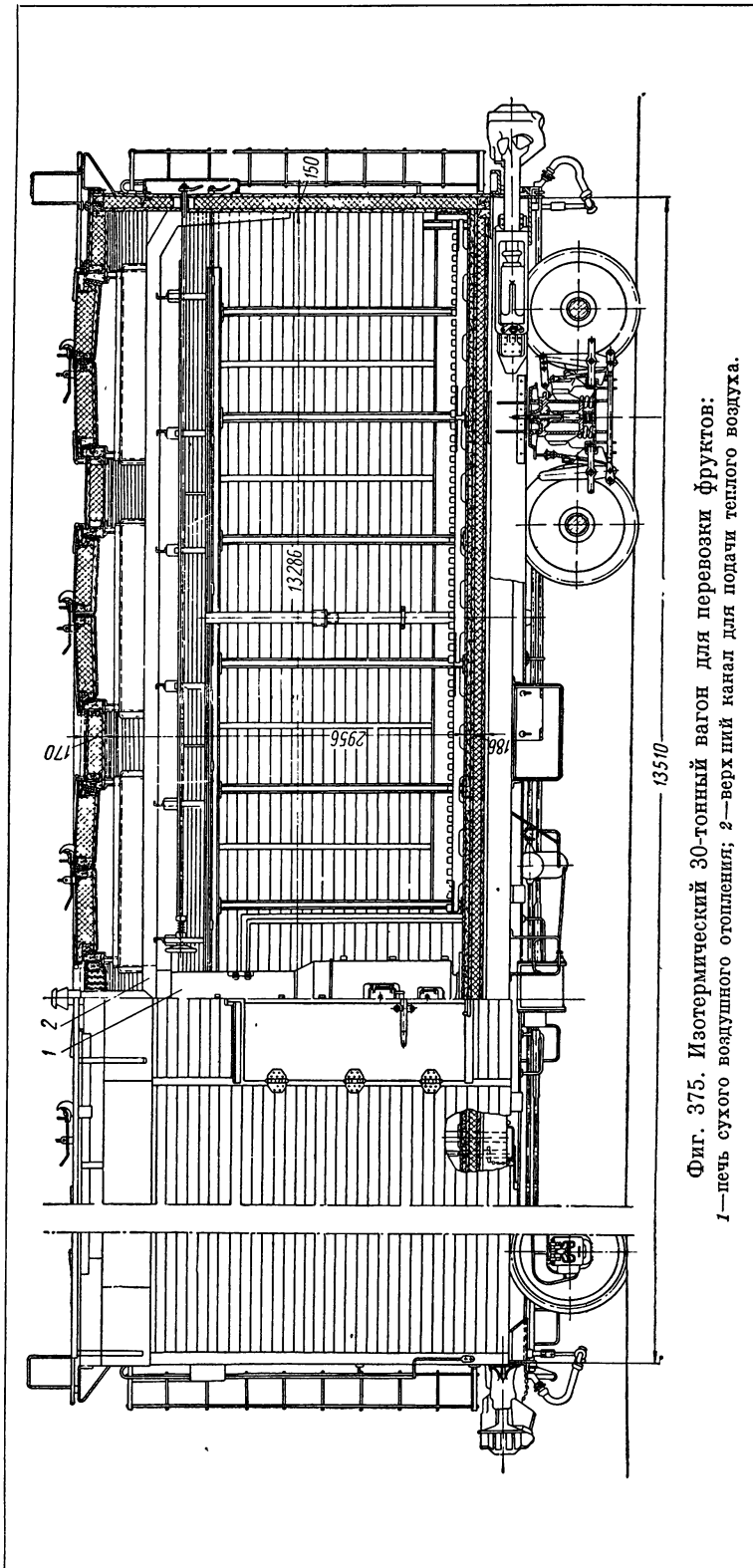
Печь снаружи по всей высоте окружена металлическим кожухом. Пространство между печью и кожухом служит для подогрева воздуха. В верхней части оно соединено с двумя продольными металлическими каналами, идущими до торцевых стен, у последних каналы изогнуты, опущены вниз и оканчиваются раструбами. По каналам подогретый воздух подается в самые крайние и низкие точки внутри кузова и этим создается непрерывная циркуляция теплого воздуха в грузовом помещении и обогрев ящиков с фруктами, установленных на напольных решетках (фиг. 375).

Вентиляционные каналы установлены под средней частью днищ баков системы охлаждения.

Кожух печи по всей высоте двойной (по толщине) и состоит из наружной и внутренней металлических рубашек, пространство между которыми заполняется изоляцией из минераловатного войлока. Этим достигается защита



Фиг. 374. Четырехосный 30-тонный изотермический вагон с потолочными приборами охлаждения для перевозки сухого льда: 1 — подъемный передний кран; 2 — подкрановые балки; 3 — стойки подкрановых балок; 4 — металлическая внутренняя обшивка боковых стен; 5 — подъемный механизм крана; 6 — цени подъема и переднего крана.



Фиг. 375. Изотермический 30-тонный вагон для перевозки фруктов.
1—печь сухого воздушного отопления; 2—верхний канал для подачи теплого воздуха.

груза от действия теплового излучения высокой температуры печи.

В каждом конце вагона вдоль грузового помещения сверху установлены три ряда щитков, которые укреплены на своих валах (из труб), вращающихся в опорных кронштейнах. Концы валов выведены наружу вагона на торцевые стены и оканчиваются поворотными рукоятками.

Щитки перекрывают три продольные широкие щели, расположенные одна по осевой линии вагона (в стыке циркуляционных деревянных щитов), и две у боковых стен кузова (между щитами и стенками).

Поворачивая щитки в определенные положения, регулируют величину щелей и необходимую циркуляцию холодного воздуха в грузовом помещении. Вал среднего ряда щитков имеет, кроме наружного, и внутренний привод в виде штурвала, укрепленного на конце около дверного проема в грузовом помещении (фиг. 376).

Характеристика вагона: грузоподъемность (со льдом и солью) 30 т; вес льда и соли 6 т; тара вагона (около) 32 т; площадь погрузочного помещения 30,3 м²; полезный объем 64,5 м³; нагрузка от оси колесной пары на рельсы 15,5 т; нагрузка на 1 пог. м пути 4,21 т.

Четырехосный вагон для перевозки живой рыбы типа 1952 г. — по чертежам Брянского паровозостроительного завода (фиг. 377, см. вклейку). Вагон предназначен для перевозки живой рыбы в воде и должен курсировать с грузом в составе пассажирских поездов. Под вагон ставятся типовые двухосные тележки грузовых вагонов; рессорное подвешивание их имеет повышенную до 1,4 мм/т гибкость.

Вагон запроектирован на базе 32-тонного изотермического вагона цельнометаллической сварной конструкции с удлинением последнего на 620 мм, за счет чего оборудовано помещение для проводника и тамбур, которые расположены с одного конца вагона и примыкают к грузовому помещению.

Наружная обшивка кузова — металлическая из листовой углеродистой стали; боковые и лобовые стенки гофрированные, толщиной соответственно 3 и 4 мм, крыша гладкая толщиной 2 мм. Шкворневые и промежуточные стойки

имеется сливная труба для спуска воды, вытекающей из резервуаров.

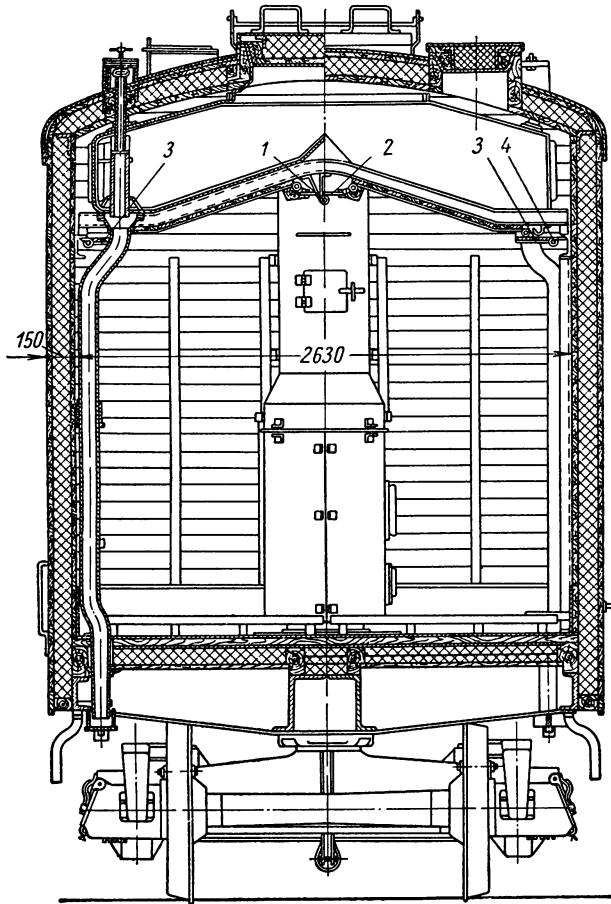
Внутри грузового помещения на полу на деревянных брусках установлены два металлических сварной конструкции резервуара с водой, в которых перевозится рыба; из них один резервуар вмещает 4,5 т рыбы, а второй 3,5 т. Резервуары оборудуются волнорезами и верхними наклонными козырьками, предупреждающими выброс воды, а также деревянными решетками, уложенными на дно. Решетки при помощи приспособлений могут подниматься с одного конца и облегчают выемку рыбы. Для обеспечения установки резервуаров лобовая стенка вагона, расположенная с противоположного конца помещения проводника, выполнена отъемной.

Резервуары в поперечном сечении выполнены ступенчатыми, что образует площадки для прохода проводника. Большой резервуар имеет карман (под площадкой) объемом 1,4 м³ для снулой рыбы, которая должна храниться со льдом.

Налив воды производится через воронку, установленную на крыше вагона, и трубу диаметром 100 мм, опущенную в большой резервуар. Резервуары сообщаются между собой посредством двух резиновых шлангов, присоединяемых к кранам диаметром 50 мм, установленным на боковых стенках резервуаров. При сливе воды из резервуаров один шланг снимается, к кранам присоединяются два гибких сливных шланга длиной по 9 м, которые выводятся из вагона в сторону от вагона, чтобы водой не размывать железнодорожный путь. Шланги являются инвентарем вагона.

Принудительная циркуляция воды в резервуарах и распыление ее в воздухе с целью насыщения кислородом производится двумя насосами типа 2НКУ производительностью 22 м³/час каждый, с электродвигателями типа ПН-28,5 мощностью 1,4 квт, напряжением 50 в и числом оборотов 900/1800 в минуту. Эти установки смонтированы на резервуарах, над которыми вдоль вагона расположены две трубы с форсунками Блюма (в количестве 120 шт.). Форсунки образуют факел водяной пыли с углом конуса 90°, что обеспечивает закрытие всего зеркала воды в резервуарах. Для получения равномерного давления в форсунках вода из резервуаров подается в трубы с обоих концов. На трубах имеются вентили, которыми регулируется подача воды.

Для поддержания внутри вагона температуры +10°С в помещении проводника установлена печь сухого отопления, она окружена ме-



Фиг. 376. Регулирование подачи холодного воздуха изотермического вагона для перевозки фруктов:

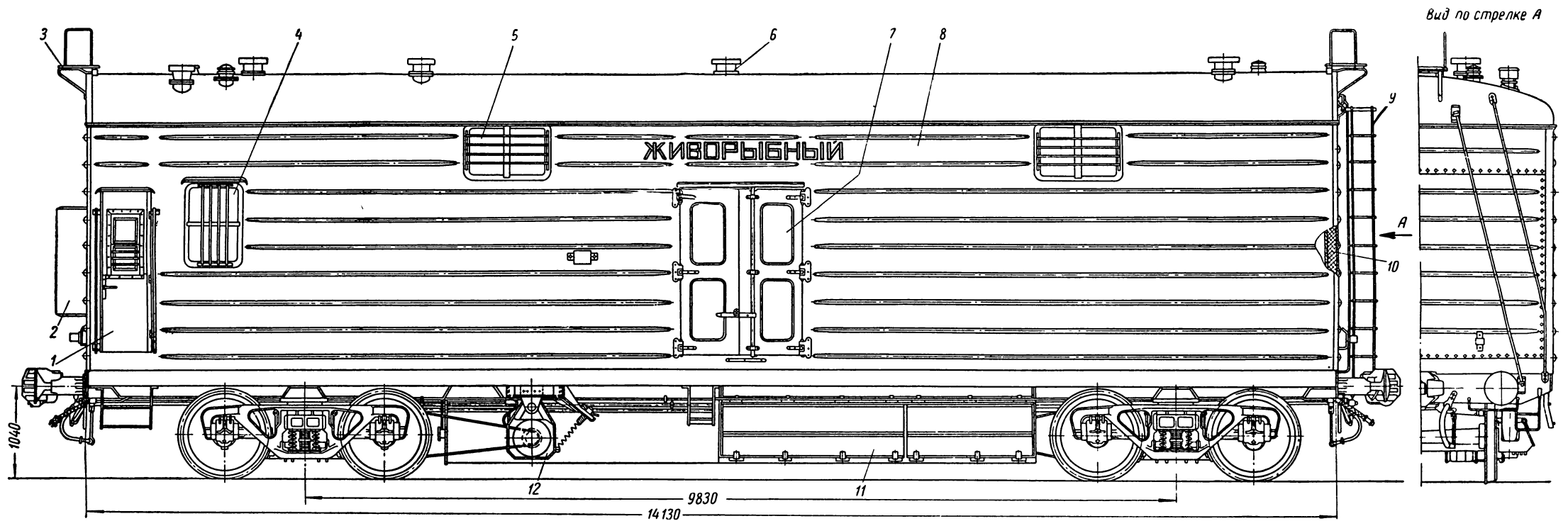
1—вал поворота среднего щитка; 2—средний продольный щиток; 3—боковые щитки; 4—вал поворота бокового щитка.

кузова выполнены из зетового профиля 80 × 65 × 6,5 мм и угольников 75 × 50 × 6 мм.

Внутренняя обшивка кузова деревянная толщиной 22 мм, пол типовой конструкции. Изоляция кузова в стенках и крыше — из мипоры, уложенной в пакеты из перфоля, в полу — из минеральной ваты (или минераловатной пробки), которая заливается битумом.

Гидроизоляция боковых стен и пола в грузовом помещении выполнена оцинкованным железом толщиной 1 мм, с пропайкой всех швов.

Пол имеет наклон к середине вагона, где



Фиг. 377. Четырехосный цельнометаллический изотермический вагон для перевозки живой рыбы:

1—входная боковая дверь отделения проводниина; 2—угольные ящики; 3—переходной мосток на крыше; 4—окно в купе проводниина; 5—дно грузового помещения; 6—дефлектор вытяжной вентиляции; 7—двухстворчатая герметическая боковая дверь грузового помещения; 8—металлическая обшивка кузова; 9—торцевая лестница; 10—изоляция стенок; 11—аккумуляторный ящик; 12—динамо-машина РД-2.

таллическим кожухом с воздушным промежутком между ними. Вверху этот промежуток соединен с воздуховодом принудительной вентиляции, проходящим вдоль вагона под крышей (фиг. 378).

Циркуляция воздуха осуществляется осевым вентилятором № 3 типа ЦАГИ с приводом от электродвигателя типа ПНФ-5 мощностью 0,5 квт.

В летний период воздух всасывается вентилятором извне через жалюзи, расположенные в торцевой стенке вагона, и нагнетается по воздуховоду в грузовое помещение; в холодные периоды года нагнетается нагретый воздух из под кожуха печи, посредством которого производится обогрев вагона; свежий воздух в небольшом количестве подается при этом в вагон таким же путем, как и летом.

Количество холодного и теплого воздуха, поступающего в вагон, регулируется заслонками.

Поддержание газового режима в вагоне, а также удаление излишней влаги производится тремя дефлекторами типа пассажирских цельнометаллических вагонов, установленных на крыше в грузовом помещении.

Вагон оборудован двумя динамомашинками типа РД-2Б (номинальной мощностью около 3 квт и максимальной 5 квт, напряжением 50 в), аккумуляторной батареей типа 26ВП-400 (емкостью 400 а/час) и распределительным щитом типа ДЩР-8. Во время стоянки вагона аккумуляторная батарея обеспечивает нормальную работу всего электрооборудования вагона в течение 4,2 часа.

Динамомашинки и аккумуляторная батарея размещаются под рамой вагона.

Освещение вагона предусматривается естественное (через четыре окна в грузовом помещении и одно в отделении проводника) и электрическое (четыре лампочки по 50 вт и одна 25 вт).

Погрузка и разгрузка рыбы, а также подъем решетки из резервуара при разгрузке производятся двумя кран-балками с лебедками на 0,5 т, установленными в грузовом помещении.

Отделение проводника оборудовано туалетной комнатой (с отдельным окном), печью сухого отопления, полкой для лежания, откидным столиком, двумя вентиляционными дефлекторами и электроосвещением; в нем же установлены щиты электрооборудования.

Печь загрузается топливом из тамбура, на лобовой стене которого установлены ящики для угля.

Вагон окрашивается: стенки снаружи в белый цвет, крыша — в светлосерый; потолок

внутри вагона, стенки и все неоцинкованное оборудование в помещении проводника — в светлосерый цвет и сверху покрываются лаком; рама и все подвагонное и наружное оборудование — в черный цвет.

Резервуары для рыбы и все неоцинкованное внутреннее оборудование грузового помещения покрывается лаком (с предварительной глифталевой грунтовкой): резервуары внутри — в белый цвет, снаружи — в светлосерый цвет.

Х а р а к т е р и с т и к а в а г о н а: длина вагона по осям сцепления автосцепок 15 350 мм; длина рамы вагона 14 130 мм; длина кузова внутри (включая тамбур и отделение проводника) 13 836 мм; ширина вагона: наружная 2980 мм, внутренняя 2680 мм; высота внутри по боковой стене 2600 мм, по середине вагона 2980 мм; толщина стенок 150 мм, крыши 170 мм, пола 155 мм; размеры двери грузового помещения (в свету) 1350 × 1770 мм, тоже в помещении проводника 500 × 1810 мм; объем резервуаров: большого 17,2 м³, малого 13,3 м³; вес воды 24 т; вес полезного груза (рыбы) 4 т; полная грузоподъемность вагона 32 т, тара вагона 39 т; нагрузка от оси колесной пары на рельсы 17,75 т; нагрузка на 1 пог. м пути 4,62 т. Вагон вписан в габарит № 1-В.

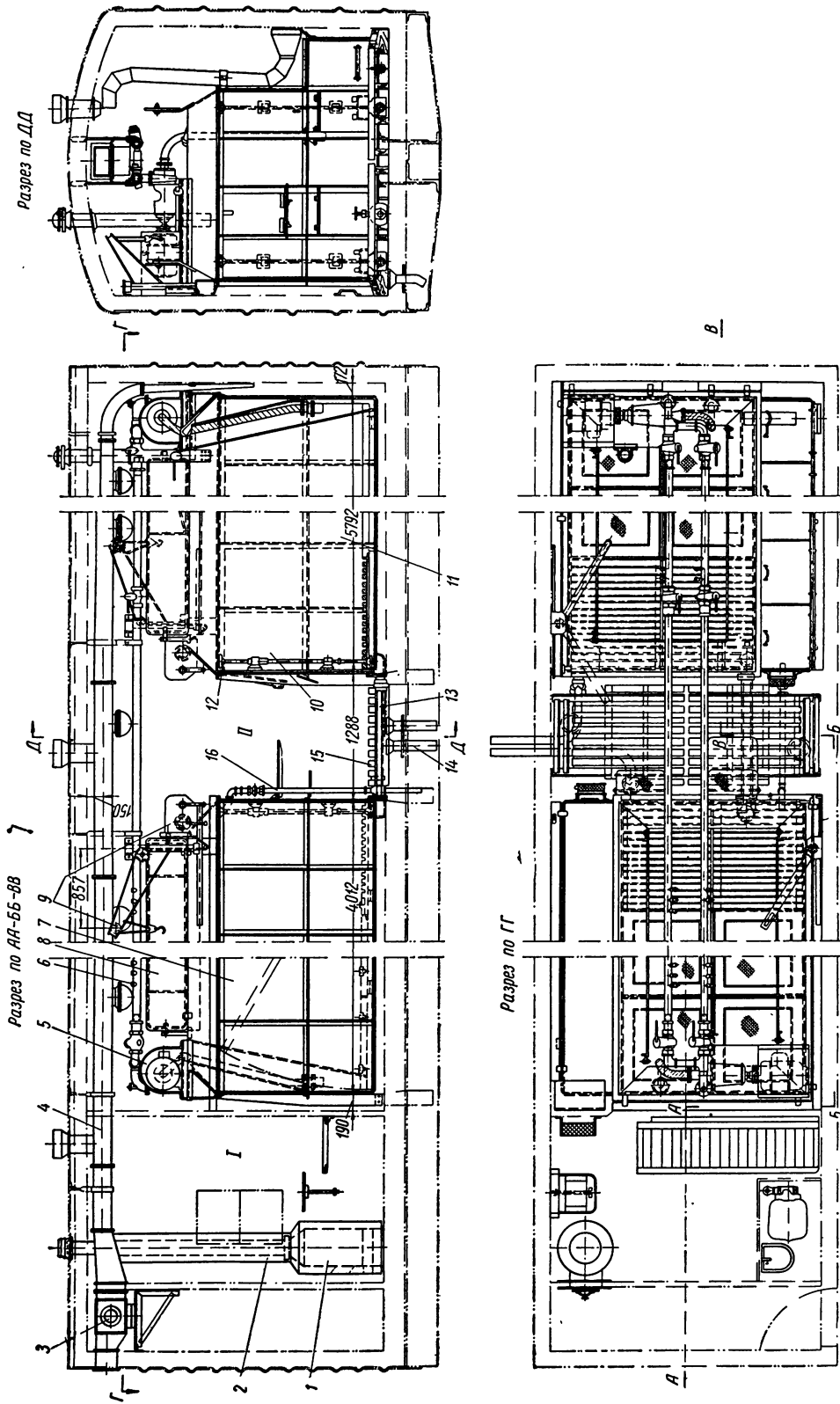
Четырехосный изотермический вагон с механической системой охлаждения (фиг. 379) имеет цельнометаллическую сварную конструкцию и предназначен для перевозки продуктов в свежем состоянии при температуре около 0°С (мясо, фрукты и др.) или в мороженом состоянии при температуре до -15°С.

Рама вагона типовой конструкции из продольных и поперечных балок, сверху перекрыта стальным листом толщиной 2 мм с продольными гофрами. Каркас кузова снаружи покрыт стальной обшивкой толщиной 2 мм (на боковых и торцевых стенках из листов с горизонтальными наружными гофрами, на крыше — гладкой).

Крыша имеет сварную конструкцию, но как узел в целом соединяется со стенками кузова на заклепках.

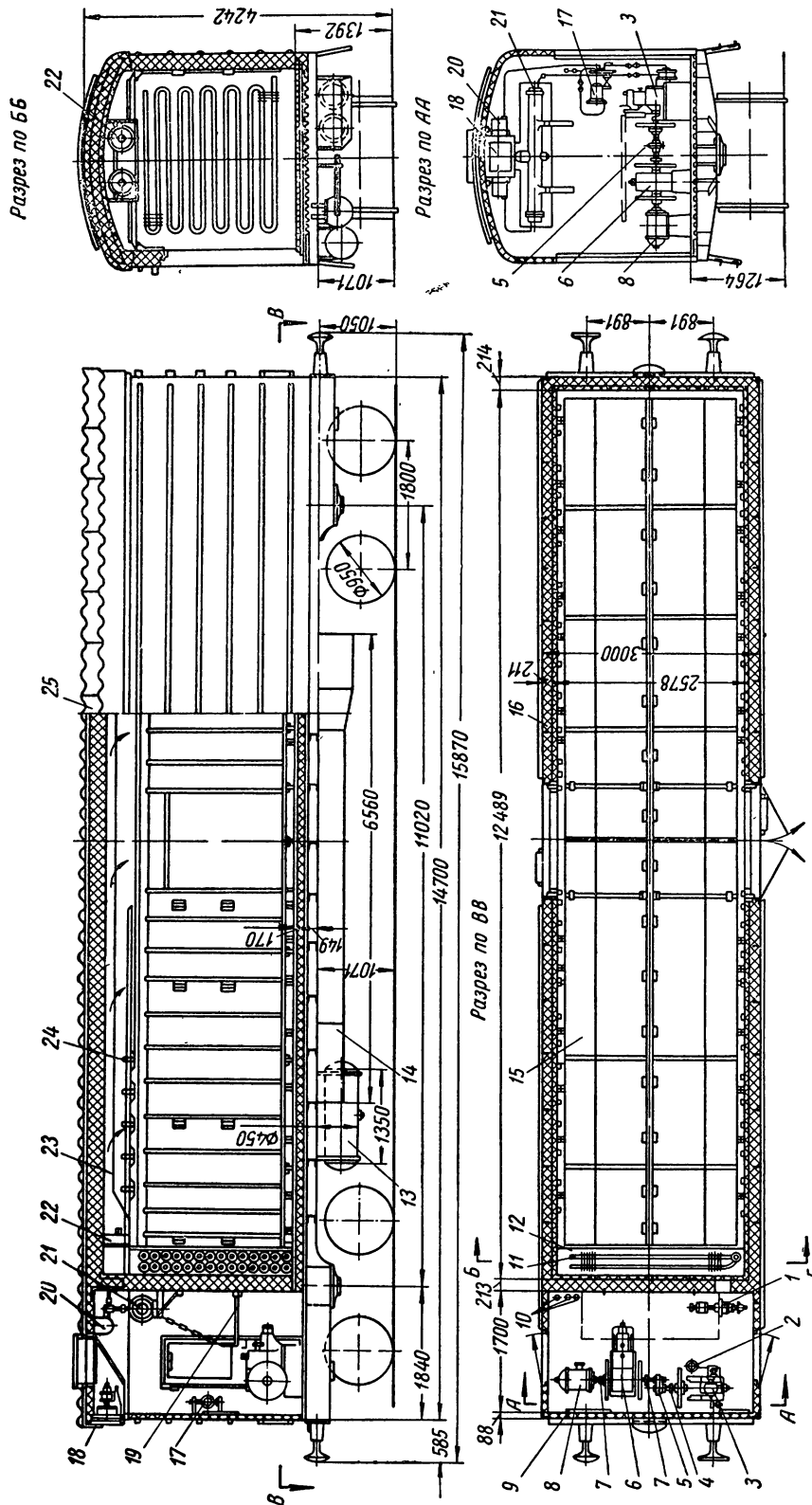
Изоляция кузова и пола выполнена из пакетов ипорки (мипоры), обернутых в перфоль, имеющих толщину: для пола 110 мм, для крыши 238 мм и для стенок 208 мм.

Внутри кузовов поверх изоляции покрывается обшивкой: для пола и крыши деревянной толщиной соответственно 40 мм и 12 мм, для боковых и торцевых стенок стальной толщиной 1 мм со штампованными металлическими гофрами, которая крепится винтами к деревянным закладкам в кузове.



Фиг. 378. Расположение внутреннего оборудования вагона для перевозки живой рыбы:

I—отделение для проводника; II—печь сухого воздушного отопления; 2—наружный кожух воздушной рубашки печи; 3—электродвигатель вентилятором для подачи воздуха; 4—продольный канал подачи теплого воздуха; 5—электродвигатель с центробежным насосом для циркуляции воды в системе аэрации; 6—водяные трубы с форсунками Блюма; 7—резервуар для рыбы (малый); 8—верхний наклонный козырек (отбойный щиток); 9—подъемник с приводом; 10—резервуар для рыбы (большой); 11—подъемная решетка; 12—привод водяного спускного клапана; 13—соединительная труба резервуаров; 14—спускные трубы для воды; 15—напольная решетка; 16—сигнальная труба.



Фиг. 379. Четырехосный изотермический вагон с механической системой охлаждения:

1—центробежный насос для рассола; 2—маслоотделитель; 3—аммиачный компрессор; 4—муфта жесткого соединения; 5—редуктор; 6—лиzeли; 7—муфты властичного соединения; 8—электрогенератор; 9—распределительный щит; 10—лучичные насосы для горячего, для рассола, для охлаждающей воды; 11—ребристые батареи системы охлаждения; 12—стенная перегородка; 13—поддонный бак для горячего на 200 л; 14—охладитель для рассола; 15—напольные огнистые решетки; 16—изоляция кузова и пола рамы; 17—установка для регулировки амплитуды; 18—вентилятор охлаждения лиzeли и компрессора; 19—спальная откидная полка; 20—бач для рассола; 21—испарительная установка для рассола; 22—вентилятор для охлажденного воздуха; 23—нагнетательный канал для охлажденного воздуха; 24—крючки для подвески мясных туш; 25—металлическая обшивка крыши.

Пол и стенки на высоту 1,5 м покрываются оцинкованным железом толщиной 2 мм. Суммарная толщина элементов кузова: пола 170 мм, стенок боковых 211 мм, лобовых 214 мм, крыши 252 мм.

Вагон по длине разделен поперечной изолированной перегородкой толщиной 213 мм на грузовое помещение и служебное отделение; в последнем размещается часть аппаратов холодильной установки.

Боковые двери грузового помещения — двухстворчатые типовые, с металлическим каркасом и стальной наружной и внутренней (оцинкованной) обшивкой.

Механическая система для охлаждения вагона состоит из аммиачного компрессора с приводом от дизеля, системы змеевиков (из труб), установленных в грузовом помещении, и из другого вспомогательного оборудования. Радиус действия установки 6 суток, запас горючего 200 кг.

В холодильную установку входит следующее оборудование.

Одноцилиндровый дизель 10 л. с. при 1200 об/мин.

Двухцилиндровый аммиачный компрессор 3 л. с., при 375 об/мин производительностью 2100 ккал/час с температурой испарения -22° , температурой сжатия $+40^{\circ}$ и температурой переохлаждения $+37^{\circ}$ С.

Конденсатор для охлаждения воздуха с ребристыми трубами (расположен под рамой вагона).

Испаритель (холодного рассола) мощностью 2100 ккал/час с поверхностью охлаждения около 1,2 м² (установлен в машинном отделении).

Бак-компенсатор для рассола (установлен в крыше машинного отделения), регулятор аммиака и насос мощностью 1,1 квт при 1500 об/мин для циркуляции рассола.

Два вентилятора для конденсаторов с приводом от электродвигателей 0,6 квт при 1500 об/мин (каждый).

Генератор постоянного тока 5,0 квт при 1200 об/мин напряжением 110 в.

Цилиндрическая зубчатая передача с передаточным числом 1:2,93 для привода через упругую муфту аммиачного компрессора от дизеля.

Конденсаторы для охлаждения воды дизеля и компрессора с общим вентилятором и электродвигателем 0,75 квт при 3000 об/мин.

Насос водяной компрессора (с трапециевидной ременной передачей) и резервный бак для воды

емкостью 100 л (установлен в машинном отделении).

Характеристика рассола: плотность по Боме 28°, $\gamma=1,24$ кг/л, температура замерзания около -50° С.

Холодильное устройство в погрузочном помещении состоит из шести секций труб (змеевиков), установленных по сторонам дверного проема на боковых стенках (четыре секции) и под потолком (две секции); трубы стальные цельнотянутые с наружным диаметром 57 мм и толщиной стенки 2,75 мм. Каждая секция может быть самостоятельно установлена и присоединена ко всей системе. Все секции попарно присоединяются к коллекторам, а последние — к испарителю.

Дизель, аммиачный компрессор и генератор устанавливаются на одной металлической раме.

Конденсаторы для сжатого аммиака располагаются под полом вагона и состоят из системы оцинкованных труб, охлаждаемых двумя электровентиляторами.

В средней части грузового помещения под крышей установлены дистанционные термометры со шкалой, выведенной наружу вагона.

Напольные решетки — металлические оцинкованные, могут откидываться на шарнирах к боковым стенкам вагона.

Машинное отделение оборудовано боковыми дверьми, опускаемыми окнами, откидной койкой, шкафом и другим инвентарем. В нем же установлен стоп-кран пневматического тормоза.

Вагон оборудован водяным отоплением типа пассажирских вагонов.

Х а р а к т е р и с т и к а в а г о н а : длина вагона по буферам 15 870 мм, длина рамы 14 700 мм; база вагона 11 020 мм; длина грузового помещения внутри 12 489 мм; длина внутри служебного помещения 1700 мм; ширина кузова: внутри по стенкам 2578 мм, между трубами охлаждения 2369 мм, снаружи по листам обшивки 3000 мм; высота от головки рельса до оси буферов 1050 мм, до верха пола 1264 мм, до верха напольных решеток 1392 мм, до верха кузова (полная) 4242 мм; высота кузова по боковой стенке 2569 мм; поверхность пола грузового помещения 29,5 м²; объем грузового помещения — 59,0 м³; вес холодильной установки (всех устройств) 4 т; тара вагона 38 т; грузоподъемность 26 т; нагрузка от оси колесной пары на рельсы 26 т; нагрузка на 1 пог. м пути 4,04 т.

Поезд-рефрижератор с механической системой охлаждения. Поезд состоит из 23 четырехосных вагонов, в том числе: одного вагона-элек-

тростанции, одного вагона-машинного отделения, вагона для обслуживающего персонала и 20 изотермических вагонов.

Все холодильное оборудование размещается в машинном отделении. Холодильный раствор из этого вагона подается по главной магистрали в изотермические вагоны и в отработанном виде возвращается обратно в машинное отделение. Электроэнергия для электродвигателей аммиачных компрессоров вырабатывается в вагоне-электростанции.

Все вагоны поезда — цельнометаллической сварной конструкции с крышами, соединенными с кузовами на болтах и со стальной обшивкой стенок, крыши и пола. Длина вагона с буферами 15 200 мм; длина рамы 14 030 мм; база вагона 10 200 мм; ширина кузова снаружи 3000 мм; высота от головки рельса до верха вагона 4270 мм, до оси буферов 1050 мм. Двухосные тележки пассажирского типа бесчелюстные с двойным рессорно-пружинным подвешиванием.

Вагон-дизельная станция оборудован боковыми дверями, опускаемыми окнами (по три с каждой стороны кузова), двумя всасывающими вентиляционными окнами в боковых стенках и двумя отсасывающими вентиляционными коробами (расположенными на крыше), торцевыми дверями и переходными площадками с каждого конца вагона, площадками на крыше и лестницами на торцевых стенках и подвагонным оборудованием.

Оборудование силовой установки состоит из двух главных дизелей по 100 л. с. с генераторами трехфазного тока 75/60 квт, напряжением 220/380 в с воздушным охлаждением воды и масла от привода вентилятора; вспомогательного дизеля 60 л. с. с генератором трехфазного тока 38/30 квт, напряжением 220/380 в; главного распределительного щита и щита для приборов контроля температуры; электронасосов для горючего, аккумуляторной батареи для пуска вспомогательного дизеля, напряжением 24 в и мощностью 135 а/час; баков для воды, масла и горючего, электровентиляторов и пр.

Общий запас топлива 8050 кг обеспечивает работу главных дизелей в течение 20 час. и вспомогательного в течение 8 час.

Вагон-машинное отделение оборудован боковыми дверями с подножками, торцевой дверью и переходной площадкой с одного конца вагона, соединительной гармонией с широким гибким рукавом для подачи холодного рассола к вагонам-холодильникам с другого конца вагона.

На крыше вагона размещаются камера с жалюзи для забора воздуха; бак-компенсатор, запасной бак для рассола и камера выпуска воздуха из охлаждающей системы.

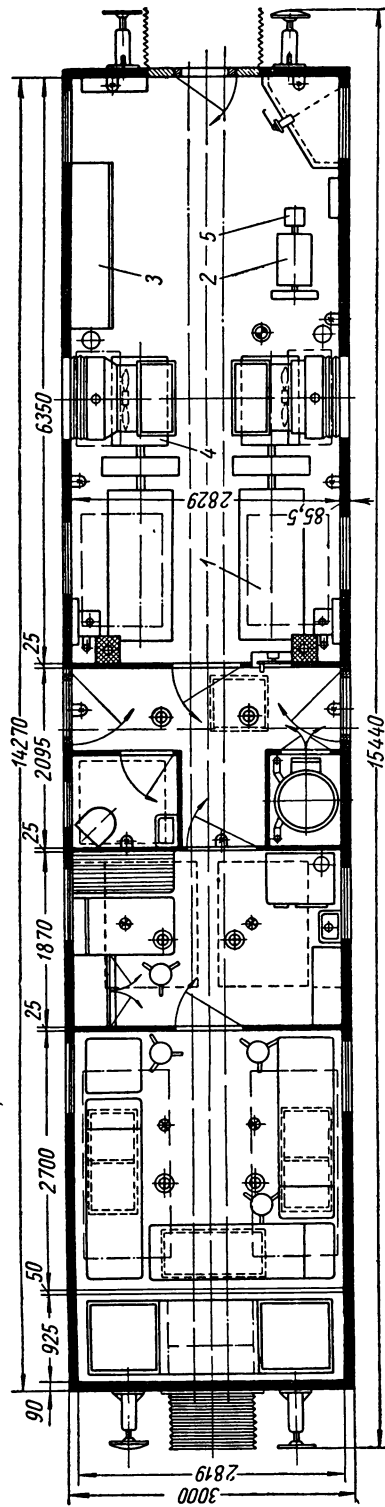
Под вагоном установлены резервные баки для аммиака и ящик для запасных частей.

Оборудование машинного отделения состоит из двух аммиачных компрессоров производительностью 88 000 ккал/час при температурах испарения — 15°С, конденсации + 30°С и переднего регулирующего вентиля + 25°С; потребляемая мощность 38 квт при 440 об/мин; двух аммиачных воздушных конденсаторов с поверхностью охлаждения 80 м² каждого; конденсаторы состоят из ребристых цельнотянутых труб диаметром 38 мм; толщиной стенки 3,5 мм, диаметр ребра 138 мм; трех аммиачных испарителей (охлаждения рассола), площадь по 38 м² из труб диаметром 38 мм; двух электровентиляторов для конденсаторов с потребляемой мощностью 14 квт и производительностью 65 000 м³/час (каждый); двух маслоотделителей; двух центробежных насосов 8,5 квт, производительностью по 35 м³/час при давлении 25 мм вод. ст.; двух термоустановок для контроля температуры рассола и охлаждающего конденсатора; двух резервных баков емкостью по 850 л каждый для рассола (установленных на крыше вагона); двух ресиверов для аммиака по 180 л каждый; ручных насосов; компенсаторных баков для рассола и другого оборудования.

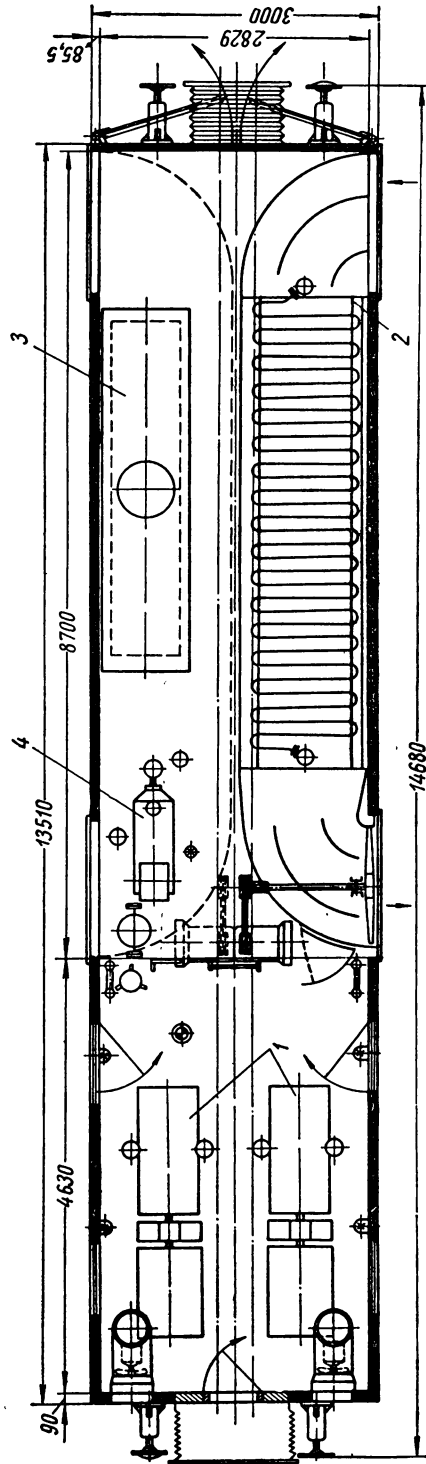
В крыше вагона установлены дефлекторы для естественной вентиляции.

Вагон для обслуживающего персонала состоит из двух двухместных и двух четырехместных купе с жесткими спальными местами, салона (зала), кухни, туалетной комнаты и котельного отделения. Вагон рассчитан на размещение 12 чел. обслуживающего персонала. Под крышей вагона устанавливается пять баков для воды емкостью по 780 л каждый и один бак для питьевой воды. Под рамой вагона размещаются аккумуляторная батарея емкостью 360 а/час и тенотронный сухой выпрямитель для зарядки аккумуляторной батареи.

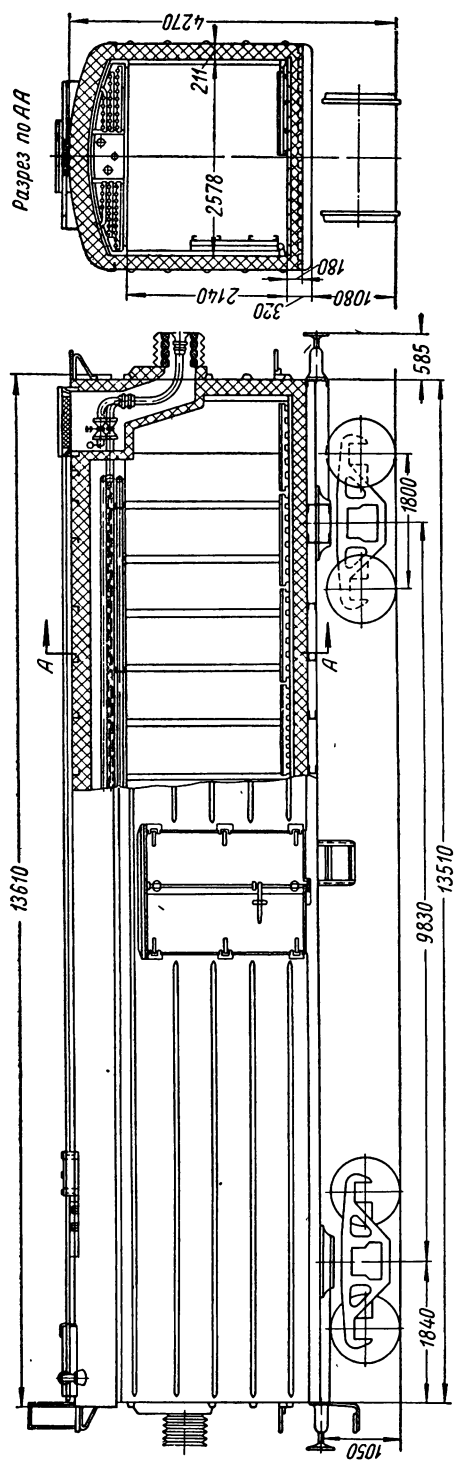
Вагон-холодильник (изотермический) предназначается для перевозки груза. В торцевых стенках имеются отверстия с переходными гармониями и гибкими шлангами для подачи рассола. Трубчатые змеевики охладительных секций (четыре на вагон) с поверхностью по 220 м² размещаются на боковых стенках внутри грузового помещения в концевых частях вагона.



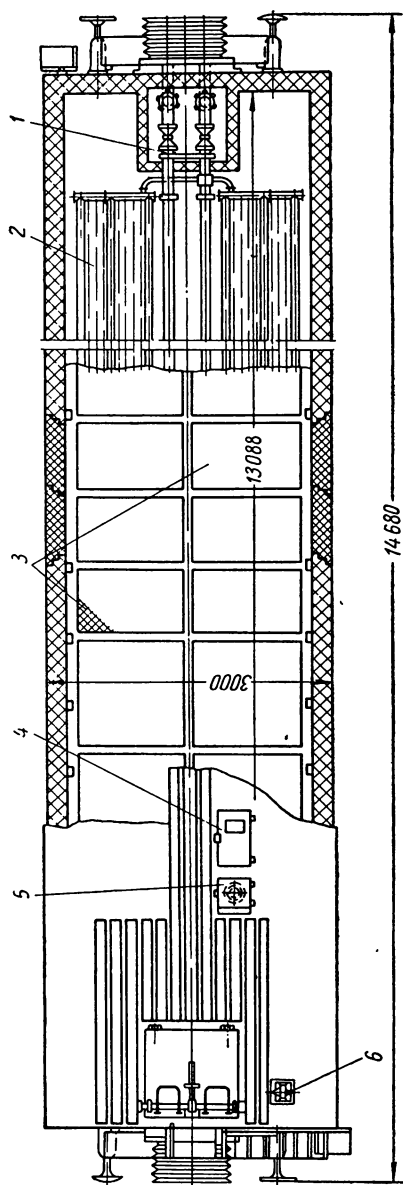
Фиг. 380. Планировка вагона-дизельная станция первого поезда-рефрижератора с механической системой охлаждения:
 1—главный дизель; 2—вспомогательный дизель; 3—распределительный щит; 4 и 5—генераторы.



Фиг. 381. Планировка вагона-машинное отделение первого поезда-рефрижератора:
 1—аммиачный компрессор; 2—аммиачный воздушный конденсатор; 3—аммиачный испаритель; 4—центробежный насос.



Фиг. 382. Четырехосный изотермический вагон первого «поезда-рефрижератора».



Фиг. 383. Планировка четырехосного изотермического вагона первого «поезда-рефрижератора»: 1—устройство для отвода воздуха; 2—охлаждающая батарея; 3—напольные решетки; 4—контактный термометр; 5—термометр; 6—всасывающий вентилятор.

Вагон оборудован электроосвещением, приточной вентиляцией (от двух электродвигателей по 0,14 квт при 1250 об/мин), электрообогревом от восьми печей (общей мощностью 6 квт), установленных по четыре печи у каждой торцевой стены внутри грузового помещения, а также контрольной и регулирующей электро- и термоаппаратурой для вентиляции, обогрева и охлаждения вагона (автоматического управления).

В остальном его конструкция аналогична цельнометаллическому изотермическому вагону.

Примечание. В первом поезде-рефрижераторе вагоны имели длину с буферами 14 680 мм, длину рамы 13 510 мм и базу 9330 мм. Обслуживающий персонал размещался в вагоне-электростанции, в котором имелись бытовые помещения (фиг. 380), а часть оборудования находилась в вагоне-машинном отделении (фиг. 381).

В связи с затруднениями в обслуживании агрегатов (из-за тесноты) в последующих поездах-рефрижераторах длина вагонов была увеличена до указанных выше, бытовые помещения выделены в отдельный вагон (для обслуживающего персонала) и все оборудование более равномерно распределено в трех вагонах (дизельном, машинном и бытовом).

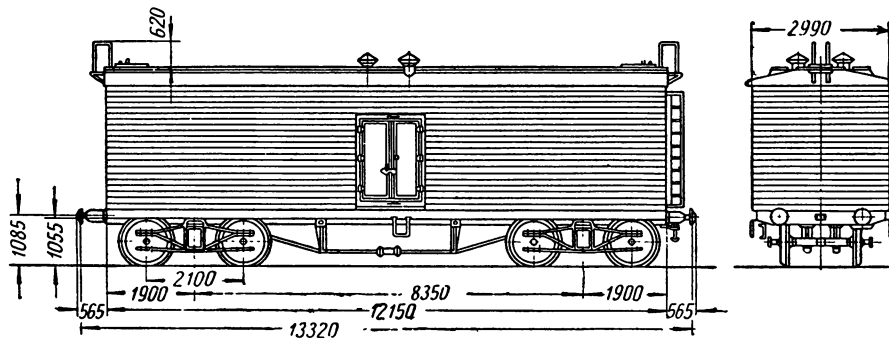
Планировка вагона-холодильника первого поезда показана на фиг. 382 и 383.

Стойки, раскосы и дуги кузова покрыты изнутри и снаружи деревянной обшивкой толщиной по кузову 22 мм, по полу 22 и 45 мм. К боковым стенкам кузова прикреплены откидные полки для тарных грузов. В нижней части карманов для льда через рассольные баки проходят трубы с циркулирующим в них воздухом, что способствует более интенсивному охлаждению.

По остальному устройству (изоляция, внутреннее и наружное оборудование, двери и т. п.) вагон не отличается от четырехосного изотермического вагона п. с. 30 т.

Вагон оборудуется пневматическим тормозом или одновременно пневматическим и ручным тормозами, автосцепкой и буферами.

Характеристика вагона: длина по осям сцепления автосцепки 13 320 (13 390) мм; длина рамы 12 150 (12 760) мм; база вагона 8350 мм; длина кузова внутри 11 820 мм; длина погрузочного помещения между щитами 10 120 мм; ширина кузова: снаружи 2990 мм, внутри 2700 мм; высота кузова внутри по боковой стенке 2620 мм, высота от головки рельса до оси автосцепки 1055 мм; площадь пола погрузочного помещения 27,3 м², кузова 32,20 м²;



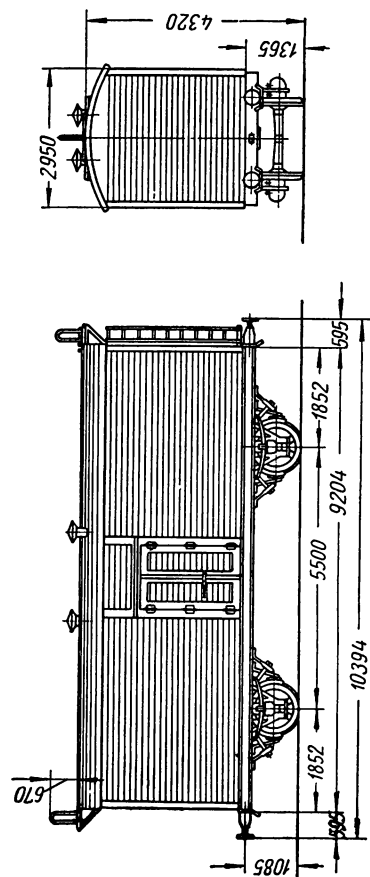
Фиг. 384. Четырехосный 28,5-тонный изотермический вагон с решетчатым и карманами для льда.

Четырехосный изотермический вагон п. с. 28,5 т с решетчатыми карманами для льда, рассольными баками и откидными полками — по чертежам Брянского паровозостроительного завода (фиг. 384). Вагон имеет металлическую несущую раму и деревянный кузов. Рама (клепаной конструкции) состоит из хребтовой и боковых балок (швеллеры № 30 и 20) и балок поперечных из штампованных диафрагм с верхними и нижними накладками. Хребтовая балка усилена снизу двумя двухколоночными шпренгелями с регулировкой на струне.

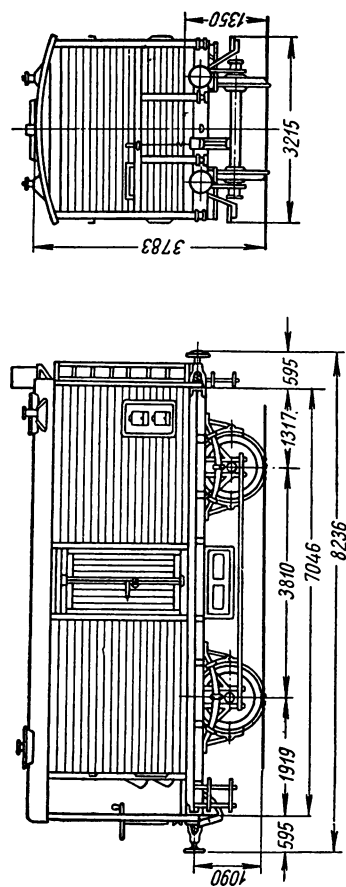
высота погрузочного помещения в свету 2350 мм; размеры дверного проема в свету 1770 × 1350 мм; объем погрузочного помещения 64,15 м³; тара вагона 31,5 (32) т; вес льда 3,5 т; грузоподъемность вагона 25 т (без льда); нагрузка от оси на рельс 15 (15,13) т; нагрузка на 1 пог. м пути 4,50 (4,33) т.

Ходовые части — двухосные тележки с базой 2100 мм, осями типа III и колесами диаметром 950—1050 мм.

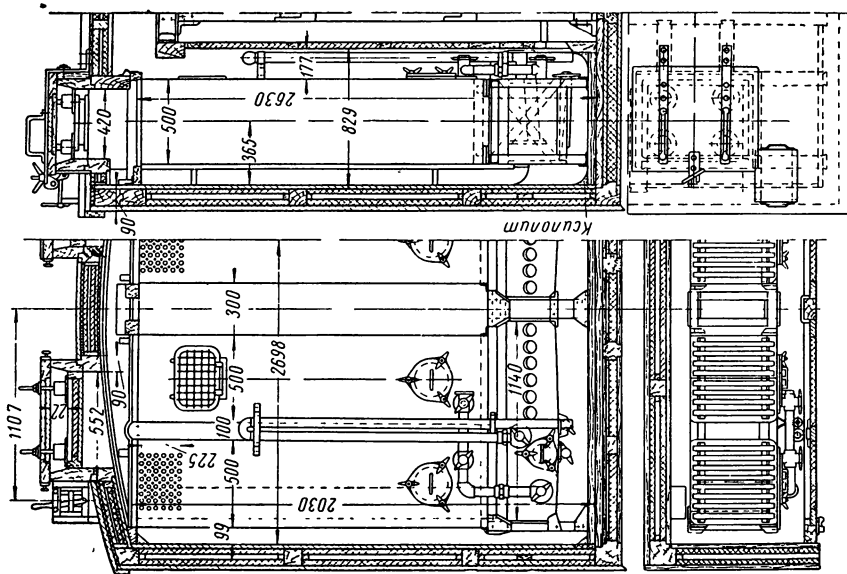
Часть вагонов строилась с откидными полками.



Фиг. 386. Двухосный 19-тонный изотермический вагон с решетчатыми карманами



Фиг. 387. Двухосный 12,5-тонный изотермический вагон (с решетчатыми карманами для льда) для перевозки фруктов.



Фиг. 385. Сплошной карман для льда 28,5-тонного изотермического вагона.

Четырехосный изотермический вагон п. с. 28,5 т со сплошными карманами для льда и с рассольными баками — по чертежам Брянского паровозостроительного завода. Конструкция кузова, рамы, ходовых частей и всего оборудования, за исключением хранилищ для охлаждающих материалов, полностью соответствует предыдущей. Для хранения льда в концах вагона установлено по четыре ледника из листового оцинкованного железа, под которыми в баках помещается рассол (фиг. 385). Сечение их 500×500 мм, высота 2000 мм. Толщина стенок 3 мм, толщина днища 6 мм.

Длина погрузочного помещения 10 260 мм, его объем 65,10 м³. Остальные данные те же, что и для предыдущего вагона.

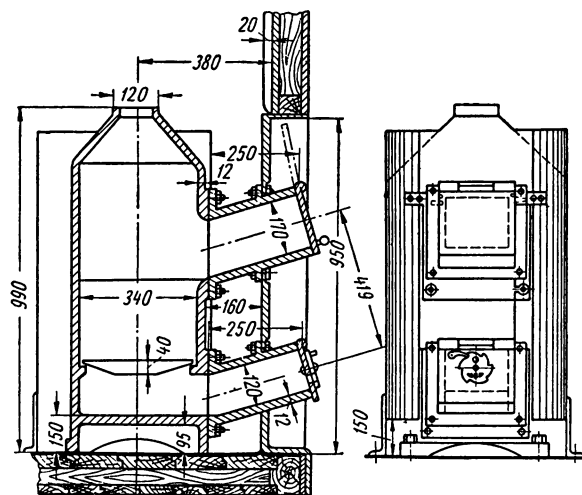
Двухосный изотермический вагон п. с. (со льдом) 19 т с решетчатыми карманами — по чертежам Тамбовского вагоноремонтного завода 1932 г. (фиг. 386). Рама этого вагона (цельнометаллическая, клепано-сварной конструкции), состоит из хребтовой балки и балок боковых, буферных и средних поперечных — все из прокатных профилей. Кузов деревянный, такой же, как кузов четырехосного изотермического вагона п. с. 28,5 т; подобны и все другие части и устройства — двери, вентиляторы, решетчатые карманы, внутреннее и наружное оборудование. Вагон оборудован автосцепкой, буферами и автоматическим тормозом (или автоматическим и ручным тормозами). Часть вагонов оборудована винтовой несквозной упряжью.

Х а р а к т е р и с т и к а в а г о н а: длина по буферам 10 394 мм; длина рамы 9204 мм; база вагона 5500 мм; длина кузова внутри 9010 (8410) мм; длина погрузочного помещения между щитами 7440 (6840) мм; ширина кузова снаружи 2950 мм, внутри 2700 мм; высота от головки рельса до оси буферов 1085 мм; до уровня пола (без решеток) 1365 мм, до верха вагона 4320 мм; высота кузова внутри по боковой стенке 2620 мм; полезная площадь пола 24,3 м²; полезный объем вагона 63,75 м³; высота погрузочного помещения в свету 2370 мм; размеры двери в свету 1770×1350 мм; тара вагона 18 (18,40) т; вес льда 2,5 т; грузоподъемность без льда 16,5 т; нагрузка от оси на рельс 18,5 (18,7) т; нагрузка на 1 пог. м пути 3,56 (3,60) т.

Рессорное подвешивание одинарное, рессоры листовые. Ходовые части: оси типа III, колеса диаметром 1050 мм.

Двухосный изотермический вагон п. с. 12,5 т с решетчатыми карманами для льда и печным отоплением, предназначенный для

перевозки фруктов (фиг. 387). Рама деревянно-металлическая от двухосного крытого грузового вагона п. с. 16,5 т. Кузов полностью деревянный по типу двухосного изотермического вагона п. с. 19 т. Для льда имеются деревянные решетчатые карманы, аналогичные описанным выше, но меньших размеров. В отделении, изолированном от погрузочного помещения, установлена чугунная литая печь сухого отопления (фиг. 388). Дверь этого отделения имеет асбестовую изоляцию. Для грузов в вагоне устроены полки в два яруса.



Фиг. 388. Печь сухого отопления изотермического вагона.

Х а р а к т е р и с т и к а в а г о н а с ручным и пневматическим тормозами: длина по буферам 8236 мм; длина рамы 7046 мм; база вагона 3810 мм; длина кузова внутри 6356 мм; длина погрузочного помещения между щитами 4875 мм; ширина кузова внутри 2222 мм; полезная площадь пола кузова 17,45 м²; полезный объем кузова 38,75 м³; размеры двери в свету 1770×1210 мм; высота от головки рельса до оси буферов 1090 мм, до уровня пола (без решеток) 1350 мм; до верха крыши 3783 мм; тара вагона 11,7 т; вес льда 2 т; грузоподъемность со льдом 12,5 т; нагрузка от оси на рельс 12,10 т; нагрузка на 1 пог. м пути 2,94 т.

Ходовые части, ударно-тяговые приборы и тормоза такие же, как у двухосной платформы п. с. 20,0 т.

Двухосный крытый вагон п. с. 12 т с вентиляцией для перевозки минеральных вод. Этот вагон переделан из двухосного крытого вагона п. с. 16,5 т. Кузов (деревянный) изолирован

аналогично кузову двухосного изотермического вагона.

Внутри вагон разделен перегородкой на погрузочное и служебное помещения. В последнем установлена печь сухого отопления, имеются полка и столик для проводника. Вентиляция приточно-вытяжная. Приток воздуха осуществляется через воздухонагнетательные трубы с раструбами, расположенными под вагоном у его концов.

На раструбах имеются пылезащитные устройства. Отсос воздуха производится вытяжными вентиляторами, поставленными у концов вагона.

Характеристика вагона с ручным и пневматическим тормозами: длина по буферам 8236 мм; длина рамы 7046 мм; база вагона 3810 мм; длина кузова внутри 7002 мм; длина погрузочного помещения 5578 мм, ширина кузова: внутри 2743 мм; снаружи 2975 мм; высота кузова внутри по боковой стенке 2180 мм; полезная площадь пола 19,20/15,30 м²; полезный объем кузова 41,90/32,25 м³; тара вагона 9,3 т; грузоподъемность 12 т; нагрузка от оси на рельс 10,65 т, нагрузка на 1 пог. м пути 2,59 т.

§ 76. ИЗОЛЯЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В ВАГОНАХ

Изоляционные материалы должны обладать следующими свойствами:

- 1) низким коэффициентом теплопроводности;
- 2) минимальным объемным весом;
- 3) способностью выдерживать без разрушения тряску, вибрации и удары, возникающие при движении вагона;
- 4) огнестойкостью и высокой сопротивляемостью атмосферным воздействиям.

В вагоностроении широко распространены следующие изоляционные материалы отечественного производства.

Альфель (алюминиевая фольга). Этим материалом стали пользоваться для изоляции вагонов лишь в самое последнее время. Его применяют в виде листов толщиной от 0,07 до 0,011 мм гладких, гофрированных или мятых вручную. Большое распространение получили мятые листы, приводимые в это состояние непосредственно при изоляционных работах. Изоляционный слой состоит из нескольких таких листов, в середине ставятся мятые тонкие, снаружи для защиты их от механических повреждений ставятся толстые гладкие листы. Соприкосновение листов как слоев изоляции друг с другом должно происходить в выпуклых точках и по малым

линиям для того, чтобы теплопередача была возможно меньшей. Отражение тепловых лучей отполированной до высокого блеска поверхностью альфеля и наличие воздушных прослоек между листами альфеля обеспечивают хорошую изоляцию вагона.

В качестве наружных обкладочных слоев (со стороны металлической обшивки кузова или внутренней деревянной) применяется альфель толщиной 40 мм. Наилучшие результаты в части минимального коэффициента теплопередачи дает постановка 11—13 тонких листов альфеля в среднем слое изоляции и 1—2 толстых листов наружных.

Применение альфеля для изоляции цельнометаллических пассажирских вагонов бескупейного типа позволило сократить вес вагона на 2,4 т. Вес альфеля, расходуемого на изоляцию одного вагона, плюс вес прокладок из войлока не превышает 200 кг, тогда как вес обычной изоляции (шевелина или войлока) достигает почти 2600 кг.

Альфель огнестоек, паро-водонепроницаем, не подвержен ржавлению, хорошо сопротивляется атмосферным воздействиям.

При применении альфеля требуется особенно тщательно изолировать его от соприкосновения со стальной обшивкой и каркасом кузова, так как в местах контакта образуется разность потенциалов, что приводит к быстрой коррозии альфеля. По этой же причине альфель должен быть очень высокой чистоты; примеси ведут к образованию электропар и коррозии. Алюминиевая фольга изготавливается по техническим условиям ГОСТ 618-50, из алюминия марки А1 по ГОСТ 3549-47.

Алюминиевая фольга применялась для изоляции цельнометаллических пассажирских вагонов до 1950 г., затем она была заменена на мипору, которая по стоимости ниже, чем альфель, и более технологична в производстве.

Мипора (ипорка). Этот материал начинает получать все большее распространение за последнее время исключительно благодаря своему низкому коэффициенту теплопередачи и малому объемному весу. По этим качествам ему равноценна только алюминиевая фольга.

Мипора практически не горит, не подвержена гниению, строение ее микропористое, в силу чего она впитывает влагу, цвет ее белый; внешний вид — типа губки. Приготавливается искусственно путем химической обработки формалина и мочевиной кислоты, в результате чего получается пена, затвердевающая в плотную массу. Для удаления запаха формалина масса должна

выдерживаться в течение 10—15 суток в хорошо вентилируемом помещении. Применяется в виде блоков, которые для предохранения от физического истирания и раскрашивания, а также от поглощения влаги обертываются в пароводонепроницаемый гибкий материал (перфоль, пластикат и т. п.), концы которого завертываются, и все швы тщательно проклеиваются специальными клеями.

Для отражения прямых тепловых лучей с широких плоскостей (сторон), одной или двух, мипора иногда покрывается под пластикатом толстым (0,040 мм) альфолем.

Пакеты изготавливаются нескольких определенных размеров, что позволяет наладить их массовое производство. Пакеты обеспечивают заполнение любой ячейки стенки крыши и пола вагона, куда закладываются они в различных комбинациях (по номеру).

Для пола, где пакеты не провисают, можно использовать крошку мипоры, оставшуюся как отход от резки кусков. В этом случае пакеты делают в виде матрасиков или толстых одеял.

После закладки пакетов в ячейки стенок, крыши и пола кузова они сверху должны быть закрыты общими пароводонепроницаемыми полотнищами: пергамина, рубероида или перфоля, края которых склеиваются между собой бакелитовым лаком или специальным клеем.

Изготавливается мипора в виде блоков объемом до 0,12 м³ каждый с размерами по длине до 1040 мм, по ширине до 530 мм, по толщине до 225 мм.

Техническая характеристика: объемный вес 0,015 ($\pm 0,002$) кг/л; влажность при 20°C не более 12%; теплопроводность при 20°C—0,030 ($\pm 0,005$) кал/час; эластичность (сжимаемость) — не более 4,5% уменьшение объема при нагрузке 0,1 кг/см²; временное сопротивление сжатию — не менее 0,25 кг/см²; потеря веса при испытании на вибраторе в течение 120 час. — не менее 3%; тепловая стойкость мипоры — горения не поддерживает, при нагреве оплавляется.

Определение теплопроводности γ мипоры производится по стационарному способу; пластинка мипоры с одной стороны держится при определенной повышенной температуре t_1 и измеряется изменение температуры t_2 на другой стороне пластинки в связи со временем; значение γ определяется по формуле

$$\gamma = \frac{Q\Delta}{F(t_1 - t_2)},$$

где Q — количество переходящего тепла в единицу времени в кал; Δ — толщина пластинки

в см; F — площадь пластинки в см²; ($t_1 - t_2$) — разность температур в °C.

Полиамидная пленка перфоль представляет собой тонкую пленку из конденсированного Е-напролактама при условии добавки соответствующего катализатора. Пленка перфоль применяется в качестве вспомогательного материала в вагоностроении для завертывания пластин из губчатого термоизоляционного материала и для других целей. Пленка перфоль поставляется в виде рулонов длиной от 100 до 300 м и шириной 120—132 см, намотанных на картонные гильзы и сверху завернутых в бумагу или картон; она должна храниться на складе с температурой не ниже —30°C и относительной влажностью не ниже 50%.

Техническая характеристика: разрывное усилие: в продольном направлении не менее 4 кг/мм², в поперечном направлении 16 кг/мм²; это усилие определяется на образцах, имеющих размеры: длину 100 мм, ширину 15 мм. Вязкость в серной кислоте — минимум 2,0 (определяется вязкость 1% раствора перфоля в концентрированной серной кислоте при 18°C по вискозиметру). Вес 1 м² перфоля толщиной 0,05—0,07 мм равен соответственно от 50 до 70 г. Гарантийный срок: намотанный в рулон перфоль сохраняет указанные выше свойства в течение 6 мес.

Практически в эксплуатации перфоль несколько теряет эластичность (твердеет) и дает усадку в размерах от 3 до 7%, что следует иметь в виду при изготовлении пакетов мипоры. Последние следует делать с припуском на усадку и закладывать возможно плотнее (туже) в гнезда (изолируемые ячейки).

Клей для перфоля (перфолиевый или лиафолиевый) предназначается для склеивания пленок перфоля между собой или пленок перфоля с текстолитовой основой и т. д.

Техническая характеристика перфолиевого клея. Внешние показатели — прозрачная, коричневая жидкость с запахом метанола и четыреххлористого углерода. Вязкость 12—28 сек. при 20°C. Уд. вес — 1,008. Примерная рецептура: розерцина 600 г, метанола 700 см³, четыреххлористого углерода 300 см³ и перфоля (смытого) 140 г, все вместе растворяется при 50°C. Хранение: в нержавеющей посуде или в бутылках с притертой пробкой при комнатной температуре около 20°C; клей перфоль по возможности должен быть израсходован в течение 6 мес.

Техническая характеристика лиафолиевого клея. Внешние пока-

затели — прозрачная жидкость с запахом хлопроформа или метиленхлорида. Уд. вес 1,1—1,2. Примерная рецептура (в весовых частях): метанола чистого — 30, воды — 5, хлороформа или метиленхлорида — 65. Хранение при температуре не выше 20°С, срок годности не ограничивается.

Стекловолоконная вата представляет собой термоизоляционный материал, состоящий из беспорядочно расположенных гибких стеклянных волокон (диаметром до 21 мк), полученных способом вытягивания из расплавленного стекла. Стекловолоконная вата применяется как изоляция при положительных температурах до 450°С, а также при любых отрицательных температурах. Изготавливается стекловолоконная вата по техническим условиям ГОСТ 5174-49.

В вагоностроении стекловолоконная вата применяется для изоляции в кузовах и рамах стоек и профилей замкнутого сечения, которые после закладки изоляции завариваются электросваркой, или для изоляции специальных кислотных цистерн.

Пергамин представляет собой изоляционный материал, изготовленный посредством пропитки нефтяными битумами основы: кровельного картона, бумаги или ролевой целлюлозы; проклеивающим материалом является клебемасса на основе нефтешлаков. Внешний вид пергамина матовый, черный с коричневым оттенком.

В зависимости от веса 1 м² пергамин разделяется на шесть марок П-150 и до П-500 (соответственно вес от 150 до 500 г при влажности 5%). Он поставляется по техническим условиям ГОСТ 2694-52 в рулонах с шириной полотна от 650 до 1050 мм, общей площадью до 20 м².

Механические свойства пергамина (для марок от П-150 до П-500) соответственно: предел прочности при разрыве (не менее) от 14 до 32 кг; при загибе по полукругности стержня диаметром 10 мм не должно появляться трещин (при температуре 18°С).

Пергамин применяется как паро-водонепроницаемая прокладка между пакетами (или слоями) изоляции и внутренней обшивкой кузова (или нижней подшивкой пола). При этом пергамин выполняет и роль изоляционного материала.

Не рекомендуется применять пергамин для обкладки металлических частей кузова, если на последних имеется возможность конденсации влаги. Последняя будет впитываться пергамином и действовать коррозионно на металл.

Рубероид представляет собой кровельный ру-

лонный материал, изготовленный путем пропитки кровельного картона мягкими нефтяными битумами с последующим покрытием его тогоспластками битумами с одной или с двух сторон (рубероид двусторонний). Рубероид имеет покрытие с наружной стороны (в рулоне) в виде мелкой минеральной посыпки, а с внутренней — в виде мелкой минеральной или чешуйчатой слюдяной посыпки.

Рубероид выпускается марок РО и РОМ (односторонний) и РМ и РЧ (двусторонний). Марки РМ и РОМ допускаются применять для гидроизоляции.

Каждая марка разделяется на два вида: 500 и 350 (например, РМ-500 и РМ-350) в зависимости от веса 1 м² рубероида (соответственно 500 и 350 г).

Рубероид изготавливается по техническим условиям ГОСТ 2165-51 и поставляется в рулонах с шириной полотна 750, 1000 и 1500 мм и общей площадью рулона 20 м² (для марки 500 допускается площадь до 10 м²).

Как показали сравнительные испытания на водопоглощаемость различных марок рубероида и пергамина, проведенные Всесоюзным научно-исследовательским институтом (отделением изоляционных материалов) МПС, наилучшие результаты показала марка РМ-350. Она в настоящее время и применяется в качестве паро-водонепроницаемой прокладки между пакетами мипоры и внутренней деревянной обшивкой кузова в цельнометаллических пассажирских вагонах. Так же как и пергамин, рубероид не рекомендуется применять как прокладку со стороны металлических элементов кузова и рамы, если на последних имеется возможность конденсации влаги.

Механические свойства рубероида марки РМ-350: разрывной груз при растяжении полоски шириной 50 мм — не менее 32 кг; при загибе полоски по полукругности стержня диаметром 20 мм не должно появляться трещин при 18°С.

Изоляции минерального происхождения

Минеральная вата представляет собой теплоизоляционный материал, состоящий из тончайших стекловидных волокон (диаметром не более 7 мк), получаемых путем распыления жидкого металлургического или топливного шлаков, горных пород или иных силикатных материалов (например, глины). Минеральная вата применяется при температуре изолируемых поверхностей до 600°С и изготавливается по техническим

условиям ГОСТ 4640-52 трех марок 150, 200 и 250 в зависимости от величины объемного веса (соответственно) — 150; 200 и 250 кг/м³, с коэффициентом теплопроводности для них при температуре 30°С (соответственно) 0,040; 0,045 и 0,050.

Минеральная вата может применяться также, как и стеклянная вата, для изоляции замкнутых металлических профилей (которые будут впоследствии завариваться), котлов специальных цистерн (кислотных и др.), для уплотнения затворов и т. п.

Минеральный войлок из минеральной ваты на битумной связке представляет собой материал рулонный или листовой, получаемый в результате обработки волокон минеральной ваты битумом, и применяется для теплоизоляции оборудования при температуре изолируемых поверхностей до 60°С.

Войлок поставляется в листах размером по длине — от 1000 до 3000 мм, по ширине — от 375 до 1200 мм и по толщине 20, 40 и 60 мм.

Войлок изготавливается по техническим условиям ГОСТ 6125-52 трех марок: 150, 200 и 250 в зависимости от величины объемного веса (соответственно) 150, 200 и 250 кг/мм³ с коэффициентом теплопроводности для них при температуре 30°С (соответственно) 0,050; 0,055 и 0,060.

Минеральный войлок из-за температурных условий может применяться только для изоляции полов вагонов. При применении в изоляции боковых стен и крыши он может выделять пары битума (при высоких наружных температурах).

Минераловатная пробка получается обработкой полотнищ шлаковой ваты горячим гудроном с последующим прессованием в формах.

Минераловатные пробка и войлок являются серьезными конкурентами шевелину и торфолиуму. Недостатки — высокий удельный вес. Достоинствами их являются малая стоимость и широкие возможности в смысле получения сырья для изготовления.

Торфолиум. Изготавливается этот материал из дешевого и недефицитного торфа, который брикетирован в плиты и пропитывается горячим гудроном. В основном он применяется для изоляции пола изотермических вагонов, так как слабо переносит толчки и удары, от которых быстро растрескивается. Достоинства его — простота и низкая стоимость как сырья, так и изготовления. В термическом отношении стоит ниже шевелина, пробки, минераловатного войлока и др. К недостаткам торфолиума от-

носятся слабая его стойкость, влагоемкость и возможность гниения.

Пробка. Этот изоляционный материал отличается прочностью, кроме того, он обладает низким коэффициентом теплопередачи, не зависящим от времени года, и не подвержен гниению.

К недостаткам пробки как изоляционного материала следует отнести ее большой удельный вес, а также дефицитность.

Для изоляции пробку применяют в виде плит, спрессованных из отходов пробкового производства.

Шевелин. До последнего времени шевелин как изоляционный материал применялся в вагоностроении особенно широко. Этому способствовали такие его качества, как малый коэффициент теплопередачи и малый удельный вес, а также удобство его укладки. Однако шевелин подвержен гниению и быстро разрушается под действием влаги.

Шевелин готовят из отходов льняного производства и так называемых фабричных уга-

Таблица 76

Коэффициенты теплопроводности и объемный вес различных материалов

Вид материала	Коэффициент теплопроводности в ккал/м ² /час. град.	Объемный вес в кг/м ³
Альфель	0,03 — 0,05	3
Промасленная бумага	0,13	900
Войлок животный	0,03 — 0,05	260— 350
Дерево сосновое	0,10 — 0,12	540— 560
Дерево дубовое	0,17 — 0,18	820— 825
Сухой воздух в покое	0,02 — 0,04	
Сухой воздух при движении вагона при толщине воздушной прослойки:		
20 мм	0,02 — 0,12	1,293—1,093
40 мм	0,22 — 0,47	
Камышит	0,06 — 0,07	150— 200
Картон	0,12 — 0,10	1000—1250
Пробковые плиты крупнозернистые	0,05 — 0,06	230— 350
Пробковые плиты мелкозернистые	0,04 — 0,05	150— 210
Соломит	0,04 — 0,045	150— 200
Рубероид	0,12 — 0,15	1000—1500
Толь кровельный	0,10 — 0,12	900—1500
Шевелин	0,035—0,04	150— 180
Торфяные плиты	0,05 — 0,08	190— 300
Мипора (ипорка)	0,025—0,035	13— 17
Минераловатные:		
войлок	0,050—0,060	250— 300
пробка	0,065	350— 375
минеральная вата	0,040—0,050	150— 250

ров (пакли, кудели). Его выпускают в виде полотнищ толщиной 12,5 и 25 мм, состоящих из нескольких слоев указанной смеси, между которыми проложены листы водонепроницаемой бумаги. При укладке на вагон ставят несколько полотнищ, число которых определяют расчетом (суммарная толщина до 100 мм).

Войлок. Технический войлок, применяемый для изоляции вагонов, — достаточно прочный и удобный для укладки материал. Однако войлок боится сырости и, кроме того, имеет большой удельный вес и высокую стоимость. Последнее

ограничивает его применение на вагонах.

Коэффициенты теплопроводности и объемный вес изоляционных и некоторых строительных материалов, применяемых в грузовом вагоностроении, приведены в табл. 76.

В пассажирском вагоностроении из перечисленных материалов применяются следующие: альфоль (алюминиевая фольга); микропористые — мипора и ипорка, пробка, войлок, шевелин, минераловатные пробки и войлок (для пола) и вспомогательные — пергамин, картон (непрессованный), перфоль и т. п.

КОНСТРУКЦИИ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

В зависимости от скорости движения поездов, в которых обращаются вагоны, последние разделяются на вагоны скоростных и обычных поездов.

На пассажирские вагоны скоростных поездов характеристики и конструктивные особенности указаны ниже.

К пассажирским вагонам обычных поездов относятся вагоны, обращающиеся в поездах паровой и электрической тяги со скоростью в среднем до 90—100 км/час, и вагоны цельнометаллической конструкции с усиленной лобовой стенкой, допускающие скорость движения до 120—130 км/час.

Разделение вагонов по их назначению. По этому признаку различают: вагоны общего назначения как то: классные купейные и бескупейные; мягкие и жесткие; ближнего сообщения, дальнего следования и пригородные; внеклассные — вагоны-рестораны; почтовые и багажные вагоны;

вагоны специального назначения, а именно: салон-вагоны, служебные, санитарные, вагоны-клубы и т. п.

Разделение вагонов по конструкции кузова. Применительно к данному признаку различают вагоны с полностью несущим кузовом, с полунесущим кузовом и с несущей рамой.

Вагоны с полностью несущим кузовом. У этих вагонов рама и кузов (боковые стенки, крыша и пол) составляют одно целое и совместно воспринимают все вертикальные нагрузки и все горизонтальные усилия. К таким вагонам, в частности, относятся четырехосный цельнометаллический вагон длиной 23,6 м и четырехосный вагон Московского метрополитена.

Вагоны с полунесущим кузовом. Нижняя рама воспринимает все горизонтальные усилия и вместе с частично работающим кузовом (крыша в этой работе не участвует) — все вертикальные усилия. К этой группе вагонов относятся четырехосный электровагон длиной 19 м пригородного сообщения и четырехосный вагон б. Владикавказской железной дороги с несущим подоконным листом.

Вагоны с несущей рамой. Все вертикальные нагрузки и горизонтальные усилия воспринимаются нижней рамой, кузов в работе вагона почти не участвует. В эту группу вагонов входят все типы четырехосных пассажирских вагонов длиной 22,0—20,0—20,2 м, а также двухосные и трехосные пассажирские вагоны постройки прежних лет.

Разделение вагонов в зависимости от рода материала кузова и технологического процесса изготовления. По этому признаку вагоны подразделяют на следующие группы:

с металлической рамой и металлическим кузовом, иначе, цельнометаллические вагоны (их кузов обычно является полностью несущим или частично несущим);

с металлической рамой и деревянным кузовом (у них обычно рама является несущей);

с деревянной рамой и деревянным кузовом (в настоящее время такие вагоны не строятся).

У вагонов первой группы кузов может быть сварным, клепано-сварным и клепаным. В вагонах второй группы рама соединена с кузовом на болтах. В вагонах третьей группы детали в раме и кузове соединяются на болтах и шурупах (глухарях).

Таблица 77

Характеристика основных типов пассажирских вагонов общего назначения

№ по пор.	Тип вагона	Грузоподъемность в т	Тара в т		Число мест		Нагрузка от оси на рельс в т		Нагрузка на 1 пог. м пути в т	
			холод-стого вагона	вагона-электро-станции	спаль-ных	для сиде-ния	холо-стого вагона	вагона-электро-станции	от холо-стого вагона	от ваго-на-элек-тростан-ции
<i>Четырехосные</i>										
1	Цельнометаллический длиной 23,6 м жесткий бескупейный	—	—	56,0	58	87	—	16,67	—	2,72
2	То же жесткий купейный	—	—	57,0	38/34	—	—	15,50	—	2,58
3	То же мягкий купейный (с хребтовой балкой)	—	—	57,0	32	—	—	15,25	—	2,49
4	То же мягкий купейный (без хребтовой балки)	—	—	58,0	32	—	—	15,50	—	2,53
5	То же вагон-ресторан тип 1949 г.	—	—	50,0	—	56	—	16,00	—	2,61
6	То же вагон-ресторан тип 1951 г.	—	—	60,0	—	48	—	18,00	—	2,94
7	То же почтовый вагон	16	—	54,0	—	—	—	17,50	—	2,87
8	То же багажный вагон	20	—	50,2	—	—	—	17,50	—	2,86
9	Цельнометаллический длиной 21,4 м, жесткий купейный	—	—	41,5	36	—	—	13,90	—	2,49
10	Электровагон длиной 19 м пригородного сообщения 1:	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	моторный	—	—	58,5	—	104	—	17,24	—	3,45
	прицепной	—	37,5	—	—	108	12,07	—	2,24	—
	прицепной с багажным отделением	—	38,5	—	—	86	11,51	—	2,33	—
11	Дальнего следования длиной 20 м б. Северо-Кавказских железных дорог	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	жесткий бескупейный	—	45	48,5	48	88	11,25	12,0	2,12	2,29
12	То же мягкий купейный	—	46	49,5	24	—	11,50	12,4	2,17	2,34
13	Пригородного сообщения длиной 20,2 м жесткий	—	45,0	48,5	—	98	14,31	15,19	2,68	2,84
14	Дальнего следования длиной 20,2 м жесткий бескупейный	—	42,0	45,5	46	86	13,19	13,19	2,47	2,59
15	То же жесткий купейный	—	43,5	47,3	32	—	11,88	12,75	2,22	2,39
16	То же мягкий купейный	—	44,0	47,5	28	—	11,88	12,75	2,22	2,39
17	Спальный прямого сообщения длиной 20,2 м I и II категорий	—	54,64	—	I кат. — 8	—	—	—	—	—
		—	—	—	II кат. — 10	—	14,22	—	2,66	—
18	Вагон-ресторан длиной 20,2 м	—	46,0	—	—	48 ²	13,88	—	2,60	—
19	Багажный длиной 20,2 м, п. с. 20 т	20,0	32,0	—	—	—	13,00	—	2,44	—
20	Почтовый длиной 20 м, п. с. 16 т	16,0	42,0	—	—	—	14,50	—	2,74	—
21	Дальнего следования мягкий купейный длиной 20 м бывш. I класса	—	39,5	43,0	18	—	10,44	11,31	1,97	2,14
22	Дальнего следования мягкий купейный длиной 20 м бывш. II класса	—	40,5	44,0	28	—	11,0	11,88	2,08	2,24
23	Спальный прямого сообщения длиной 20 м I и II категорий	—	—	48,2	I кат. — 8	—	—	—	—	—
		—	—	—	II кат. — 10	—	12,62	—	2,38	—
24	Спальный прямого сообщения длиной 20 м I категории	—	—	53,5	16	—	13,88	—	2,62	—
25	Дальнего следования жесткий бескупейный длиной 22 м	—	42,5	—	—	96	13,63	—	2,35	—
26	Дальнего следования жесткий бескупейный длиной 18 м	—	36,5	40,0	40	74	11,44	12,45	2,39	2,57
27	Дальнего следования мягкий купейный длиной 18 м бывш. II класса	—	37,5	41,0	20	—	10,00	10,88	2,09	2,57
28	Багажный длиной 18 м, п. с. 16,5 т	16,5	36,5	—	—	—	13,25	—	2,76	—

Продолжение табл. 77

№ по пор.	Тип вагона	Грузо-подъемность в т	Тара в т		Число мест		Нагрузка от оси на рельс в т		Нагрузка на 1 пог. м пути в т	
			холодного вагона	вагона-электростанции	спальных	для сидения	холодного вагона	вагона-электростанции	от холодного вагона	от вагона-электростанции
29	Почтовый длиной 18 м, п. с. 10 т.	10,0	36,6	—	—	—	11,65	—	2,45	—
30	Почтовый длиной 15 м п. с. 15 т.	15,0	23,0	—	—	9,5	—	—	2,32	—
31	Электровагон длиной 18 м для дороги Баку — Сабунчи	—	—	38,53 ³	—	82	—	9,2	—	1,93 ³
<i>Двухосные</i>										
32	Пригородного сообщения жесткий длиной 14 м	—	21,5	24,0	—	72	15,25	16,50	2,01	2,18
33	Дальнего следования жесткий длиной 14 м	—	23,0	25,5	30	55	14,94	16,19	1,97	2,13
<i>Разные</i>										
34	Трехосный дальнего следования длиной 12 м	—	23,5	—	30	55	$\frac{10,86^4}{8,68}$	—	2,19	—
35	Трехосный багажный длиной 12,5 м, п. с. 12 т	12,0	10,5	—	—	—	$\frac{8,0^4}{6,5}$	—	1,65	—
36	Четырехосный временно багажный длиной 13,5 м, п. с. 30 т	30,0	21,9	—	—	—	12,18	—	3,53	—

¹ Весовые характеристики даны для вагонов с выходом на высокие посадочные платформы.
² Имеются в виду места для обедающих.
³ Вагон моторный.
⁴ В числителе — данные для крайних осей, в знаменателе — для средней оси.

В табл. 77 приведены характеристики вагонов, рассматриваемых в настоящем разделе, а в табл. 79 — размеры внутреннего оборудования и помещений вагонов (допускаемые нормы).

На величину коэффициента тары пассажирских вагонов влияет планировка вагонов, предопределяемая дальностью следования поезда.

Вагоны пригородного сообщения рассчитаны на кратковременное пребывание в них пассажиров, имеют большое количество мест для сидения; в них отсутствует помещение для проводника и уменьшено число санитарных узлов. Вагоны местного сообщения рассчитаны на пребывание в них пассажиров, главным образом днем, реже ночью. Места в этих вагонах открытого типа делаются также жесткими, реже мягкими. Поэтому наиболее удобными для пассажиров и имеющими технико-экономические преимущества являются современные конструкции вагонов местного сообщения открытого типа без купе и перегородок, оборудованные

мягкими креслами для полулежания¹. В вагонах дальнего следования, где пассажиры находятся в пути несколько суток, предусматриваются помещения для проводника, места для хранения постельного белья, необходимое количество санитарных узлов, установка кипятильников для получения горячей воды и т. п.; коэффициенты тары этих вагонов выше, чем вагонов местного или пригородного сообщения.

В связи с большой протяженностью железных дорог в СССР наибольшее распространение получили вагоны дальнего следования, в конструкции которых у нас предусматриваются значительно большие удобства и комфорт для пассажиров, чем в пассажирских вагонах общего назначения любой другой страны.

¹ Опытный образец цельнометаллического пассажирского вагона длиной 25 м открытого типа с мягкими креслами для полулежания для областного и местного сообщения был построен в 1939 г. Ленинградским вагоностроительным заводом и в опытной эксплуатации на железнодорожной трассе Москва — Сочи показал удовлетворительные результаты работы.

ГЛАВА XXIV

ЦЕЛЬНОМЕТАЛЛИЧЕСКИЕ ВАГОНЫ

В СССР в промышленном масштабе освоено производство современной конструкции четырехосных цельнометаллических пассажирских вагонов с длиной кузова 23,6 м всех основных типов общего назначения (жестких бескупейных, мягких купейных, почтовых и др.), на базе которых строятся и вагоны специального назначения. Пополнение и обновление пассажирского парка железных дорог СССР производится только этими вагонами, которые оборудуются автосцепкой типа СА-3, с фрикционными аппаратами повышенной гибкости типа ЦНИИ-Н6; пневматическим и ручным тормозами; автономными электростанциями (с динамомашинами, аккумуляторными ящиками и распределительными устройствами), улучшенной вентиляцией принудительного типа с очисткой воздуха от пыли и подогревом его в зимнее время и выпускаются на ходовых тележках с бесчелюстным надбуксовым подвешиванием, обеспечивающим более плавный и спокойный ход вагона. Значительная часть цельнометаллических вагонов была выпущена на тележках, оборудованных роликовыми подшипниками различных типов.

Цельнометаллические вагоны имеют коэффициенты тары, одинаковые или даже ниже, чем вагоны с деревянными кузовами, при наличии значительно большей их прочности по сравнению с последними (кузова первых рассчитываются на продольное сжатие силой 382 т, а деревянные кузова на продольное сжатие вообще не рассчитываются).

Совершенствование пассажирских вагонов идет по линии снижения их веса за счет создания более рациональных узлов и деталей, с лучшим использованием металла в конструкции, а также применения новых материалов и в первую очередь медистых сталей и низколегированных сталей марок НЛ-1, НЛ-2, М и др., что позволяет снизить вес на 10—20%.

В конструкции вагонов скоростных электропоездов пригородного и местного сообщения типа СОШ (широкого габарита № 2-В) и типа СОУ (узкого габарита № 1-В), а также вагона типа Г метрополитена, разработанных Мытищинским вагоностроительным заводом в 1940 г., применение низколегированных сталей марок СДС и МС (по механическим свойствам аналогичных маркам НЛ-1 и НЛ-2) позволило снизить

тару вагонов и поездов от 11,2 до 21,7%, а по узлам от 12,0 до 60,2% по сравнению с вагоном пригородной электросекции серии СД и вагоном метро типа А (первой очереди), строившимися из обычных углеродистых сталей. Несколько меньшие процентные значения снижения веса по вагонам в целом объясняются тем, что электрооборудование, автосцепка, тормоза и внутреннее оборудование в вагонах СОШ, СОУ и типа Г в основном не менялись. Сравнительные весовые характеристики узлов и вагонов обеих групп приведены в табл. 78.

Таблица 78

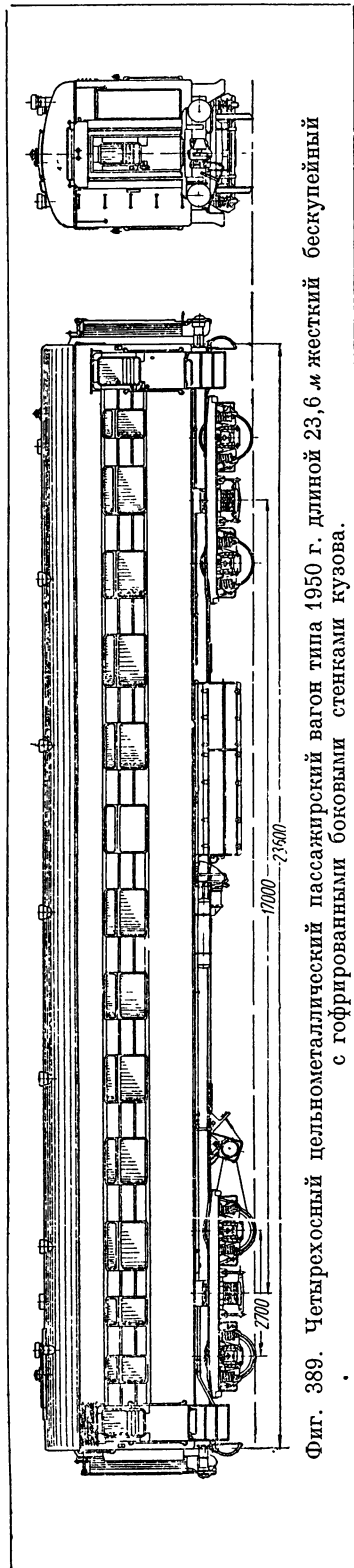
Снижение веса узлов и вагонов (поездов электрифицированной тяги) при применении низколегированной стали

Наименование поезда, вагона или узла	Вагоны электропоезда			Вагоны метрополитена		
	Тип СОШ	Серии СД	Снижение веса в %	Тип Г	Тип А	Снижение веса в %
Двухвагонный электропоезд .	79,2	95,0	16,7	—	—	—
Моторный вагон .	51,5	58,5	12,0	40,5	51,7	21,7
Узлы вагона:						
рама вагона .	5 220	4 450	17,3	4 550	3 400	33,8
металлический кузов с рамой вместе .	10 230	9 210	11,1*	10 560	7 100	48,7*
крыша вагона .	—	—	—	1 200	920	30,5
рама моторной тележки . .	2 390	1 650	44,9	2 275	1 420	60,2

* Меньшее значение процентного снижения веса по вагону у типа СОШ (по сравнению с вагоном типа Г) объясняется тем, что сравниваемые вагоны типа СОШ и СД имеют кузова разной длины (соответственно 34,2 и 19,3 м), а вагоны типа Г и А — одинаковые.

§ 77. УСТРОЙСТВО И ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ЦЕЛЬНОМЕТАЛЛИЧЕСКИХ ВАГОНОВ

Цельнометаллические вагоны всех конструкций имеют ряд технико-экономических преимуществ по сравнению с вагонами деревянно-металлическими. Основные преимущества: 1) увеличенный срок службы; 2) удлинение сроков всех видов ремонта (капитального



Фиг. 389. Четырехосный цельнометаллический пассажирский вагон типа 1950 г. длиной 23,6 м жесткий бескупейный с гофрированными боковыми стенками кузова.

среднего и др.);
3) уменьшение расходов на ремонт;
4) уменьшение тары вагона на одного пассажира при значительной увеличенной прочности вагона.

Четырехосный цельнометаллический вагон длиной 23,6 м жесткий бескупейный типа 1947 г. — по чертежам Калининского вагоностроительного завода (фиг. 389). Кузов и рама вагона — сварной конструкции. Нижняя рама состоит из хребтовой балки (двутавры № 30), двух буферных балок и двух шкворневых балок. Кузов вагона (трубчатой конструкции) является несущим; он состоит из продольных усиливающих элементов (боковые зеты пола, средние надоконные и подоконные гофры замкнутого сечения и верхние усиливающие зеты боковых стенок и крыши) и поперечных замкнутых поясов, образуемых поперечными балочками боковых стенок и дугами крыши. Этот каркас покрыт снаружи листами и соединяется в одно целое с рамой (фиг. 390, а), гофры внутри пе-

рекрываются продолжением кромок листов боковой обшивки.

Вагоны выпуска до 1950 г. имели кузова с плоской обшивкой боковых стен, которая усиливалась продольными зетами.

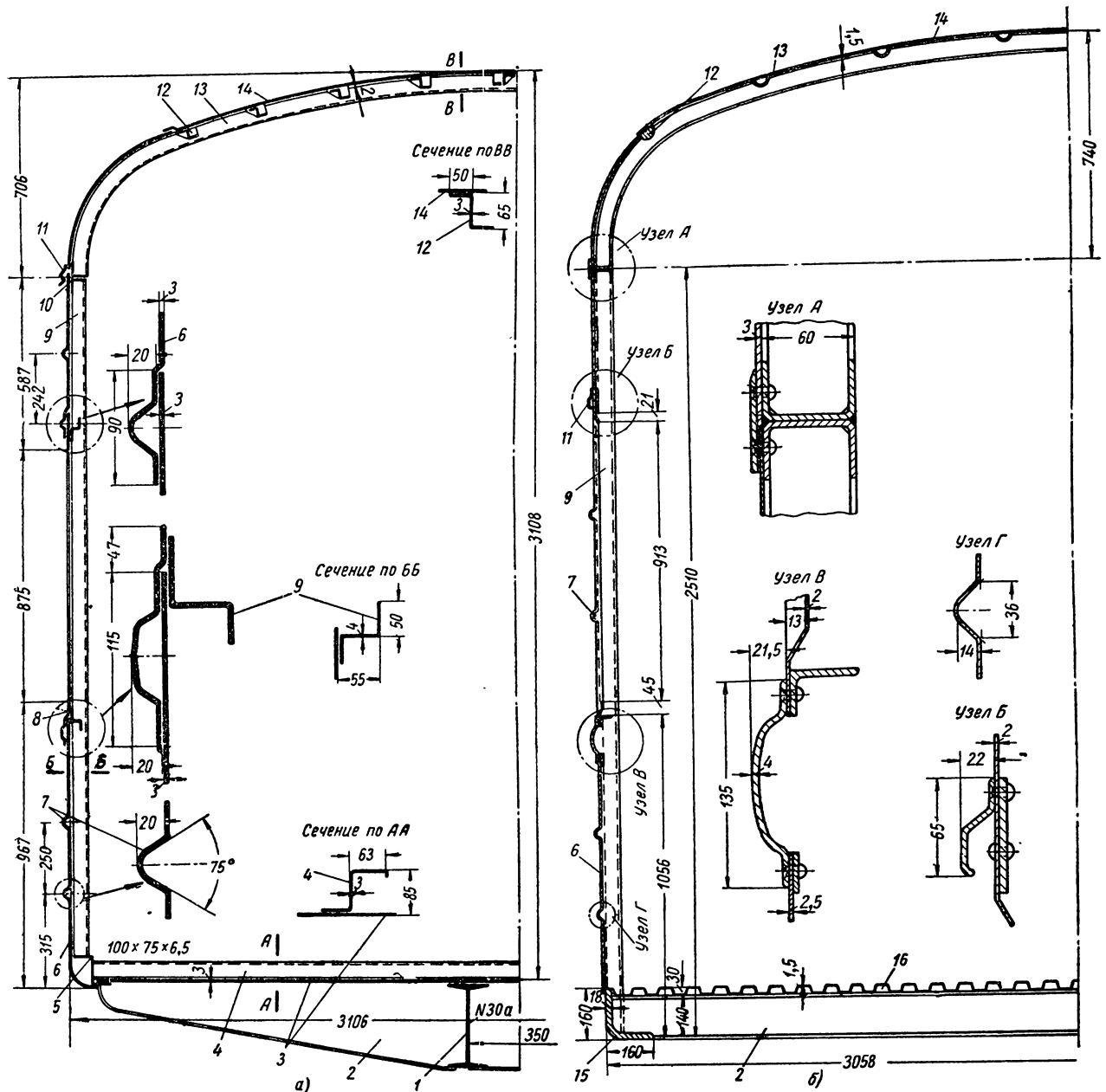
Расчет кузова произведен согласно «Техническим условиям на проектирование цельнометаллических пассажирских вагонов». Горизонтальная сила сжатия принята 182 т. При расчете было принято, что тяговые усилия воспринимаются хребтовой балкой, а ударные — хребтовой балкой, упругой площадкой, буферами и кузовом.

Материал кузова — углеродистая сталь Ст. 3. Для деталей внутреннего оборудования (ручки, замки, пепельницы, кронштейны, вентиляционные и оконные решетки, трубы отопления, кожухи, ограждения в котельном отделении и др.), а также для отделки широко применены сплавы алюминия, цветные пластмассы и стальные хромированные и никелированные детали. Для пола и боковых стен кузова вагона применены листы толщиной 3 мм, для крыши — листы толщиной 2 мм. Толщина элементов каркаса составляет 3—4 мм. Лобовые стенки кузова состоят из листов толщиной 4 мм и вертикальных стоек из двутавровых балок № 24.

Внутренние перегородки, обшивка стен, пола и крыши выполнены из дерева. Боковая обшивка стен сделана из многослойной фанеры толщиной 10 мм — в межконных простенках и толщиной 20 мм надоконные и подоконные пояса. Со стороны пассажирского помещения обшивка оклеена линкрустом. Пол сделан из 19-миллиметровых столярных плит, поперечные и продольные перегородки — из 25-миллиметровой многослойной фанеры, которая со стороны пассажирского помещения оклеивается линкрустом, багажные полки — из столярных плит толщиной 25 мм, покрытых с одной стороны (снизу) дубовым шпоном, потолок — из 5-миллиметровой фанеры. Дубовый шпон — естественного светлого тона. Потолок оклеивается парусиной или полотном с надлежащей отделкой.

Нижние диваны и средние полки (поперечные и продольные) выполнены из дубовых брусков и многослойной фанеры, обклеенной с обеих сторон дубовым шпоном. Сиденьям диванов и полкам придана профильная форма. Средние полки поднимаются кверху, где их можно закрепить под углом 30° к перегородке.

Особое внимание обращено на качество внутренней отделки. Цвета окраски подобраны в



Фиг. 390. Поперечное сечение кузова цельнометаллического пассажирского вагона длиной 23,6 м:

а — с хребтовой балкой; б — без хребтовой балки; 1—хребтовая балка; 2—поперечная балка рамы; 3—лист пола гладкий; 4—поперечная балочка пола; 5—нижняя боковая обвязка кузова и рамы; 6—боковая обшивка; 7—гофры боковой обшивки; 8—продольные зеты боковой стенки; 9—стойка кузова; 10—узел соединения боковой стены и крыши; 11—водотлив; 12—продольные элементы крыши; 13—дуга крыши; 14—листовая обшивка крыши; 15—угольник; 16—лист пола гофрированный.

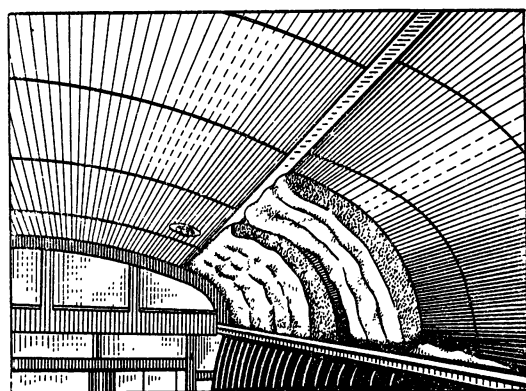
соответствии с общим архитектурно-художественным оформлением вагона. Деревянные детали внутренней обшивки, диванов и полок отделываются под светлый дуб, полируются и окрашиваются прозрачными лаками. Раскладки, штапики и рамки окон окрашиваются в ко-

ричные цвета. Детали из алюминиевого литья полируются (если они устанавливаются на видимом плане) или же окрашиваются лаками в коричневые и золотисто-коричневые тона. Цветное покрытие на этих деталях наносится способом анодирования. Пол покрыт линолеумом

светлокоричневого тона, в центральном проходе проложена цветная ковровая дорожка.

Вагон имеет полуобтекаемые формы и снаружи окрашивается в следующие цвета: крыша — в коричневый, свесы ее и дефлектора, а также подоконный и надоконный гофры — в светлокремовый цвет, боковые стены и простенки — в зеленый. Рама и ходовые части окрашиваются в черный цвет.

Для защиты от коррозии металлический кузов внутри покрывается двумя слоями свинцового сурика на натуральной олифе и третьим слоем водостойкого покрытия; для отвода конденсирующейся в холодное время года влаги



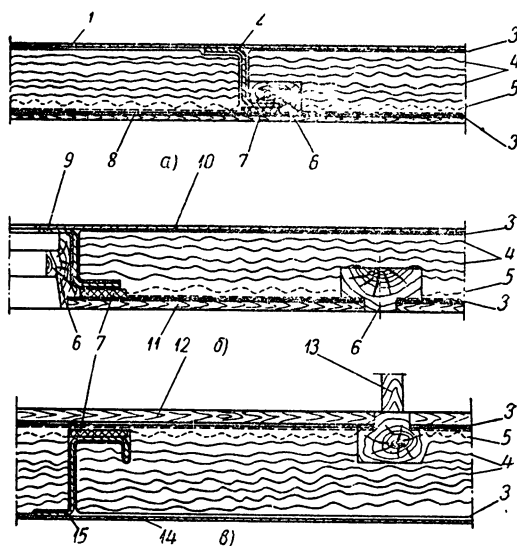
Фиг. 391. Изоляция кузова цельнометаллического пассажирского вагона мипорой (укладка пакетов мипоры в крышу).

(от попадания воздуха из пассажирского помещения в межстенное пространство) в продольных элементах набора боковых стен кузова, в нижних обвязках кузова и в листах пола сделаны отверстия.

Изоляция кузова производится мипорой, обертываемой в пленку перфоль, которая заклеивается по краям; пакеты мипоры укладываются в ячейки деревянной обрешетки кузова и сверху (со стороны деревянной обшивки) перекрываются гидроизоляцией рубероидом марки РМ-350, который прибивается толевыми гвоздями к обрешетке. Замкнутые профили кузова (стойки и каналы) изолируются стеклянной или минеральной ватой (фиг. 391).

Изоляция вагонов выпуска до 1951 г. производилась алюминиевой фольгой толщиной 0,011—0,013 мм и 0,04—0,05 мм, которая в мятом виде укладывалась в виде 7—8 слоев тонкой фольги и одного слоя толстой. Со стороны металлической и деревянной обшивки изоляция перекладывалась пергамином марки П-350 по

ГОСТ 2697-51 или толь-кожей марки ТК-150 по ГОСТ 1887-51. Металлические стойки изолировались от деревянной обшивки техническим войлоком по ТУ ШВВП НКЛП № 21 и грубошерстным сукном (фиг. 392).



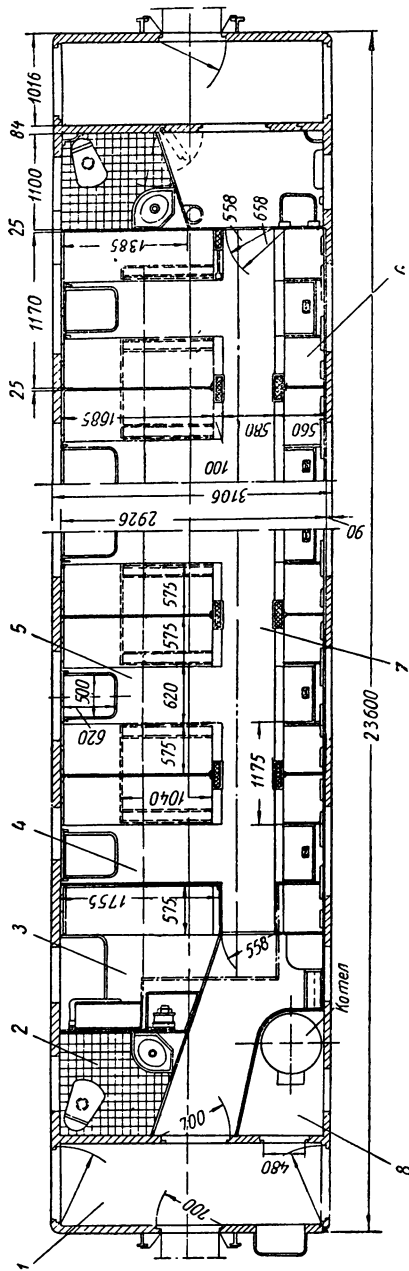
Фиг. 392. Изоляция кузова цельнометаллического пассажирского вагона алюминиевой фольгой:

а — крыша; б — боковая стена; в — пол; 1 — наружная металлическая обшивка крыши; 2 — дуга; 3 — слой пергамина; 4 — слой тонкой мятой алюминиевой фольги; 5 — толстая гладкая фольга; 6 — деревянный брус; 7 — слой технического войлока; 8 — фанера подшива крыши; 9 — оконная стойка; 10 — наружный лист боковины; 11 — фанера внутренней боковой обшивки; 12 — стеновая плита пола; 13 — перегородка; 14 — наружный лист пола на раме; 15 — поперечная балочка пола.

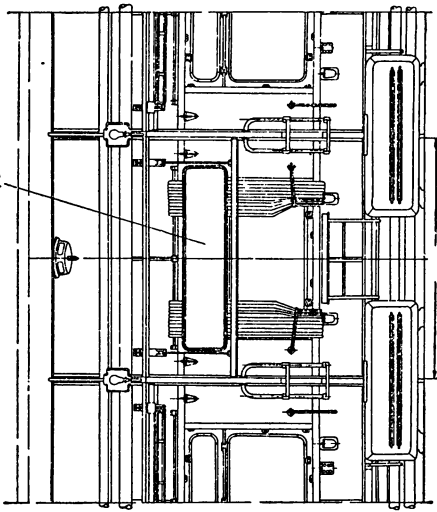
На фиг. 393 изображена планировка вагона; она состоит из пассажирского помещения, расположенного в средней части вагона; служебного отделения; двух туалетных комнат с примыкающими к ним короткими коридорами; котельного отделения и двух концевых тамбуров. В каждом тамбуре расположены боковые входные двери и три лобовые двери для перехода из вагона в вагон и из тамбура в пассажирское помещение и в котельное отделение.

Пассажирское помещение поперечными перегородками (с проходами в них) разделено на десять купе открытого типа, из них девять — шестиместных (спальных) и одно — четырехместное, примыкающее к служебному отделению. Общее число пассажирских спальных мест — 58, а мест для сидения (при комбинированных перевозках) — 87. В служебном отделении имеются два спальных места.

В средних шестиместных купе (фиг. 394) размещаются два длинных поперечных и один длинный продольный диваны, над которыми

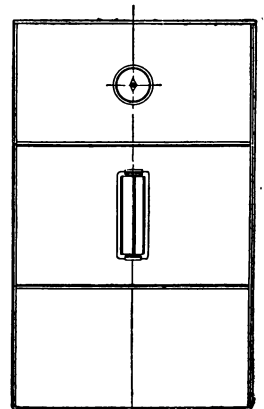
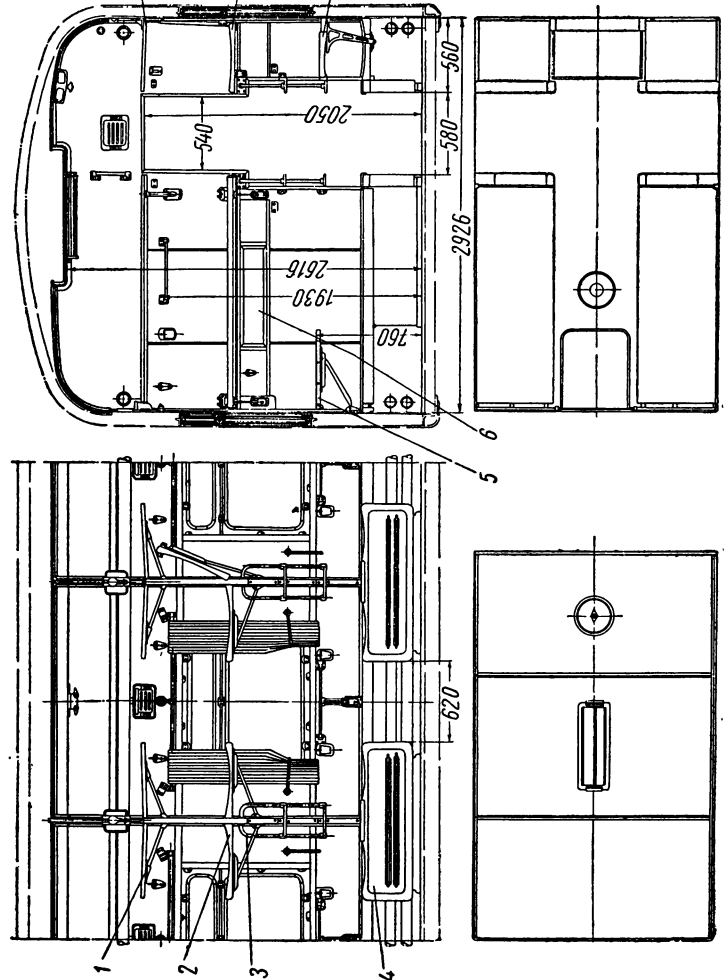


Фиг. 393. Планировка цельнометаллического пассажирского вагона жесткого бескупежного длиной 23,6 м:
 1—туалет; 2—туалетная комната; 3—служебное отделение; 4—четырёхместное пассажирское отделение; 5—шестиместное отделение; 6—боковые пассажирские места; 7—коридор; 8—кухонное отделение.



Фиг. 394. Среднее отделение жесткого бескупежного вагона длиной 23,6 м.

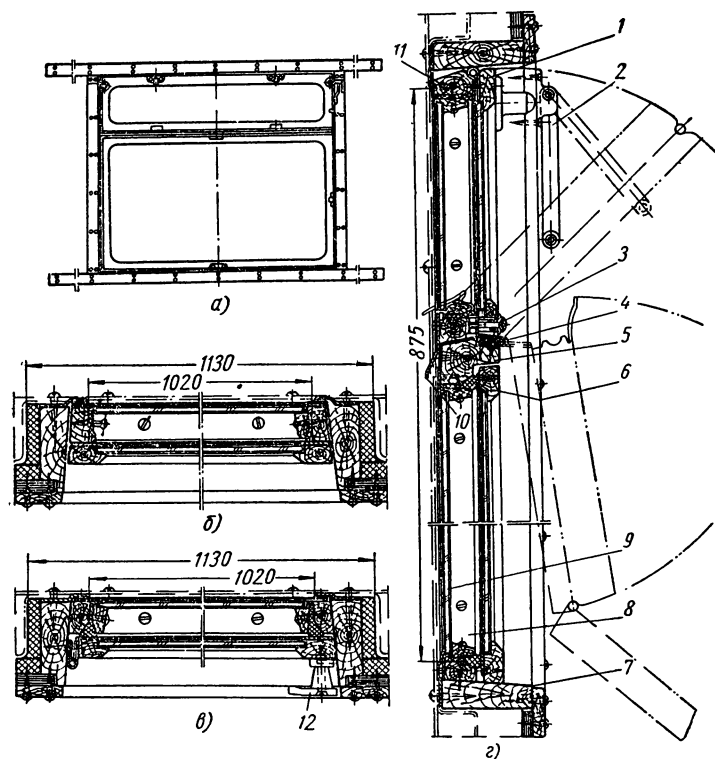
1—поперечная багажная полка; 2—поперечная полка средняя; 3—лестница; 4—нижний диван; 5—столлик у поперечных мест; 6—вертел; 7—средняя продольная полка; 8—продольный багажный полка; 9—средняя часть продольного дивана в поднятом положении образует столлик; 10—подвеска с решетчатой средней продольной полки.



расположены средние полки для спальных мест; третий ярус составляют полки для багажа пассажиров. Под диванами расположены ящики (рундуки) для хранения матрацев и вещей пассажиров; крышками рундуков служат откидные сиденья диванов, оборудованные замками.

нижних диванов и в ночное время образует с последними нижнее спальное место.

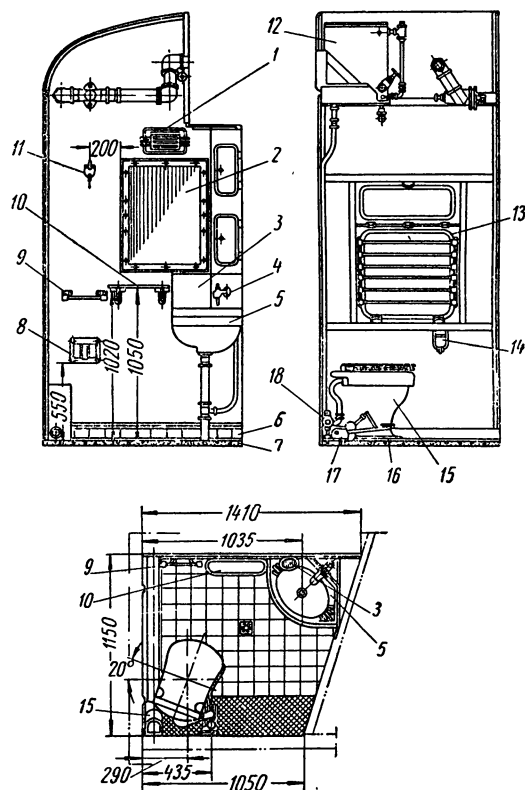
Окна вагона — легко съемные, с двойными деревянными рамками каждое. Окно устанавливается в общей коробке, которая крепится при помощи крючковых болтиков к стойкам



Фиг. 395. Окно широкое цельнометаллического пассажирского вагона длиной 23,6 м (с хребтовой балкой):

а — общий вид окна; б — разрез по форточке; в — разрез по окну; г — вертикальный разрез; 1 — верхняя внутренняя форточка; 2 — фиксатор форточка; 3 — винтовой запор; 4 — петля форточка; 5 — поперечный брус; 6 — рамка нижнего окна; 7 — оконная коробка; 8 — резиновое уплотнение; 9 — стекло окна; 10 — водоотлив; 11 — наружная форточка; 12 — ручка-замок.

На поперечных перегородках, под средними полками укреплены продолговатой формы зеркала. Каждое купе оборудовано крючками и вешалками для одежды и белья, подножками и поручнями для подъема к верхним полкам, пепельницами, настольными лапами и другим инвентарем. Столики удлиненной формы увеличены в размерах по сравнению с обычными, сверху покрыты линолеумом и кругом окантованы штабиками. Столики боковых мест, вращаются на 180°, верхняя часть их покрыта линолеумом, а нижняя имеет форму сидений



Фиг. 396. Туалетная комната со стороны котельной жесткого бескупейного вагона длиной 23,6 м:

1 — светильник; 2 — зеркало; 3 — мыльница; 4 — умывальный кран; 5 — умывальная чаша; 6 — пол из металлических плиток; 7 — бетонная заливка пола; 8 — ящик для бумаг; 9 — поручень; 10 — полка; 11 — крючок; 12 — водяной бак; 13 — оконная решетка; 14 — пепельница; 15 — унитаз; 16 — педаль спускного промывного устройства; 17 — противовес; 18 — клапан подачи воды.

кузова. Оконная коробка — деревянная из лиственницы или бука, оконные рамки — дубовые. Стекла окон делаются из полированного (зеркального) стекла толщиной 4,5 мм. Внутренняя оконная рамка может на петлях полностью открываться внутрь вагона и допускать протирку стекол в межрамочном пространстве. Окно имеет в верхней части открывающиеся внутрь вагона рамки, а в нижней — трубки для отвода вниз кузова влаги, конденсирующейся между рамками.

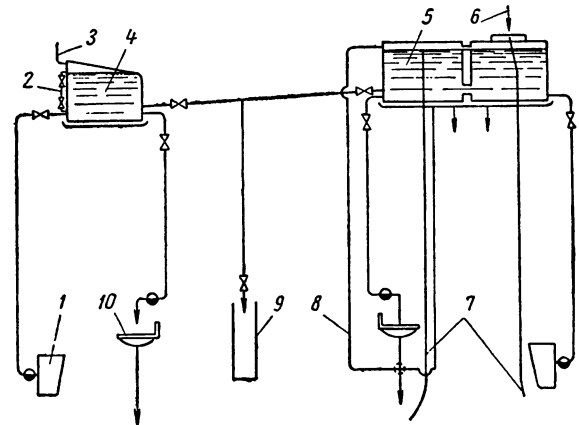
По контуру оконного выреза в обшивке боковой стенки кузова ставится профильная губчатая резина для уплотнения оконной коробки и предохранения от попадания в изоляцию влаги извне. Снаружи внешняя оконная рамка имеет металлическую армировку, укрепляемую на шурупах (фиг. 395).

Внутренние двери изготавливаются из древесно-плиты, облицованной дубовым шпоном; наружные двери вагона состоят из дубовой рамки, обшиваемой снаружи листовым железом, а внутри — многослойной фанерой, облицованной дубом. В нижней части двери между обшивками укладывается изоляция, а в верхней части ставятся окна с решетками.

Туалетные комнаты расположены по концам вагона, они внутри обшиты листовым железом и окрашены эмалевой краской. Пол покрыт метлахскими цветными плитками и имеет в центре отверстие для спуска воды, закрываемое пробкой.

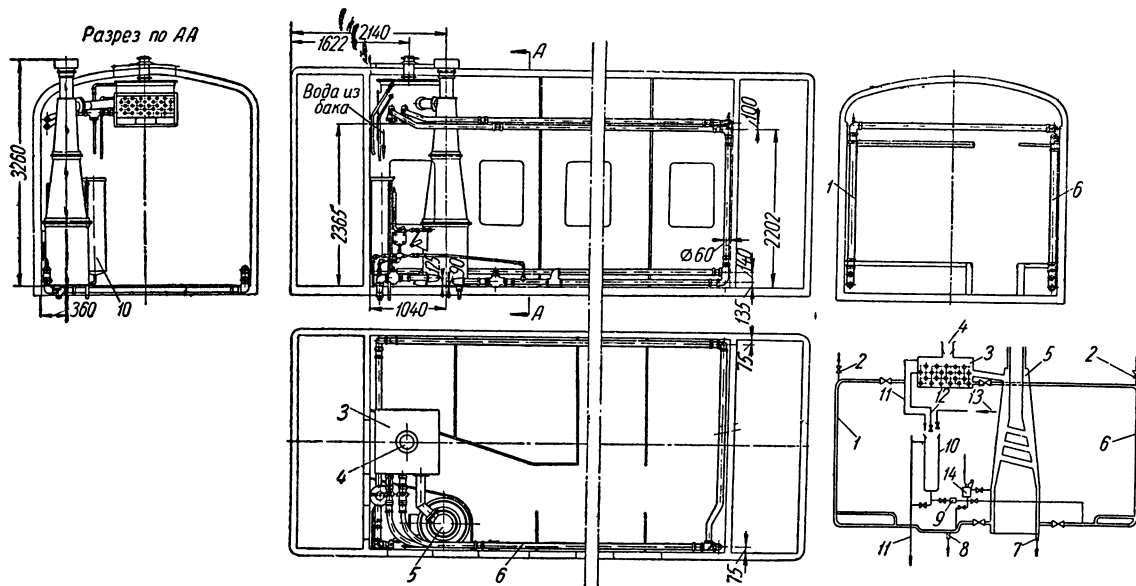
Умывальные чаши — фаянсовые, расположены в металлической штампованной армировке. Чаша оборудована краном системы Вер-

ним вкладышем из фаянса. Он имеет подвод горячей воды для обогрева спускной трубы. Промывное устройство унитаза имеет ножной



Фиг. 397. Схема водоснабжения жесткого бескупейного пассажирского вагона длиной 23,6 м:

1—унитаз; 2—водомерное стекло; 3—воздушная труба; 4—бак для воды котлового конца; 5—бак для воды нектлового конца; 6—налив с крыши; 7—наливные трубы подачи воды снизу; 8—сигнальная труба; 9—бак для воды котельного отделения; 10—умывальник.



Фиг. 398. Водяное отопление с верхней разводкой труб жесткого бескупейного вагона длиной 23,6 м: 1—отопительная магистраль купейной стороны; 2—кран выпуска воздуха из магистральной; 3—расширительный бак (воздухонагреватель); 4—воронка подачи воды с крыши вагона в систему отопления; 5—котел; 6—отопительная магистраль коридорной стороны; 7—сливная пробка; 8—обратный клапан; 9—сигнальная труба; 10—бак для воды; 11—сигнальная труба расширителя; 12—водопробный кран; 13—труба налива воды из верхнего бака; 14—насос (плунжер).

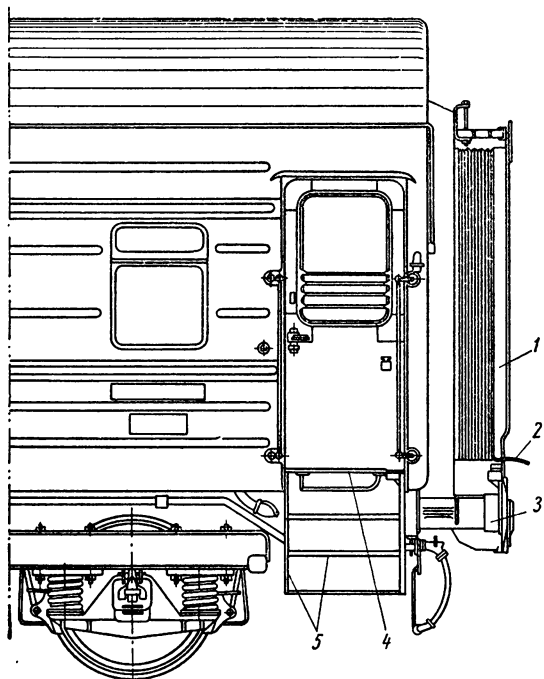
жинского для подачи воды. К спускной трубе чаши подводится горячая вода для отопления ее в зимнее время. Унитаз состоит из наружной железной эмалированной штамповки с внутрен-

ним приводом, приводимый в действие нажатием на педаль (фиг. 396); при этом открывается клапан подачи воды в унитаз и одновременно опускается вниз чаша водяного затвора.

Вверху размещаются три бака для воды общей емкостью 630 л, из них один емкостью 80 л в туалетной со стороны котельного отделения и два общей емкостью 550 л в другой туалетной.

Все баки между собой соединяются двухдюймовыми трубами.

Водоснабжение вагона — типовое, с подачей воды из баков в систему отопления, к унита-



Фиг. 399. Расположение оборудования на конце цельнометаллического пассажирского вагона длиной 23,6 м:

1—рамка упругой площадки; 2—переходной фартук; 3—буфер; 4—фартук боковой подножки (в поднятом положении); 5—боковая подножка.

зам и умывальным чашам самотеком. Налив воды в баки производится через верхние наливные воронки, расположенные в крыше вагона (в которых имеются решетки и крышки) или через наливные трубы; концы труб выходят под нижние пояса боковых стенок кузова и оборудованы наконечниками (и заглушками) для присоединения к гибким рукавам системы подачи воды (фиг. 397).

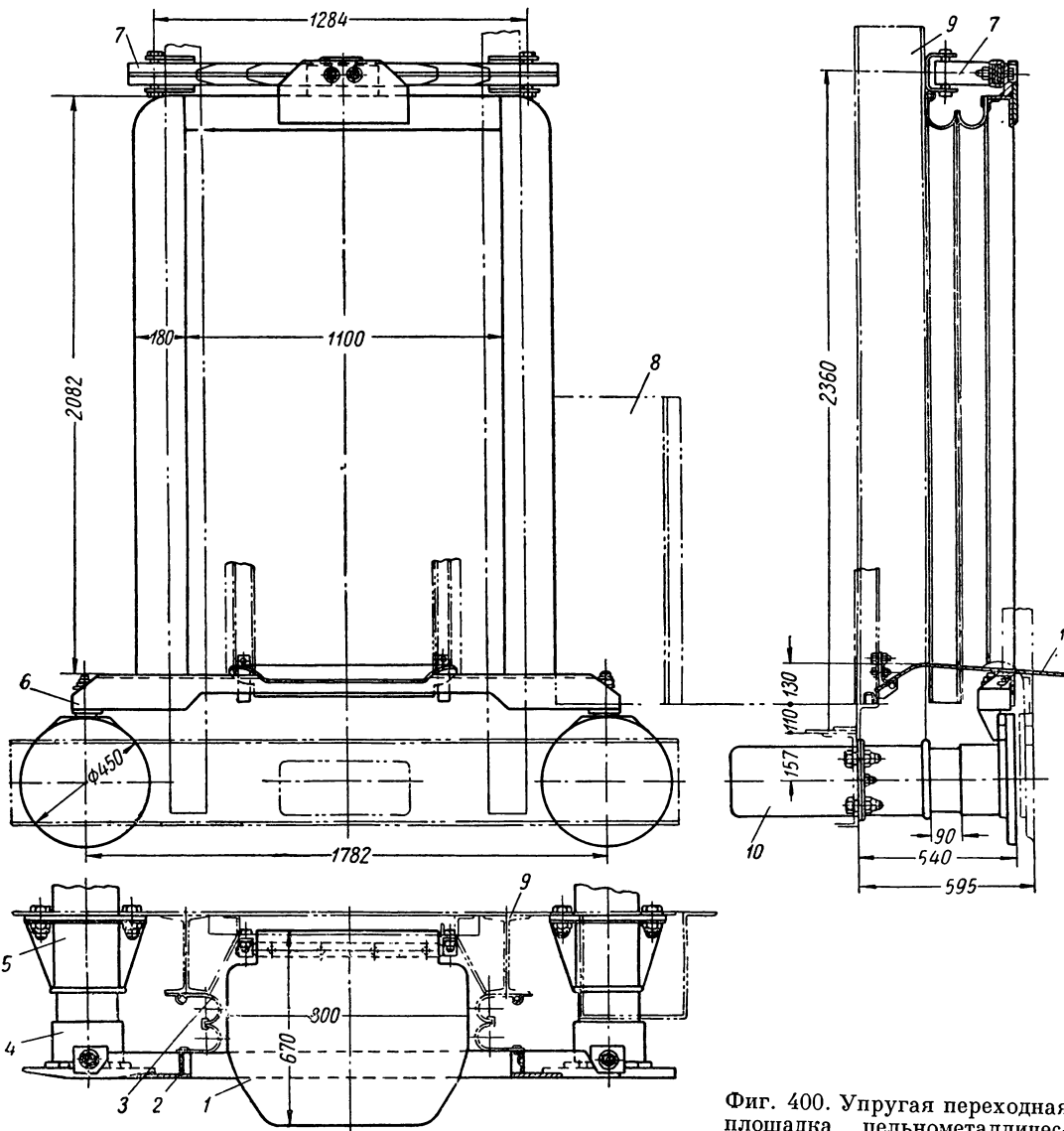
Отопление вагона — индивидуальное, водяное, с верхней разводкой труб (фиг. 398); оно состоит из котла с расширителем — калорифером, верхних подающих труб, концевых стояков и нижних обогревательных трехдюймовых труб.

Котел рассчитан на сжигание обычных сортов угля и имеет теплопроизводительность до 35 000 ккал/час, что обеспечивает поддержание нормальной температуры в вагоне (18—20°C) в течение отопительного сезона. Котел имеет обводные трубы для подачи и циркуляции горячей воды только через расширитель-калорифер, минуя систему обогревательных труб в вагоне. Включение котла через эти трубы производится в периоды года, когда отопительный сезон еще не начался, а холодный воздух, забираемый извне для вентиляции, требует подогрева.

Тепло горячей воды котла расходуется на потери через стенки кузова до 15 000 ккал/час, на подогрев вентиляционного воздуха до 15 000 ккал/час и на обогрев стояка умывальной чаши и спускной трубы унитаза, для чего вода от отопительной сети отбирается и подводится к наливным воронкам обогревательных трубок, прилегающих плотно к стояку и спускной трубе.

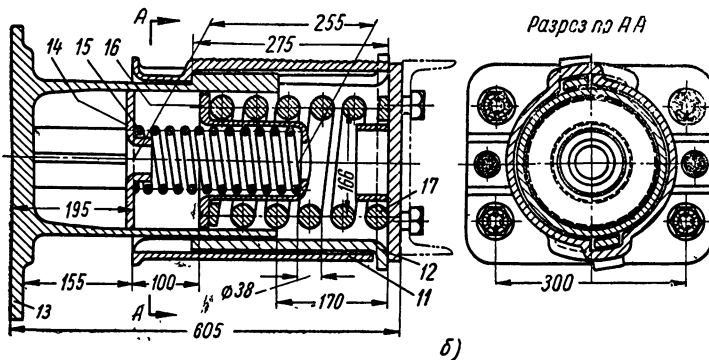
Боковые тамбурные двери оборудованы подножками, углубленными внутрь тамбура, которые перекрываются откидными фартуками (фиг. 399) в плоскости пола. В пути следования вагона фартук удерживается в этом положении запирающим устройством с ручкой управления, расположенной на стене вагона. При выходе из вагона на низкие платформы открывается боковая дверь, освобождается фиксатор, и боковой фартук пружиной механизма поднимается вверх и прижимается к открытой двери. Дверь и фартук заблокированы так, что при закрытой двери всегда закрыт и фартук. При выходе на высокие платформы боковые фартуки не поднимаются.

На торцевых частях кузова размещено ударно-тяговое и переходное оборудование в виде автосцепки типа СА-3 с поглощающим пружинно-фрикционным аппаратом типа ЦНИИ-Н6 (системы Новикова), буферов и упругой площадки, поглощающей мелкие продольные подергивания при движении вагона. Головка автосцепки допускает замену ее на крюк ФД. Буфер (фиг. 400) состоит из полого стержня 4 с прилепленной к нему тарелкой; наружной части буферного стакана 5, двух спиральных пружин (разной длины), внутренней части (корпуса) для размещения пружин и стальной чашки для последовательного включения пружин. При полном ходе буфера, равном 155 мм, усилие сжатия обеих пружин составляет 6750 кг; при сцеплении вагонов первоначальное натяжение пружин двух буферов (распор вагонов) составляет



а)

Разрез по АА

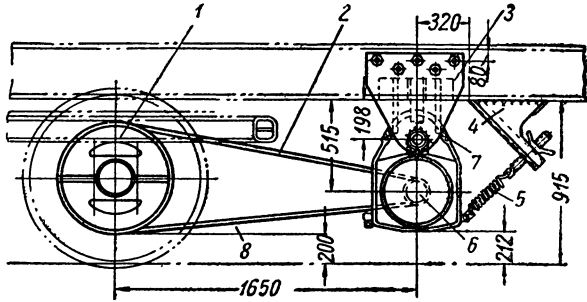


б)

Фиг. 400. Упругая переходная площадка цельнометаллического пассажирского вагона длиной 23,6 м (с буферами типа 1947 г.):

а — общий вид площадки; б — поперечный разрез облегченного буфера типа 1950 г.: 1—переходной фартик; 2—рамка упругой площадки; 3—брезентовое покрытие; 4—буферный стержень с тарелкой; 5—буферный стакан наружный; 6—нижний опорный угольник рамки; 7—верхняя рессора (амортизатор); 8—угольный ящик; 9—лобная дверная стойка кузова; 10—буферный стакан внутренний с цилиндрическими пружинами; 11—буферный стакан; 12—закладка-чека; 13—буферный стержень с тарелкой; 14—передняя шайба; 15—малая пружина; 16—опорный стакан малой пружины; 17—большая пружина.

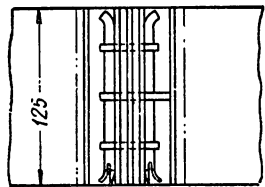
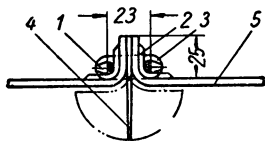
1700 кг. Упругая площадка состоит из гармоник (двойной водонепроницаемый брезент), укрепленной сзади к лобовым стенкам кузова и снаружи к металлической рамке. Рамка опирается вниз, через поперечную связь, на тарелки буферов, а сверху — на листовые пружины



Фиг. 401. Привод динамомашины пассажирского вагона длиной 25,6 м:

1—ведущий шкив; 2—ремень; 3—кронштейн подвешивания динамомашин; 4—кронштейн натяжного устройства; 5—оттяжная пружина; 6—ведомый шкив на валу динамомашин; 7—предохранительная скоба; 8—линия габарита.

жинные амортизаторы, расположенные на торцевой стене кузова. В среднем проходе упругой площадки внизу на рамке укреплен шарнирно откидная вверх переходная площадка (фартук).



Фиг. 402. Сшивка приводного ремня динамомашин:

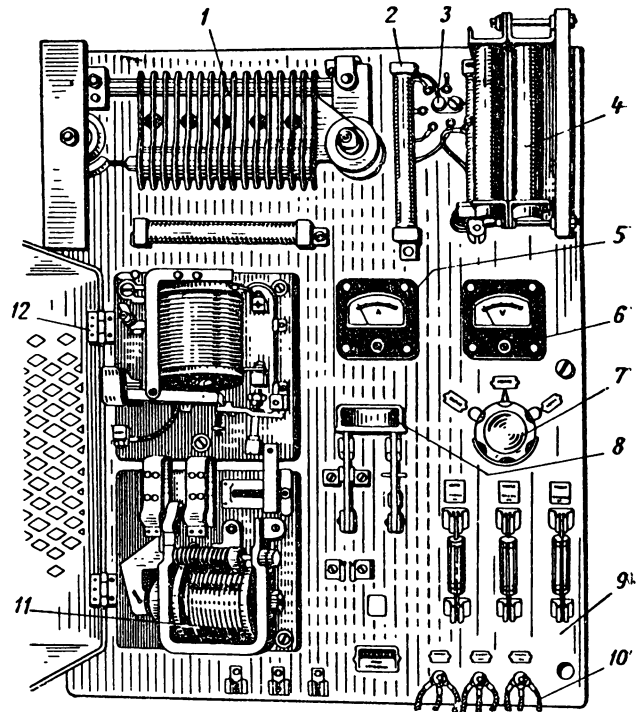
1—чека; 2—прокладка из ремня; 3—серьга; 4—язык из ремня; 5—ремень.

двигатель для вентилятора и распределительный щит освещения и электродвигателя.

Динамомашинка типа РД-2Б (фиг. 401) подвешена шарнирно на кронштейны 3, укрепленные болтами через резиновые втулки к хребтовой балке рамы, и оттягивается назад пружиной 5, натяжение которой регулируется винтом с гайкой-барашком. Прорезиненный ремень охватывает ведомый шкив 6 (на оси динамо-

машины) и ведущий разъемный шкив 1, укрепленный на оси тележки котлового конца вагона. Шкив динамомашинки — чугунный, диаметром 130 мм; ведущий шкив — стальной штампованный из листа, имеет диаметр 550 мм; концы плоского ремня (сечением 125×6 мм) соединяются между собой посредством типовой сшивки (фиг. 402).

Распределительный щит типа ДЩР-8 устанавливается в служебном отделении (фиг. 403)

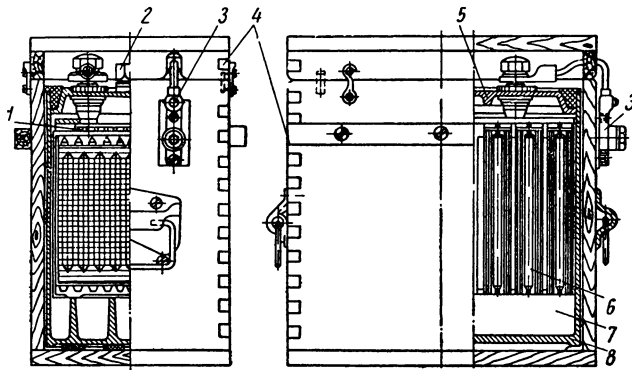


Фиг. 403. Распределительный щит ДЩР-8 динамомашин цельнометаллического пассажирского вагона: 1—сетевое сопротивление; 2—сопротивление противовзвонта; 3—переключатель; 4—сопротивление шунта; 5—амперметр; 6—вольтметр; 7—переключатель; 8—двуполосный рубильник; 9—предохранительные вставки; 10—клеммы; 11—регулятор напряжения; 12—реле обратного тока.

и имеет защиту от помех радиоприему. Аккумуляторная батарея типа 26-ВПЦМ-400 (вагонная с панцирными положительными пластинами) состоит из 26 элементов, емкостью 400 а·ч и напряжением 52 в.

Характеристика аккумуляторного элемента (фиг. 404): длина без арматуры 385 мм, тоже с арматурой 450 мм; ширина без брусков 195 мм, с брусками 245 мм; высота 410 мм; вес без электролита 40,5 кг, с электролитом 48,5 кг; максимальный зарядный ток при режиме заряда в 10 час. 40 а, ко-

ночное разрядное напряжение 1,8 в. Батарея заряжается аккумуляторной серной кислотой (сорт А или Б по ГОСТ 661-41). Элементы батареи размещаются по 13 шт. в двух металлических аккумуляторных ящиках, подвешенных



Фиг. 404. Аккумуляторный элемент батарей 26-ЦВП 400 цельнометаллического пассажирского вагона длиной 23,6 м:

1—эбонитовый щит; 2—крышка ящика; 3—выводные контакты; 4—ящик; 5—эбонитовая крышка элемента; 6—пластины элемента (положительные и отрицательные); 7—поперечные перегородки; 8—бак эбонитовый.

на кронштейнах к хребтовой и поперечным балкам рамы. Ящики оборудованы в верхней части вентиляционными устройствами и крышками, откидывающимися наружу горизонтально.

Вентилятор имеет привод от электродвигателя типа ПН-28,5, при 300/1200 об/мин, напряжение 50 в, потребляемая сила тока 39,5 а. Управление его производится пусковым реостатом типа РПС-1 и регуляторным (шунтовым) типа РШ-1. Распределительный щит освещения и электродвигателя (фиг. 405) установлен на перегородке в служебном отделении над щитом ДЩР-8А.

Осветительные плафоны размещены в поперечных перегородках над центральным проходом, над окнами со стороны поперечных диванов и в тамбура на потолке. Освещение включено группами в систему управления и допускает регулировку силы освещенности в ночное время. Для включения настольных ламп на боковых стенках купе установлены розетки с выключателями. Лампы светильников — по 50 и 25 вт. При включении всех ламп расходует мощность около 975 вт (20 а).

Вагон имеет радиопроводку и две розетки для включения репродукторов.

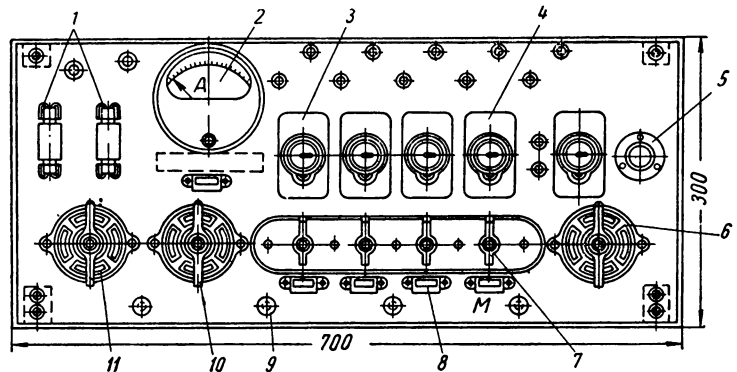
В коридоре котлового конца вагона установлен на столике кипяtilьник периодического действия емкостью 25 л. Под столиком имеется ящик для топлива, а под кипяtilьником — металлический поддон для воды. Кипяtilьник сварной конструкции, изготавливается из углеродистой стали и оцинковывается внутри и снаружи, сбоку его установлен термометр.

Топка — нижняя; дымовая труба выходит в крышу вагона и сверху на ней установлен дефлектор (фиг. 406). Заполнение кипяtilьника водой производится через верх при отъеме крышки.

Вагон приспособлен для установки кипяtilьника непрерывного действия (типа «Титан») сварной конструкции из нержавеющей стали марки 1Х17Т.

Каждый вагон оборудован пневматическим тормозом (фиг. 407) с 14-дюймовым тормозным цилиндром 8 и скоростявующим тройным клапаном 9, а также механическим тормозом с ручным приводом (из тамбура вагона со стороны отделения проводника) на обе тележки (фиг. 408).

На рычажной передаче имеются компенсаторы для регулировки зазоров между



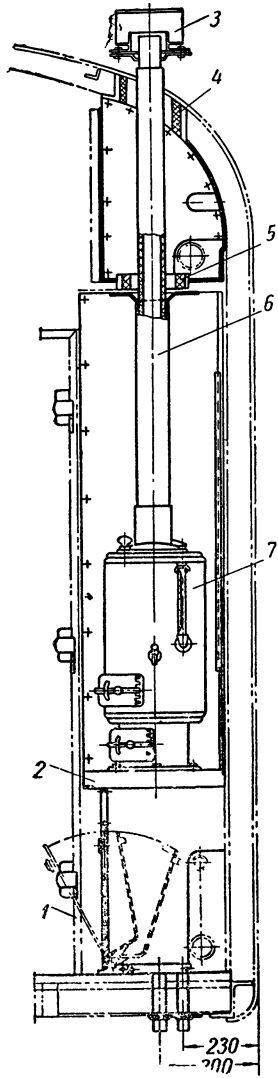
Фиг. 405. Распределительный щит освещения и электродвигателя вентилятора цельнометаллического пассажирского вагона длиной 23,6 м:

1—плавкие предохранительные вставки электродвигателя; 2—амперметр; 3—плавкие предохранительные вставки групп освещения; 4—плавкие предохранительные вставки для вспомогательной группы (электроплитки или электросамовара); 5—контрольная лампа; 6—трехполюсный выключатель поездной магистрали; 7—выключатели групп освещения; 8—таблички групп освещения; 9—основные клеммы; 10—переключатель ночного освещения; 11—трехполюсный выключатель электродвигателя.

колесами и тормозными колодками при износе последних.

Вагоны выпуска с 1953 г. оборудуются устройствами для автоматической регулировки

выхода штока тормозного цилиндра при износе колодок (регулятор системы Алыбина).



Фиг. 406. Установка кипяtilьника периодического действия в жестком бескупейном вагоне длиной 23,6 м:

1—ящик для угля; 2—столлик; 3—дефлектор; 4 и 5—разделки для дымовой трубы в крыше и потолке; 6—дымовая труба; 7—кипяtilьник.

жуют для уменьшения попадания влажного воздуха из пассажирского помещения в межстенное пространство кузова.

Вентиляционный агрегат состоит из двух роторных колес, насаженных на конусные

принудительного типа (фиг. 409). Воздух, забираемый извне через жалюзи в тамбуре (со стороны котельного отделения), поступает в надтамбурную (потолочную) камеру, проходит через фильтры очистки его от пыли и подается вентилятором в трубки калорифера, расположенного в расширителе котла. Здесь воздух подогревается и поступает в центральный канал (воздухопровод), идущий над коридором вдоль вагона (в пространстве между крышей и подшивным потолком). В нижней части канала в купе проводника пассажирского помещения установлены решетки с заслонками для регулировки подачи воздуха.

В канале перед калорифером имеется заслонка для направления воздуха через калорифер или через обводной канал, непосредственно в воздухопровод, когда воздух не требуется подогревать.

На случай выхода из строя агрегатов вентиляционной системы (роторных колес, электродвигателей и т. п.) вагон оборудуется вытяжными вентиляторами системы инж. Чеснокова, установленными в крыше. Они также служат

концы вала электродвигателя типа ПН-28,5. Последний вместе с кожухами вентиляторов устанавливается на одной общей металлической раме. Весь комплект установлен вверху над подшивным потолком около тамбура котлового конца вагона. Установка агрегата производится через люк в крыше вагона. В тамбуре имеется смотровой люк для подхода к установке; для удобства осмотра и ремонта опорная рама агрегата подвешена шарнирно и вся установка может поворачиваться на 90°, откидываясь вниз. До 1953 г. вентиляционный агрегат собирался так, что оба ротора крепились с одной стороны мотора (фиг. 410). В дальнейшем, для лучшей балансировки мотор стал размещаться посередине, а роторы насаживаться на концы вала мотора с двух сторон.

Вентиляционная установка обеспечивает подачу воздуха при летнем режиме работы от 2500 до 5500 м³, при зимнем — от 1200 до 2500 м³ в час.

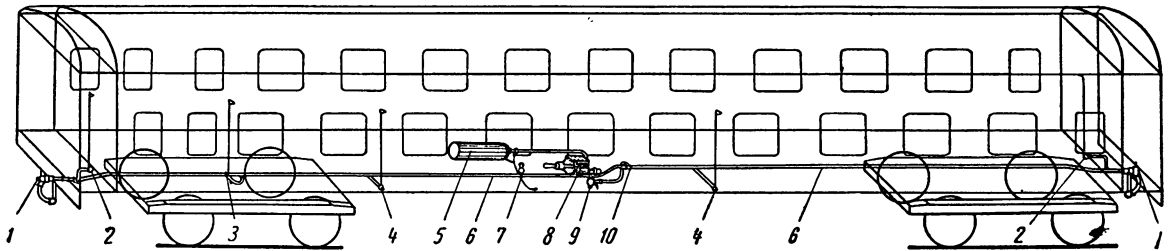
Вагон опирается на две двухосные безбалластные тележки с осями типа III, колесами диаметром 1050 мм и буксами скользящего трения. Значительная партия этих вагонов была выпущена на цилиндрических и сферических роликовых подшипниках. Рама тележки сделана из балок замкнутого контура (трубчатых), полученных свариванием штампованных или катаных профилей. Тормозной цилиндр расположен на раме вагона. Центральные рессоры эллиптические, надбуксовые — спиральные.

Рама кузова соединяется с рамой тележки шкворнем замочного типа (фиг. 411); такое соединение необходимо для увеличения веса кузова вагона при работе его на опрокидывание и повышения коэффициента поперечной устойчивости.

Размеры вагона: длина по осям сцепления автосцепок 24 537 мм, длина по буферам 24 667 мм; база вагона 17 000 мм; наружная длина кузова 23 600 мм; длина рамы 23 457 мм; наружная ширина кузова по боковым стенкам 3106 мм, по карнизам крыши 3166 мм; внутренняя ширина кузова 2926 мм; высота от головки рельса до оси автосцепки 1060 мм, до оси буферов 1085 мм, до крыши 4377 мм. База тележки 2700 мм. Вагон вписан в габарит № 1-В.

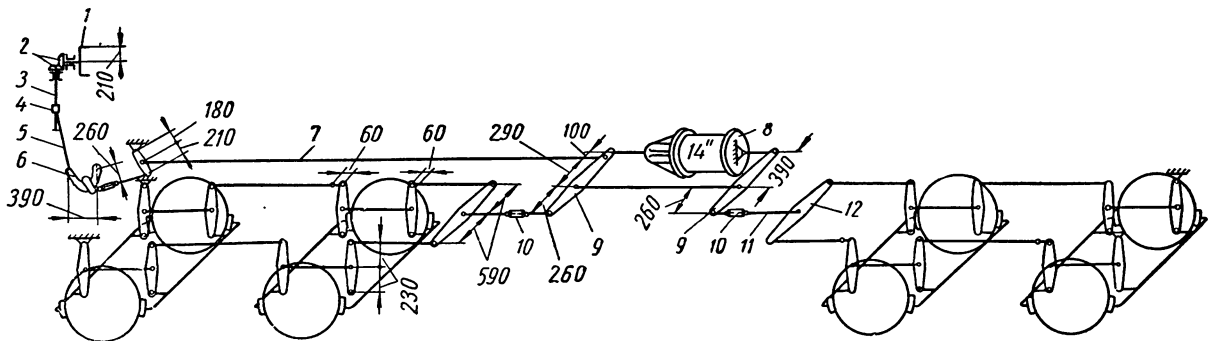
Дополнительная характеристика вагона приведена в табл. 77 (порядковый № 1).

На базе этого вагона строятся остальные типы цельнометаллических вагонов (купейные мягкие, багажные, почтовые и др.).



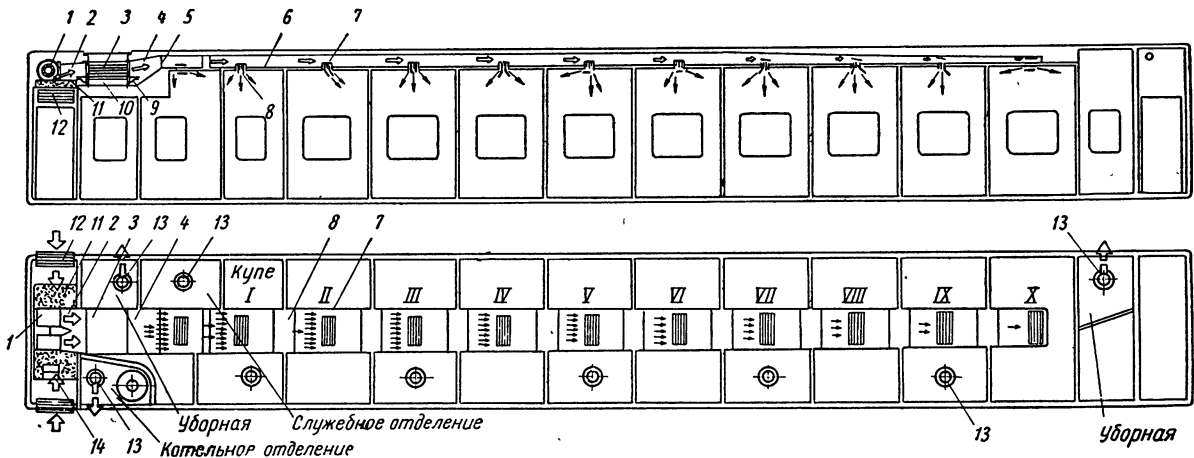
Фиг. 407. Схема расположения тормозного оборудования на раме цельнометаллического пассажирского вагона длиной 23,6 м:

1—концевой кран; 2—стоп-кран тамбура; 3—стоп-кран служебного отделения; 4—стоп-кран пассажирского помещения; 5—запасной резервуар; 6—магистральная труба воздухопровода; 7—оторманивающий клапан; 8—тормозной цилиндр; 9—тройной клапан; 10—пылеловка.



Фиг. 408. Схема расположения рычажной передачи тормоза на раме пассажирского вагона длиной 23,6 м:

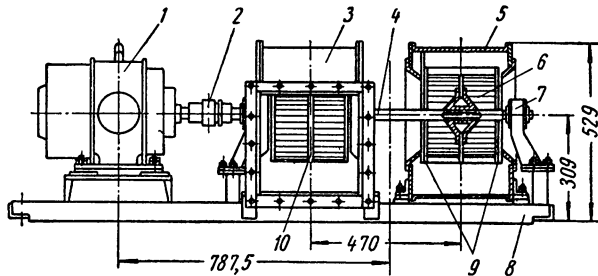
1—рукоятка ручного тормоза; 2—конические пестерни; 3—тормозной винт; 4—гайка тормозного винта; 5—помочи гайки тормозного винта; 6—кривой рычаг; 7—тяга ручного тормоза; 8—тормозной цилиндр; 9—горизонтальный рычаг; 10—компенсатор; 11—тяга воздушного тормоза; 12—соединительный рычаг.



Фиг. 409. Схема вентиляции жесткого бескупежного пассажирского вагона длиной 23,6 м:

1—вентилятор; 2—диффузор; 3—калорифер-расширитель; 4—конфузор; 5—заслонка конфузора; 6—воздуховод; 7—вентиляционная решетка; 8—отбойные щитки; 9—заслонка обходного канала; 10—обходной канал калорифера; 11—фильтр; 12—заборная решетка; 13—дефлектор; 14—электродвигатель вентилятора.

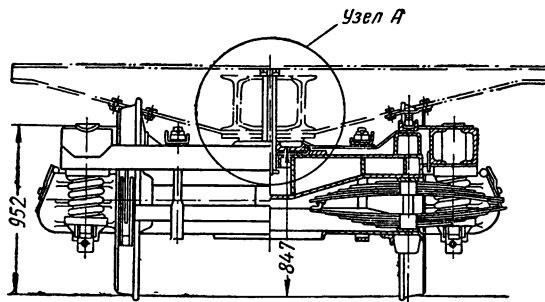
Четырехосный цельнометаллический багажный вагон длиной 23,6 м — типа 1949 г. вагоностроительного завода имени Егорова (фиг. 412). От бескупейного вагона длиной 23,6 м полностью использованы все системы



Фиг. 410. Вентиляционный агрегат цельнометаллических пассажирских вагонов длиной 23,6 м (выпуска до 1950 г.):

1—электромотор; 2—муфта; 3—вентилятор; 4—вал ротора; 5—кожух; 6—разъемная ступица; 7—кронштейн; 8—рама; 9—10—кольца ротора.

и конструкция рамы и кузова. Изменены только планировка вагона в средней части. Концевые тамбуры, обе туалетные комнаты и котельное отделение оставлены без изменения. К тамбуру котлового конца примыкают туалетная, котельное отделение, служебное отделение, а также помещение багажных раздатчиков длиной 1500 мм. Последнее отделяется



Фиг. 411. Соединение рамы цельнометаллического пассажирского вагона с тележкой со шкворневым устройством замочного типа:

1—головка шкворня; 2—резиновая прокладка; 3—хребтовая балка; 4—надрессорный брус тележки; 5—наружные части шкворня; 6—клиновидная часть шкворня.

перегородкой ст помещения для хранения багажа (расположено в средней части вагона) длиной 13175 мм. К тамбуру другого конца примыкают туалетная и два двухместных купе (длиной по 1400 мм).

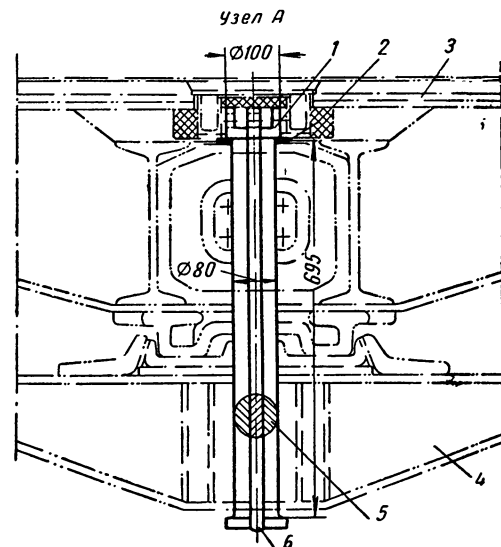
С каждой стороны вагона в багажном отделении имеется по одной двухстворчатой двери с наружным и внутренним запорными устройствами. В этом отделении в дверных проемах

установлены консольные краны (с блоком для погрузки и разгрузки багажа) грузоподъемностью до 150 кг, а в верхней части боковых стенок — окна, которые в летний период могут заменяться решетками (для вентиляции помещения) с сеткой. Отопление — водяное, вентиляция — вытяжная дефлекторами (типовыми от бескупейного вагона).

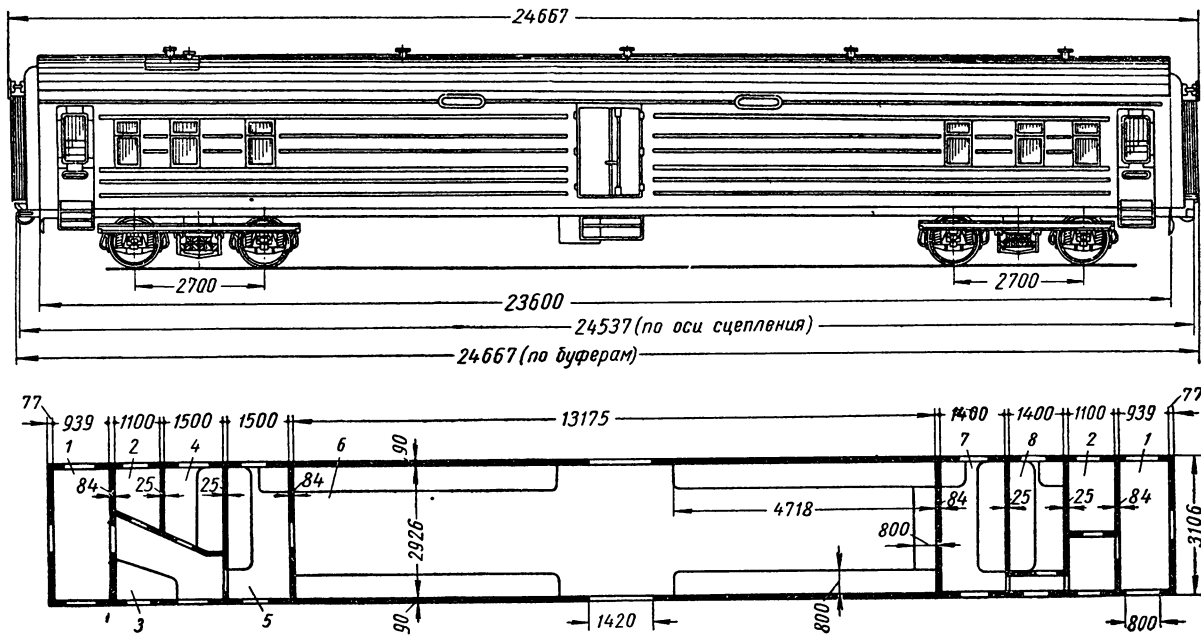
Тара вагона 50,2 т; грузоподъемность 20 т; нагрузка от оси на рельс до 17,5 т, на 1 пог. № пути 2,86 т. Размеры двери 1520×1850 мм. Ширина вагона внутри 2926 мм; остальные габаритные размеры такие же, как и у жесткого бескупейного вагона.

Четырехосный цельнометаллический почтовый вагон длиной 23,6 м, типа 1949 г. — по чертежам вагоностроительного завода имени Егорова (фиг. 413). Этот тип вагона строится на базе цельнометаллического пассажирского вагона бескупейного типа, от которого используются рама и кузов с незначительными изменениями, полностью — ходовые части, тормозные системы и тягово-ударные приборы, электрооборудование, упругие площадки и др.

Кузов вагона не имеет концевых тамбуров. Планировка вагона: с одного конца трактовая кладовая длиной 5382 мм и площадью 15,8 м²; в средней части входной тамбур шириной 938 мм; бытовые помещения (котельное отделение,

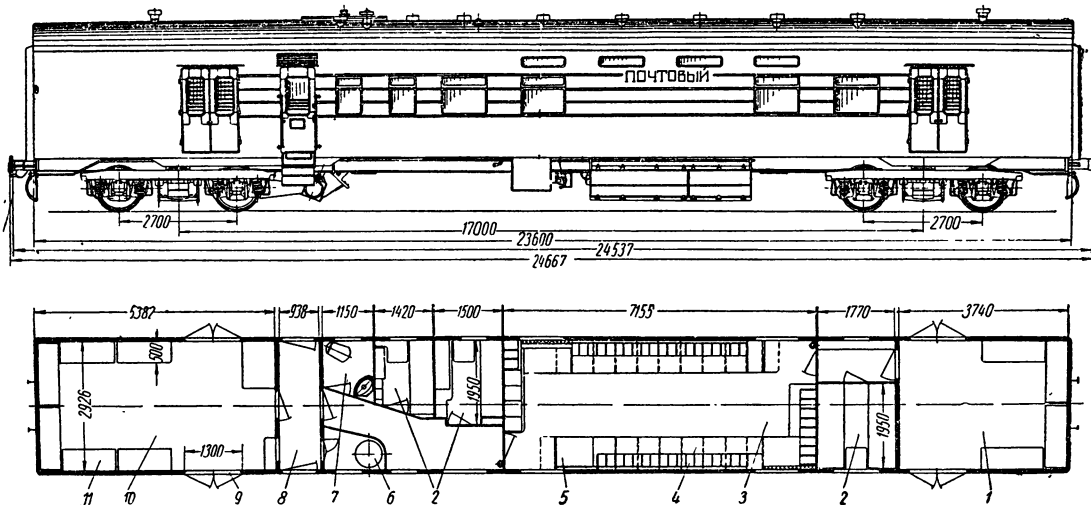


ние, туалет с душем) длиной 1150 мм; служебное двухместное отделение длиной 1420 мм; купе спецсвязи (двухместное) длиной 1500 мм; сортировочный зал длиной 7155 мм; коридор и купе бригады (четырёхместное) длиной 1770 мм; с другого конца вагона транзитная кладовая длиной 3740 мм и площадью 11 м².



Фиг. 412. Четырехосный цельнометаллический багажный вагон длиной 23,6 м:

1—тамбур; 2—туалетные комнаты; 3—котельное отделение; 4—купе проводника; 5—купе для багажных раздачиков; 6—багажное отделение; 7 и 8—служебные купе.



Фиг. 413. Четырехосный цельнометаллический почтовый вагон длиной 23,6 м:

1—транзитная кладовая; 2—служебные помещения; 3—сортировочный зал; 4—столы для разборки почты; 5—столы с вентиляторам для очистки пыли с мешков; 6—котельное отделение; 7—туалетная комната с душем; 8—средний тамбур; 9—двухстворчатая дверь; 10—грантовая кладовая; 11—багажные полки.

Каждая кладовая имеет по две двухстворчатые, открывающиеся наружу двери (по одной с каждой стороны), запирающиеся снаружи и изнутри; оборудована откидными полками для хранения посуды и консолями ручными кранами с подъемными блоками у каждого дверного проема (для погрузки и разгрузки грузов в вагон).

Вход в вагон производится через боковые двери среднего тамбура; двери и их подножки утоплены в кузов вагона. Все вырезы и ослабленные сечения в раме и кузове (в местах дверных проемов) усилены. Разбивка окон произведена в соответствии с планировкой. Грузоподъемность вагона 16 т; тара 54 т; нагрузка от оси на рельс 17,5 т, на 1 пог. м пути 2,87 т; ширина кузова внутри 2900 мм. Отопление — водяное от индивидуального котла, разводка труб отопления — нижняя. Отбор горячей воды для душа производится от котла. Вентиляция — принудительная. Для очистки мешков с почтой в сортировочном зале имеются два пылесоса.

Ширина двери кладовых 1300 мм; высота двери 1850 мм; высота кладовой внутри 2898 мм.

Четырехосный цельнометаллический вагон длиной 23,6 м, мягкий купейный типа 1950 г. — по чертежам вагоностроительного завода имени Егорова. Кузов вагона типовой двухтамбурный. С одного конца вагона расположены котельное отделение, туалетная комната, умывальная комната и купе проводника, а с другого — туалетная комната. Вдоль средней части вагона проходит коридор шириной 870 мм, к которому примыкают восемь четырехместных купе с мягкими местами. Длина купе 2050 мм; пространство между краем дивана и стеной коридора, равное по ширине 175 мм, использовано для хранения одежды, которая вешается на крючки, укрепленные на перегородке. В этом вагоне впервые разрешена проблема хранения верхней одежды, которую в обычных купейных и бескупейных вагонах приходится вешать в проходах или класть на диван и полки.

Верхние полки (с мягкими местами) в нерабочем положении поднимаются вверх под углом 30° к перегородке.

Двери купе — задвижные, они с внутренней стороны (из купе) в верхней части облицованы зеркалами.

Вагон оборудован звонковой электрической сигнализацией с вызовом проводника из каждого купе, радиопроводкой с репродукторами

по одному в каждом купе и два в коридоре, круглыми зеркалами в коридоре и прямоугольными в туалетных комнатах, кипятильником непрерывного действия типа «Титан» и мелким инвентарем: ящиками для мусора, графинами для воды, откидными сетками в купе для мелких вещей, пристенными складными лестницами для влезания на верхние спальные места, брьюкодержателями и др.

Диваны и средние полки располагаются поперек вагона, а ниши для багажа — вдоль над входными дверями купе и над продольным коридором.

В купе проводника размещаются вызывной нумератор на 10 номеров, шкафы для белья и посуды, мойка для посуды и распределительные щиты электросистем.

Осветительные плафоны купе — потолочного типа. Разводка труб отопления выполнена с расположением верхних труб только с одной стороны вагона (в нишах над коридором), внизу разводка обычная двусторонняя.

Вентиляционные решетки для подачи воздуха из главного канала располагаются в потолке купе; в коридоре и купе установлены вытяжные дефлекторы.

Остальные системы и устройства — типовые от цельнометаллического жесткого бескупейного вагона, так же как и основные габаритные размеры вагона.

Кипятильник непрерывного действия установлен в нише котельного отделения. Топка его приспособлена для сжигания древесного угля и древесных чурок. Питание кипятильника холодной водой производится из бака емкостью 60 л, установленного сверху в котельном отделении.

Х а р а к т е р и с т и к а к и п я т и л ь н и к а: емкость кипятильного пространства 9,6 л; емкость сборника кипяченой воды 17 л; начало кипения воды после растопки — приблизительно через 10 мин.; количество кипяченой воды, получаемой в 1 мин., 1,2—1,4 л.

Х а р а к т е р и с т и к а в а г о н а: длина туалетной комнаты 1470 мм; длина служебного отделения 1810 мм; ширина купе 2031 мм. Остальные габаритные размеры вагона такие же, как у жесткого бескупейного вагона. Дополнительная характеристика вагона приведена в табл. 77 (порядковый № 3). Планировка вагона показана на фиг. 414.

Четырехосный цельнометаллический вагон длиной 23,6 м жесткий купейный (фиг. 415). Рама и кузов вагона цельнометаллические, соединенные в одно целое и воспринимающие

все вертикальные и горизонтальные нагрузки. Конструкция кузова состоит из каркаса, покрытого кругом тонкими листами, и сходна с конструкцией кузова жесткого бескупейного вагона (см. фиг. 390, б). Рама вагона состоит из двух продольных штампованных угольников толщиной 18 мм, поперечных балок (буферных, шкворневых и средних), пологого настила и из продольной средней, разрезной хребтовой балки. Хребтовая балка идет от буферной до шкворневой балки. Половой настил рамы выполнен из листа толщиной 1,5 мм с штампованными продольными гофрами. В этой конструкции рамы весь удар автосцепки на участке между шкворневыми балками рамы воспринимается гофрированным листом пола и кузовом.

Такая конструкция кузова обладает несколько меньшей прочностью, чем кузов жесткого бескупейного вагона.

Внутренняя обшивка кузова деревянная: пол из стюлярных плит толщиной 20 мм; стенки из фанеры толщиной 8 мм (надоконный пояс) и 10 мм остальная часть стенок, подшивка крыши и потолка из фанеры толщиной 5 и 6 мм, внутренние перегородки из стюлярных плит толщиной 20 и 25 мм. Вся обшивка крепится к деревянному каркасу шурупами.

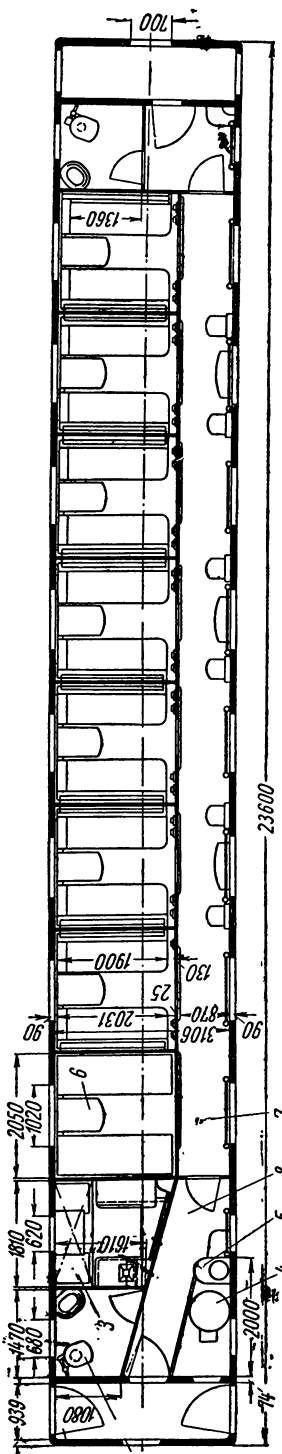
Потолок окрашивается белой краской, пол покрывается линолеумом, а все остальные поверхности внутреннего оборудования кузова отделяются дубовым шпоном светлого тона, который покрывается мастикой и прозрачным лаком. Стенки котельного отделения покрываются асбестом и сверху листовым железом. Стены тамбуров и туалетов оклеены гибким пластикатом.

Окна вагона открывающиеся, из двух частей. Нижняя часть окна неподвижно укреплена в оконном проеме, а верхняя часть может подниматься вверх в специальный проем (карман), сделанный в боковой стенке вагона. Каждая часть окна состоит из двух рамок: наружных металлических (литых из алюминия) и внутренних деревянных. В верхней части окна внутренняя рамка крепится на шарнире и может открываться для протирки стекол в междрамном пространстве.

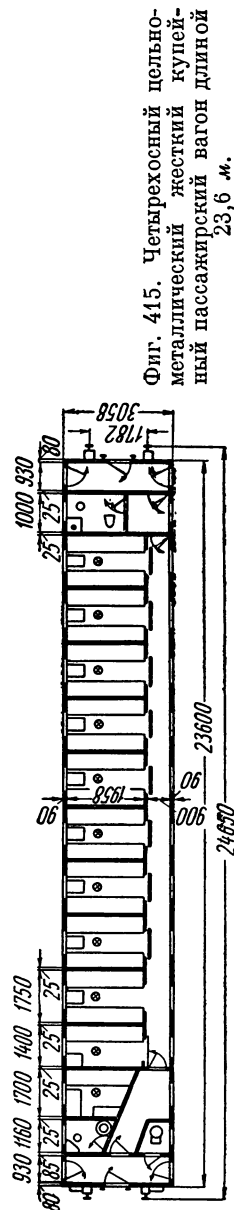
Подъем и опускание окна производятся посредством механизма шестерчатого типа.

Вал механизма выведен внутрь кузова и оканчивается рукояткой (фиг. 416).

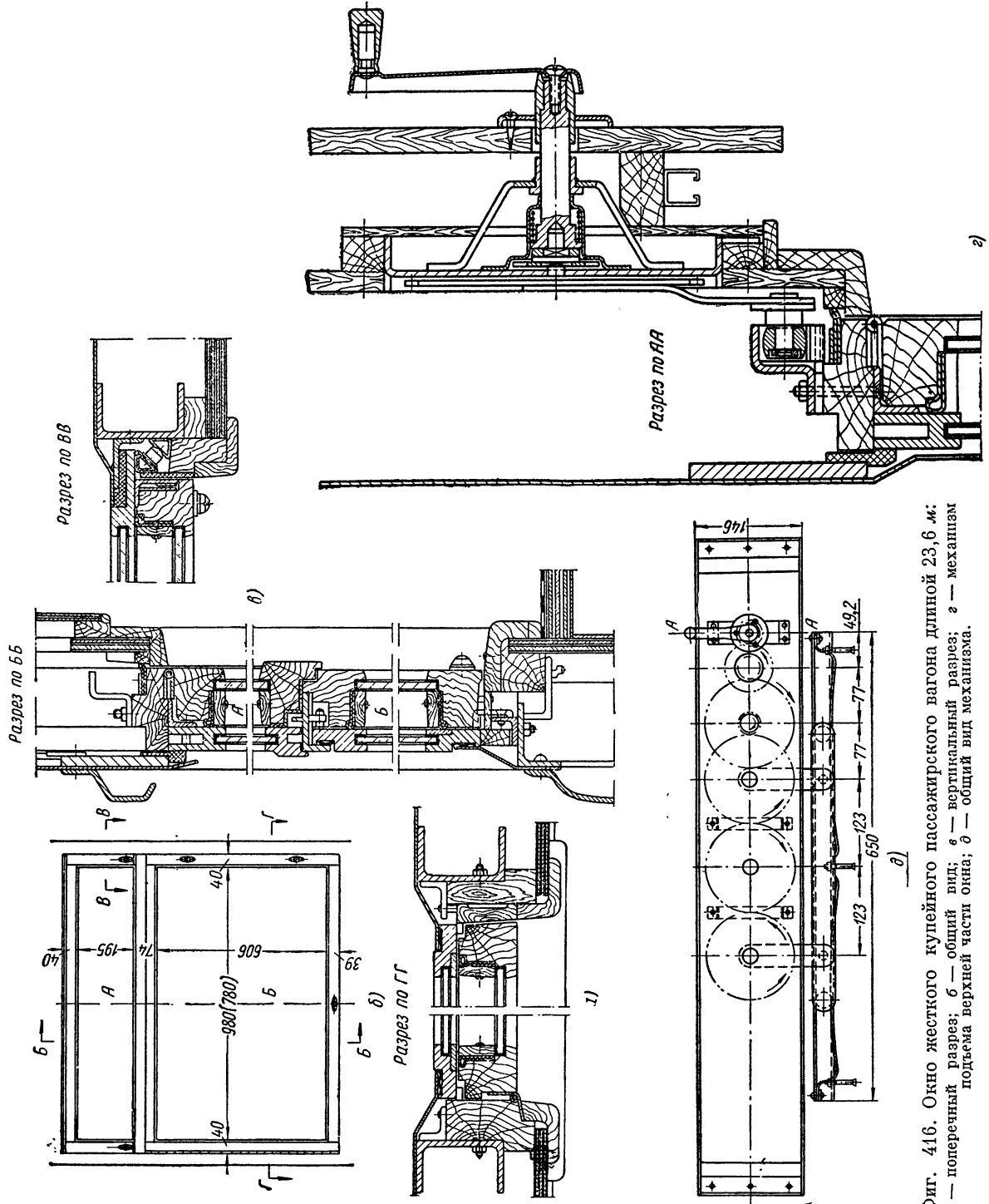
При подъеме и опускании окна рукоятка всегда вращается в одном направлении — по часовой стрелке.



Фиг. 414. Планировка четырехосного цельнометаллического мягкого купейного пассажирского вагона длиной 23,6 м: 1—тамбур; 2—туалет; 3—служебное отделение; 4—котел водяного отопления; 5—кипятильник; 6—пассажирское купе; 7—большой коридор; 8—малый коридор.



Фиг. 415. Четырехосный цельнометаллический жесткий купейный пассажирский вагон длиной 23,6 м.



Фиг. 416. Окно жесткого купейного пассажирского вагона длиной 23,6 м:
 а — поперечный разрез; б — общий вид; в — вертикальный разрез; г — механизм
 подъема верхней части окна; д — общий вид механизма.

С одного конца вагона расположены котельная, туалетная комната и служебное отделение, а с другого — вторая туалетная. В средней части вагона проходит около одной стороны кузова коридор шириной 950 мм, другая сторона помещения разделена на 10 купе; девять купе четырехместных длиной 1750 мм и шириной 1958 мм и одно купе двухместное длиной 1400 мм. Продольная перегородка деревянная толщиной 20 мм. Двери купе задвижные. Нижние диваны и средние спальные полки жесткие. Общая вместимость вагона — 38 спальных мест. Каждое купе оборудовано столиком у окна, покрытым линолеумом; сетками для мелкого багажа; нишей (расположенной над коридором) для крупного багажа; настольной лампой и лестницей. Остальное оборудование купе такое же, как и в жестком бескупейном вагоне.

Вагон оборудован звонковой сигнализацией с вызовом проводника из каждого купе, радиопроводкой и репродукторами, кипятильником непрерывного действия емкостью 26,6 л для приготовления горячей воды (фиг. 417). Кроме того, установлены дефлекторы.

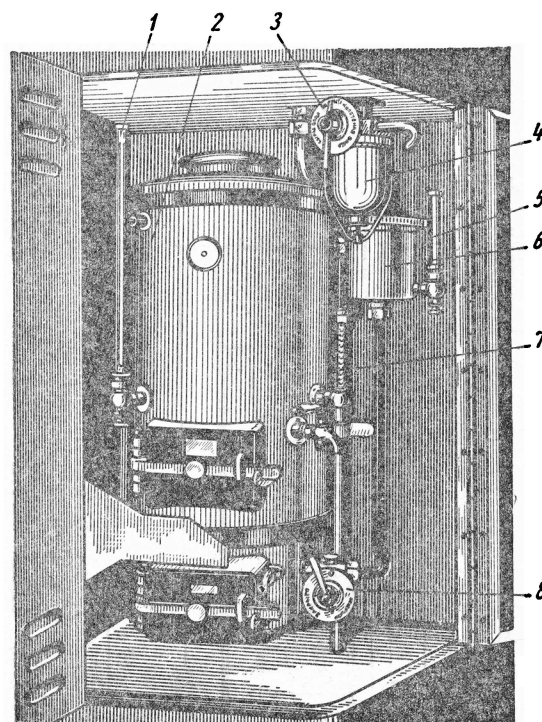
Часть вагонов оборудуется радиоузлом, который размещается в одном из четырехместных купе; этот вагон имеет 34 спальных места. Нагнетательная вентиляционная установка состоит из каналов всасывания наружного воздуха (расположенных на лобовой стенке вагона со стороны котельного отделения), фильтров, электродвигателя с двумя вентиляторами, калорифера для подогрева воздуха, вентиляционных окон и рециркуляционного канала.

Предварительная очистка воздуха от крупных частиц пыли производится двумя ситами с крупными и мелкими отверстиями. Окончательная очистка производится в фильтрах пластинчатого типа. Воздух, проходя по лабиринту, касается пластинок, смоченных маслом, и прилипает к ним.

Установка имеет два режима работы: летний и зимний. При летнем режиме весь воздух засасывается снаружи и подается в вагон; при зимнем засасывается только 50% свежего воздуха, а остальной рециркулируется из вагона. Он вместе со свежим воздухом проходит очистку и подогрев. Вентиляторы при зимнем режиме имеют производительность 1500 м³/час (при 600 об/мин), а при летнем 4000 м³/час (при 1200 об/мин); мощность электродвигателя 1,2 квт.

Каждый вагон оборудуется электростанцией, состоящей из динамомашины, привода, аккумуляторов и распределительных устройств.

Динамомашина типа ПВ-104А постоянного тока напряжением 60 в, с максимальной силой тока 70 а, мощностью 4,5 квт; на вагонах выпуска до 1950 г. динамомашина подвешена на валике к концевой части рамы и связана с осью колесной пары зубчатым приводом. На вагонах более позднего выпуска динамомашина крепится на раме вагона и имеет типовой ременный привод. Аккумуляторные батареи применяются типа 26-Х-Г-50.



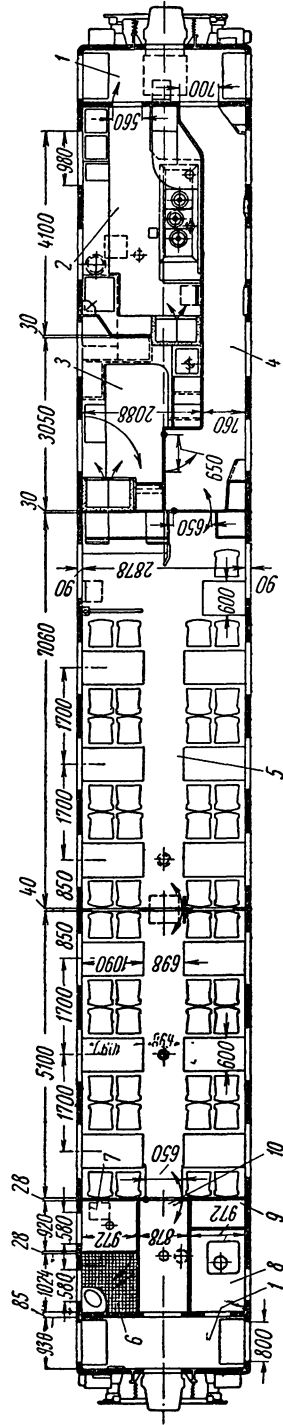
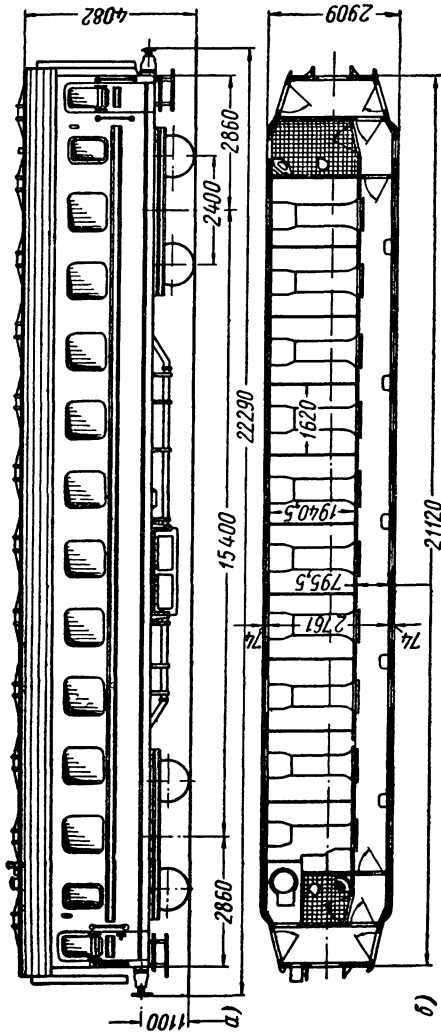
Фиг. 417. Установка кипятильника непрерывного действия в цельнометаллическом пассажирском вагоне длиной 23,6 м:

1—указатель уровня воды в кипятильнике; 2—корпус кипятильника; 3—кран регулирования подачи кипяченой и сырой воды; 4—фильтр; 5—указатель уровня сырой воды; 6—сборник кипяченой воды; 7—термометр; 8—кран.

В остальной конструкции вагона и устройство различных систем (отопления, водоснабжения, тягово-ударных приборов, ходовых частей и т. п.) подобны узлам жесткого бескупейного вагона.

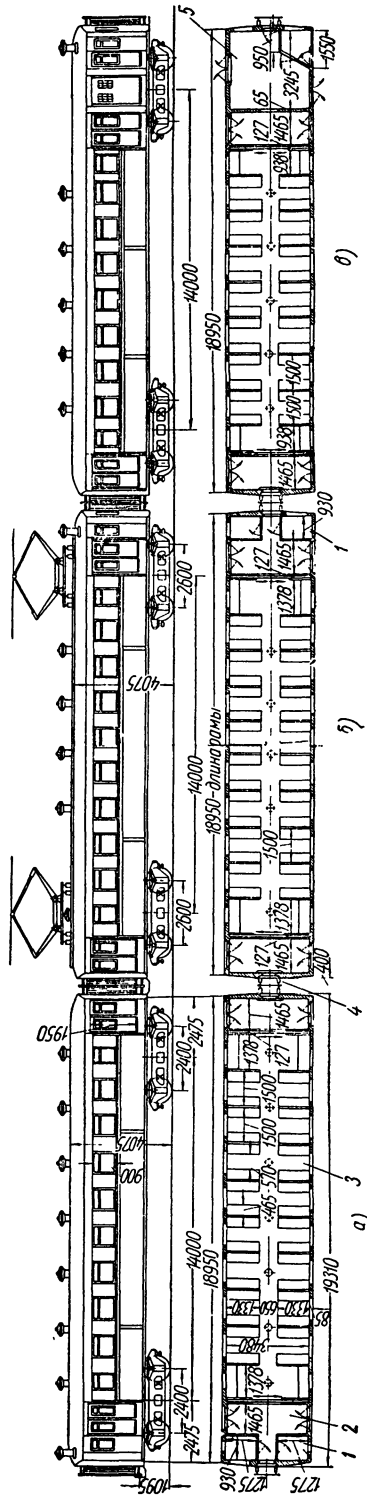
Х а р а к т е р и с т и к а в а г о н а: длина по осям сцепления автосцепок 24 540 мм; длина по буферам 24 670 мм; база вагона 17 000 мм, база двухосной тележки 2700 мм; наружная длина кузова: по боковым стенкам 3053 мм; по карнизам крыши 3118 мм; ширина кузова внутри 2878 мм; высота от головки рельса до

Фиг. 418. Планировка четырехосного цельнометаллического пассажирского жесткого кулеинового вагона длиной 21,4 м.
а — боковой вид; б — планировка.



Фиг. 419. Четырехосный цельнометаллический вагон-ресторан длиной 23,6 м:

1—тамбур; 2—кухня; 3—буфетное отделение; 4—коридор; 5—обеденный зал; 6—туалетная ван; 7—углетная комната; 8—служебное отделение; 9—кладовая; 10—малый коридор.



Фиг. 420. Боковой вид и планировка трехвагонной электросекции пригородного сообщения с выходом на высокие платформы: а — прицепной вагон; б — моторный вагон; в — прицепной вагон с багажным отделением; 1—кабина машиниста; 2—тамбур; 3—пассажирское помещение; 4—переходная межвагонная гармошка; 5—багажное отделение.

оси автосцепки 1070 мм, до оси буферов 1085 мм, до крыши 4355 мм.

Планировка вагона приведена на фиг. 415, а весовая характеристика в табл. 77 (порядковый № 2).

Четырехосный цельнометаллический вагон типа 1949 г. длиной 21,4 м жесткий купейный (фиг. 418) имеет раму и кузов металлической конструкции; рама без хребтовой балки приспособлена под установку сквозной упряжи с винтовой стяжкой типа 1927 г. и буферов нормального типа. Изоляция кузова пробковая толщиной 20 мм, вентиляция естественная с дефлекторами; водоснабжение самотечное типовое (водяные баки размещаются в туалетных комнатах); отопление — по типу четырехосных пассажирских вагонов длиной 20,2 м; освещение — электрическое от собственной динамомашины (мощностью 2 квт, напряжением 24 в); тормоза — пневматический, с тройным скоростным клапаном и ручной; ходовые тележки — двухосные, балансирного типа.

С одного конца вагона расположен тамбур и туалетная, с другого — тамбур, туалетная и котельное отделение; в средней части кузова размещаются девять четырехместных купе (шириной 1620 мм и длиной 1940 мм) и один продольный коридор шириной 795 мм. Толщина боковых стен кузова 74 мм.

Х а р а к т е р и с т и к а в а г о н а: длина по буферам 22 290 мм; длина кузова снаружи 21 400 мм; длина рамы 21 120 мм; база вагона 15 400 мм; база тележки 2400 мм; ширина вагона внутри 2761 мм, снаружи 2909 мм; высота от головки рельса до крыши 4082 мм, до оси буферов 1100 мм. Весовые данные приведены в табл. 77 (порядковый № 9).

Четырехосный цельнометаллический вагон-ресторан длиной 23,6 м (фиг. 419). Кузов вагона типовой двухтамбурный использован от жесткого купейного вагона длиной 23,6 м, с рамой без хребтовой балки. С одного конца вагона расположены котельное отделение, кладовая, отделение для обслуживающего персонала длиной 920 мм и туалетная комната длиной 1024 мм. Ширина этих помещений 972 мм. Ширина коридора между ними 878 мм. Средняя часть используется под обеденный зал размером 2878×12 200 мм, разделенный поперечной перегородкой на две части: в одной из них (со стороны кухни) расположены буфет, стойка и столик для администратора. Кухня размером 4100×2088 мм и буфетное отделение (заготовительно-раздаточное) помещаются с другого конца вагона. Вход в кухню — из тамбура.

Кухня и раздаточная (размером 3050×1450 мм) оборудованы холодильниками, плитой на три конфорки, мойками для овощей, продуктов и посуды, шкафами и ледником. В обеденном зале установлено 12 четырехместных столов, всего на 48 чел. Вентиляция вагона принудительная, с вытяжными вентиляторами в крыше и настольными электровентиляторами.

Вагон оборудован водяным отоплением с верхней разводкой труб, звонковой сигнализацией, радиопроводкой и репродукторами. Остальные узлы и системы вагона подобны оборудованию жесткого купейного вагона. Весовые данные приведены в табл. 77 (порядковый № 6).

Четырехосные пассажирские электровагоны секции СР пригородного сообщения — по чертежам Рижского вагоностроительного завода. Секция СР является самостоятельным элементом поезда, состоящим из трех вагонов: моторного, расположенного в середине, и двух прицепных по концам (фиг. 420). Поезд составляется из одной-трех таких секций; управление производится по «системе многих единиц», т. е. из кабины машиниста любого вагона поезда.

Вагоны секции имеют в основном унифицированную конструкцию и отличаются между собой только планировкой и расположением наружного и внутреннего оборудования.

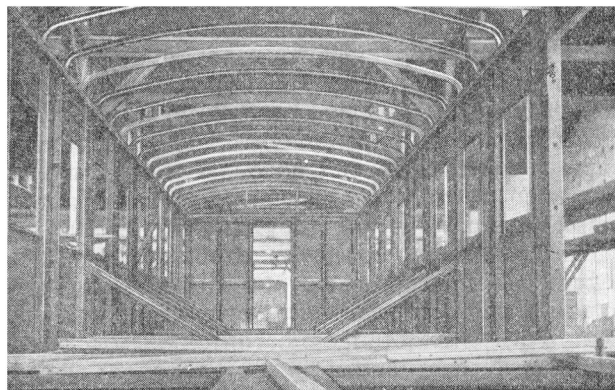
Кузов вагона — цельнометаллический, сварной конструкции, состоит из нижней рамы, каркаса (фиг. 421), боковых и торцевых стенок (из стоек углового и швеллерного проката) и дуг крыши (из швеллеров № 8), которые снаружи покрываются стальной обшивкой: крыша — толщиной 2 мм, боковые стенки — толщиной 3 мм и лобовые стенки — толщиной 4 мм. Обшивка боковых стенок имеет продольные сплошные гофры, а крыши — прерывистые, перекрывающие две-три дуги.

Рама вагона имеет продольные элементы (хребтовую балку из двух швеллеров № 30 и боковые угольники, они же нижние обвязки стен) и поперечные балки (буферные, шкворневые и средние из швеллеров и листа). Рама составляет одно целое с кузовом и вместе с ним является несущей конструкцией.

Пол вагона двойной из досок толщиной: верхней — 45 мм, нижней — 16 мм, внутренняя обшивка стенок кузова — из досок толщиной 22 мм, потолок подшивается фанерой толщиной 5 мм, а под изоляцией крыши у дуг ставится фанера толщиной 3 мм.

Термоизоляция всего кузова, рамы, стен и крыши производится шевелином, укладываемым в несколько слоев.

Планировка вагона состоит из среднего пассажирского помещения и примыкающих тамбуров. В одном из тамбуров моторного вагона расположены кабина машиниста и слу-



Фиг. 421. Кузов электровагона длиной 19,3 м.

жебное помещение; в одном из тамбуров каждого прицепного вагона имеется также кабина машиниста. В торцевых стенах всех вагонов имеются средние двери для перехода из вагона в вагон и снаружи их на лобовых стенах поставлены упругие переходные площадки с нижними фартуками. В прицепных вагонах в тамбурах, где имеются кабины машиниста, торцевые стены глухие и переходных площадок в них не имеется. Они образуют концевые части секции. Упругая переходная площадка состоит из металлической рамки, которая внизу опирается на шпиртоны с пружинами, а сверху — на рессору и соединяется с торцевой стеной брезентовой гармонией, образующей закрытый межвагонный переход.

В тамбуре с обеих сторон вагона имеются двойные створчатые двери, а в лобовой перегородке со стороны пассажирского помещения — двойные раздвижные двери, которые при открывании входят в пазухи боковых простенков перегородки.

В пассажирском помещении (фиг. 422) установлены поперечные двусторонние диваны (на три места для сидения с каждой стороны дивана), разделенные между собой продольным коридором; в концевых частях помещения установлены у боковых стенок продольные односторонние трехместные диваны. Все диваны деревянные, места для сидения жесткие.

В боковых стенках кузова между диванами расположены окна. Окно состоит из двух рам:

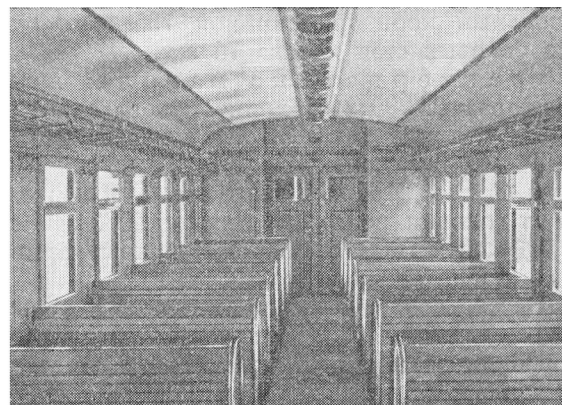
наружной несъемной и внутренней съемной, которые вставляются в оконную коробку только в зимнее время. Наружная рамка составная, нижняя ее половина (на $\frac{2}{3}$ высоты окна) глухая, а верхняя — подъемная вверх с убира-нием ее в пазуху верхней части боковой стены.

Все оконные рамки дубовые, стыки раздвижных рамок окантованы нержавеющей сталью, а в межоконном пространстве из этой стали имеются желобки для сбора конденсата воды.

Вдоль боковых стенок над окнами установлены металлические из никелированных труб и кронштейнов полки для багажа, а под ними на стенах укреплены крючки и вешалки.

Пол вагона и нижняя часть стенок покрываются линолеумом коричневого цвета, а остальная часть стенок оклеивается линкрустом, который покрывается лаками. Потолок оклеивается дерматином (белого цвета — в средней части и кремового цвета — в радиусной части). В продольном проходе и между диванами сверху укладывается второй слой цветного линолеума.

Детали внутреннего оборудования и устройств изготавливаются из сплавов алюминия,



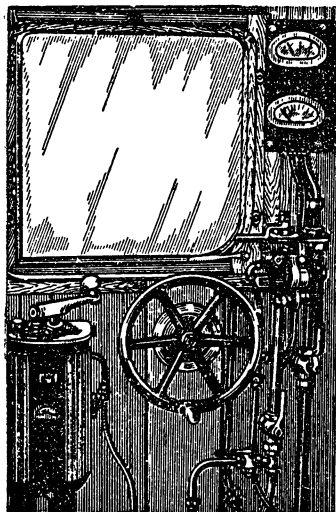
Фиг. 422. Пассажирское помещение электровагона длиной 19,3 м.

пластмасс или стальные с хромированием и никелированием поверхностей. Деревянные детали окна, мебель, раскладки и т. п. лакируются.

На потолке вагона посередине в продольном направлении проходит декоративный канал; в нем между крышками вентиляторов расположены осветительные плафоны с лампами 25 вт, напряжением 50 в. Общая освещенность вагона 40—45 люкс. Вентиляция вагона —

вытяжная, дефлекторами типа ЦАГИ. Отопление вагона производится 24 электропечами, устанавливаемыми под диванами пассажирского помещения и на стенах или на полу — в других частях вагона.

В кабине машиниста каждого вагона (фиг. 423) установлены приборы управления, контроллер, тормозной кран машиниста, привод ручного тормоза, передвижное сиденье машиниста, а на лобовом окне — стеклоочиститель и стеклообогреватель.



Фиг. 423. Кабина машиниста электровагона длиной 19,3 м.

Вагон оборудован электропневматическим тормозом, ручным тормозом, автосцепкой СА-3 и местами для установки буферов (при транспортировке вагонов к месту назначения). При эксплуатации вагонов в секциях буфера не ставятся.

Сжатый воздух вырабатывается электрокомпрессором типа Э-400, установленным на раме вагона. Компрессор имеет следующую характеристику: производительность 700 л/мин; давление 8 атм; вес 650 кг. Управление им — автоматическое при помощи регулятора давления. От компрессора воздух подается к главному резервуару, затем через редукционный клапан к рабочему резервуару и от него — к тормозным цилиндрам, установленным на вагонах (два двенадцатидюймовых на моторном вагоне и один четырнадцатидюймовый на прицепном).

Моторный вагон оборудован четырьмя тяговыми электродвигателями типа ДК-103А с одинарной зубчатой передачей на каждую колесную пару. Мощность электродвигателя 180 квт; максимальное число оборотов 2100 в минуту; передаточное число зубчатой передачи 3,09; скорость вагона максимальная 112 км/час.

Тяговые электродвигатели соединяются в две двухмоторные группы, которые между собой соединяются последовательно или параллельно

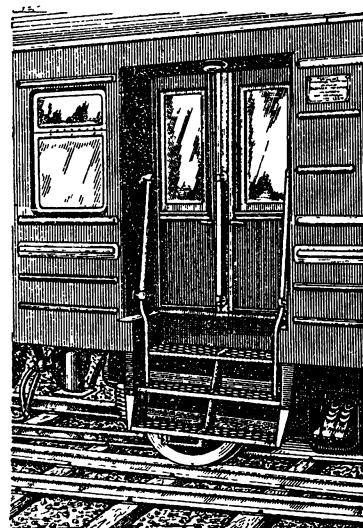
(при напряжении в контактном проводе соответственно 3000 или 1500 в). Под рамой моторного вагона подвешен электродвигатель типа ДК-601, который вращает генератор типа ДК2-405Б для питания цепей управления и освещения низким напряжением 50 в. Характеристика электродвигателя: мощность 5,5 квт; сила тока 5 а; питание от контактной сети; характеристика генератора: мощность 4,5 квт; напряжение 50 в; сила тока 90 а. На крыше моторного вагона помещаются площадки для токоприемников и других электрических приборов и переходные мостики с резиновыми ковриками.

На крыше моторного вагона установлены два токоприемника типа ДЖ-5, подъем и опускание которых осуществляются электропневматическим устройством, управление — из кабины машиниста.

Около токоприемников на крыше установлены мостики с резиновыми коврами, а на торцевой двери укреплен складная лестница; на лобовой стенке прицепного вагона у крыши (со стороны кабины машиниста) установлены прожектор 500 вт, светящийся маршрутный указатель, звуковой сигнал и сигнальные фонари с цветными линзами (на всех вагонах).

Электровагоны секции пригородного движения выпускаются в следующих вариантах исполнения:

По электрооборудованию — на напряжение в контактном проводе 1500 и 3000 в; по устройству боковых входных дверей тамбура — для выхода на высокие посадочные платформы (двери располагаются в плоскости боковых стен вагона) и для выхода на низкие посадочные платформы; двери несколько утоплены внутрь тамбура и около них снаружи установлены



Фиг. 424. Общий вид входной двери с подножками для выхода на низкие посадочные платформы электровагона длиной 19,3 м.

подножки со ступеньками из полосовых решеток; подножки крепятся к раме и кузову на заклепках (фиг. 424).

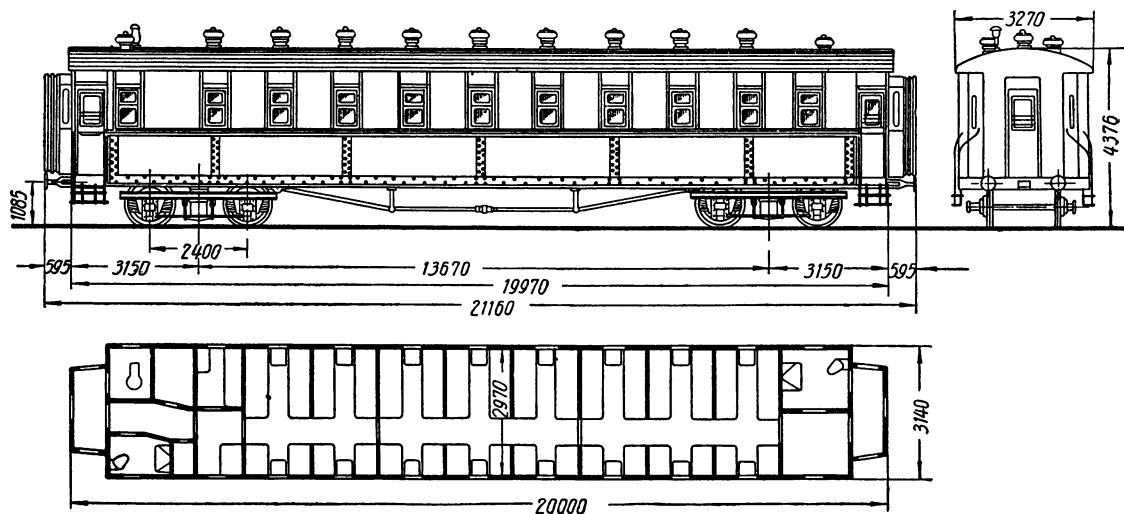
Снаружи вагоны окрашиваются в установленные цвета, а рама и все подвагонное оборудование — в черный цвет.

Характеристика секции СР из трех электровагонов: конструктивная скорость на прямом участке пути 85 км/час; скорость на кривом участке радиусом 200 м — 50 км/час; ускорение секции на прямом участке пути не менее 0,45 м/сек²; тоже замедление не менее 0,8 м/сек²; общая мощность тяговых электро-

сажирское помещение в этом вагоне имело длину внутри 11 989 мм, мест для сидения — 86 и максимальную вместимость (с учетом стоящих пассажиров) — 250 чел. (до 1952 г.). Крыша состояла из металлических и деревянных дуг и деревянной обшивки толщиной 22 мм, покрытой сверху мягкой кровлей из брезента, который шпаклевался, покрывался олифой и масляной краской (вагоны выпуска до 1951 г.), с боковыми дверями тамбуров для выхода только на высокие посадочные платформы (до 1951 г.), снизу под порогом двери на раме ставится стремянка (фиг. 424).

В этих вагонах несущей конструкцией являлись нижняя рама и боковые стенки кузова.

Тележки изготавливаются со штампованными боковыми поперечными балками и стальными



Фиг. 425. Боковой вид и планировка четырехосного пассажирского жесткого бескупейного вагона длиной 20 м.

двигателей (часовая) 720 квт; тяговое усилие при часовом токе 5200 кг; длина секции между осями сцепления концевых автосцепок 54 490 мм; высота от головки рельса до плоскости лыжи токоприемника: в опущенном состоянии 4910 мм, при нижнем рабочем положении 5310 мм, при верхнем рабочем положении 6810 мм; количество мест для сидения: в моторном вагоне 105, в прицепном 108, в секции 321; максимальная вместимость (с учетом стоящих пассажиров): моторного и прицепного вагонов по 300 чел., секции — 900 чел.; вес тележки моторного вагона (вместе с тяговыми электродвигателями) 13,7 т, прицепного вагона 7,0 т.

Электровагоны более ранних выпусков изготавливались с электрооборудованием, рассчитанным на двойное напряжение в контактном проводе 1650—3300 в (до 1952 г.), с гладкой 4-миллиметровой стальной обшивкой боковых стенок (до 1952 г.), во втором прицепном вагоне со стороны кабины управления размещалось багажное отделение с туалетной комнатой в нем, а пас-

литыми шкворневыми. Рессорное подвешивание тройное: надбуксовое — из листовых рессор и последовательно включенных спиральных пружин, люльное — из эллиптических рессор системы Галахова. База тележки 2600 мм; ось специальная; диаметр колес 1050 мм.

На каждой тележке моторного вагона расположены два электродвигателя, каждый с напряжением у клемм 750 в.

Основные размеры вагона: длина по осям сцепления автосцепки 19 830 мм; база вагона 14 000 мм; длина кузова с тамбуром 19 310 мм; ширина кузова снаружи 3480 мм; высота от головки рельса до пола 1345 мм; до оси автосцепки 1095 мм, до верха крыши 4075 мм; длина рамы 18 950 мм; высота от пола до потолка 2650 мм; длина пассажирского помещения 14 750 мм.

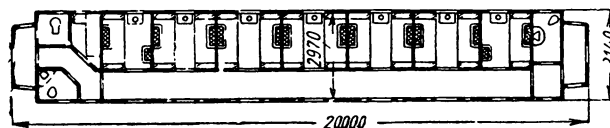
Дополнительная характеристика вагона приведена в табл. 77 (порядковый № 10).

Четырехосный пассажирский вагон длиной 20 м б. Северо-Кавказских железных дорог. Кузов вагона полунесущей конструкции, нижняя рама металлическая. Боковые стенки кузова от низа рамы до подоконного пояса также из металла. Стойки стенок армированы листами толщиной 4 мм. Детали рамы и кузова соединены между собой заклепками.

На фиг. 425 показаны боковой вид и планировка жесткого бескупейного вагона дальнего следования. Его основные размеры: длина по концам буферов 21 160 мм; длина кузова 20 000 мм; длина рамы 19 970 мм; база вагона 13 670 мм; ширина кузова снаружи (по карнизам крыши) 3270 мм; ширина кузова внутри (между боковыми стенками) 2970 мм; высота от головки рельса до оси буферов 1075 мм, до верха крыши 4376 мм.

Ходовые части вагона — двухосные тележки

двойного подвешивания, балансирные. База тележки 2400 мм; оси типа III или II; диаметр колес 1050 мм. Упряжь — винтовая сквозная. Отопление — индивидуальное водяное.



Фиг. 426. Планировка четырехосного пассажирского мягкого купейного вагона длиной 20 м.

На фиг. 426 показана планировка вагона этого же типа, оборудованного купе (двухместные и четырехместные) с мягкими диванами.

Характеристики жесткого бескупейного и мягкого купейного вагонов приведены в табл. 77 (порядковый № 11 и 12).

ГЛАВА XXV

ВАГОНЫ С ДЕРЕВЯННЫМИ КУЗОВАМИ

§ 78. УСТРОЙСТВО И ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ВАГОНОВ С ДЕРЕВЯННЫМИ КУЗОВАМИ

Четырехосный вагон длиной 20,2 м постройки до 1941 г. Рама вагона (металлическая) относится к типу несущих. Она состоит из продольных балок — хребтовых и боковых и балок поперечных — буферных, шкворневых и средних. Все балки из швеллера № 26. Соединение их между собой производится электросваркой с усилением узлов соединений косынками. Боковые балки усилены снизу шпренгелями (с регулировкой на струне) с двумя глухими колонками, буферные и шкворневые балки усилены накладками из листа толщиной 8 и 10 мм. Вагоны оборудованы автосцепкой и буферами, часть вагонов ходит на винтовой несквозной упряжи.

Кузов — деревянный. Боковые фермы — ракосностоечной системы, верхняя и нижняя обвязки этих ферм стянуты металлическими струнами. Кузов опирается на раму и притягивается гайками струнок к боковым швеллерам рамы. В стыках металла и дерева проложены изолирующие прокладки, обернутые брезентом. Наружная и внутренняя обшивка стенок и крыши, а также половой настил — двойные с промежуточной изоляционной прокладкой из шевелина. Окна — двойные; их можно опускать вниз в проем между наружной и внутренней обшивкой боковой стенки. Крыша вагона по-

крыта снаружи 5-кг кровельным железом, стенки — листами толщиной 1,5 мм.

Планировка, а также внутренняя отделка вагона зависят от его назначения.

Отопление — водяное от индивидуальных котлов с верхней разводкой труб. Освещение — электрическое от вагонов этого же типа, оборудованных динамомашинами РД-2. Динамомашина подвешена на раме вагона; щит управления расположен в отделении электромонтера. Привод к генератору (ременный) — от оси одной из тележек. Для запасного освещения установлены свечные фонари.

Вентиляция — естественная, вытяжная; вентиляторы — с чугунными дефлекторами. Водоснабжение осуществляется путем подачи воды по трубам самотеком. Водяные баки расположены в туалетных комнатах и в нишах предтамбуров.

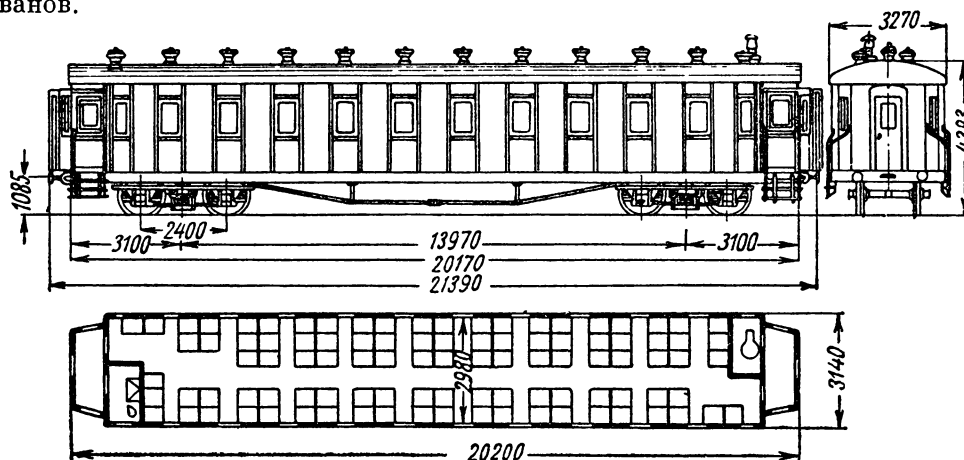
Вагон оборудован со стороны торцевых стен переходными устройствами в виде откидных фартуков и брезентовых гармоник. На торцевых стенах снаружи имеются бункеры для топлива.

Ходовые части вагона — двухосные сварные тележки двойного подвешивания (нормальные балансирные). Первое подвешивание люлечное на эллиптических рессорах системы Галахова, второе — балансирное надбуксовое на цилиндрических пружинах. База тележки 2400 мм; оси типа II, диаметр колес 1050 мм.

Основная характеристика вагона: длина по осям сцепления автосцепки 21 390 мм; длина рамы 20 170 мм; база вагона 13 970 мм; наибольшая ширина вагона (по крыше) 3 270 мм; ширина кузова: снаружи 3 140 мм, внутри 2 980 мм; высота от головки рельса до оси автосцепки 1 085 мм, до верха крыши 4 393 мм.

На базе этой конструкции строятся следующие типы вагонов:

Вагон пригородного и местного сообщения (фиг. 427). Пассажирское помещение — открытого типа, т. е. без перегородок, но с поперечными верхними фрамугами, обеспечивающими необходимую поперечную жесткость кузова. Раскосы, соединяющие боковые стенки кузова с рамой вагона, скрыты в спинках диванов.



Фиг. 427. Четырехосный пассажирский жесткий бескупейный вагон длиной 20,2 м для пригородного и местного сообщения.

С одного конца вагона расположено котельное отделение, а с другого конца — туалетная комната.

Диваны — деревянные. Часть из них — двухсторонние на два, четыре и шесть мест; часть — односторонние на три места каждый.

Характеристика вагона приведена в табл. 77 (порядковый № 13).

Вагон дальнего следования жесткий некупейный. Вагон разделен поперечными перегородками на три отделения для пассажиров. С одного конца вагона размещены служебное отделение, котельная и одна туалетная, с другого конца расположена вторая туалетная. В поперечных перегородках и перегородках, отделяющих пассажирское помещение от предтамбурных коридоров, поставлены двери. Диваны — деревянные на три места и одно место. Имеются средние полки, опускающиеся вниз,

и верхние багажные полки. Между каждым двумя трехместными диванами установлены неподвижные столики, а на противоположной стороне — откидные. Из двух нижних боковых сидений и откидного столика с этой же стороны можно составить спальное место.

Планировка вагона показана на фиг. 428, его характеристика приведена в табл. 77 (порядковый № 14).

Вагон дальнего следования жесткий купейный. С одной продольной стороны вагона расположено восемь четырехместных купе, с другой — коридор. Служебное отделение, котельная и обе туалетные размещены так же, как в некупейном вагоне. Диваны — деревянные, покрытые линолеумом; средние поперечные полки откидываются вниз. Во всех купе установлены неподвижные деревянные столики, покрытые линолеумом.

Стенки купе и коридора отделаны линокрустом, окрашенным масляными лаками.

В купе со стороны коридора устроены вверху багажные ниши.

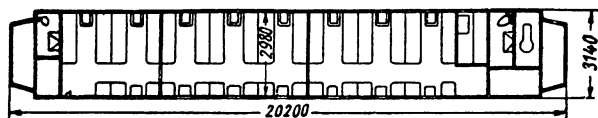
Планировка вагона показана на фиг. 429, его характеристика приведена в табл. 77 (порядковый № 15).

Вагон дальнего следования мягкий купейный. В вагоне имеется семь четырехместных купе, вдоль расположения которых идет коридор. Размещение служебного отделения, котельной и двух туалетных комнат такое же, как в жестких вагонах. Диваны и откидывающиеся вниз средние полки — мягкие. В нижнем положении полки образуют спинки диванов. В купе установлены деревянные покрытые линолеумом столики. Стены купе и коридоры отделаны линокрустом и окрашены масляными лаками. В купе над дверью устроены багажные ниши.

Планировка вагона показана на фиг. 430, его характеристика приведена в табл. 77 (порядковый № 16).

Спальный вагон прямого сообщения I и II категорий. В вагоне имеется пять двухместных купе II категории и четыре двухместных купе I категории. Во всех купе диваны и средние

полки — мягкие; полки в откинутом положении образуют спинки диванов. В каждом купе I категории у оконного столика устроено дополнительное мягкое сиденье. Каждые два смежных купе I категории обслуживаются соединяющей их умывальной комнатой. Во всех купе устроены вверху над коридором ниши для багажа.

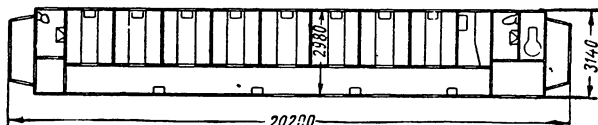


Фиг. 428. Планировка четырехосного пассажирского жесткого бескупейного вагона длиной 20,2 м.

С одного конца вагона расположены котельная, служебное отделение и одна туалетная комната, а с другого конца — вторая туалетная комната. В предтамбуре напротив этой комнаты установлен щит управления динамомашиной.

Планировка вагона (строившегося заводом имени Егорова) показана на фиг. 431, его характеристика приведена в табл. 77 (порядковый № 17).

Вагон-ресторан. Зал для обедающих пассажиров (длиной 12 155 мм) разделен поперечной перегородкой на два отделения. С одного конца



Фиг. 429. Планировка четырехосного пассажирского жесткого купейного вагона длиной 20,2 м.

вагона размещены котельная и умывальная комната, с другого конца расположены кухня, отделение для заготовки продуктов, плита и раздаточная. На кухне находится также столик для заведующего рестораном. В зале у торцевой стены (со стороны кухни) расположены буфетная стойка и вспомогательный столик для подготовки раздачи. Столы для обедающих — четырехместные.

Планировка вагона показана на фиг. 432, его характеристика приведена в табл. 77 (порядковый № 18).

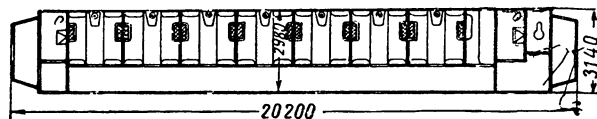
Багажный вагон п. с. 20 т. Большую часть вагона занимает багажное помещение (его длина внутри 15 140 мм), отделенное глухой перегородкой. Для обслуживающего персонала имеют-

ся два открытых купе и туалетная комната. Специальные ниши устроены для хранения материалов поездной бригады (смазочный мазут, концы для подбивки и т. п.).

В багажном отделении по стенкам укреплены полки для негромоздкого багажа. С каждой стороны вагона в пределах багажного отделения имеются две двухстворчатые двери. Окна одинарные с железной решеткой расположены в верхней части стенок.

Общий вид и планировка вагона показаны на фиг. 433, его данные приведены в табл. 77 (порядковый № 19).

Четырехосные пассажирские вагоны длиной 20 м. Эти вагоны имеют металлическую раму клепаной конструкции, которая состоит из боковых продольных балок, поперечных (буферных и шкворневых) и средних аппаратных



Фиг. 430. Планировка четырехосного пассажирского, мягкого купейного вагона длиной 20,2 м.

(диагональных и др.). Боковые и поперечные балки изготовлены из швеллеров, причем боковые балки усилены снизу шпренгелями. Кузов — деревянный, для изоляции применяются пробковые листы. По концам кузова устроены тамбуры со скошенными боковыми стенками, в которых размещены подножки.

Конструкция окон, а также внутреннее и наружное оборудование вагонов такие же, как у вагона длиной 20,2 м.

Вагоны оборудованы сквозной винтовой упряжью и буферами с увеличенным диаметром тарелок, а также ручным и пневматическим тормозами. Часть вагонов имеет электростанции.

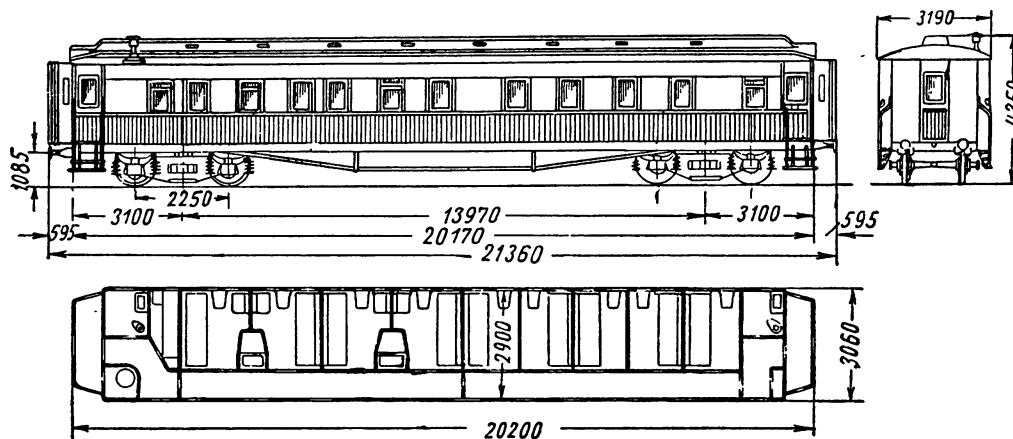
Ходовые части — двухосные тележки типа Фетте — двойного подвешивания. База тележки 2400 мм; оси типов II и III; диаметр колес 1050 мм.

Размеры вагонов: длина по буферам 21 169 мм; длина кузова 20 000 мм; длина рамы 19 970 мм; база вагона 14 500 мм; ширина внутри (между боковыми стенами) 2980 мм; ширина снаружи (по карнизам крыши) 3270 мм; высота от головки рельса до оси буферов 1085 мм, до верха крыши кузова 4313 мм.

На базе этой конструкции строятся следующие типы вагонов.

Почтовый вагон п. с. 16 т. Вагон состоит из ряда помещений: двух расположенных по концам кладовых для хранения почты и посылок (одна кладовая для транзитных посылок, другая — трактовая для местных посылок), зала для разборки и сортировки почты, четырехместного купе и кухни. Сортировочное отделение

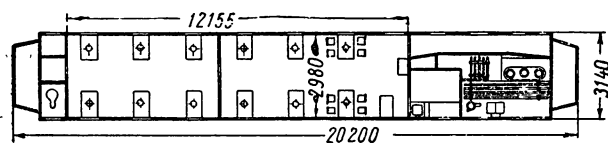
Диваны и средние полки — мягкие; средние полки в откинутом положении образуют спинки диванов. В каждом купе имеются столик (у окна) и умывальник. В коридоре установлены четыре откидных столика и восемь сидений. Во всех купе над дверями устроены ниши для багажа.



Фиг. 431. Планировка четырехосного пассажирского спального вагона прямого сообщения I и II категории длиной 20,2 м.

оборудовано стеллажами для хранения почты и столами для ее разборки.

С каждой боковой стороны вагона имеются две двухстворчатые двери в отделения хранения посылок и по одной входной одностворчатой двери в средней части. В сортировочном отделении в крыше устроен фонарь. Средние двери и их подножки углублены в боковые стенки; боковые балки рамы вагона в этом месте имеют вырез.



Фиг. 432. Планировка четырехосного вагона-ресторана длиной 20,2 м.

Общий вид вагона и его планировка показаны на фиг. 434, характеристика приведена в табл. 77 (порядковый № 20).

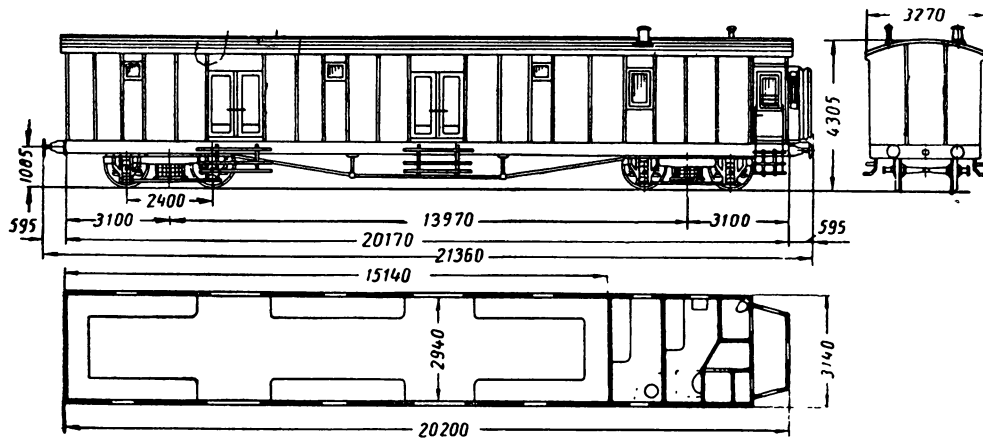
Вагон дальнего следования мягкий купейный (б. I класса). В вагоне девять двухместных купе, двери которых выходят в общий коридор. С одного конца вагона размещены служебное отделение, котельная и одна туалетная комната, с другого конца расположена вторая туалетная комната.

Планировка вагона показана на фиг. 435, его данные приведены в табл. 77 (порядковый № 21).

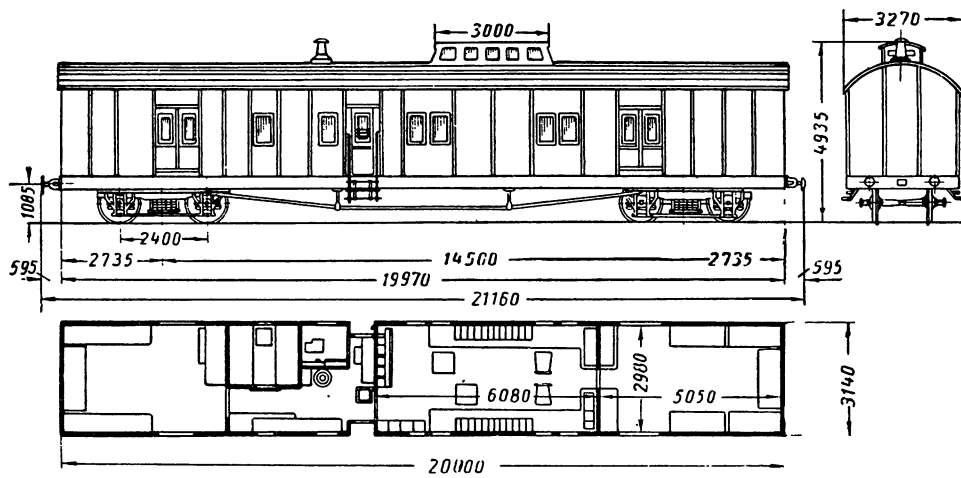
Вагон дальнего следования мягкий купейный (б. II класса). В этом вагоне девять четырехместных купе без умывальников; в коридоре столики и сиденья отсутствуют. В остальном вагон не отличается от вагона I класса. Его планировка показана на фиг. 436, характеристика приведена в табл. 77 (порядковый № 22).

Спальный вагон прямого сообщения I и II категорий. Рама (металлическая, клепаной конструкции) — типовая для вагонов длиной 20 м. Кузов — из твердой желтой сосны и тикового дерева. В подоконной части боковые стенки имеют каркас решетчато-рамного типа. Наружная обшивка кузова под окнами выполнена из тиковых досок, выше окон — из гладких тиковых филенок. Материал крыши — листовая красная медь толщиной 1,2 мм. В средней части крыши во всю ее длину расположен световой фонарь. Изоляция вагона — пробковая. Пол покрыт линолеумом и коврами. Для уменьшения шума в вагоне на деревянной раме положен рольный свинец.

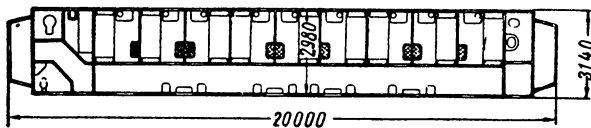
Вагон имеет пять двухместных и два четырехместных купе и отделение для проводника. Четыре средних двухместных купе попарно соединяются общей умывальной комнатой. С каждого конца вагона расположена туалетная



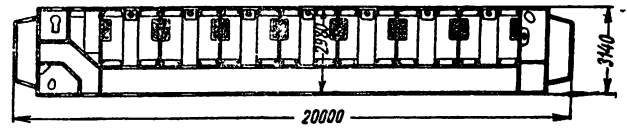
Фиг. 433. Боковой вид и планировка 20-тонного багажного вагона длиной 20,2 м.



Фиг. 434. Боковой вид и планировки четырехосного 16-тонного почтового вагона длиной 20 м.



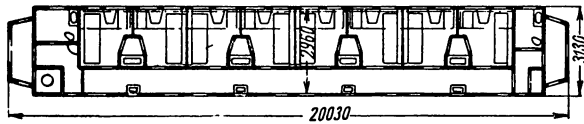
Фиг. 435. Планировка четырехосного мягкого купейного вагона длиной 20 м (бывш. I класса).



Фиг. 436. Планировка четырехосного мягкого купейного вагона длиной 20,2 м (бывш. II класса).

комната; котельная примыкает к служебному отделению.

Двери купе — створчатые. Все окна в купе и часть окон в коридоре — двойные с рамками из двух частей (нижняя часть подъемная); остальные окна в коридоре — глухие.



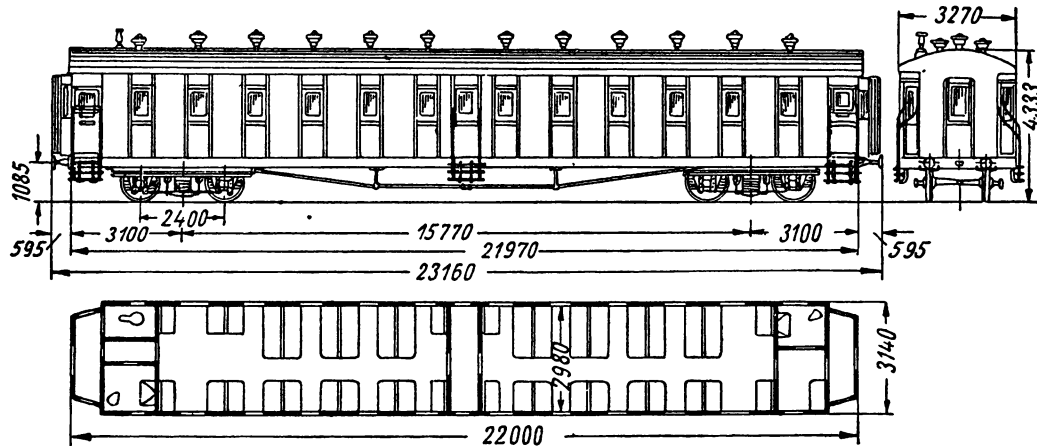
Фиг. 437. Планировка четырехосного спального вагона прямого сообщения I категории длиной 20 м.

Упряжь — винтовая сквозная, буфера — специальные с удлиненным ходом и двойными (по длине) пружинами. Ходовые части — двухосные тележки тройного подвешивания. База те-

спальные места — вдоль вагона над окнами. Постельные принадлежности убираются в диван под специальные полотнища, затягиваемые ремнями.

В остальном вагон оборудован так же, как вагоны I и II категорий. Его планировка показана на фиг. 437, характеристика приведена в табл. 77 (порядковый № 24).

Четырехосный трехтамбурный жесткий бескупейный вагон длиной 22 м дальнего следования. Рама вагона (металлическая, клепаная) состоит из боковых продольных балок и балок поперечных — буферных, шкворневых и средних. Боковые балки усилены шпренгелями и имеют вырез для подножки средней двери. Кузов — деревянный, такой же конструкции, как у вагонов длиной 20,2 или 20 м. Кроме тамбурных дверей, в боковых стенках кузова имеется по одной створчатой двери.



Фиг. 438. Четырехосный трехтамбурный пассажирский жесткий бескупейный вагон длиной 22 м (боковой вид и планировка)

лежки 2250 мм. Все вагоны этого типа имеют свою электростанцию.

Размеры вагона: длина по буферам 21 230 мм; длина рамы 20 040 мм; длина кузова 20 070 мм; база вагона 14 000 мм; высота от головки рельса до оси буферов 1085 мм, до верха светового фонаря 4350 мм; ширина вагона снаружи по карнизам крыши 3220 мм, по кузову 3080 мм; ширина внутри (между боковыми стенками) 2930 мм.

Дополнительная характеристика вагона приведена в табл. 77 (порядковый № 23).

Спальный вагон прямого сообщения I категории. В вагоне восемь двухместных купе, соединяющихся попарно умывальной комнатой. Диваны расположены поперек вагона, верхние

Пассажирское помещение разделяется средним тамбуром на два отделения. Диваны — жесткие (одинарные и двойные), двух- и трехместные. С одного конца вагона размещены котельная и одна туалетная комната, с другого конца расположена вторая туалетная.

Размеры вагона: длина по буферам 23 160 мм; длина рамы 21 970 мм; длина кузова 22 000 мм; база вагона 15 770 мм; ширина кузова снаружи 3140 мм, внутри (между боковыми стенками) 2980 мм; высота от головки рельса до оси буферов 1085 мм, до верха крыши 4333 мм.

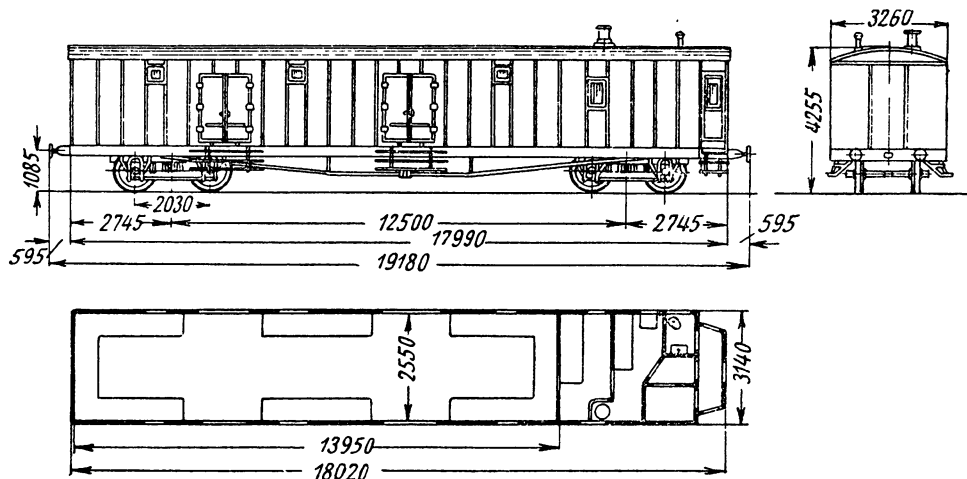
Вагон оборудован винтовой сквозной упряжью и буферами, а также ручным и автомати-

ческим тормозами. Часть вагонов этого типа имеет электростанции. Общий вид и планировка вагона показаны на фиг. 438, его весовые данные приведены в табл. 77 (порядковый № 25).

Четырехосный вагон длиной 18 м дальнего следования жесткий бескупейный. Подкузовная рама (металлическая, клепаная) состоит из продольных и поперечных балок (швеллеры № 26), усиленных в узлах соединения косынками. На шкворневой и буферной балках имеются верхние и нижние накладки из поло-

наружная гарнитура — типовые для пассажирских вагонов этой категории.

Вагон оборудован ручным и автоматическим тормозами, сквозной винтовой упряжью и буферами. Его ходовые части — двухосные тележки с одним продольным балансиром с каждой стороны рамы и с двойным рессорным подвешиванием (эллиптические рессоры в люлочном подвешивании и витые — над балансиром). База тележки 2030 мм; оси типа II; диаметр колес 1050 мм.



Фиг. 439. Четырехосный 10-тонный почтовый вагон длиной 18 м (боковой вид и планировка).

совой стали толщиной 8—10 мм. Боковые балки усилены шпренгелями (регулирование струны производится при помощи гайки и муфты) с двумя колонками.

Кузов вагона — деревянный, раскосностоечной системы; верхний и нижний пояса (брусья) затягиваются металлическими струнами. Конструкция кузова в основном такая же, как у вагона длиной 20,2 м. Окна двойные, с деревянными рамками, опускаются вниз.

Вентиляция вагона осуществляется дефлекторами системы Коршунова (отсасывающего действия). Освещение — электрическое и свечное (запасное). Отопление — водяное от индивидуальных котлов. Водяные баки расположены в туалетных комнатах и в нишах предтамбуров.

Пассажирское помещение состоит из трех отделений, образуемых двумя поперечными перегородками с фрамугами. Все диваны (жесткие, одно- и трехместные) предназначены для сидения. С одного конца вагона расположены служебное отделение и одна туалетная комната, с другого конца — котельная и вторая туалетная комната. Внутреннее оборудование и

Размеры вагона: длина по буферам 19180 мм; длина рамы 17990 мм, длина кузова 18020 мм; база вагона 12500 мм; высота от головки рельса до оси буферов 1085 мм, до верха крыши 4255 мм; ширина кузова снаружи: по карнизам крыши 3260 мм, по стенкам 3140 мм; ширина кузова внутри (между боковыми стенками) 2980 мм.

Дополнительная характеристика вагона приведена в табл. 77 (порядковый № 26).

Четырехосный вагон длиной 18 м дальнего следования мягкий купейный. Рама вагона и кузов такие же, как у 18-метрового жесткого вагона. Пассажирское помещение состоит из пяти четырехместных купе и общего продольного коридора. Служебное отделение и одна туалетная комната расположены с одного конца вагона, котельная и вторая туалетная — с другого конца. В купе диваны и средние откидные полки — мягкие; в откинутом положении средние полки образуют спинки диванов. В каждом купе, помимо столика, имеется шкаф с зеркалом для верхнего платья. Над дверью устроена ниша для багажа.

Характеристика вагона приведена в табл. 77 (порядковый № 27).

Четырехосный багажный вагон длиной 18 м п. с. 16,5 т. В кузове обычного 18-метрового вагона размещены багажное отделение длиной 13 950 мм и шириной 2550 мм, два служебных помещения открытого типа (одно для раздатчика и другое для кондуктора), туалетная комната и отделение для хранения материалов поездной бригады. Багажная, отделенная от остальных помещений глухой перегородкой, имеет с каждой стороны две двухстворчатые двери, открывающиеся наружу. Окна багажной — одинарные с металлическими решетками — расположены в верхней части боковых стен. Котел водяного отопления установлен в коридоре.

Общий вид вагона и его планировка показаны на фиг. 439, характеристика приведена в табл. 77 (порядковый № 28).

Четырехосный почтовый вагон длиной 18 м, п. с. 10 т. Кузов этого вагона состоит из тех же элементов, что и кузова обычных 18-метровых вагонов. В нем размещены два отделения длиной по 4360 мм для хранения посылок и мелкого багажа; зал длиной 6000 мм для сортировки почты и разбора посылок, расположенный около одного из багажных отделений; и бытовое помещение, расположенное около другого багажного отделения. Бытовое помещение состоит из купе для персонала и кухни. В этом же помещении в коридоре находится котел водяного отопления.

В багажных отделениях с каждой продольной стороны имеется двухстворчатая дверь с одинарными окнами, защищенными металлическими решетками. С остальными помещениями багажные соединяются дверями в поперечных перегородках. Общие входные двери вагона — одностворчатые, с одинарными окнами и решетками на них — расположены посередине: одна дверь с каждой стороны вагона. Двери вместе с подножками утоплены в нише, для чего швеллеры боковой балки в этом месте вырезаны.

Характеристика вагона приведена в табл. 77 (порядковый № 29).

Четырехосный почтовый вагон длиной 15 м, п. с. 15 т. Подкузовная рама — деревянно-металлическая. Боковые балки, усиленные снизу шпренгелями, и буферные балки изготовлены из швеллеров № 26 и соединены друг с другом заклепками. Все поперечные брусья, а также брусья диагональные и аппаратные сделаны из дерева; соединение их между собой

и со швеллерами выполнено на болтах.

Кузов — деревянный, его боковая обрешетка — раскосностоечной системы. Соединение брусев кузова, обшивка, крыша, изоляция, наружная и внутренняя арматура и оборудование — по типу четырехосного багажного вагона длиной 18 м.

В вагоне имеются багажное помещение длиной 10 630 мм, служебное отделение открытого типа, отделение для перевозки мелких животных и птиц и котельное помещение.

В каждой продольной стенке багажного помещения расположены две двухстворчатые двери и три верхних окна с одинарными рамками, защищенные решетками.

Вагон оборудован сквозной винтовой упряжью и буферами, ручным и автоматическим тормозами. Его ходовые части — двухосные тележки с базой, равной 2000 мм, рессорное подвешивание (надбуксовые листовые рессоры) — одинарное. Боковины тележки изготовлены из листов, армированных угольниками.

Размеры вагона: длина по буферам 16 350 мм; длина рамы 15 160 мм; длина кузова 15 000 мм; база вагона 10 000 мм; ширина вагона снаружи 2340 мм; ширина кузова внутри (по боковым стенам) 2730 мм; высота кузова внутри 2808 мм; высота от головки автосцепки до уровня пола 1310 мм, до оси буферов — 1070 мм.

Весовые данные приведены в табл. 77 (порядковый № 30).

Четырехосный моторный электровагон длиной 18 м — по чертежам Мытищинского завода 1925 г. (для железной дороги Баку — Сабунчи). Рама вагона является несущей. Она клепаной конструкции со шпренгелем, без хребтовых балок. Стенки кузова сделаны из раскосностоечных ферм с наружной деревянной обшивкой, покрытой листовым железом толщиной 1,5 м. Обшивка крыши также деревянная, поверх обшивки крыша покрыта просмоленным брезентом. Для образования потолка дуги крыши подшиты фанерой. Пол сделан из досок толщиной 22 мм.

Пассажи́рское помещение перегородкой разделено на два отделения, в которых установлены двух- и трехместные диваны, одинарные и двойные. По концам вагона расположены кабины машиниста. В вагоне имеется туалетная комната. Вагон оборудован несквозной винтовой упряжью и буферами. Его ходовые части — двухосные тележки двойного подвешивания с металлической рамой клепаной конструкции. База тележки 2400 мм.

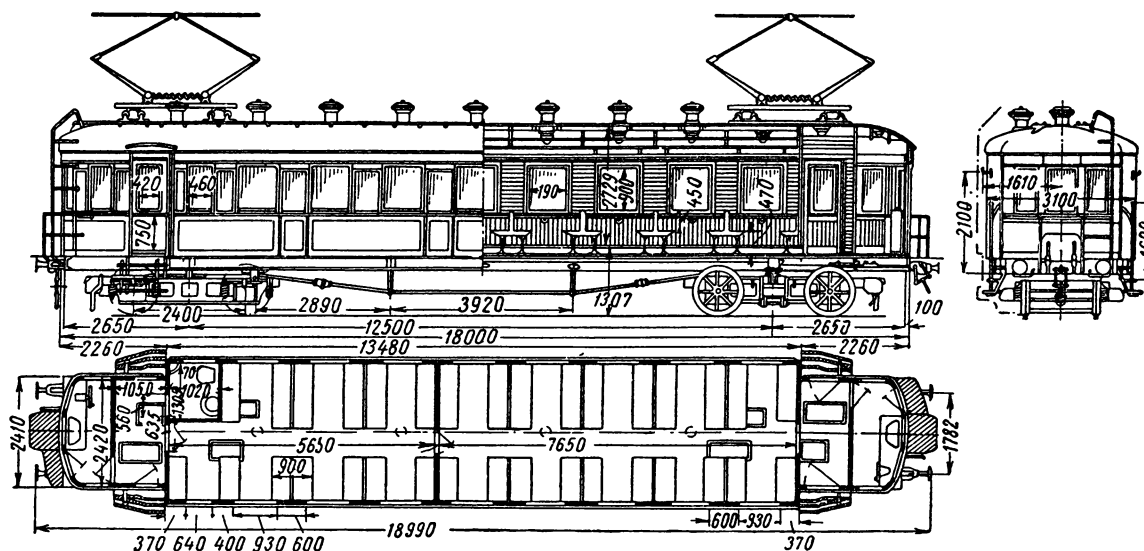
Размеры вагона: длина по буферам 18990 мм; длина рамы 17800 мм; база вагона 12500 мм; длина кузова 18000 мм; длина пассажирских отделений 7650 и 5650 мм; ширина вагона снаружи 3100 мм; высота от головки рельса до пола 1307 мм; высота внутри (от пола до потолка) 2659 мм. Тамбуры с утепленными подножками не выходят за габарит вагона.

Внешний вид вагона и его планировка показаны на фиг. 440, его характеристика приведена в табл. 77 (порядковый № 31).

Вагон оборудован винтовой несквозной упряжью и нормальными буферами. Рессорное подвешивание — двойное; оси типа II; диаметр колес 1050 мм.

Размеры вагона: длина по буферам 15160 мм; длина рамы 13970 мм; база вагона 8200 мм; высота от головки рельса до оси буферов 1085 мм, до верха крыши 4180 мм; ширина вагона снаружи: по кузову 3200 мм, по карнизам крыши 3280 мм; ширина внутри 3040 мм.

Общий вид вагона и его планировка показаны



Фиг. 440. Четырехосный моторный электровагон длиной 18 м железной дороги Баку — Сабунчи.

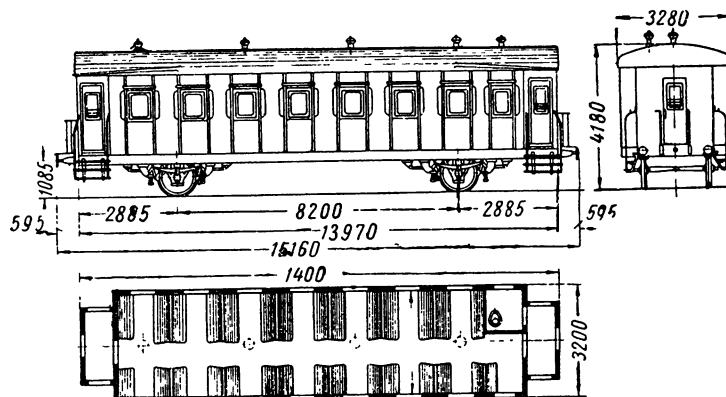
Двухосный вагон длиной 14 м пригородного сообщения — по чертежам Мытищинского вагоностроительного завода 1926 г. Подкузовная рама (металлическая, клепаной конструкции) является несущей. Она состоит из продольных балок — хребтовой и боковой и балок поперечных — буферной и средней. Все балки из швеллеров № 26. Кузов — деревянный, раскосностоечной системы. Обшивка стен, крыши и пола кузова — двойная, т. е. наружная и внутренняя; для изоляции применен шевелин. Снаружи поверх деревянной обшивки стенки кузова обшиты железом толщиной 1,5 мм, а крыша — 5-кг кровельным железом. Пассажирское помещение — общее с деревянными диванами из реек. Имеется одна туалетная комната. Окна имеют двойные опускаемые рамы. Освещение — электрическое, отопление — паровое от вагона-паровичка.

на фиг. 441, характеристика приведена в табл. 77 (порядковый № 32).

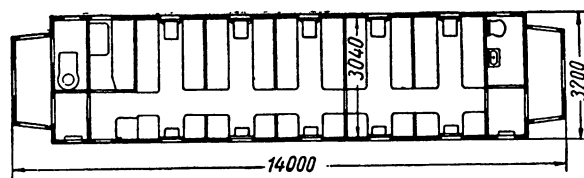
Двухосный вагон длиной 14 м дальнего следования жесткий бескупейный. По конструкции вагон не отличается от описанного выше, но планировка его иная: в нем два пассажирских помещения, служебное отделение и две уборные, из которых одна с умывальником. Помещения для пассажиров оборудованы деревянными диванами и такими же опускающимися вниз средними полками. У окон установлены столики.

Планировка вагона показана на фиг. 442, его характеристика приведена в табл. 77 (порядковый № 33).

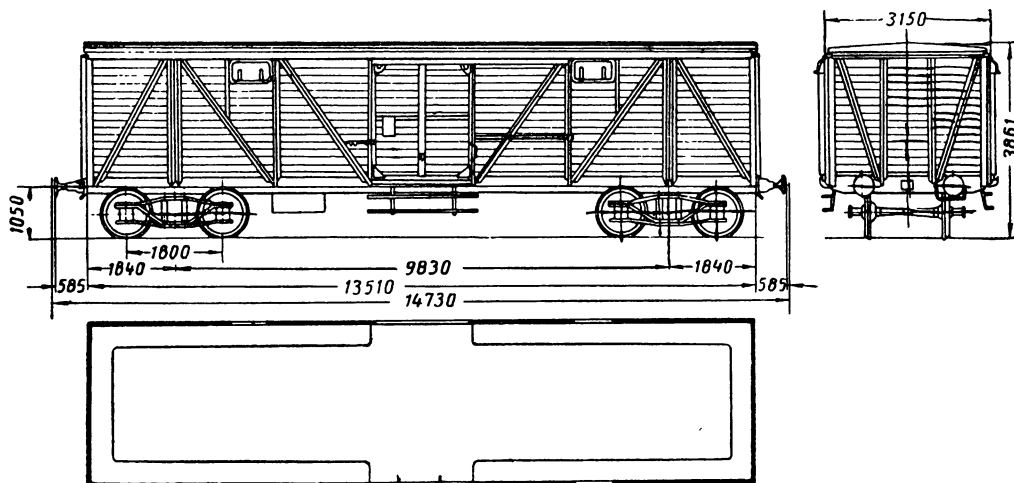
Трехосный вагон длиной 12 м дальнего следования жесткий. Конструкция этого вагона подобна конструкции четырехосного длиной 14 м. Рессорное подвешивание — одинарное,



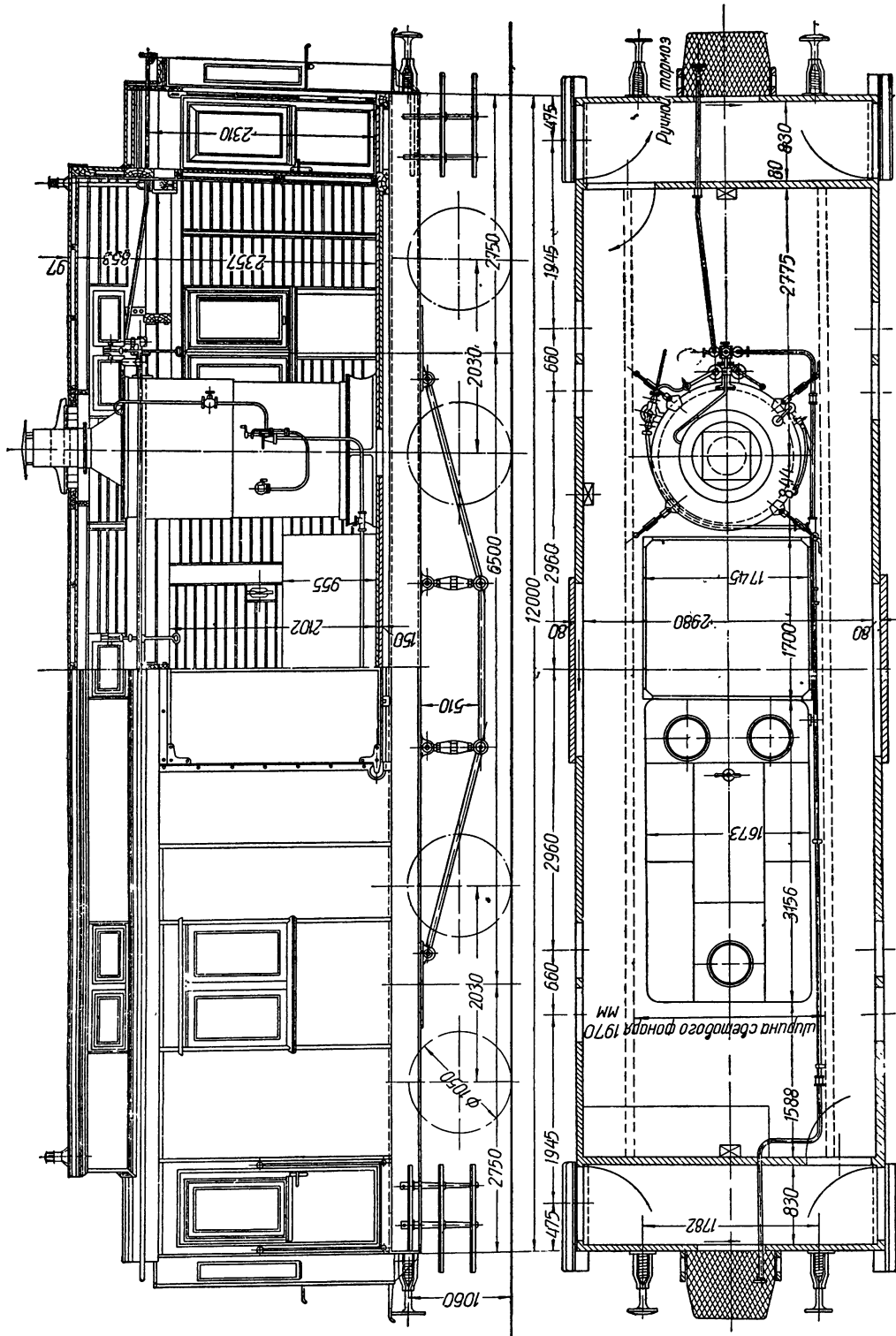
Фиг. 441. Двухосный жесткий бескупейный пассажирский вагон длиной 14 м, пригородного сообщения (внешний вид и планировка).



Фиг. 442. Планировка пассажирского жесткого бескупейного вагона длиной 14 м дальнего следования.



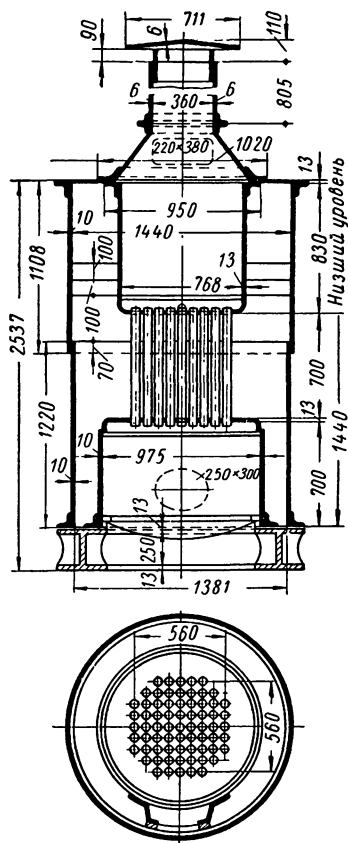
Фиг. 443. Четырехосный 30-тонный багажный вагон длиной 13,5 м.



Фиг. 444. Четырехосный вагон центрального парового отопления.

рессоры — плоские двойные (поставлены одна над другой).

В вагоне два пассажирских помещения, отделенные друг от друга перегородкой, с деревянными диванами и средними полками. С одного конца вагона расположена туалетная, с другого конца — котельная.



Фиг. 445. Паровой котел вертикального типа вагона центрального отопления.

Вагон оборудован винтовой несквозной упряжью. Оси типа II, диаметр колес 1050 мм.

Размеры вагона: длина по буферам 13840 мм; длина рамы 12650 мм; база вагона 4250 мм; ширина вагона снаружи (по крыше) 3280 мм; ширина кузова: снаружи — 3200 мм, внутри — 3040 мм; высота от головки рельса до уровня пола 1295 мм, до верха крыши 4275 мм, до оси буферов 1060 мм.

Дополнительная характеристика вагона приведена в табл. 77 (порядковый № 34).

Трехосный багажный вагон длиной 12,5 м, п. с. 12 т. Рама вагона состоит из металличе-

ских боковых и буферных балок (швеллеры) и средних диагональных и поперечных (деревянных брусьев). Каркас и обшивка кузова — деревянные. В вагоне имеется багажное отделение, отделение для перевозки мелких животных и служебное отделение с печью сухого отопления.

Упряжь — винтовая сквозная. Оси типа II; диаметр колес 1050 мм. Рессорное подвешивание — одинарное из двухрядных листовых рессор.

Размеры вагона: длина по буферам 13640 мм; длина рамы 12450 мм; длина кузова 12480 мм; база вагона 9000 мм; ширина кузова снаружи 3140 мм, внутри 2980 мм; ширина вагона по карнизам крыши 3260 мм; высота от головки рельса до оси буферов 1085 мм, до верха крыши 4138 мм.

Характеристика вагона приведена в табл. 77 (порядковый № 35).

Четырехосный временно багажный вагон длиной 13,5 м, п. с. 30 т. Этот вагон создан на базе четырехосного крытого товарного вагона п. с. 50 т. У его дверей снаружи для входа в вагон устроены широкие подножки, внутри вагон оборудован полками для багажа. Ширина вагона внутри 2750 мм.

Общий вид и планировка вагона показаны на фиг. 443, характеристика приведена в табл. 77 (порядковый № 36).

Четырехосный вагон центрального парового отопления (фиг. 444) предназначен для обслуживания пассажирского поезда, в состав которого он входит, для отопления пассажирских вагонов, имеющих магистрали парового отопления. Рама вагона опирается на две двухосные тележки. Она металлическая клепаная, штрепгельного типа, оборудована сквозной упряжью и буферами. Кузов, в котором размещена вся отопительная аппаратура, взят от 14-метрового пассажирского вагона. Кузов имеет две тамбурные площадки со служебным входом и выходом и две боковые отодвижные двери, через которые втаскивается оборудование. Крыша выполнена особой надстройкой — фонарем, идущим вдоль вагона посередине. В боковых стенках фонаря устроены вентиляционные форточки.

Паровой котел — вертикального типа с нижней топкой, дымогарными трубами и верхней камерой догорания (фиг. 445). Рабочее давление пара 5 ат; поверхность нагрева 11 м²; площадь колосниковой решетки 0,69 м². Производительность котла равна 165 кг пара в час. Дымовые газы отводятся через трубу в крыше вагона.

Водяной бак (металлический) с внутренними размерами: длина 3156 мм, ширина 1673 мм, высота 1349 мм. Размеры угольного ящика, укрепленного на полу вагона: 1700×1745×955 мм; полезные объемы баков: водяного 7,1 м³, угольного 2,85 м³.

Вагон вписан в габарит шириной 3414 мм и имеет следующие размеры: длина по буферам 13190 мм; длина рамы 12000 мм; база вагона 6500 мм; полная длина кузова 12600 мм; длина

котельного помещения 10063 мм; ширина 2980 мм; ширина вагона снаружи по верхним карнизам 3340 мм; ширина кузова снаружи 3140 мм; высота от головки рельса до верха кузова 4506 мм, до оси буферов 1060 мм, до верха дымовой трубы — 5210 мм. Тележки — системы Фетте тройного подвешивания с базой 2030 мм и колесами диаметром 1050 мм.

Пар от котла по системе пролетных труб подается в отопительные трубы вагонов.

ГЛАВА XXVI

ВАГОНЫ СКОРОСТНЫХ ПОЕЗДОВ

К этой группе относятся вагоны поездов, передвигающихся со скоростью от 130 до 180 км/час. Различают три вида скоростного транспорта:

1) с двигателями внутреннего сгорания — автотрассы, у которых двигатель расположен в одном из вагонов поезда, и скоростные поезда с тепловозами;

2) скоростные поезда с паровой тягой;

3) скоростной электрифицированный подвижной состав.

§ 79. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ПОДВИЖНОМУ СОСТАВУ СКОРОСТНЫХ ПОЕЗДОВ

Первое из этих требований — снижение сопротивления вагона воздуху при движении, второе — уменьшение тары вагона в сочетании с увеличением его прочности.

Первое требование удовлетворяется приданием вагонам скоростных поездов обтекаемой и полуобтекаемой формы. Аэродинамические испытания обтекаемого дизельного трехвагонного поезда показали, что при эксплуатационной скорости его движения 154 км/час общее сопротивление движению у этого поезда на 47% меньше, чем у обычного поезда такого же состава и веса. При скоростях 130—180 км/час экономия мощности локомотива достигает у обтекаемых поездов до 50%.

Уменьшенный вес тары вагонов также снижает сопротивление поезда, кроме того, сокращаются эксплуатационные расходы, так как отпадает надобность в перевозке лишнего веса.

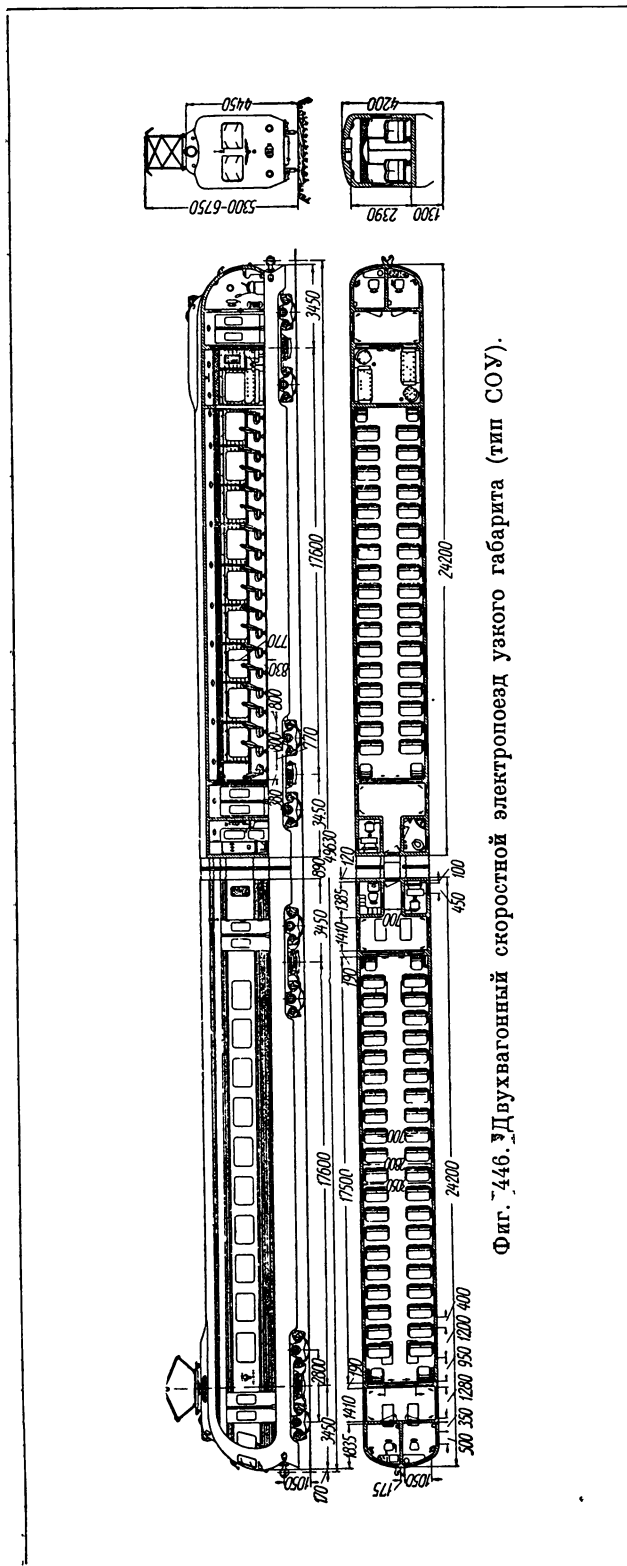
Уменьшение веса пассажирского вагона на 1 т позволяет снизить расходы на его эксплуатацию. С целью снижения веса тары вагоны скоростных поездов стали изготавливать цельно-

металлическими, при этом рама и кузов у них работают как одно целое (основные усилия воспринимаются тонкими листами, составляющими оболочку кузова). В дальнейшем начали применять стали высокого сопротивления и сплавы алюминия.

Для уменьшения веса скоростные поезда часто делают сочлененными. При этом передний и задний концы поезда опираются на индивидуальные двухосные тележки, а в остальных местах под смежные концы каждого двух вагонов подкатывают одну сочлененную тележку. Применение таких тележек имеет то преимущество, что в сочлененном поезде их требуется меньше, чем в обычном. Например, при семивагонном составе вместо четырнадцати тележек достаточно иметь только восемь, из них шесть сочлененных.

Недостатком сочлененных тележек является их ограниченная взаимозаменяемость; кроме того, снижается безопасность движения поезда. Так как между вагонами отсутствуют упругие приборы (фрикционы автосцепки и упругая площадка), умеряющее воздействие одного вагона на другой при ударах совершенно не проявляется, и в случае столкновения двух вагонов повреждения у них оказываются значительно большими, нежели в вагонах с двумя тележками. Нагрузка на одну тележку ограничивается допустимой нагрузкой на две оси, следовательно, вес сочлененного вагона не должен превышать допустимой нагрузки на одну тележку. Этому условию отвечают вагоны с несущим кузовом трубчатого сечения, построенные из высоколегированных хромоникелевых сталей и легких сплавов.

В силу перечисленных выше причин в последние годы стали выпускать вагоны скоростного транспорта на несочлененных тележках.



Фиг. 446. Двухвагонный скоростной электропоезд узкого габарита (тип СОУ).

Их делают облегченными — из низколегированных сталей и сплавов алюминия, а также из нержавеющей стали марки 18-8. Последнюю в гофрированном виде применяют для обшивки, которая не является несущей. В этих вагонах все нагрузки воспринимаются каркасом кузова и рамой.

§ 80. СКОРОСТНЫЕ ЭЛЕКТРОПОЕЗДА

Скоростной электропоезд узкого габарита (проект Мытищинского вагоностроительного завода 1940 г.). Поезд (фиг. 446) — обтекаемой формы. Он состоит из двух вагонов: переднего моторного с кабиной управления и концевого прицепного со второй кабиной управления, необходимой для вождения поезда в обратном направлении. Пространство между вагонами по всему периметру перекрыто упругой гармонией. Тележки — индивидуальные (несочлененные). Вагоны с каждой стороны имеют по две двухстворчатые двери для выхода на высокие платформы, а также по одной — в торцевых соединяемых концах вагонов. Планировка моторного вагона: два тамбура по концам, пассажирское помещение, кабина машиниста, служебное купе, туалетная комната и вентиляционная камера. В концевом вагоне имеется одно пассажирское помещение, два тамбура, купе отдыха, туалетная комната и вентиляционная камера.

Вагоны — цельнометаллические сварные из низколегированной стали; предусматривается широкое применение штампованных профилей из листа. Кузова — трубчатого сечения и несущей конструкции. Вентиляция — принудительная с очисткой воздуха и подогревом его в зимнее время. Окна двойные — глухие с небьющимися стеклами. Подвагонное оборудование закрыто боковыми фальшбортами по всей длине вагона. Вес поезда на 16,7% меньше веса обычной двухвагонной электросекции.

В поезде 156 мест для сидения; из них в моторном вагоне 84 места, в концевом 72. Диваны (двухместные, мягкие, с перекидными спинками) удобны для полулежания. Внутренняя арматура — из сплавов алюминия и пластмасс.

Вагоны вписаны в габарит № 1-В. Их длина: полная 24 815 мм; база вагона 17 600 мм. Длина всего поезда 49 630 мм. Ширина кузова внутри 2800 мм, снаружи 3050 мм; высота кузова 2320 мм.

Электропоезд рассчитан на скорость 130—140 км/час.

§ 81. СКОРОСТНЫЕ ПОЕЗДА С ДИЗЕЛЬНОЙ И ПАРОВОЙ ТЯГОЙ

На заграничных железных дорогах 10-вагонный электродизельный поезд (3000 л. с.) развивал наибольшую скорость 184 км/час, а 12-вагонный паровой поезд — 160 км/час. По имеющимся данным эксплуатационные расходы десятивагонного дизельного скоростного поезда на 46,1% ниже расходов, с которыми связана эксплуатация обычного десятивагонного поезда с паровой тягой.

Автоматрисы и поезда с тепловозами. Автоматрисой обычно называется самодвижущийся пассажирский вагон, приводимый в движение паровой машиной, двигателем внутреннего сгорания или другим агрегатом, установленным в самом вагоне. Однако автоматриса может состоять также из нескольких вагонов (от трех до пяти). В этом случае один из концевых вагонов или оба вагона с концов делают моторными, а остальные — сцепными.

Автоматрисы, насчитывающие от восьми до двенадцати вагонов, называются дизельными поездами. Концевые вагоны — моторные (тепловозы), но часть помещения этих вагонов обычно используется под багажное и почтовое отделения. Мощность двигателей в этих поездах достигает 3000 л. с. Применение дизелей начинается примерно с мощностей 450 л. с. (до этого предела пользуются бензиновыми двигателями), причем мощность одной установки доходит до 2000 л. с. Для увеличения мощности ставят дизели в сдвоенных и строенных установках.

Передача в небольших автоматрисах обычно механическая, реже электрическая; в дизельных поездах передача, как правило, электрическая.

Вес тары, приходящейся на одного пассажира, для различных категорий автоматрис характеризуется следующими данными.

В одиночных автоматрисах, где все места предназначены для сидения, на одного пассажира приходится от 250 до 400 кг тары вагона. Тара одновагонной автоматрисы длиной около 30 м, построенной из хромоникелевых сталей, равна 16,5 т при числе пассажиров 36. Это составляет всего лишь 172 кг на одного пассажира.

В легковесной трехвагонной автоматрисе, насчитывающей 116 мест для сидения, на одно место приходится 664 кг тары, а в шестивагонном составе, имеющем спальные вагоны, на одного пассажира приходится 1693 кг. В смешанных скоростных поездах, т. е. в поездах со

спальными вагонами и вагонами для сидения, вес тары на одного пассажира колеблется от 1,25 до 1,40 т.

Шестиосная автоматриса сочлененного типа. Поезд состоит из двух сочлененных вагонов, которые по концам опираются на моторные тележки, а в средней части (через двойной пятник) — на одну общую холостую тележку. Вагоны — цельнометаллические, клепано-сварной конструкции, из высококачественной стали и легких сплавов. Концы поезда имеют обтекаемую форму. Выступающие части тележек и вагонных рам закрыты кожухами.

Планировка поезда такая: две моторные кабины по концам, два пассажирских помещения на 86 мест для сидения, буфет, багажное отделение. С каждой стороны вагона имеются две входные двери в пассажирском помещении и одна дверь в кабине управления.

Моторные тележки — тройного подвешивания. На каждой тележке установлен двенадцатицилиндровый двигатель — дизель мощностью 265 л. с. с водяным охлаждением. Колеса — кованные, из хромомолибденовой стали, оси — пустотелые.

Тара поезда в рабочем состоянии, т. е. с водой и горючим (бензином), равна 55 т. Скорость передвижения в длительных пробегах 130 км/час.

Скоростные многовагонные поезда с тепловозом. Каждый поезд обычно состоит из пяти — десяти вагонов обтекаемой формы и тепловоза мощностью до 3000 л. с. (дизели мощностью 900 и 1200 л. с.). В поездах имеются спальные вагоны, вагоны открытого типа с креслами, вагоны-рестораны, вагоны почтово-багажные с вспомогательным машинным отделением и др. В машинном отделении помещаются силовая осветительная установка и устройства для кондиционирования воздуха в вагонах поезда.

Число пассажирских мест в вагонах с креслами — до 120, в спальнях — от 16 до 24. Диваны — мягкие двухместные.

Нижние части вагонов полностью закрыты, тормозное оборудование, резервуары, трубы расположены между полом и нижними листами (обтекателями). Пространство между кузовами закрыто гармониями. Наружные тамбурные двери оборудованы откидными подножками.

Тележки — двухосные со стальными литыми рамами. База тележек от 2645 до 2745 мм. Колеса — стальные катаные; оси — с роликовыми подшипниками.

Вагоны обычно оборудуются тройной системой торможения — пневматической, ручной и электрической.

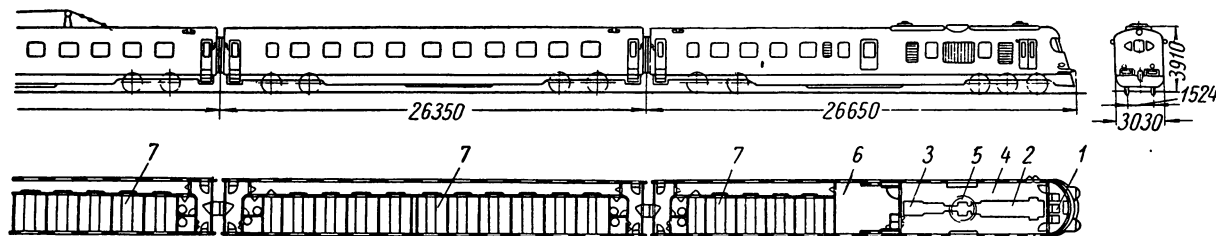
Вагоны сварные (точечная сварка). Они строятся из стали 18-8 или же из низколегированной стали (с внутренней обшивкой из стали 18-8 либо из алюминия). Сечение кузовов — трубчатое. Окна — из небьющегося стекла.

Длина вагонов от 19 до 26 м.

Скоростные поезда с паровой тягой. Вагоны этих поездов в большинстве случаев имеют такую же конструкцию, как и вагоны поездов с тепловозами. Обслуживаются поезда скоростными паровозами обтекаемой формы, развивающими скорость до 160 км/час. Колеса паровозов и их движущий и парораспределительный механизмы открыты для удобства осмотра на стоянках и смазки трущихся частей.

форму; внешняя часть кузова моторного вагона в плане закруглена. Пространство между сцепляемыми вагонами минимальное и может с боковых сторон перекрываться съёмными фартуками. Фартуки укреплены на торцевых стенках и загибаются внутрь.

Моторный вагон. В головной части вагона располагаются кабина управления и машинное отделение для главного и вспомогательного агрегатов; с другого конца расположены тамбур, котельное отделение и туалетная комната; в средней части — пассажирское помещение, состоящее из двухместных и четырехместных купе, расположенных с левой стороны кузова, с правой стороны имеется продольный коридор. Размеры вагона: длина кузова общая 26 500 мм; база вагона 18 500 мм, ширина кузова вагона 3030 мм; число спальных мест 16;



Фиг. 447. Скоростной шестивагонный дизельный поезд:

1—кабина управления; 2—главный двигатель; 3—вспомогательный двигатель; 4—моторное отделение; 5—холодильник; 6—багажное отделение; 7—пассажирское купе.

Скоростной многовагонный дизельный поезд (фиг. 447) состоит из шести вагонов: двух концевых моторных (одинаковой конструкции) с кабинами управления и четырех прицепных вагонов с пассажирскими отделениями, из них один вагон оборудован кухней. Каждый моторный вагон оборудуется независимой индивидуальной машинной установкой, располагаемой в передней части вагона.

Моторный вагон опирается на две тележки: трехосную (моторную), установленную под передним концом вагона, и двухосную — под задним концом; прицепной вагон опирается на две двухосные тележки.

Х а р а к т е р и с т и к а п о е з д а: общая длина поезда 158,7 м; число мест (спальных) 176; число мест для бригады поезда 4; скорость (при колесах диаметром 1050 мм) максимальная 104 км/час, средняя 75 км/час; вес поезда — служебный 372 т, при полной нагрузке 394 т. Все вагоны поезда вписаны в габарит № 1-В.

Для снижения воздушного сопротивления снаружи дизельный поезд имеет обтекаемую

для бригады 2; вес моторного вагона (нагруженного) около 80,3 т; наибольшая нагрузка на ось 18,6 т; площадь грузового помещения 2,5 м²; полезная грузоподъемность его 2,5 т; база двухосной тележки 2300 мм; главная база трехосной тележки 3900 мм.

В машинном отделении установлены два силовых агрегата — главный и вспомогательный. Главный агрегат вырабатывает энергию для тяги поезда и состоит из шестнадцатицилиндрового дизеля 600 л. с. при 1100 об/мин; динамомашины 400 квт при 1100 об/мин; двух тяговых электродвигателей по 245 л. с. с приводом на две внутренние оси передней трехосной тележки.

Подвеска двигателей на раме — трамвайного типа; зубчатая передача — односторонняя цилиндрическая.

Главный дизель и динамомашинa соединены между собой жесткой муфтой и установлены в нижней части отделения на общей раме. Установка и выемка их из вагона производятся через люк в крыше вагона.

Вспомогательный агрегат вырабатывает электроэнергию для обслуживания поезда и состоит из дизеля 240 л. с. при 1250 об/мин или 220 л. с. при 1000 об/мин и генератора переменного тока напряжением 3×330 в, мощностью 130 квт при 1000 об/мин. Дизель с генератором, соединенные жесткой муфтой, установлены на общей раме в задней части отделения и вынимаются из вагона через люк в крыше.

Между главным и вспомогательным агрегатами расположены воздушный компрессор с приводом от главного агрегата, водяные холодильники у боковой стенки вагона с тремя циркуляционными насосами.

Уравнительный водяной бак укреплен на потолке над насосами.

Прицепной вагон с одного конца имеет тамбур, котельное отделение и туалетную комнату, посередине — 10 четырехместных и одно двухместное купе с одной стороны кузова и продольный коридор с другой стороны; у другого конца — тамбур, туалетную комнату, отделение и купе для распределительного устройства. Число спальных мест 40, мест для бригады 2; нагрузка на ось в груженом состоянии 13 т; вес вагона: служебный 47,5 т, в груженом состоянии 51 т.

Прицепной вагон с кухней имеет с одного конца тамбур и котельное отделение; посередине шесть двухместных купе для пассажиров и одно четырехместное для обслуживающего персонала. С другого конца вагона — тамбур, туалетную комнату, купе для распределительного устройства, столовую на 12 мест (три четырехместных стола), буфетную и кухню.

Кухня рассчитана на снабжение 80—100 человек и оборудована электрической плитой и электрохолодильным шкафом.

В этом вагоне установлен радиотрансляционный узел.

В каждом вагоне поезда установлена индивидуальная климатическая установка (для кондиционирования воздуха), которая состоит из холодильной установки, отопительного устройства и установки для циркуляции воздуха.

Система кондиционирования имеет водяное охлаждение и охлаждающее вещество — фреон. Вентиляторы подают 4800 м³/час воздуха; подача воздуха в пассажирское помещение производится в смеси свежего (1200 м³/час) и рециркуляционного (3600 м³/час); соотношение смеси может меняться. Подаваемый воздух в помещения имеет температуру зимой (при наружной температуре —30°С) не менее 18°С, летом

(при наружной температуре +32°С) не более 25°С.

Холодильная установка состоит из компрессора, конденсатора и испарителя, установленных на общей раме, и подвешена под кузовом вагона на валиках с резиновыми втулками.

Отопительная установка состоит из котла водяного отопления (работающего на жидком топливе), радиатора, в котором происходит передача тепла, и рециркуляционного центробежного насоса с электрическим приводом.

В потолке вагона проложены каналы, подающие кондиционированный воздух в вагон, а под полом установлены отсасывающие каналы, по которым воздух подается к радиатору.

Конструкция всех вагонов — цельнометаллическая, сварная и выполнена из обычной углеродистой стали. Кузов вагона состоит из каркаса боковых и торцевых стенок и крыши, и поперечных балочек пола, которые покрыты снаружи стальной листовой обшивкой толщиной 1,5 мм. Рама кузова имеет продольную среднюю балку и боковые элементы (они же нижние обвязки боковых стенок). Кузов моторного вагона усилен; обшивка боковых стенок снизу до окон выполнена толщиной 6 мм. Внутренняя обшивка стенок выполнена из фанеры толщиной 6 мм, а потолков — из фанеры толщиной 4 мм. В пассажирском помещении верхний слой фанеры боковых стенок выполнен из орехового дерева, окрашен в мореный красный цвет; стенки кухни поверх покрыты алюминиевыми листами толщиной 1 мм; стенки багажного и почтового отделения имеют деревянную обшивку толщиной 20 мм, поверх которой укреплены планки из твердого дерева; стенки туалета покрыты листовой нержавеющей сталью; стенки и потолок машинного отделения покрыты алюминиевыми листами толщиной 1,5 и 1,0 мм. Полы всех помещений вагонов из столарной плиты толщиной 14 и 24 мм покрыты сверху: в пассажирском помещении, столовой, коридорах и других купе картоном толщиной 3 мм и линолеумом толщиной 3,5 мм; в багажном помещении — рейками из твердых пород дерева; в машинном отделении — штампованными стальными листами; в кухне — асбестом (рыхлым) толщиной 30 мм; в туалетных комнатах — метлахскими плитками.

Изоляция вагона произведена следующими материалами: стенок и крыши кузова — из многослойной алюминиевой фольги, поверх которой у внутренней обшивки положен вычес искусственного шелка; каналов для воздуха — пробкой толщиной 50 мм; пола — пробкой тол-

Таблица 79

Продолжение табл. 79

Внутренние размеры пассажирских вагонов и их оборудования

Наименование	Размеры в мм
Ширина тамбуров	825—900
Ширина долевого коридора у вагона с купе	850
Ширина долевого прохода у жестких вагонов открытого типа	600
Ширина дверного провета в свету:	
а) тамбурной двери створчатой боковой	750
б) тамбурной двери лобовой задвижной	700
в) навесной двери из тамбура в вагон	640
г) задвижной двери в купе мягких вагонов	700
д) задвижной двери в купе жестких вагонов	640
е) створчатых дверей внутренних в коридорах и купе	580
ж) створчатых дверей служебных отделений уборных и пр.; минимально допускаемый размер	550
Нормальная высота дверей створчатых и задвижных от пола до верхника	1900—1950
Ширина дивана, включая и толщину спинок, и ширина проходов между диванами:	
а) жестких вагонов пригородных:	
ширина дивана	450
» прохода	600
б) жестких вагонов дальнего следования (спальных):	
ширина дивана	580
» подъемной спинки	570
» прохода	600
в) мягких вагонов дальнего следования (спальных):	
ширина дивана	650

Наименование	Размеры в мм
ширина подъемной спинки	640
» прохода	610
г) специальных спальных вагонов:	
ширина диванов	750
» проходов	650
Наименьшая длина спальных мест:	
а) жестких вагонов	1800
б) мягких вагонов	2000
Размеры сидений и верхних спальных мест по высоте:	
а) сиденье диванов жестких вагонов от пола	410—450
б) то же мягких вагонов	460
в) высота от сиденья нижнего дивана до нижней части подъемной спинки в поднятом положении	950
Ширина купе (с двумя диванами):	
а) жестких вагонов	1870
б) мягких	1910
Ширина купе двухместных (с одним диваном):	
а) мягких вагонов	1350
б) специальных спальных вагонов	1450
Размеры багажных полок:	
а) ширина	580
б) высота от пола	2050—2150
Ширина служебных помещений вагона:	
а) отделения для проводников с одним диваном	1150
б) уборной	900
в) отделения отопления	900
Размеры окон:	
а) высота от пола до подоконника	900—950
б) высота окон	900—1000
в) ширина окна в свету наименьшая	560

шиной 20 мм, под которой уложен вычес искусственного шелка, а выше — пушистый асбест.

Двери вагона: боковые (багажного отделения), из тамбура (средние) к переходным площадкам и из коридоров в пассажирские купе — задвижные; остальных выходов — створчатые.

Окна вагонов — двойные из зеркального стекла толщиной 5 мм. Рамки — литые алюминиевые, уплотнение — герметическое. Изнутри окна пассажирского помещения имеют третьи рамки, которые могут открываться и допускают протирку стекол.

В головных частях моторных вагонов на крыше установлено по два прожектора с пода-

чей света от одного вперед и от другого вертикально вверх.

Купе оборудованы нижними мягкими диванами и средними мягкими откидными полками; каркасы их — тонкие металлические, набивка — пружины и волос.

Размеры помещений и устройств вагонов: длина четырехместного купе (поперек вагона) 2085 мм, его ширина 1950 мм; ширина продольных коридоров 720 мм; толщина боковых стенок 100 мм, торцевых стенок 60 мм, перегородок 25 мм; ширина тамбура 940 мм; ширина вагона внутри 2830 мм; длина кухни 3500 мм; длина столовой 3355 мм.

ЧАСТЬ ЧЕТВЕРТАЯ

УЗЛЫ ВАГОНОВ

(Конструкция и расчет)

ГЛАВА XXVII

ВАГОННЫЕ РАМЫ

§ 82. КЛАССИФИКАЦИЯ ВАГОННЫХ РАМ

Рама является основной частью вагона и служит для восприятия и передачи на ходовые части (колеса или тележки) всех статических и динамических усилий, действующих на вагон. Рама состоит из связанных между собой продольных и поперечных балок, работающих как одна система.

По своей работе рамы разделяются на свободонесущие и связанные.

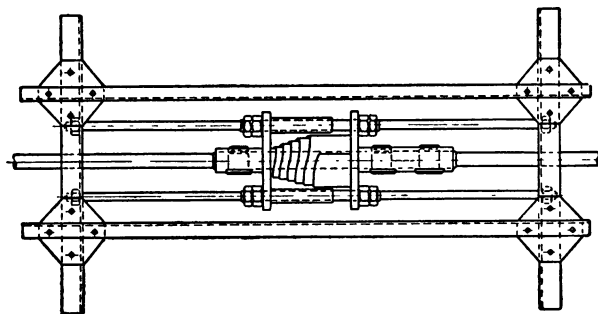
К свободонесущим относятся рамы вагонов, не имеющих кузова, например рамы платформ и транспортеров, полностью воспринимающие все виды усилий, действующих на вагон. К этой же категории относятся рамы тех вагонов, кузова которых не участвуют в работе рам; такие рамы имеют, например, двухосные грузовые вагоны п. с. 16,5, 20 т и др., двухосные пассажирские вагоны IV класса, двухосные длиной 14 м дальнего и пригородного следования и почти все четырехосные пассажирские вагоны.

К связанным относятся рамы вагонов, кузова которых воспринимают часть нагрузки. В этих вагонах боковая продольная балка рамы одновременно является и нижним поясом боковой фермы кузова; с такими рамами строятся, например, четырехосный крытый грузовой вагон п. с. 50 т и полувагоны всех видов.

В эту же группу рам входят рамы, составляющие одно целое с кузовом (например, рамы пассажирского электровагона длиной 19 м). Стенки кузова внизу соединяются с продольными обвязками рамы, которые имеют небольшое сечение, и ставятся из чисто конструктивных соображений как элемент, армирующий нижний угол кузова.

По конструкции и расположению буферов и устройству тягового аппарата рамы подразделяются на три типа: рамы вагонов со сквозной упряжью, рамы вагонов с несквозной упряжью и рамы вагонов с автосцепкой.

Рамы вагонов со сквозной упряжью. Так как сквозная упряжь воспринимает только растягивающие усилия, то для поглощения сжимающих усилий на каждую концевую поперечную балку рамы ставят два буфера (концевые балки поэтому называют буферными брусьями). Усилия сжатия воспринимаются диагональными брусками и боковыми продольными швеллерами рамы, а растягивающие



Фиг. 448 Рама вагона со сквозной упряжью (расположение центрального тягового аппарата).

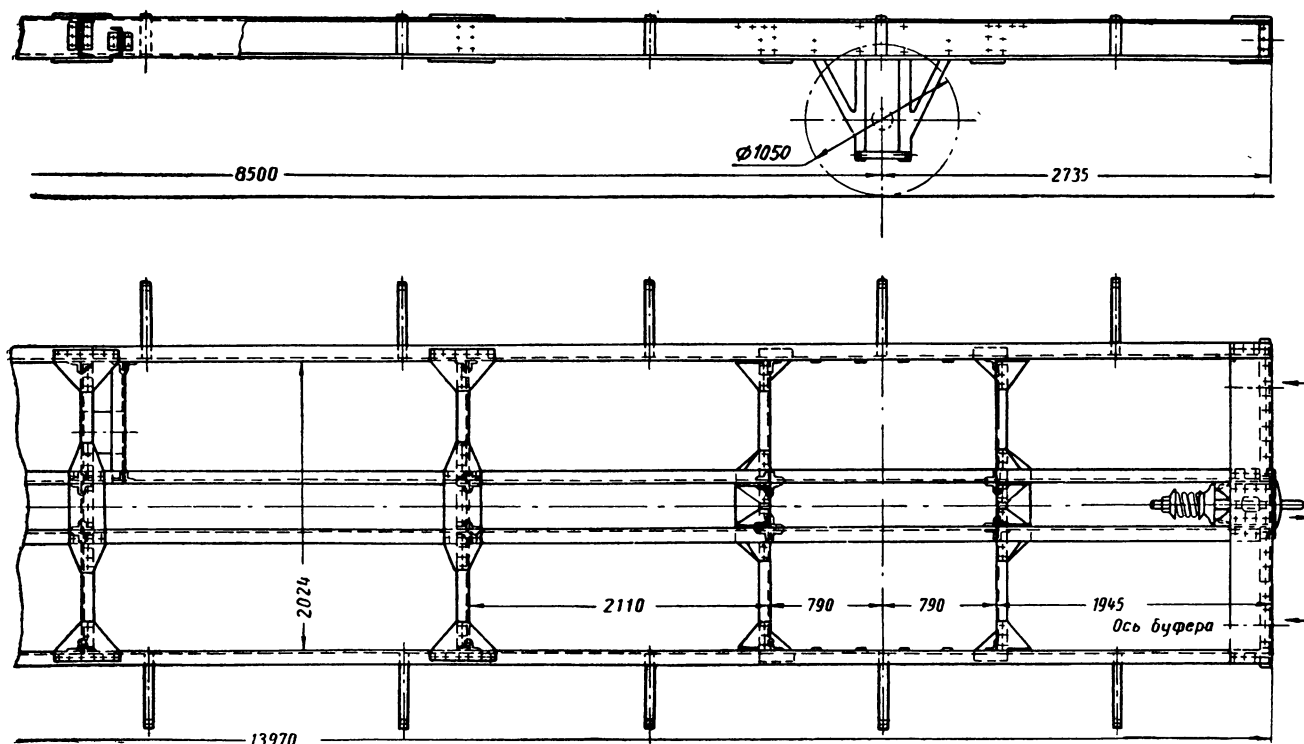
усилия передаются через центрально-тяговый аппарат, расположенный по середине рамы, на ее продольные и поперечные аппаратные брусья (фиг. 448).

К этому типу рам относятся, в частности, рамы двухосного крытого грузового вагона и двухосной платформы п. с. 18 т и др. Так как при растяжении сквозная упряжь передает на раму усилия, возникающие только в данном вагоне, к прочности рам вагонов со сквозной упряжью не предъявляется высоких требований. Такие рамы имеют вагоны старого выпуска деревянной или деревянно-металлической конструкции, а также вагоны западноевропейских железных дорог; в настоящее время такие рамы у нас не применяются.

Рамы вагонов с несквозной упряжью (фиг. 449). Несквозная упряжь, как и сквозная, воспри-

нимает только растягивающие усилия; для восприятия сжимающих усилий служат буфера, поставленные по два на буферный брус. У рам вагонов с несквозной упряжью усилия сжатия воспринимаются буферным брусом; усилия растяжения через индивидуальные тяговые аппараты, расположенные по концам рамы, через средние продольные балки (хребтовые) передаются другому вагону.

обладать наибольшей прочностью. Вообще рамы с хребтовыми балками под автосцепку делают очень прочными и массивными. Их продольные и поперечные балки, обязательно металлические, жестко соединяют друг с другом и армируют косынками и угольниками; такие рамы ставятся в вагонах новейшего выпуска. В большинстве случаев они имеют концевые поперечные балки, которые служат для временного



Фиг. 449. Рама вагона с хребтовой балкой и несквозной упряжью (расположение тягового аппарата).

К этому виду рам относятся рамы двухосного грузового вагона п. с. 20 т и двухосного пассажирского вагона длиной 14 м. Так как при растяжении несквозная упряжь передает на раму динамические усилия, возникающие во всем поезде, рамы вагонов с несквозной упряжью делают достаточно прочными, обычно металлической конструкции. Деревянные рамы этого типа встречаются очень редко, обычно рамы этих вагонов сравнительно легко переделываются под постановку автосцепки.

Рамы вагонов с автосцепкой. Автоматическая центрально-буферная сцепка поглощает все растягивающие и сжимающие усилия, возникающие во всем поезде, поэтому две средние продольные балки (хребтовые), между швеллерами которых укреплена автосцепка, должны

размещения буферов (до окончания перевода всего нашего вагонного парка на автосцепку) или же являются опорами концевых стен кузовов и тормозных площадок.

К рассматриваемому типу относятся рамы всех полувагонов, а также рамы четырехосного грузового вагона п. с. 50 т, пассажирского вагона электрической тяги длиной 19 м и др.

Рамы вагонов с несквозной упряжью, имеющие хребтовую балку, допускают переход на автосцепку (подробные указания см. ниже).

По конструкции соединения с ходовыми частями рамы подразделяются на две группы:

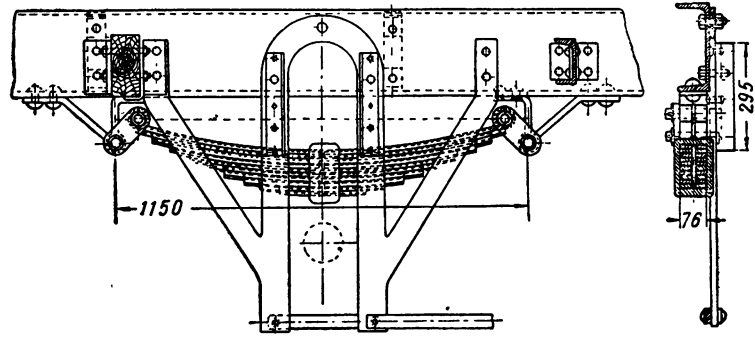
1. Рамы бестележных вагонов, т. е. вагонов, у которых рессоры подвешиваются непосредственно к раме (фиг. 450). У всех таких рам имеются боковые продольные

балки (их называют боковыми швеллерами) для крепления рессор. Рамы этого типа применялись на двухосных и трехосных грузовых и пассажирских вагонах.

2. Рамы вагонов, опирающиеся на тележки (фиг. 451). Такие рамы обязательно имеют шкворневые балки, которые служат для передачи всех статических и динамических усилий, развивающихся в вагоне, на пятник и скользуны тележки. В эту группу входят рамы четырехосных и многоосных вагонов, строящихся в Советском Союзе в настоящее время.

Шпренгельные рамы. У свободно-несущих рам продольные швеллеры в ряде случаев усиливают в средней части шпренгелями, чтобы увеличить их сопротивление изгибу. Шпренгель простейшей конструкции, т. е. без регулировки, состоит из изогнутой металлической струны, концы которой прикреплены к нижнему поясу продольных балок. В средней части струна распирается шпренгельной колонкой (стойкой), помещающейся между струной и балкой. При данной конструкции нельзя правильно отрегулировать длину струны.

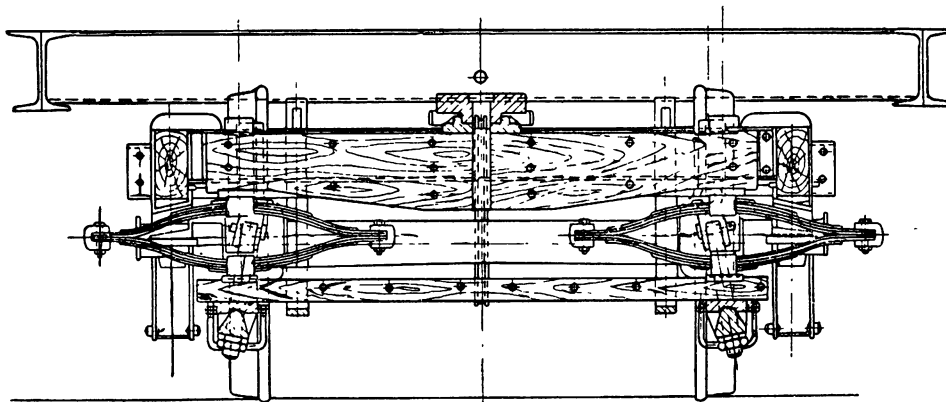
одна, а две. Натяжение струны регулируется либо удлинением распорных стоек, снабженных гайками с правой и левой резьбой (например, в четырехосных 18-метровых пассажирских вагонах), либо укорочением струны, части которой соединены такими же гайками (например,



Фиг. 450. Соединение рамы и ходовых частей двухосного грузового вагона (узел рессорного подвешивания).

в четырехосных 20-метровых пассажирских вагонах).

По роду материала рамы подразделяются на сплошь металлические, сплошь деревянные и смешанные (деревянно-металлические). Металлические рамы могут быть литой, клепаной,



Фиг. 451. Соединение рамы и ходовых частей четырехосного пассажирского вагона длиной 20,2 м.

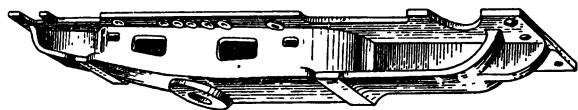
Шпренгели без регулировки ставят на двухосных платформах, двухосных торфяных хопперах и вагонах других типов, у которых собственный вес тары по отношению к грузоподъемности сравнительно мал.

Более совершенными являются шпренгели с регулировкой. У них струна состоит из нескольких частей, распорных стоек имеется не

сварной и смешанной конструкции (клепанолитые и клепано-сварные).

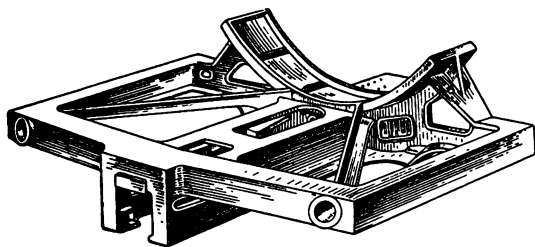
Металлические рамы всех конструкций имеют ряд преимуществ перед рамами деревянными и деревянно-металлическими: 1) их срок службы достигает 40—50 лет вместо 20—30 лет, составляющих срок службы деревянных (дубовых) рам; 2) металлические рамы значительно реже

нуждаются в ремонте и допускают менее тщательное наблюдение за состоянием креплений деталей; 3) благодаря применению металлических рам уменьшается тара вагона на единицу



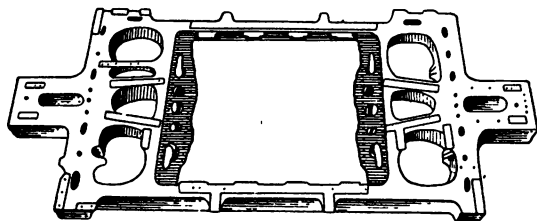
Фиг. 452. Стальная литая шкворневая балка рамы вагона.

перевозимого груза (например, коэффициент тары четырехосного рудного хоппера металлической конструкции равен 0,236, тогда как коэффициент тары двухосного нормального



Фиг. 453. Стальная литая концевая часть рамы четырехосной цистерны.

товарного вагона равен 0,440). Только с появлением металлических рам была получена возможность сконструировать такие мощные перевозочные единицы, как вагоны-самосвалы, транспортеры и др., и применять в поездах автосцепку.

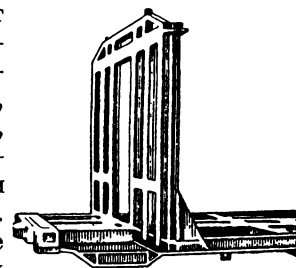


Фиг. 454. Стальная литая рама четырехосного рудного хоппера.

Рама стальной литой конструкции. Часто в вагонах клепаной конструкции применяются литые буферные и шкворневые балки (фиг. 452) или же литыми делают помещающиеся над тележкой концы рам вместе с буферной и шкворневой балками (фиг. 453). Встречаются и цельнолитые рамы, например рама рудного хоппера

с разгрузкой между рельсами (фиг. 454). Для кузовных вагонов отливают концы рам и лобовые стенки, затем их собирают на заклепках. На фиг. 455 показана лобовая часть пассажирского вагона, изготовленная этим способом.

Метод литья значительно упрощает изготовление рам, и в этом — одно из важных преимуществ литых вагонных рам. Второе их преимущество состоит в том, что литые рамы, приближаясь по весу к клепаным, превосходят их по прочности и жесткости (благодаря большей толщине ребер, равной 10—12 мм), и, следовательно, обладают повышенным сроком службы (до 30—40 лет). Ремонтировать литые рамы из-за ослабления соединений почти не приходится, ремонт производят только в случае поломки или износа деталей рамы.



Фиг. 455. Стальная литая концевая часть рамы и стенки тамбура кузова пассажирского вагона.

Недостатком литых рам является трудность их ремонта, который может выполняться только сваркой. Кроме того, при серьезных поломках рамы ее приходится целиком заменять, что связано с разборкой всего вагона.

В настоящее время рамы вагонов большинства типов делают сварными. Такие рамы, обладая многими преимуществами литых рам, вместе с тем лишены их недостатков и имеют наименьший собственный вес по сравнению с рамами других конструкций.

§ 83. РАМЫ КЛЕПАНОЙ КОНСТРУКЦИИ

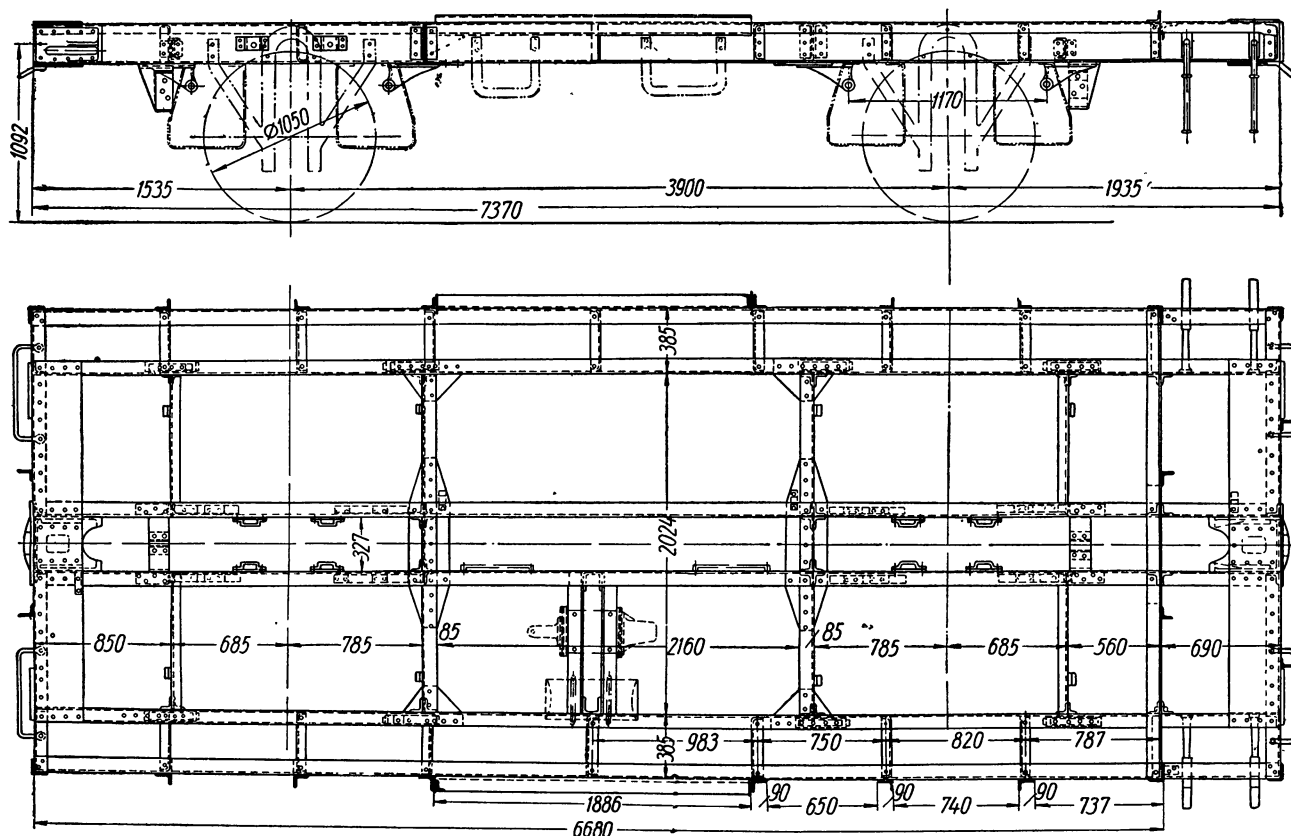
У этих рам соединение основных элементов между собой и соединение рамы с кузовом вагона выполняется заклепками. Крепление второстепенных деталей производится заклепками или болтами. Второй способ применяют для деталей, подлежащих замене после износа.

Рама двухосного крытого грузового вагона п. с. 20 т (фиг. 456). Эта рама относится к свободносущим, не связанным с кузовом. Она состоит из хребтовой балки (два швеллера № 24), двух продольных боковых балок (швеллеры № 24), двух составных буферных брусьев (швеллеры № 24) с верхними и нижними накладками сечением 300×8 мм, двух средних поперечных балок (составных из швеллеров № 24) с нижними накладками сечением 240×8 мм, двух промежуточных поперечных балок

(швеллеры № 24) и двух продольных обвязных угольников сечением $90 \times 60 \times 8$ мм. Угольники служат для увеличения ширины пола, а также для армировки пола и боковой стенки кузова.

На буферном брусе, кроме буферов, крепятся поручни сцепщиков и державки сигнальных фонарей. Рессоры рессорными кронштейнами крепятся снизу к боковым продольным швеллерам рамы.

между шкворневыми балками верхней накладкой сечением 730×8 мм. Обе шкворневые балки составные. Каждая балка состоит из четырех штампованных наружных диафрагм толщиной 6 мм и двух внутренних толщиной 8 мм, перекрытых сверху и снизу (посередине) накладками сечением 590×8 мм. Внизу под пятниками имеются еще местные накладки сечением 590×12 мм.



Фиг. 456. Рама клепаная двухосного 20-тонного крытого вагона.

Детали рамы скрепляются соединительными уголками и косынками.

Рама вначале была оборудована несквозной упряжью, но так как расстояние между швеллерами хребтовой балки равно 327 мм, в дальнейшем весь парк 20-тонных крытых грузовых вагонов был переведен на автосцепку.

Рама четырехосного крытого грузового вагона п.с. 50 т (фиг. 457). Рама относится к типу связанных рам и несет только часть нагрузки; остальную нагрузку воспринимают две раскосные боковые фермы кузова.

Хребтовая балка рамы представляет собой два швеллера № 30, перекрытых на участке

Каждая буферная балка состоит из наружных и внутренних диафрагм толщиной 8 мм, перекрытых сверху цельной накладкой, а снизу — составной (из трех частей) сечением 450×8 мм. К буферным балкам крепятся стойки и раскосы лобовых ферм кузова, между накладками ставятся диафрагмы жесткости толщиной 6 мм. Рама имеет четыре промежуточные балки, которые состоят из наружных и внутренних диафрагм толщиной 6 мм, перекрытых сверху и снизу (посередине) местными накладками сечением 127×10 мм, и двух продольных боковых швеллеров № 20. Последние являются нижним поясом боковых ферм.

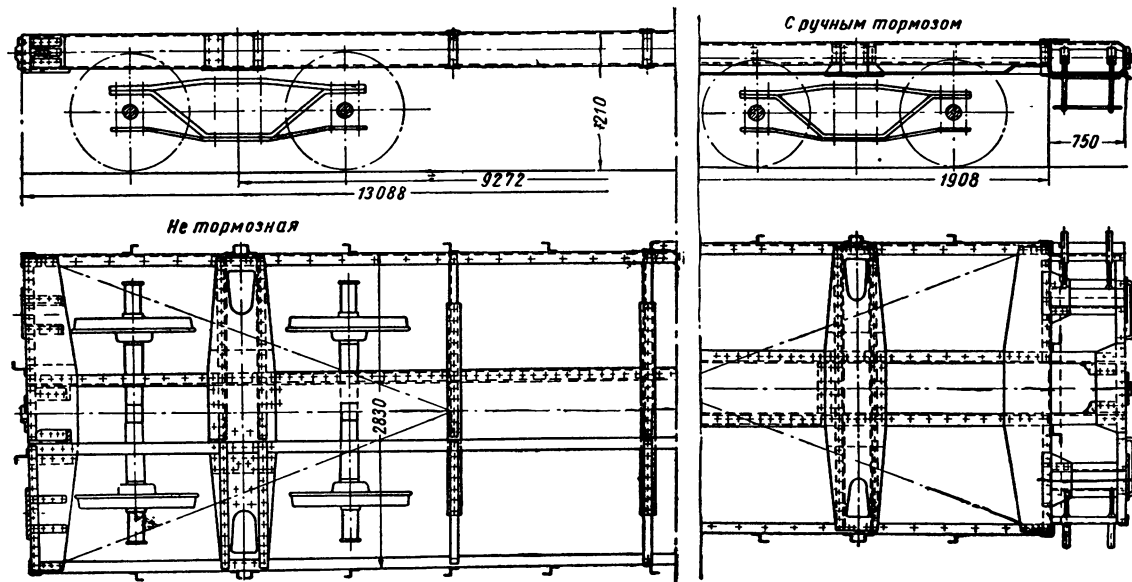
К каждой шкворневой балке снизу прикреплены стальной литой пятник и два боковых скользуна.

Рама вначале была оборудована несквозной упряжью и буферами. В дальнейшем после переделки хребтовой балки (швеллеры которой в этой раме были раздвинуты на 500 мм, тогда как для помещения фрикционного аппарата автосцепки промежуток между внутренними стенками швеллеров должен быть не больше

балок перекрыты снизу в средней части накладками сечением 240×8 мм.

К буферному брусу крепятся два буфера, поручни для сцепщиков и направляющая шайба крюка. К продольным швеллерам рамы крепятся буксовые лапы, рессорные державки и боковые кронштейны кузова.

Рама вначале была оборудована под несквозную упряжь, но так как расстояние между швеллерами равно 327 мм, в дальнейшем весь парк



Фиг. 457. Рама клепаная четырехосного 50-тонного крытого вагона.

327 мм) весь парк крытых грузовых 50-тонных вагонов с такой конструкцией рамы был переведен на автосцепку.

Скрепление деталей рамы производится заклепками, т. е. без соединительных уголков и косынок.

Тормозная рама удлинена с одного конца на 750 мм. Это достигнуто удлинением швеллеров хребтовой балки и постановкой продольных и поперечного швеллеров № 30.

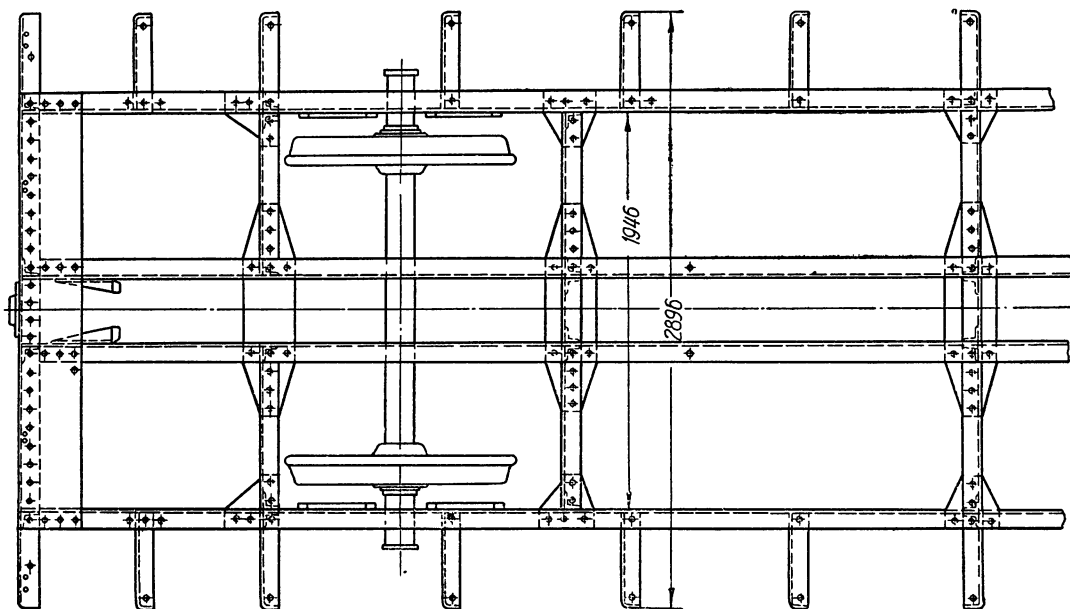
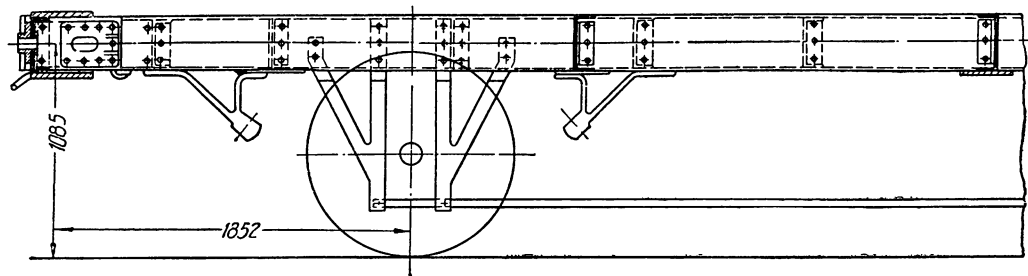
Рама двухосного изотермического вагона (фиг. 458). Эта рама — свободонесущая. Ее хребтовая балка состоит из двух швеллеров № 26, а буферные брусья (разрезные) — из таких же швеллеров и верхних и нижних сплошных накладок сечением 300×8 мм. Рама имеет два промежуточных составных бруса (из боковых швеллеров № 26), три средние балки (из боковых и средних швеллеров № 26) и два боковых продольных швеллера этого же номера. Швеллеры промежуточных брусьев и средних

двухосных изотермических вагонов с такой конструкцией рам был переведен на автосцепку.

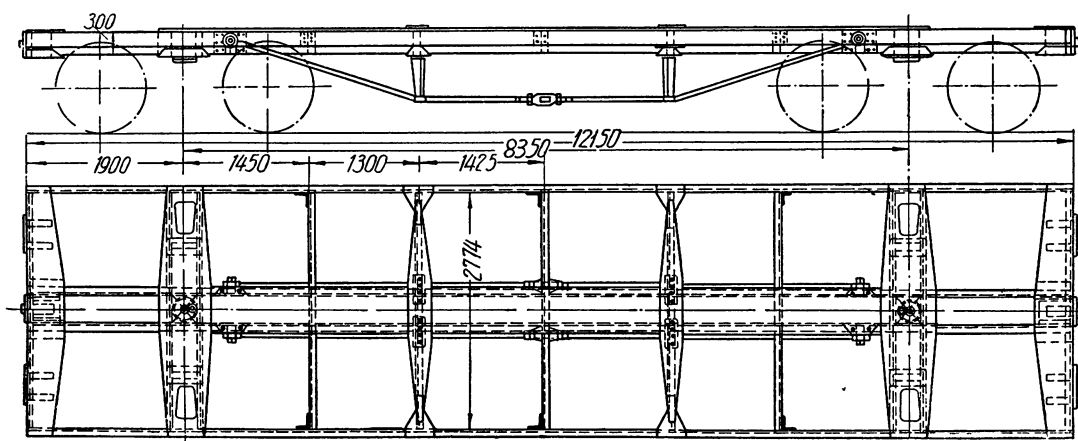
Рама применима как для тормозных, так и для нетормозных вагонов. Ее детали соединяются уголками и косынками. Вновь строящиеся вагоны оборудуются сразу под установку автосцепки.

Рама четырехосного изотермического вагона п. с. 28,5 т (фиг. 459). Рама относится к группе свободонесущих. Ее хребтовая балка состоит из двух швеллеров № 30, перекрытых сверху (на длине между листами шкворневых балок) накладкой сечением 560×8 мм. Снизу каждый швеллер усилен шпренгелем, в конструкцию которого входят два опорных концевых кронштейна (стальные литые), две средние колонки (тоже литые из стали) и нижняя струна, регулируемая посредством гайки.

Буферные брусья — разрезные составные. Они состоят из боковых штампованных диафрагм толщиной 8 мм, перекрытых сверху



Фиг. 458. Рама клепаная двухосного 19-тонного изотермического вагона.

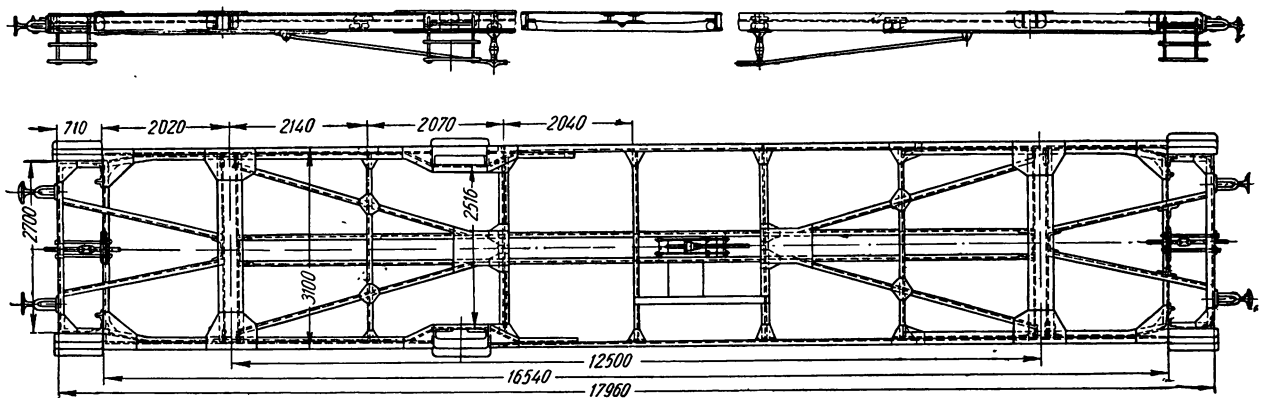


Фиг. 459. Рама клепаная четырехосного 28,5-тонного изотермического вагона.

целой накладкой, а снизу составной (из трех частей) сечением 450×8 мм. Под буферными стаканами поставлены четыре диафрагмы жесткости толщиной 8 мм. Каждая из двух шкворневых балок состоит из четырех боковых диафрагм толщиной 8 мм, перекрытых сверху целой накладкой сечением 590×8 мм, а снизу — составной (из трех частей такого же сечения). Кроме того, рама имеет три промежуточные поперечные балки из прокатных швеллеров № 20 и средних диафрагм толщиной 8 мм и две средние поперечные балки у шпренгельных стоек. Эти балки состоят из боковых и средних диафрагм толщиной 8 мм, перекрытых сверху и снизу накладками сечением 230×8 мм. Снизу шкворневой балки поставлены пятник

четыре таких же швеллеров. Боковые балки — разрезные в местах, где расположены боковые подножки и средние входные двери вагона. В средней части снизу боковые балки усилены шпренгелями с регулировкой. Струны шпренгелей составные из трех частей, шарнирно соединенных друг с другом. Натяжение струны регулируется гайками. Концы струны и верхние концы обеих колонок шпренгеля соединены стальными кронштейнами, прикрепленными к нижним полкам боковой балки.

Рама имеет еще две буферные балки из швеллеров № 30, перекрытых сверху и снизу листами сечением 360×8 мм, две шкворневые балки — каждая из двух швеллеров № 26, пять промежуточных балок из швеллеров № 26



Фиг. 460. Рама клепаная четырехосного почтового вагона длиной 18 м.

и боковые скользуны, литые из стали, а внутри хребтовой балки над пятником установлена литая стальная коробка жесткости с приспособлением для смазки пятника. Две боковые продольные балки выполнены из швеллеров № 20. Рама вначале была оборудована несквозной упряжью, но так как швеллеры внутри раздвинуты на 327 мм, в дальнейшем весь парк изо-термических вагонов п. с. 28,5 т с такой конструкцией рам был переведен на автосцепку.

На буферном бруске, кроме буферов, крепятся поручни для сцепщиков и кронштейн винта ручного тормоза. Тормозная рама с одного конца удлинена по сравнению с нетормозной на 610 мм; с этого конца она имеет две поперечные балочки из швеллеров № 20.

Детали рамы скреплены уголками и косынками.

Рама четырехосного почтового вагона. Рама — свободнонесущего типа. Ее хребтовая балка состоит из двух швеллеров № 26, а каждая из двух боковых балок — из

и поперечные балочки из швеллера № 14 для крепления тормозного цилиндра.

На буферных балках, кроме буферов, крепятся поручни для сцепщиков, направляющая тягового крюка и кронштейны тормозного винта, а на шкворневых балках снизу — пятники и скользуны. Стыки шкворневых, а также промежуточных балок армированы сверху и снизу косынками толщиной 10 и 8 мм.

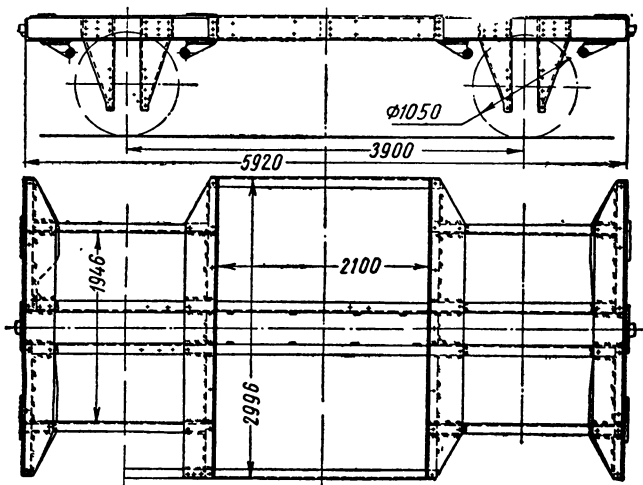
Рама вначале была оборудована несквозной упряжью; в дальнейшем почтовые вагоны с этой рамой были переоборудованы на автосцепку.

Рама четырехосного почтового вагона длиной 18 м (фиг. 460). Рама — свободнонесущего типа. Она состоит из двух средних продольных швеллеров № 12, четырех промежуточных диагональных швеллеров № 12 (по два с каждого конца вагона), двух неразрезных буферных брусков, двух шкворневых балок (каждая из двух неразрезных швеллеров № 26, перекрытых сверху и снизу накладками сече-

нием 380×10 мм) и двух боковых балок (каждая из четырех швеллеров № 26).

Боковые балки имеют проем для подножек вагона. В средней части снизу эти балки усилены шпренгелями с регулировкой, которые состоят из струны и двух колонок. Натяжение струны, составной из трех шарнирно соединенных между собой частей, регулируется гайками. Концы струны и верхние концы колонок соединены со стальными литыми кронштейнами, прикрепленными к нижним полкам боковой балки.

Снизу шкворневой балки укреплены пятник и два скользуна, литые из стали. На буферном



Фиг. 461. Рама клепаная двухосного 25-тонного угольного хоппера.

брусе, кроме буферов, поставлены поручни для сцепщиков и направляющие шайбы сквозной упряжи, которой оборудована рама.

Рама тормозная. Все детали соединяются уголками и косынками. Кроме тормозного оборудования, к раме подвешены на хомутах из уголков сечением $45 \times 45 \times 9$ мм три металлических ящика для хранения почтовых посылок.

Рама двухосного угольного хоппера п. с. 25 т (фиг. 461). Эта рама связанного типа, так как часть нагрузки воспринимают боковые фермы кузова. Хребтовая балка состоит из двух швеллеров № 24, из которых каждый имеет сверху и снизу по две накладки сечением 90×8 мм. В средней части (над люком) балка перекрыта штампованными накладками («горбылем») из листов сечением 430×8 мм и уголка сечением $90 \times 90 \times 10$ мм. «Горбыль» опирается на балку через четыре опорных кронштейна из полосо-

вого железа сечением 60×12 мм. Рама имеет разрезные буферные балки и две средние поперечные балки, тоже разрезные (из швеллеров № 24). Средние поперечные балки составные из швеллеров № 24 соединены между собой боковыми швеллерами такого же номера. Эти балки образуют нижние пояса боковых ферм и к ним крепятся шарниры крышек бункера. С буферными балками средние балки соединяются боковыми швеллерами, к которым крепятся штампованные буксовые лапы и рессорные кронштейны. Для крепления цилиндра разгрузочного механизма с одного конца рамы поставлены две поперечные балочки из уголков сечением $85 \times 85 \times 10$ мм.

Буферный брус является опорой лобовой стенки кузова. К нему, помимо буферов, крепятся поручни для сцепщиков. Рама вначале была оборудована несквозной упряжью, но так как промежуток между швеллерами хребтовой балки равен 327 мм, то в дальнейшем весь парк 25-тонных хопперов был переведен на автосцепку.

Рама для тормозного и нетормозного вагонов одинаковы, площадка тормозильщика делается под наклонной лобовой стенкой бункера.

Рама четырехосного угольного хоппера п. с. 50 т (фиг. 462). Этот хоппер первоначально был запроектирован на грузоподъемность 60 т, но вследствие недостаточной устойчивости его хода хоппер в настоящее время эксплуатируют как вагон грузоподъемностью 50 т. Рама относится к группе связанных рам, так как часть нагрузки несут две боковые фермы кузова. Хребтовая балка состоит из двух швеллеров № 30, перекрытых сверху по всей длине накладкой сечением 340×10 мм, а снизу армированных по всей длине двумя угольниками сечением $80 \times 80 \times 10$ мм.

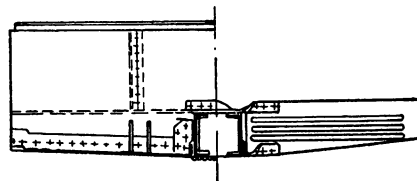
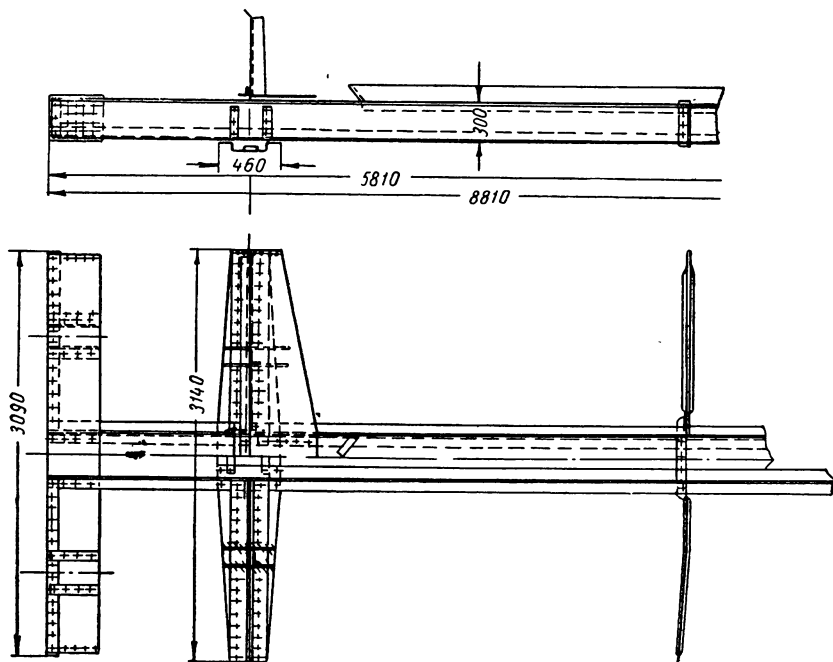
В средней части вагона между лобовыми наклонными днищами хребтовая балка сверху перекрыта штампованным «горбылем» для обеспечения ссыпания с нее груза и предохранения усиливающей накладки балки от истирания. Буферные балки составные из штампованных диафрагм толщиной 10 мм, перекрытых сверху и снизу накладками сечением 380×8 мм. В нижней накладке с внутренней стороны сделан перекрытый изогнутой планкой вырез для прохода колеса, которое в этом месте набегаем на накладку при повороте вагона на кривых. Каждая из двух шкворневых балок состоит из вертикального листа сечением 1020×10 мм, отогнутого вверх на 35 мм (эта отогнутая часть

служит опорой наклонного дна кузова), а внизу соединенного двумя уголками сечением $130 \times 90 \times 12$ мм с нижней накладкой сечением 460×12 мм. В раме имеется одна средняя поперечная балка, составленная из двух вертикальных штампованных диафрагм толщиной 8 мм с гофрами. Диафрагмы соединяются с хребтовой балкой (посредством верхней и нижней накладок сечением 70×12 мм) и с боковыми фермами. Нижние обвязочные угольники сечением $150 \times 100 \times 12$ мм при расчете относят к боковым фермам, а не к раме, так как они образуют нижние пояса ферм.

поставлен на заклепках, а в вагонах более позднего выпуска пятник приварен (в дальнейшем пятник вновь крепился заклепками).

Детали рамы скреплены между собой посредством уголков и косынок.

Рама четырехосного коксотушильного вагона п. с. 30 т (фиг. 463). Рама полусвободно-несущая, так как только с одной стороны она связана с боковой фермой, несущей часть нагрузки. Рама имеет две боковые балки: правую — со стороны подхода к ней наклонного дна вагона и левую — со стороны боковой фермы. Правая балка в виде балки равного сопротивле-



ния состоит из вертикального листа сечением 300×10 мм с конца и 500×10 мм в середине; сверху и снизу листы армированы угольниками сечением $100 \times 100 \times 10$ мм и накладками сечением 210×10 мм. Левый пояс рамы, одновременно являющийся нижним поясом боковой фермы, состоит из продольного бокового швеллера № 30.

Буферные балки составлены из швеллеров № 30 и 20, перекрытых верхней накладкой сечением 745×10 мм и нижней сечением 235×10 мм; шкворневые балки — из двутавров № 30. Шкворневые и буферные балки соединены между собой двумя диагональными распорками сечением $76 \times 75 \times 10$ мм и продольной верхней балкой из швеллера № 20. Шкворневые балки снизу снабжены пятниками и боковыми скользунами. Средние балки состоят из двух швеллеров № 30.

Рама имеет две промежуточные балки — каждая из двух швеллеров № 20. Между средней и промежуточной балками поставлены продольные и поперечные швеллеры № 20 для крепления деталей разгрузочного механизма. Соединения поперечных и продольных балок армированы косынками и уголками.

Рама тормозная; она оборудована несквоз-

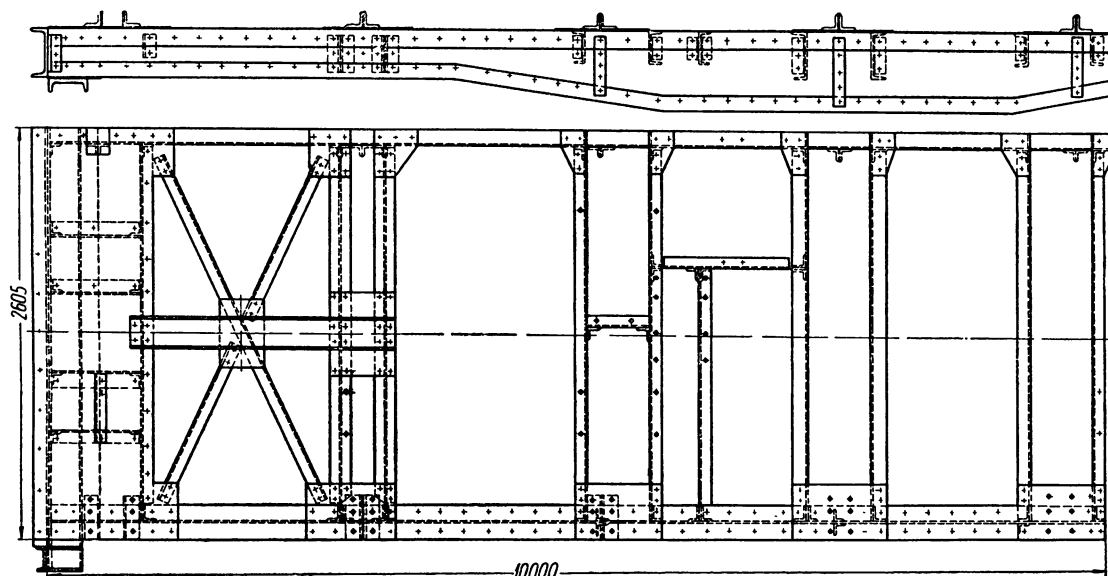
Фиг. 462. Рама клепаная четырехосного 50-тонного угольного хоппера.

Рама вначале была оборудована несквозной упряжью, но затем переоборудована на автосцепку. Для того чтобы фрикционный аппарат автосцепки можно было завести снизу, нижние полки швеллеров срезаны. На вертикальных стенках хребтовой балки поставлены упорные кронштейны автосцепки.

В тормозных вагонах на буферном брусе рамы крепятся концевые краны воздухопроводов и упорный кронштейн винта ручного тормоза; с одного конца вагона на боковых продольных угольниках укреплены подножки для сцепщика и тормозильщика. Снизу шкворневых балок укрепляется по одному стальному штампованному пятнику. В вагонах выпуска 1932 г. он

ной упряжью и буферами. Так как в раме отсутствует хребтовая балка, ее концевые части, начиная от кузова, выполняются массивными. Высокая мощность рамы при малой статической нагрузке на нее объясняется большими динамическими усилиями, возникающими от ударов при погрузке, а также от работы разгрузочного механизма.

полками, обращенными наружу. Расстояние между стенками хребтовой балки 327 мм, что позволяет разместить здесь автосцепку. К стенкам изнутри приклепаны упорные кронштейны автосцепки, а снизу поставлена на болтах планка, поддерживающая фрикционный аппарат. Буферный брус со стороны высокой будки (см. фиг. 311) состоит из лобового листа сече-



Фиг. 463. Рама клепаная четырехосного 30-тонного коксотушильного вагона.

Для уменьшения штамповки деталей при их соединении применяются многочисленные прокладки, что уменьшает стоимость вагона. В проекте Харьковского отделения Гипрококса в настоящее время эта рама переведена на электросварку и приспособлена под установку автосцепки за счет установки коротких хребтовых балок на участке между буферной и шкворневой балками.

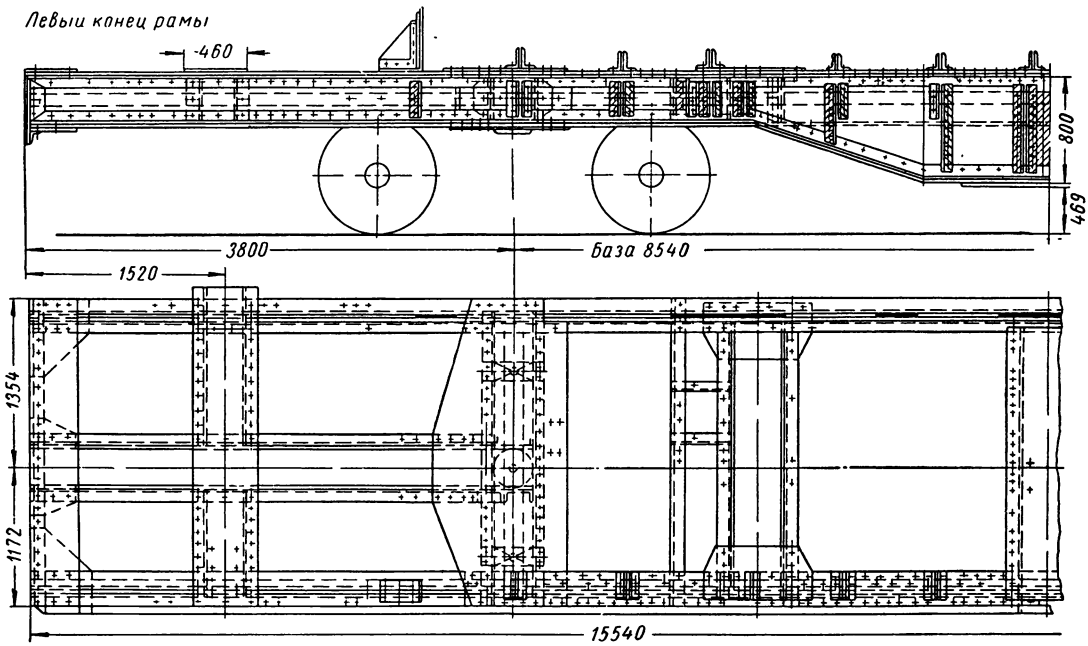
Рама четырехосного коксового самодвижущегося вагона (трансферкара) п. с. 30 т (фиг. 464). Эта рама относится к полусвободно-несущим, так как вагон только с одной стороны имеет боковую ферму, несущую часть нагрузки. Рама состоит из концевых хребтовых балок, идущих от буферных до шкворневых балок, продолжением которых в середине служат боковые балки. Кроме того, рама имеет буферные балки, балки цилиндра толкательной штанги, промежуточные и средние балки.

Хребтовая балка — составная из двух листов сечением 360×12 мм, армированных сверху и снизу уголками сечением $100 \times 100 \times 12$ мм, с

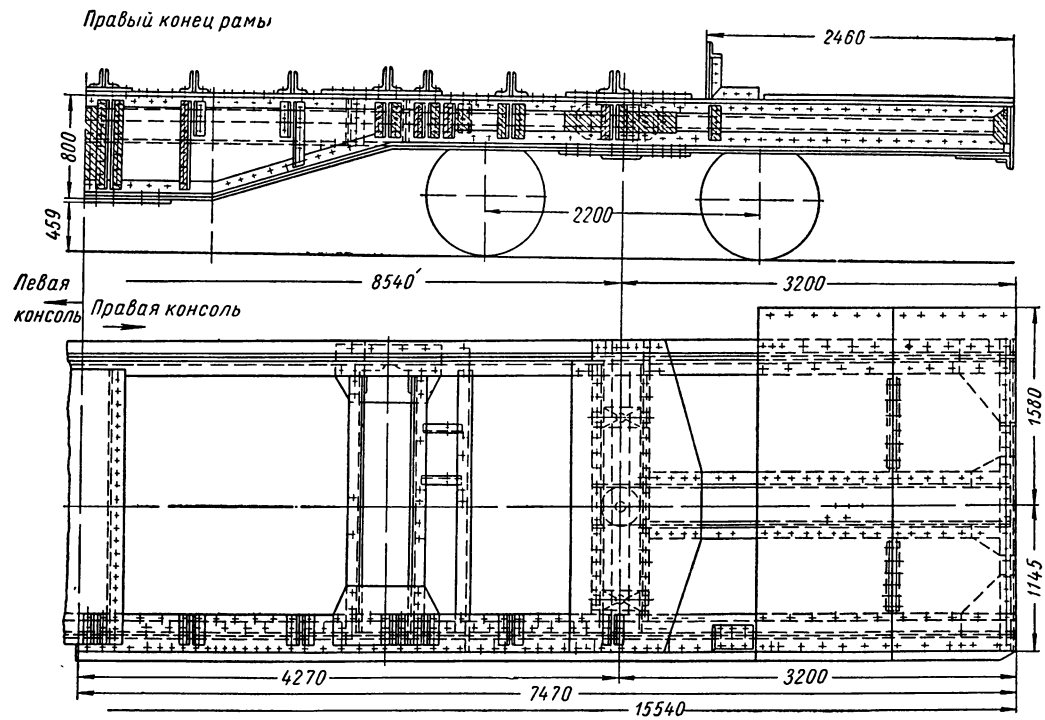
нием 510×10 мм, армированного сверху и снизу уголками сечением $100 \times 100 \times 10$ мм, верхней накладки сечением 370×12 мм и нижних косынок толщиной 12 мм.

Верхний лист буферного бруса со стороны низкой (см. фиг. 311) будки является основанием для деревянного настила пола будки; к нему крепится двигатель-компрессорная установка.

Балка цилиндра толкательной штанги (разрезная) состоит из двух швеллеров № 30, перекрытых сверху накладкой сечением 460×12 мм; это балка соединена с хребтовой и боковыми продольными балками. Шкворневая балка состоит из двух двутавров № 40, перекрытых сверху и снизу листами толщиной 12 мм. К нижнему листу прикреплен верхний пятник (стальной литой или штампованный), по бокам установлены два скользуна из полосового железа сечением 150×26 мм. Скользуны имеют внизу канавки для смазки, которая подводится от масленок трубками диаметром 9 мм, ввернутыми в скользуны.



а)



б)

Фиг. 464. Рама клепаная четырехосного 30-тонного самодвижущегося коксового вагона.

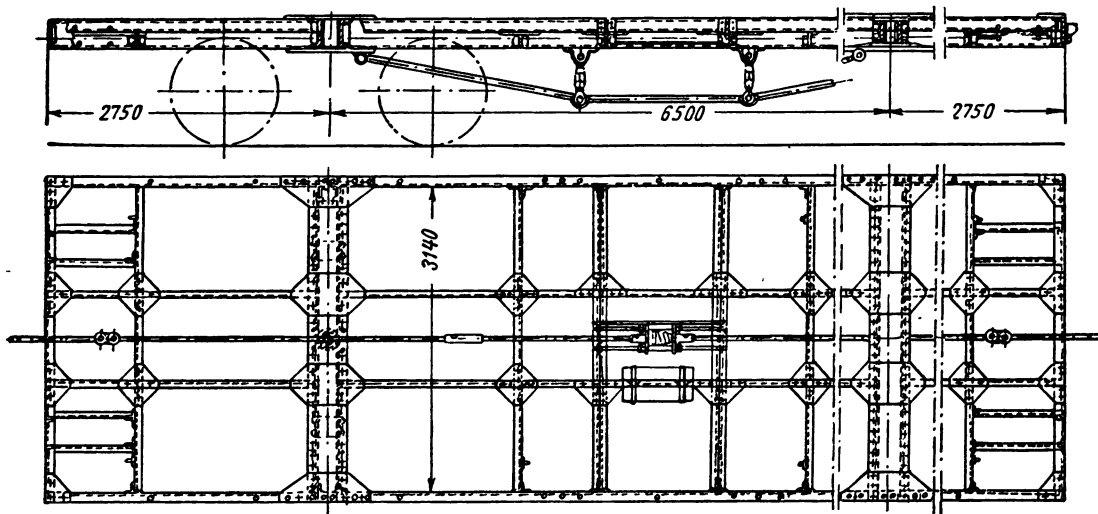
Промежуточная балка (для цилиндров разгрузочного механизма) составлена из трех балок; две из них состоят из листов сечением 350×12 мм, армированных сверху и снизу угольниками сечением $150 \times 100 \times 16$ мм, а третья — из швеллера № 30. Средняя балка (для тормозных цилиндров) состоит из двух швеллеров № 30, перекрытых сверху накладками сечением 580×12 мм, а снизу — накладками сечением 580×8 мм.

Правый боковой пояс в форме балки равного сопротивления состоит из вертикальной раз-

нения деталей рамы применена взамен штампованных деталей (угольников и швеллеров) по-становка прокладок из полосового железа.

Рама оборудована автосцепкой, для которой на буферном брусе поставлена передняя розетка, а в концевых хребтовых балках — передние и задние упорные кронштейны. Для сцепления вагона с другими вагонами рама имеет буфера.

Массивность рамы обусловлена не действием статических сил, а большими динамическими усилиями, возникающими при погрузке и при



Фиг. 465. Рама клепаная четырехосного вагона центрального парового отопления.

резной стенки сечением 750×12 мм в середине и 326×12 мм по концам. Стенка имеет один стык в середине рамы, перекрытый с двух сторон накладками сечением 590×16 мм, и два стыка на шкворневых балках, перекрытые с двух сторон накладками сечением 174×16 мм. Вверху стенка перекрыта по всему поясу двумя цельными угольниками сечением $150 \times 100 \times 12$ и $100 \times 100 \times 16$ мм, а в средней части (между шкворневыми балками) — еще и верхним листом сечением 250×12 мм. Снизу стенка армирована по всей длине двумя разрезными (стык в середине рамы) изогнутыми угольниками сечением $150 \times 100 \times 10$ и $100 \times 100 \times 16$ мм, а в средней части (между шкворневыми балками) — еще и нижним листом сечением 250×12 мм.

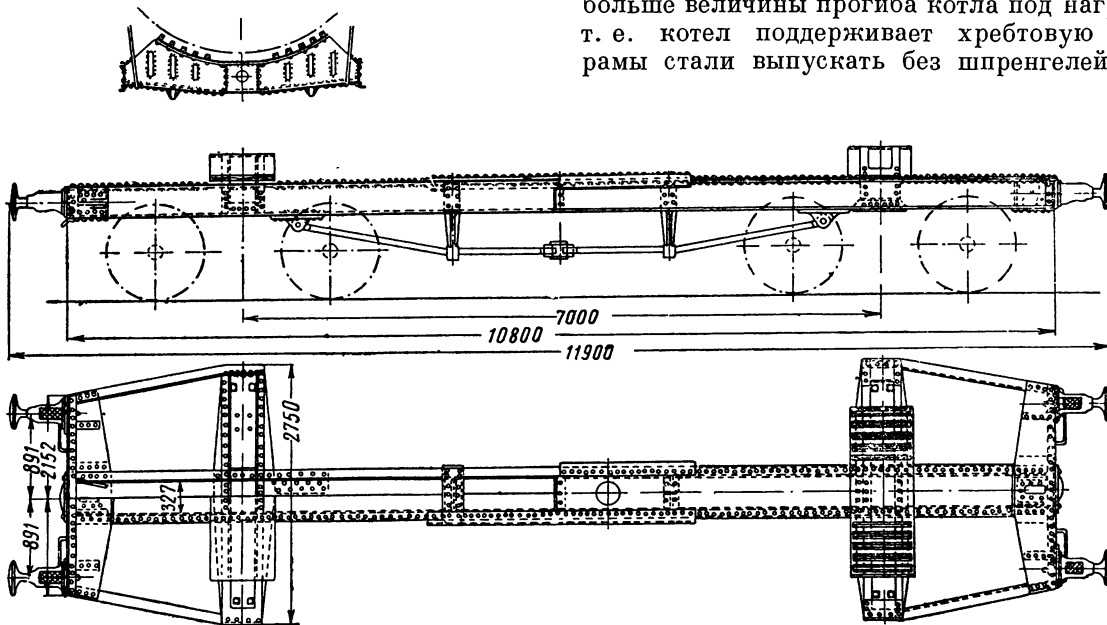
В стыках все балки соединены между собой угольниками и косынками. Так как эти вагоны выпускаются в небольшом количестве, то для уменьшения их стоимости во всех местах соеди-

работе тормозных и разгрузочных пневматических механизмов, кроме того, это обусловлено необходимостью обеспечить большую надежность конструкции и долговечность работы вагона в целом, учитывая его высокую стоимость и ответственность в работе (трансферкар работает почти 24 часа в сутки с минутными перерывами для смазки и для смены бригад обслуживания).

Рама четырехосного вагона парового отопления (фиг. 465). С в о б о д н о е с у щ а я рама состоит из двух средних продольных швеллеров № 14 (разрезных в месте соединения со шкворневой балкой), двух боковых продольных швеллеров № 30, двух буферных балок из таких же швеллеров, двух околобуферных балок из швеллеров № 14, соединенных с буферным брусом четырьмя такими же швеллерами, двух шкворневых балок (каждая из двух швеллеров № 30), двух промежуточных балок из швеллеров № 40 и двух средних балок из

листов сечением 300×13 мм. Последние армированы снизу двумя швеллерами № 14, на которые подвешивается тормозной цилиндр.

Боковые продольные швеллеры в средней части снизу усилены шпренгелями, струны которых (из трех шарнирно соединенных частей) концами прикреплены к кованым державкам. Натяжение струны регулируется гайками двух шпренгельных стоек, укрепленных сверху на изогнутых подвесках.



Фиг. 466. Рама клепаная четырехосной 50-тонной цистерны.

Рама оборудована под установку ручного и пневматического тормоза, а также сквозной упряжью и буферами. Соединение деталей в узлах производится угольниками и косынками.

Рама четырехосной цистерны с котлом емкостью 50 м^3 (фиг. 466). Рама свободносущего типа. Она состоит из хребтовой балки (два швеллера, перекрытые сверху по всей длине листом сечением 540×8 мм), двух буферных разрезных балок (из боковых штампованных диафрагм толщиной 8 мм, перекрытых сверху и снизу листами сечением 450×12 мм), двух составных шкворневых балок (каждая состоит из четырех боковых и двух средних диафрагм толщиной 8 мм, перекрытых снизу листами сечением 590×10 мм, а сверху — листами сечением 700×10 мм). В средней части рамы хребтовая балка перекрыта двумя изогнутыми накладками толщиной 14 мм, образующими среднюю опору котла. Внутри хребтовой балки поставлен ряд диафрагм жесткости толщиной 8 мм.

В рамах, которые выпускались до 1930 г., швеллеры хребтовой балки были усилены в средней части снизу шпренгелями. В дальнейшем, когда было установлено, что хребтовая балка не только не поддерживает котел цистерны, а наоборот, ее прогиб от собственного веса больше величины прогиба котла под нагрузкой, т. е. котел поддерживает хребтовую балку, рамы стали выпускать без шпренгелей.

Снизу шкворневой балки укреплены штампованные пятники и два боковых скользуна, а по концам сбоку поставлены кронштейны хомутов крепления котла; рама вначале была оборудована несквозной упряжью, но так как расстояние между швеллерами хребтовой балки равно 327 мм, то в дальнейшем без значительных переделок эти вагоны-цистерны были переоборудованы на автосцепку.

Нетормозная рама ничем не отличается от тормозной. В период 1934—1941 гг. вагоностроительные заводы изготавливали эти рамы с модернизацией их, а именно: конструкция сварная, с постановкой (в последние годы) сплошных по всей длине боковых швеллеров и автосцепки.

Рама двухосной цистерны п. с. 25 т (фиг. 467). Рама свободносущего типа. Ее хребтовая балка состоит из двух швел-

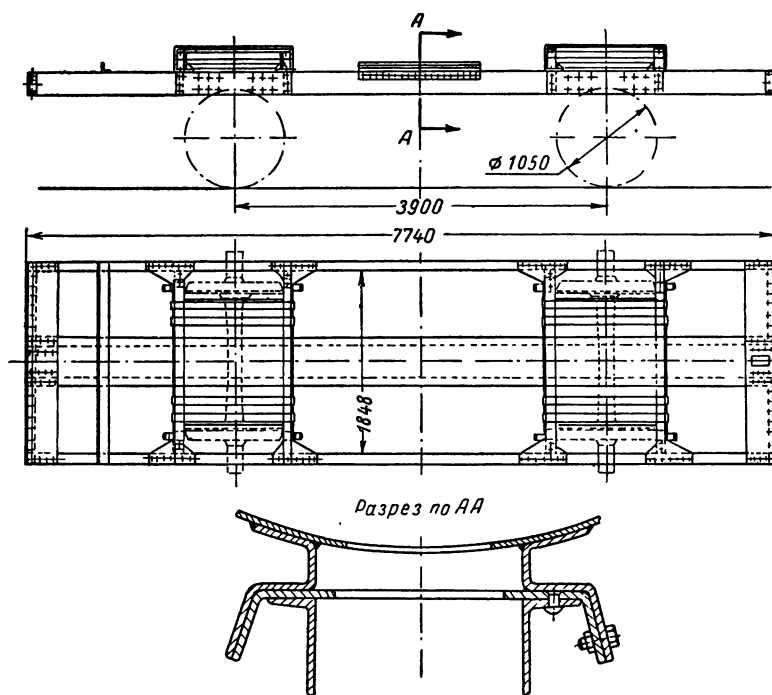
леров № 24, внутри которых по концам установлены передние упорные кронштейны и направляющая тягового крюка несковозной упряжи, которой оборудована рама. В середине рамы хребтовая балка перекрыта горизонтальным листом и двумя фасонными накладками толщиной 12 мм, которые служат средней опорой котла. Рама имеет два боковых продольных швеллера № 24, к которым прикреплены буксовые лапы и рессорные державки, два упорных бруса (из лобовых швеллеров № 24) с укрепленными на них буферами и поручнями для спецщиков, и четыре поперечные балки, каждая из трех штампованных диафрагм толщиной 10 мм—двух боковых и одной средней. Диафрагмы двух поперечных балок с каждого конца рамы перекрыты изогнутым листом толщиной 12 мм. Концевые опоры котла образуются четырьмя продольными швеллерами. Рама такой конструкции, оборудованные в 1935 г. на автосцепку, строились до 1937 г. В 1945 г. была проведена Мариупольским заводом их модернизация. Длина рамы увеличена: полная до 7900 мм, по базе до 4200 мм. Опоры котла (подбрюшины) поставлены разъемные усиленные. Увеличены сечения буферных и поперечных балок. Сечения основных балок не менялись (из швеллеров). Конструкция рамы полностью сварная. Рама оборудована автосцепкой, буферами, пневматическим тормозом системы Матросова, лапами-опорами для крепления котла и элементами рессорного подвешивания.

Рама двухосной цистерны п. с. 12,5 т (фиг. 468). Рама свободнонесущего типа. Она состоит из двух продольных боковых швеллеров № 24, к которым крепятся буксовые лапы и рессорные державки; двух буферных балок из швеллеров этого же номера; шести поперечных балок из швеллеров № 12; пяти опорных балок котла, состоящих из вертикальных листов толщиной 6 мм, армированных снизу и сверху угольниками; четырех концевых средних швеллеров № 8, соединяющих буферные и поперечные балки; и двух диагонально поставленных швеллеров № 8. Опорные балки сверху (под котлом) перекрыты

листами толщиной 5 мм и двумя опорными уголками сечением $90 \times 90 \times 10$ мм.

Рама оборудована сквозной упряжью и буферами.

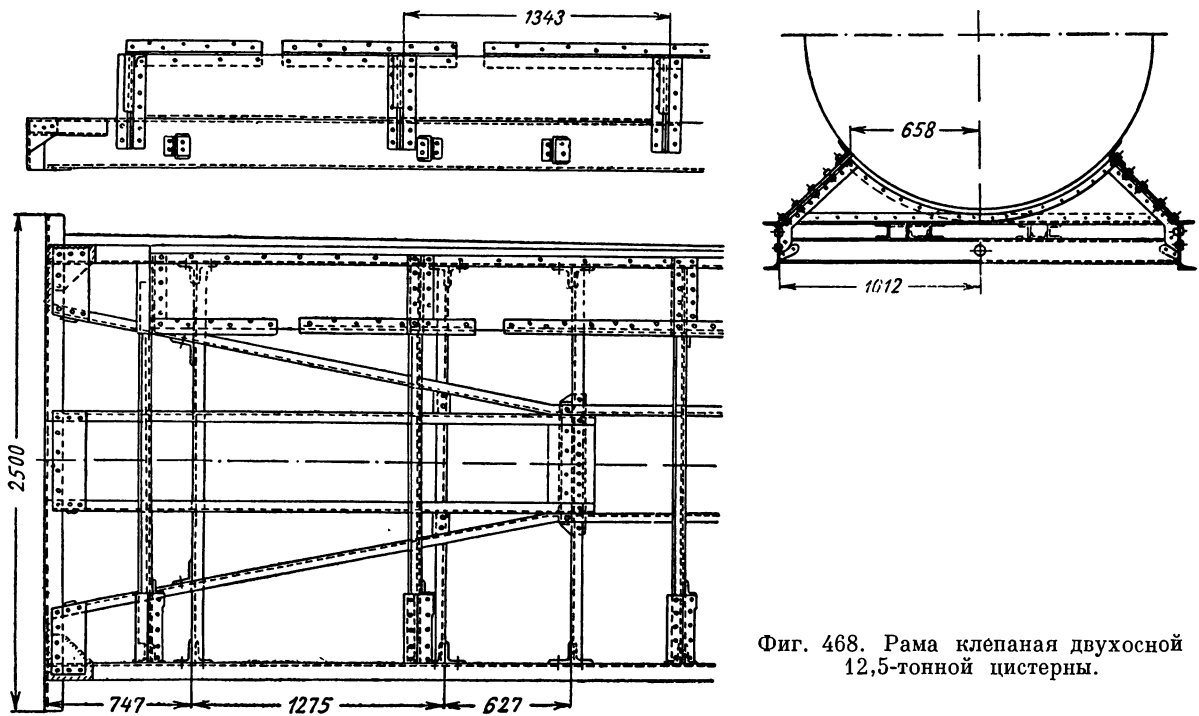
У тормозной рамы швеллер одного из буферных брусков удлиняется со стороны расположения тормозной площадки, под которой к боковому поясу крепятся два кронштейна этой площадки и косоуры подножек.



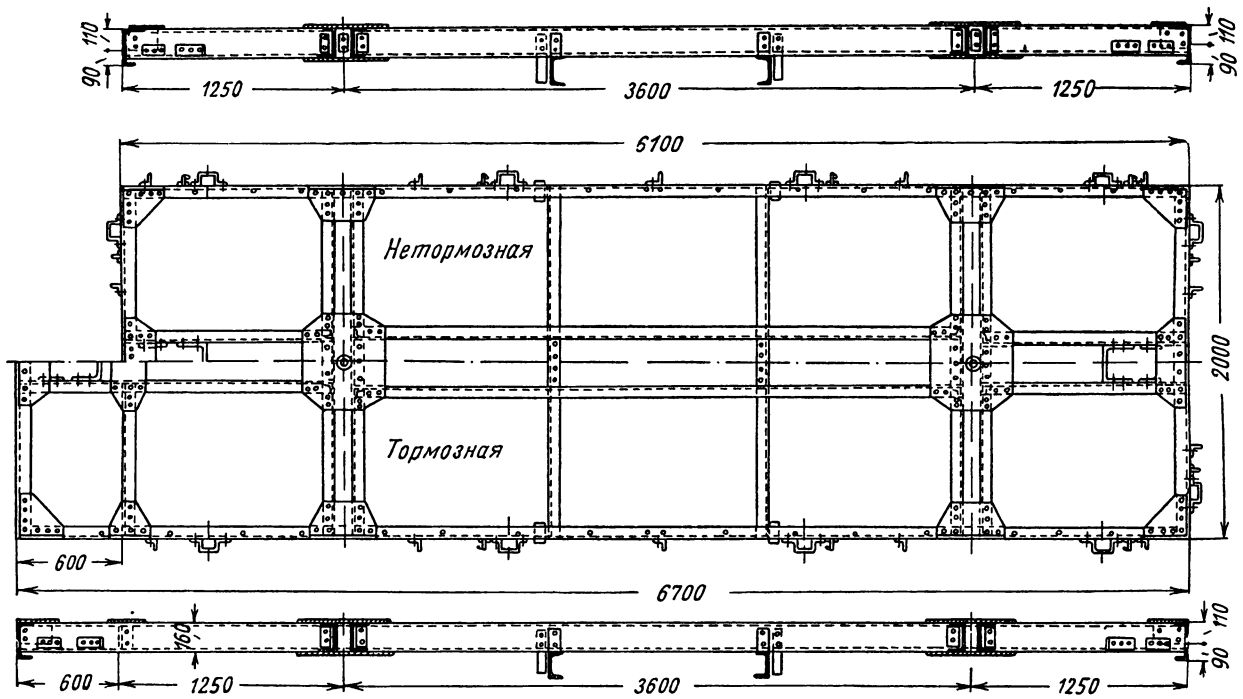
Фиг. 467. Рама клепаная двухосной 25-тонной цистерны.

Рама четырехосной платформы п. с. 8,2 т колеи 750 мм (фиг. 469). Рама свободнонесущего типа. Она состоит из двух средних продольных швеллеров № 16, разрезных в месте соединения со шкворневой балкой, двух составных шкворневых балок и двух боковых продольных балок. Все балки — из швеллеров № 16. К буферным и боковым продольным балкам крепятся скобы лесных стоек и увязочные крючки. Детали в узлах соединяются уголками и армируются косынками.

Рама оборудована центрально-буферным тяговым аппаратом облегченного типа, состоящим из стального литого стакана, в котором ходит буферный стержень. На конец стержня между стенками хребтовой балки надета спиральная пружина, устанавливающая буферный аппарат в среднее положение. При любом направлении



Фиг. 468. Рама клепаная двухосной 12,5-тонной цистерны.



Фиг. 469. Рама клепаная четырехосной 8,2-тонной платформы колеи 750 мм.

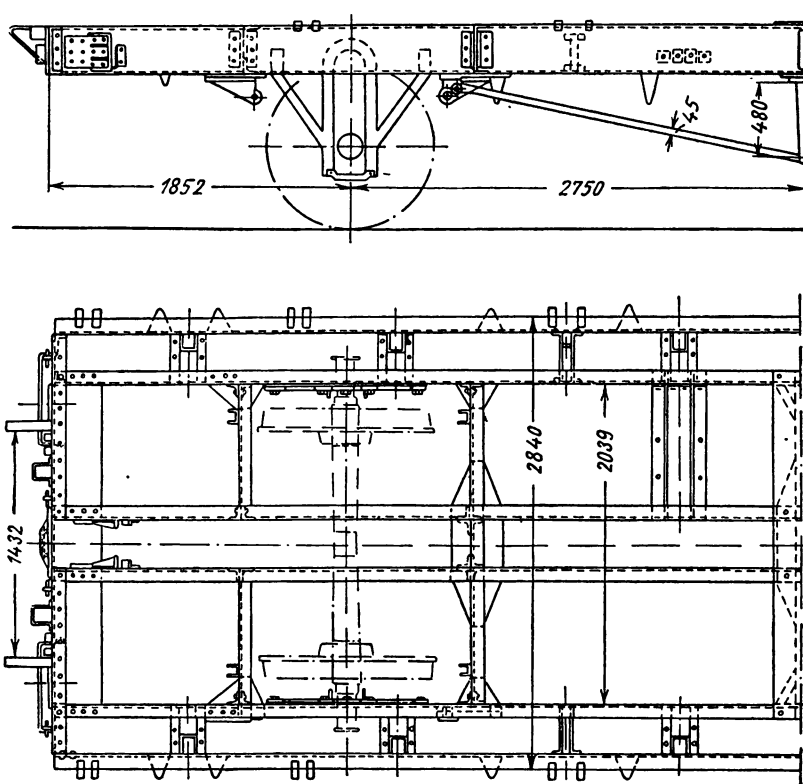
движения буферного стержня (вперед или назад) пружина сжимается. Сцепление с другими вагонами производится посредством поперечного рычага, укрепленного шарнирно в середине к стержню буфера. К рычагу прикреплены с одного конца стяжная цепь, а с другого тяговый крюк.

Тормозная рама с одного конца удлинена на 600 мм. С этого конца она имеет дополнительную поперечную балку из швеллеров № 16 для крепления площадки. С 1943 г. рама этого вагона переведена на сварку без существенного изменения конструкции. В этой раме соединительные угольники балок не ставятся.

Рама двухосной высокобортовой платформы п. с. 20 т (фиг. 470). Рама свободнонесущего типа. В ее конструкцию входят хребтовая балка из двух швеллеров сечением $300 \times 89 \times 10$ мм; два продольных обвязочных угольника сечением $90 \times 90 \times 10$ мм (служат для увеличения ширины пола), соединенные с боковыми швеллерами кронштейнами полосового железа; два буферных бруса из швеллеров № 30 с верхней и нижней накладками сечением 300×8 мм; одна среднепоперечная балка из швеллеров № 30, перекрытая сверху накладкой сечением 300×8 мм, а снизу — местными косынками; две промежуточные поперечные балки из швеллеров № 30, перекрытые внизу косынками; четыре поперечные концевые балочки, связывающие швеллеры хребтовой и боковой балок.

К обвязочным угольникам крепятся скобы лесных стоек. На буферном бруске, кроме буферов, укреплены поручни сцепщиков, скобы лесных стоек и увязочные кольца, державки сигнальных фонарей, а также петли и кронштейны откидных лобовых бортов. На боковых швеллерах укреплены буксовые лапы и рессорные державки. Эти швеллеры снизу усилены шпренгелями простого типа (струна и одна колонка стальная литая или сварной конструкции). К боковым обвязочным уголкам крепятся увязочные кольца, петли и пружины откидных боковых бортов.

Рама вначале была оборудована несвободной упряжью, но так как расстояние между швеллерами хребтовой балки равно 327 мм, в дальнейшем весь парк 20-тонных платформ с такой конструкцией рам был переведен на автосцепку. На тормозной раме посередине имеются дополнительно два поперечных угольника для подвешивания тормозного цилиндра. На буферном бруске укреплены кронштейны винта ручного тормоза и концевые краны воздухопроводов.



Фиг. 470. Рама клепаная двухосной 20-тонной платформы.

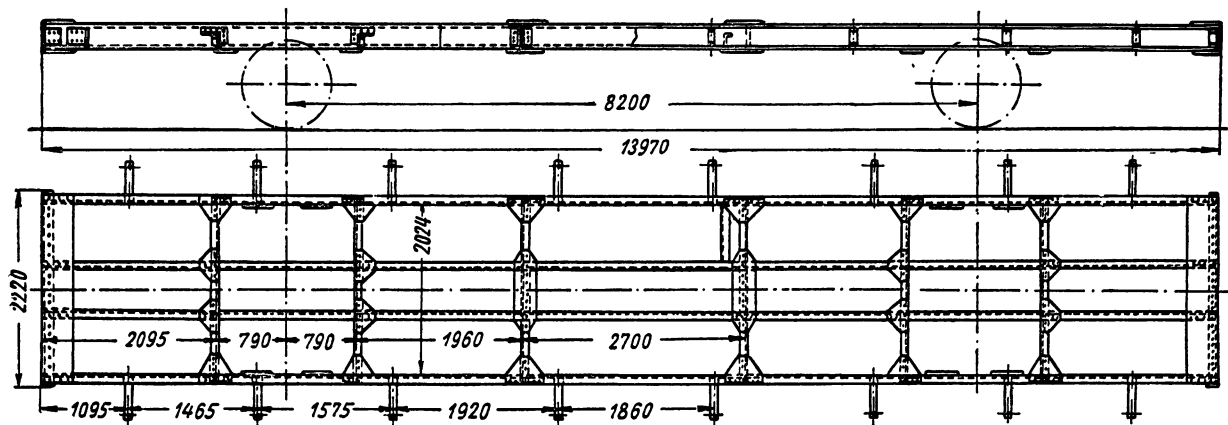
С 1935 г. рама 20-тонной платформы в основном без изменения конструкции переведена на электросварку и выпускается с постановкой автосцепки. В этой раме соединительные угольники балок не ставятся.

Рама пассажирского вагона длиной 14 м пригородного сообщения (фиг. 471). Рама свободнонесущего типа. Она состоит из хребтовой балки (из двух швеллеров № 26), двух боковых продольных балок (из таких же швеллеров), двух буферных балок (из лобовых швеллеров № 26, перекрытых сверху и снизу листами сечением 350×8 мм), двух средних разрезных балок (из швеллеров № 26, перекрытых в средней части верхней и нижней

накладками сечением 450×8 мм) и четырех промежуточных балок (из швеллеров № 18). Балки соединяются угольниками, узлы армируются косынками толщиной 8 мм.

Рама вначале была оборудована несквозной упряжью и буферами. Наличие хребтовой балки дало возможность перейти на автосцепку без

леров № 10, соединяющих шкворневые балки; два боковых пояса, составленных из средних (прямых) и концевых (изогнутых) швеллеров № 26; две буферные балки из швеллеров № 30; две лобовые балки из швеллеров № 26; две шкворневые балки (каждая из двух швеллеров № 24, перекрытых сверху и снизу накладками

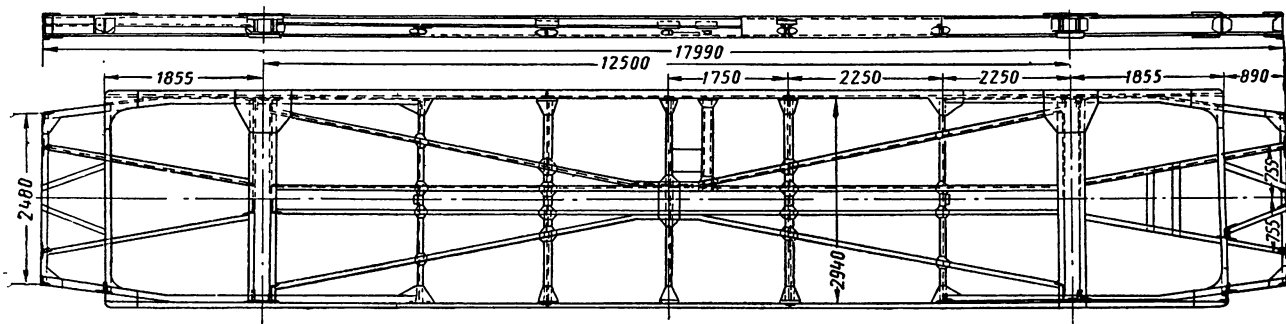


Фиг. 471. Рама клепаная двухосного пассажирского вагона длиной 14 м.

существенной переделки рамы. На буферном бруссе, кроме буферов, крепятся поручни спещиков, кронштейны откидных фартуков и тормозные детали. На боковых швеллерах укреплены рессорные державки, буксовые лапы, опорные кронштейны кузова (восемь кронштейнов на каждой балке), по концам — косоуры подножек.

сечением 80×10 мм); две средние балки (каждая из двух швеллеров № 14); три промежуточные балки (из швеллеров № 14). Балки соединяются уголками и скобами, узлы армируются косынками.

Рама оборудована сквозной упряжью и буферами. Снизу шкворневой балки крепятся пятник и боковые скользяны, а по концам рамы



Фиг. 472. Рама клепаная четырехосного пассажирского вагона длиной 18 м.

Рама четырехосного пассажирского вагона длиной 18 м (фиг. 472). Рама свободносущего типа. В ее конструкцию входят концевые диагональные балки из швеллеров № 12, соединяющих буферные балки с лобовыми и шкворневыми; два средних продольных швеллера № 10 и два средних раскоса из швел-

(на боковых швеллерах) — косоуры подножек.

Все рамы этого типа тормозные. Для крепления тормозного цилиндра в середине рамы имеется поперечный швеллер № 14.

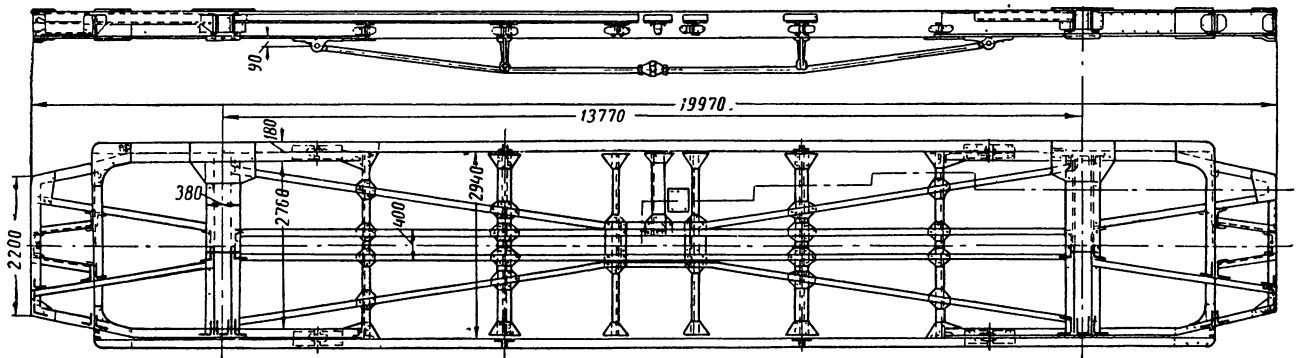
Рама четырехосного вагона длиной 20 м (фиг. 473). Рама свободносущего типа. В ее конструкцию входят концевые диа-

гональные балки из швеллеров № 12, соединяющих буферные балки с лобовыми и шкворневыми; два средних продольных и два средних диагональных швеллера № 10, соединяющие шкворневые балки; два боковых пояса из концевых (изогнутых) и средних (прямых) швеллеров № 26, усиленных снизу шпренгелями; две буферные балки из швеллеров № 30; две лобовые балки из швеллеров № 26; две шкворневые балки — каждая из двух швеллеров № 24, перекрытых сверху и снизу накладками сечением 380×10 мм; две средние балки —

уголками и скобами, узлы армируются косынками. Снизу шкворневых балок крепятся пятник и боковые скользуны.

Рама вначале была оборудована несквозной упряжью; в дальнейшем весь парк вагонов этого типа длиной 20,2 м был переведен на автосцепку СА-3 с постановкой фрикционного аппарата типа ЦНИИ-Н6.

Тормозная рама. Для крепления тормозного цилиндра в середине рамы имеется поперечная балочка из швеллера № 14. С 1937 г. рамы этих вагонов выпускаются в сварной кон-



Фиг. 473. Рама клепаная четырехосного пассажирского вагона длиной 20 м.

каждая из двух швеллеров № 14; три промежуточные балки из швеллеров того же номера. Балки соединяются уголками и скобами, узлы армируются косынками.

Снизу шкворневой балки крепятся пятник и боковые скользуны. По концам боковых швеллеров поставлены косоуры подножек.

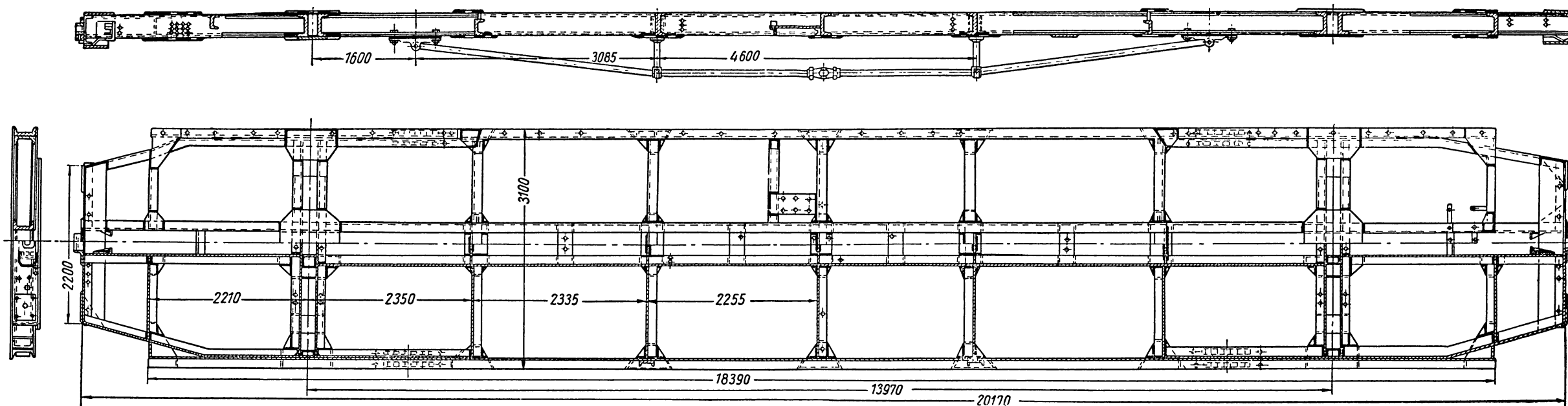
Тормозная рама оборудуется сквозной упряжью и буферами. Для крепления тормозного цилиндра в середине рамы имеется поперечный швеллер № 14.

Рама четырехосного курортного вагона длиной 20,2 м (фиг. 474, см. вклейку). Рама свободнонесущего типа. В ее конструкцию входят хребтовая балка из двух швеллеров № 26; два боковых пояса из концевых (изогнутых) и средних (прямых) швеллеров № 26, усиленных снизу шпренгелями с регулировкой; две буферные балки из швеллеров № 26, перекрытых сверху и снизу накладками сечением 360×8 мм; две лобовые и пять промежуточных балок из швеллеров № 26, перекрытых посередине нижними и верхними накладками сечением 250×8 мм; две шкворневые балки из швеллеров № 26, перекрытых посередине верхними и нижними накладками сечением 820×10 мм. Балки соединяются

струкции, соединительные угольники балок не ставятся. С 1939 г. вагоны выпускаются на автосцепке.

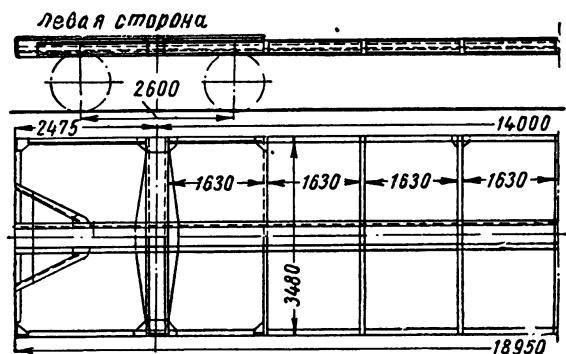
Рама четырехосных моторного и прицепного вагонов длиной 19,3 м электрифицированных железных дорог (фиг. 475). Рама связана ного типа. В конструкцию ее входят хребтовая балка из двух швеллеров № 26, перекрытых верхним листом сечением 520×8 мм; два боковых продольных угольника сечением $130 \times 90 \times 10$ мм и два концевых продольных угольника сечением $90 \times 60 \times 10$ мм (угольники образуют нижние пояса боковых цельнометаллических стенок кузова); две лобовые разрезные балки из швеллеров № 30, соединенные с хребтовой балкой двумя раскосными угольниками сечением $100 \times 65 \times 10$ мм; две шкворневые балки — каждая из четырех боковых диафрагм, перекрытых тремя накладками: одной верхней сечением 420×10 мм и двумя нижними сечением 250×10 мм; семь промежуточных балок из боковых диафрагм (две балки перекрыты вверху накладками сечением 100×10 мм).

Внутри хребтовой балки, в местах ее соединения с боковыми диафрагмами, поставлены диафрагмы жесткости. Толщина всех диафрагм



Фиг. 474. Рама клепаная четырехосного пассажирского вагона длиной 20,2 м.

8 мм. Снизу шкворневой балки укреплены пятник и боковые скользуны. На буферной балке крепятся лобовые стойки кузова и стальная литая автосцепка, которой оборудована рама.



Фиг. 475. Рама клепаная четырехосного электровагона длиной 19 м (правая сторона рамы симметрична).

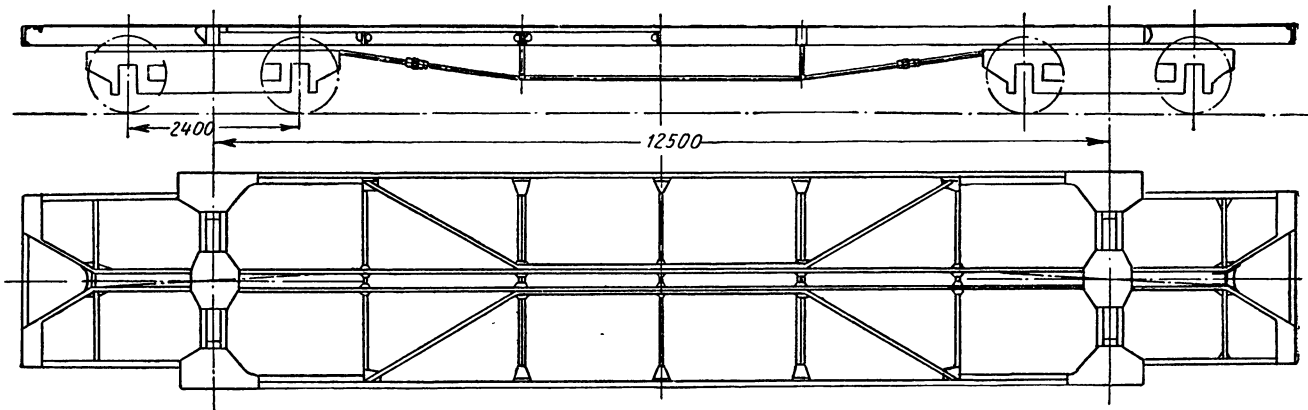
Внутри хребтовой балки по концам поставлены передние и задние стальные литые упорные кронштейны автосцепки. Соединение деталей рамы производится уголками с армировкой узлов косынками на заклепках, а с 1939 г. — при помощи электросварки. В этом случае соединительные угольники балок не ставятся.

балки из швеллеров № 8; концевые диагонали из швеллеров № 20 и средние распорные стержни сечением 80×70 мм; буферные балки из швеллеров № 30; две лобовые подкузовные балки из швеллеров № 26; шкворневые балки (каждая из четырех швеллеров № 20 с верхней и нижней накладками сечением 500×6 мм); шесть промежуточных штампованных балок толщиной 8 мм; поперечный швеллер № 20 для подвешивания динамомшины; продольные и поперечные балки для крепления деталей тормоза и т. п.

Соединение деталей рамы производится уголками и скобами, узлы армируются косынками. К боковым поясам по концам крепятся подножки.

Рама оборудована несквозной упряжью и буферами с двойным комплектом пружин.

Рама четырехосных моторного и прицепного вагонов электрифицированной линии Баку — Сабунчи (фиг. 476). Рама свободнонесущего типа. В ее конструкцию входят боковые продольные пояса из концевых (изогнутых) и средних (прямых) швеллеров № 10 и 12; балки из швеллеров № 26; концевые поперечные разрезные балки из швеллеров № 12; шкворневые балки (каждая из двух швеллеров № 24); поперечные балки из одинарных и двой-



Фиг. 476. Рама клепаная четырехосного электровагона длиной 18 м.

Тормозная рама. Для крепления тормозного цилиндра имеется средняя поперечная балочка из швеллера № 18, а для подвешивания двигателей-компрессоров имеются две балочки из таких же швеллеров.

Рама четырехосного пассажирского вагона СВПС (первого выпуска) относится к типу свободнонесущих. В ее конструкцию входят боковые продольные пояса (каждый из двух швеллеров № 24); четыре средние продольные

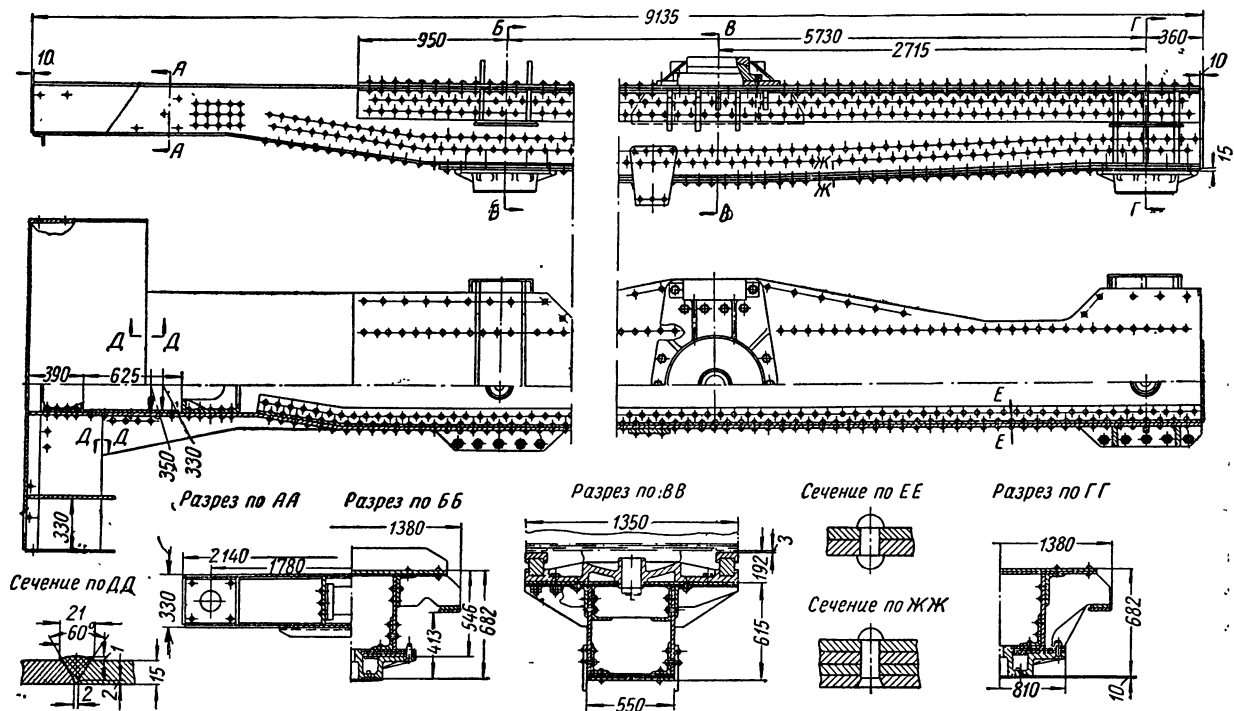
швеллеров № 14; балки для крепления тормозного цилиндра. Все узлы армированы косынками.

Тормозная рама. Она оборудована несквозной упряжью и буферами. Снизу шкворневой балки поставлены пятник и скользуны; по концам рамы сбоку установлены подножки.

Рама шестнадцатисосного транспортера п. с. 180—210 м состоит из трех частей: двух передних промежуточных балок (надтележечных рам)

и главной балки. В конструкцию каждой надтележной рамы (фиг. 477) входят хребтовая балка из двух вертикальных стенок сечением 540×20 мм и боковых вертикальных стенок толщиной 20 мм, которые перекрыты накладками: снизу тройными (по высоте) сечением 550×15 мм каждая, а сверху двойными (по высоте) толщиной 15 и 20 мм, фасонной вырезки (в плане) шириной: наименьшей 1050 мм, наибольшей — 1350 мм; буферная балка — из ло-

трех штампованных желобов из листа толщиной 6 мм, из них один — основание подножки и два — ступеньки шириной 220 мм и глубиной 250 мм. На концевых шкворневых балках снизу укреплены стальные литые коробки боковых скользунов и центральные пятники диаметром 350 мм, на средней шкворневой балке сверху поставлена стальная отливка — основание; на шкворневых балках укреплены стальные литые коробки боковых скользунов



Фиг. 477. Надтележная рама клепаная шестнадцатисного 180—210-тонного транспортера.

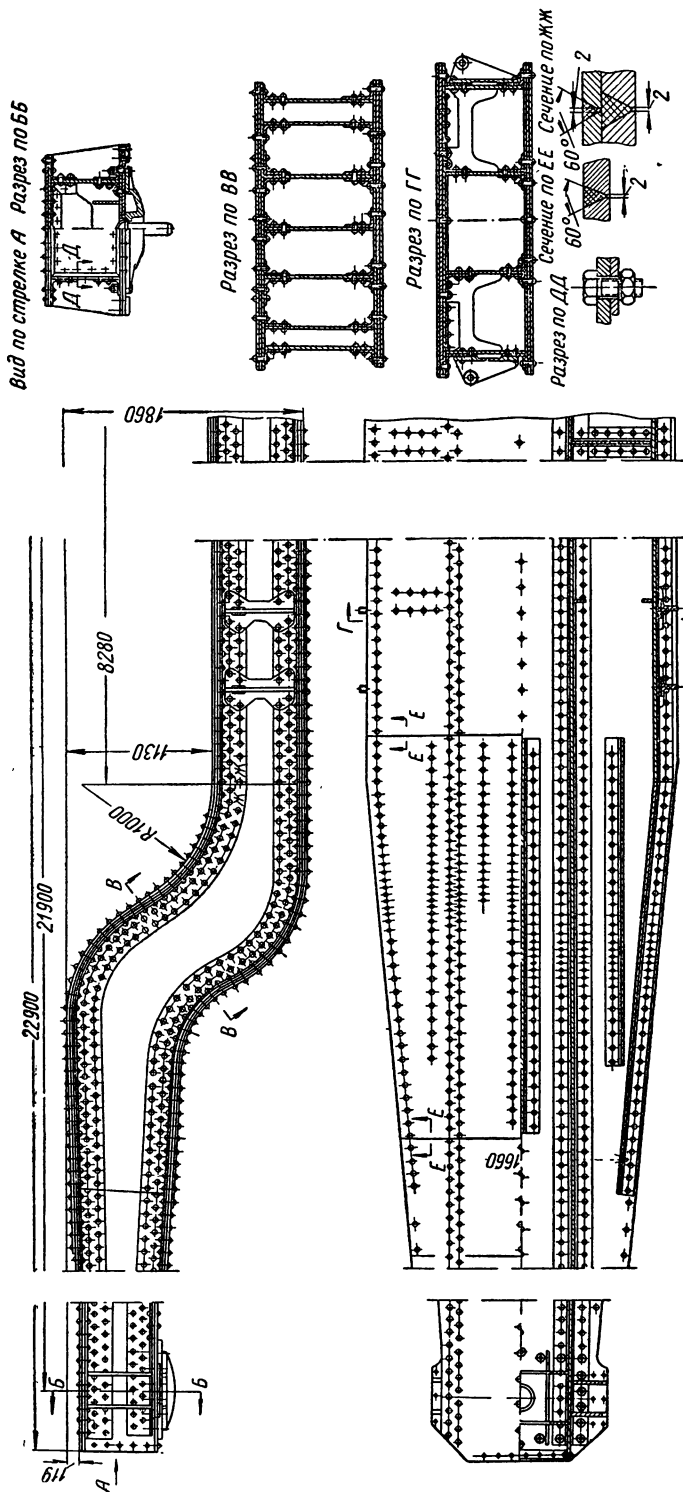
бового листа сечением 340×10 мм и верхней и нижней накладок сечением 600×12 и 720×12 мм; поперечных балок из вертикальных листов толщиной 15 и 20 мм, накладками которых являются верхние и нижние листы рамы. Соединение всех элементов рамы производится заклепками диаметром от 18 до 24 мм через промежуточные угольники сечением $200 \times 200 \times 16$ мм с постановкой однорядных заклепочных швов в соединении с горизонтальными листами и двухрядных — с вертикальными.

На буферном бруске установлены поручни для спешчиков, розетка автосцепки и угольники крепления будки тормозильщика, а к боковым листам рамы у буферного бруса прикреплены подножки. Подножка состоит из

и пятники (на концевых балках — снизу, а на средней балке — сверху). Балки в этих местах усилены ребрами жесткости.

Хребтовая балка с одного конца оборудована стальными кронштейнами под установку автосцепки.

Главная балка (фиг. 478) имеет коробчатое сечение и состоит из вертикальных стенок толщиной 26 мм, составных по длине (число стенок: у горизонтальной площадки 4, у перегиба балки 7 и по концам от 4 до 2) и многослойных накладок (верхних и нижних поясов) толщиной по 20 мм, которые ставятся: в средней части по 3, а в концевых по 2 (снизу и сверху). Накладки имеют ширину в средней части от 2400 до 1400 мм и к концам срезаны на ширину 1400 мм. Высота стенки: в средней части



Фиг. 478. Главная балка клепаная шестнадцатигонного 120—180-тонного транспортера.

720 мм, у изгиба балки 920 мм и по концам 540 мм.

Соединение стенок и поясов производится заклепками через промежуточные угольники сечением $200 \times 200 \times 16$ мм (боковые стенки имеют одинарные угольники; средние внутренние стенки — двойные угольники).

Каждая шкворневая балка имеет двойные вертикальные стенки толщиной 26 мм, которые угольниками соединяются с накладками главной балки. Снизу к шкворневым балкам поставлены стальные литые пятники (диаметром 380 мм) и боковые скользуны.

Крепление пятников, подпятников и боковых скользунов к балкам производится на болтах. Детали промежуточной рамы изготавливаются из стали Ст. 3, а главной балки — из специальной стали со следующими механическими свойствами и химическим составом:

Предел прочности при растяжении в кг/мм ²	43	44—47
Относительное удлинение в %:		
при длинном образце (не менее)	22	21
при коротком образце (не менее)	26	25
Предел текучести в кг/мм ² (не менее)	24	24
Предел текучести в кг/мм ² (не менее)	24	24

Содержание в стали: углерода 0,14—0,22%; марганца 0,40—0,65%; кремния: в кипящей стали — следы; в спокойной и полуспокойной стали 0,12—0,30%; серы (не более) 0,055%; фосфора (не более) 0,05%.

§ 84. РАМЫ СВАРНОЙ КОНСТРУКЦИИ

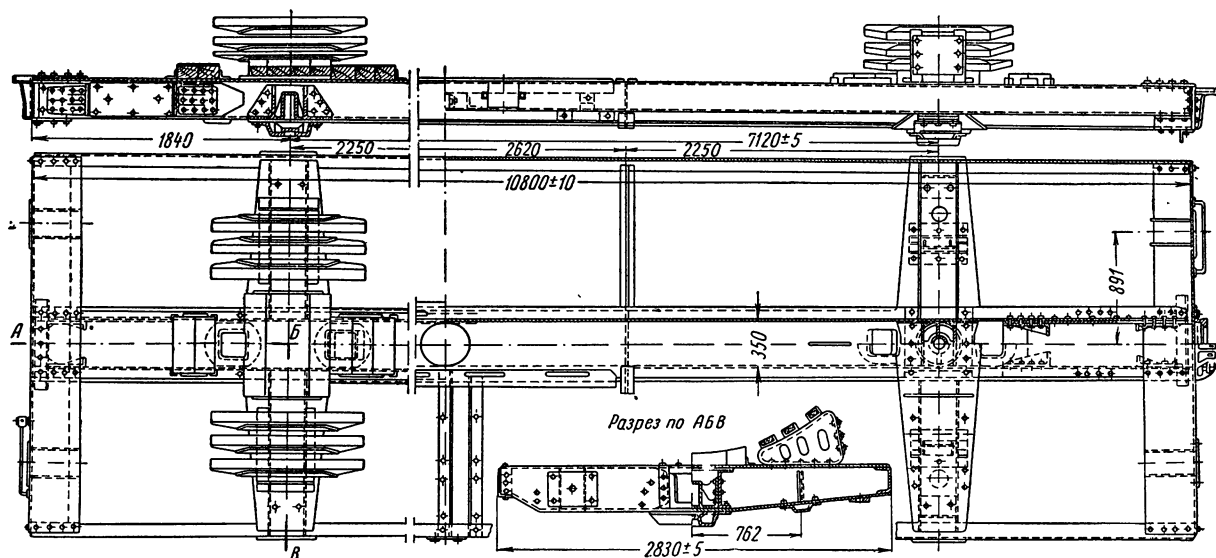
У этих рам соединение всех элементов, за исключением сменяемых частей (тормозов, пятников, скользунов, поручней сцепщика, разгрузочных и затворных приспособлений), производится электросваркой. Сварные рамы обладают наименьшим коэффициентом тары. Уменьшение веса сварной конструкции благодаря отсутствию в ней соединительных угольников, косынок и заклепок достигает 10—15%. В то же время по прочности и жесткости сварные рамы приближаются к литым. При сравнительном двухчасовом испытании на вибрационной машине клепаной и сварной рам пассажирского вагона длиной 20,2 м в сварной никаких дефектов не

было обнаружено, тогда как в клепаной из 700 заклепок 170 оказались распатанными. Наконец, стоимость изготовления сварных рам при современных поточных способах сборки в кондукторах ниже стоимости изготовления клепаных рам.

Рама четырехосной цистерны п. с. 50 т (фиг. 479). Рама связанного типа и воспринимает главным образом продольные усилия от тягово-ударных приборов. Она одинаковая как для тормозного, так и для не тормозного вагона. В ее конструкцию входят хребтовая балка

Рама оборудована буферами, арматурой для установки автосцепки и тормоза, поручнями сцепщика, пятниками и скользунами.

Рама четырехосной бортовой платформы п. с. 60 т (унифицированного типа Уральского вагоностроительного завода типа 1941 г.) (фиг. 480). Рама свободно несущего типа, одинаковая как для тормозного, так и нетормозного вагонов. В ее конструкцию входят хребтовая балка из двух двутавров № 55, две боковые балки из двутавров № 55; две буферные балки, каждая из которых состоит из



Фиг. 479. Рама сварная четырехосной 50-тонной цистерны.

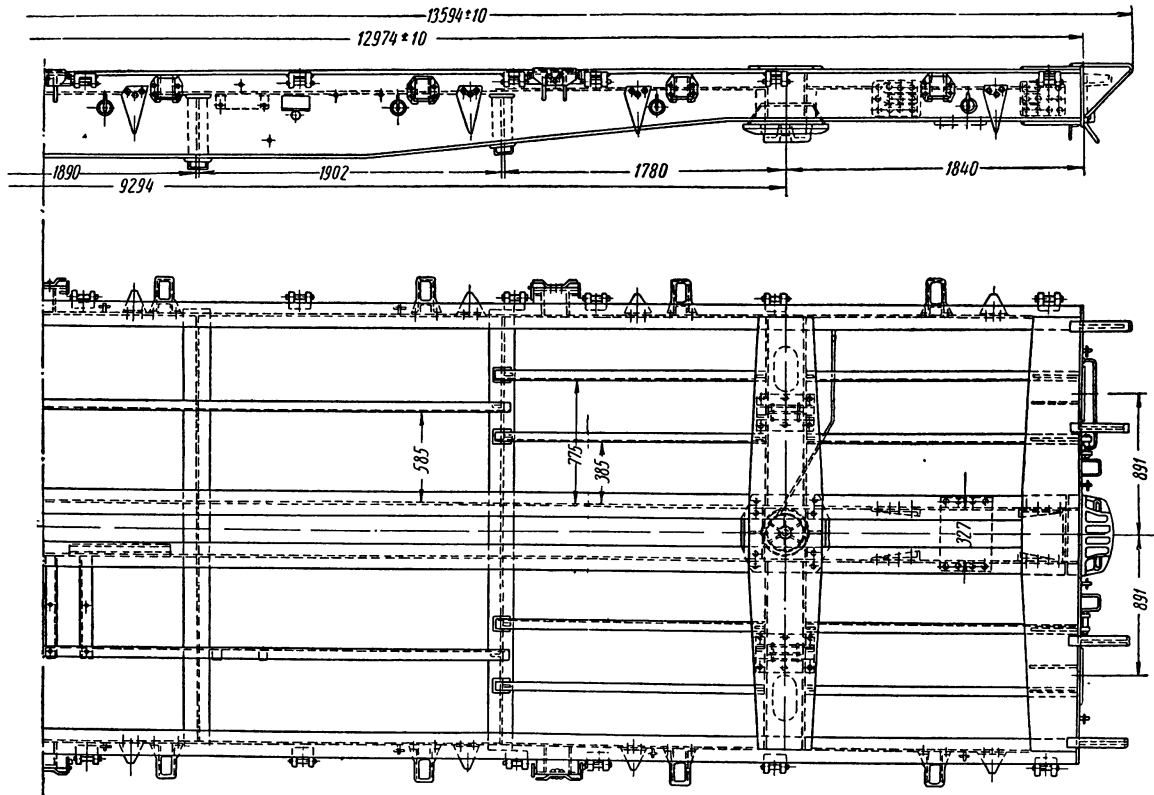
(из двух швеллеров № 30 с верхней и нижней накладками сечением 550×8 мм или двух специальных вагонных зетов № 31 с нижней накладкой того же сечения), две боковые продольные балки из швеллеров № 20, две буферные балки, составленные из вертикальных стенок, перекрытых верхней и нижней накладками; две шкворневые балки, каждая из двух вертикальных листов и верхней и нижней накладок толщиной соответственно 8, 10 и 12 мм; поперечные балочки сварной конструкции (из листов) типа двутавра; балочки для крепления тормозного цилиндра, сделанной из угольников сечением $75 \times 75 \times 10$ мм.

На верхнем листе шкворневой балки крепятся на заклепках четыре штампованные диафрагмы толщиной 8 мм, по две с каждого конца. Каждая пара их сверху соединена швеллерами, в которые закладываются деревянные бруски для опоры котла. На верхней накладке хребтовой балки привариваются нижние лапы средней опоры котла.

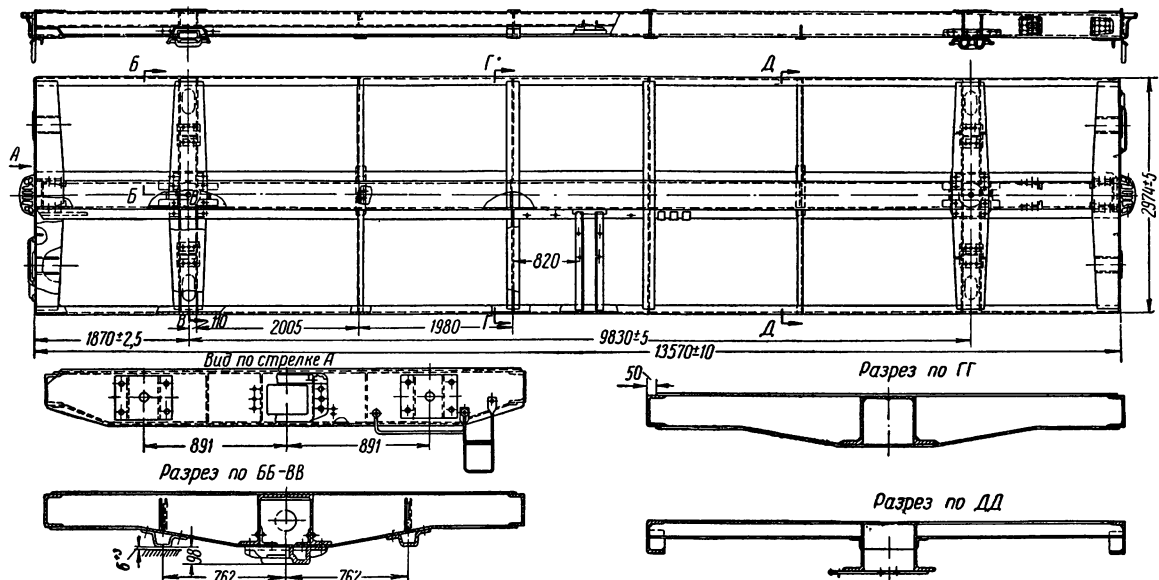
вертикальной стенки толщиной 10 мм, верхней накладки сечением 350×12 мм и нижней сечением 350×10 мм; две шкворневые балки, каждая из которых состоит из двух вертикальных стенок толщиной 10 мм и верхней и нижней накладок сечением 450×12 мм; четыре промежуточные сварные балки двутаврового профиля из листов толщиной 8 и 10 мм.

Рама оборудована буферами, автосцепкой, скобами для увязки груза, кронштейнами и петлями бортов, а также отбойными пружинами. Кроме того, половой настил рамы усиливается постановкой четырех продольных швеллеров № 14 и 12. На фиг. 480 показана правая часть рамы; левая часть подобна правой.

Рама четырехосного крытого вагона п. с. 50 т. Рама связанного типа состоит из хребтовой балки, имеющей расстояние между стенками 327 мм и, в свою очередь, состоящей или из двух специальных вагонного профиля зетов



Фиг. 480. Рама сварная четырехосной 60-тонной бортовой платформы типа 1941 г.



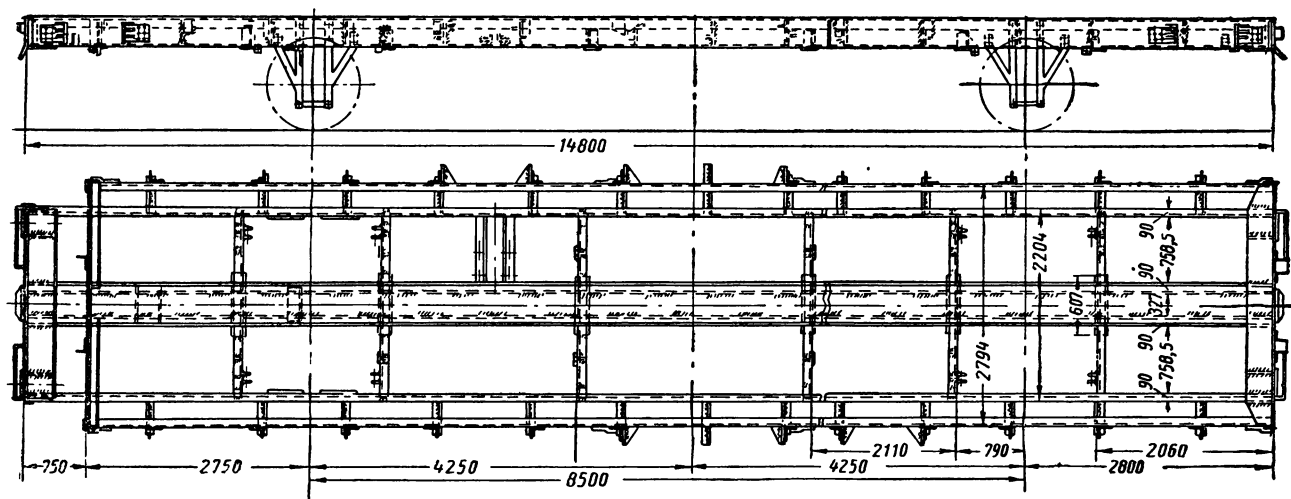
Фиг. 481. Рама сварная четырехосного 50-тонного крытого вагона.

№ 31, или из двух швеллеров № 30, перекрытых сверху (по всей длине) накладкой сечением 550×6 мм; из двух буферных балок, каждая из которых состоит из вертикального листа толщиной 10 мм и верхней и нижней накладок сечением 350×10 мм; двух шкворневых балок, каждая из которых состоит из двух вертикальных стенок толщиной 10 мм и верхней и нижней накладок из листов сечением 450×12 мм.

В средней части рамы, в местах дверных проемов, поставлены два продольных зета № 10,

швеллеров того же номера; двух боковых продольных обвязочных угольников сечением $90 \times 60 \times 8$ мм, соединенных со швеллерами № 26 кронштейнами; двух разрезных буферных балок (каждая из двух лобовых листов сечением 276×8 мм); верхних и нижних листов сечением 300×8 мм и шести поперечных балок. Каждая такая балка состоит из двух угольников сечением $90 \times 60 \times 8$ мм и нижних накладок сечением 110×8 мм.

На буферном бруске крепятся поручни сцеп-



Фиг. 482. Рама сварная двухосного вагона длиной 14 м для перевозки крупного скота.

связывающие четыре промежуточные балки. В остальной конструкции рамы подобна клепаной и оборудована буферами, автосцепкой, поручнями сцепщика и прочей арматурой (фиг. 481).

Рама тормозного вагона подобна раме нетормозного вагона, но один конец ее удлинен путем удлинения хребтовой балки и постановки подбуферных продольных балочек и второй буферной балки (из швеллера № 30).

Рама четырехосного изотермического вагона п. с. 50 т имеет конструкцию, подобную описанной выше конструкции рамы четырехосного крытого грузового вагона п. с. 50 т, за исключением усиливающих продольных зетов в местах дверных проемов, которые в раме изотермического вагона не ставятся.

Рама двухосного вагона длиной 14 м для перевозки крупного скота (фиг. 482). Рама свободного несущего типа. Она состоит из хребтовой балки (два швеллера № 26, перекрытые сверху накладкой сечением 490×10 мм); двух боковых продольных балок из

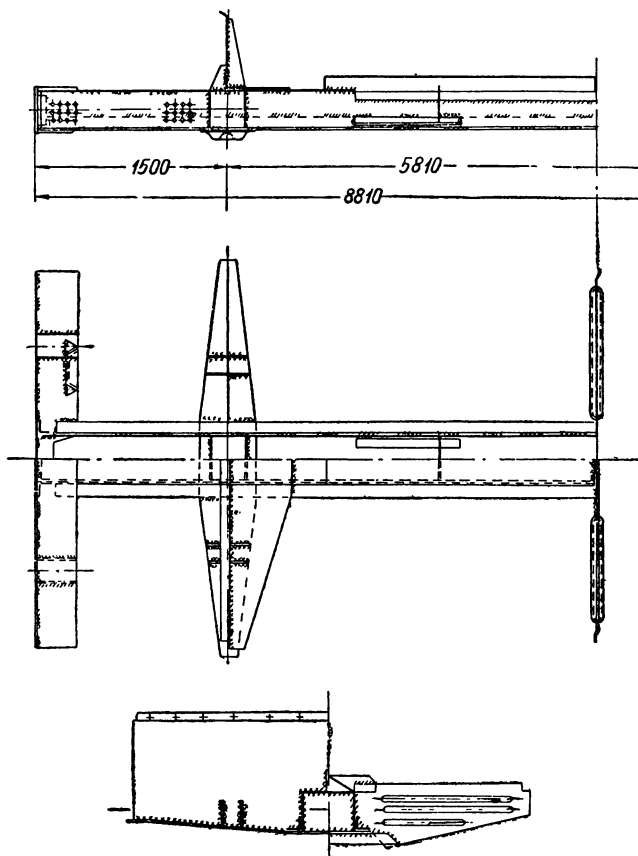
щиков, шайба буфера и направляющая крюка несквозной упряжи, которой вначале была оборудована рама. В дальнейшем весь парк пассажирских и данных вагонов с рамой длиной 14 м был переоборудован на автосцепку, для которой в раме поставлены передние и задние упорные кронштейны и розетка.

Тормозная рама удлинена против нетормозной на 750 мм, для чего увеличена длина боковых и хребтовых швеллеров со стороны расположения тормозной будки. С этого конца имеются верхние и нижние угольники сечением $90 \times 60 \times 8$ мм для крепления кузова и тормозной будки.

Рама четырехосного угольного хоппера п. с. 50 т (фиг. 483). Рама связанного типа, одинаковая как для тормозного, так и для нетормозного вагона. Ее хребтовая балка состоит из двух вертикальных стенок сечением 290×10 мм, перекрытых верхними накладками: посередине — изогнутыми (толщиной 8 мм) для лучшего сыпания угля, а по концам — прямыми (сечением 370×10 мм). Снизу листы

армированы угольниками: двумя (сечением $80 \times 80 \times 10$ мм) снаружи в продольном направлении и четырьмя (сечением $60 \times 60 \times 6$ мм) внутри в местах крепления лобовых стен.

Рама имеет две шкворневые балки из вертикального листа толщиной 10 мм. Кверху лист отогнут и поддерживает наклонный пол вагона, внизу он армирован накладкой сечением 450×10 мм. Снизу каждой шкворневой балки



Фиг. 483. Рама сварная четырехсосного 50-тонного угольного хоппера типа 1932 г.

приварены пятник и боковые скользуны. Средняя поперечная балка рамы состоит из боковых диафрагм толщиной 8 мм, соединенных между собой через хребтовую балку верхней и нижней накладками сечением 90×8 мм. В конструкцию рамы входят два боковых продольных угольника сечением $150 \times 100 \times 12$ мм, являющиеся нижними поясами боковых раскосных ферм вагона.

Внутри хребтовой балки над пятником и у средней поперечной балки вставлены ребра жесткости.

Вертикальный лист шкворневой балки в ее середине и над пятником тоже армирован ребрами жесткости.

Для быстрого перехода на автосцепку в хребтовой балке поставлены для нее передние и задние упорные кронштейны. Таким образом, оборудование вагона автосцепкой связано только со сменой направляющей шайбы. Рама четырехсосного хоппера типа 1935 г. с удлиненной базой и размерами имеет подобную конструкцию. В настоящее время этот хоппер эксплуатируется как вагон грузоподъемностью 50 т. В дальнейшем 50-тонные и 60-тонные угольные хопперы с этими конструкциями рам были переоборудованы на автосцепку.

Рама четырехсосного рудного хоппера п. с. 70 т (фиг. 484). Рама связанного типа, одинаковая как для тормозного, так и для нетормозного вагона. В ее конструкцию входят концевые хребтовые балки (каждая из двух швеллеров № 30), идущие до лобовых стен бункера; разрезная буферная балка из боковых швеллеров № 16; шкворневые балки — каждая из четырех боковых стенок сечением 30×10 мм, перекрытых снизу накладкой сечением 700×12 мм, а сверху накладкой из двух листов сечением 1040×10 и 820×10 мм, соединенных между собой планкой. Верхний лист перекрывает шкворневую, буферную и часть средних продольных балок.

Шкворневые балки рамы соединяются двумя средними продольными швеллерами № 16, а буферные балки — двумя боковыми продольными швеллерами того же номера. Средние и боковые продольные балки соединены между собой тремя поперечными балочками из вертикальных листов толщиной 6 мм, перекрытых верхней и нижней накладками сечением 250×6 и 340×8 мм. Продольные балки образуют нижний пояс боковой стенки кузова.

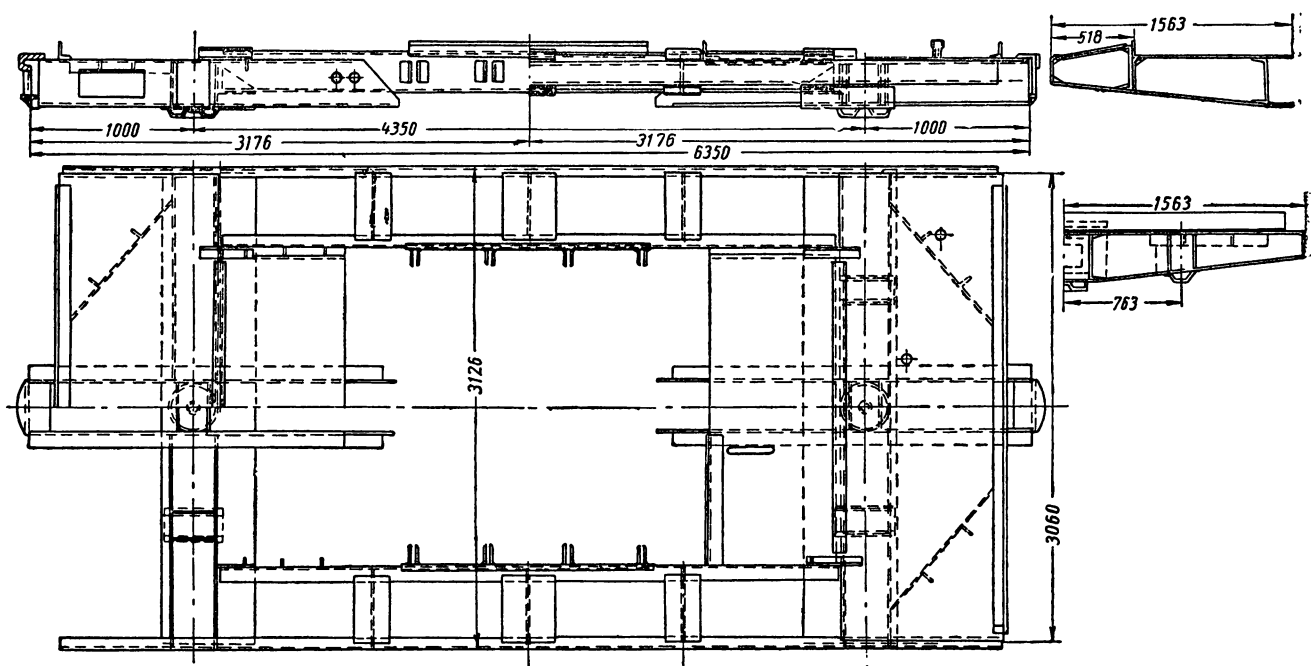
К внутреннему продольному швеллеру приварены верхние петли крышек бункера из угольников сечением $120 \times 80 \times 12$ мм. Снизу шкворневой балки приварены пятник и боковые скользуны, а внутри над ними — ребра жесткости. Верхний лист буферной балки снизу также армирован ребрами жесткости.

Рама четырехсосной гондолы п. с. 60 т с лючковыми крючками (фиг. 485). Рама связанного типа, одинаковая для тормозных и нетормозных вагонов. В ее конструкцию входят хребтовая балка, состоящая из двух вертикальных листов сечением 290×10 мм, армированных снизу угольниками сечением $130 \times 90 \times 12$ мм, а сверху перекрытых изогнутой на-

кладкой толщиной 8 мм и тавром сечением $73 \times 75 \times 8$ мм; двух боковых продольных угольников сечением $150 \times 100 \times 12$ мм, являющихся нижними поясами боковых раскосных ферм кузова; две разрезные буферные балки — каждая из двух лобовых листов сечением 540×8 мм, соединенных между собой лобовой накладкой сечением 230×10 мм и направляющей шайбой (розеткой) автосцепки. Лобовые листы

и боковые скользуны; вертикальный лист над пятниками армирован ребрами жесткости.

Рама оборудована буферами, упорными кронштейнами и концевой розеткой автосцепки. Рама этих гондол конструкции 1948 г. имеют штампованные буферные балки, усиленные пятники и скользуны, а также хребтовую балку, составленную из двух зетов № 31 и верхнего двутавра № 19 (эти балки специального вагон-



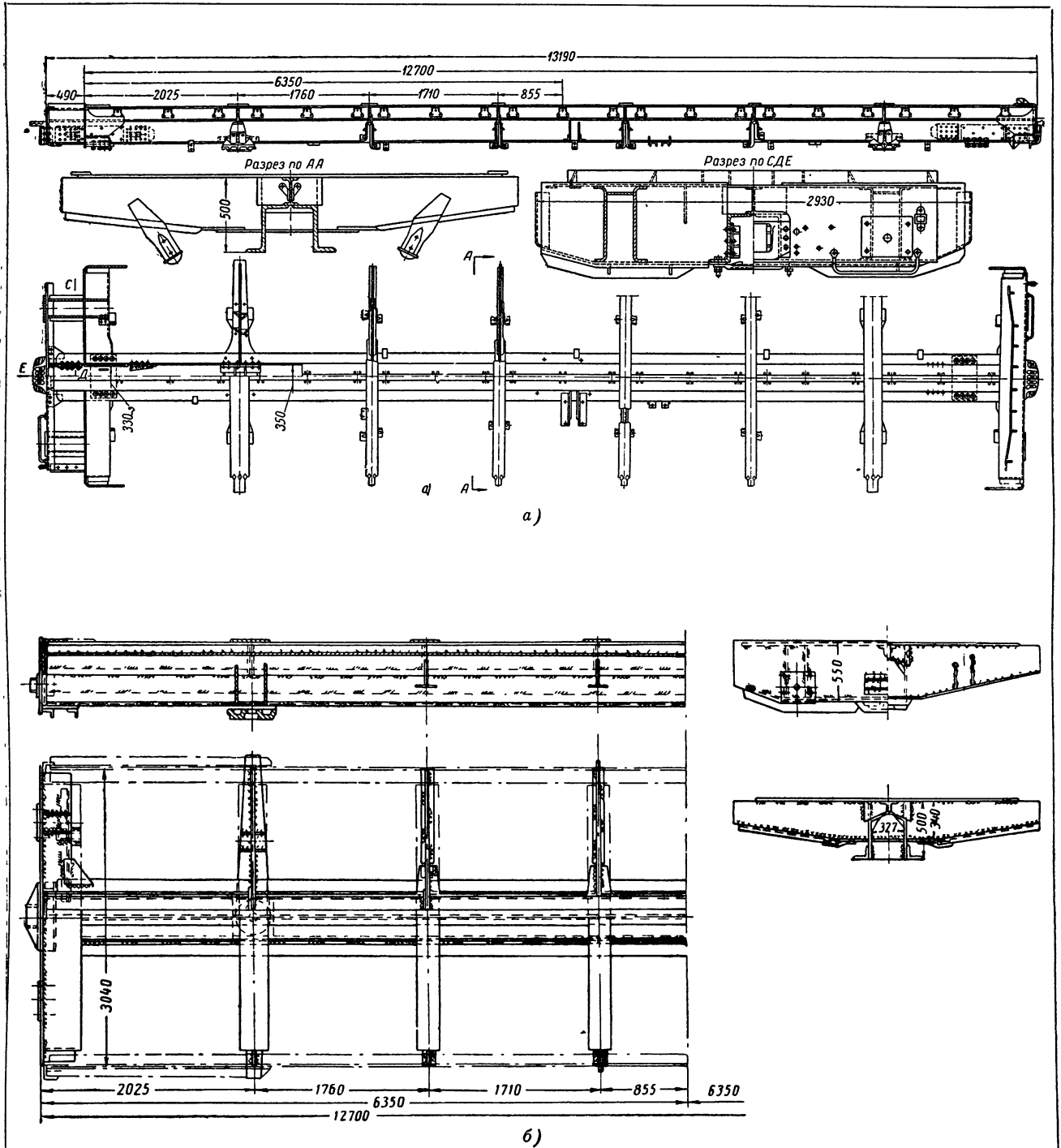
Фиг. 484. Рама сварная четырехосного 70-тонного рудного хоппера.

перекрыты сверху накладкой сечением 340×8 мм, а снизу — накладкой сечением 250×8 мм и угольником сечением $80 \times 40 \times 10$ мм. Рама, кроме того, имеет шкворневые балки из вертикальных боковых листов сечением 500×8 мм (эти листы перекрыты верхней накладкой сечением 270×12 мм и нижней сечением 310×12 мм) и четыре промежуточные балки из боковых вертикальных листов сечением 340×8 мм. Эти листы сверху перекрыты накладкой сечением 156×10 мм, а снизу — накладкой сечением 160×10 мм в средней части и уголками сечением $50 \times 50 \times 8$ мм по концам. Уголки и накладки соединены между собой штампованными планками.

Боковые вертикальные листы всех балок соединены с верхним тавром фасонными соединительными накладками; внутри хребтовой балки в этих местах поставлены ребра жесткости. Снизу шкворневых балок приварены пятники

ного проката). Площадь сечения хребтовой балки 175 см^2 .

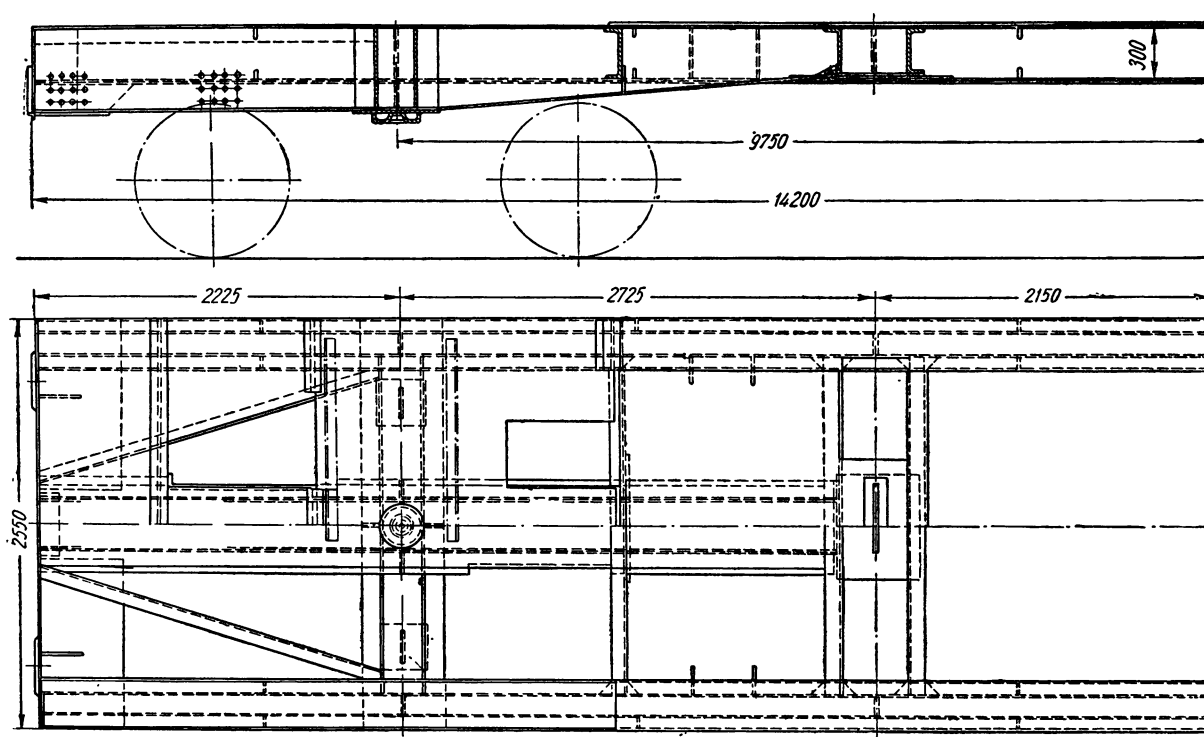
Рама четырехосного рудного самодвижущегося электровагона — трансферкара п. с. 60 т (фиг. 486). Рама связанного типа. В конструкцию ее входят концевые хребтовые балки, каждая из двух вертикальных стенок сечением 460×12 мм, перекрытых одной верхней накладкой сечением 50×13 мм и двумя нижними накладками сечением 150×12 мм; продольные боковые балки, каждая из двух стенок сечением 300×16 мм с двумя нижними во всю длину накладками сечением 300×16 и 280×12 мм и двумя верхними накладками, из которых одна сечением 280×12 мм идет во всю длину, а другая сечением 300×16 мм помещается между листами пола; две буферные балки, состоящие из лобового листа сечением 530×12 мм и нижнего разрезного листа сечением 500×12 мм; две шкворневые балки из



Фиг. 485. Рама сварная четырехосной 60-тонной гондолы.
 а — тип 1949 г.; б — тип 1941 г.

вертикальных стенок толщиной 12 мм, перекрытых снизу накладками сечением 500×12 мм и армированных ребрами жесткости; две поперечные подкузовные балки из швеллеров № 30; две балки механизма, каждая из двух швеллеров № 30, связанных снизу листом сечением 520×12 мм.

ней накладок; две шкворневые балки — каждая из боковых вертикальных листов толщиной 12 мм, перекрытых накладками: нижней сечением 1050×12 мм и верхней сечением 260×6 мм; две поперечные балки из швеллеров № 26 — опоры пневматических цилиндров разгрузочного механизма; два поперечных верхних



Фиг. 486. Рама сварная четырехосного 60-тонного самодвижущегося электровагона (трансферкара) (правая часть рамы симметрична).

Все балки с каждого конца рамы перекрыты накладкой из трех листов толщиной 10 мм, соединенных между собой планками. Эти листы образуют пол кабины управления и основание для размещения разгрузочных механизмов. Снизу шкворневых балок поставлены пятники и боковые скользуны.

Рама тормозная. Она оборудована только автосцепкой, но допускает также постановку буферов.

Рама четырехосного думпкара п. с. 40 т. Рама связанного типа, так как верхняя кузов-платформа передает непосредственно на хребтовую и шкворневые балки часть нагрузки. В конструкцию рамы входят хребтовая балка — два двутавра № 40 с верхними накладками сечением 460×4 мм; две буферные балки из вертикальных листов, верхней и ниж-

швеллера № 12, укрепленных на буферных балках и служащих опорами для рычагов механизмов открывания и закрывания дверей.

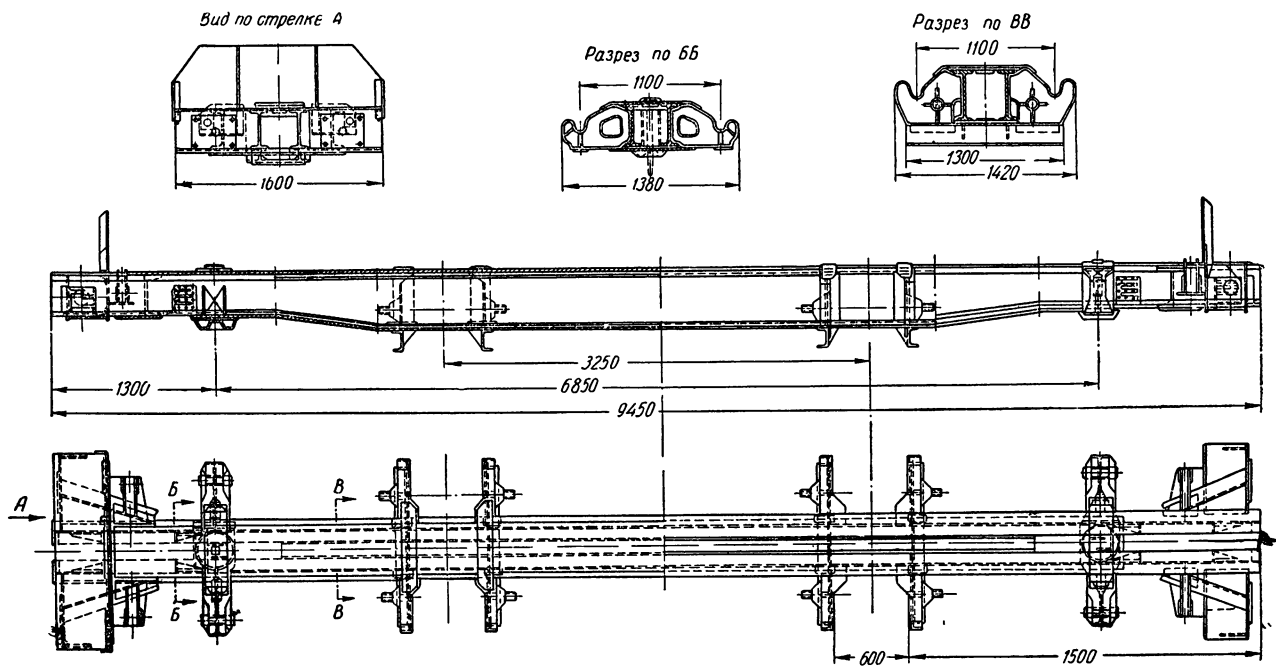
К буферному брусу крепятся поручни для сцепщиков, кронштейны тормозного винта и розетка автосцепки. Снизу шкворневых балок крепятся пятник и боковые скользуны, а на верхнем листе хребтовой балки — шесть опорных кронштейнов кузова (каждый из двух швеллеров № 16). В остальной конструкции этой рамы подобна раме четырехосного вагона-самосвала п. с. 50 т.

Рама четырехосного думпкара п. с. 30 т колеи 1000 мм (фиг. 487). Рама свободнонесущего типа. Ее хребтовая балка, имеющая форму балки равного сопротивления, состоит из двух двутавров № 40, перекрытых двумя верхними и двумя нижними

накладками сечением соответственно 420×14 мм и 150×16 мм и армированных внутри (у поперечных балок) ребрами жесткости. Буферные балки — составные из разрезного лобового листа, верхней накладке и нижней разрезной накладки; на них укреплены сварные из полосовой стали рычаги механизмов бортов. Внутри буферные балки армированы ребрами жесткости, лобовой лист балок соединен с хребтовой балкой раскосными балками из швеллеров

редние и задние упорные кронштейны. На буферном брусе можно установить буферы.

В раме четырехосного самосвала п. с. 35 т колен 1000 мм (по чертежам 1952 г. Калининградского вагоностроительного завода) хребтовая балка выполнена из двух прямых двутавровых балок № 45, усиленных верхними и нижними накладками сечением 450×8 мм. Буферные балки изготовлены из неразрезных листов. Рама тормозная и оборудуется авто-



Фиг. 487. Рама сварная четырехосного 35-тонного вагона-самосвала колеи 1000 мм.

№ 30. Далее в конструкцию рамы входят четыре опорных кронштейна — по два с каждого конца; две шкворневые балки (каждая из двух боковых стальных литых кронштейнов, перекрытых верхней и нижней накладками); четыре поперечные балки для крепления цилиндров разгрузочного механизма. Каждая балка состоит из двух боковых стальных литых кронштейнов, перекрытых сверху накладкой и соединенных внизу швеллером № 18.

Кронштейны шкворневых и средних балок имеют выемки под боковые опоры, вокруг которых вращается кузов, и под цапфы пневматических цилиндров. Снизу шкворневых балок приварены пятники и боковые скользуны.

Рама тормозная. Оборудована только автосцепкой, для которой поставлена литая направляющая шайба и приварены пе-

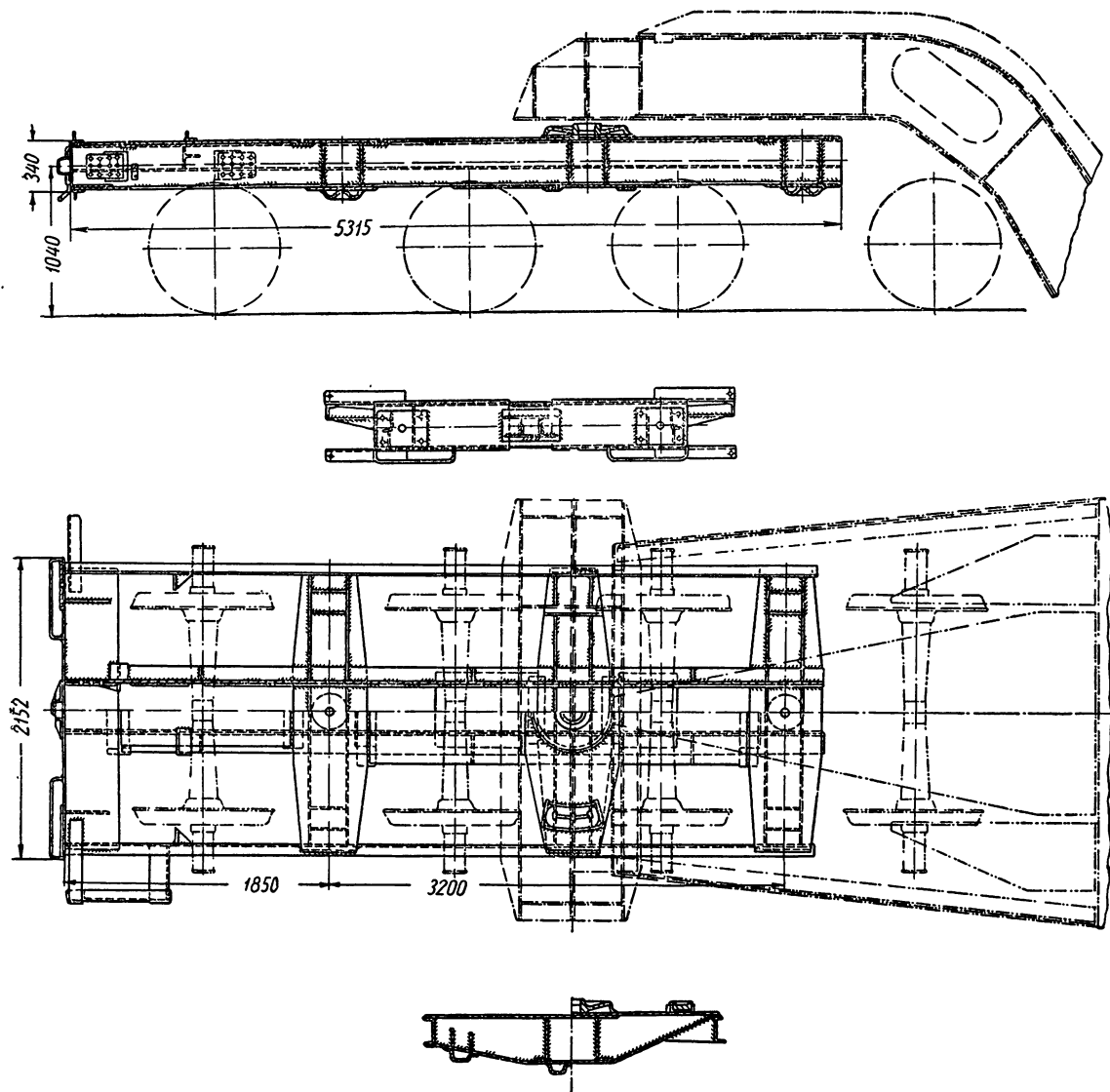
сепкой, буферами и прочей арматурой вагона.

Рама восьмиосного транспортера п. с. 70 т состоит из трех частей: двух передних надтележечных рам и главной балки. В конструкцию каждой передней рамы (фиг. 488) входят хребтовая балка из двух вертикальных стенок сечением 300×8 мм, перекрытых внизу цельными накладками сечением 150×15 мм, а сверху — составной накладкой из двух частей сечением 500×10 мм и 650×12 мм; буферная балка из двух лобовых листов сечением 340×8 мм и верхней и нижней накладок сечением 360×8 мм; главная шкворневая балка из двух вертикальных листов толщиной 10 мм и двух накладок — верхней сечением 660×12 мм и нижней сечением 500×22 мм; две концевые шкворневые балки из вертикальных листов толщиной 10 мм

и накладок (верхней и нижней) сечением 500×12 мм; двух боковых продольных швеллеров № 20, соединенных ребрами с нижними листами поперечных балок.

На буферном брусе, помимо буферов, крепятся поручни для сцепщиков. Рама оборудована кронштейнами тормозных площадок.

Все рамы оборудованы под постановку автоцепки, для которой поставлены концевая розетка, а также передние и задние упорные кронштейны. Крепление кронштейнов к вертикальным стенкам хребтовой балки, так же как и розетки к буферному брусу, производится на заклепках.



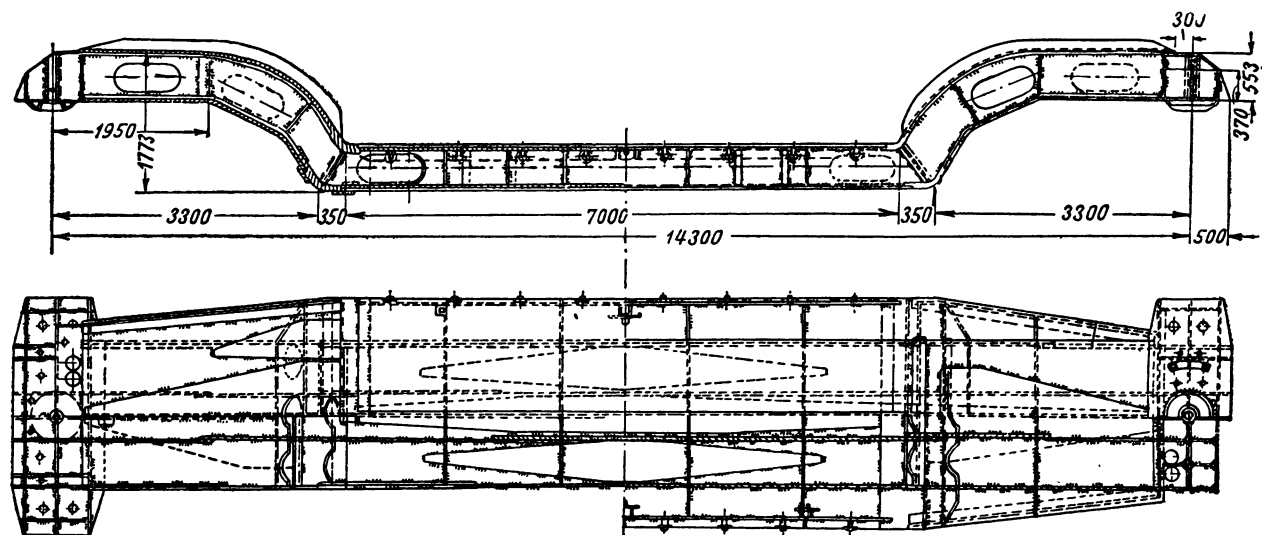
Фиг. 488. Передняя сварная рама восьмиосного 70-тонного транспортера.

Верхние листы всех балок связаны между собой накладками. На шкворневых балках укреплены пятники и скользуны: на главной балке — сверху, на концевых — снизу. Над скользунами и пятниками внутри балок и снаружи поставлены ребра жесткости.

Главная балка (фиг. 489) состоит из четырех вертикальных стенок толщиной 10 мм, в свою очередь составленных из сваренных между собой листов и верхних и нижних накладок различных сечений. В местах изгиба балки накладки кованые; внутри балка имеет ряд ребер

жесткости. Каждая концевая шкворневая балка состоит из трех вертикальных стенок толщиной

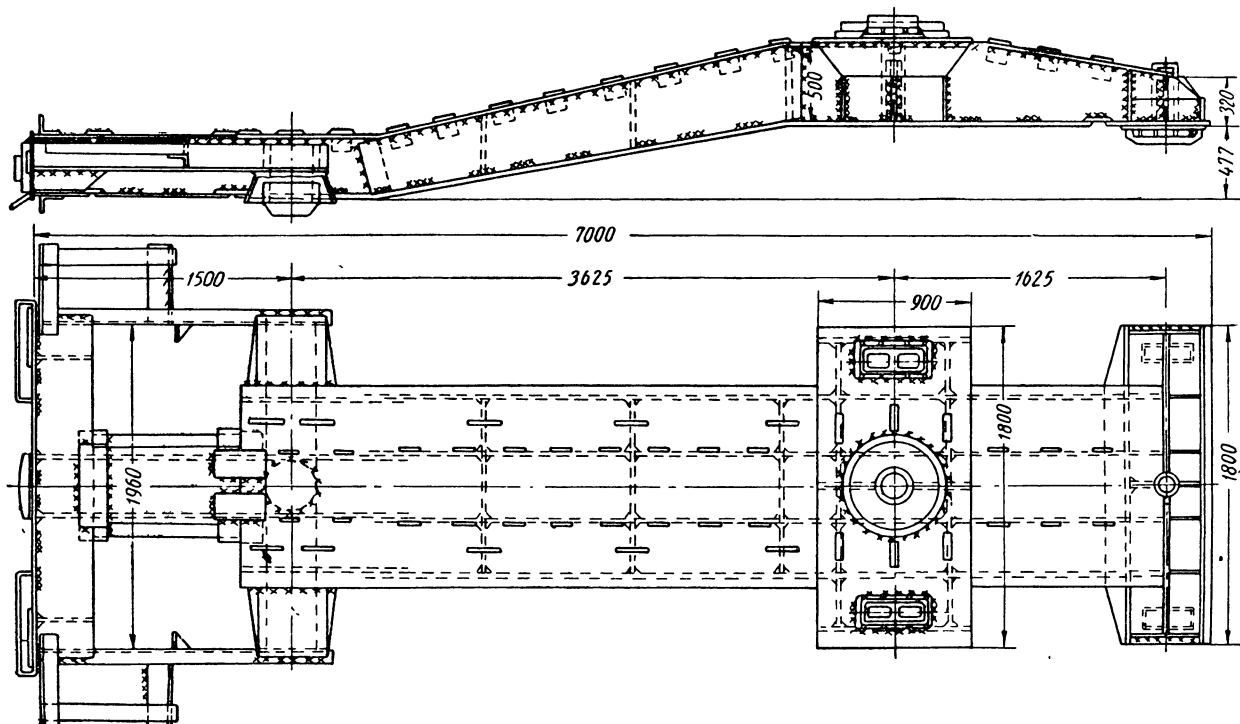
Главная балка в верхних частях армирована угольниками сечением $150 \times 100 \times 12$ мм.



Фиг. 489. Главная сварная балка восьмиосного 70-тонного транспортера.

10 мм, нижней накладки сечением 1000×20 мм и верхней сечением 500×12 мм. К шкворневым балкам снизу поставлены стальные литые пятники и боковые скользуны.

Рама двенадцатиосного транспортера п. с. 150 т состоит из семи частей: двух передних рам, двух задних рам, двух балансиров и главной балки. В конструкцию каждой перед-



Фиг. 490. Передняя сварная рама двенадцатиосного 150-тонного транспортера.

н ей ра м ы (фиг. 490) входят хребтовая балка из двух вертикальных стенок сечением 284×20 мм и накладок сечением 600×12 мм (верхние) и 200×16 мм (нижние); буферная балка из лобовых листов сечением 350×10 мм и накладок (верхних и нижних) сечением 400×10 мм; передняя шкворневая балка из вертикальных листов толщиной 12 мм и накладок (верхней и нижней) сечением 500×12 мм; средняя шкворневая балка из вертикальных листов толщиной 12 мм и накладок сечением 600×12 мм (верхняя) и 500×12 мм (нижняя разрезная); задняя шкворневая балка из вертикальных листов толщиной 12 мм, накладок сечением 500×12 мм и 650×12 мм (нижняя) и двух боковых продольных швеллеров № 20.

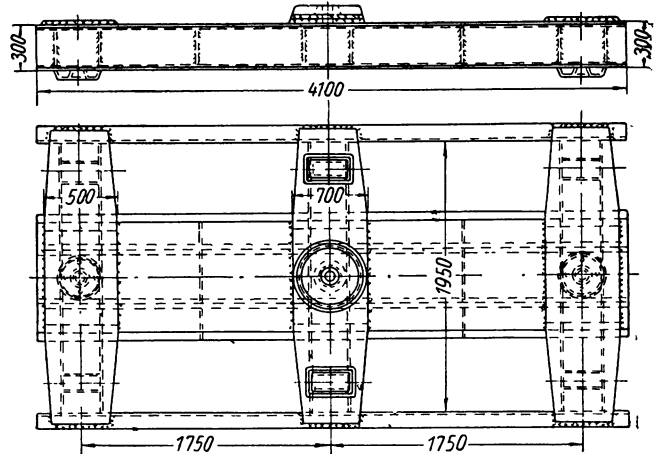
К буферной балке крепятся поручни сцепщиков, буферы, направляющая розетка автосцепки и верхний поперечный угольник тормозной площадки. На шкворневых балках на заклепках крепятся пятники и скользуны: на передней балке — снизу, на средней — сверху; на задней балке пятники ставятся сверху и снизу, а скользуны — снизу. Места постановки пятников и скользунов усилены ребрами жесткости. На боковых швеллерах вдоль буферного бруса крепятся кронштейны тормозных площадок и сварные косоуры подножек.

На передней раме укреплены автосцепка, буферы и прочая арматура.

З а д н я я р а м а (фиг. 491) состоит из продольной средней балки; из хребтовой балки, составленной из листов толщиной 10 и 12 мм; из двух боковых балок (швеллеров № 30) и передней и задней шкворневых балок. Средняя балка составная из вертикальных стенок сечением 300×19 мм и накладок сечением 200×16 мм (нижние) и 430×16 мм (верхние). Балка имеет ребра жесткости, а на конце — стальной литой пятник. Передняя шкворневая балка состоит из вертикальных листов сечением 300×12 мм, верхних накладок сечением 60×12 мм и нижних накладок сечением 450×12 мм. На балке сверху поставлены пятник и скользуны. Задняя шкворневая балка составлена из вертикальных листов сечением 300×12 мм и накладок (верхней и нижней) сечением 450×12 мм. На этой балке пятник и боковые скользуны поставлены снизу.

Б а л а н с и р. В конструкцию балансира входят четыре вертикальные стенки толщиной внизу 22 мм, перекрытые сверху сплошным листом сечением 2000×26 мм, а снизу — двумя накладками сечением 200×26 мм; два угольника сечением $100 \times 100 \times 16$ мм, связанные диа-

гональными раскосами сечением 100×14 мм; две концевые шкворневые балки — каждая из двух вертикальных стенок и нижней накладки сечением 500×22 мм; средняя шкворневая балка состоит из вертикальных листов толщиной 12 мм и нижней накладки сечением 400×22 мм. К этой балке пятник и скользуны прикреплены сверху; к концевым шкворневым балкам пятники и скользуны прикреплены снизу.



Фиг. 491. Задняя сварная рама двенадцатитонного 150-тонного транспорта.

Главная балка (фиг. 492) состоит из четырех вертикальных стенок толщиной 20 мм, сваренных из отдельных листов; верхних и нижних накладок различных сечений. Угловые связи в местах изгиба балки кованые. Внутри балки имеются ребра жесткости и верхние части балки армированы угольниками сечением $150 \times 100 \times 16$ мм. Надпятниковые части выполнены в виде концевых балок из вертикальных (продольных и поперечных) листов толщиной 20 мм; последние перекрыты разрезным верхним листом сечением 990×16 мм и нижним листом сечением 1000×20 мм. К этому листу снизу на заклепках поставлены скользуны и пятник.

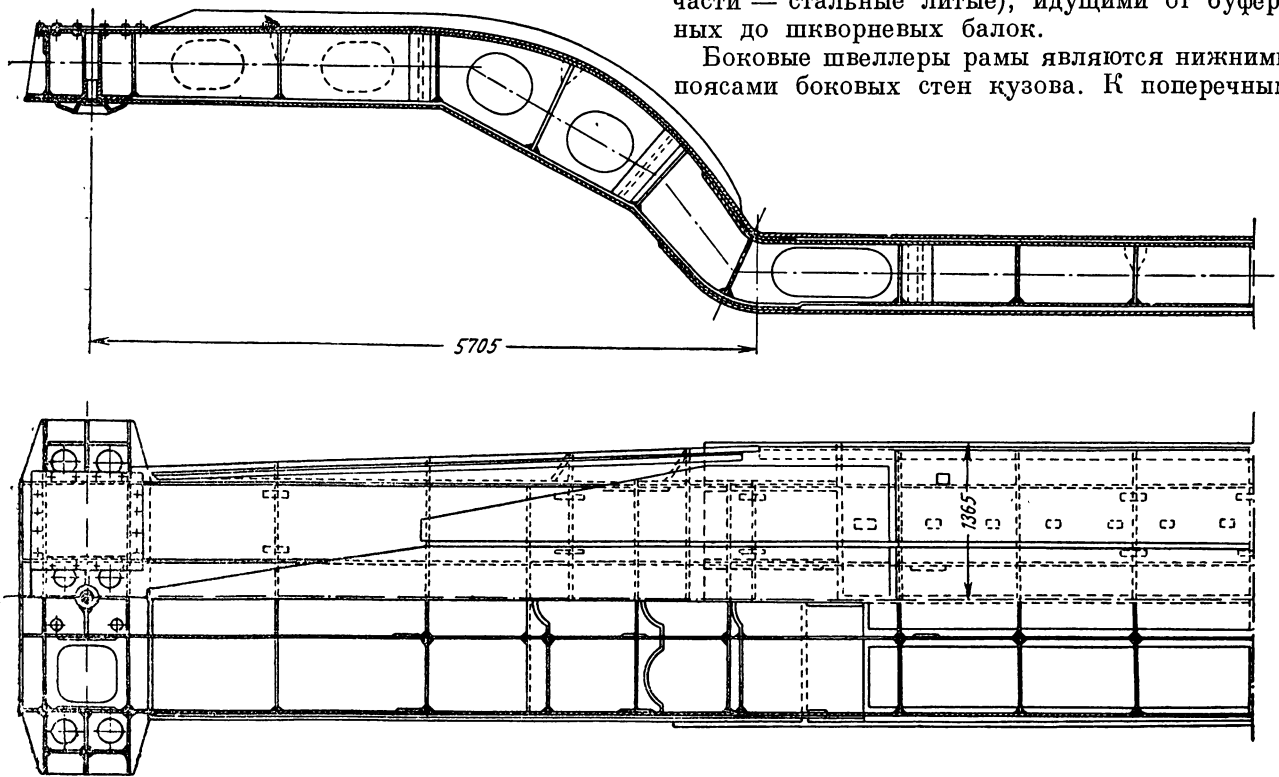
Рама четырехосных моторного и прицепного вагонов электрифицированных железных дорог (фиг. 493). Рама связанного типа. Она работает вместе с цельнометаллическим кузовом электровагона как одно целое, воспринимающая горизонтальные нагрузки и часть вертикальных.

Конструкция рамы в основном подобна раме клепаной конструкции этого же вагона и отличается от последней только уменьшенным.

сечением накладок и косынок за счет отсутствия отверстий под заклепки (верхняя армировка хребтовой балки имеет сечение 490×8 мм).

товая балка состоит из двух швеллеров с верхней накладкой. Концы балки соединены на заклепках с концевыми частями вагона (эти части — стальные литые), идущими от буферных до шкворневых балок.

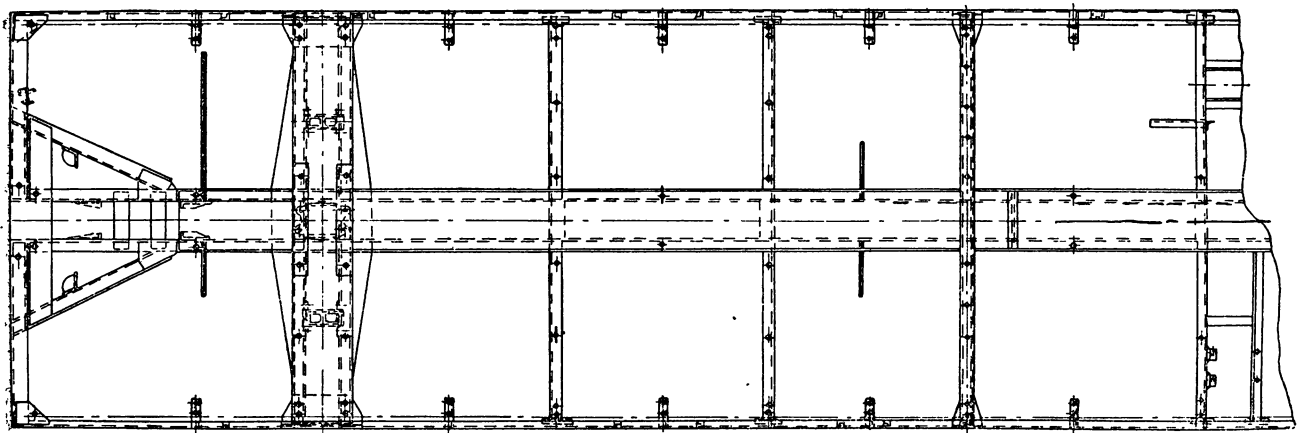
Боковые швеллеры рамы являются нижними поясами боковых стен кузова. К поперечным



Фиг. 492. Главная сварная балка двенадцатисосного 150-тонного транспортера (правая половина балки симметрична).

Рама четырехосного спального вагона (смешанной клепадно-литой конструкции) (фиг. 494). Рама связанного типа. Ее хреб-

балкам из швеллеров крепятся тормозной цилиндр, аккумуляторные ящики и другое подвагонное оборудование. Сверху рама покрыта



Фиг. 493. Рама сварная четырехосного электровагона длиной 19,3 м.

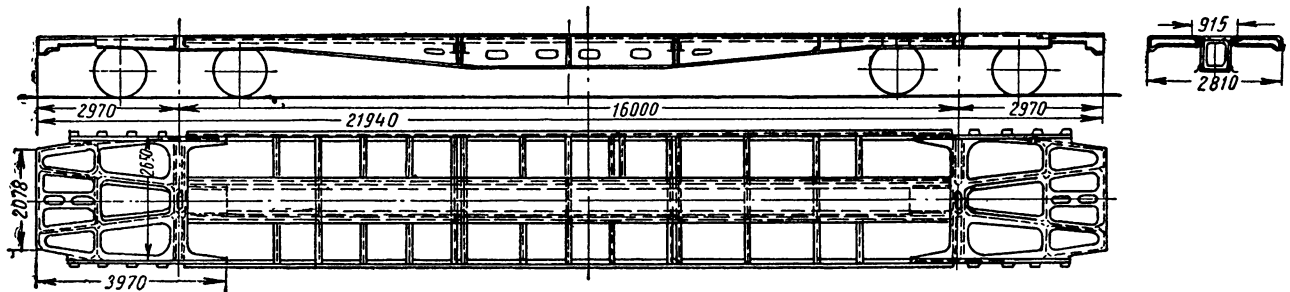
гофрированными листами толщиной 1,5 мм, образующими половой настил, который одновременно предохраняет раму от перекосов в горизонтальной плоскости.

Рама оборудована несковозной упряжью и буферами.

Рама четырехосной удлиненной платформы (с металлическими бортами) п. с. 60 т типа 1952 г. (фиг. 495). Рама свободнонесущего типа, одинаковая для вагонов с ручным и без ручного тормозов. Конструкция ее в основном подобна раме 60-тонной платформы типа 1941 г., но облегчена по сравнению с последней. Одно-

коробчатого сечения — каждая из них состоит из двух вертикальных листов толщиной 8 мм и верхней и нижней накладок сечением 420×12 мм; две двутаврового профиля промежуточные балки из диафрагм толщиной 6 мм и верхней и нижней накладок сечением 160×8 мм. Все верхние накладки (кроме буферных) проходят через вертикальные стенки хребтовой балки (под верхними полками двутавров).

Между буферными и поперечными балками с каждого конца рамы и с каждой стороны от хребтовой балки установлены продольные



Фиг. 494. Рама клепано-литая четырехосного спального пассажирского вагона.

менно с этим она усилена в средней части (для перевозки сосредоточенных грузов большего веса) за счет постановки на все продольные балки (из двутавров № 55) верхних накладок сечением 140×12 мм. Поперечные балки двутаврового профиля сделаны высотой 550 мм из вертикальных листов толщиной 6 мм и верхней и нижней накладок сечением 160×8 мм. Накладки шкворневых балок (коробчатого сечения) имеют размеры: верхняя 400×10 мм и нижняя 420×12 мм. Буферная балка состоит из листов сечением: лобовой 340×10 мм, верхний 320×10 мм и нижний 300×12 мм. Усиление полового настила рамы производится двумя одинарными швеллерами № 14, проходящими вдоль всей рамы. На раме, кроме типового оборудования, устанавливаются снаружи боковых балок скобы с кольцами для удерживания бортов в откинутом (вниз) состоянии.

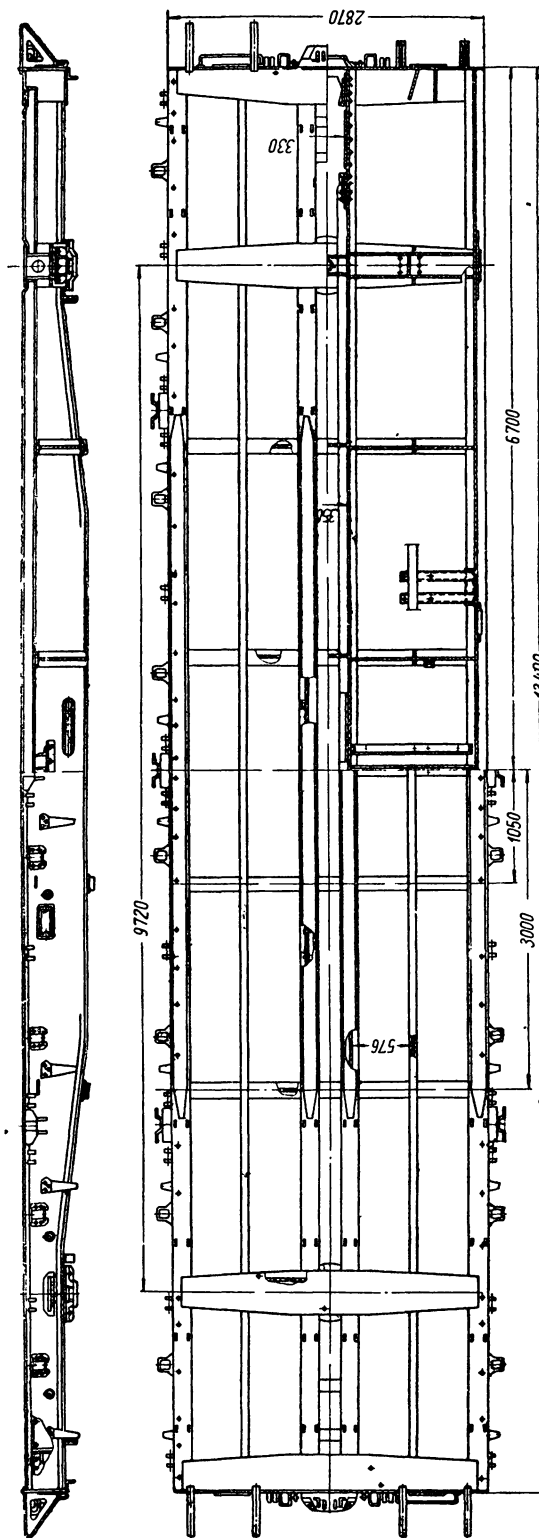
Рама четырехосной платформы п. с. 70 т под перевозку горячего чугуна (фиг. 496). Рама свободнонесущего типа. В ее конструкцию входят хребтовая балка из двух двутавров № 55; две боковые балки из двутавров № 55; две буферные балки — каждая из них состоит из лобового верхнего и нижнего листов сечением соответственно: 380×10 мм, 320×10 мм и 300×12 мм; две шкворневые балки

угольники сечением $75 \times 50 \times 6$ мм, к которым крепятся металлические листы толщиной 1 мм, защищающие буксы тележек от теплового излучения перевозимого груза высокой температуры.

На боковых балках сверху в узлах соединения с поперечными балками установлены на болтах стальные литые фасонные кронштейны для крепления бортов кузова платформы, а также приварены угольники для фиксирования положения рельсовых балочек пола.

Рама вагона оборудована по концам буферами, а также деталями для установки автоцепки.

Рама четырехосного вагона п. с. 50 т для перевозки горячего агломерата (фиг. 497). Рама связана типа и в основном служит для восприятия горизонтальных усилий (от буферов и от автоцепки). В ее конструкцию входят хребтовая балка (формы бруса равного сопротивления) из двух двутавров № 55, которая сверху в средней части перекрыта стальным литым горбылем с креплением его к балке болтами; двух буферных балок, каждая из которых состоит из лобового листа сечением 340×10 мм и верхней и нижней накладок сечением 300×12 мм; двух шкворневых балок каждая из них состоит из двойных вертикальных



Фиг. 495. Рама сварная четырехосной 60-тонной платформы удлиненной типа 1952 г.

стенок толщиной по 8 мм и верхней и нижней накладок сечением 340×12 мм; двух средних балок из листов толщиной 6 мм, образующих лобовые стенки нижних разгрузочных бункеров; четырех боковых (концевых) балок, идущих от буферной до средней балки и состоящих каждая из двух швеллеров № 20, образующих замкнутое коробчатое сечение.

В средней части рамы к хребтовой и средним поперечным балкам укреплен каркас из продольных и поперечных угольников, на которые будет крепиться половой настил бункеров.

Рама по концам оборудована буферами и деталями для крепления автосцепки, которой оборудован вагон для перевозки горячего агломерата.

Рама четырехосного хоппера п. с. 50 т для перевозки цемента (фиг. 498). Рама связанного типа в основном предназначена для восприятия горизонтальных нагрузок. В конструкцию рамы входят хребтовая балка замкнутого сечения из двух зетов № 31 с нижней накладкой сечением 350×8 мм; две боковые балки из швеллеров № 20; две буферные балки сварные из листов открытого коробчатого сечения; две шкворневые балки сварные из полового проката имеют замкнутое коробчатое сечение с переменной высотой по длине балки; средняя балка образована наклонными стенками бункеров (внутри кузова) и вертикальным листом рамы между ними.

В средней части хребтовой балки нижние наружные полки зетов № 31 вырезаны в месте крепления к балкам стенок бункеров; вырез компенсирован нижней накладкой.

Сечения элементов всех поперечных балок унифицированы с рамой 50-тонной цистерны.

Все узлы рамы жестко связаны между собой и образуют прямоугольную рамку, служащую основанием для кузова вагона.

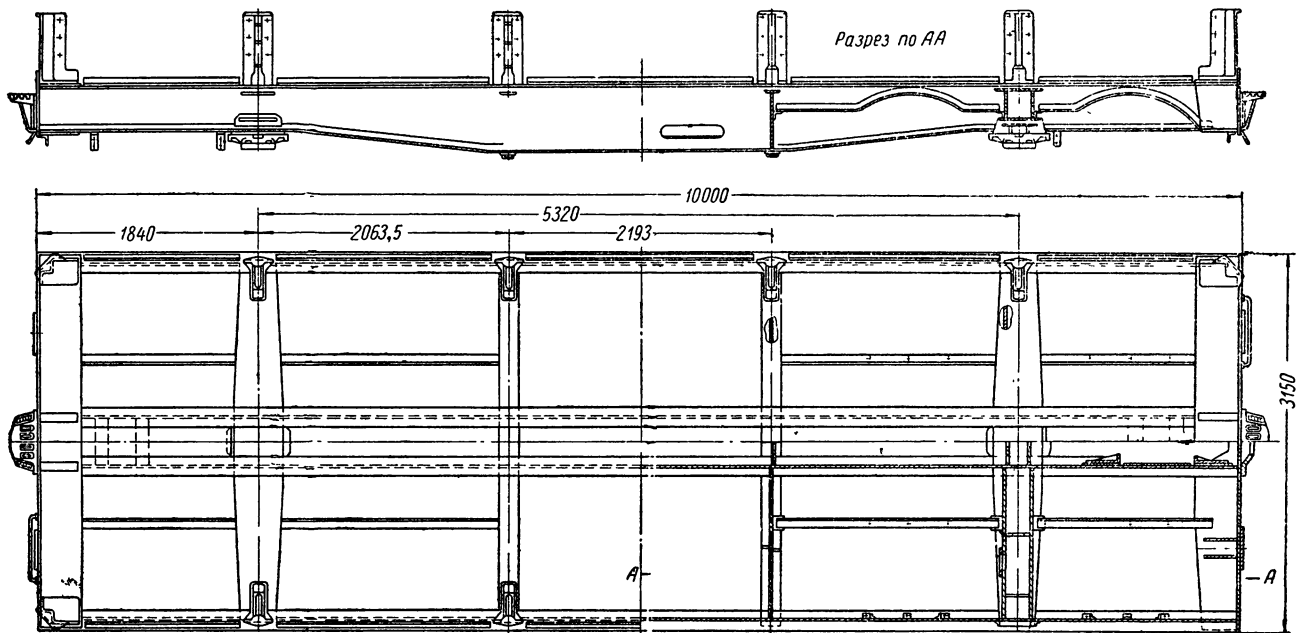
Снизу шкворневых балок рамы укреплены пятник и скользуны, а по концам рама оборудована буферами и деталями для установки автосцепки.

Рама четырехосной платформы п. с. 20 т колес 750 мм (фиг. 499). Рама свободносущего типа и включает в свою конструкцию хребтовую балку, состоящую из двух двутавров № 26; две боковые балки из швеллеров № 20; две буферные балки — каждая корытообразного профиля; штампованная из листа толщиной 6 мм имеет высоту (снаружи) 272 мм и ширину полки: верхней 100 мм и нижней 60 мм; две шкворневые балки, каждая из которых состоит из двух швеллеров № 20; четыре

средние балки из одинарных швеллеров № 20. Соединения продольных и поперечных балок в узлах рамы усилены верхними и нижними косынками и накладками толщиной 10 мм у шкворневых балок и 6 мм у остальных балок.

Снаружи боковых балок рамы укреплены кронштейны для петель бортов, увязочные кольца, бортоотбойные пружины; на буферных

балках. Буферная балка — составная: из верхнего горизонтального и вертикального штампованного листа толщиной 10 мм (в форме буквы Г) и нижнего листа толщиной 10 мм с раскосами из двойных швеллеров № 14, перекрытых по всей длине верхней и нижней накладками сечением 120×8 мм. Шкворневая балка состоит из боковых стальных литых половин (боковых кронштейнов), перекрытых



Фиг. 496. Рама сварная четырехосной 70-тонной платформы для перевозки горячего чугуна.

балках укреплены увязочные кольца и буферные стаканы с центральным ударно-тяговым аппаратом ручной сцепки вагонов; упорные кронштейны сцепки приклепаны внутри к швеллерам на концах хребтовой балки.

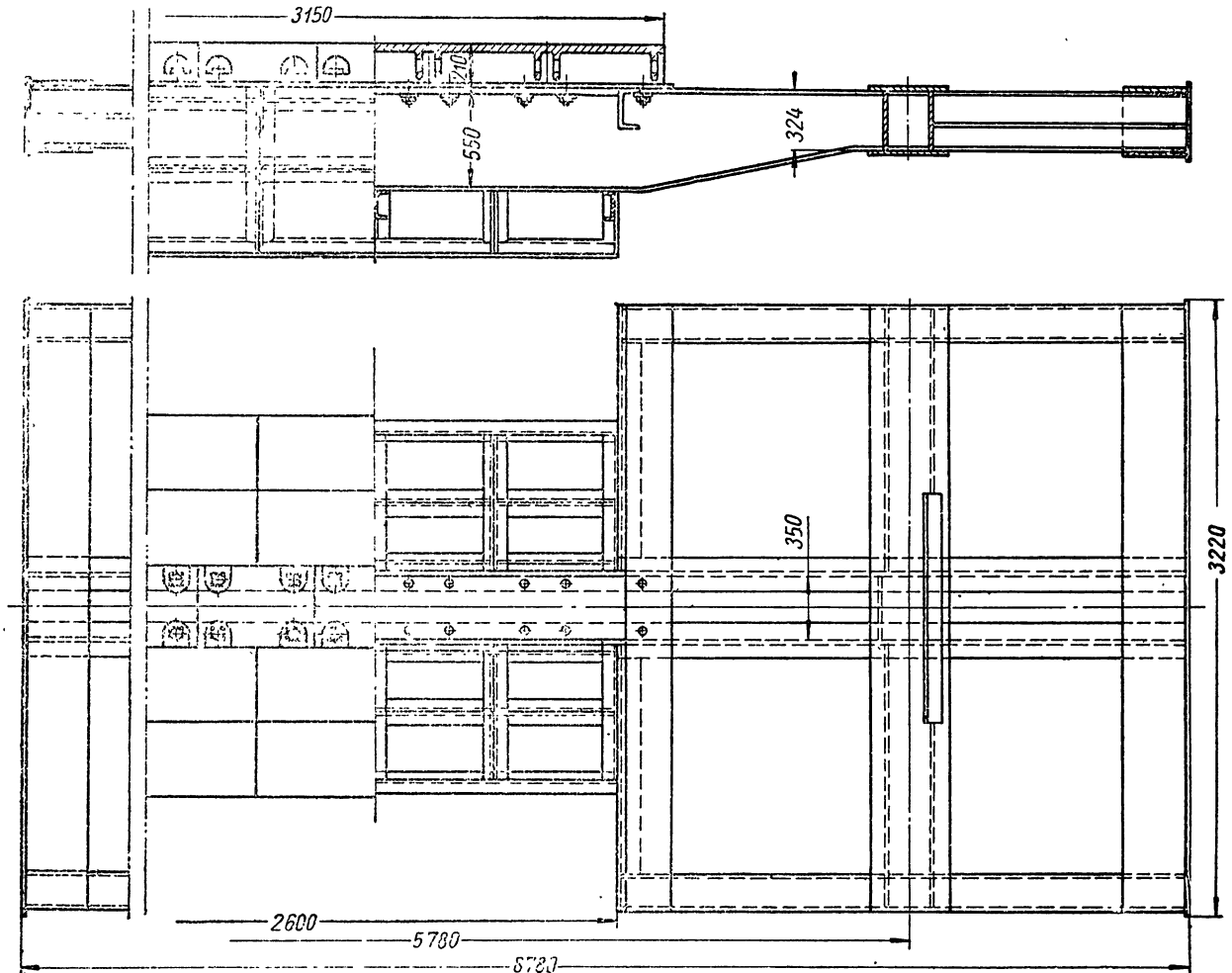
Рама четырехосного вагона-самосвала (с опрокидывающимся кузовом) п. с. 50 т образца 1952 г. (фиг. 500). Рама свободнонесущего типа состоит из одной продольной хребтовой балки 1; двух поперечных надтележечных балок (шкворневых) 2; двух буферных балок 3, связанных раскосами с хребтовой балкой; четырех поперечных балочек-швеллеров 5 для крепления цилиндров опрокидывания и нижних опор 4 (кронштейнов) для крепления кузова на раме. Хребтовая балка, имеющая форму балки равного сопротивления, состоит из двух двутавров № 55, перекрытых верхней накладкой сечением 500×8 мм и армированными внутри ребрами жесткости у попереч-

сверху и снизу накладками сечением 70×12 мм и 500×12 мм; детали шкворневой балки соединяются между собой и с хребтовой балкой на заклепках. Все остальные узлы рамы — сварные. Поперечная балка состоит из нижнего (проходящего под хребтовой балкой) швеллера № 20, который связан с концами верхнего изогнутого угольника, лежащего на двутаврах. На хребтовой балке установлены восемь стальных литых пустотелых опор для кузова на раме, которые крепятся к последней заклепками. Снизу в узле шкворневой и хребтовой балок на раме укреплены стальные литые пятники; сбоку — сменные планки для скользунов, на хребтовой балке — кронштейны для крепления запасного резервуара, воздухозамедлителя, тормозного цилиндра и главного резервуара пневматики тормоза и разгрузки, а на буферной балке — перила тормозной площадки, подножки и детали тягово-ударного прибора"

(автосцепки и буферов), а также опоры рычагов механизма подъема бортов кузова.

Рама четырехосного вагона-самосвала п. с. 60 т тяжелого типа Днепродзержинского вагоностроительного завода по чертежам 1952 г. (фиг. 501). Рама свободнонесущего типа, по-

сварные из листов с верхней накладкой сечением 400×12 мм и нижней 450×12 мм. В верхней части над скользунами в шкворневой балке имеются двойные цапфы — опоры, вокруг которых вращается кузов при разгрузке. Поперечные балки составлены из нижних швеллеров,



Фиг. 497. Рама сварная четырехосного 50-тонного вагона для перевозки горячего агломерата.

подобна по конструкции раме четырехосного вагона-самосвала п. с. 30 т колеи 1000 мм. Хребтовая балка, формы балки равного сопротивления, с высотой 700 мм в средней части, — состоит из двух вертикальных листов толщиной 10 мм, верхней и нижней накладок толщиной 10 и 12 мм и шириной 500 мм и угольников соединения этих листов (сечением $75 \times 75 \times 10$ мм). Буферные балки — сварные составные из листов толщиной 10 мм (лобового, верхнего горизонтального и нижнего). Шкворневые балки —

боковых кронштейнов и верхних изогнутых накладок. В выемках кронштейнов (на цапфах) вращаются цилиндры опрокидывания. На раме крепятся каркасы концевых площадок (перила), подножки и детали для установки тормоза и тягово-ударных приборов. Длина рамы по концам буферных балок 13 400 мм.

Рама четырехосной платформы п. с. 10 т колеи 750 мм (фиг. 502). Рама свободнонесущего типа, по своей конструкции в основном подобна раме 8,2-тонной платформы,

но имеет по сравнению с последней увеличенную длину и больше промежуточных балок.

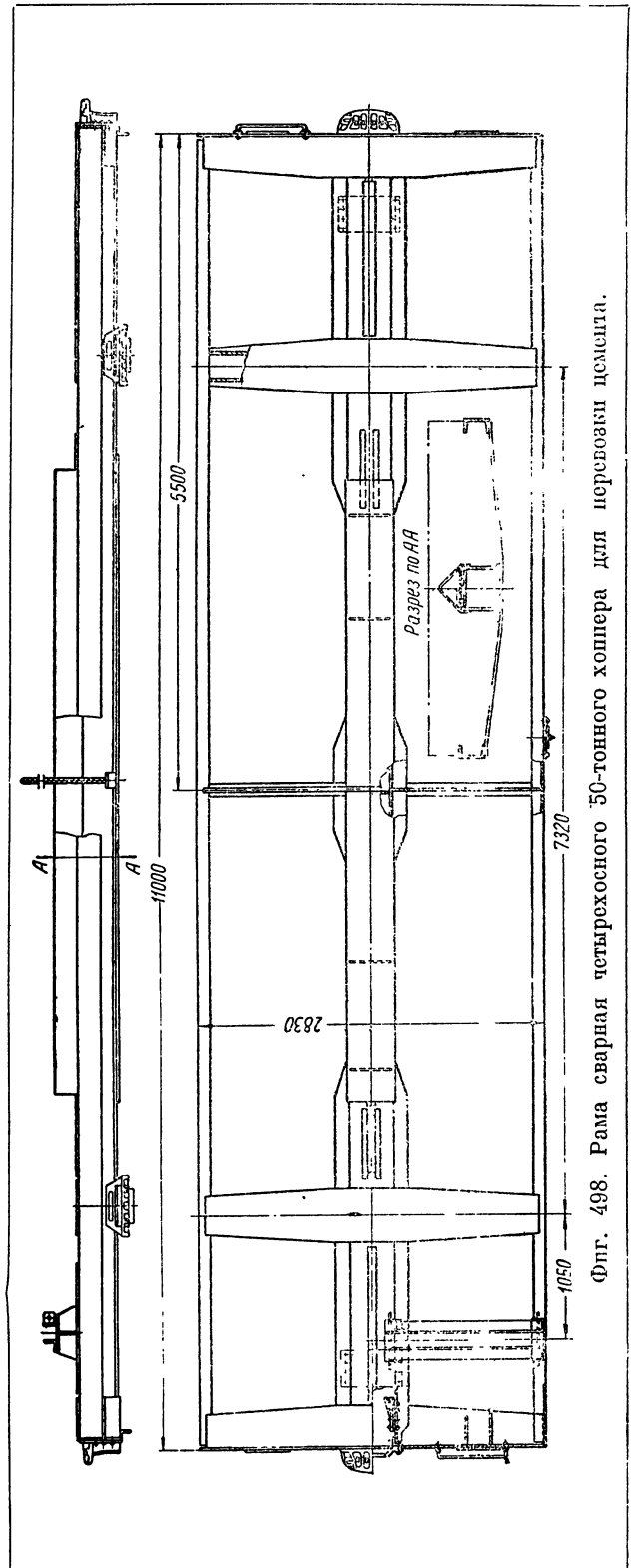
Рама оборудована по концам центральным ударно-тяговым аппаратом. Часть рам оборудуется под установку ручного тормоза и тормозной площадки, которая устанавливается с одного конца рамы без изменения ее длины.

Рама четырехосного цельнометаллического пассажирского вагона длиной 23,6 м по чертежам Калининского вагоностроительного завода 1953 г. (фиг. 503). Рама вагона относится к типу полунесущих; она воспринимает нагрузки и силы, приходящиеся на вагон, вместе с кузовом. Каркас рамы состоит из продольной хребтовой балки, средних поперечных, а также шкворневых и буферных балок. Хребтовая балка состоит из двух двутавров № 30, которые снизу связываются накладками толщиной 8 мм, а между собой — диафрагмами жесткости и стальными литыми отливками: надпятниковой, задними объединенными упорными кронштейнами и передними упорными кронштейнами, объединенными в одно целое с розеткой автоцепки. Отливки крепятся к балке заклепками.

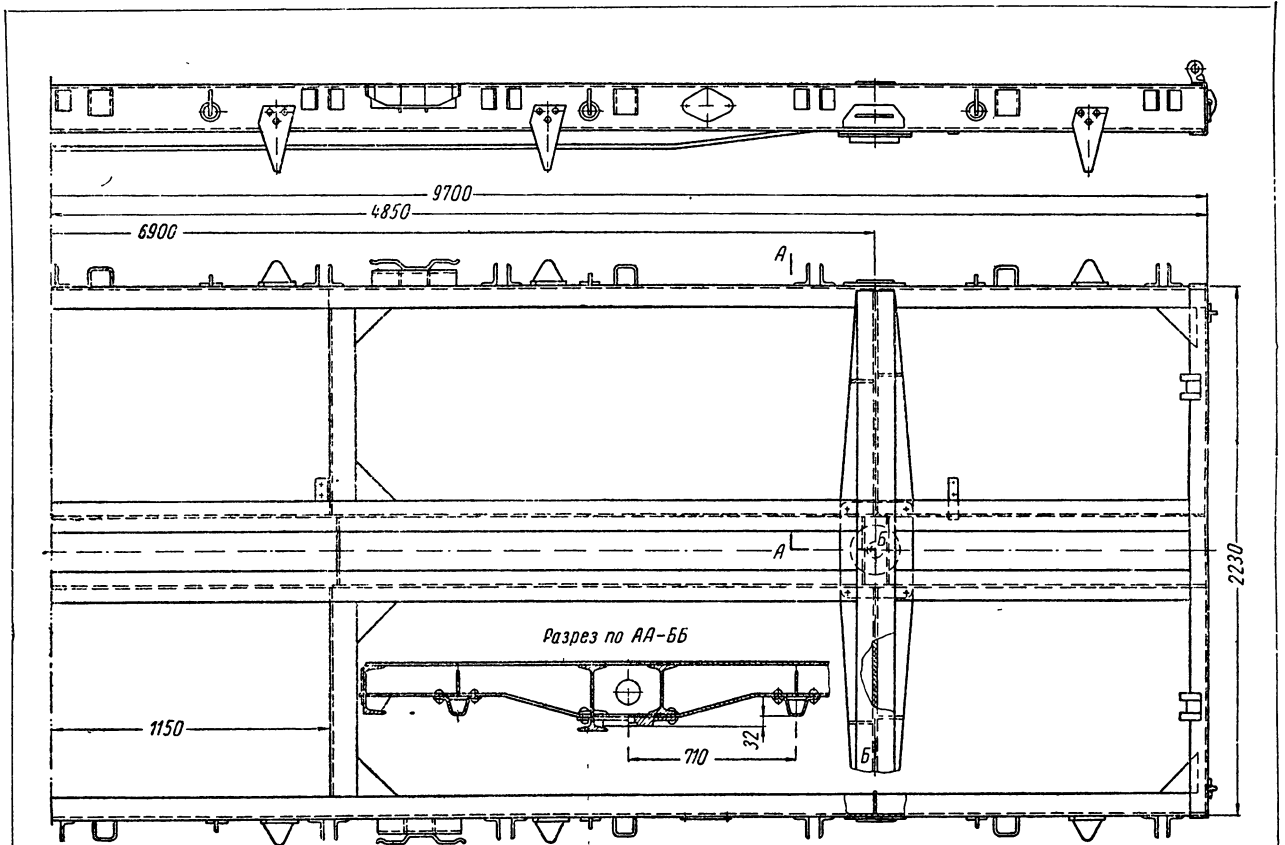
Поперечные балки сварные из листов толщиной 6 мм имеют в поперечном сечении форму двутавра, а в долевом направлении — форму балки равного сопротивления. Эти балки предназначены для передачи усилий от хребтовой балки к боковинам кузова и для подвешивания и крепления подвагонного оборудования.

Шкворневые балки коробчатого сечения — сварные из двух вертикальных листов толщиной 10 мм и верхних и нижних накладок сечением 540×12 мм. К шкворневым балкам снизу крепятся на болтах стальные литые пятники и боковые скользуны. Каждая буферная балка состоит из передней отливки автоцепки, двух буферных (разрезных) швеллеров, верхней цельной по длине накладки, усиленной угольником, двух нижних накладок и горизонтальных угловых листов, связывающих буферные накладки, швеллеры и двутавры между собой. Все листы и накладки армированы косынками.

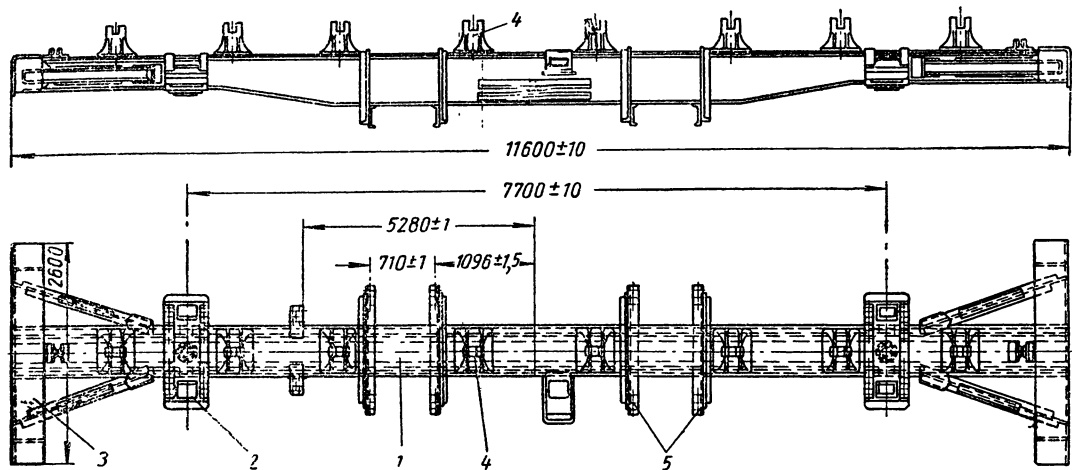
Каркас рамы сверху перекрывается листами пола, которые между собой свариваются встык и имеют толщину 3 мм. На листы пола привариваются поперечные балочки пола (по сечению в виде двойного зета с толщиной всех стенок 3 мм) и боковые обвязочные зеты пола сечением 100×75×6 мм. Боковые и поперечные балочки привариваются к листам пола электрозаклепками или точечной сваркой. На фиг. 503 показана концевая часть рамы.



Фиг. 498. Рама сварная четырехосного 50-тонного хoppers для перевозови цемента.



Фиг. 499. Рама сварная четырехосной 20-тонной платформы узкой колес 750 мм.



Фиг. 500. Рама сварная четырехосного 50-тонного вагона-самосвала с подъемными бортами: 1—хребтовая балка; 2—шкворневая балка; 3—буферные балки с раскосами; 4—нижняя опора; 5—швеллер крепления цилиндра опрокидывания.

С каждого конца рама вагона оборудована буферами с двойными спиральными пружинами и автосцепкой СА-3 с пружинным поглощающим аппаратом ЦНИИ-Н6.

Розетка автосцепки объединена с передними упорными угольниками, а задние упорные угольники объединены между собой; все они литые стальные и крепятся к хребтовой и буферным балкам на заклепках.

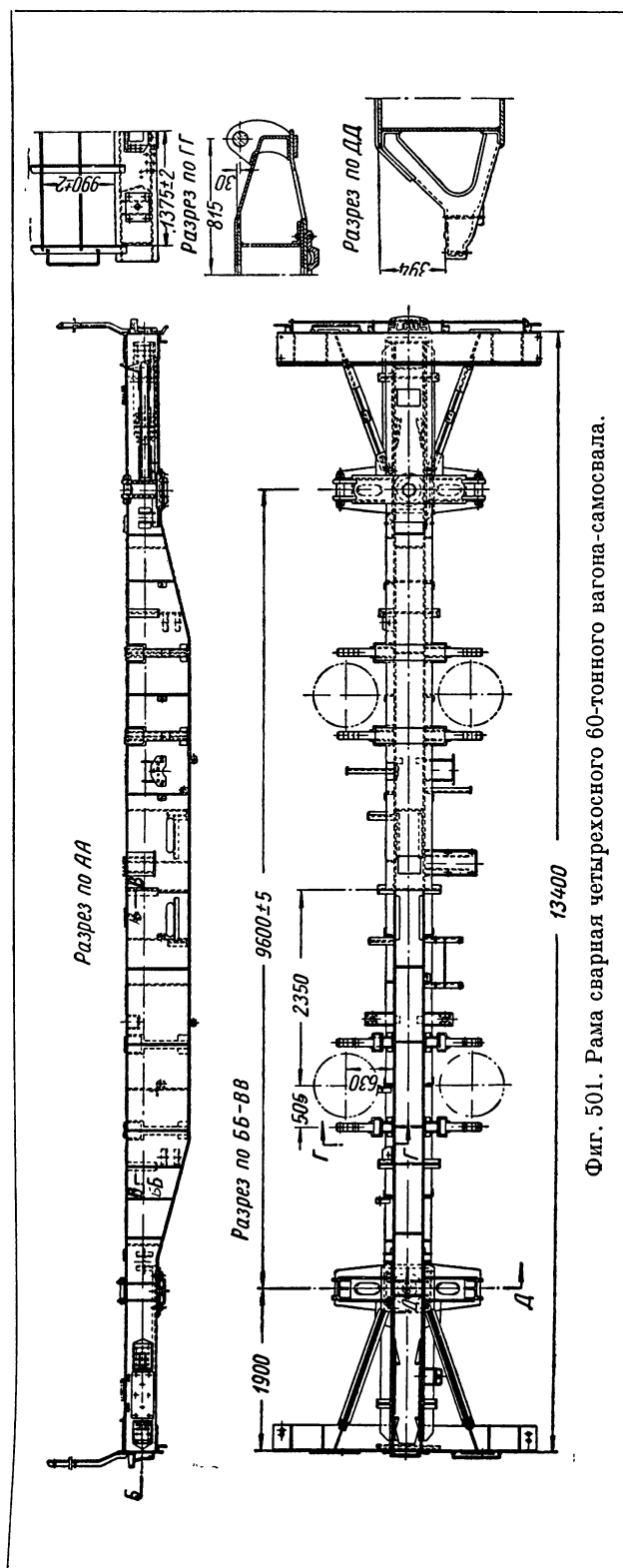
Рама четырехосного цельнометаллического жесткого купейного вагона длиной 23,6 м (фиг. 504). Рама вагона состоит из двух буферных балок, выполненных из швеллеров № 30; двух лобовых балок, расположенных под внутренней тамбурной перегородкой кузова; двух шкворневых балок сварных из листов — каждая (в форме замкнутого коробчатого сечения) состоит из двух вертикальных стенок толщиной 10 мм и верхних и нижних накладок толщиной 14 мм; двух боковых продольных элементов, штампованных в виде угольника сечением $160 \times 160 \times 18$ мм; двух концевых частей хребтовой балки, идущих каждая от буферного бруса до шкворневой балки и состоящих каждая из двух швеллеров № 26; раскосов в концевых частях рамы; средних поперечных балок — каждая из штампованного коробчатого профиля сечением $140 \times 50 \times 4$ мм или $140 \times 60 \times 7$ мм.

Для восприятия горизонтальных усилий на участке между шкворневыми балками, где отсутствует хребтовая балка, на поперечные балочки рамы по всей ее длине сверху приваривается сплошной половой настил из листа толщиной 1,5 мм, который гофрирован по всей ширине вагона. Гофры высотой 30 мм идут вдоль всей рамы.

Рама с каждого конца оборудована буферами с цилиндрическими пружинами и автосцепками, имеющими вылет от буферной балки до оси сцепления 540 мм. Розетка автосцепки имеет маятниковый возвращающий аппарат и поглощающий аппарат типа ЦНИИ-Н6.

§ 85. РАМЫ КЛЕПАНО-СВАРНОЙ КОНСТРУКЦИИ

Соединение основных элементов рамы в одних узлах заклепками, а в других сваркой практикуется очень редко. Причина в том, что если клепка производится после сварки, то в сварных швах появляются вредные перенапряжения, а при обратной последовательности работ не достигается необходимая точность пригонки деталей. Кроме того, в раме смешанной конструкции заклепочные соединения ослабевают раньше сварных, и в результате послед-

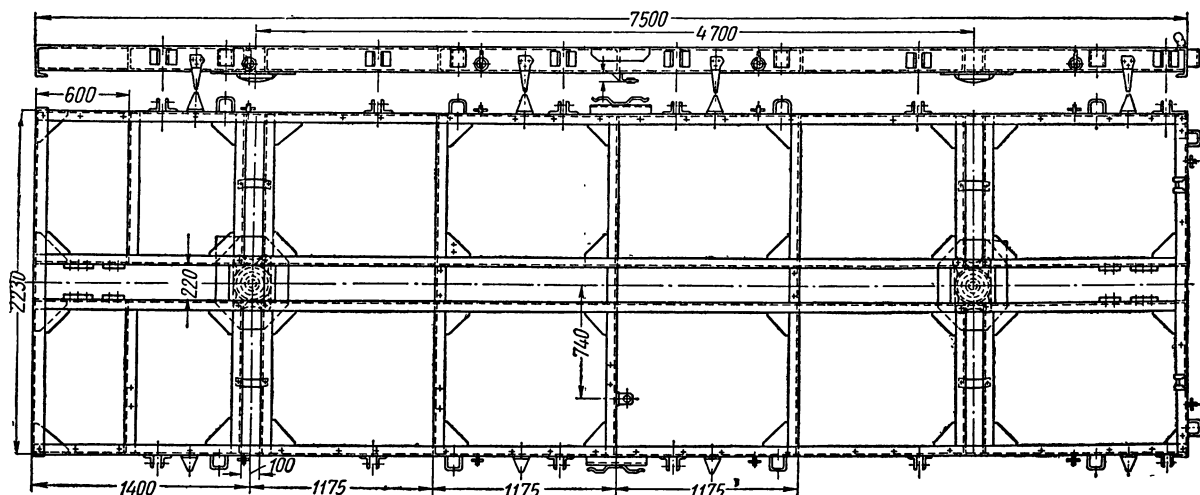


Фиг. 501. Рама сварная четырехосного 60-тонного вагона-самосвала.

ним приходится нести всю работу, что приводит к разрыву сварных швов, а затем и заклепочных соединений.

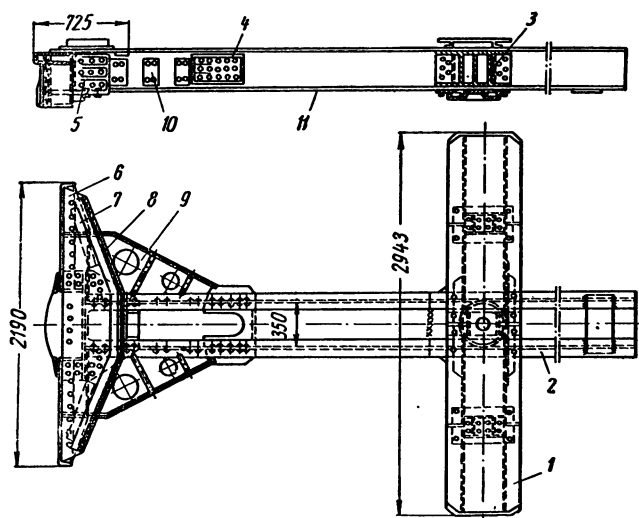
Несмотря на все эти неудобства и осложнения, в вагонах некоторых типов применяются

ведено каким-либо одним из этих способов. Чаще же применяется сборка отдельных деталей в крупные блоки сваркой, причем соединение блоков между собой производится на заклепках, так, например, изготавливается рама



Фиг. 502. Рама сварная четырехосной 10-тонной платформы узкой колеи 750 мм.

рамы смешанной конструкции. У них одни узлы выполнены целиком сваркой, а другие — только на заклепках, а соединение всех узлов произ-

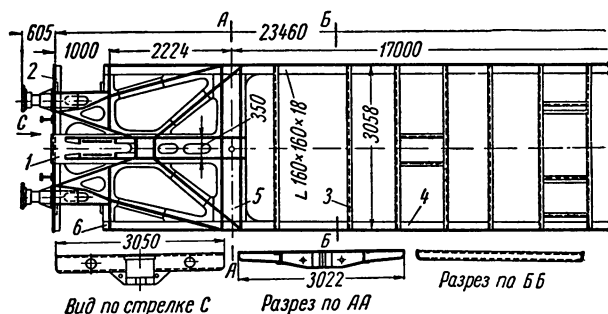


Фиг. 503. Рама сварная четырехосного цельнометаллического пассажирского вагона длиной 23,6 м с хребтовой балкой (передняя часть):

1—шворневая балка; 2—хребтовая балка; 3—надпятниновая отливка; 4—отливка объединенных задних упорных угольников автосцепки; 5—передняя отливка автосцепки (упорные угольники и розетка); 6—буферный брус; 7—верхний лист буферного бруса; 8—армированный угольник буферного бруса; 9—усиливающий подножный лист буферного бруса; 10—планка предохранения хребтовой балки от истирания; 11—нижняя накладная консольная часть хребтовой балки.

восьмиосного транспортера п. с. 120 т по чертежам 1948 г. ЦВКБ МПС.

Рама четырехосной платформы заводского транспорта п. с. 70 т с бетонным полом (фиг. 505). Рама свободнонесущего типа, одинаковая для тормозных и нетормозных вагонов. Ее хребтовая балка (из двух двутавров № 40) и обе боковые балки (из таких же



Фиг. 504. Рама сварная четырехосного цельнометаллического пассажирского вагона длиной 23,6 м без хребтовой балки (передняя часть):

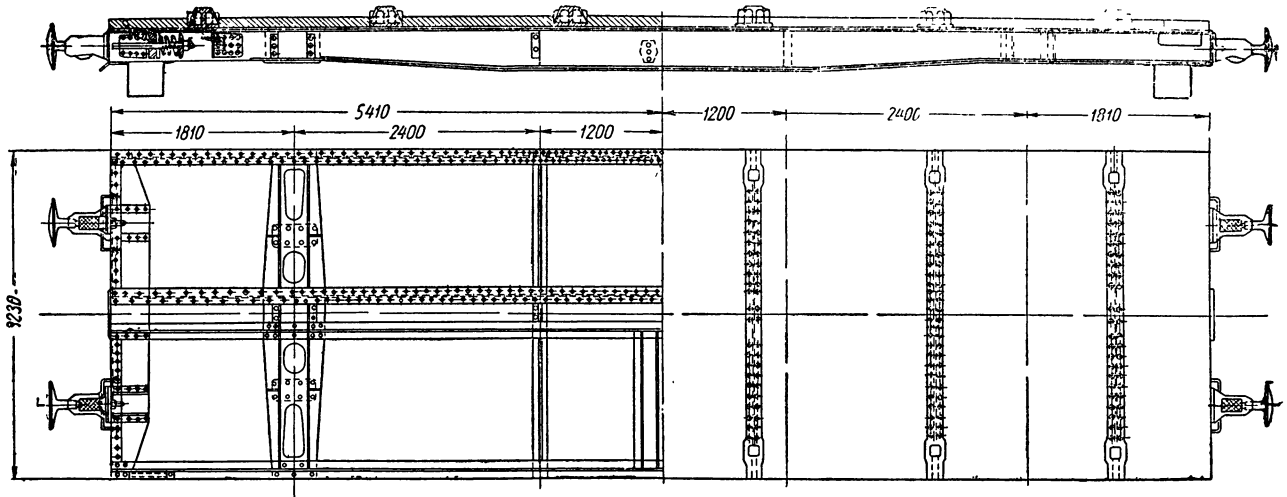
1—консольные (короткие) части хребтовой балки; 2—буферный брус; 3—поперечная балка пола; 4—продольная боковая балка рамы; 5—шворневая балка; 6—лобовой брус тамбурной стены.

двутавров) имеют форму балок равного сопротивления с концами высотой 300 мм. Далее в конструкцию рамы входят две разрезные буферные балки из лобовых швеллеров № 30

и нижнего листа сечением 380×8 мм; две шкворневые балки — каждая из четырех боковых вертикальных листов сечением 300×10 мм, приваренных к накладке сечением 590×12 мм и верхним листам пола; три средние

струкция рамы допускает переход на автосцепку. Для размещения фрикционного аппарата автосцепки в двутаврах хребтовой балки по концам удалены нижние внутренние полки.

Имеются также задние упорные кронштейны.



Фиг. 505. Рама клепадно-сварная четырехосной 70-тонной платформы для перевозки горячих блюмсов.

поперечные балки из вертикальных листов сечением 400×10 мм, приваренные к нижним накладкам сечением 140×12 мм и верхним листам, образующим пол вагона.

Для крепления тормозного цилиндра в средней части рамы поставлены две поперечные балочки из уголков сечением $90 \times 90 \times 10$ мм.

Сверху вся рама покрыта листами толщиной 12 мм, образующими основание пола; для предохранения от перегорания при перевозке горячего проката (блюмсов или балок из прокатных цехов) этот пол заливается бетоном, для крепления которого вверху по контуру боковых и буферных балок расположен армировочный угольник сечением $100 \times 100 \times 12$ мм.

На шкворневых балках снизу крепятся пятники и боковые скользуны. Внутри хребтовых балок в местах их соединения с поперечными и шкворневыми балками поставлены диафрагмы жесткости толщиной 8 мм. На средней и шкворневых балках поперек рамы крепятся литые стальные балки; они служат опорой для балок, перевозимых на платформе, и устанавливаются до заливки пола бетоном.

Рама оборудована несквозной упряжью с передними упорными кронштейнами и направляющей тягового крюка. На буферном бруске, кроме буферов, крепятся поручни сцепщиков и кронштейны винта ручного тормоза. Кон-

Таким образом, при постановке автосцепки необходимо только сменить направляющую шайбу.

§ 86. ДЕРЕВЯННО-МЕТАЛЛИЧЕСКИЕ РАМЫ

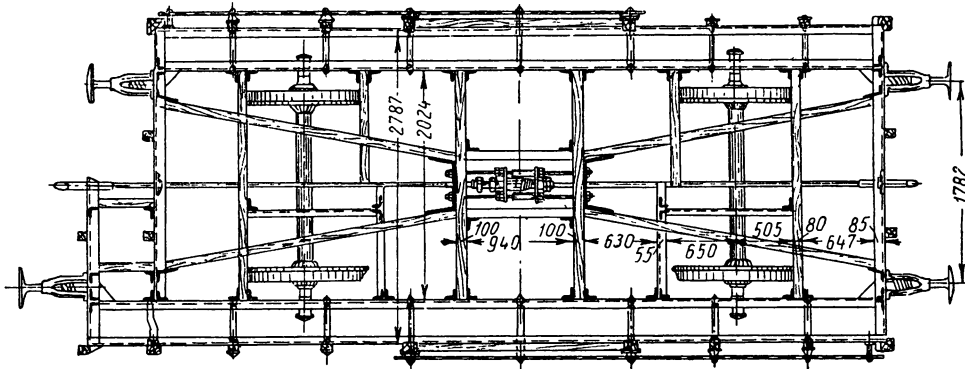
Такие рамы встречаются в вагонах старой конструкции, обладающих небольшой грузоподъемностью. Материал рамы — дуб, реже сосна; из металла (швеллеров) изготавливаются только буферные и боковые балки. Крепление деталей рамы производится соединительными угольниками на болтах.

Главное преимущество деревянно-металлических рам заключается в невысокой стоимости их материала. Недостатки этих рам: короткий срок службы, быстрое ослабление болтовых соединений вследствие раскалывания или усушки дерева и высокий коэффициент тары. Так как для вагонов больших грузоподъемностей, рассчитанных на применение мощных сцепных приборов, несквозной упряжи и автосцепки, не удастся сконструировать экономически полноценные деревянно-металлические рамы, то в настоящее время такие рамы проектируются редко.

Рама двухосного грузового вагона п. с. 16,5 т (фиг. 506). Рама свободнонесущего типа. Она состоит из двух боковых продольных швеллеров № 24, двух обвязочных

угольников сечением 65×65 мм (служат для увеличения ширины пола и армировки нижнего угла кузова), двух буферных балок (швеллеры № 24), четырех поперечных брусков сечением 80×65 мм, двух поперечных аппаратных брусков

второй швеллер буферной балки. Этот швеллер соединяют с первым (при помощи четырех деревянных брусков сечением 80×240 мм), а также с концами боковых продольных швеллеров и угольников. Со стороны тормозной

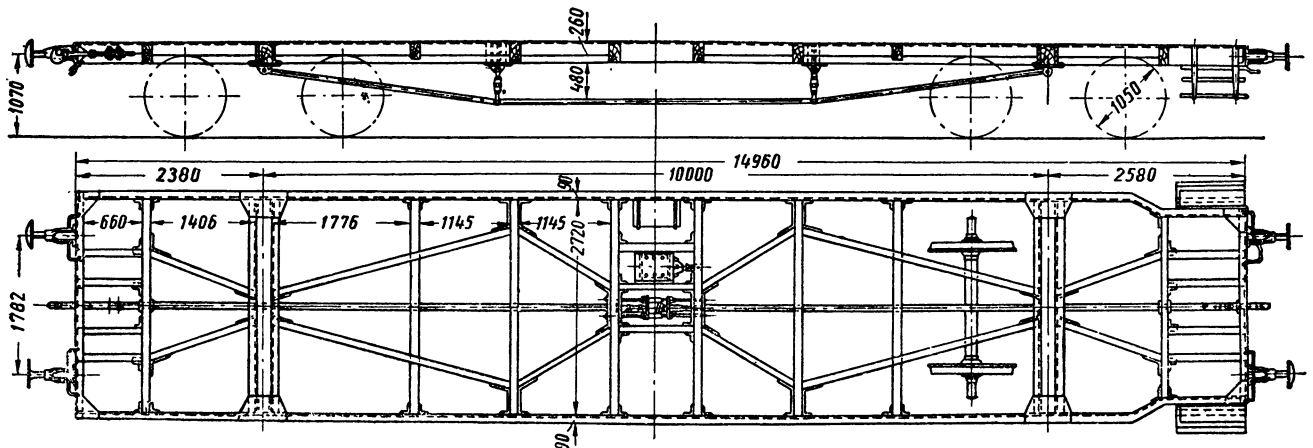


Фиг. 506. Рама деревянно-металлическая двухосного крытого 16,5-тонного вагона.

сечением 95×240 мм и четырех диагональных брусков сечением 80×95 мм. К боковым продольным швеллерам крепятся буксовые лапы, рессорные кронштейны и опорные кронштейны кузова (из полосового железа сечением 50×13 мм) — по семи с каждой стороны рамы.

будки к раме крепятся четыре косоура подножек.

Для подвески тормозных деталей два поперечных бруса заменены швеллерами № 12; кроме того, поставлены четыре продольные тормозные балочки из швеллеров № 24.



Фиг. 507. Рама деревянно-металлическая четырехосного багажного вагона.

К боковым обвязочным угольникам прикрепляются нижние направляющие рельсы боковых дверей.

Основной материал рамы — дуб. Соединение деталей производится угольниками и скобами. Рама оборудована сквозной упряжью и буферами.

Тормозная рама удлинена со стороны тормозной будки, для которой и ставится

Рама четырехосного багажного вагона (фиг. 507). Рама свободно несущего типа. У нее два боковых продольных швеллера № 26, усиленных в средней части шпренгелями. Регулировка шпренгелей производится натяжением составной (из трех частей) струны при помощи гаек двух шпренгельных колонок. Концы струн и верхние концы колонок соединены с кронштейнами, укрепленными на боко-

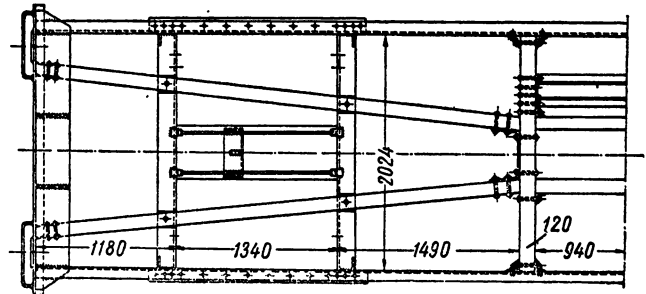
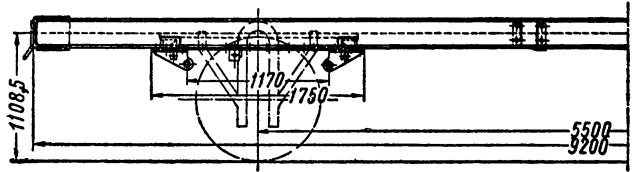
вых швеллерах снизу. Буферные балки рамы состоят из швеллеров № 26. На них снаружи укреплены буферы и поручни сцепщиков, а внутри — направляющая тягового крюка. Рама имеет две шкворневые балки (каждая из двух швеллеров № 24 и расположенного между ними бруса сечением 208×260 мм), к которым прикреплены снизу пятники и боковые скользуны. Поперечные брусья рамы и брусья тягового аппарата (их сечение 260×100 мм) соединены между собой двенадцатью диагональными и восемью продольными брусками сечением 100×27 мм.

Тормозная рама оборудована сквозной упряжью. Со стороны расположения тормозной площадки рама суживается; с этого конца к ней крепятся косоуры подножек.

Основной материал рамы — дуб. Соединение деревянных деталей производится угольниками и скобками на болтах, а соединение металлических деталей — заклепками.

Рама двухосного торфяного хоппера п. с. 20 т (фиг. 508). Рама связанного типа, так как часть нагрузки несут боковые фермы и наклонное дно вагона. Боковые продольные балки рамы состоят из швеллеров № 24, которые снизу (между рессорными державками) усилены в двух местах накладками сечением 90×8 мм. К боковым балкам крепятся буксовые лапы и рессорные державки. Буферные балки сделаны из лобового швеллера № 24, перекрытого сверху и снизу накладками сечением 300×8 мм. Соединяются листы со швеллером сваркой. Рама далее имеет шесть

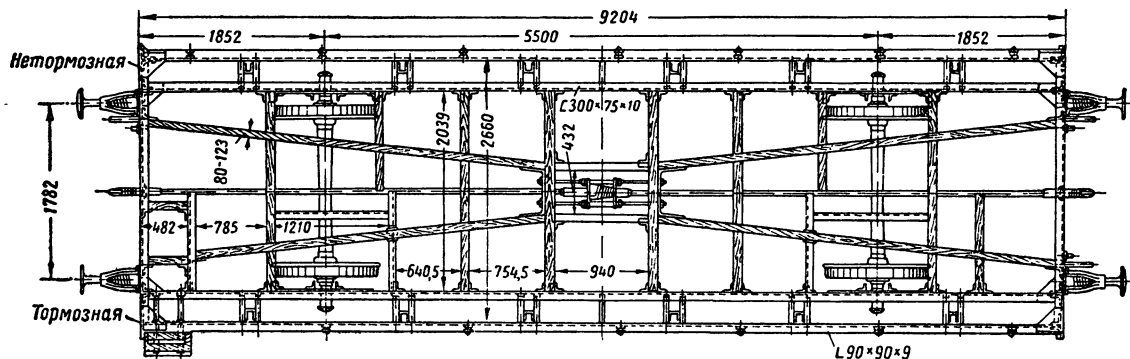
буферных брусьях крепятся поручни сцепщиков, площадки управления разгрузочным механизмом, переходной фартук и боковые подножки. В тормозной раме для подвески тормозных колодок ставятся поперечные брусья из



Фиг. 508. Рама деревянно-металлическая двухосного 20-тонного торфяного хоппера типа 1941 г.

уголков сечением $150 \times 100 \times 12$ мм; кроме того, устанавливаются четыре продольных тормозных уголка сечением $90 \times 90 \times 8$ мм.

Рама описанной конструкции принята без переделок и для четырехосного торфяного хоппера п. с. 17 т. Изменения произведены в кузове вагона.



Фиг. 509. Рама деревянно-металлическая двухосной 18-тонной платформы.

поперечных брусьев, два продольных аппаратных бруса и четыре диагональных бруса — все сечением 120×120 мм.

Рама (ее основной материал — сосна) оборудована сквозной упряжью и буферами. На

Рама двухосной платформы п. с. 18 т (фиг. 509). Рама свободной несущего типа. Ее боковые продольные балки состоят из швеллеров № 30, к которым крепятся буксовые лапы, рессорные державки и половые

кронштейны — 13 шт. на каждой балке. С кронштейнами соединены два боковых продольных уголка сечением $90 \times 90 \times 9$ мм (служат для уширения пола); снаружи к угольникам крепятся увязочные кольца и петли боковых бортов, а изнутри — скобы лесных стоек. Буферные брусья состоят из швеллеров № 30. Помимо буферов, на них укреплены поручни сцепщиков, увязочные кольца, петли лобовых бортов и направляющая крюка сквозной упряжи.

Рама имеет шесть поперечных брусьев сечением 80×197 мм, два поперечных аппаратных бруса сечением 100×300 мм, четыре продольных

и аппаратных бруса сечением 80×300 мм и четыре диагональных бруса сечением 80×197 мм. В тормозной раме два поперечных бруса заменены швеллерами № 12; со стороны расположения тормозной будки поставлен поперечный швеллер № 30, соединяемый с буферной балкой брусками сечением 80×197 мм. С этого же конца к боковым швеллерам крепятся косоуры подножек.

Основной материал рамы — дуб. Рама оборудована сквозной упряжью и буферами и имеет одинаковые размеры как для тормозного, так и нетормозного вагонов.

ГЛАВА XXVIII

РАСЧЕТ ВАГОННЫХ РАМ

При проектировании вагонов придерживаются следующих основных условий и норм технического расчета рам.

§ 87. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА РАМУ

Основные силы. Статическая нагрузка. Статическими нагрузками называются следующие:

1. **Полезная нагрузка** (грузоподъемность нетто) — указываемая в техническом задании на проектирование определенного типа вагона. Одна часть этой нагрузки передается на средние продольные балки, другая часть — на боковые продольные балки. Если боковые балки являются нижними поясами боковых ферм или боковых стенок кузова, то вторая часть полезной нагрузки воспринимается этими фермами или стенками.

2. **Тара рамы и тех элементов вагона, которые опираются на раму** (например, вес деталей тормоза, разгрузочных механизмов, лобовых стенок, а для свободнесущих рам — и вес кузова вагона). Боковые фермы или боковые стенки опираются на раму на концах шкворневых балок. Точками приложения веса остальных элементов считаются места соединения этих элементов с рамой.

3. **Распирающие усилия на стенки вагонов и полувагонов и борта платформ** (при перевозке насыпных грузов). Эти усилия передаются на раму через боковые или лобовые стойки частично (как нижняя составляющая распора), если верхние концы стоек противоположных стенок связаны между собой дугами крыши или кровлей, и полностью —

во всех остальных случаях. Точками приложения распирающих усилий считаются места соединения стоек рамой.

Распирающие усилия определяются по формулам (27) — (29), а реакции их на раму вагона по формулам (203) — (205) — для вагонов с крышей и (207) — для открытых вагонов.

Динамические усилия. К этого рода усилиям относятся:

1. **Буферный удар**, равный $100\,000$ кг при автосцепке (в этом случае удар считают приложенным с конца вагона по линии сцепления) и $60\,000$ кг при винтовой стяжке и буферах (по $30\,000$ кг на каждый буферный стержень).

2. **Тяговое усилие**, равное $80\,000$ кг при автосцепке и $20\,000$ кг при винтовой стяжке.

3. **Вертикальная составляющая на боковые продольные балки рамы от действия центробежной силы.** Определяется из условия прохождения вагоном по кривой заданного радиуса и при скорости согласно техническому заданию на проектирование. При ориентировочных подсчетах центр тяжести всего вагона можно принять расположенным на высоте 210 см от головки рельса, а вертикальную составляющую — равной 10% статической нагрузки для грузовых вагонов и 20% для пассажирских вагонов.

4. **Вертикальная составляющая на боковые продольные балки рамы от действия силы ветра**, которое испытывает боковая поверхность вагона.

Если боковые балки являются нижними поя-

сами боковых ферм, то последние, воспринимая усилия, названные в пп. 3 и 4, передают их на раму через концы шкворневых балок. В остальных случаях эти усилия считаются равномерно распределенными по боковым балкам рамы.

При расчете рам платформ и транспортеров величина центробежной силы и силы ветра определяется применительно к перевозке грузов с большим объемом, таких, как сено, лес, пиломатериалы и т. п.

Величины центробежной силы и силы ветра определяются по формулам (30) — (31), а вертикальные составляющие их на боковые балки рамы — по формулам (33).

Дополнительные силы

Характер действия и величина этих сил должны быть оговорены в каждом отдельном случае в техническом задании на проектирование.

Расположение статической нагрузки на раме. Груз может быть распределен по всей раме или же сосредоточен в одной или нескольких точках.

Например, при перевозке на двухосной платформе п. с. 20 т насыпных грузов (угля, руды), леса и др. нагрузка получается равномерно распределенной, а при перевозке на двух платформах длинных рельсов, опирающихся концами на балочки, положенные поперек платформ, нагрузки оказываются сосредоточенными. Другой пример: при перевозке в четырехосном угольном хоппере угля усилия передаются на всю раму, а при перевозке руды — на среднюю часть рамы, так как руда, обладающая большим удельным весом, сосредоточивается в нижней части бункера.

Рамы таких вагонов необходимо рассчитывать на все варианты расположения нагрузок, так как при перевозке на платформе, сосредоточенной в середине рамы нагрузки, наибольшие напряжения получаются в продольных балках рамы в среднем ее сечении, а при перевозке равномерно распределенной — на консолях балок у рессор.

Динамические усилия, связанные со способом погрузки

1. Все полувагоны общего назначения (гондолы, хопперы и др.) необходимо рассчитывать на погрузку в их кузовах первых порций дробленого или сыпучего материала, подаваемого

ковшом экскаватора в любое место рамы (наиболее опасными точками приложения этих сил будут середины хребтовых и средних поперечных балок).

2. Двухосные самосвалы ручного опрокидывания небольшой мощности (20—25 т) рассчитываются на погрузку глыб скальной породы весом примерно 1,25—1,50 т, падающих с высоты до 1,5 м от уровня верха пола кузова вагона.

Четырехосные самосвалы средней грузоподъемности (30—50 т) рассчитываются на погрузку глыб весом примерно 2—2,5 т, падающих с высоты 2,5—2,0 м, а четырехосные тяжелого типа (грузоподъемностью 60 т) и выше — на погрузку горных пород глыб весом 4—3 т с высоты 3—2,5 м. Подсчет силы удара в дно (раму) кузова производится по указанному выше методу расчета с учетом поглощения живой силы падающего груза массой вагона и потенциальной энергией рессор. Местами падения глыб на раму кузова или вагона могут быть любые ее точки. Величины динамических ударов необходимо строго уточнять для того, чтобы избежать чрезмерного запаса прочности в рамах; одновременно в зависимости от величины глыбы и высоты ее падения (задаваемых техническими условиями на проектирование) необходимо учитывать, какой тип думпкара следует применять для данных условий работы (легкий, средний или тяжелый). Ошибки в последнем ведут на практике к преждевременному выходу вагонов из строя.

Определение величины силы удара P в раму вагона при падении глыбы (или порции груза) весом Q производится по формулам (196) — (199).

3. В цистернах, котлы которых имеют большие моменты инерции J и момент сопротивления W в поперечном сечении, чем J и W хребтовой балки, полезная нагрузка и тара котла цистерны воспринимаются котлом цистерны, а вертикальные составляющие от центробежной силы и силы ветра передаются через концевые опоры (подбрюшники котла) непосредственно на шкворневые балки.

4. Горизонтальная динамическая сила, возникающая в котле при гидравлическом ударе, передается через средние опоры (лапы) непосредственно на хребтовую балку, производя сжатие ее (при ударе в автосцепку) или растяжение ее (при рывке) на участке от средней опоры до конца балки. На это усилие должен быть рассчитан и весь узел средней опоры (лап).

Допускаемые напряжения в материалах принимаются согласно нормам, приведенным в главе I, в зависимости от характера прилагаемых нагрузок и их сочетания.

§ 88. МЕТОДЫ РАСЧЕТА РАМ НА ОСНОВНЫЕ ДЕЙСТВУЮЩИЕ СИЛЫ

Существует пять основных методов расчета вагонных рам, а именно: 1) метод жестких опор; 2) метод уравнивания стрел прогиба; 3) метод подпора; 4) метод сил и 5) метод угловых деформаций.

В этом параграфе рассматриваются только первые четыре метода.

Метод жестких опор. Сущность этого метода состоит в следующем: 1) все многоопорные балки рассматриваются как неразрезные; 2) опоры всех балок (двух- и многоопорных) считаются жесткими, т. е. принимают, что они расположены на одной высоте и под действием реакции не получают прогиба; 3) полезная нагрузка считается распределенной по всей площади пола вагона; через полой настил она передается на балки рамы.

Методом жестких опор рассчитывалась рама четырехосного товарного вагона п. с. 50 т постройки завода «Красное Сормово» и Брянского паровозостроительного завода.

Расчет полой доски. Полюю доску рассчитывают как четырехопорную неразрезную балку (опорными служат нижние пояса боковых ферм кузова и швеллеры хребтовой балки) применительно к действию следующих равномерно распределенных нагрузок (фиг. 510, а): а) собственного веса доски P_1 в кг и б) полезной нагрузки в кг, приходящейся на одну доску $P_2 = Q : n$, где Q — грузоподъемность вагона в кг, а n — число досок пола. Полная нагрузка на одну доску $P = P_1 + P_2$. Нагрузка на 1 пог. см длины доски $q = P : l$, где l — длина доски в см.

Реакции опор R и изгибающие моменты M находят с помощью теоремы о трех моментах:

$$M_1 = M_4 = 0; \quad M_2 = M_3; \quad R_1 = R_4; \quad R_2 = R_3; \quad (137)$$

$$M_1 a + 2M_2(a+b) + M_3 b = -\frac{q}{4}(a^3 + b^3); \quad (138)$$

$$\left. \begin{aligned} M_2(2a+3b) &= -\frac{q}{4}(a^3 + b^3); \\ M_2 &= -\frac{q(a^3 + b^3)}{4(2a+3b)} = -\alpha q \text{ кгсм}; \end{aligned} \right\} \quad (139)$$

$$R_1 a = -\alpha q + \frac{qa^2}{2}; \quad R_1 = \frac{(a^2 - 2\alpha)q}{2a} = \beta q \text{ кг}; \quad (140)$$

$$R_2 = (ql - 2R_1) : 2. \quad (141)$$

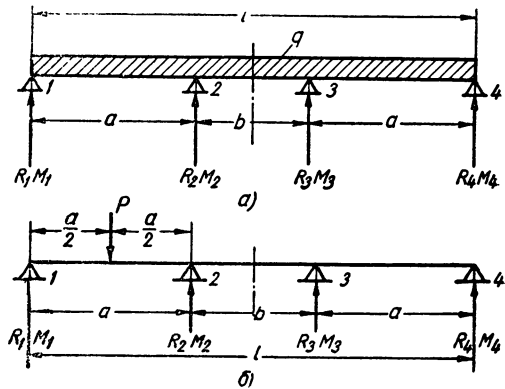
Составляющая от груза и веса полого настила на хребтовую балку

$$Q_{xp.б} = R_2 \cdot 2n \text{ кг}; \quad (142)$$

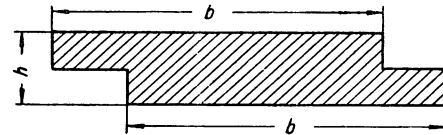
на одну боковую ферму

$$Q_{б.ф} = R_1 n \text{ кг}. \quad (143)$$

Кроме того, доску проверяют на сосредоточенную нагрузку P , приложенную в самой опасной точке (фиг. 510, б). Для грузовых вагонов с деревянным полым настилом принимают $P = 150 \text{ кг}$ на одну доску. Для этого вида



Фиг. 510. Схема нагрузки доски пола:
а — равномерно распределенная; б — сосредоточенная.



Фиг. 511. Поперечное сечение доски пола.

нагрузки доски изгибающие моменты M_2 и M_3 определяются теоремой о трех моментах:

$$\left. \begin{aligned} M_1 a + 2M_2(a+b) + M_3 b &= -P \left(\frac{a}{2}\right)^2; \\ M_2 b + 2M_3(b+a) + M_4 a &= 0; \\ M_1 = M_4 &= 0; \\ 2M_2(a+b) + M_3 b &= -\frac{1}{4} Pa^2; \\ M_2 b + 2M_3(b+a) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (144)$$

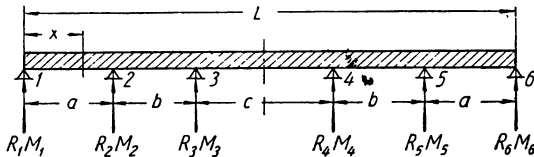
По максимальному изгибающему моменту находят момент сопротивления W доски (фиг. 511), а также ее размеры:

$$W = \frac{M_{\max}}{k_b} = \frac{bh^2}{6}, \quad (145)$$

где k_b — напряжение изгиба.

Примечание. Аналогичным способом рассчитывают полые поперечные доски в вагонах, не имеющих боковых ферм; концевыми опорами здесь являются боковые продольные пояса рамы.

Расчет хребтовой балки. Хребтовую балку рассчитывают как многоопорную неразрезную балку, опорами которой являются буферные, шкворневые и средние промежуточные балки, применительно к действию следующих нагрузок: а) реакции половых досок на хребтовую балку Q'_{xp} ; б) собственного веса этой балки Q''_{xp} ; в) силы удара P_1 и силы растяжения P_2 от работы автосцепки. Нагрузки, указанные в пп. а и б, принимаются равномерно распределенными по всей длине L балки.



Фиг. 512. Схема равномерно распределенной нагрузки на хребтовую балку, лежащую на жестких опорах.

Полная вертикальная нагрузка

$$Q_{xp} \text{ б} - Q'_{xp} \text{ б} + Q''_{xp} \text{ б}.$$

Нагрузка на 1 пог. см длины

$$q = Q_{xp} \text{ б} : L.$$

Величины изгибающих моментов и реакций опор находят при помощи теоремы о трех моментах (фиг. 512):

$$M_1 = M_6 = 0, \quad M_2 = M_5, \quad M_3 = M_4; \quad (146)$$

$$\left. \begin{aligned} R_1 = R_6, \quad R_2 = R_5, \quad R_3 = R_4. \\ M_1 a + 2M_2(a+b) + M_3 b = -\frac{q}{4}(a^3 + b^3); \end{aligned} \right\} \quad (147)$$

$$\left. \begin{aligned} M_2 b + 2M_3(b+c) + M_4 c = -\frac{q}{4}(b^3 + c^3); \\ 2M_2(a+b) + M_3 b = -\frac{q}{4}(a^3 + c^3); \end{aligned} \right\} \quad (148)$$

$$M_2 b + M_3(2b + 3c) = -\frac{q}{4}(b^3 + c^3).$$

Принимаем $M_2 = -\alpha q$ кгсм; $M_3 = -\beta q$ кгсм;

$$R_1 a = \left(\alpha q + \frac{q a^2}{2} \right),$$

откуда определяется R_1 ;

$$R_2 b = \left[-\beta q - R_1(a+b) + q \left(\frac{a+b}{2} \right)^2 \right],$$

откуда подсчитывается R_2 ;

$$\left. \begin{aligned} R_3 c = \left[-\beta q - R_1(a+b+c) - \right. \\ \left. - R_2(b+c) + \frac{q(a+b+c)^2}{2} \right], \end{aligned} \right\} \quad (149)$$

откуда находят R_3 .

Зная реакции опор, можно найти величины изгибающих моментов в любом сечении хребтовой балки. Например, для пролета 1—2

$$\left. \begin{aligned} M_{1-2} = R_1 x - \frac{q x^2}{2}; \quad M_1 = 0; \\ M_2 = R_1 a - \frac{q a^2}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (150)$$

Для пролета 2—3

$$\left. \begin{aligned} M_{2-3} = R_1 x + R_2(x-a) - \frac{q x^2}{2}; \\ M_3 = R_1(a+b) + R_2 b - \frac{q(a+b)^2}{2} \end{aligned} \right\} \quad (151)$$

и т. д.

Напряжение изгиба: в верхних волокнах $k'_b = M : W_1$; в нижних волокнах $k''_b = M : W_2$, где W_1 и W_2 — моменты сопротивления вверх и вниз сечения.

Удар автосцепки. Усилие P_1 удара автосцепки производит прямое сжатие, подсчитываемое либо по формуле

$$k_z = \frac{P_1}{F_{\sigma p}} \varphi, \quad (152)$$

где $F_{\sigma p}$ — полная площадь сечения, а φ — коэффициент продольного сжатия (см. табл. 28), либо по формуле

$$k_z = \frac{P_1}{P_{\sigma p}} c, \quad (153)$$

где $c = 1 + \frac{1}{25000} \left(\frac{l}{r} \right)^2$; l — сжимаемая длина балки; r — наименьший радиус инерции. Подсчет по обеим формулам дает одинаковые результаты при $\frac{l}{r}$ не выше 110; при больших значениях этого отношения следует применять первую формулу.

В случае несовпадения оси автосцепки с нейтральной осью хребтовой балки на величину e (эксцентриситет автосцепки) приходится учитывать дополнительный изгибающий момент от внецентренного удара $M_s = P_1 e$, одинаковый по величине и знаку во всех сечениях хребтовой балки. Напряжение изгиба от M_s подсчитывается по формуле

$$\left. \begin{aligned} k'_{b1} = M_s : W_1; \\ k''_{b2} = M_s : W_2 \end{aligned} \right\} \quad (154)$$

с соответствующими знаками.

Итоговая величина напряжений в верхних и нижних волокнах получается суммированием напряжений k'_b , k_z , k'_{b1} и k''_b , k''_{b2} с учетом знаков.

Растяжение, производимое автоцепкой. Усилие растяжения P_2 производит прямое растяжение, подсчитываемое по формуле

$$k_2 = P_2 \cdot F_n, \quad (155)$$

где F_n — площадь сечения без отверстий под заклепки и т. д.

Изгибающий момент от внецентренного приложения усилия автоцепки

$$M'_2 = P_2 e. \quad (156)$$

Знак изгибающего момента при растяжении — обратный знаку при ударе. Итоговые напряжения подсчитываются, как и при ударе.

Расчет по рассмотренному методу отличается простотой, так как при любом количестве пролетов (участков) системы построения и решения уравнения опорных моментов и реакций остаются одними и теми же.

Недостаток метода заключается в неточности подсчетов, поскольку опоры считаются жесткими и лежащими на одной высоте. В действительности поперечные балки имеют прогиб; следовательно, хребтовая балка тоже будет прогибаться, и напряжения в ней будут больше расчетных. В отдельных случаях данный метод неприменим, например при расчете хребтовой балки цистерны, которая в середине жестко соединена с котлом цистерны.

Метод уравнивания стрел прогибов. Рама образует две замкнутые системы балок — несущих и поддерживающих. В местах соединения этих систем, т. е. в местах, для которых определяются реакции упругих опор для поперечных или продольных балок, сумма прогибов для обеих систем должна быть одинаковой. Составляя ряд уравнений прогибов от действия известных сил и влияния неизвестных реакций для балок, сопрягаемых в одной и той же точке рамы, и приравнивая эти уравнения между собой, определяют неизвестные реакции.

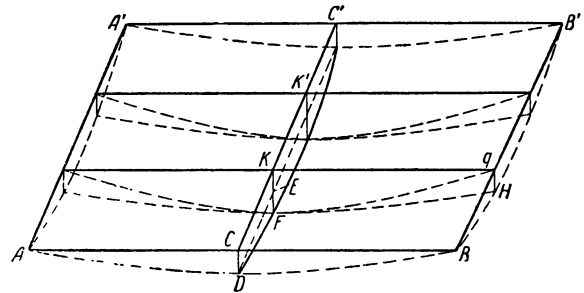
Пример расчета рамы платформы для случая нагружения сосредоточенной нагрузкой по середине вагона

Схема нагружения и упругих деформаций изображена на фиг. 513. Сплошными линиями показана балочная клетка до деформации, пунктиром — после деформации.

Полезная статическая нагрузка P передается на хребтовую балку и боковые швеллеры через среднюю поперечную балку, а именно через точки опоры C, K, K' и C' . На каждый швеллер хребтовой балки передается часть нагрузки X , на боковой швеллер — нагрузка Y .

$$2(X + Y) = P, \text{ или } Y = \frac{P}{2} - X. \quad (157)$$

Опорами всей рамы являются точки A, A', B и B' . Усилие X , передающееся на хребтовую балку, определяется ее деформацией — прогибом, который складывается из прогиба на величину $CD = EK$, вызванного осадкой узла C боковой балки, и прогиба EF , вызван-



Фиг. 513. Схема упругих деформаций рамы двухосной платформы.

ного осадкой поперечной балки. Опоры хребтовой балки (поперечные балки A, A' и B, B') осаживаются на величину qH ; следовательно, на эту величину узел K хребтовой балки как бы поднимается.

Полный прогиб хребтовой балки относительно опор

$$f = KE + EF - qH. \quad (157)$$

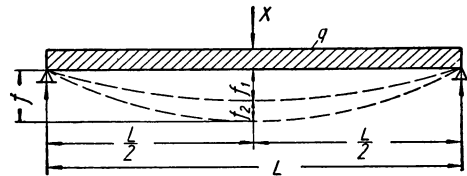
Из этого уравнения (левая часть уравнения для несущей системы балок, правая часть для поддерживающей системы) можно определить усилие X , передающееся на хребтовую балку.

Прогиб хребтовой балки f складывается из прогибов (фиг. 514):

а) от собственного веса балки, равномерно распределенного по всей длине,

$$f_1 = \frac{5}{384} \cdot \frac{L^4}{EJ} q, \quad (158)$$

где J — момент инерции одного швеллера хребтовой балки, а q — нагрузка на 1 пог. см;



Фиг. 514. Схема упругих деформаций хребтовой балки двухосной платформы.

б) от давления X , передающегося на хребтовую балку от поперечной,

$$f_2 = \frac{L^3}{48EJ} X. \quad (159)$$

Следовательно,

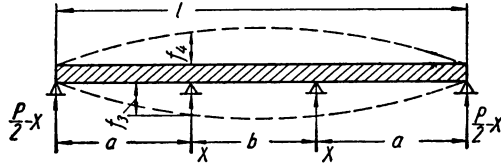
$$f = f_1 + f_2 = \frac{5}{384} \cdot \frac{L^4}{EJ} q + \frac{L^3}{48EJ} X. \quad (160)$$

Прогиб средней поперечной балки EF (фиг. 513) складывается из прогибов (фиг. 515):

а) от полезной нагрузки P , распределенной по длине балки,

$$f_3 = \frac{L^4}{24EJ_1} (\alpha - 2\alpha^3 + \alpha^4) P, \quad (161)$$

где J_1 — момент инерции средней поперечной балки, α — коэффициент, выражающий отношение a к L ;



Фиг. 515. Схема упругих деформаций поперечной балки двухосной платформы.

б) двух сосредоточенных сил X — реакций швеллеров хребтовой балки

$$f_4 = \frac{\alpha^2(3-4\alpha)L^3}{6EJ_1} X. \quad (162)$$

Следовательно,

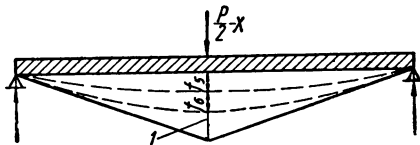
$$EF = f_3 - f_4 = \frac{f_4}{24EJ_1} (\alpha - 2\alpha^3 + \alpha^4) P - \frac{\alpha^2(3-4\alpha)L^3}{6EJ_1} X. \quad (163)$$

Прогиб боковой балки $KE=CD$ (см. фиг. 513) складывается из прогибов (фиг. 516):

а) от сосредоточенного груза, приложенного в точке C и равного $\frac{P}{2} - X$ (здесь P — полная нагрузка на поперечную балку, а X — реакция хребтовой балки):

$$f_5 = \sigma \left(\frac{P}{2} - X \right), \quad (164)$$

где σ — прогиб боковой балки от груза 1 кг, приложенного в середине балки;



Фиг. 516. Схема упругих деформаций боковой балки со шпренгелем I типа двухосной платформы:

I — шпренгель.

б) от равномерно распределенной нагрузки на балку; она складывается из собственного веса балки и составляющей от центробежной силы и силы ветра

$$f_6 = \gamma q_1,$$

где γ — прогиб боковой балки от q , равного 1 кг на 1 пог. см.

Величины γ и σ определяют в зависимости от конструкции балки (шпренгельная или бесшпренгельная балка, либо боковая ферма).

Таким образом,

$$KE = f_5 + f_6 = \sigma \left(\frac{P}{2} - X \right) + \gamma q_1. \quad (165)$$

Прогиб поперечных опорных балок получается от реакций $\frac{X}{2} + \frac{qL}{2}$ концов швеллеров хребтовой балки на поперечную.

Величина этого прогиба

$$qH = \frac{\alpha^2(3-\alpha)l^3}{6EJ_2} \left(\frac{X}{2} + \frac{qL}{2} \right), \quad (166)$$

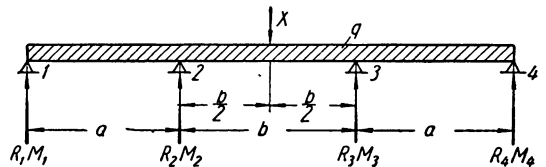
где J — момент инерции концевой балки.

Уравнение полного прогиба системы

$$\begin{aligned} \frac{5}{384} \left(\frac{L^4}{EJ} q + \frac{L^3}{48EJ} X \right) &= \frac{l^4}{24EJ_1} (\alpha - 2\alpha^3 + \alpha^4) P - \\ &- \frac{\alpha^2 L^3 (3-4\alpha)}{6EJ_1} X + \left[\sigma \left(\frac{P}{2} - X \right) + \gamma q \right] - \\ &- \frac{\alpha^2 (3-4\alpha)}{6EJ_2} \left(\frac{X}{2} + \frac{qL}{2} \right). \end{aligned} \quad (167)$$

Отсюда определяются величины X и $Y = \frac{P}{2} - X$.

Расчет хребтовой балки. Для этой балки нагрузками являются ее собственный вес, удельная нагрузка q на 1 пог. см длины и реакция X средней балки. Схема нагрузок показана на фиг. 517. Хребтовую балку рассмат-



Фиг. 517. Схема распределения нагрузок и опорных реакций хребтовой балки двухосной платформы.

ривают как неразрезную, лежащую на четырех опорах.

Опорные моменты и реакции находят посредством теоремы о трех моментах:

$$\begin{aligned} M_1 = M_4 = 0; \quad M_2 = M_3; \\ R_1 = R_4; \quad R_2 = R_3; \end{aligned}$$

$$2M_2(a+b) + M_2b = -\frac{q}{4}(a^3 + b^3) - \frac{X}{16}a^2. \quad (168)$$

Из уравнения (168) можно определить M_2 . Дальнейший расчет производится так же, как и расчет хребтовой балки 50-тонного вагона

(способы расчета остальных элементов рамы излагаются ниже).

Достоинство данного метода заключается в аналитической точности определения реакции опор и изгибающих моментов, соответствующих действительной работе рамы. При любом количестве продольных и поперечных балок, составляя и решая совместно ряд уравнений прогибов, можно определить все реакции упругих опор. Прежде чем составить общее уравнение, нужно вычертить схему прогиба для всей рамы и детальные схемы прогибов для каждого ее элемента.

Недостаток метода заключается в громоздкости подсчетов и в том, что он не гарантирует немедленное получение должных результатов, так как реакции опор являются функцией моментов инерции балок, которыми предварительно приходится задаваться при определении стрел прогиба. Возможны случаи, когда при расчете элементов на прочность (после решения системы уравнений для рамы и определения реакции опор) напряжения получатся чрезмерно высокими или чересчур низкими. В подобных случаях приходится менять сечения балок и повторять расчет до тех пор, пока не будет получен правильный результат.

Метод подпора. Различные методы расчета рам имеют принципиальное значение только для расчета основного элемента этих рам — хребтовой балки. Остальные элементы, а именно: буферные, шкворневые и средние балки, боковые фермы или стены кузова рассчитываются одинаковыми способами.

Метод подпора — это по существу один из вариантов метода уравнивания стрел прогиба, решаемый приближенным способом. Расчет ведется в соответствии со следующими положениями.

1. Усилия, передающиеся на раму, считаются распределенными на боковые пояса и хребтовую балку.

2. Хребтовую балку рассчитывают как балку, лежащую на двух жестких опорах (шкворневые балки) и нескольких упругих опорах (поперечные балки), при этом действие упругих опор заменяют действием их реакций или сил подпора.

3. Задаются необходимым сечением хребтовой балки.

4. Задаются максимально допустимым напряжением $k_{дсн}$ для хребтовой балки.

5. Хребтовую балку рассчитывают на действие постоянных усилий (удар или сжатие автосцепки) и ее изгиб от их внецентренного

приложения, а также на действие переменных усилий, т. е. на изгиб от сил груза и собственного веса балки.

6. Зная сечение хребтовой балки, определяют: а) эксцентриситет автосцепки e ; б) изгибающий момент от внецентренного приложения усилий автосцепки M_s ; в) напряжения в верхних и нижних волокнах балки, вызываемые этим моментом; г) напряжения от прямого сжатия или растяжения, производимых автосцепкой. Какие бы силы от груза ни действовали на данную балку, напряжения, связанные с работой автосцепки, остаются для нее постоянными.

Суммируя вызываемые работой автосцепки напряжения изгиба и сжатия или напряжения растяжения отдельно для верхних и нижних волокон хребтовой балки, нужно всегда учитывать их знаки.

7. Расчетные напряжения вычитают из $k_{дон}$ и определяют разницу Δk_1 для верхних волокон и Δk_2 для нижних волокон. Этот остаток поглощается вертикально изгибающим моментом от груза.

8. По моментам сопротивления W_1 и W_2 хребтовой балки и Δk_1 и Δk_2 определяют допустимые вертикально изгибающие моменты M'_9 и M''_9 , которые могла бы дополнительно воспринять хребтовая балка; при этом берут наибольший из них, допустим, M'_9 .

Примечание. Эта схема расчета дается для сечений хребтовой балки в местах соединения ее с поперечными балками. Реакции поперечных балок определяются ниже.

9. Пренебрегая влиянием промежуточных опор и считая хребтовую балку лежащей на двух жестких опорах — шкворневых балках, находят изгибающий момент, вызываемый вертикально действующими усилиями от груза и собственного веса балки в местах сопряжения хребтовой балки со средней поперечной балкой или двумя такими балками, симметрично расположенными. Этот момент M_1 не равен изгибающему моменту M'_9 .

10. Вычитая из величины действительного изгибающего момента M_1 допустимый M'_9 , получают остаток $\Delta M'$, который должен быть поглощен средними опорами.

11. Считаем хребтовую балку лежащей на тех же двух опорах и нагруженной обратными сосредоточенными силами P — реакциями средних опор. Составляем уравнение изгибающего момента, действующего в местах расположения

опор. Этот момент является функцией от силы P , т. е. $M_0 = f(P)$.

12. Приравнивая M_0 к $\Delta M'$, определяют реакции P средних опор.

13. Силы P разгружают хребтовую балку. При принятом методе подсчета имеется в виду, что в сечениях у поперечных опор балка работает с максимальным допускаемым напряжением. Остальные сечения балки (консольные части) подбирают исходя из заданных нагрузок независимо от сил P .

14. Силы P с хребтовой балки передаются на средние, затем на боковые балки или фермы кузова и на концы шкворневых балок.

15. В зависимости от силы P и других постоянных усилий, действующих на элементы рамы и фермы, подбирают сечения этих элементов исходя из конструктивных соображений и величины максимально допустимых напряжений.

16. Правильность определения силы P проверяют путем взаимного уравнения стрел прогибов всех элементов рамы в месте под опорами, допустим в точке C . При этом принимают во внимание следующее:

а) хребтовая балка под влиянием действующих сверху вниз сил от груза и собственного веса балки и действующих снизу вверх сил P реакций средних опор имеет в точке C суммарную стрелу прогиба f ;

б) такую же стрелу прогиба должна иметь в точке C и средняя поперечная балка; так как эта балка опирается на боковые фермы кузова или боковые балки рамы, а последние опираются на концы шкворневых балок, то прогиб f' в точке C сложится из прогиба f_1 самой средней балки в точке C , прогиба f_2 боковой фермы в местах ее крепления со средней балкой и прогиба f_3 концов шкворневой балки, т. е. $f' = f_1 + f_2 + f_3$.

Необходимо стремиться к сохранению $f' = f$. Если такого равенства нет, определяют разность стрел прогибов $\Delta f = f - f'$ см или $\Delta f = \frac{\Delta f}{f} \%$.

Так как при сборке рамы всегда имеется некоторая неточность в совмещении ее элементов по высоте, то Δf обычно колеблется в пределах до 15—20%. При больших Δf необходимо изменить f , т. е. брать другие сечения балок. При этом не обязательно менять сечения всех балок, достаточно изменить сечение только одной средней балки. В практике к этому часто прибегают.

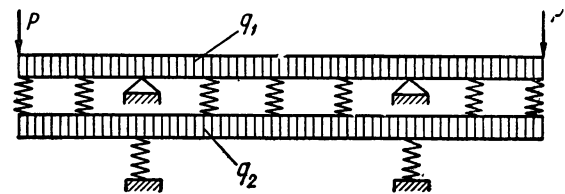
Для того чтобы средняя балка работала с заданным напряжением, необходимо, оставив без

изменения момент сопротивления W_x , увеличить или уменьшить момент инерции J_x . В первом случае сечение делают выше и уже, во втором — ниже и шире.

Основы расчета рам методом сил. Сущность этого метода состоит в следующем:

1. Все продольные и поперечные балки рамы (и стенки кузова) считаются упруго связанными между собой и система их (рама) опирается в двух точках жестко на пятники тележек.

2. Хребтовая балка рамы жестко опирается на середины шкворневых балок и упруго на все остальные поперечные балки. Последние воспринимают часть нагрузки от хребтовой балки и передают ее на боковые балки рамы (или стенки кузова вагона).



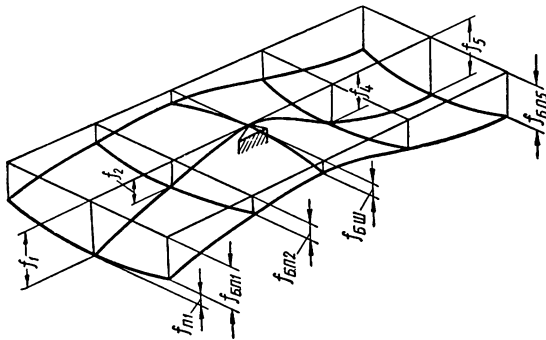
Фиг. 518. Схема упругих опор рамы и кузова вагона.

3. Боковые балки рамы или стенки кузова сами являются упругими опорами для концов поперечных балок, так как они прогибаются в точках присоединения последних от действия приходящихся на них усилий и их опоры — концы шкворневых балок являются, в свою очередь, упругими опорами.

4. Шкворневые балки опираются в середине на пятники (в узле соединения хребтовой балки) и прогибаются вниз по концам от действия приходящихся на них нагрузок боковых балок (или боковых стенок кузова). Для рамы, имеющей семь поперечных упругих опор (три в середине между шкворневыми балками и по две на концах), опирающихся на боковые стенки кузова (цельнометаллического вагона), принципиальная схема нагружения и опор показана на фиг. 518, а схема деформированной рамы — на фиг. 519.

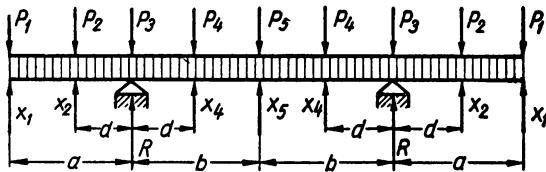
Равномерно распределенная нагрузка передается на хребтовую балку и боковые стенки вагона с удельной нагрузкой q_{xp} и $q_{бок}$. Сосредоточенные силы P_1 , P_2 и т. д. передаются на хребтовую балку. Для удобства определения величин упругих деформаций сосредоточенные силы, если они расположены между опорами, переносят на опоры (раскладывая силы на компоненты обратно пропорционально расстояниям

от силы до опор). Неизвестными силами в этой системе рамы будут усилия от поперечных балок x_1, x_2 и т. д., действующие снизу, как реакции



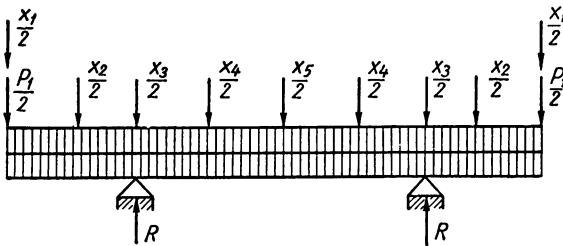
Фиг. 519. Схема упругих деформаций рамы цельнометаллического вагона.

на хребтовую балку, и сверху (как нагрузки) на боковые стенки. Полная схема нагружения хребтовой балки показана на фиг. 520, а на



Фиг. 520. Схема нагрузки сосредоточенными силами хребтовой балки вагона.

боковые стенки — на фиг. 521. Прогиб хребтовой балки для определенного сечения равен сумме прогибов поперечных и шкворневых балок



Фиг. 521. Схема нагрузки боковой стенки цельнометаллического вагона.

и боковых стенок кузова в этом сечении вагона и выражается в общем виде формулой

$$f_i^{xp} = f_i^{бок} + f_i^{non} + \Delta, \quad (169)$$

где i (1, 2, 3, ..., n) — точки сечения; f_i^{xp} — прогиб хребтовой балки в точке i в см; $f_i^{бок}$ и f_i^{non} — прогибы боковой и поперечной балок в точке

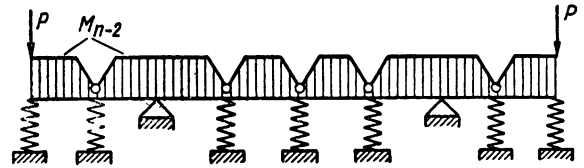
i в см; Δ — прогиб шкворневой балки (на конце) в см.

Из рассмотрения всех взаимных перемещений узлов рамы прогибы хребтовой балки для точек в узлах соединения с поперечными балками определяются по формулам

$$\left. \begin{aligned} f_1^{xp} &= f_1^{бок} + f_1^{non} + \Delta; \\ f_2^{xp} &= f_2^{бок} + f_2^{non} + \Delta; \\ &\dots \dots \dots \\ f_5^{xp} &= f_5^{бок} + f_5^{non} + \Delta. \end{aligned} \right\} \quad (170)$$

Для решения этих уравнений определяются прогибы всех балок от сил $q_{xp}, q_{бок}, P$ и x , которые затем увязываются между собой.

Для расчета балок, лежащих согласно указанному выше принципу их работы на упругих опорах, применяется метод сил (в данном случае). Тогда за основную систему многоопорной балки принимается кинематическая цепь, состоящая из двухопорных балок; последние опираются на упругие опоры и шарнирно соединены между собой (фиг. 522).



Фиг. 522. Кинематическая цепь балки, лежащей на упругих опорах.

Угловая деформация на n -й опоре обуславливается величиной пяти моментов (исходя из характера основной цепи), расположенных симметрично для этой опоры. Уравнение пяти моментов выражает отсутствие угла перелома, т. е. неразрезность балки на n -й промежуточной опоре, а поэтому оно выписывается для каждой промежуточной опоры.

Каноническое уравнение, выражающее эту деформацию, имеет пятичленную структуру, а именно:

$$M_{n-2} \delta_{n,n-2} + M_{n-1} \delta_{n,n-1} + M_n \delta_{n,n} + M_{n+1} \delta_{n,n+1} + M_{n+2} \delta_{n,n+2} + \Delta p = 0, \quad (171)$$

где $M_{n-2}, M_{n-1}, \dots, M_n$ — надопорные моменты; $\delta_{n-2}, \delta_{n-1}$ — соответствующие перемещения опор; Δp — грузовой член (зависит от рода нагрузки).

Взаимосвязь перемещений δ и неизвестных сил x основной системы балок рамы выражается следующими каноническими уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{11}x_1 + \delta_{12}x_2 + \delta_{13}x_3 + \dots + \delta_{1n}x_n + \delta_{1p} &= 0; \\ \delta_{21}x_1 + \delta_{22}x_2 + \delta_{23}x_3 + \dots + \delta_{2n}x_n + \delta_{2p} &= 0; \\ \dots & \\ \delta_{n1}x_1 + \delta_{n2}x_2 + \delta_{n3}x_3 + \dots + \delta_{nn}x_n + \delta_{np} &= 0, \end{aligned} \right\} (172)$$

где x — неизвестные силы, а остальные коэффициенты и свободные члены уравнений — перемещения системы; коэффициент вида δ_{ix} выражает перемещение точки i (приложения силы x_i) от силы $x_a=1$; свободный член вида δ_{ip} выражает перемещение точки i от действия всех внешних сил.

Решение канонических уравнений выполняется способом Гаусса, при котором последовательно исключаются неизвестные, решается последнее итоговое уравнение с одним неизвестным, а затем обратно определяются все остальные неизвестные.

Определение перемещений δ для каждой точки от действия каждой силы в данной системе производится путем расчленения всей системы на отдельные балки, которые рассчитываются по общепринятым формулам для данного вида нагружения балки. При этом балка рассчитывается последовательно и независимо от каждой силы. Для упрощения методов расчета продольной балки, лежащей на упругих опорах, при действии на нее равномерно распределенной и сосредоточенных нагрузок, последние могут быть сосредоточены в виде вертикальных сил, приложенных в узлах крепления продольной балки с поперечными. Указанное перераспределение нагрузок обычно применяется при расчете мостовых ферм и дает точные результаты.

89. ПРИМЕР РАСЧЕТА СВАРНОЙ РАМЫ ЧЕТЫРЕХОСНОЙ ГОНДОЛЫ п. с. 60 т МЕТОДОМ ПОДПОРА

Схема работы рамной системы (фиг. 523):

1. Нагрузки буферной балки передаются на концы хребтовой балки и боковых ферм (точки 1, 2, 2', 1' и 11, 12', 12, 11').

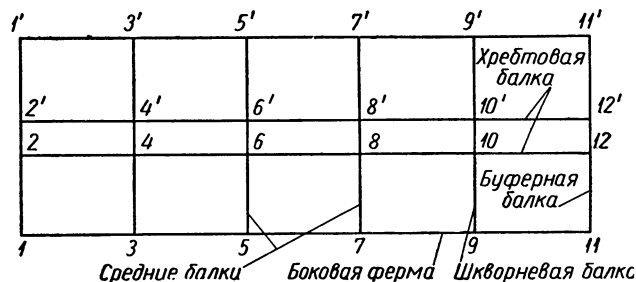
2. Хребтовая балка опирается жестко на шкворневые пятники (точки 4 и 4', 10 и 10') и упруго — на средние балки (точки 6 и 6', 8 и 8'). Реакции балок заменяются силами подпора, приложенными в тех же точках снизу.

3. Средние поперечные балки опираются на боковые фермы (точки 5 и 5', 7 и 7').

4. Боковые фермы опираются на концы шкворневых балок (точки 3 и 3', 9 и 9').

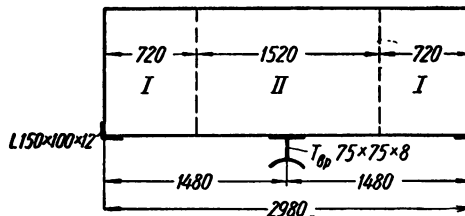
5. Шкворневые балки в середине опираются на пятники (точки 4 и 4', 10 и 10').

Размеры вагона (внутри): длина 11 910 мм, ширина 2960 мм, высота 1880 мм.



Фиг. 523. Схема четырехосной 60-тонной гондолы.

Груз (в данном случае уголь) равномерно распределен на упругом металлическом полу, поэтому нагрузка передается на хребтовую балку и боковые фермы пропорционально площадям поперечного сечения, приходящимся на



Фиг. 524. Распределение равномерной нагрузки по поперечному сечению 60-тонной гондолы.

точки опоры (фиг. 524). Вся нагрузка $G = 60\,000$ кг, на хребтовую балку (площадь II) приходится

$$Q_{x.б} = \frac{1520}{2960} G = 60\,000 \frac{1520}{2960} = 30\,800 \text{ кг};$$

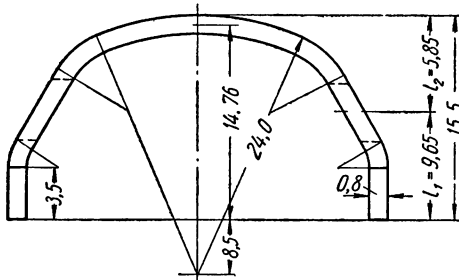
на боковую ферму (площадь I) приходится

$$\begin{aligned} Q_{б.ф} &= (G - Q_{x.б}) : 2 = \\ &= (60\,000 - 30\,800) : 2 = 14\,600 \text{ кг}. \end{aligned}$$

Определение усилий в хребтовой и поперечных балках

Сечением хребтовой балки надо задаться в соответствии с условиями конструкции. Согласно нормам, площадь сечения будет около 160 см².

Элементы сечения верхней накладке (фиг. 525). Расстояния до нейтральной оси $l_1 = 9,65 \text{ см}$, $l_2 = 5,85 \text{ см}$; момент инерции $J_x = 816,1 \text{ см}^4$; площадь сечения $F = 41,14 \text{ см}^2$.



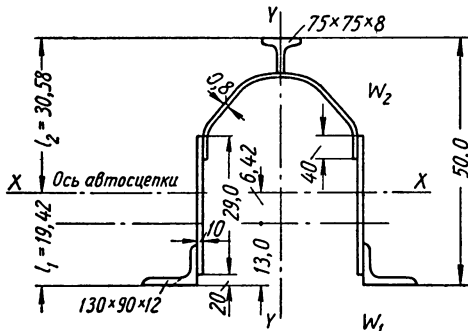
Фиг. 525. Верхняя накладка хребтовой балки 60-тонной гондолы типа 1941 г.

Полное сечение хребтовой балки (фиг. 526). Расстояние до нейтральной оси балки $l_1 = 19,4 \text{ см}$, $l_2 = 30,6 \text{ см}$, момент инерции $J_x = 39\,902 \text{ см}^4$, моменты сопротивления

$$W_1 = 39\,902 : 19,4 = 2054,6 \text{ см}^3;$$

$$W_2 = 39\,902 : 30,6 = 1304,8 \text{ см}^3.$$

Площадь сечения $F = 160,7 \text{ см}^2$.



Фиг. 526. Поперечное сечение хребтовой балки гондолы типа 1941 г.

Радиус инерции

$$r = \sqrt{\frac{J_{\min}}{F}} = \sqrt{\frac{39\,902}{160,7}} = \sqrt{248,3} = 15,7 \text{ см},$$

так как минимальным моментом инерции будет момент J_x .

Согласно схеме нагружения (фиг. 527), на хребтовую балку действуют следующие нагрузки:

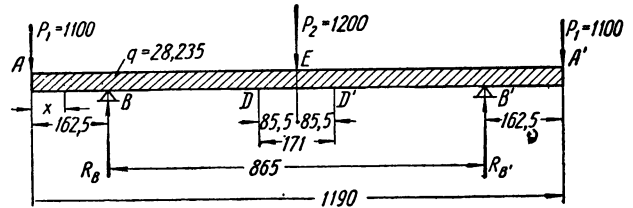
1) равномерно распределенные по всей длине:

собственный вес хребтовой балки . . .	1 600 кг
половина веса крышек люков . . .	1 200 »
составляющая от веса груза . . .	30 800 »
Всего	33 600 кг

2) сосредоточенные:

вес P_1 от комплекта автосцепки и половина веса буферного бруса считаются приложенными к концам хребтовой балки по 1100 кг, всего на балку 2200 кг;

вес P_2 комплекта пневматического тормоза (считается приложенным посередине) 1200 кг.



Фиг. 527. Схема нагрузки хребтовой балки гондолы.

Полная нагрузка на балку

$$Q = 33\,600 + 2200 + 1200 = 37\,000 \text{ кг}.$$

Нагрузка на 1 пог. см длины от равномерно распределенных усилий

$$q = 33\,600 : 1190 = 28,2 \text{ кг}.$$

Считаем хребтовую балку свободно лежащей на двух опорах (шкворнях) B и B' при указанном выше распределении нагрузок. Для восприятия излишних изгибающих моментов (сверх допускаемых по сечению хребтовой балки) подводятся две средние опоры D и D' .

Реакция опор

$$R_B = R_{B'} = Q : 2 = 37\,000 : 2 = 19\,500 \text{ кг}.$$

Изгибающие моменты:

от A до B

$$M = P_1 x + \frac{q x^2}{2},$$

от B до E

$$M = P_1 x + \frac{q x^2}{2} - R_2 (x - 162,5).$$

Наиболее невыгодный случай нагружения имеет место на участке $D-D'$. Он происходит при действии статических нагрузок Q , P_1 и P_2 и прямом растяжении автосцепки, причем наибольшее напряжение получается в нижних волокнах хребтовой балки.

Напряжение при прямом растяжении автосцепки

$$k_2 = P : F = 80\,000 : 160,72 = 497,8 \text{ кг/см}^2,$$

где P — усилие растяжения, F — площадь сечения хребтовой балки.

Эксцентриситет автосцепки на участке $D-D'$

$$e = l_1 - 13 = 19,42 - 13 = 6,42 \text{ см.}$$

Изгибающий момент от внецентренного приложения усилия автосцепки

$$M_s = Pl = 80\,000 \cdot 6,42 = 513\,600 \text{ кг.}$$

Напряжение от момента M_s

$$k_b = M_s : W_1 = 513\,600 : 2054,6 = 250 \text{ кг/см}^2.$$

Суммарное напряжение

$$k_{\text{сум}} = 497,8 + 250 = 747,8 \text{ кг/см}^2.$$

Изгибающий момент от груза (точка E)

$$\begin{aligned} M_E &= 1100 \cdot 595 - 8500 (595 - 162,5) + \\ &+ 0,5 \cdot 28,2 \cdot 595^2 = 654\,500 - 8\,001\,250 + \\ &+ 4\,994\,950 = -2\,348\,800 \text{ кгсм.} \end{aligned}$$

Задаваясь максимальным напряжением в хребтовой балке на участке $D-D'$, получаем $k = 1100 \text{ кг/см}^2$. Остаток напряжения, поглощаемый изгибающим моментом, $\Delta k = k - k_{\text{сум}} = 1100 - 747,8 = 352,2 \text{ кг/см}^2$.

$$M_{\text{дон}} = \Delta k W_1 = 352,2 \cdot 2\,054,6 = 723\,600 \text{ кгсм.}$$

Остаток изгибающего момента от груза

$$\begin{aligned} \Delta M_{\text{дон}} &= M_E - M_{\text{дон}} = -2\,348\,800 + 723\,600 = \\ &= -1\,525\,200 \text{ кгсм} \end{aligned}$$

должен быть воспринят средними опорами (балками).

Изгибающие моменты от силы P — реакции, создаваемой средней опорой (фиг. 528),

$$M = Pl = 347P.$$

По условию $M = \Delta M$, т.е. $347P = 1\,525\,200 \text{ кг/см}$, откуда $P = 1\,525\,200 : 347 = 4683 \text{ кг}$ (округленно 4700 кг).

Наибольшее суммарное напряжение в точке E $k = 1100 \text{ кг/см}^2$ (растяжение).

В точке B (над шкворневой опорой) наиболее опасный случай нагружения происходит при центрально-буферном ударе автосцепки. Максимальное напряжение получается в нижних волокнах хребтовой балки. Для сечения хребтовой балки в точке B момент сопротивления нижних волокон $W_1 = 2054,6 \text{ см}^3$, эксцентриситет автосцепки $e = 6,42 \text{ см}$; площадь сечения $F = 160,72 \text{ см}^2$, минимальный радиус инерции $r = 15,7 \text{ см}$.

Так как в вертикальной плоскости хребтовая балка ничем не укреплена, то в этом направлении она и будет деформироваться при сжатии.

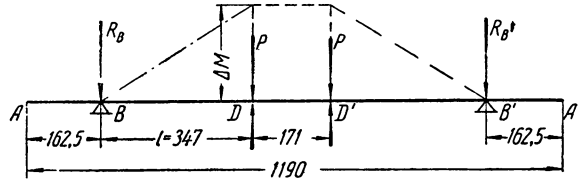
Напряжения в балке определяют, рассчитывая ее как колонну:

$$k_z = \frac{P}{F} c = \frac{80\,000}{160,72} \cdot 1,23 = 612,2 \text{ кг/см}^2;$$

$$c = 1 + \left(\frac{l}{r}\right)^2 = 1 + \left(\frac{1190}{15,7}\right)^2 = 1 + \frac{75,8^2}{25\,000} = 1,23$$

(коэффициент продольного сжатия).

В этих формулах $P = 80\,000 \text{ кг}$ — усилие сжатия автосцепки; $l = 1190 \text{ см}$ — длина сжатой части хребтовой балки.



Фиг. 528. Эпюра изгибающих моментов хребтовой балки гондолы от реакции опор поперечных балок.

Изгибающий момент от внецентренного приложения усилия сжатия автосцепки

$$M_s = Pl = 80\,000 \cdot 6,42 = 513\,600 \text{ кгсм.}$$

Напряжение от момента M_s

$$k'_b = M_s : W_1 = 513\,600 : 2054,6 = 250 \text{ кг/см}^2.$$

Изгибающий момент от груза (точка B)

$$\begin{aligned} M_B &= 1100 \cdot 162,5 + 0,5 \cdot 28,2 (162,5)^2 = \\ &= 178\,750 + 327\,800 = 506\,550 \text{ кгсм.} \end{aligned}$$

Напряжение от момента M_B

$$k''_b = M_B : W_1 = 506\,550 : 2\,054,6 = 246,5 \text{ кг/см}^2.$$

Суммарное напряжение

$$\begin{aligned} k_{\text{сум}} &= k_z + k'_b + k''_b = -612,2 - 250 - 246,5 = \\ &= -1108,7 \text{ кг/см}^2 \end{aligned}$$

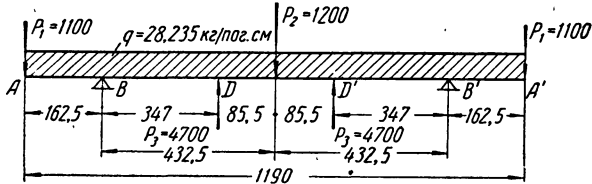
(сжатие).

Остальные сечения хребтовой балки, как менее опасные, можно не проверять.

Проверка стрел прогиба рамы и фермы. Для правильности расчета примененным выше методом, согласно которому по выбранным силам реакции промежуточных опор подбираются сечения балок, необходимо, чтобы стрелы прогиба, подсчитанные для обеих систем балок, в отношении элементов, сходящихся в одной точке, т.е. элементов, для которых задаются силами, были уравнены или отличались друг от друга весьма незначительно.

Стрела прогиба хребтовой балки. На балку действуют следующие силы (фиг. 529):

1) равномерно распределенная нагрузка $q = 28,2$ кг на 1 пог. см;



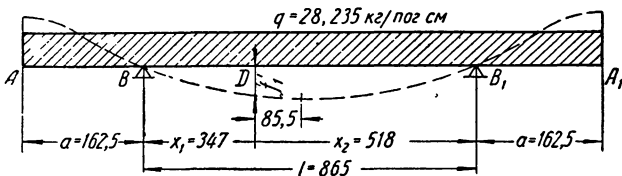
Фиг. 529. Схема нагрузки хребтовой балки гондолы с учетом реакции поперечных опор.

2) сосредоточенные на концах грузы от веса автосцепки, приложенные в точке соединения с буферным брусом, $P_1 = 1100$ кг;

3) сосредоточенные в середине балки грузы от веса пневматического тормоза $P_2 = 1200$ кг;

4) сосредоточенные силы реакции от средних поперечных балок, приложенные в местах соединения их с хребтовой балкой, $P_3 = 4700$ кг.

$E = 2,1 \cdot 10^6$ — модуль упругости стали;
 $J = 39\,900$ см⁴ — момент инерции хребтовой балки по оси $x-x$ для точки D — места скрепления средней поперечной балки с хребтовой.



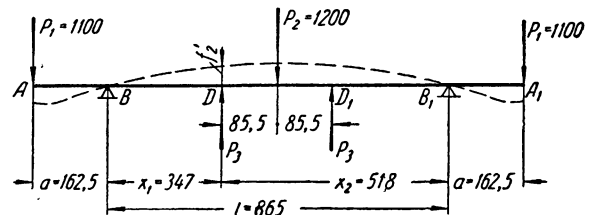
Фиг. 530. Схема упругих деформаций хребтовой балки гондолы от равномерно распределенной нагрузки.

Стрела прогиба в точке D от равномерно распределенной нагрузки q (фиг. 530)

$$\begin{aligned}
 f_1' &= -\frac{qa^2lx_1}{12EJ} \left(1 - \frac{x^2}{b^2}\right) - \frac{qa^2lx_2}{EJ} \left(1 - \frac{x^2}{b^2}\right) + \\
 + \frac{5ql}{384EJ} &= -\frac{28,2 \cdot 162,5^2 \cdot 865 \cdot 347}{12 \cdot 2\,100\,000 \cdot 39\,900} \cdot \left(1 - \frac{347^2}{865^2}\right) + \\
 &+ \frac{5 \cdot 28,2 \cdot 865^4}{384 \cdot 2\,100\,000 \cdot 39\,900} - \\
 &- \frac{28,2 \cdot 162,5^2 \cdot 865 \cdot 518}{12 \cdot 2\,100\,000 \cdot 39\,900} \left(1 - \frac{518^2}{865^2}\right) + \\
 + \frac{5 \cdot 28,2 \cdot 865^4}{384 \cdot 2\,100\,000 \cdot 39\,900} &= -0,24 - 0,27 + 2,36 = \\
 &= 1,85 \text{ см (вниз)}.
 \end{aligned}$$

Стрела прогиба в точке D от сосредоточенных грузов (фиг. 531)

$$\begin{aligned}
 f_2' &= -\frac{P_1qlx_1}{6EJ} \left(1 - \frac{x^2}{b^2}\right) - \frac{P_1alx_2}{6EJ} \left(1 - \frac{x^2}{l^2}\right) - \\
 &- \frac{P_3x_1^2}{EJ} \left(\frac{l}{2} - \frac{2}{3}x_1\right) + \frac{P_2x_1}{12EJ} \left(\frac{3}{4}l^3 - x^2\right) = \\
 &= -\frac{1100 \cdot 162,5 \cdot 865 \cdot 347}{6 \cdot 2\,100\,000 \cdot 39\,900} \left(1 - \frac{347^2}{865^2}\right) - \\
 &- \frac{1100 \cdot 162,5 \cdot 865 \cdot 518}{6 \cdot 2\,100\,000 \cdot 39\,900} \left(1 - \frac{518^2}{865^2}\right) - \\
 &- \frac{4700 \cdot 347^2}{2\,100\,000 \cdot 39\,900} \left(\frac{865}{2} - \frac{2 \cdot 347}{3}\right) + \\
 &+ \frac{1200 \cdot 347}{12 \cdot 2\,100\,000 \cdot 39\,900} \left(\frac{3}{4} \cdot 865^3 - 347^2\right) = \\
 &= -0,10 - 0,11 - 1,38 + 0,05 = -1,54 \text{ см (вверх)}.
 \end{aligned}$$

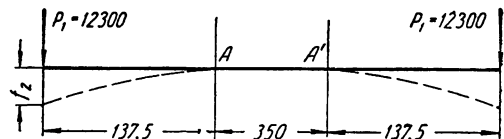


Фиг. 531. Схема упругих деформаций хребтовой балки гондолы от сосредоточенных сил.

Суммарная стрела прогиба хребтовой балки для точки D при статическом положении вагона

$$f_{\text{сум}} = f_1' + f_2' = 1,85 - 1,54 = +0,31 \text{ см.}$$

Стрела прогиба на конце шкворневой балки в месте ее соединения с боковой фермой (фиг. 532). Нагрузка для этой точки равна реакции боковой фермы на шкворневую балку. Момент инерции в сечении $AJ = 47\,575$ см⁴.

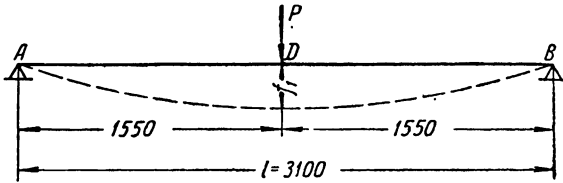


Фиг. 532. Схема упругих деформаций шкворневой балки рамы гондолы.

Считаем балку заделанной в данном сечении, и тогда прогиб в указанной точке будет

$$f_2 = \frac{Pl^3}{8EJ} = \frac{12\,300 \cdot 137,5^3}{8 \cdot 2\,100\,000 \cdot 47\,575} = +0,05 \text{ см.}$$

Стрела прогиба средней поперечной балки в месте ее соединения с хребтовой балкой (фиг. 533). Нагрузка для этой точки есть реакция на среднюю опору от хребтовой балки P =

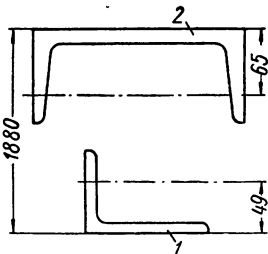


Фиг. 533. Схема упругих деформаций поперечной балки рамы гондолы.

=4700 кг. Момент инерции $J=11\ 755\ \text{см}^4$. Считаем нагрузку P приложенной в средней части поперечной балки, имеющей опоры в точках A и C на боковых фермах. Прогиб средней балки для указанных точек

$$f_3 = \frac{Pl^3}{48EJ} = \frac{4\ 700 \cdot 310^3}{48 \cdot 2\ 100\ 000 \cdot 11\ 755} = +0,13\ \text{см.}$$

Стрела прогиба фермы. Можно принять, что верхний и нижний пояса фермы соединены между собой жестко и работают, как пояса одной балки. Нагрузками на балку



Фиг. 534. Поперечное сечение верхнего пояса боковой фермы гондолы в дверном пролете.

будут статические нагрузки, приложенные в узлах соединения боковой фермы со всеми поперечными балками.

Для швеллера верхнего пояса боковой фермы (фиг. 534) статический момент инерции относительно нижней кромки угольника $S = 3357,2\ \text{см}^3$, площадь сечения пояса $F = 46\ \text{см}^2$.

Таким образом, расстояние от низа сечения до нейтральной оси

$$e_1 = 3357,2 : 46 = 73\ \text{см.}$$

Момент инерции по оси $x-x$

$$I = 355\ 045 + 695 = 355\ 740\ \text{см}^4.$$

Стрела прогиба боковой фермы для точки D (фиг. 535)

$$f_4 = -\frac{P_1 a l x_1}{6EJ} \left(1 - \frac{x_1^2}{l^2}\right) - \frac{P_1 a l x_2}{6EJ} \left(1 - \frac{x_2^2}{l^2}\right) + \frac{P_2 c x_1}{6EJ} (l^2 - c^2 - x_1^2) + \frac{P_2 c x_2}{6EJ} (l^2 - c^2 - x_2^2) +$$

$$+ \frac{P^3 x_1^2}{EJ} \left(\frac{l}{3} - \frac{2}{3} x_1\right) =$$

$$= -\frac{1620 \cdot 176 \cdot 865 \cdot 347}{6 \cdot 2\ 100\ 000 \cdot 355\ 740} \left(1 - \frac{347^2}{865^2}\right) -$$

$$- \frac{1620 \cdot 176 \cdot 865 \cdot 518}{6 \cdot 2\ 100\ 000 \cdot 355\ 740} \left(1 - \frac{518^2}{865^2}\right) +$$

$$+ \frac{2400 \cdot 1\ 764\ 347}{6 \cdot 865 \cdot 2\ 100\ 000 \cdot 355\ 740} (865^2 - 176^2 - 347^2) +$$

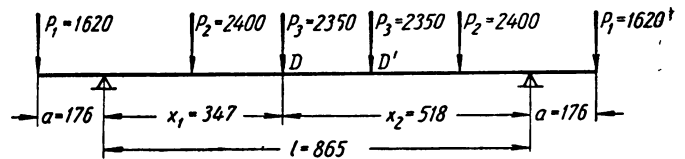
$$+ \frac{2400 \cdot 176 \cdot 519}{6 \cdot 865 \cdot 2\ 100\ 000 \cdot 355\ 740} (865^2 - 176^2 - 518^2) +$$

$$+ \frac{2350 \cdot 347^2}{2\ 100\ 000 \cdot 355\ 740} \left(\frac{865}{2} - \frac{2}{3} \cdot 347\right) =$$

$$= -0,017 - 0,018 + 0,026 + 0,029 + 0,030 =$$

$$= +0,10\ \text{см.}$$

Под влиянием нагрузок хребтовая балка в месте ее крепления со средней балкой перемещается по вертикали вниз на $f_1 = 0,31\ \text{см}$. При



Фиг. 535. Схема распределения сосредоточенных сил по узлам боковой фермы гондолы.

этом перемещение средней поперечной балки, входящей в другую систему, складывается из следующих перемещений:

шкворневой балки вниз

$$f_2 = +0,05\ \text{см};$$

боковой фермы вниз

$$f_4 = 0,10\ \text{см};$$

самой средней балки вниз

$$f_3 = 0,13\ \text{см.}$$

Отсюда перемещение другой системы в точке соединения средней поперечной балки с хребтовой $f'_{\text{сум}} = f_2 + f_4 + f_3 = 0,05 + 0,10 + 0,13 = +0,28\ \text{см}$. Разница между величинами перемещения двух систем для одной точки

$$\Delta f = f_{\text{сум}} - f'_{\text{сум}} = 0,31 - 0,28 = 0,03\ \text{см},$$

или

$$\Delta = \frac{0,3}{0,28} = 10,7\%$$

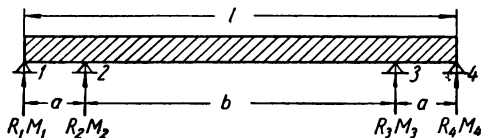
вполне допустима.

Разница в стрелах прогиба обуславливает для хребтовой балки несколько иную величину напряжений по сравнению с задаваемыми, но поскольку это различие лежит в пределах допустимого, можно пересчет не производить. Вообще во всех рамах в силу неточной сборки действительные напряжения всегда имеют небольшие отклонения от подсчитанных теоретических. Это необходимо иметь в виду при выборе величины допустимого напряжения.

Основное преимущество расчета методом подпора заключается в быстром получении результатов и в том, что в процессе расчета можно окончательно уточнить все сечения. Метод подпора очень удобен в тех случаях, когда имеется одна или две средние опоры (поперечные балки), симметрично расположенные. При четырех и большем числе опор соответственно возрастает количество реакций подпора, следовательно, расчет тогда усложняется, так как приходится оперировать сразу несколькими неизвестными реакциями. Однако и в этом случае метод подпора является более простым, чем метод угловых деформаций и метод сил.

§ 90. РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ВАГОННОЙ РАМЫ

Хребтовая балка. Хребтовая балка рассчитывается, как неразрезная четырехопорная (фиг. 536) на следующие нагрузки: а) собствен-



Фиг. 536. Схема нагрузки хребтовой балки двухосного грузового вагона при жестких опорах.

ный вес балки G и б) часть полезного груза, передающегося на балку через половой настил, $Q'_{x.б.}$.

Полная нагрузка

$$Q_{x.б.} = Q'_{x.б.} + G.$$

нагрузка на 1 пог. м

$$q = Q_{x.б.} : L. \quad (173)$$

Опорами 1, 2, 3, 4 являются две буферные и две поперечные балки, опирающиеся на боковые продольные балки. Реакции опор и изги-

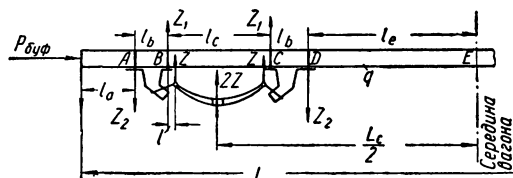
бающие моменты определяются уравнением о трех моментах

$$M_1 = M_4 = 0; M_2 = M_3; R_1 = R_4; R_2 = R_3;$$

$$R_1 + R_2 = \frac{Q_{x.б.}}{2}.$$

Кроме того, хребтовую балку рассчитывают на усилия, возникающие при сжатии и растяжении автосцепки.

Боковая балка. В двухосных грузовых вагонах эта балка является главной несущей балкой, через которую передаются на ходовые части все усилия. Ее рассчитывают, как четырехопорную балку (фиг. 537), на ряд нагрузок, к которым относятся:



Фиг. 537. Схема нагрузки на боковую балку двухосного грузового вагона.

- а) собственный вес балки G ;
- б) часть полезного груза, передающегося на балку через половой настил, $Q'_{б.б.}$;
- в) составляющая от центробежной силы и силы ветра $Q_{ц.с.}$;
- г) сосредоточенная на конце боковой балки сила P , равная реакции буферной балки плюс собственный вес этой балки;
- д) сосредоточенная сила P_2 , равная реакции поперечной балки плюс собственный вес этой балки.

Равномерно распределенные нагрузки

$$Q_{б.б.} = Q'_{б.б.} + Q_{ц.с.}$$

Нагрузка на 1 пог. м длины $q = Q_{б.б.} : L$.

Упругими опорами балки являются концы рессор (центры концевых ушков). Реакции опор направлены снизу вверх и составляют

$$Z = \frac{2P_1 + 2P_2 + qL}{4}. \quad (174)$$

Их действие на швеллер можно заменить давлением Z_1 , которое приходится на внутреннюю сторону рессорной державки, и Z_2 — на наружную:

$$Z_1 = Z \frac{l + l_b}{l_b}; \quad Z_2 = Z \frac{l}{l_b}. \quad (175)$$

Изгибающие моменты подсчитываются по следующим формулам:

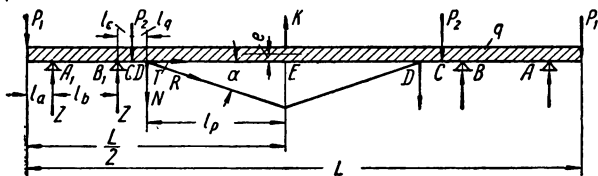
$$\left. \begin{aligned} M_A &= -Pl_a - q \frac{l_a^2}{2}; \\ M_B &= -P(l_a + l_b) - Z_2 l_b - \frac{1}{2} q (l_a + l_b)^2; \\ M_C &= M_B + [Z_1 - Z_2 + P - q(l_a + l_b)] l_c - \frac{1}{2} q l_c^2; \\ M_D &= -P \left(\frac{L}{2} - l_e \right) + 2Z \left(\frac{L}{2} - l_e \right) - \frac{1}{2} q \left(\frac{L}{2} - l_e \right)^2. \end{aligned} \right\} (176)$$

Максимальный изгибающий момент получается в середине балки. Его величина

$$M_E = -P_1 \frac{L}{2} + 2Z \frac{L}{2} - P_2 l_p - \frac{1}{2} q \left(\frac{L}{2} \right)^2.$$

Боковую балку рассчитывают еще на продольное сжатие от действия составляющей $P_{б.б}$ буферного удара на нее.

Расчет боковой балки, снабженной шпренгелем с одной колонкой. В данном случае, помимо сил, учтенных выше, на боковую балку действуют еще дополнительные силы, а именно (фиг. 538), ре-



Фиг. 538. Схема нагрузки боковой балки рамы при шпренгеле I типа с одной колонкой.

акция колонки K и реакция струны R , которую разлагаем на силу $T = R \cos \alpha$ и $N = R \sin \alpha$. При этом $N = K$.

Сила T производит сжатие балки, а также ее изгиб вследствие внецентренного приложения этой силы относительно оси балки. Пара сил K и N тоже производит изгиб балки.

Реакции опор, как и раньше,

$$Z = \frac{2P_1 + 2P_2 + qL}{3}. \quad (177)$$

Изгибающий момент от силы T $M_T = -Te$.

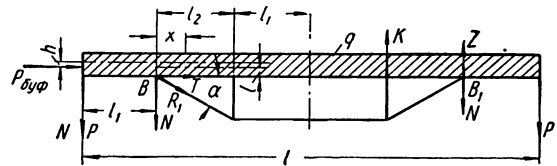
Изгибающие моменты от вертикальных нагрузок

$$\begin{aligned} M_A &= -P_1 l_a - q \frac{l_a^2}{2}; \\ M_B &= -P_1 (l_a + l_b) - q \frac{(l_a + l_b)^2}{2} + Z l_b; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_C &= -P_1 (l_a + l_b + l_c) - \\ &\quad - q \frac{(l_a + l_b + l_c)^2}{2} + Z (l_b + l_c) + Z l_c; \\ M_D &= -P_1 (l_a + l_b + l_c + l_g) - q \frac{(l_a + l_b + l_c + l_g)^2}{2} - \\ &\quad - P l_g + Z (l_b + l_c + l_g) + Z (l_c + l_g); \\ M_E &= -P_1 \frac{L}{2} - \frac{1}{2} q \left(\frac{L}{2} \right)^2 - P_2 (l_p + l_g) - \\ &\quad - K l_p + Z \left(\frac{L}{2} - l_a \right) + Z \left(\frac{L}{2} - l_a - l_b \right) - T e. \end{aligned}$$

Кроме расчета на изгиб от вертикальных сил и силы T , боковую балку рассчитывают на продольные сжатия от силы $P_{б.б}$ и T .

Расчет боковой балки, снабженной шпренгелем с двумя колонками. Эту балку рассчитывают, как балку, лежащую на двух опорах B и B_1



Фиг. 539. Схема нагрузки боковой балки рамы при шпренгеле II типа с двумя колонками.

(фиг. 539), применительно к различным видам нагрузок. К ним относятся:

а) равномерно распределенная нагрузка от веса груза, собственного веса балки и составляющих центробежной силы и силы ветра — всего нагрузка Q (нагрузка на 1 пог. см $q = Q:l$);

б) концевая сосредоточенная нагрузка P от части веса буферного бруса и концевой стенки вагона плюс реакция буферной балки;

в) реакция колонок K ;

г) реакция струны R , которую можно разложить на силы $T = R \cos \alpha$ и $N = R \sin \alpha$, причем $N = K$ (сила T производит сжатие балки, а также ее изгиб ввиду внецентренного приложения этой силы относительно оси балки; пара сил N и K производит изгиб балки);

д) сила $P_{б.б}$, приложенная внецентренно, составляющая буферного удара, производящая сжатие и изгиб.

$$\text{Реакция опор } Z = \frac{Q + 2P}{2}.$$

Изгибающие моменты: в сечении над шкворневой балкой

$$M_1 = P l_1 + \frac{q l_1^2}{2} + P_{б.б} h;$$

а в сечении между шкворневой балкой и колонкой шпренгеля на расстоянии x от шкворня

$$M_2 = P_2(l_1 + x) + q \frac{(l_1 + x)^2}{2} - (Z - N)x + Tl. \quad (178)$$

$M_{2 \max}$ будет при x , определяемом из уравнения

$$\frac{dM_x}{dx} = 0. \quad (179)$$

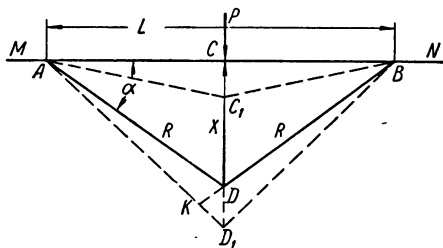
Максимальный изгибающий момент в середине пролета между колонками

$$M'_3 = P(l_2 + l_1 + l_3) + q \frac{(l_2 + l_1 + l_3)^2}{2} - (Z - N)(l_2 + l_3) - Kl_1 + Te. \quad (180)$$

При определении M_2 и M'_3 дополнительный момент от действия буферного удара, равный $P_{б.б} h$, не учитывается, так как на участках, для которых его определяют, этот момент разгружает швеллер.

Далее рассчитывают балку на продольное сжатие от сил $P_{б.б}$ и T .

Расчет шпренгеля с одной колонкой. Расчет ведется на сосредоточенную нагрузку P , приложенную над колонкой шпренгеля. Схема нагружения показана на фиг. 540.



Фиг. 540. Схема упругих деформаций узла рамы со шпренгелем I типа.

В расчете приняты следующие обозначения:

L — длина балки между шпренгельными державками;

l — длина струны AD ;

α — угол между струной и швеллером;

J_x — момент инерции сечения швеллера;

F_1 — площадь сечения струны;

F_2 — площадь сечения колонки;

E — модуль упругости;

H — высота колонки.

Под действием груза P балка MN начнет прогибаться, колонка сожмется и вызовет силу

реакции, равную X ; следовательно, изгиб балки на длине AB будет производиться силой $P - X$. Сила X , действуя на точку D , дает составляющую R , которая растягивает струну.

Прогиб балки в месте установки шпренгельной колонки

$$f_1 = \Delta_1(P - X), \quad (181)$$

где $\Delta_1 = \frac{L^3}{48EJ}$ — стрела прогиба балки в точке C от груза, равного 1 кг .

Сила X сжимает колонку на величину

$$f_2 = \Delta_2 X, \quad (182)$$

где $\Delta_2 = \frac{H}{F_2 E}$ — сжатие колонки под грузом, равным 1 кг .

Сила R , растягивающая струну, определится из треугольника сил:

$$R = \frac{X}{2 \sin \alpha}. \quad (183)$$

Удлинение струны под действием силы R

$$f_3 = \Delta_3 R = \Delta_3 \frac{X}{2 \sin \alpha}, \quad (184)$$

где

$$\Delta_3 = \frac{l}{F_1 E} \quad (185)$$

удлинение струны под действием силы, равной 1 кг .

Взаимозависимость величин f_1 , f_2 и f_3 выражается в следующем.

Так как швеллер, колонка и струна связаны между собой, то под действием груза P точка C балки опустится на величину f_1 . Точка D опустится на величину DD_1 , которая меньше f_1 , поскольку колонка сожмется на f_2 . Тогда $DD_1 = f_1 - f_2$. Струна AD займет положение AD_1 , и если из точки A провести дугу радиусом AD , то KD_1 будет удлинением струны AD . Так как величины f_1 , f_2 и f_3 очень малы, то без большой погрешности можно дугу DK заменить перпендикуляром, опущенным из точки D на линию AD_1 . Тогда из треугольника $DD_1 K$ получается

$$f_3 = KD_1 = DD_1 \sin \alpha = (f_1 - f_2) \sin \alpha. \quad (186)$$

Решая уравнения совместно, находят

$$\frac{\Delta_3 X}{2 \sin \alpha} = [\Delta_1 (P - X) - \Delta_2 X] \sin \alpha,$$

откуда

$$X = P \frac{\Delta}{\Delta_1 + \Delta_2 + \frac{\Delta_3}{2 \sin^2 \alpha}}. \quad (187)$$

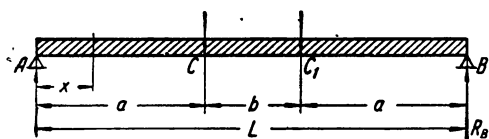
Зная величину X , определяют силу $P-X$, изгибающую швеллер, и силу R , растягивающую струну.

Если на балку, кроме сосредоточенных сил, действуют и равномерно распределенные силы, то аналогичным образом определяют величины их составляющих на колонку, струну и балку. В этом случае прогиб будет складываться из прогиба Δ_1' от сосредоточенного груза 1 кг и прогиба Δ_1'' от равномерно распределенного груза, действующего с силой, равной 1 кг на 1 пог. м :

$$\Delta_1'' = \frac{5}{384} \cdot \frac{L^3}{EJ} \quad (188)$$

Указанным способом, т. е. путем расчленения сил, ведутся расчеты и для других случаев нагрузок.

Поперечная балка. Поперечную балку рассматривают, как балку, свободно лежащую на двух концевых опорах (фиг. 541), нагруженную



Фиг. 541. Схема нагрузки поперечной балки рамы вагона.

собственным весом G и давлением P , передаваемым хребтовой балкой (реакции жестких опор или реакции подпора). Нагрузка на 1 пог. см $q = G : L$

Реакция опор

$$R_A = R_B = \frac{G + 2P}{2}.$$

Изгибающие моменты от A до C

$$M_x = R_A x - q \frac{x^2}{2},$$

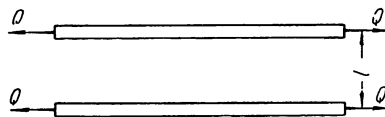
от C до C_1 (здесь момент постоянен)

$$M_{C-C_1} = R_A a - \frac{qa^2}{2}.$$

Рассчитываются сечения $n-n$ и $m-m$. Первое, имеющее форму двутавровой балки, работает на изгиб с напряжением в верхних и нижних волокнах соответственно $k'_b = M_1 : W_1$ и $k''_b = M_1 : W_2$, где M_1 — изгибающий момент для сечения $n-n$, а W_1 и W_2 — соответственно моменты сопротивления нижних и верхних волокон сечения балки.

Сечение $m-m$, где часто отсутствует вертикальный лист, состоит из двух накладок,

причем верхняя накладка работает на сжатие, а нижняя на растяжение от силы $Q = \frac{M_2}{l}$ (фиг. 542), где M_2 — изгибающий момент для сечения $m-m$, а l — расстояние между нейтральными осями накладок.

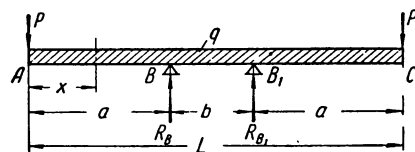


Фиг. 542. Сечение поперечной балки рамы в узле хребтовой балки.

Напряжение сжатия $k'_z = Q : F_1$; напряжение растяжения $k''_z = Q : F_2$, где F_1 и F_2 — соответственно площадь верхней и площадь нижней накладок.

Шкворневая балка. Шкворневая балка рассматривается, как балка, свободно лежащая на двух средних опорах — швеллерах хребтовой балки (фиг. 543).

Нагрузки: а) собственный вес балки G , принимаемый как равномерно распределенная нагрузка (на 1 пог. см действует нагрузка $q = G : L$); б) сосредоточенные силы P , действу-



Фиг. 543. Схема нагрузки шкворневой балки рамы вагона.

щие на концах балки, — реакции опор боковых балок рамы или ферм кузова.

Реакция опор шкворневой балки

$$R_B = R_{B_1} = \frac{G + 2P}{2}.$$

Изгибающие моменты:

от A до B

$$M_x = -Px - \frac{qx^2}{2};$$

от B до B_1

$$M_{B-B_1} = -Px + R_A(x-a) - \frac{q(x-a)^2}{2}.$$

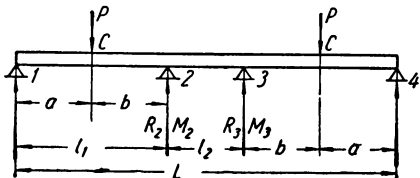
Момент M_{B-B_1} — постоянный по величине.

Сечения $n-n$ и $m-m$ рассчитываются, как в предыдущем случае.

Буферная балка. Первый случай. Буферный брус — неразрезной постоянной сечения

по всей длине. Такой брус изготавливают либо в виде цельного швеллера, либо из лобовых листов, армированных цельными по длине верхней и нижней накладками.

В данном случае балку рассчитывают, как четырехопорную неразрезную (фиг. 544), по



Фиг. 544. Схема нагрузки неразрезной буферной балки рамы вагона.

уравнению трех моментов. Нагрузками являются горизонтально изгибающие силы P от удара буферов:

$$2M_2(l_1 + l_2) + M_3l_2 = -\frac{Pab(a + l_1)}{l_1}.$$

Ввиду симметричности балки и нагрузок имеет место равенство моментов, т. е.

$$M_1 = M_4 = 0 \text{ и } M_2 = M_3,$$

или

$$M_2 = M_3 = -\frac{Pab(a + l_1)}{l_1(2l_1 + 3l_2)}. \quad (189)$$

Реакции опор на боковые балки определяются из уравнения

$$R_1l_1 - Pb + M_3 = 0,$$

откуда

$$R_1 = \frac{Pb - M_3}{l_1}.$$

Расчетный изгибающий момент будет наибольшим в сечении C . Этот момент

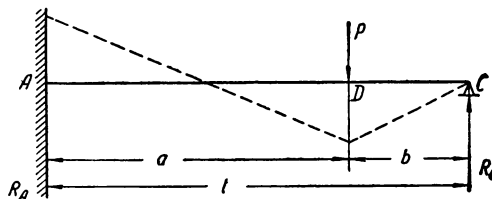
$$M_C = R_1a.$$

Второй случай. Буферный брус является разрезным брусом. Для ввода фрикционного аппарата автосцепки в хребтовую балку необходимо вырезать нижний лист буферной балки посередине между швеллером хребтовой балки. Так как буферный брус разрезной, нужно каждую половину его рассчитать отдельно. Место соединения буферного бруса с хребтовой балкой обычно развито по сечению, поэтому здесь надо считать брус жестко заделанным в хребтовую балку. Места соединения буферного бруса с боковым поясом менее развиты по сечению, следовательно, здесь необходимо счита-

ть брус свободно опирающимся на боковую балку рамы (или нижний пояс боковой фермы).

Пример расчета буферной балки гондолы. Эту балку рассчитывают на горизонтальный буферный удар с силой $P=40\,000$ кг, эксцентричный относительно оси буферного бруса. Так как этот эксцентриситет меняется по длине бруса, в связи с чем создается добавочный (крутящий) момент, весьма трудно поддающийся расчету, сечение бруса подбирают таким образом, чтобы основные напряжения (от горизонтальных изгибающих моментов) не превышали $800\text{--}900$ кг/см².

Сила P приложена в точке D — месте крепления буфера. Схема нагружения показана на фиг. 545.



Фиг. 545. Схема нагрузки разрезной буферной балки рамы вагона.

Изгибающие моменты

$$M_A = \frac{Pb(l^2 - b^2)}{2l^2} = \frac{40\,000 \cdot 63(136^2 - 63^2)}{2 \cdot 136^2} = 989\,600 \text{ см}; \quad (190)$$

$$M_D = \frac{Pba}{l} - \frac{b(M_A)}{l} = \frac{40\,000 \cdot 63 \cdot 73}{136} - \frac{63 \cdot 989\,600}{136} = 894\,230 \text{ кгсм}. \quad (191)$$

Реакции опор:

на нижний пояс боковой фермы передается

$$R_C = \frac{M_A + P(l - b)}{l} = \frac{989\,600 + 40\,000(136 - 63)}{136} = 14\,200 \text{ кг}, \quad (192)$$

а на хребтовую балку

$$R_A = P - R_C = 40\,000 - 14\,200 = 25\,800 \text{ кг}.$$

Полная нагрузка на хребтовую балку

$$R_{x.p. \sigma} = 2R_A = 25\,800 \cdot 2 = 51\,600 \text{ кг}.$$

Эта нагрузка меньше усилия сжатия автосцепки, поэтому при расчете хребтовой балки можно реакцию буферного удара не учитывать.

Для сечений *A* и *D* буферной балки (фиг. 546) центр тяжести

$$e_1 = 23,9 \text{ см}; e_2 = 10,9 \text{ см}.$$

Суммарный момент инерции

$$J_y = 13\,301 \text{ см}^4.$$

Момент сопротивления

$$W_1 = J_y : e_1 = 13\,301 : 23,9 = 555,8 \text{ см}^3;$$

$$W_2 = J_y : e_2 = 13\,301 : 10,9 = 1223,7 \text{ см}^3.$$

Напряжения изгиба в точках *A* и *D*:

$$k_b = M_A : W_1 = -989\,600 : 1223,7 = -809 \text{ кг/см}^2;$$

$$k_b = M_D : W_1 = 894\,230 : 1223,7 = +712 \text{ кг/см}^2.$$

При расчете рам от динамических усилий растяжения автосцепки или винтовой упряжи и сжатия автосцепки или буферов должны быть учтены следующие схемы действия этих нагрузок: сжатие или растяжение, приложенные по концам хребтовой балки по осям автосцепки или винтовой упряжи; одностороннее сжатие по буферам; сжатие по двум буферам с одного конца вагона и по автосцепке с другого конца.

В местах крепления пятника к нижним полкам хребтовой балки (в узле шкворневой балки) вертикальные стенки балки должны быть рассчитаны на местное сжатие, напряжение которого определяется по формуле

$$\sigma_a = \frac{Q_1}{2F},$$

где σ_a — напряжение сжатия в кг/см^2 ; Q_1 — нагрузка, приходящаяся на пятник от полезного груза и собственного веса кузова или рамы вагона; $F = a \cdot l$ — площадь сечения стенки балки в см^2 ; a — толщина стенки балки в см ; l — длина участка балки, к которой прилегает пятник.

Несколько указаний для проектировщиков рам. При проектировании рам необходимо иметь в виду следующее:

1. Нейтральные оси соединяемых балок должны сходиться в одной точке, иначе по-

явятся дополнительные изгибающие и крутящие моменты и дополнительные напряжения.

2. Характер работы соединительных деталей должен точно отвечать их назначению. Нельзя допускать возможности, например, работы заклепок на разрыв, а болтов на срез.

3. Необходимо избегать соединения деталей в одном и том же узле сваркой и клепкой.

4. Конструкции рамы и ее элементов должны быть технологичны.

§ 91. РАСЧЕТ РАМ НА ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ УСИЛИЯ

Наличие и характер действия дополнительных усилий оговариваются в каждом отдельном случае при выдаче технического задания.

Динамические удары при погрузке груза с некоторой высоты (саморазгружающиеся вагоны, см. § 87); динамические усилия, возникающие от этих грузов и действующие на вагон, определяются по следующим формулам.

Расчет рам на удар груза, падающего с некоторой высоты. Рама четырехосного рудного хоппера п. с. 70 т рассчитывалась на удар от падения первой порции дробленой руды, подаваемой потоком со специальных погрузочных устройств.

Усилие удара

$$P = a b v g = 0,3 \cdot 0,4 \cdot 0,1 \cdot 2,5 = 0,08 \text{ т} = 80 \text{ кг},$$

где a — ширина потока в м ; b — длина потока в м ; v — толщина двух слоев руды (размер куска $50 \times 50 \times 50 \text{ мм}$); g — удельный вес руды.

Живая сила первой порции

$$M = \frac{mv^2}{2} = \frac{Pv^2}{2g} = \frac{80 \cdot 4,5}{2 \cdot 9,81} = 83 \text{ кгм}, \quad (193)$$

где v — скорость падения в м/сек ; g — ускорение силы тяжести в м/сек^2 ; m — масса.

Пружины обычной тележки грузовых вагонов при нагрузке, равной 1 кг, дают прогиб, равный $\frac{0,00625}{1000} \text{ м/т}$, при нагрузке X кг прогиб

$$\text{составляет } \frac{0,00625}{1000} X \text{ м}. \quad (194)$$

Приравнивая запас живой силы к потенциальной энергии рессор, получим

$$M = X \left(\frac{0,00625}{1000} X \right) \text{ кгм}. \quad (195)$$

Решая совместно уравнения (193) и (195), определяем значение X — динамической силы удара:

$$X = \frac{83 \cdot 1000}{0,00625} = 3645 \text{ кг}.$$

Определение величины силы удара P
при падении глыбы груза весом Q_1
в кузов вагона-самосвала

Расчет рамы кузова. Энергия падающего груза, идущая на упругую деформацию рамы кузова, выражается следующей формулой:

$$w_2 = \frac{(m_1 + m_2)(v_1^2 - v_2^2)}{2} - \frac{m_3 v_3^2}{2}, \quad (196)$$

где m_1 — масса падающей глыбы; m_2 — половина массы кузова; m_3 — масса самосвала (без тележек и без половины массы кузова); v_2 — скорость кузова в момент удара глыбы, равная

$$\frac{m_1 v_1}{m_1 + m_2},$$

где v_1 — скорость в момент удара в м/сек, равная $\sqrt{2gh}$; при этом h — высота падения глыбы в м от центра ее до пола, а g — ускорение; v_3 — скорость массы m_3 , равная

$$v_3 = \frac{(m_1 + m_2)v_2}{(m_1 + m_2 + m_3)}.$$

Величина w_2 в то же время равна работе силы P_1 на прогиб системы рамы, т. е.

$$w_2 = \frac{P_1 \Sigma f}{2}, \quad (197)$$

где P_1 — динамическая сила удара на раму кузова; Σf — сумма всех прогибов балок рамы, кузова и тележек от действия силы P_1 .

Из формул (196) и (197) определяется значение силы P_1 , от действия которой рассчитываются детали рамы кузова.

Расчет рамы вагона. Действие удара при падении глыбы в середину вагона более всего сказывается на хребтовой балке рамы. При ударе в кузов над шкворневой балкой рамы энергия удара передается непосредственно на рессорное подвешивание ходовых частей, и этот случай является наименее опасным. Расчет хребтовой балки поэтому ведут на случай падения глыбы над средним опорным кронштейном кузова на раму. В этом случае работа динамической силы удара P_2 пойдет на прогиб хребтовой балки и тележек; значения m_2 и m_3 в этом случае будут равны между собой и соответствовать половине массы думпкара (без тележек):

$$w_2 = \frac{P_2 (f_{xp.б} + f_{x.ч})}{2}. \quad (198)$$

Для хребтовой балки, имеющей опоры на пятниках тележки, значение прогиба $f_{x.б}$ определяется, как для двухопорной свободнолежащей балки с нагрузкой посередине, по формуле

(198), а прогиб $f_{x.ч}$ (ходовых частей) определяется из выражения (194) с заменой X на P и с учетом, соответственно, гибкости рессорного подвешивания и прогиба шкворневой балки тележки (при наличии последних). Это учитывается и при определении Σf в формуле (197):

$$f_{xp.б} = \frac{P_2 a^2 b^2}{3EJl}, \quad (199)$$

где l — расстояние между опорами (центрами пятников) в см; a и b — плечи от точки приложения силы P_2 до опор в см; J — момент инерции балки в см⁴; $E = 2,1 \cdot 10^6$ — модуль упругости в кг/см².

Решая формулы (198) и (199), определяют значение динамической силы P_2 , от действия которой производят расчет хребтовой балки.

Если на раме должно устанавливаться тормозное и иное специальное оборудование, вызывающее дополнительные усилия в балках, необходимо составить силовую схему работы этого оборудования и в соответствии с ней рассчитать раму. Так как местом приложения падающего груза может быть любая точка дна или бортов кузова (особенно в самосвалах), необходимо обращать внимание на сечения, ослабленные постановкой различных механизмов. Учитывая, что силы от ударов груза в действительности могут превышать величины, указываемые в техническом задании, следует брать для пола, бортов, стенок, бункеров, крышек люков сечения, несколько большие расчетных.

Динамические усилия, возникающие при работе разгрузочных механизмов. Составив схему работы этих механизмов, определяют силы, приводящие в движение разгрузочную систему (при ручном, пневматическом или электрическом приводе), и затем подсчитывают усилия, действующие на элементы разгрузочного механизма, и силы реакции, передающиеся на элементы рамы и кузова. Как усилия, так и реакции можно определить довольно точно.

После выявления всех статических и динамических усилий и точек их приложения производится расчет рамы и кузова обычными методами. Детали разгрузочных механизмов (цилиндры, рычаги и тяги, зубчатые и червячные передачи и др.) рассчитывают, как детали машин.

Принцип расчета рамы цистерны. Котел цистерны опирается на раму в трех точках, из которых две находятся на шкворневых балках, а третья — на средней поперечной балке, связанной с хребтовой. Так как момент сопротивления котла в несколько раз превышает момент сопротивления хребтовой балки рамы,

то при расчете котла, как балки, лежащей на двух опорах-пикворнях и нагруженной равномерно распределенной нагрузкой от веса груза, учитывается прогиб котла в середине — f_1 .

При расчете хребтовой балки, как балки, лежащей на двух опорах — пятниках, только на усилия от ее собственного веса прогиб балки в середине f_2 во всех цистернах оказывается большим, чем f_1 . Следовательно, не рама поддерживает котел, а котел держит раму.

В связи с этим при расчете цистерны котел рассчитывают на давление P и изгиб от действия

груза G , а раму — только на растягивающие и сжимающие усилия, вызываемые работой автосцепки.

Нормы напряжений. Допускаемые напряжения в частях рамы следует брать по нормам, с учетом характера работы детали, т. е. от действия только статической нагрузки или в сумме с динамической.

Допускаемые напряжения в деталях разгрузочных и других механизмов назначаются на основании норм, установленных для деталей машин.

ГЛАВА XXIX

ВАГОННЫЕ КУЗОВА

§ 92. КОНСТРУКЦИИ КУЗОВОВ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

Различают следующие типы кузовов: цельнометаллические, с металлическим каркасом и деревянной обшивкой и с деревянным каркасом и деревянной обшивкой. Кузов состоит из боковых торцевых стенок, крыши (у крытых вагонов) и настила пола.

Цельнометаллические кузова. В крытых вагонах и вагонах изотермических остов (каркас) кузова состоит из вертикальных стоек, дуг и продольных обвязок профильного сечения толщиной 4—8 мм. Толщина обшивки боковых стенок: наружной металлической — от 1,6 до 2 мм, внутренней деревянной — от 19 до 22 мм; толщина обшивки торцевых стенок соответственно 3—6 и 20—35 мм. Толщина настила пола из дерева — от 45 до 50 мм, толщина крыши: наружной (металлической) 1—2 мм, внутренней (деревянной) 20—22 мм.

Меньшие толщины — для элементов из легированных сталей; большие — для элементов из обычных углеродистых сталей. Это относится ко всем толщинам металлических частей кузова, указанным для крытых и изотермических вагонов и полувагонов.

Кузов такой конструкции имеет четырехосный изотермический вагон п. с. 32 т.

В полувагонах (гондолы, хопперы и др.) каркас и обшивка металлические. Толщина стоек от 4 до 10 мм, нижних обвязок — боковых ферм от 8 до 12 мм, верхних обвязок — от 10 до 20 мм; толщина обшивки стен 3—6 мм, толщина пола (или крышек люков) 4—6 мм. У думпкара настил пола тройной. Нижний (несущий) пол делают из металлических листов

толщиной 4—6 мм, средний (амортизирующий) пол — из деревянных брусьев высотой 70—100 мм, а верхний пол — из металлических листов толщиной 8—12 мм.

Кузов такой конструкции имеет четырехосная гондола п. с. 60 т.

Котлы цистерн общего назначения изготавливают из металлических листов. Толщина броневого листа 10—12,7 мм, верхних обечаек 8—11 мм, днища 11—14 мм, колпаков 7—10 мм; люки (горловины и крышки) стальные литые или из листа. Для цистерн других типов толщину листов определяют из расчетных условий, принимая во внимание диаметр котла, давление, испытываемое котлом, а также вероятную величину износа стенок котла от коррозии (кислотные цистерны). Для саморазгружающихся вагонов специального назначения (гондолы, думпкары и т. п.) тоже необходимо учитывать возможный износ как от коррозии, так и от истирания грузом.

Наружная (металлическая) обшивка вагона вместе с каркасом является несущим элементом кузова, внутренняя (деревянная) обшивка образует стены грузового помещения.

Почти все типы вагонов современных конструкций имеют цельнометаллические кузова.

Кузова с металлическим каркасом. В таком кузове несущим элементом является каркас, поэтому боковые и торцевые стены выполняются в виде раскосно-стоечных ферм из профильных прокатных или сварных элементов. Толщина стоек и раскосов от 6 до 10 мм, толщина обвязки от 10 до 20 мм.

Деревянная обшивка у четырехосных крытых вагонов имеет следующие толщины: обшивка пола 45—50 мм, стен 22—40 мм, крыши

(сверху крыша покрывается 5-килограммовым кровельным железом) 22 мм. Толщина обшивки стенок полувагонов от 35 до 45 мм, пола платформ от 50 до 70 мм, боковых бортов платформ 35—40 мм.

Обшивка крепится к каркасу болтами. Для пола применяются болты диаметром 10—12 мм, для боковых и торцевых стенок — диаметром 12 мм. У изотермических вагонов обшивку стенок и крыши крепят гвоздями, а металлическую кровлю — кляммерами.

Кузова такой конструкции имеют четырехосный крытый товарный вагон п. с. 50 т, четырехосная гондола с тормозной площадкой п. с. 60 т и другие вагоны.

Кузова с деревянным каркасом. С такими кузовами до войны строились четырехосный и двухосный изотермические вагоны; у двухосных изотермических вагонов кузов с деревянным каркасом не менялся до настоящего времени.

Остов кузова — раскосно-стоечной конструкции. Крепление между собой стоек, раскосов и обвязок производится врезкой шипов и дополнительно угольниками на болтах. Для крепления досок пола и соединения каркаса кузова с рамой вагона на последней укрепляется болтами деревянная рама пола. С кузовом ее соединяют врезкой шипов и угольниками на болтах.

Нижние обвязочные и все подпольные бруска, нижние части концевых фрамуг (дуг крыши), а также все стойки — дубовые; остальные бруска кузова — сосновые. Дуги составные, клееные из дубовых и сосновых пластин.

Двери, люки, борта товарных вагонов. Двери. В крытых вагонах двери задвижные; они катаются на верхних роликах и направляются нижним рельсом; в четырехосных вагонах — на нижних роликах. Эти двери изготовляют цельнометаллическими или же с металлическим каркасом и деревянной обшивкой толщиной 35—40 мм. В изотермических вагонах двери створчатые с деревянной дубовой вязкой и двойной деревянной обшивкой толщиной 16—22 мм с каждой стороны. В гондолах и полувагонах двери либо створчатые, либо откидывающиеся вниз на шарнирах, цельнометаллические или с металлическим каркасом и деревянной обшивкой. Толщина обшивки: деревянной 35—40 мм, из металлических листов — от 4 до 6 мм.

Люки. В крытых вагонах боковые люки служат для вентиляции и освещения в тех случаях, когда вагоны переоборудованы под людские

перевозки, а также при погрузке и разгрузке сыпучих грузов. Крыши люков металлические из листа толщиной 2 мм.

В изотермических вагонах загрузочные люки для льда устроены в крыше. Они закрываются крышками с двойной обшивкой и изоляцией с герметическим уплотнением по периметру.

В полувагонах типа гондол и хопперов крышки люков металлические (из листа толщиной 4—6 мм), армированные балками. В хопперах крышки люков, как и детали армировки люковых отверстий, часто делают стальными литыми с целью увеличения их прочности.

Борта. Боковые борта самосвалов (подъемные или опускаемые) состоят из металлического каркаса с двойной обшивкой. Толщина обшивки (в зависимости от мощности думпкара): наружной 6—8 мм, внутренней 8—10 мм. Борты платформ деревянные толщиной 35—50 мм. Армировкой служат петли, концевые коробки толщиной 2—3 мм и верхние полосы толщиной 10—12 мм.

Постоянные величины. У цистерн для перевозки кислот стенки котла изнашиваются вследствие разведения их кислотой, у полувагонов для перевозки сыпучих грузов стенки кузова и настил пола подвергаются истиранию. В силу этого необходимо сечения увеличивать по сравнению с теми, которые получаются по расчету. Толщина металлических стенок кузова и пола полувагона должна быть не менее 6 мм, а деревянных — не менее 35—40 мм для стенок кузова и не менее 45—50 мм для пола.

Профиль верхней обвязки кузова полувагона и толщина ее определяются из условия работы обвязки на вагоноопрокидывателях и с учетом возможных ударов краном и грейфером при погрузке.

§ 93. КОНСТРУКЦИЯ КУЗОВОВ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

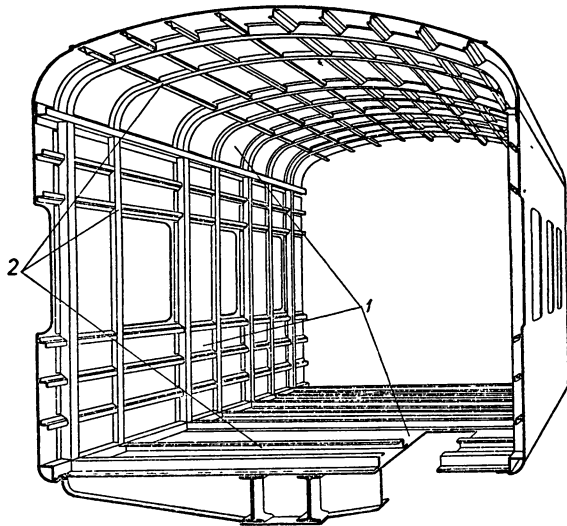
Различают три типа кузовов: цельнометаллические, с металлическими боковыми стенами и деревянные. В современных пассажирских вагонах всех конструкций нижняя рама (она же часть кузова) металлическая. Остов кузова состоит из боковых и торцевых наружных стенок, внутренних тамбурных стенок, пола и крыши.

Цельнометаллические кузова. С такими кузовами строятся вагоны всех современных конструкций. Рама вагона является рабочим элементом кузова, воспринимающего все статиче-

ские и динамические усилия. В поперечном сечении кузов имеет форму прямоугольника с закругленными углами или яйцевидную форму. Верхним поясом кузова является крыша, нижним — настил пола.

По характеру работы кузовов различают кузова с несущим наружным листом и кузова с несущим каркасом.

Кузова с несущим наружным листом (пола, стенок и крыши) у них безраскосный каркас, состоящий из набора стоек,

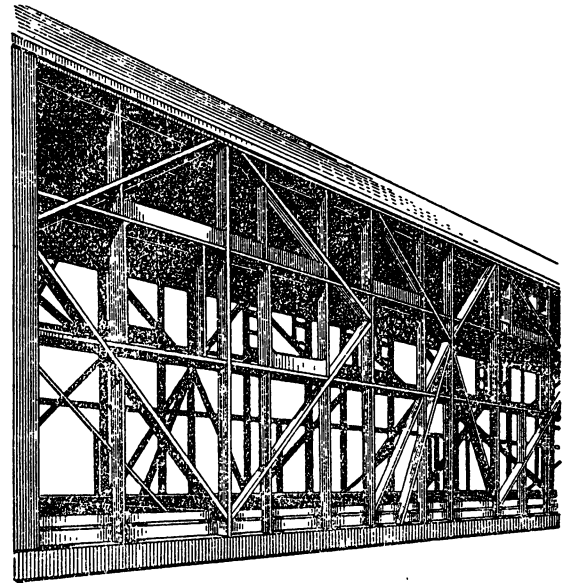


Фиг. 547. Кузов цельнометаллического пассажирского вагона длиной 23,6 м с несущим наружным листом: 1—обшивка пола, стен и крыши; 2—армирующий внутренний каркас для листов.

половых балок, дуг и легких продольных балочек, служит в основном элементом жесткости. Такие кузова имеют вагоны большинства конструкций, обращающиеся в обычных и скоростных поездах. Выполняются кузова как из углеродистых, так и из низколегированных сталей. Соединения выполняются сваркой, например кузовов цельнометаллического пассажирского вагона длиной 23,6 м (фиг. 547), или комбинацией клепки и сварки (в вагонах железных дорог США). Толщина элементов каркаса от 3 до 6 мм, верхних и нижних обвязок 6—10 мм, пола 2—3 мм, боковых стенок 1,6—3 мм, крыши 1,6—2 мм (меньшие величины — для легированных сталей).

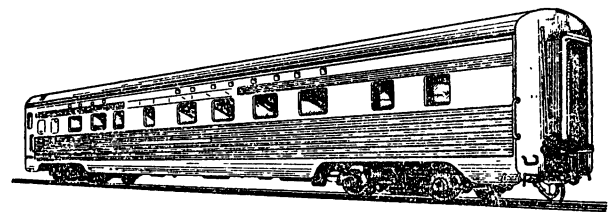
Кузова с несущим каркасом. Нижняя обшивка кузова является элементом прикрытия, и поэтому толщину ее определяют из условия непробиваемости от случайных ударов. Каркас кузова состоит (фиг. 548)

из раскосно-стоечных ферм и вместе с нижней рамой воспринимает все статические и динамические усилия. Каркас и обшивку обычно выполняют из нержавеющей стали марки 18-8 (толщина элементов каркаса от 1,5 до 3 мм, толщина обшивки от 0,75 до 1 мм), но иногда



Фиг. 548. Боковая ферма с несущим каркасом кузова пассажирского вагона.

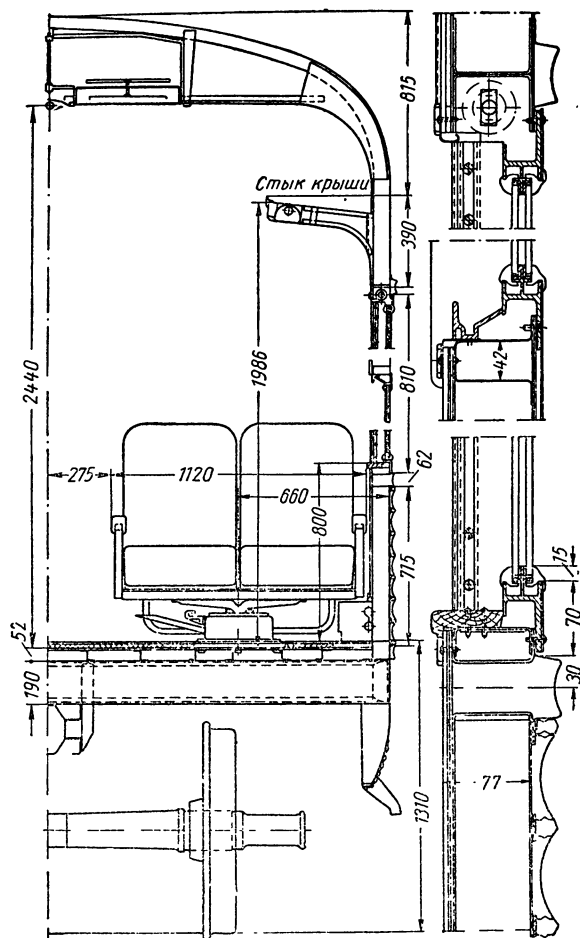
каркас делают из легированной стали, а обшивку — из нержавеющей стали при толщине элементов каркаса, равной 4—8 мм, и толщине обшивки 0,75—1 мм. Из обычных углеродистых сталей кузова этой конструкции не изготовляют, чтобы не увеличить их коэффициент тары.



Фиг. 549. Внешний вид пассажирского вагона высокоскоростного поезда с несущим металлическим каркасом кузова.

Кузова с несущим каркасом используются в высокоскоростном транспорте. Их выполняют клепаными, если материал каркаса и обшивки — сталь марки 18-8 (18% Cr; 8% Ni). Если же для каркаса применяется низколегированная сталь, а для обшивки сталь 18-8, то каркас делают сварным, а обшивку ставят на

заклепках. На фиг. 549 показан внешний вид пассажирского вагона высокоскоростного поезда с несущим металлическим каркасом кузова, а на фиг. 550 — поперечное сечение по боковой стенке этого вагона. Тонкая обшивка



Фиг. 550. Поперечное сечение вагона скоростного поезда (с несущим каркасом кузова).

стенки из стали 18-8 профилирована продольными гофрами для придания ей жесткости и устранения волнистости.

Кузова с металлическими боковыми стенками. У этих кузовов крыша состоит из металлических поперечных дуг, связывающих боковые стенки, и покрытия в виде деревянной обшивки и мягкой кровли из брезента, спонвязки и других материалов, пропитанных смолами (например, четырехосный электровагон пригородного сообщения), или в виде деревянной обшивки, покрытой кровельным железом (например, кузов четырехосного пассажирского

вагона бывш. Владикавказских дорог). Несущим элементом относительно вертикальных нагрузок являются металлические боковые стены, а относительно горизонтальных нагрузок — нижняя рама вагона. Каркас боковых и торцевых стенок выполняется из стоек и продольных легких балочек толщиной 4—8 мм и покрывается листом толщиной 4—6 мм. Настил пола — деревянный.

Деревянные кузова. По конструкции они в основном подобны кузовам изотермических вагонов. Боковые стенки состоят из раскосно-стоечных деревянных ферм, где раскосы работают на сжатие. Растяжение воспринимается металлическими струнами, которыми стягиваются (по стойкам) верхние и нижние пояса с боковой балкой нижней рамы. На металлической раме вагона располагается деревянная подпольная рама кузова; с рамой вагона ее крепят болтами, а с кузовом — шипами и угольниками. Дуги крыши металлические (из угольников или швеллеров), к ним прикреплены сосновые бруски для крепления обшивки. Угловые, дверные и оконные стойки и вся подпольная рама изготовлялись из дуба, ясеня или сибирской лиственницы 1-го сорта, остальные части — из сосны и ели. Размеры сечений брусков от 80 × 75 мм до 150 × 100 мм.

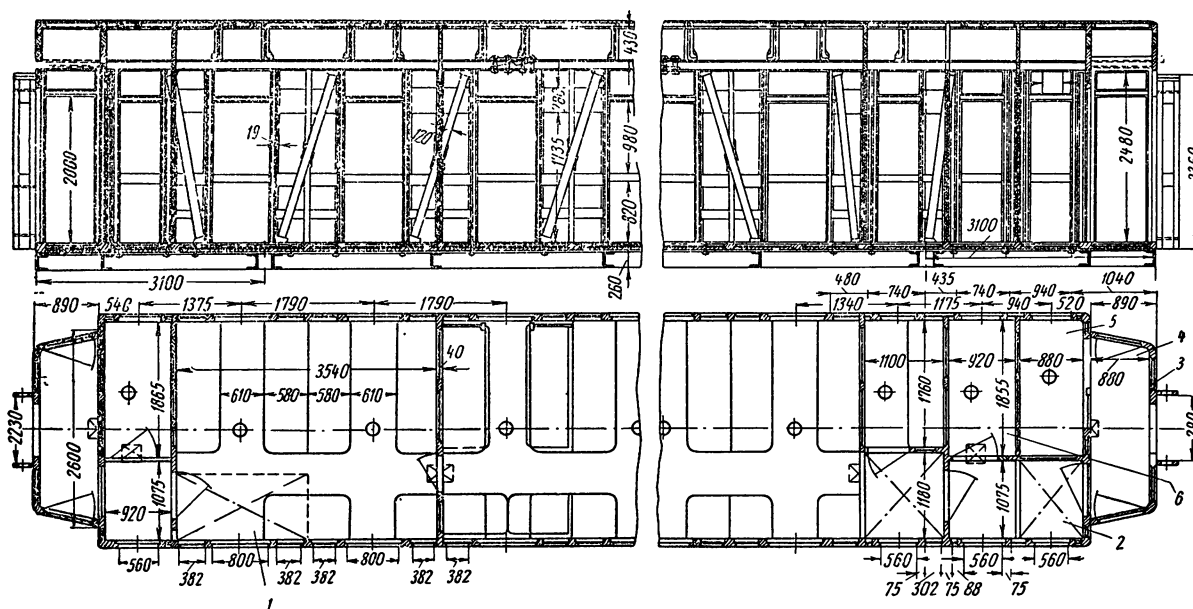
Общая толщина боковых стенок 80 мм, тамбурных и лобовых стенок 60—65 мм, пола и крыши 100 мм. Обшивка стенок деревянная двойная. Толщина обшивки: внутренней 16 мм, наружной 12 мм. Пол двойной: верхний настил сделан из досок толщиной 32—38 мм, нижний — из досок толщиной 16 мм. Между наружной и внутренней обшивками стенок, пола и крыши прокладывается изоляция. Крыша поверх деревянной обшивки (толщина обшивки 22 мм) покрывается 5-килограммовым железом, а стенки — листовым железом толщиной 1,5 мм. На фиг. 551 показан общий вид деревянного раскосно-стоечной конструкции кузова четырехосного пассажирского вагона длиной 20,2 м.

Внутреннее устройство. Внутренняя обшивка кузовов металлической конструкции деревянная: у электровагонов из досок толщиной 30—40 мм для пола, 16—18 мм для боковых стенок и 12 мм для потолка; у четырехосных вагонов длиной 23,6 м — из столярной плиты или многослойной фанеры толщиной 19 мм (пол), 25 мм (перегородки), 10 мм (боковые стенки) и 5 мм (подшива потолка). Между наружной и внутренней обшивкой закладывается изоляционный материал: шевелин (в вагонах длиной 20,2—20 м), пробка (в пассажирских

спальных вагонах прямого сообщения), аль-фоль, ипорка, мипора (в современных четырех-осных цельнометаллических пассажирских вагонах длиной 23,6 м). Между деревянной обшивкой и металлическими частями каркаса кузова прокладывается технический войлок. Для изоляции пола применяются отмеченные выше материалы, а также минераловатные: войлок и пробка. Пол покрывается линолеумом толщиной 4—6 мм; в мягких вагонах под линолеумом прокладывается войлок толщиной до 12 мм. В вагонах метро половой настил из

максимальное (когда сжимаются и рессоры и пружины) 6500—7000 кг.

Двери и окна. Различают двери входные, боковые (створчатые), тамбурные (створчатые или задвижные), ведущие из тамбура в вагон (створчатые), и внутренние — створчатые или задвижные. Каркас дверей первых трех типов — дуб и другие твердые породы дерева; внутренние двери делают из лиственницы. Обшивка деревянная (из досок, столярной плиты или многослойной фанеры): двойная — у наружных дверей и одинарная — у внутренних.



Фиг. 551. Деревянный раскосно-стоечный кузов пассажирского вагона длиной 20,2 м:

1—верхний шкаф для хранения матрасов; 2—верхнее помещение для подушек; 3—ручной тормоз; 4—верхнее помещение для грязного белья; 5 — котельное отделение; 6—уборная.

металлических листов заливается ксилолитом, обладающим большой износостойкостью.

Междувагонные соединения (гармонии). К ним относятся: 1) упругие площадки с рессорами вверху и пружинами внизу, поглощающие мелкие вибрации сочлененных кузовов и в то же время служащие ограждением для пассажиров при их переходе из вагона в вагон; 2) переходные гармонии, являющиеся только ограждениями. Упругие площадки у нас применяются в новейших вагонах длиной 23,6 м и электровагонах; переходные гармонии — в вагонах длиной 20,2 м довоенной постройки. Усилие сжатия упругих площадок: начальное (при предварительной затяжке пружин) 100—200 кг, среднее (при сцепленных, но не сжатых вагонах) 300—400 кг и

Тамбурные и боковые двери (с обеих сторон) и двери, ведущие из вагона в тамбур (с одной стороны), покрываются поверх деревянной обшивки листовым железом толщиной 1—1,5 мм.

Окна вагонов имеют двойные оконные рамки. Вязка (каркас) рамок дубовая толщиной 12—16 мм, стекла полированные или зеркальные толщиной 4—7 мм, без факета или с факетом 20—25 мм. В электровагонах длиной 19 м внутренние рамки на летний период удаляют.

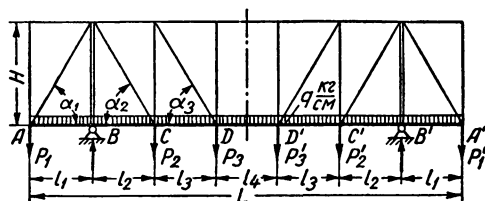
ГОСТ 3191-53 «Вагоны железных дорог широкой колеи. Детали деревянные» установлены допускаемые к применению в новом вагоностроении и при ремонте вагонов породы дерева и сортность его с разбивкой по типам вагонов (грузовые и пассажирские) и по группам деталей (обшивка, внутреннее оборудование и др.).

Различают следующие типы окон: глухие — в вагонах с принудительной вентиляцией; опускаемые или подъемные — в вагонах длиной 20,2 м с вытяжной естественной вентиляцией, и смешанной конструкции; нижняя часть этих окон до $\frac{2}{3}$ высоты — глухая, верхняя часть открывающаяся (в электровагонах длиной 19 м и четырехосных пассажирских вагонах длиной 23,6 м).

§ 94. РАСЧЕТ КУЗОВОВ НА ПРОЧНОСТЬ

Статические нагрузки. К ним относятся собственный вес кузова (цельнометаллические кузова) или только вес боковых стен (ферм); нагрузки от веса груза, приходящиеся на кузов или боковые стены (фермы), и усилия распора на боковые стены при перевозке сыпучих грузов (для грузовых вагонов).

Динамические нагрузки — это центробежная сила масс кузова и груза и давление ветра на боковые стенки.



Фиг. 552. Схема нагрузок боковой раскосно-стоечной фермы вагона.

Перечисленные усилия воспринимаются полностью кузовом в цельнометаллических вагонах, у которых боковые стенки участвуют в восприятии нагрузки вместе с крышей и полом, и боковыми стенками (фермами) — в полувагонах и вагонах с неработающей крышей; здесь боковая балка рамы является нижней обвязкой (поясом) боковой стенки (фермы).

В деревянных кузовах раскосной конструкции (изотермические вагоны, а также пассажирские длиной 20,2 м) вес груза, вес кузова и вертикальные составляющие от давления ветра и центробежной силы передаются на раму вагона. В этом случае кузов рассчитывается только на непосредственное воздействие на него горизонтальных ветровых сил, а также центробежных и инерционных сил (от веса самого кузова).

Расчет боковой стенки раскосно-стоечной конструкции. Схема боковой фермы и нагрузок изображена на фиг. 552. Опорами фермы являются шкворневые балки — точки А и А₁.

Равномерно распределенные нагрузки. К ним относятся:

- 1) вес груза, передающийся на боковую ферму через половую настил или через крышки люков (в полувагонах), Q_1 ;
- 2) вес боковой фермы с обшивкой Q_2 ;
- 3) вес половины крыши Q_3 (в крытых грузовых, а также в пассажирских вагонах);
- 4) вертикальная составляющая Q_4 от действия центробежной силы и силы ветра.

Суммарная нагрузка (передается на нижний пояс фермы)

$$Q_{с.ф} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4.$$

Нагрузка на 1 пог. см длины нижней обвязки

$$q = Q_{с.ф} : L.$$

Нагрузка в узлах А, В и т. д. определяется по формулам

$$P'_A = q \frac{(l_1 + l_2)}{2}; \quad P'_B = q \frac{(l_2 + l_3)}{2} \quad (200)$$

и т. д.

Сосредоточенными нагрузками являются:

1) реакции буферных и поперечных балок рамы, приложенные в узлах нижнего пояса фермы (эти силы определяются по данным расчета рамы);

2) нагрузки от веса торцевых стен, от крышек люков на боковую обвязку и т. п., либо приложенные в узлах нижнего пояса непосредственно, либо разделенные по этим узлам обратно пропорционально плечам расстояний от места приложения сил до узлов (в случае приложения этих сил между узлами А, В, С и т. д.).

Величина этих сосредоточенных нагрузок в узлах равна P''_A , P''_B и т. д.

Реакции опор боковой фермы определяются по формуле

$$R_A = R_{A'} = \frac{Q_{с.ф} + \sum P' + \sum P''}{2}. \quad (201)$$

Суммарные нагрузки для каждого узла равны

$$P_A = P'_A + P''_A; \\ P_B = P'_B + P''_B - R_A \quad (202)$$

и т. д.

Расчет боковой фермы на вертикальные нагрузки. Расчет фермы от усилий, приложенных в узлах А, В, С и др., производится как расчет статически определимой системы с шарнирами в этих узлах. Все неизвестные усилия

в стержнях фермы определяются на основании уравнений статики $\Sigma X=0$, $\Sigma Y=0$ и $\Sigma M=0$ по аналитическому методу или графическим путем с учетом геометрических элементов фермы H , l и a .

Расчет элементов, работающих на сжатие, выполняется по формуле

$$\sigma_d = \frac{P}{F} k + \frac{Pc}{W}$$

с учетом коэффициента продольного изгиба.

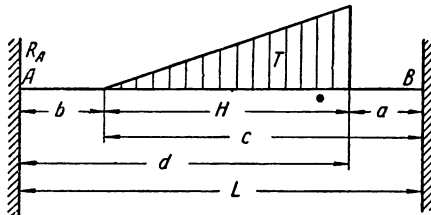
Нижнюю обвязку фермы $A-A_1$ на участках между узлами дополнительно рассчитывают на изгиб от действия равномерно распределенных или сосредоточенных сил, приложенных в этих участках.

Расчет элементов кузова на усилия распора. Для всей фермы усилие распора

$$C_p = C'_p L,$$

где L — длина в м.

Усилие C'_p считается нагрузкой, равномерно распределенной по длине фермы. Эту нагрузку



Фиг. 553. Схема нагрузки силами распора боковой стойки фермы крытого вагона.

распределяют на все стойки по приведенным выше формулам для q и узлов A , B и т. д. с заменой $Q_{б.ф}$ на C_p в $\kappa 2$.

Стойки крытых вагонов, у которых верхние пояса скреплены дугами крыши, рассчитывают по схеме, показанной на фиг. 553. При этом каждую стойку считают заделанной концами вверху и внизу и нагруженной клиновидной нагрузкой T распора. Изгибающие моменты и реакции опор определяются по формулам

$$M_A = \frac{2L}{H^2 L^2} \left[\frac{Lc(c^3 - a^3)}{3} + \frac{(L+c)(a^4 - c^4)}{4} + \frac{(c^5 - a^5)}{5} \right]; \quad (203)$$

$$M_B = \frac{2T}{H^2 L^2} \left[\frac{Lb(b^2 - d^2)}{3} + \frac{(L+b)(d^4 - b^4)}{4} + \frac{(b^5 - d^5)}{5} \right]; \quad (204)$$

$$R_A = \frac{2T}{H^2 L^2} \left[Lc(c^3 - a^3) + \frac{(3L+2c)(a^4 - c^4)}{4} + \frac{2(c^5 - a^5)}{5} \right], \quad (205)$$

где M_A и M_B — изгибающие моменты в сечениях A и B ; T — усилие распора, приходящееся на одну стойку; R_A — реакция опоры в точке A ; для точки B реакция опоры определяется по формуле

$$R_B = T - R_A.$$

Наибольший изгибающий момент будет или M_B или же M_{\max} на расстоянии $(b+x)$ от точки A , определяемый по формуле

$$M_{\max} = -M_A + R_A \left(\frac{2}{3} x + b \right), \quad (206)$$

где

$$x = H \sqrt{\frac{R_A}{T}},$$

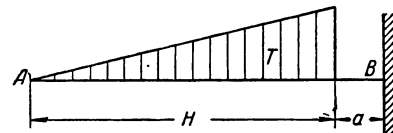
x считается от вершины клиновидной нагрузки вправо.

Стойки полувагонов рассчитывают, как балки, заделанные одним концом у рамы внизу, а вторым концом свободно опирающиеся на верхнюю обвязку фермы (фиг. 554).

Момент в сечении заделки определяется по формуле

$$M_b = T \left(\frac{1}{3} H + a \right). \quad (207)$$

По указанным выше усилиям и сечениям элементов определяют напряжения в этих элементах. При этом для стоек суммируются напряжения от вертикальных нагрузок (сжатие)



Фиг. 554. Схема нагрузки силами распора боковой стойки фермы полувагона.

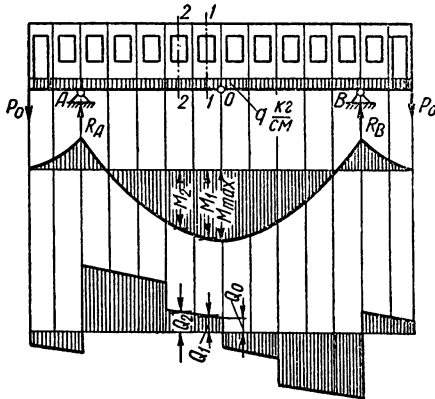
и усилий распора (изгиб), а для нижней обвязки суммируются напряжения от усилий сжатия (они определяются для обвязки как для элемента фермы) и от местных нагрузок (усилия изгиба).

Расчет цельнометаллической боковой стенки. Характер и величины нагрузок и их распределение на элементы стенки (исключая разбивку вертикальных усилий по узлам) такие же, как и для раскосной фермы.

Схема расчета боковой стенки, когда она не имеет вырезов в обшивке, а металлическая тонкая

обшивка, зажатая между стойками и другими элементами жесткости, сохраняет во всех панелях устойчивость.

1. Определяются изгибающие моменты M и перерезывающие силы Q для каждого сечения боковой стенки и строятся их эпюры (фиг. 555).



Фиг. 555. Схема нагрузки цельнометаллической стенки пассажирского вагона.

2. Определяются для этих сечений нормальное напряжение σ и касательное τ по формулам:

$$\sigma = \frac{M}{W} < R_b, \text{ кг/см}^2; \quad (208)$$

$$\tau = \frac{Q}{F}, \quad (209)$$

где W — момент сопротивления стенки в рассматриваемом сечении в см^3 ; F — полная пло-

щадь поперечного сечения стенки в см^2 ; R_b — допускаемое напряжение на изгиб в кг/см^2 .

Для обеспечения устойчивости обшивки необходимо, чтобы напряжения σ и τ были меньше критических $\sigma_{кр}$ и $\tau_{кр}$.

Критическое напряжение определяется по формулам (при коэффициенте Пуассона $\mu = 0,3$)

$$\sigma_{кр} = 0,9K_1 \frac{E}{\left(\frac{b}{\delta}\right)^2}; \quad (210)$$

$$\tau_{кр} = 0,9K_2 \frac{E}{\left(\frac{b}{\delta}\right)^2}, \quad (211)$$

где b — ширина панели в см ; δ — толщина листа обшивки в см ; E — модуль Юнга в кг/см^2 ; a — высота панели в см ; K_1 и K_2 — коэффициенты, зависящие от характера действия нагрузки на панель (сжатие, изгиб, сдвиг), от отношения сторон панели $a : b$ и от условия закрепления панели по контуру. Коэффициенты K_1 и K_2 берутся по табл. 80.

При совместном действии нормальных напряжений σ и скалывающих τ общий коэффициент запаса на устойчивость определяется по формуле

$$n = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma}{\sigma_{кр}}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{кр}}\right)^2}}; \quad (212)$$

при $n > 1$ устойчивость панели обеспечивается; при $n < 1$ панель не имеет устойчивости, и ее надо усилить путем утолщения стенки или постановки дополнительных элементов жесткости (второе предпочтительнее).

Таблица 80

Значения коэффициентов K_1 и K_2 для проверки пластин на устойчивость

Форма пластины	Род нагрузки		
	Равномерное сжатие по продольной оси	Изгиб в горизонтальной плоскости	Сдвиг в горизонтальной или вертикальной плоскости
Свободно опертая по контуру	При $\frac{a}{b} < 1$ $K = \left(\frac{a}{b} + \frac{b}{a}\right)^2$; при $\frac{a}{b} > 1$ $K = 4$	При $\frac{a}{b} > 0,65$; $K = 24$ при $\alpha = 0,50$; $K = 11$ при $\alpha = 0,75$; $K = \frac{4\alpha}{\alpha - 0,5}$ при $\alpha > 1$	$K = 5,6 + \frac{3,78}{\left(\frac{a}{b}\right)^2}$
С заделанными краями	При $\frac{a}{b} = 1$ $K = 9,5$; при $\frac{a}{b} > 1$ $K \approx 7,5$	—	$K = 15,8$ при $\frac{a}{b} = 1$; $K = 11,7$ при $\frac{a}{b} = 2$; $K = 9,3$ при $\frac{a}{b} > 3$

Схема расчета боковой стенки, когда она имеет вырезы (например для окон в пассажирском вагоне), производится полностью по указанному выше расчету стенки и, кроме того, определяется дополнительно:

а) напряжения от вертикальных изгибающих моментов для данного сечения; они суммируются с напряжениями от скалывающих усилий Q для этого же сечения и с напряжениями на изгиб M' вследствие действия Q ; изгибающий момент определяется по формуле

$$M'_1 = \frac{Ql_r}{2}, \quad (213)$$

где Q — перерезывающая сила в сечении 1—1 (там, где имеется вырез); l_r — расстояние между вертикальными осями середин простенков, примыкающих к сечению 1—1; M'_1 — изгибающий момент на оба пояса (по вырезу) стенки;

б) междуоконные простенки (фиг. 556) проверяются на изгиб моментом M_2 от продольного усилия P в надоконном поясе; наибольшее значение этого усилия подсчитывается по формуле

$$P = \frac{S(M_1 - M_2)}{J}, \quad (214)$$

где S — статический момент верхнего надоконного пояса в $см^3$; J — момент инерции всего сечения стены; M_1 и M_2 — изгибающие моменты в сечениях двух смежных пролетов;

$$M_2 = Pl, \quad (215)$$

где l — расстояние от нижней точки оконного проема до верхнего надоконного пояса в $см$.

Стойки боковой стенки дополнительно рассчитывают в крытых товарных, а также в пассажирских вагонах на распорные усилия крыши, действующие в поперечном сечении кузова; в крытых грузовых вагонах и полувагонах — на распорные усилия при перевозке насыпных грузов.

Расчет кузова цельнометаллического вагона. Кузов вагона в поперечном сечении замкнутого контура. Крыша, стенки и пол у него металлические, связанные жестко между собой. Рассчитывается, как трубчатая конструкция.

Вертикальные и горизонтальные усилия воспринимаются нижней рамой и всем кузовом, а именно листами, элементами армировки (стойки, продольные и поперечные балочки). После расчета всей конструкции в целом как единого сечения листы кузова проверяют дополнительно на продольный изгиб, считая их как пластинки с заделанными концами.

Впервые этот метод был разработан Военно-воздушной академией имени Жуковского и под

руководством проф. Уманского был применен в 1946—1947 гг. для расчета цельнометаллического пассажирского вагона бескупейного типа. Указанный метод позволяет значительно правильнее определить действительное распределение усилий и напряжений в элементах кузова и тем самым получить кузов наименьшего веса.

Расчет котлов цистерн. 1. Котлы цистерн под перевозку таких жидких продуктов, как бензин, нефть, спирт и т. д., рассчитывают на два давления:

а) Внутреннее давление P_1 , возникающее при ударе цистерны о тупик или другой вагон. Развивающаяся при этом максимальная сила инерции цистерны вместе с грузом равна усилию удара при сжатии автосцепки $P = 100\,000$ кг. Сила инерции одного только груза

$$N = \frac{100\,000G}{Q} \text{ кг}, \quad (216)$$

где Q — вес вагона брутто; G — вес груза.

Давление на единицу поверхности дна котла

$$P = \frac{N}{F} \text{ кг/см}^2, \quad (217)$$

где F — площадь дна в $см^2$.

$$F = \frac{\pi D^2}{4}.$$

б) Гидростатическое давление в нижней части котла от веса груза

$$P_2 = \frac{(D+h)j}{1000} \text{ кг/см}^2, \quad (218)$$

где D — внутренний диаметр котла в $см$; h — высота колпака в $см$; j — удельный вес жидкости.

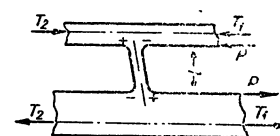
Полное давление внутри

$$P = P_1 + P_2, \quad (219)$$

2. Котлы цистерн под перевозку жидких продуктов, создающих при нормальных условиях транспортировки повышенное давление внутри котла (хлор, метан и п. т.), рассчитываются и на это давление P_3 . Тогда

$$P = P_1 + P_2 + P_3.$$

3. Котлы цистерн под перевозку сжатых под высоким давлением газов рассчитывают только на это давление P_4 , которое намного превосходит давление P .



Фиг. 556. Схема расчетных усилий в междуоконном простенке.

§ 95. СХЕМЫ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА КУЗОВОВ¹

Цельнометаллические пассажирские вагоны

Основные положения. Вновь проектируемые пассажирские вагоны с цельнометаллическим несущим кузовом должны иметь конструкцию, состоящую из набора продольных и поперечных жестких элементов, которые связываются наружной тонкой обшивкой. Этот набор образуется присоединенными к листовой обшивке стержнями, а также штамповкой (гофрами) или отгибкой самой обшивки.

Поперечные элементы должны образовывать замкнутые рамки. Элементы поперечной рамки (поперечные половые балки, стойки боковых стенок и дуга крыши) необходимо располагать в одной плоскости. При смещении элементов из этой плоскости требуется увеличить соответственно жесткость сечения продольных элементов.

На каждом конце вагона не менее одной поперечной рамки должно быть выполнено в виде стенки.

Расчет цельнометаллических пассажирских вагонов на вертикальную и продольную нагрузки производят по следующим расчетным схемам:

Схема рамы кузова в расчете на вертикальную нагрузку при небольшом числе поперечных балок принимается в виде системы перекрестных балок, свободной опертых на контур боковых и торцевых стенок и шарнирно связанных между собой.

При большом числе поперечных балок продольные элементы рамы рекомендуется рассматривать как балки, лежащие на упругом основании, жесткость которых определяется упругостью поперечных балок. Если при этом имеются отдельные поперечные балки, обладающие относительно большой жесткостью, например средние и шкворневые балки, то они вводятся в расчетную схему как дополнительные упругие опоры.

Контур боковых и торцевых стенок в рассмотренных схемах рамы принимается недеформирующимся.

При определении геометрических параметров сечений элементов рамы, работающих на изгиб, вместе с сечением элементов набора требуется учитывать и часть сечений плоской обшивки.

Для упрощения расчета вертикальную на-

грузку, действующую на раму, допускается принимать равномерно распределенной по длине и ширине рамы. На значительные местные нагрузки рассчитываются отдельные элементы рамы и кузова, к которым эта нагрузка приложена.

Расчетная схема кузова цельнометаллической конструкции при определении напряжений в средних сечениях его от действия вертикальных и продольных нагрузок принимается в виде балки на двух опорах — пятниках.

Полученные при этом напряжения в боковых стенках от действия только вертикальной нагрузки увеличиваются на 10% для компенсации влияния боковых сил.

В расчете должно быть учтено невыгоднейшее возможное расположение полезной нагрузки, создающее наибольший изгибающий момент в среднем сечении кузова.

При определении геометрических параметров сечения кузова (площадь, момент инерции и моменты сопротивления) учитываются сечения нетто всех элементов продольного набора, а также часть сечения листов плоской обшивки, прилегающих к элементам.

Напряжения, полученные в продольном наборе рамы при данной расчетной схеме, должны быть сложены с напряжениями, найденными при расчете рамы на вертикальную нагрузку.

При определении напряжений в сжатых элементах набора учитывается коэффициент продольного изгиба. Для определения гибкости элемент продольного набора рассматривается как стержень с шарнирными опорами по концам, имеющий длину, равную расстоянию между элементами поперечного набора. Момент инерции этого стержня определяется для сечения брутто относительно оси, параллельной плоскости обшивки. В сечение брутто входит также часть листов обшивки.

Устойчивость крыши в целом проверяется формулой (14). Коэффициент запаса на устойчивость не должен быть ниже 1,5.

Устойчивость листов обшивки проверяется формулами (15) — (18), а сжимающие напряжения в листах принимаются равными напряжениям соответствующих элементов продольного набора; при этом лист обшивки считается свободно опертым на элементы набора.

Допускается работа листа обшивки, потерявшего устойчивость, но при этом приведенная ширина листа не должна быть меньше пятидесятикратной его толщины.

¹ Рекомендовано ЦНИИ МПС и НИБ Главвагона Минтрансмаша.

Приведенная ширина листа обшивки определяется по формуле

$$b_{np} = 0,5b \sqrt{\frac{\sigma_{кр}}{\sigma}}, \quad (220)$$

где b — действительная ширина листа в см; $\sigma_{кр}$ — критические напряжения в листе в кг/см²; σ — действительные напряжения в листе в кг/см².

Схема боковой стенки кузова цельнометаллической конструкции при расчете ее на вертикальную нагрузку принимается в виде безраскосной фермы с нагрузками из веса стенок и крыши, равномерно распределенных по длине стенки, и из реакций от балок рамы. Для удобства расчета рекомендуется указанную нагрузку распределять между верхним и нижним поясами фермы пропорционально их моментам инерции.

При определении внутренних усилий в элементах фермы методом сил строительной механики целесообразно выбирать лишние неизвестные в виде групп поперечных усилий в двух соседних простенках, в сечениях, расположенных от осей поясов на расстояниях, обратно пропорциональных моментам инерции этих поясов.

В расчете рекомендуется рассматривать только часть фермы между концевой и средней стойкой, считая последнюю абсолютно жесткой.

При определении внутренних усилий учитываются следующие деформации элементов фермы: изгиб поясов и простенков, растяжение и сжатие поясов и сдвиг простенков.

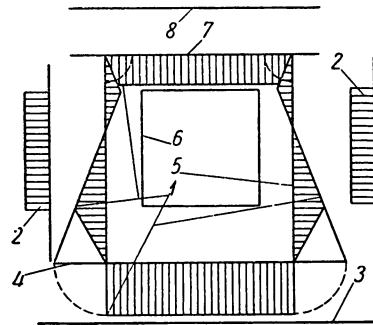
Деформации поясов учитываются по всей длине; деформации изгиба простенков считаются изменяющимися по линейному закону с максимальными значениями углов оконных проемов и с нулевыми значениями у осей поясов; деформации сдвига простенков учитываются только на участке оконного провета. При определении деформаций изгиба и растяжения поясов и простенков считается, что изгибающие моменты и продольные усилия воспринимаются элементами набора с учетом листов плоской обшивки.

При определении деформации и сдвига простенков предполагается, что секущее усилие воспринимается только листами простенков.

Если ширина листов обшивки между стойками меньше 100δ , то деформации сдвига простенков не учитываются. Здесь δ — толщина обшивки.

По найденным внутренним усилиям устанавливаются нормальные напряжения в поясах

и простенках и касательные напряжения в листах простенков. По этим напряжениям определяются эквивалентные напряжения в углах оконных проемов (фиг. 557). При определении этих напряжений должна быть учтена концентрация напряжений.



Фиг. 557. Эпюры изгибающих моментов и поперечных сил в оконном проеме:

1 — поперечных сил; 2 — в узле оконного проема; 3 — нижняя кромка подоконного пояса; 4 — осевая линия подоконного пояса; 5 — осевые линии оконных простенков; 6 — контур оконного проема; 7 — осевая линия надоконного пояса; 8 — верхний контур надоконного пояса.

Коэффициент концентрации напряжений K в первом приближении определяется в зависимости от отношения r — радиуса закругления в углу окна — к ширине простенка b согласно табл. 81.

Таблица 81

Значения коэффициента K концентрации

$\frac{r}{b}$	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0
K	2,0	1,8	1,65	1,55	1,47	1,4	1,35	1,28	1,22

Напряжения в стойках от местных нагрузок, передаваемых поперечными балками, определяются по формуле

$$\sigma = \frac{P}{F},$$

где P — величина местной нагрузки, передающей на стойки, в кг; F — площадь сечения стойки с учетом ширины листа обшивки, прилегающей к ней, в см².

Устойчивость листов обшивки проверяется формулами (15) — (18), при этом коэффициент запаса на устойчивость не должен быть менее 1,5. Устойчивость элементов набора учитывается при определении нормальных напряжений введением коэффициента изгиба [по формулам (22) — (26)].

Для определения гибкости элемент набора рассматривается как стержень, шарнирно опертый по концам.

Концевая часть рамы на действии продольных нагрузок рассчитывается по схеме, соответствующей ее конструкции, в которую могут быть введены только нижние продольные элементы нижнего пояса боковой стенки, при условии, если конструкцией рамы предусмотрена передача на них соответствующих усилий. Остальная концевая часть боковой и торцевая стенки рассматриваются в этом расчете как жесткий контур, поддерживающий раму в вертикальном направлении. Вертикальный изгиб рамы учитывается в случае приложения усилий и расположения элементов самой рамы не в одной плоскости.

По данной схеме определяются напряжения от продольных нагрузок в элементах концевой части рамы.

Напряжения от продольных нагрузок на участках рамы, стен и крыши, расположенных между пятниками, определяются так же, как в среднем сечении кузова.

Грузовые вагоны

Основные положения. Вновь проектируемые кузова грузовых вагонов должны иметь металлическую несущую конструкцию.

Полезные нагрузки и нагрузки распора сыпучих тел, действующие на деревянную обшивку, распределяются между металлическими элементами кузовов, поддерживающих эту обшивку, по закону неразрезных балок на жестких опорах. Доски пологого настила рассматриваются как неразрезные балки, а металлические элементы рамы — как жесткие опоры.

Продольные и поперечные балки рамы в расчетах на вертикальные нагрузки рассматриваются шарнирно соединенными между собой и с боковыми стенками кузова, если таковые имеются.

Сами балки считаются неразрезными. При наличии металлического пологого настила в расчетное сечение балок вводится часть листа настила.

Боковые стенки в зависимости от их конструкции рассчитываются на вертикальную нагрузку, как фермы или как балки-стенки. При этом крыша во всех кузовах, где она имеется, в расчет несущей конструкции не вводится.

При проектировании боковых стенок типа ферм рекомендуется избегать эксцентричного пересечения осей их элементов. В противном

случае должны быть учтены напряжения местного изгиба.

В балках-стенках для учета степени участия листа в работе на изгиб в расчет вводится редуцированный коэффициент K , уменьшающий площадь сечения листа, который определяется по формуле

$$K = \frac{b_{np}}{b} = 0,5 \sqrt[3]{\frac{\sigma_{кр}}{\sigma}} \leq 1, \quad (221)$$

где b — высота листа между элементами продольного набора в см; $\sigma_{кр}$ — критические напряжения в листе, определяемые по формулам (15) — (18), в кг/см²; σ — действительные напряжения в листе в кг/см²; b_{np} — приведенная высота листа, вводимая в расчет балки-стенки, в см.

Редуцированный коэффициент K зависит от действительных напряжений в балке-стенке, которые, в свою очередь, зависят от него; поэтому коэффициент K находится путем последовательных приближений.

Редуцированный коэффициент K для боковых стенок вагонов с листом толщиной свыше 4 мм можно принимать равным единице.

Листы балок-стенок рассчитываются на срез от действия секущих усилий (при этом участие элементов набора в восприятии секущих усилий не учитывается) и на устойчивость по формулам (22) — (26). Коэффициент запаса на устойчивость должен быть не менее 1,2.

В расчете рамы боковая и торцевая стенки, выполненные как балки-стенки, могут приниматься абсолютно жесткими.

Вертикальные и наклонные стенки вагонов, предназначенных для перевозки сыпучих грузов, рассчитываются от нагрузки, перпендикулярной к их плоскости, обусловленной распорным действием сыпучих грузов. При этом связи, соединяющие две симметричные стенки, рассматриваются как жесткие; стойки, поставленные у мощных поперечных балок, принимаются как жестко заделанные в них (сами поперечные балки также должны быть рассчитаны на полученные моменты заделки); все продольные и поперечные элементы незамкнутого профиля сечения считаются соединенными между собой шарнирно, неспособными воспринимать крутящие моменты, а элементы с замкнутым профилем сечения относительно небольшой длины принимаются работающими на кручение.

Боковые стенки вагонов, предназначенных для разгрузки на вагоноопрокидывателях, должны быть рассчитаны на возможные схемы

загрузки, возникающие при опрокидывании, т. е. на боковые нагрузки, а также на концентрированные нагрузки от боковых опор и от верхних крючков (захватов-зажимов) вагоноопрокидывателя.

При расчете грузовых вагонов на продольные нагрузки принимаются следующие расчетные схемы.

Расчетные схемы кузовов с боковыми стенками типа ферм (с раскосами и без раскосов), рам платформ (при отсутствии металлического пола) и цистерн принимаются в виде рамы, состоящей из продольных и поперечных балок. В качестве продольной балки считается также и нижняя обвязка боковой стенки; поперечные балки, жесткость которых в горизонтальном направлении относительно мала, в расчетную схему могут не вводиться.

Расчетные схемы кузовов с цельнометаллическими боковыми стенками отличаются от предыдущих схем только тем, что боковая стенка этих кузовов в средней части (между шкворневыми балками) учитывается работающей целиком (соответствующий элемент расчетной схемы расположен по осевой линии, проходящей через центры тяжести сечения боковой стенки), а на консольных частях в работе ее участвует только нижняя обвязка.

Допускается при определении лишних неизвестных в статически неопределимых схемах кузова рассматривать плоскую схему рамы для усилий, действующих в ее плоскости. При этом в схему вводится и для средней части боковой стенки только нижняя обвязка (на полученное продольное усилие в нижней обвязке боковая стенка в средней части рассчитывается с учетом работы всего сечения).

При расчете рам, имеющих обе

предыдущие расчетные схемы, на действие усилий, приложенных по оси автосцепки с небольшим эксцентриситетом относительно оси продольных (хребтовых) балок (не свыше 30 мм), допускается принимать упрощенную расчетную схему, состоящую из одних хребтовых балок, свободно опертых по концам.

Расчетная схема цельнометаллических грузовых вагонов с металлическим половым листом, сваренным или склепанным с рамой, принимается такой же, как и схема цельнометаллических пассажирских вагонов, только крыша в эту схему не вводится.

Расчетная схема котла цистерны представляет собой тонкостенную оболочку. Расчет котла производится на внутреннее давление и на вертикальную и боковую нагрузки.

В расчете на внутреннее давление, помимо основных напряжений в оболочке, должны быть учтены напряжения, связанные с нахлесточными швами, и напряжения в зонах сопряжения различных поверхностей, образующих оболочку котла.

В расчете на вертикальную и боковую нагрузки, помимо напряжений в котле, рассматриваемом как балка на двух опорах, должны быть учтены местные напряжения в зонах опирания котла.

При этом допускается в схеме оболочки днища рассматривать плоскими.

В расчете безрамных цистерн от действия продольных нагрузок, помимо основных напряжений от изгиба и сжатия (растяжения) котла, рассматриваемого как балка, должны быть учтены местные напряжения в оболочке, в зонах приложения этих усилий (удара или тягового усилия автосцепки).

ГЛАВА XXX

КАЛОРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КУЗОВА ИЗОТЕРМИЧЕСКОГО ВАГОНА

§ 96. ТЕПЛОЙ БАЛАНС КУЗОВА

При помощи калорического расчета кузова изотермического вагона определяются размеры приборов для охлаждения перевозимых грузов, а также запасы охлаждающих веществ или мощность холодильной установки. Эти параметры устанавливаются применительно к тому, чтобы в определенные промежутки времени в вагоне

поддерживалась необходимая, заранее заданная температура.

При механической системе охлаждения производится расчет компрессора и охлаждающих приборов, подсчитывается мощность двигателя.

Запас льда принимается в объеме двухдневной потребности при бункерных карманах и трехдневной — при решетчатых карманах.

При под счете расхода льда учитываются:

1) потери холода через материалы оболочки кузова — пола, стенок и крыши;

2) утечки холода через неплотности и щели в оболочке кузова;

3) потери на охлаждение воздуха, поступающего в вагон при вентиляции;

4) расход на охлаждение продукта, поступающего в вагон неохлажденным.

Расход холода за сутки определяется площадью охлаждаемой поверхности кузова, коэффициентом теплопередачи (зависящим от конструкции вагона и типа изоляции) и разностью температуры внутри и снаружи вагона.

Расход холода

$$Q_1 = \Sigma FK(t_1 - t_2), \quad (222)$$

где ΣF — величина наружной поверхности кузова в m^2 , слагающаяся из наружных поверхностей: пола (F_n), потолка (F_{nom}), стенок (F_{cm}), дверей и крышек люков ($F_{\partial\partial}$); K — общий коэффициент теплопередачи; t_1 — температура наружного воздуха; t_2 — средняя температура внутри вагона.

$$K = \frac{\Sigma k_i F}{\Sigma F} = \frac{k_n F_n + k_{nom} F_{nom} + k_{cm} F_{cm} + k_{\partial\partial} F_{\partial\partial}}{F_n + F_{nom} + F_{cm} + F_{\partial\partial}}, \quad (223)$$

где k_i — коэффициент теплопередачи отдельных частей вагона;

$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \Sigma \frac{\delta_i}{\lambda_i}}. \quad (224)$$

В этой формуле α_1 — коэффициент наружной теплопередачи от поверхности: для воздуха, находящегося в движении, $\alpha_1 = 2 \div 10 \cdot \sqrt{v}$, где v — скорость движения воздуха в m/sec (принимается равной средней скорости движения поезда); α_2 — коэффициент внутренней теплоотдачи (для воздуха, находящегося в покое, принимается равным 8); λ_i — коэффициент теплопроводности материала, из которого изготовлена оболочка кузова, и изоляции; δ_i — толщина отдельных слоев, составляющих оболочку кузова.

Общий коэффициент теплопередачи для изотермических вагонов современной постройки принимают равным 0,5.

В расчетах учитывается следующая температура наружного воздуха в градусах:

Северный климат	От + 16 до + 18
Умеренный »	» + 18 до + 22
Южный »	» + 22 до + 26
Тропический климат	» + 26 до + 32

Для средней полосы СССР можно принять $t_1 = +30^\circ$.

Средняя температура внутри вагона: при танковых карманах от -2 до -4° , при решетчатых карманах -2° , при потолочных приборах охлаждения не менее -6° , при механической системе охлаждения не менее -12° .

Потери холода через неплотности и щели и утечка холода при разгрузке и погрузке принимаются 5—10% от полного расхода холода на охлаждение всего кузова, т. е.

$$Q_2 = 0,05 \div 0,10 Q_1. \quad (225)$$

Суточный расход холода на охлаждение вентилируемого воздуха

$$Q_3 = aV [0,31(t_1 - t_2) + r(g_1 f_1 + g_2 f_2)], \quad (226)$$

где a — кратность вентилирования вагона в сутки (для мясных грузов и фруктов $a = 2 \div 4$, для рыбы и рыбопродуктов $a = 0 \div 2$); V — объем воздуха внутри вагона; 0,31 — величина теплоемкости 1 m^3 воздуха; r — коэффициент, зависящий от характера конденсата и равный 0,61 при конденсате в виде капель (соот-

Таблица 82

Величины, характеризующие условия перевозки различных продуктов

Продукт	Относительная влажность воздуха внутри вагона в %	Теплота затвердевания в $kcal/kg$	Теплоемкость	
			выше температуры затвердевания	ниже температуры затвердевания
Мясо:				
тощее	70	56	0,76	0,41
жирное	50	40	0,60	0,35
Свинина жирная . .	40	32	0,52	0,32
Птица и дичь жирные	60	48	0,68	0,38
Рыба тощая	75	60	0,80	0,43
Рыба жирная	60	48	0,68	0,38
Икра	43	34	0,70	0,31
Яйца	70	56	0,76	0,41
Масло сливочное . .	15	12	0,64	0,30
Масло топленое . .	1	—	0,60	0,25
Сыр тощий	50	—	0,60	0,35
Сыр жирный	30	—	0,44	0,29
Сметана	73	—	0,68	0,32
Творог	80	—	0,70	0,45
Сливки	75	48	0,65	0,50
Молоко	87	70	0,94	0,60
Сало топленое . . .	1	30	0,60	0,40
Масло растительное	—	—	0,50	0,35
Шоколад	1	30	0,60	0,4
Фрукты	75—90	60—72	0,8—0,9	0,4—0,5
Овощи и зелень . .	75—90	60—72	0,8—0,9	0,4—0,5
Пиво	91	78	0,95	—
Вина	95—99	78	0,99	—

ветствует температуре до 0° С) и 0,68 при конденсате в виде инея (соответствует температуре ниже 0° С); g_1 и g_2 — содержание влаги в g в абсолютно насыщенном воздухе при t_1 и t_2 .

При $t_1 = 30^\circ$ $g_1 = 30,31$; при $t_2 = 20^\circ$ $g_2 = 4,24$. Относительная влажность воздуха: наружного 80%, внутри вагона 75%. Для различных перевозимых продуктов относительная влажность воздуха указана в табл. 82.

Расход холода для однородного груза

$$Q_4 = Gc(t_1 - t_2), \quad (227)$$

где G — вес груза в кг; c — средняя удельная теплоемкость за сутки, вычисленная по данным табл. 82.

Понижение температуры груза за сутки принимается 2—3° в зависимости от рода груза и его упаковки.

Расход холода для разнородного груза

$$Q_4 = \Sigma G_1 c_1 (t_1 - t_2), \quad (228)$$

где $\Sigma G_1 c_1$ — сумма весов грузов, помноженных на их теплоемкость.

Полный суточный расход холода

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4. \quad (229)$$

Расход льда за сутки

$$W = \frac{Q}{D}, \quad (230)$$

где D — скрытая теплота таяния льда. Для чистого льда $D = 80$ кал при таянии в решетчатых карманах и $D = 70$ кал при таянии в бункерных карманах (или боках) с солью.

§ 97. РАСЧЕТ ПРИБОРОВ ОХЛАЖДЕНИЯ

Определение объема охлаждающих приборов по расходу льда производится по формуле

$$B = \frac{nW}{aj}, \quad (231)$$

где n — число суток, на которое делается запас льда; $a = 0,8$ — коэффициент неплотности набивки льда; $j = 800$ кг — вес 1 м³ льда (в кусках).

Величину B необходимо несколько повышать по сравнению с расчетной, имея в виду некоторый неучитываемый расход холода при погрузке и разгрузке.

Наружная поверхность охлаждающих приборов определяется по формуле

$$F = \frac{Q}{24K_\lambda(t_1 - t_2)}, \quad (232)$$

где K — коэффициент теплоотдачи, равный 7,5 для металлических бункеров, 9,5 — для решетчатых карманов и 12 — для труб с расолом.

Разность температур принимается равной 8—10° для бункеров и 2° для решетчатых карманов.

Пример расчета (применительно к четырехосному изотермическому вагону), выполненный в двух вариантах по изоляционным материалам: 1) основная изоляция — пробка в плитах толщиной для первого слоя 10 мм, а для второго 25 мм; деревянная обшивка сосновая; 2) основная изоляция: минпора в пакетах толщиной 90 мм для торцевых и боковых стен кузова и 60 мм для крыши и минеральная вата для пола с толщиной слоя 120 мм; обшивка та же.

В табл. 83 и 85 приведены толщины слоев, составляющих оболочку кузова, а в табл. 84 и 86 — вспомогательные данные для расчета.

Первый вариант. Потери холода через стенки кузова.

Наружная поверхность кузова

$$F = \Sigma F_i = 89,6 + 36,52 + 36,52 = 162,64 \text{ м}^2.$$

Коэффициенты теплопередачи стен, крыши и пола:

$$K_{cm} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \Sigma \frac{\delta_i}{\lambda_i}} = \frac{1}{\frac{1}{3,74} + \frac{1}{8} + 0,366 + 0,015 + 1,166 + 0,033} = 0,508;$$

Коэффициент теплопередачи $\alpha_1 = 37,4$ при средней технической скорости 45 км/час; $\alpha_2 = 8$.

$$K_{кр} = \frac{1}{\frac{1}{37,4} + \frac{1}{8} + 0,366 + 0,015 + 0,916 + 0,033} = 0,675;$$

$$K_n = \frac{1}{\frac{1}{37,4} + \frac{1}{8} + 0,683 + 0,019 + 0,923} = 0,496.$$

Общий коэффициент теплопередачи кузова

$$K = \frac{\Sigma F_i k_i}{\Sigma F_i} = \frac{0,508 \cdot 89,06 + 0,675 \cdot 36,52 + 0,496 \cdot 36,52}{89,06 + 36,52 + 36,52} = 0,542;$$

$t_1 = 30^\circ$; $t_2 = -2^\circ$ (при бункерном охлаждении).

Потери холода через стенки за сутки

$$Q_1 = F K (t_1 - t_2) \cdot 24 = 162,64 \cdot 0,542 [30 - (-2)] \cdot 24 = 67\,400 \text{ ккал.}$$

Потери холода через неплотности можно принять 8,5% от Q_1 , т. е.

$$Q_2 = 67\,400 \cdot 0,085 = 5720 \text{ ккал.}$$

Таблица 83

Слои кузова изотермического вагона и их размеры

Слой	Толщина слоев в мм		
	стен	крыши	пола
Наружная обшивка	22	22	22
Руберойд	1	1	1
Пробка:			
1-й слой	10	10	60
2-й слой	25	25	—
Фанера	6	6	—
Воздушная прослойка	23	—	5,5
Пробка:			
1-й слой	10	10	60
2-й слой	25	10	—
Деревянная прослойка	—	—	12
Руберойд	1	1	1,5
Внутренняя обшивка	22	23	—
Настил пола	—	—	48
Итого	145	135	150

Таблица 84

Данные для расчета изотермического вагона

Части кузова	Материал	Кэфф-циент теплопроводности	Число слоев	Толщина в мм	$\frac{\delta_i}{\lambda_i}$
Торцевые и боковые стены	Сосна	0,12	2	2·0,022	0,366
	Руберойд	0,13	3	2·0,001	0,015
	Пробка	0,06	4	2·0,01 + + 2·0,025	1,166
	Фанера	0,18	1	0,006	0,033
Крыша	Сосна	0,12	2	2·0,002	0,366
	Руберойд	0,13	2	2·0,001	0,015
	Пробка	0,06	4	2·0,010 + + 0,025	0,916
	Фанера	0,18	1	0,006	0,033
Пол	Сосна	0,12	3	0,048 + + 0,012 + + 0,022	0,683
	Руберойд	0,13	2	0,001 + + 0,014	0,019
	Пробка	0,065	1	0,06	0,923

Суточный расход холода на охлаждение вентилируемого воздуха при объеме кузова $V = (2,7 \cdot 2,62 + \frac{2,7}{2} \cdot 0,2) \cdot 11,91 = 87,4 \text{ м}^3$ составляет

$$Q_3 = aV [0,31(t_1 - t_2) + r(g_1 f_1 + g_2 f_2)] = 3 \cdot 87 \{0,31[30 - (-2)] + 0,6(30,25 \cdot 0,8 - 4,22 \cdot 0,75)\} = 5900 \text{ ккал.}$$

Таблица 85

Слои кузова изотермического вагона и их размеры (при изоляции мипорой)

Слой	Толщина слоя в мм		
	стен	крыши	пола
Наружная деревянная обшивка	22	22	22
Руберойд	1	1	1
Мипора	90	60	—
Минеральная вата	—	—	120
Воздушная прослойка	9	—	5,5
Деревянная прослойка	—	—	12
Руберойд	1	1	1,5
Внутренняя деревянная обшивка	22	22	—
Пол	—	—	48
Итого	145	135	150

Расход холода на охлаждение груза. Этот расход

$$Q_n = qc(t' - t'') = 21500 \cdot 0,7 \cdot 3 = 45150 \text{ ккал,}$$

где $c = 0,7$ — удельная теплоемкость мяса; $t' - t'' = 3$ — разность температуры за сутки.

Таблица 86

Данные для расчета изотермического вагона при изоляции мипорой

Части кузова	Материал	Кэфф-циент теплопроводности	Число слоев	Толщина в мм	$\frac{\delta_i}{\lambda_i}$
Торцевые и боковые стены	Сосна	0,12	2	2·0,022	0,366
	Руберойд	0,13	2	2·0,001	0,015
	Мипора	0,03	1	1·0,090	3,000
Крыша	Сосна	0,12	2	2·0,022	0,366
	Руберойд	0,13	2	2·0,001	0,015
	Мипора	0,03	1	2·0,060	2,000
Пол	Сосна	0,12	3	0,072	0,683
	Руберойд	0,13	2	0,0015	0,019
	Минеральная вата	0,06	1	0,120	2,000

Общий расход холода за сутки

$$Q = \Sigma Q_i = 67400 + 5720 + 5900 + 45150 = 124170 \text{ ккал.}$$

Удельный вес отдельных видов расходов и потерь

$$Q_1 = 54,3\%; \quad Q_2 = 4,64\%; \quad Q_3 = 4,76\%; \quad Q_4 = 36,3\%.$$

Потребное количество льда в сутки

$$W = \frac{Q}{D} = \frac{124\,170}{75} = 1655 \text{ кг.}$$

Двухсуточный расход льда (для бункеров)

$$W' = 1655 \cdot 2 = 3310 \text{ кг.}$$

Бункеры для льда рассчитываются не на 3310 кг, а с превышением величины W' на 10—15%.

Поверхность приборов охлаждения

$$F = \frac{Q}{24 K_\lambda (T_1 - T_2)} = \frac{124170}{21 \cdot 8 \cdot 10} = 64,6 \text{ м}^2.$$

Второй вариант (изоляция — мипора в стенах и крыше и минеральная вата для пола).

Потери холода через стенки кузова

$$K'_{ст} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}} = \frac{1}{\frac{1}{37,4} + \frac{1}{8} + 0,366 + 0,015 + 3000} = 0,283;$$

$$K'_{кр} = \frac{1}{\frac{1}{37,4} + \frac{1}{8} + 0,366 + 0,015 + 2000} = 0,395;$$

$$K'_n = \frac{1}{\frac{1}{37,4} + \frac{1}{8} + 0,683 + 0,019 + 2000} = 0,351.$$

Общий коэффициент теплопередачи кузова

$$K' = \frac{\sum F_i k_i}{\sum F_i} = \frac{0,283 \cdot 89,60 + 0,395 \cdot 36,52 + 0,351 \cdot 36,52}{89,60 + 36,52 + 36,52} = 0,322.$$

Потери холода через стенки за сутки

$$Q'_1 = FK' (t_1 - t_2) \cdot 24 = 162,64 \cdot 0,392 [30 - (-2)] = 40\,000 \text{ ккал.}$$

Потери холода через неплотности

$$Q'_2 = 40\,000 \cdot 0,085 = 3400 \text{ ккал.}$$

Расход холода на охлаждение вентилируемого воздуха Q_3 и на охлаждение груза Q_4 остается без изменения. Общий расход холода за сутки

$$Q' = \sum Q_i = 40\,000 + 3400 + 5900 + 41\,150 = 94\,450 \text{ ккал.}$$

Удельный вес отдельных видов расходов и потерь

$$Q'_1 = 42,41\%; \quad Q'_2 = 3,62\%; \quad Q'_3 = 6,24\% \text{ и } Q'_4 = 47,73\% \text{ от } Q'.$$

Потребное количество льда в сутки

$$W' = \frac{Q'}{D} = \frac{94\,450}{75} = 1255 \text{ кг.}$$

Двухсуточный расход льда для карманов

$$W'' = 1255 \cdot 2 = 2510 \text{ кг.}$$

Поверхность приборов охлаждения

$$F'_{по} = \frac{Q'}{24 K_\lambda (T_1 - T_2)} = \frac{94\,450}{24 \cdot 8 \cdot 10} = 49,1 \text{ м}^2.$$

Таким образом, применение менее дефицитной и более легкой и дешевой изоляции мипоры и минеральной ваты уменьшает расход льда в сутки на 24,2% и уменьшает поверхность приборов охлаждения.

§ 98. РАСЧЕТ ПРИБОРОВ ОТОПЛЕНИЯ

Потери тепла через обшивку кузова в 1 час

$$Z = KF (t_1 - t_2) \text{ ккал,} \quad (233)$$

где K — коэффициент теплопередачи оболочки кузова; F — наружная поверхность кузова в м^2 ; $t_1 = -40^\circ\text{C}$ — средняя зимняя температура воздуха в самом холодном климатическом поясе; t_2 — температура воздуха внутри вагона в зависимости от перевозимого груза.

Определение поверхности нагрева F приборов отопления. При печном отоплении

$$F = \frac{Z}{A} = \frac{KF (t_1 - t_2)}{2000}, \quad (234)$$

где A — отдача тепла, равная 2000 ккал $\text{м}^2/\text{час}$ для гладкой чугунной печи и 3500 ккал $\text{м}^2/\text{час}$ для ребристой печи с кожухом и обмазкой внутри.

При паровом отоплении

$$F = \frac{Z}{K_2 \left(\frac{t_3 + t_4}{2} - t_2 \right)} = \frac{FK (t_1 - t_2)}{K_2 \left(\frac{t_3 + t_4}{2} - t_2 \right)}, \quad (235)$$

где t_3 — температура пара при входе в сеть; t_4 — температура пара или конденсата при выходе из сети (принимается в пределах $60-90^\circ\text{C}$); K_2 — коэффициент теплопередачи труб.

Температура пара в зависимости от давления в котле:

Давление в ат	0,1	0,2	0,3	1	2	4	5
Температура в $^\circ\text{C}$	101,8	104,2	106,6	119,6	132,8	151	158,1

По значению F подбирают параметры приборов отопления: число труб, диаметр труб и т. п.

§ 99. РАСЧЕТ ВЕНТИЛЯЦИИ

Этот расчет производится применительно к трем случаям:

1. Вентиляция осуществляется без охлаждения поступающего в вагон воздуха, что соответствует осенним перевозкам и в особенности перевозкам плодоовощей.

2. Вентиляция осуществляется с охлаждением воздуха, поступающего в вагон, до -2° ; система охлаждения — решетчатые карманы.

3. То же, что во втором случае, но с охлаждением воздуха до $+4^\circ$.

Вентиляция без охлаждения воздуха. Для расчета используются следующие данные: а) кратность обмена воздуха (3 раза в сутки); б) расчетный объем вагона V , определяемый по его внутренним геометрическим размерам; в) средняя скорость движения вагона (для данного расчета 20 км/час); г) наружная температура воздуха — произвольная.

Воздух поступает в вагон через шиберные окна на крыше; можно принять, что работают два диагонально расположенных шибера с общей площадью окон $F_0 = 2f_0$, где f_0 — площадь открытия одного окна.

Объем воздуха в м^3 , поступающего в вагон: в секунду $V_1 = F_0 C_1$, где C_1 — скорость движения вагона в м/сек , в час $V_2 = V_1 \cdot 3600$.

Скорость движения наружного воздуха принята равной нулю.

Действительное количество воздуха, поступающего в вагон, меньше на величину сопротивления, встречаемого воздухом при проходе через окно:

$$V_{\text{ок}} = V_2 K, \quad (236)$$

где K — коэффициент сопротивления, зависящий исключительно от формы окна.

Кратность обмена воздуха в час

$$n = \frac{V_{\text{ок}}}{V_s}, \quad (237)$$

где V_s — объем вагона.

Давление ветра, заставляющего воздух поступать в вагон через шиберные окна,

$$P = \psi \frac{F \gamma}{2g} c^2 \text{ кг}, \quad (238)$$

где ψ — опытный коэффициент, равный 1,56; F — площадь шиберных окон в м^2 , при которой осуществляется необходимый обмен воздуха (с учетом заданной скорости движения вагона

$F = \frac{3V}{3600KC} \text{ м}^2$); γ — удельный вес воздуха (при

$t=30^\circ$); g — ускорение силы тяжести, равное $9,81 \text{ м/сек}^2$.

Сопротивление движению воздуха в трубах

$$W = K_1 F' \cdot \frac{\gamma}{2g} \cdot c_1^2, \quad (239)$$

где $K_1 = 0,00244$ — коэффициент трения воздуха в металлической трубе; F' — площадь поверхности стенок труб в м^2 ; c_1 — скорость движения воздуха в трубе.

$$F' = (2a + 2b) Ln, \quad (240)$$

где a и b — ширины противоположных стенок труб; L — их длина; n — число труб.

Скорость движения воздуха в трубе определяется из равенства

$$n F c_1 = F_0 c. \quad (241)$$

Здесь $F = ab$ — площадь трубы; F_0 — площадь открытия окон.

$$c_1 = \frac{F_0 c}{n F}. \quad (241')$$

Давление воздуха, поступающего в вагон,

$$P_0 = P - W. \quad (242)$$

Площадь выходного отверстия вытяжного вентилятора

$$F_1 = \pi D h, \quad (243)$$

где D — диаметр отверстия вентилятора; h — высота цилиндра.

Скорость выхода воздуха через вентилятор определяется из равенства

$$3600 F_1 c_2 = 3v; \quad c_2 = \frac{3v}{3600 F_1}. \quad (244)$$

Вентиляция вагона с охлаждением воздуха. При расчете учитываются: а) кратность обмена воздуха в сутки n , зависящая от рода перевозимого груза (принимается $n = 3$); б) температура охлаждающей среды t_1 (для ледосоляного охлаждения $t_1 = -5^\circ$); в) температура наружного воздуха $t = +30^\circ$; г) температура в вагоне сверху $t_2 = +2^\circ$, внизу $t_3 = -2^\circ$; д) объем воздуха в вагоне, определяемый по его внутренним геометрическим размерам за вычетом объема, занятого внутренним оборудованием.

Суточный расход воздуха:

при температуре t

$$V_t = \frac{3V}{24 \cdot 3600} \text{ м}^3, \quad (245)$$

при $t = 0$

$$V_0 = \frac{V_t}{1 + a_1 t} \text{ м}^3,$$

где коэффициент $a_1 = 1/273$.

Так как воздух, поступающий в вагон, охлаждается до температуры t_3 , объем его уменьшается и становится равным

$$V_2 = V_0(1 + a_1 t_3). \quad (246)$$

Скорость движения воздуха при его выходе из рассольного ящика

$$c_i = \frac{V_2}{F_2} \text{ м/сек}, \quad (247)$$

где $F_2 = n_1 \frac{\pi d^2}{4}$ (здесь n_1 — число действующих труб холодильника; d — диаметр трубы в м²; F_2 — площадь сечения всех труб в м²).

Скорость движения воздуха перед его поступлением в воздушную камеру рассольного ящика определяют из предположения, что воздух не успел охладиться и что одновременно работают все четыре трубы:

$$c = \frac{V_t}{4F} \text{ м/сек}, \quad (248)$$

где F — площадь сечения трубы.

Воздухообмен в вагоне происходит за счет изменения состояния воздуха в результате его охлаждения от наружной температуры $t = +30^\circ$ до температуры $t_3 = -2^\circ$. Такое изменение соответствует политропическому процессу, при котором переменными являются давление воздуха P_1 , температура t и объем V . Уравнение политропы, связывающей давление и температуру,

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \quad (249)$$

где T_1 — абсолютная температура наружного воздуха, соответствующая давлению P_1 ; T_2 — абсолютная температура внутри вагона, соответствующая давлению P_2 ; n — показатель политропы или

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{T_1}{T_2} \right)^{\frac{n}{n-1}}. \quad (250)$$

Отсюда давление внутри вагона

$$P_2 = \frac{P_1}{\left(\frac{T_1}{T_2} \right)^{\frac{n}{n-1}}}. \quad (250')$$

Для воздуха показатель политропы $n = 1,225$. Давление воздуха снаружи $P_1 = 1 \text{ ат}$. Избыток давления наружного воздуха без учета сопротивления движению воздуха по трубам

$$\Delta P = P_1 - P_2. \quad (251)$$

Общее сопротивление, встречаемое воздухом при его движении по трубам,

$$z_c = z_1 + z_2, \quad (252)$$

где z_1 — сопротивление в трубе до воздушной камеры рассольного ящика; z_2 — сопротивление в трубах рассольного ящика.

Сопротивление движению воздуха по трубам определяется формулой

$$z = \frac{c^2 \gamma}{2g} \left(k_1 l \frac{u}{F} + \xi + 1 \right), \quad (253)$$

где $k_1 = 0,007$ — коэффициент трения; l — общая длина труб в м; u — обтекаемый периметр труб в м; F — площадь трубы в м²; ξ — коэффициент возрастания сопротивления с изменением направления движения воздуха (принимается от 1,25 до 2,5); γ — удельный вес воздуха при данной его температуре.

Полный избыток давления, при котором осуществляется трехкратный суточный обмен воздуха в вагоне,

$$P_0 = \Delta P - z_c. \quad (254)$$

Количество холода, расходуемого в течение часа на охлаждение и осушение поступающего в вагон воздуха, см. § 96 и 97.

Поверхность холодильника для охлаждения воздуха

$$F = \frac{Q}{K(t_1 - t_{cp})}, \quad (255)$$

где K — коэффициент холодопередачи; t_1 — средняя температура рассола; $t_{cp} = \frac{t + t_3}{2}$ — температура, средняя между температурой наружного воздуха и температурой внутри вагона.

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda}}, \quad (256)$$

где α_1 — коэффициент холодопередачи от жидкости к воздуху, равный 400 при скорости воздуха 0,05 м/сек; α_2 — коэффициент холодопередачи от стенок труб к воздуху, равный 75; δ — толщина стенок труб в м; λ — коэффициент теплопроводности железа.

Удаление испорченного воздуха из вагона. Испорченный воздух удаляется вытяжным дефлектором через вентиляционные отверстия, расположенные в потолке. Свободная площадь вентиляционного отверстия в свету

$$E_B = \pi D H \text{ м}^2, \quad (257)$$

где H — высота; D — диаметр отверстия.

Скорость, с которой воздух удаляется из вагона,

$$c_1 = \frac{V_0(1 + \alpha t_2)}{F_B} \text{ м/сек.} \quad (258)$$

Здесь V_0 — объем воздуха в м^3 , проходящий в 1 сек. при 0°C ; $\alpha = 1/273$; t_2 — температура удаляемого воздуха.

ГЛАВА XXXI

ОТОПЛЕНИЕ И ВЕНТИЛЯЦИЯ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

К отоплению пассажирских вагонов предъявляются определенные требования:

1. Отопление должно поддерживать в вагоне равномерную температуру в пределах от $+18$ до 20°C .

2. Приборы отопления не должны выделять вредных газов.

3. Конструкция приборов отопления должна обеспечивать автоматическое регулирование температуры в зависимости от температуры наружного воздуха и количества пассажиров в вагоне.

4. Относительная влажность воздуха в вагоне не должна превышать установленных норм.

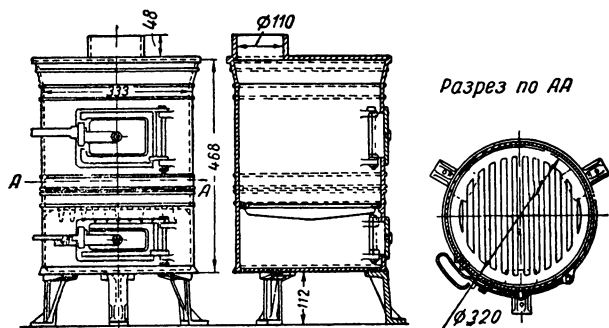
5. Отопление должно быть совершенно безопасным, а обслуживание приборов отопления— простым.

6. Отопление должно быть возможно более экономным.

В настоящее время существуют следующие виды отопления вагонов: печное, водяное, паровое высокого и низкого давления, пароводяное и электрическое.

§ 100. ВИДЫ ОТОПЛЕНИЯ

Печное отопление. Печное отопление применяется главным образом в грузовых вагонах—



Фиг. 558. Печь для отопления вагонов дровами или углем.

теплушках и изотермических вагонах; этот вид отопления встречается в пассажирских

двухосных вагонах. Преимущества его заключаются в сравнительно дешевой и быстрой установке отопительного оборудования и простоте ухода за ним. Однако печное отопление опасно в пожарном отношении, кроме того, оно создает весьма неравномерную температуру и не допускает регулирования температуры.

В 1932 г. Народным комиссариатом путей сообщения был установлен единый тип печи (фиг. 558). Оборудование вагонов этой печью должно производиться по следующим правилам:

1. Печь устанавливают на расстоянии не менее 100 мм от стенки вагона.

2. Стенки вагона вблизи печи обивают асбестом и сверх него кровельным железом, оставляя между асбестом и железом промежутки (воздушную прослойку) 25 мм. В железной обивке делают отверстия для циркуляции воздуха.

3. Расстояние от пола вагона до низа печи должно быть не менее 75 мм. Под печью пол обивают кровельным железом по асбестовому картону или врезают в пол лист котельной стали.

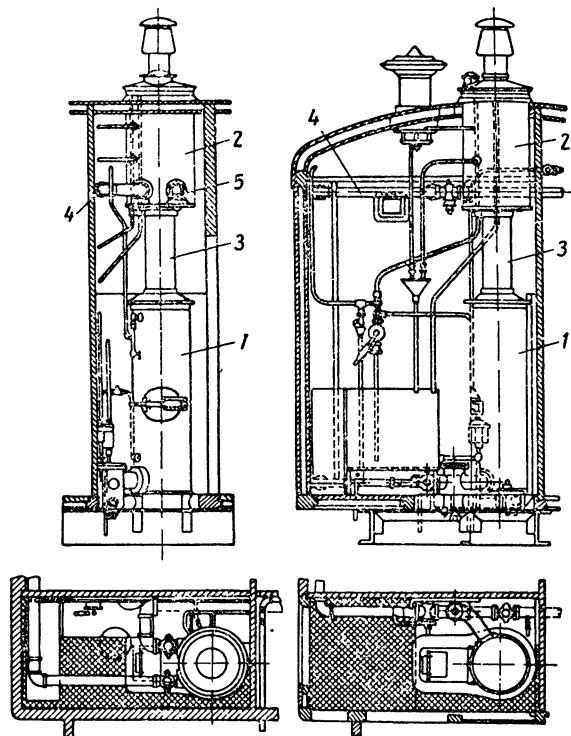
4. Установка печи должна быть прочной, исключая возможность колебания печи при движении вагона.

Внутренний диаметр дымовой трубы 110 мм; труба снабжена кожухом (из кровельного листа стали) диаметром 180 мм. В крыше вагона имеется для трубы разделка, представляющая собой квадратную коробку из кровельного листа (размеры коробки 500×500 мм), заполненную песком. Между стенками коробки и крышей прокладывается асбест. Кожух трубы должен плотно прилегать к разделке.

Печь отопляется дровами или каменным углем. Расход угля 2 кг/час. Теплопроизводительность печи, поверхность нагрева которой составляет $0,6 \text{ м}^2$,— 1200 ккал/час.

Водяное отопление. Отопительная система (фиг. 559) состоит из водяного котла 1, цилиндрического резервуара-расширителя 2 и трубы 3, соединяющей расширитель с котлом. От расширителя отходят две трубы 4 и 5, рас-

положенные вдоль продольных стен вагона над окнами. У противоположного конца вагона трубы изменяют свое направление; они сначала идут вертикально вниз, затем вдоль продольных стен вагона к нижней части котла.



Фиг. 559. Водяное отопление:

1—котел водяного отопления; 2—расширитель; 3—труба соединительная; 4, 5 — трубы от расширителя.

Действие водяного отопления основано на циркуляции воды в трубах. Вода, нагревшись в котле, поднимается по трубе 3 в расширитель, а отсюда по трубам 4 и 5 идет по вагону. После того как стенки труб отдали тепло окружающему воздуху, вода возвращается в котел для дальнейшего нагрева. Затем процесс повторяется.

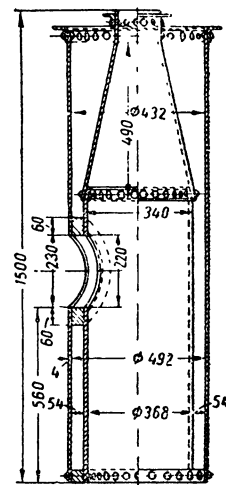
Устройство водяного котла показано на фиг. 560. Кожух его сделан из листа стали толщиной 4 мм, а топка — из листа стали толщиной 7—8 мм; кожух соединяется с топкой обвязочным кольцом. Котел устанавливается на чугунном поддоне (фиг. 561), нижняя часть которого служит зольником; на верхней части поддона укладывается круглая колосниковая решетка.

На фиг. 562 показано устройство расширителя.

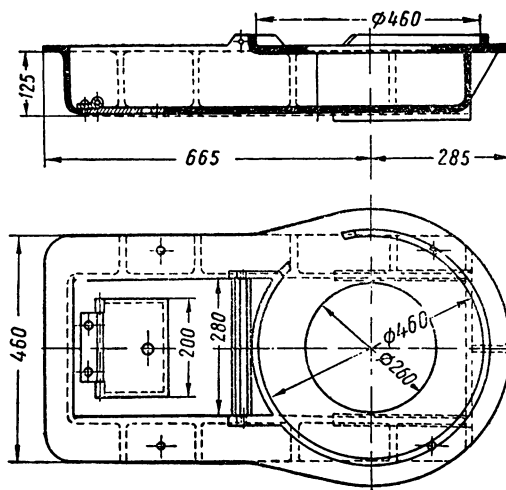
Пополнение расширителя водой производится из бака, находящегося в топочном отделении, посредством насоса. Для стока воды из расширителя в случае его переполнения имеется переливочная труба в бак.

Расширитель служит для поглощения избытка воды, расширяющейся при нагревании. Кроме того, он способствует отделению пара и воздуха из воды, поступающей в нагревательные трубы. Трубы 4 и 5 (см. фиг. 559) снабжены вблизи расширителя вентилем, позволяющим регулировать впуск в них воды. Для разобщения труб и для спуска воды устанавливается трехходовой кран.

Верхние трубы называются подводящими (их изолируют войлоком и клеенкой), а нижние — нагревательными; последние имеют небольшие спускные краники диаметром 13 мм. Трубы отопления ставятся с уклоном по на-



Фиг. 560. Котел водяного отопления.

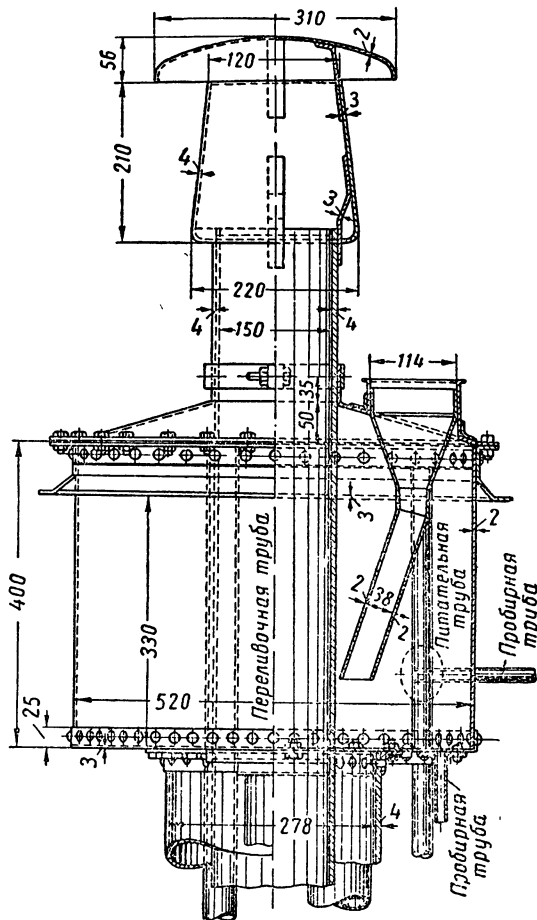


Фиг. 561. Поддон котла.

правлению движения воды; у верхних труб один конец располагается выше другого на 125 мм, а у нижних — на 250 мм.

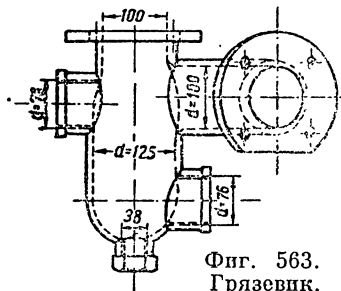
Нагревательные трубы соединяются с котелком посредством грязевика (фиг. 563), в котором оседают накипь и ржавчина, выносимые из труб.

Диаметр подводящих труб 57 мм, диаметр нагревательных труб разный, а именно: 70 мм,



Фиг. 562. Расширитель.

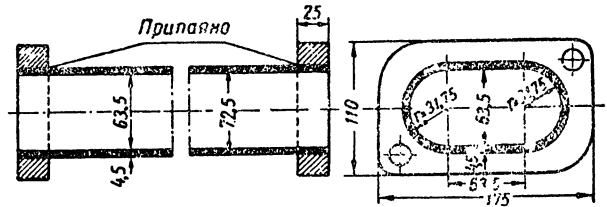
если с каждой стороны вагона проходит одна труба, и 44—51 мм, если с каждой стороны вагона проходят две трубы. В вагонах последней постройки нагревательные трубы делают овальными сечением 63,5 × 127 мм (фиг. 564) для того, чтобы увеличить поверхность нагрева и повысить сопротивляемость труб разрыву при замерзании в них воды.



Фиг. 563. Грязевик.

Основные условия хорошей работы водяного отопления — правильная циркуляция воды

в трубах и надлежащая температура воды — не выше 80°. Плохая циркуляция обычно является результатом скопления воздуха в нагревательных трубах или же происходит по причине недостаточной разницы между температурой



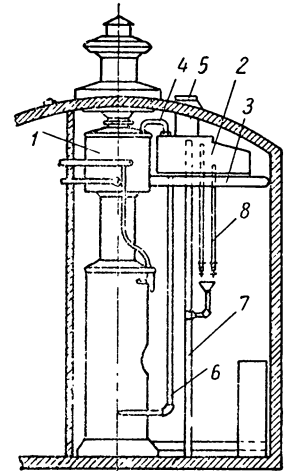
Фиг. 564. Трубы отопления.

воды, входящей в трубы, и температурой выходящей воды.

Чтобы усилить циркуляцию, перекачивают воду ручным поршневым насосом, находящимся в котельном отделении.

Регулирование водяного отопления производится только усилением или уменьшением горения в топке. Расход топлива (угля) на отопление четырехосного вагона во время его движения составляет по среднегодовой норме около 3 кг в час; на стоянках расход угля на 30% меньше.

Самотечное водяное отопление. В описанную выше конструкцию водяного отопления Ленинградским вагоностроительным заводом имени Егорова были внесены изменения: отопление превращено в самотечное, как показано на фиг. 565.



Фиг. 565. Самотечное водяное отопление:
1—расширитель; 2—дополнительный водяной бак;
3—верхние трубы; 4—труба;
5—воронка; 6—котловая труба; 7—переливная труба; 8—пробирные трубы.

Устройство самотечного отопления заключается в следующем: возле расширителя 1 выше уровня верхних труб 3 установлен дополнительный водяной бак 2, в котором помещается запас воды, достаточный для пополнения испаряющейся воды. Расширитель, соединяющийся с баком через трубку 4, сверху закрыт. Пополнение водой всей системы производится через воронку 5 бака 2, соединен-

ного с котловой трубой 6 диаметром 30 мм. Через эту трубу происходит питание котла водой по мере понижения ее уровня в расширителе.

Так как питание котла производится по закону сообщающихся сосудов, т. е. без помощи насоса, система и получила название самотечной.

В этой системе расширитель имеет уменьшенную высоту (550 вместо 920 мм), кроме того, объем воды в котле и расширителе составляет 259 вместо 377 л при обычной системе; дополнительный бак вмещает 150—210 л воды. Благодаря уменьшенному объему воды в расширителе ускоряется нагрев воды в котле при растопке.

Наполнение труб водой при заправке отопления производится не через расширитель, а из нижней части котла. Таким образом, трубы наполняются постепенно и находящийся в них воздух вытесняется в расширитель.

Отопление в цельнометаллических пассажирских вагонах с кузовом длиной 23,6 м

В цельнометаллических вагонах применяется водяное отопление, действие которого основано на циркуляции воды в трубах. Система отопления обеспечивает температуру внутри вагона в пределах 18—20° при наружной температуре воздуха — 35° и подогрев подаваемого в вагон воздуха.

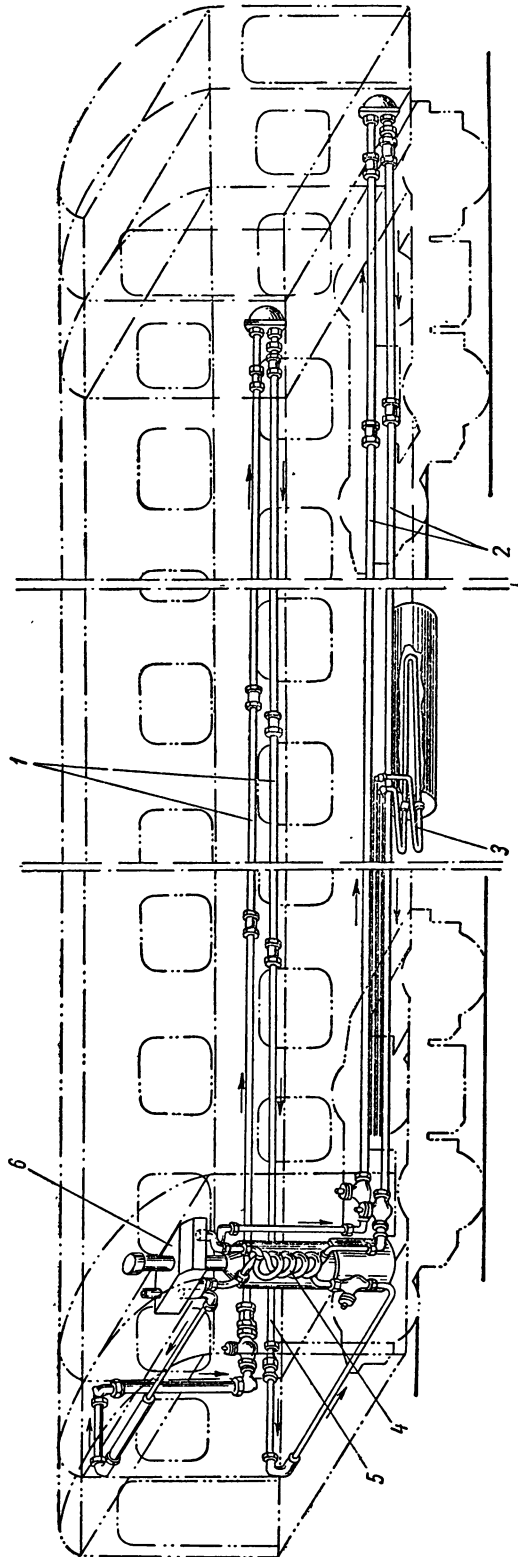
В существующих цельнометаллических вагонах имеются различные системы водяного отопления:

по способу разводки обогревательных труб: с нижней разводкой и с верхней разводкой;

по конструкции котла: с котлом, где нагревание воды происходит в трубах, согнутых по винтовой линии (змеевиках) внутри котла, с котлом, имеющим водяную рубашку, и с прямоугольным низким котлом нижнего или верхнего горения с плоскими тонкостенными радиаторами.

Цельнометаллические жесткие вагоны без купе первого выпуска были оборудованы водяным отоплением с нижней разводкой труб и котлом со змеевиком внутри. С 1949 г. и по настоящее время цельнометаллические вагоны оборудуются котлом с водяной рубашкой и верхней разводкой обогревательных труб.

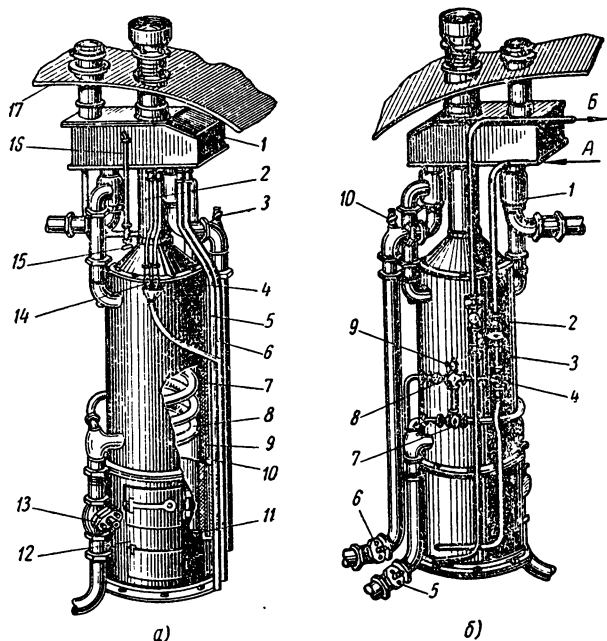
Цельнометаллические вагоны жесткого типа с купе вначале выпускались оборудованными



Фиг. 566. Схема отопительной установки:

1—нагревательные трубы со стороны купе; 2—нагревательные трубы со стороны коридора; 3—змеевик для подогрева подвагонного водяного бака; 4—нагревательный змеевик котла; 5—котел; 6—расширительный бачок.

отоплением с низким котлом верхнего горения и ребристыми трубами. Имеются также в эксплуатации вагоны с прямоугольным низким котлом нижнего горения с плоскими радиаторами и вагоны, оборудованные отоплением с прямоугольным котлом нижнего горения с верхней разводкой гладких труб.



Фиг. 567. Котел водяного отопления:

а — со стороны тамбура: 1—расширительный бак; 2—дымовая труба; 3—кран № 18; 4—коническая горловина; 5—наливная труба для заполнения системы водой из-под вагона; 6—сигнальная труба; 7—асбесто-слодяная масса; 8—нагревательный змеевик; 9—ножух котла; 10—слой асбестового картона; 11—колосниковая решетка; 12—топка; 13—кран № 3; 14—водопробные краники; 15—кран № 16; 16—наливная труба для заполнения системы водой из подвагонного водяного бака; 17—наливная воронка; б — со стороны пассажирского отделения: 1—пароструйный ускоритель; 2—вентиль № 10; 3—кран № 28; 4—кран № 29; 5—кран № 1; 6—кран № 2; 7—кран № 27; 8—вентиль № 14; 9—кран № 21; 10—краник № 18; А — от воздухоподогревателя; Б — к воздухоподогревателю.

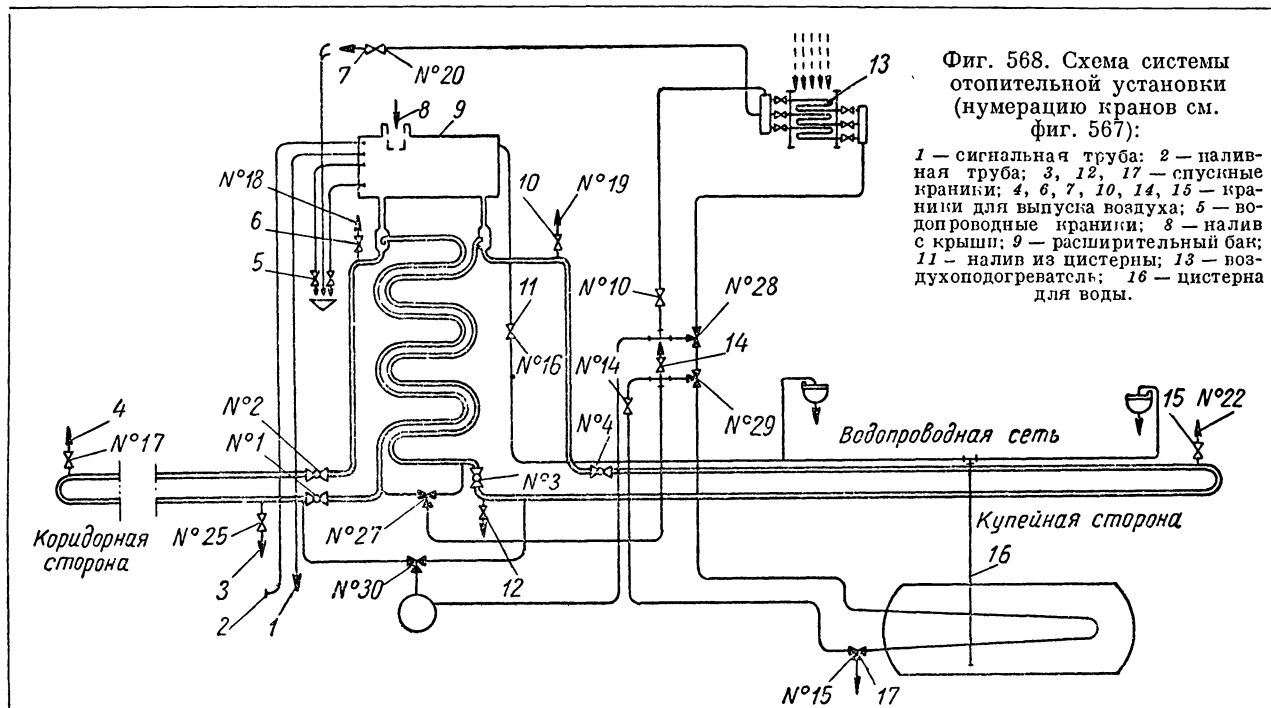
С 1951 г. эти вагоны выпускаются с отоплением, имеющим котел с водяной рубашкой и верхнюю разводку труб.

Отопление с нижней разводкой труб. Схема отопительной установки изображена на фиг. 566. Горячая вода из котла идет в нагревательные трубы, расположенные по обоим продольным стенкам в кузове вагона и пола под окнами. С каждой продольной стороны вагона имеются две расположенные рядом трубы — верхняя разводящая и нижняя нагревательная. Горячая вода поступает из котла в верхнюю трубу, затем опускается в нижнюю нагревательную трубу и через проходной кран на-

правляется обратно в змеевик котла 4. Как видно из приведенной выше схемы, при этой конструкции отопления производился нагрев воды змеевиком 3 в подвагонном водяном баке для снабжения водой умывальников (в цельнометаллических вагонах первых выпусков).

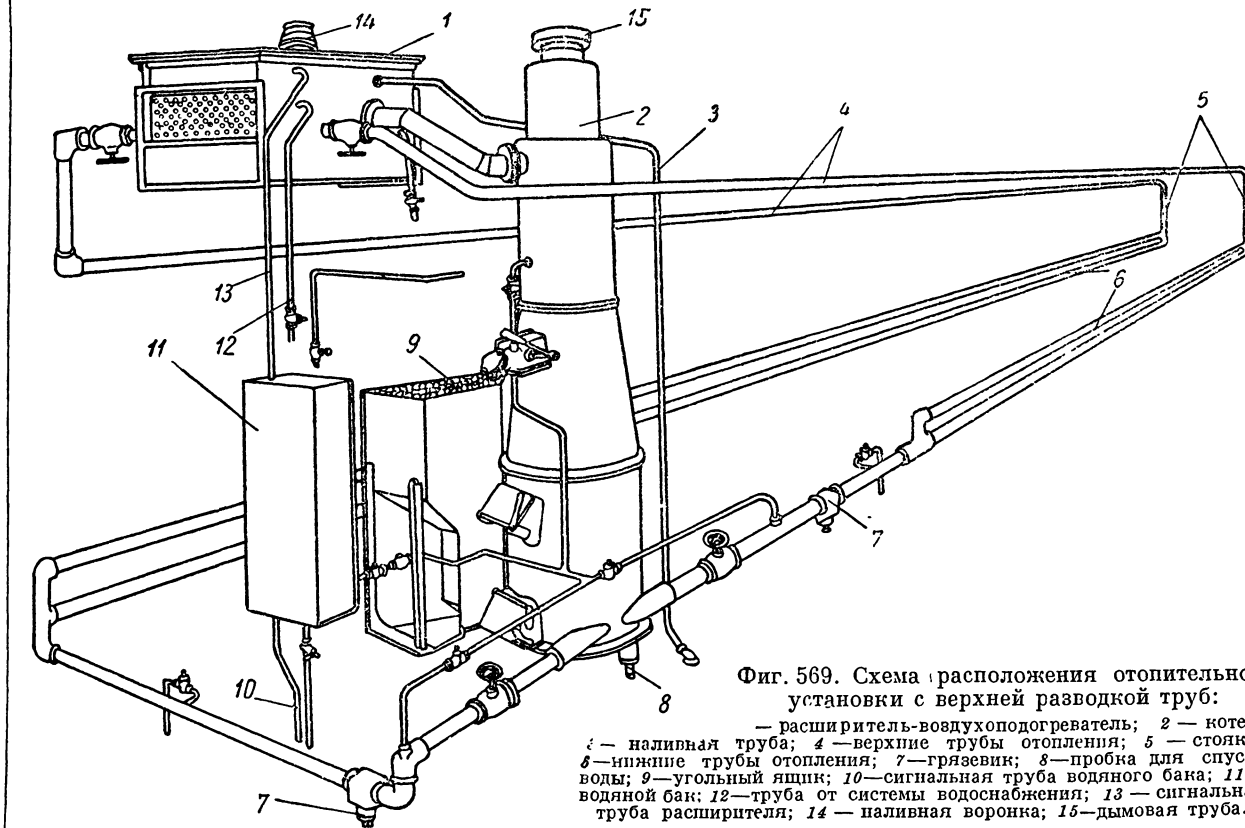
Система отопления допускает циркуляцию воды в отопительных трубах как естественную, так и принудительную, а в обогревательных змеевиках воздухоподогревателя и подвагонного водяного бака циркуляция только принудительная (искусственная). Циркуляция принудительная создается при помощи центробежного насоса мощностью 0,5 квт производительностью 150—200 л/мин. Перевод системы отопления с естественной на принудительную циркуляцию производится трехходовыми кранами. В процессе эксплуатации цельнометаллических вагонов первых выпусков выявились недостатки описанной системы отопления. Сюда надо отнести сравнительно большой расход электроэнергии на приведение в действие центробежного насоса. На стоянках поезда электроэнергию приходится брать от аккумуляторов, а при длительных стоянках наблюдается истощение аккумуляторных батарей, которые питают электроэнергией электродвигатель насоса и осветительную сеть вагона. В таких случаях принудительная циркуляция не действует. На фиг. 567 изображен котел водяного отопления со змеевиками внутри, а на фиг. 568 — схема системы отопительной установки. Котел — сварной цилиндрической формы имеет два водяных змеевика, концы которых соединены с обогревательными трубами. Змеевик, проходящий через воздухоподогреватель, сделан для подогрева воздуха, нагнетаемого в вагон. Другой змеевик подогревает воду в подвагонном баке. Пароструйный ускоритель служит для усиления циркуляции воды в трубах отопления. Образующийся в змеевиках котла пар выталкивает воду в трубы отопления и выходит в расширительный бак через отверстия корпуса ускорителя. Котел отопления имеет площадь колосниковой решетки 0,165 м², объем топочного пространства 0,079 м³, поверхность нагрева 2,76 м², теплопроизводительность 25 000 ккал/час.

Отопление с верхней разводкой труб. Учитывая недостатки описанной выше системы отопления, цельнометаллические вагоны последних выпусков оборудуют водяным отоплением с верхней разводкой труб, а также более простой конструкцией котла с расширителем-воздухоподогревателем (фиг. 569). Котел 2



Фиг. 568. Схема системы отопительной установки (нумерацию кранов см. фиг. 567):

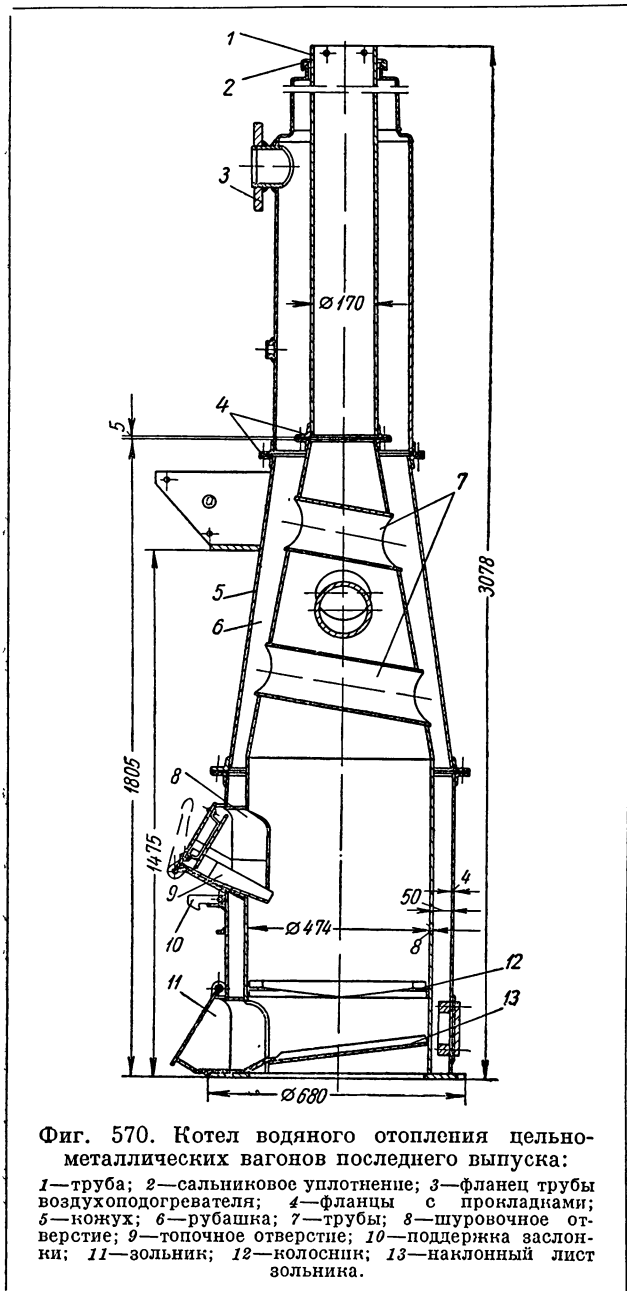
1 — сигнальная труба; 2 — наливная труба; 3, 12, 17 — спускные краны; 4, 6, 7, 10, 14, 15 — краны для выпуска воздуха; 5 — водопроводные краны; 8 — налив с крыши; 9 — расширительный бак; 11 — налив из цистерны; 13 — воздухоподогреватель; 16 — цистерна для воды.



Фиг. 569. Схема расположения отопительной установки с верхней разводкой труб:

1 — расширитель-воздухоподогреватель; 2 — котел; 3 — наливная труба; 4 — верхние трубы отопления; 5 — стояки; 6 — нижние трубы отопления; 7 — грязевик; 8 — пробка для спуска воды; 9 — угольный ящик; 10 — сигнальная труба водяного бака; 11 — водяной бак; 12 — труба от системы водоснабжения; 13 — сигнальная труба расширителя; 14 — наливная воронка; 15 — дымовая труба.

(фиг. 569) соединен с расширителем 1, от которого идут две линии труб, размещенных по продольным стенам вагона. Каждая линия труб состоит из верхней разводящей трубы 4



Фиг. 570. Котел водяного отопления цельнометаллических вагонов последнего выпуска:

1—труба; 2—сальниковое уплотнение; 3—фланец трубы воздухоподогревателя; 4—фланцы с прокладками; 5—кожух; 6—рубашка; 7—трубы; 8—шуровочное отверстие; 9—топочное отверстие; 10—поддержка заслонки; 11—зольник; 12—колосник; 13—наклонный лист зольника.

диаметром 65 мм, расположенной над окнами вагона; вертикальной трубой; стояка 5 у торцевой стены вагона и нижних обогревательных труб 6 диаметром 65 мм, размещенных под диванами по всей продольной стенке вагона.

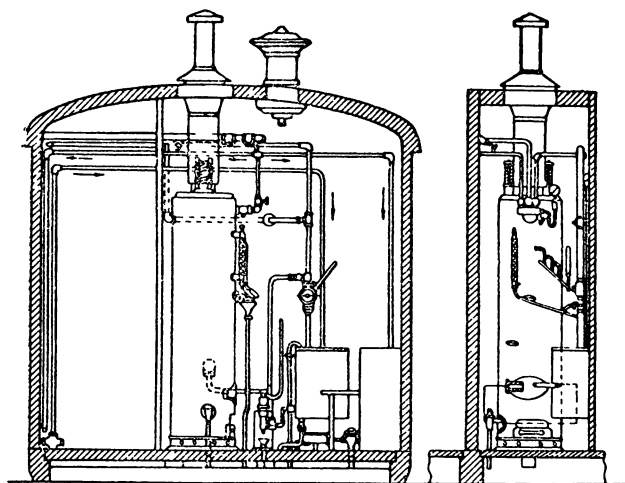
Для более равномерного распределения тепла по всему кузову вагона установлены по две обогревательные трубы диаметром 65 мм. Нижние трубы обеих линий присоединены к грязевику 7. Верхние трубы изолированы для меньшей отдачи тепла в верхней части кузова, где температура обычно выше нижней. Для усиления циркуляции и питания котла водой (из запасного бака в котельном отделении вагона) имеется плунжерный насос. Налив воды в систему отопления производится или с крыши через наливную воронку 14 в расширитель, или снизу напором через наливную трубу 3. В системе водяного отопления с верхней разводкой труб нет необходимости устройства циркуляционного насоса. Это снижает расход электроэнергии, что особенно важно при длительных стоянках вагона. На фиг. 570 изображен котел водяного отопления цельнометаллических вагонов последнего выпуска. Для увеличения поверхности нагрева в конусной части котла сделаны три кипяtilьные трубы. Верхняя часть кожуха котла имеет патрубок, который соединяет котел с расширителем. В нижней части сделан люк для промывки котла. Площадь колосниковой решетки котла 0,19 м², объем топочного пространства 0,082 м³, поверхность нагрева котла 3,03 м². Производительность котла около 35 000 ккал/час. Объем воды в котле 280 л, а в трубах отопления 250 л. В расширителе-воздухоподогревателе имеется 76—96 трубок с общей поверхностью нагрева до 5,5 м².

В цельнометаллических мягких вагонах установлено водяное отопление с верхней разводкой труб и с котлом, имеющим водяную рубашку. Система оборудована воздухоподогревателем, который совмещен с расширителем. В багажных вагонах установлено водяное отопление также с верхней разводкой труб и типовым котлом и обогревательными трубами. Отличие от отопления пассажирских вагонов заключается в том, что в багажных вагонах отсутствует расширитель-воздухоподогреватель. Багажный вагон не оборудован приточной вентиляцией. У котла в верхней его части сделан обычный расширитель. В почтовых цельнометаллических вагонах отопление отличается расположением обогревательных труб. Разводка труб до сортировочного зала верхняя, а по залу и в купе для обслуживающего персонала — нижняя.

Паровое отопление. Существует паровое отопление индивидуальное — высокого или низ-

кого давления — и центральное. На железных дорогах СССР паровое отопление высокого давления (не ниже 3 ат) с индивидуальным котлом применялось в служебных вагонах, а теперь заменяется водяным.

Индивидуальное отопление. Индивидуальное паровое отопление включает паровой котел, паропроводные трубы, питательные насосы, водоотводчики и запасный водяной бак.



Фиг. 571. Паровое отопление вагонов.

Котел (фиг. 571) имеет три разводящие трубы диаметром 18 мм ; по одной трубе пар подается для обогрева среднего вагона, где находится котел, а по двум другим — для обогрева переднего и заднего вагонов. Из разводящих труб пар переходит в нагревательные приборы, где и конденсируется, отдав свою теплоту окружающей среде. Конденсационная вода стекает в одну общую трубу (конденсатор), подвешенную под вагоном.

Это имеет место в вагонах, обращающихся в районах с мягким климатом. В пассажирских вагонах дальнего следования конденсатор устанавливают в котельном отделении, а не под вагоном, во избежание замерзания.

Для своевременного выпуска конденсационной воды применяется особый прибор — водоотводчик (фиг. 572). Прибор состоит из чугунного тройника *1*, крышки *2*, регулирующего винта *3*, спиральной металлической трубки *4* и клапана *5*. Кроме того, имеется паропроводная труба с гнездом *6*.

Действие прибора заключается в следующем. Когда накопившаяся конденсационная вода подходит к клапану *5*, она под давлением

пара в паропроводной трубе давит на клапан, сжимает трубку *4* и выходит наружу. Как только конденсационная вода удаляется, устремившийся за нею пар из паропроводной трубы нагревает трубку *4*, которая расширяется и давит на клапан *5*; в результате выпуск пара прекращается.

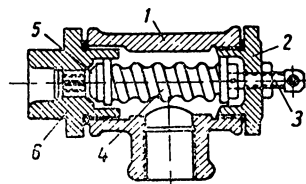
Паровой котел в четырехосных пассажирских вагонах устанавливают с поверхностью нагрева, равной $2,3 \text{ м}^2$, при давлении пара 3 ат . Производительность котла — около 30 кг пара в час с 1 м^2 поверхности нагрева. Средний расход топлива на отопление четырехосного пассажирского вагона — 4 кг угля в час.

Преимущество индивидуального парового отопления перед водяным заключается в более быстром нагревании вагона. Недостаток отопления этого типа состоит в том, что пыль пригорает к паропроводным трубам и воздух внутри вагона приобретает сухость. Кроме того, обслуживание парового отопления более сложно.

Центральное отопление. При центральном отоплении в пассажирский поезд ставится отдельный вагон, оборудованный паровым котлом (фиг. 573), от которого идет пар по трубам во все вагоны. Применяются котлы вертикальные и горизонтальные (обычно трубчатые) поверхностью нагрева от 10 до 24 м^2 . Для отопления состава в 32 оси при давлении пара в котле не больше 4 ат достаточен котел с поверхностью нагрева 11 м^2 .

От парового котла вдоль всего поезда идет магистральная труба диаметром 30 мм . Участки магистрали между вагонами представляют собой гибкие резиновые трубы с холщевыми прокладками в соединениях. Давление пара в магистрали — от 2 до 4 ат . При центральном отоплении необходимо иметь сравнительно большой запас воды (около 5 м^3), так как конденсационная вода не утилизируется, а выпускается наружу. Для нагрева всех вагонов поезда перед посадкой пассажиров требуется около 4 час.

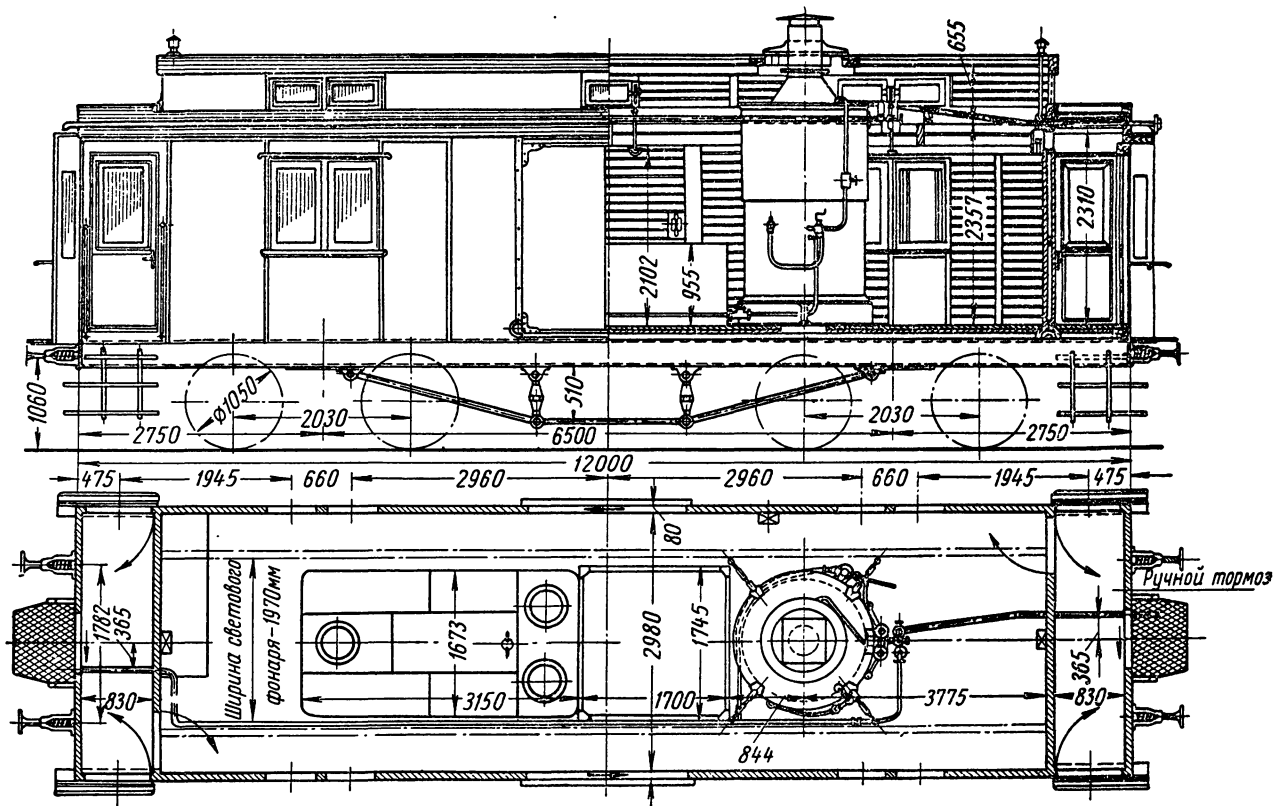
Преимущества центрального парового отопления перед индивидуальным: 1) сокращаются эксплуатационные расходы за счет уменьшения числа источников; 2) теплопроизводительность



Фиг. 572. Водоотводчик: 1—тройник; 2—крышка; 3—регулирующий винт; 4—спиральная трубка; 5—клапан; 6—гнездо.

котлов при большой поверхности их нагрева используется лучше, чем при малой, следовательно, и расход топлива при центральном отоплении уменьшается: на обогрев четырехосного пассажирского вагона тратится в среднем около 3,3 кг угля в час; 3) увеличивается полезная площадь в вагонах благодаря упразднению котельных помещений; в неотапитель-

конца нагревательной трубы при различных температурах конденсата. Прибор состоит из чугунного корпуса с двумя камерами, которые в верхней части сообщаются между собой при помощи клапана. Клапан при помощи штока, рычага и поводка соединен подвижно с концом алюминиевой трубки; другой конец трубки связан с корпусом прибора неподвижно.



Фиг. 573. Вагон парового отопления.

ный сезон, когда вагон-паровик заменяется пассажирским вагоном, возрастает общая полезная площадь поезда.

Отопление от паровоза. Существует еще центральное отопление свежим паром от паровоза. Так как в котле паровоза давление пара обычно составляет 10—15 ат, то для пуска в магистральную трубу отопления пара давлением около 4 ат применяется редукционный клапан. Как только указанное давление в магистрали достигнуто, дальнейший выпуск пара из котла автоматически прекращается.

Существует конструкция автоматического регулятора выпуска пара системы инж. Цыганкова. Принцип действия регулятора заключается в использовании линейного удлинения

Пар по трубе поступает из магистрали в камеру прибора. Далее он проходит через клапан в нагревательную сеть и вытесняет из нее воздух и холодный конденсат. Как только отопительная сеть нагрелась выше требуемой температуры и через алюминиевую трубку потечет горячий конденсат, трубка в результате нагрева удлиняется. При этом через рычажную передачу она воздействует на клапан, и поступление пара в сеть уменьшается.

Как показали опыты, применение прибора Цыганкова позволяет уменьшить расход топлива в 4—6 раз; при этом температура в вагонах почти не зависит от расстояния, отделяющего вагон от паровоза. Средний расход пара в час на отопление одного вагона составляет

при наличии приборов Цыганкова — 22 кг при средней разности температур внутри и снаружи вагона 27,5°; при существующем оборудовании от вагона парового отопления средний расход пара в час 82 кг при разности температур 16,5°.

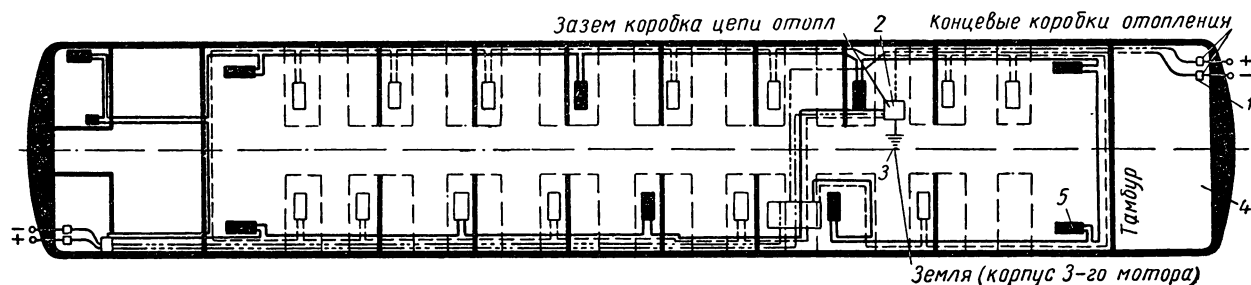
Паровое отопление низкого давления (не выше 0,5 ат). При этом виде отопления нет резкого нагрева труб, так как температура пара понижена, следовательно, не происходит пригорания пыли.

Электрическое отопление

Электрическое отопление применяется только на электрифицированных участках железных дорог, где электроэнергия подводится к поезду во время движения его через контактный провод к отопительным приборам. Этот вид

и сокращаются соответствующие расходы по транспортировке топлива. Расход электроэнергии на производство 1 кг пара в час (при давлении 5 ат) составляет 0,8 кВт.

Выбор типа и конструкции нагревательных приборов в зависимости от их группировки и количества находится в полной зависимости от напряжения в контактном проводе. При питании отопления от контактной сети напряжением 1500 в включаются восемь приборов последовательно при номинальном напряжении на клеммах прибора 203 в. Мощность каждого прибора составляет 1 кВт. Количество нагревательных приборов в вагоне устанавливается обычно 24 при включении в три параллельные группы. Одна группа при включенном положении цепи отопления действует постоянно. Две другие группы включаются или выключаются автоматически при помощи термостата



Фиг. 574. Схема расположения печей электрического отопления:

1—концевые коробки отопления; 2—заземленная коробка цепи отопления; 3—земля (корпус 3-го электродвигателя); 4—тамбур; 5—печи.

отопления по своей возможности сосредоточивать отопление в равномерно расположенных местах по вагону, а также ввиду полного автоматического регулирования температуры нагрева воздуха внутри вагона является наиболее совершенным из всех существующих видов отопления вагонов. Электрическое отопление применяется в пригородных моторных и прицепных вагонах электрической тяги. В пассажирских поездах при тяге электровозами, в состав которых входят обыкновенные пассажирские вагоны, применяется электрическое комбинированное отопление. Система такого отопления состоит из обычного водяного или парового отопления, но подогрев котла производится электрическим током. Такое отопление вагонов имеет меньший коэффициент полезного действия, но оно совершенно исключает организацию топливных баз по линии электрифицированных участков. Отпадает необходимость снабжения вагонов углем и дровами

в зависимости от температуры воздуха в вагоне. Принципиальная электрическая схема включения печей и примерное расположение их в вагоне пригородного сообщения даны на фиг. 574 и 575.

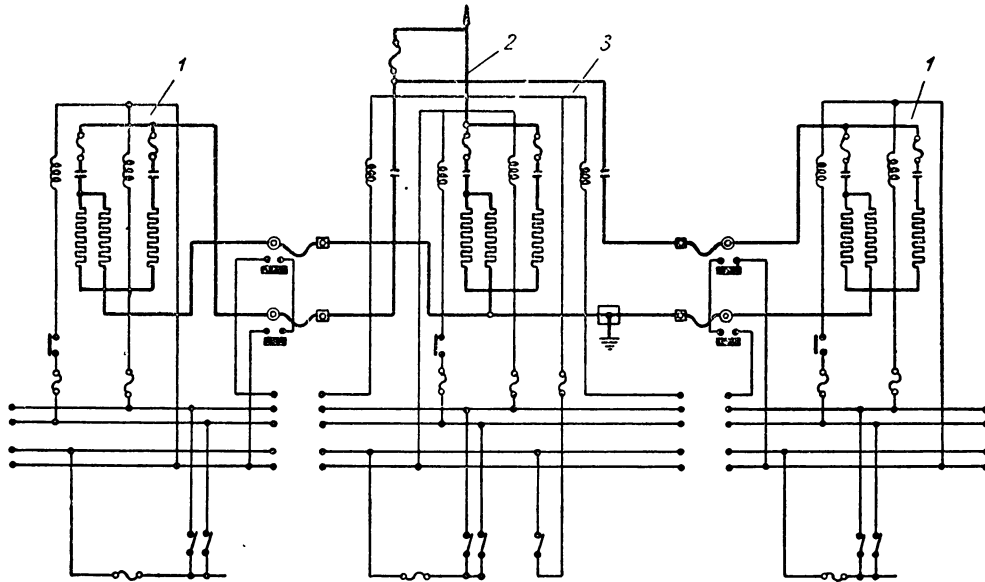
Расположение приборов осуществлено равномерно по всей площади пола вагона (фиг. 574). Внутри вагона нагревательные приборы подвешиваются в горизонтальном положении под диванами пассажиров. В кабине машиниста и в служебном отделении нагревательные приборы располагаются в вертикальном положении. Для предохранения пассажиров от соприкосновения с приборами под диванами устанавливаются ограждения из стальных листов с отверстиями. Для предохранения от чрезмерного нагревания диванов сверху над нагревательными приборами кладут щит из стали с асбестом.

Элемент нагревательного прибора состоит из стального кожуха, в котором помещается

нихромовая проволока. В каждом нагревательном приборе имеются два последовательно соединенных элемента (фиг. 576).

Автоматическое регулирование электрического отопления производится термостатом, который действует на реле включения и

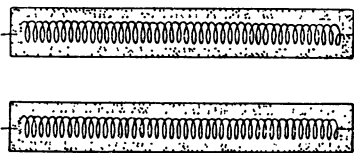
тактора отопления. В это время цепь катушки прерывается у контакта 7. Контакты 3 и 6 при замыкании восстанавливают цепь катушки 10 действием якоря, который разрывает контакт 8, благодаря чему включается цепь отопления.



Фиг. 575. Схема включения печей электрического отопления:
1—прицепной вагон; 2—кабиноприемнику; 3—моторный вагон.

выключения контакторов нагревательных приборов. Термостат (фиг. 577) имеет биметаллическую спираль 1, которая соединена с рычагом 2, имеющим контакты 3 и 4, и действующим между контактами 5 и 6. Если температура в вагоне понизилась, биметаллическая спираль

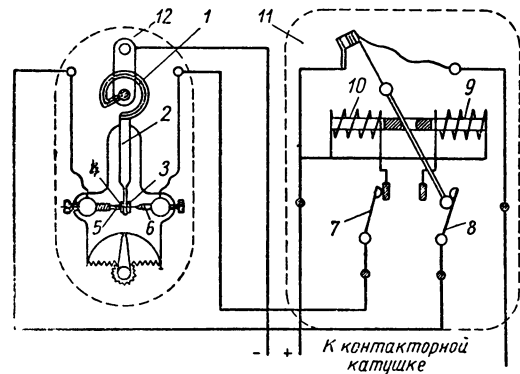
Наличие термостата в цепи управления электрическим отоплением создает автоматическое регулирование температуры внутри вагона,



Фиг. 576. Электрические нагревательные приборы.

свертывается, при увеличении температуры она разворачивается, благодаря чему рычаг 2 сдвигается вправо или влево.

При понижении температуры соединяются контакты 4 и 5, а при повышении температуры соединяются контакты 3 и 6. При соединении контактов 4 и 5 замыкается цепь катушки реле термостата. От действия магнитного якоря катушки включается контакт 8 катушки кон-



Фиг. 577. Схема автоматического регулирования:
1—спираль; 2—рычаг; 3, 4 — контакты рычага; 5—6—контакты; 7—8 — контакты катушки; 9—10—катушки; 11—реле; 12 — термостат.

сохраняя ее постоянной и соответствующей условиям перевозки пассажиров.

Расход электроэнергии для расчетного ре-

жима составляет 160 *вт/час* на 1 *м³* объема кузова вагона при коэффициенте теплоотдачи ограждений 1 *ккал/м² час*.

§ 101. РАСЧЕТ ОТОПЛЕНИЯ

Количество калорий, которое теряется в час с 1 *м²* поверхности стенок, крыши, пола, окон и дверей вагона, можно определить по формуле

$$Q_{\text{ваг}} = \frac{(t_1 - t_2)}{\frac{1}{c_1 + \alpha_1} + \frac{1}{c_2 + \alpha_2} + \sum \frac{\delta}{\lambda}} \text{ ккал,}$$

где t_1 — температура внутри вагона; t_2 — температура снаружи вагона; c_1 — коэффициент восприятия тепла поверхностью через соприкосновение с внутренним воздухом; α_1 — коэффициент восприятия тепла, передаваемого через лучеиспускание; c_2 — коэффициент отдачи тепла поверхностью через соприкосновение с наружным воздухом; α_2 — коэффициент отдачи тепла поверхностью через лучеиспускание.

Для стенок, окрашенных масляными красками, можно принять $\alpha_1 = \alpha_2 = 3,7$.

$$\sum \frac{\delta}{\lambda} = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \dots +,$$

где $\delta_1, \delta_2, \delta_3$ и т. д. — толщина различных слоев, составляющих стенки кузова; $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ и т. д. — коэффициенты теплопроводности материала отдельных слоев.

По приведенной формуле можно определить потерю тепла через отдельные элементы кузова, а именно: через стенки $Q_{\text{ст}}$, пол Q_n , крышу $Q_{\text{кр}}$, окна $Q_{\text{ок}}$, двери $Q_{\text{дв}}$. Зная размеры кузова и его составных частей, можно определить общую потерю тепла кузовом.

В пассажирских вагонах стенки кузова состоят из слоев δ_1 (внутренняя деревянная обшивка толщиной 0,016 м), δ_2 (воздушная прослойка), δ_3 (изоляционный слой — шевелин или пробка толщиной 0,02 м), δ_4 (наружная деревянная обшивка толщиной 0,012 м) и δ_5 (стальная обшивка толщиной 0,0016 м). Воздушная прослойка разделена стойками и раскосами на небольшие пространства, так что устраняется возможность заметной циркуляции воздуха. В силу этого можно принять в среднем $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = \lambda_4 = 0,045$ при $\delta_1 + \delta_2 + \delta_3 + \delta_4 = 0,08$ м.

Коэффициент тепловосприятия внутренней стенки вагона

$$c_1 = \alpha_1 + 2,2 \sqrt{\Delta t} \text{ ккал/м}^2\text{град} \cdot \text{час,}$$

где Δt — разность между температурой в середине вагона и температурой внутренней стенки вагона ($\Delta t = 11 \div 13^\circ$).

Коэффициент тепловосприятия наружной стенки вагона можно определить по формуле

$$c_2 = \alpha_2 + 12 \sqrt{v} \text{ ккал/м}^2\text{град} \cdot \text{час,}$$

где v — скорость движения воздуха по поверхности наружной стенки в *м/сек*.

При расчете отопления вагонов принимают $c_1 = 7 \div 7,5 \text{ м}^2\text{град} \cdot \text{час} \cdot \text{ккал}$ и $c_2 = 75 \div 81 \text{ м}^2\text{град} \cdot \text{час} \cdot \text{ккал}$.

Пол вагона состоит из слоев δ'_1 (верхний настил) толщиной 0,038 м, δ'_2 (воздушная прослойка) — 0,026 м, δ'_3 (изоляционный слой) — 0,02 м и δ'_4 нижний настил 0,016 м.

Крыша вагона имеет слой δ''_1 (внутренняя обшивка) толщиной 0,016 м, δ''_2 (воздушная прослойка) — 0,02 м, δ''_3 (изоляционный слой) — 0,04 м и δ''_4 (наружная обшивка) — 0,022 м.

Окна вагона с двойными рамами и стеклами представляют собой слои $\delta'''_1 = \delta'''_3 = 0,0035$ м; расстояние между стеклами $\delta'''_2 = 0,04$ м. Для всех поверхностей стекол $\alpha_1 = 3$; $\lambda_1 = \lambda_3 = 7,5$. Для воздушной прослойки (при циркуляции воздуха) можно принять $\lambda_2 = 0,4$.

Выбор расчетного перепада температур. На основании климатологических данных Ленинградской обсерватории за 10 лет инженеры И. С. Зарецкий и Н. С. Ярцев составили таблицы низших температур наружного воздуха с указанием продолжительности отопительного сезона и скорости движения ветра для различных местностей СССР (табл. 87).

Таблица 87

Температура наружного воздуха, продолжительность отопительного сезона и скорость движения ветра на различных железнодорожных трассах

Трасса	Средняя низшая температура в °С	Продолжительность отопительного сезона в днях	Средняя годовая скорость ветра в м/сек
Москва — Мурманск . . .	— 27	200	4,3
Москва — Архангельск . .	— 31	210	3,0
Москва — Урал (Уральск)	— 33	202	4,6
Москва — Ташкент	— 26	127	1,9
Москва — Владивосток . .	— 31	188	2,5
Москва — Астрахань . . .	— 25	171	3,8
Москва — Баку	— 14	110	3,1
Москва — Севастополь . .	— 15	121	3,9
Москва — Одесса	— 23	159	4,0
Москва — Минск	— 25	188	8,8

Климатологические исследования показывают, что низшие температуры наружного воздуха достигают -45° ; средняя низшая температура для железных дорог СССР составляет -25° . Средняя продолжительность отопительного сезона 170 дней; средняя скорость ветра $3,2$ м/сек.

Считая наибольшее колебание температуры внутри вагона равным 6° , расчетный температурный перепад для отопления пассажирских вагонов (кроме вагонов местного сообщения) принимают 50° ($t_{вн} = +18^\circ$, $t_{нар} = -32^\circ$). Для изоляции кузовов пассажирских вагонов применяются различные изоляционные материалы. Кроме того, изолирующими свойствами обладает ряд отделочных материалов, применяемых в пассажирском вагоне. К ним относятся фанера (коэффициент теплопроводности $0,19$, объемный вес 546 кг/м³), линолеум (соответственно $0,16$ и 1183), линокруст ($0,14$ и 900) и ксилолит (коэффициент теплопроводности $0,23$).

Пример подсчета часовой потери тепла с 1 м² поверхности кузова вагона

При $t_1 = 15^\circ$ и $t_2 = -35^\circ$ $t_1 - t_2 = 50^\circ$;

$$Q_{ст} = \frac{50}{\frac{1}{4+3,7} + \frac{1}{8+3,7} + \frac{0,08}{0,045}} = 25 \text{ ккал};$$

$$Q_n = \frac{50}{\frac{1}{4+3,7} + \frac{1}{8+3,7} + \frac{0,1}{0,045}} = 20,5 \text{ ккал};$$

$$Q_{кр} = \frac{50}{\frac{1}{4+3,7} + \frac{1}{8+3,7} + \frac{0,098}{0,045}} = 21 \text{ ккал};$$

$$Q_{ок} = \frac{50}{\frac{1}{4+3,7} + \frac{2}{6+3} + \frac{1}{8+3} + \frac{2,00005}{7,5} + \frac{0,04}{0,4}} = 88,5 \text{ ккал};$$

$$Q_{дв} = \frac{50}{\frac{1}{4+3,7} + \frac{1}{8+3,7} + \frac{0,025}{0,045}} = 65 \text{ ккал}.$$

Если не учитывать влияния воздушных прослоек (что часто и делают при расчетах), можно принять $Q_{ст} = 39$ ккал; $Q_n = 27$ ккал; $Q_{кр} = 33,5$ ккал; $Q_{ок} = 107,5$ ккал; $Q_{дв} = 91$ ккал.

Для определения общей потери тепла кузовом нужно знать размеры его элементов, например следующие:

Элементы кузова	Количество	Длина в м	Высота или ширина в м	Площадь в м ²
Продольные стены	2	12,05	2,48	59,76
Лобовые стены	2	3,04	2,82	17,14
Пол	1	12,05	3,04	26,63
Крыша	1	12,05	3,3	39,76
Окна	12 4	0,98	0,65	7,64
Двери		0,98	0,56	2,19
	2	1,96	0,70	2,74

При этих размерах и при условии, что воздух, находящийся в тамбуре, является наружным воздухом, площадь стен (за вычетом площади окон и дверей)

$$F_{ст} = (59,76 + 17,14) - 7,64 - 2,19 - 2,74 = 64,33 \text{ м}^2.$$

Общая потеря тепла кузовом в ккал/час с учетом воздушной прослойки:

Потеря через стены	64,33 × 25 = 1608
» » пол	36,63 × 20,5 = 751
» » крышу	39,76 × 21 = 772
» » окна	9,83 × 88,5 = 870
» » двери	2,74 × 65 = 178

Итого $Q_{куз} = 4179$ ккал.

Без учета воздушной прослойки

$$Q^1_{куз} = 6138 \text{ ккал}.$$

При расчете отопления необходимо также учитывать количество тепла, выделяемого пассажирами, и потерю тепла на охлаждение вентилируемого воздуха. Можно считать, что при 40 пассажирах в вагоне количество выделяемого ими тепла в час равно 4400 ккал. Часовая подача свежего воздуха на каждого пассажира должна быть в зимнее время $15-35$ м³, в летнее время $45-65$ м³.

Количество тепла, необходимое для обогрева вентилируемого воздуха,

$$Q_{возд} = ac_p(t_1 - t_2)n \text{ ккал},$$

где a — количество воздуха в м³, потребное для одного пассажира в час; c_p — теплоемкость 1 м³ воздуха (при $p = 1$ ат $c_p = 0,282$); t_1 — температура наружного воздуха, равная -35° ; t_2 — температура внутреннего воздуха, равная 15° ; n — число пассажиров.

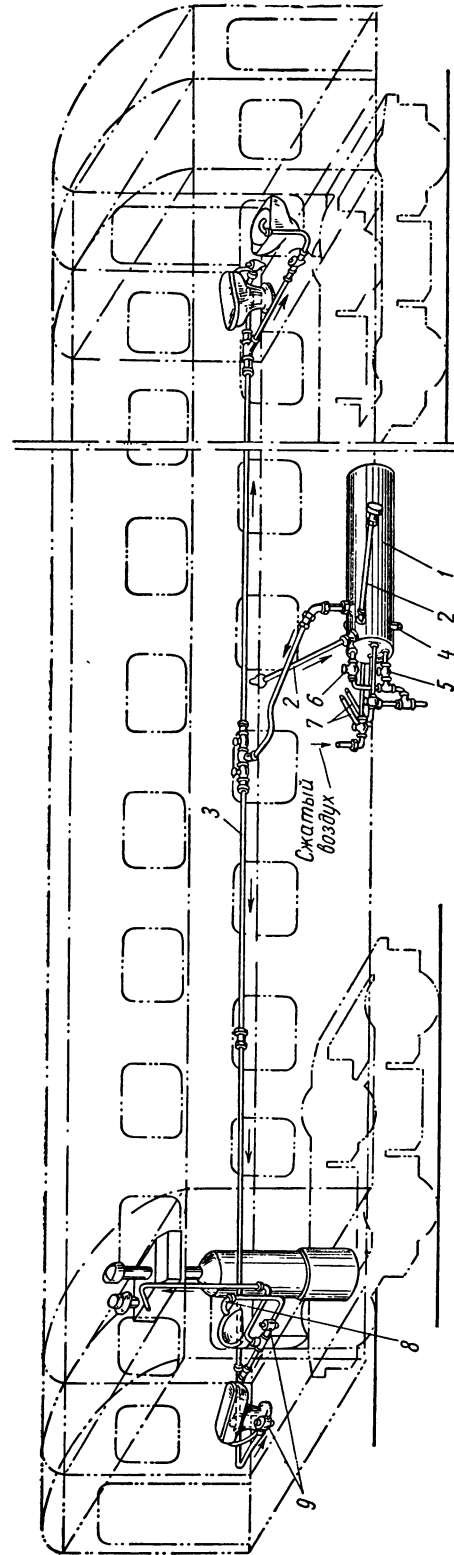
Для средней части СССР можно считать достаточными следующие поверхности нагрева приборов отопления: при водяном отоплении $0,12-0,18$ м² на 1 м³ внутреннего объема вагона; при паровом отоплении $0,06-0,12$ м² на 1 м³. Нижняя норма относится к закрытым отделениям кузова, верхняя — к коридорам и проходам. Поверхность нагрева котла индивидуального парового отопления в четырехосном вагоне составляет $2,3$ м². Рабочее давление в котле равно 2 ат, паропроизводительность котла — около 34 кг пара в час.

Водоснабжение в пассажирских вагонах

В пассажирских вагонах снабжение водой умывальников и для промывки унитазов производится из баков, расположенных у потолка по концам вагона. Наполнение бака водой производится с крыши вагона или через выводную трубу снизу вагона. Баки снабжены водомерными стеклами и сигнальными трубками для спуска излишней воды при переполнении их. Из бака вода подводится к умывальнику. От умывальной чаши под вагон идет прямая труба. Подача воды к умывальнику производится через нажатие на педаль.

В умывальники цельнометаллических вагонов производится пневматическая подача воды, работающая под действием сжатого воздуха, или производится на основе закона сообщающихся сосудов, называемая самотечной. Вагоны первого выпуска имели пневматическое водоснабжение, но с 1948 г. и по настоящее время вагоны выпускаются оборудованными только самотечным водоснабжением.

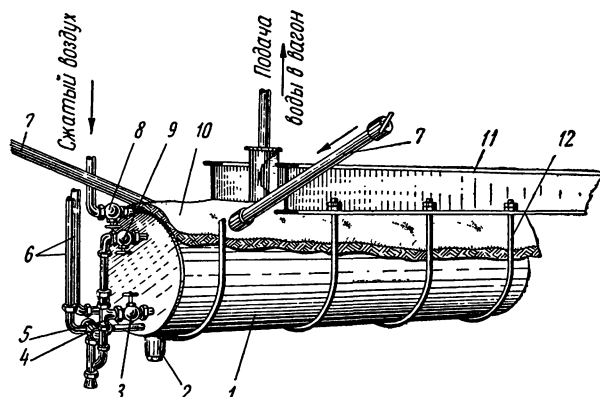
При пневматической системе водоснабжения (фиг. 578) имеется под кузовом вагона стальной бак сварной конструкции емкостью 500 л из листов толщиной 3 мм с двумя выпуклыми сферическими днищами. Подвагонный водяной бак (фиг. 579) подвешивается к кузову. К баку приварена труба, по которой вода идет в кузов вагона, два штуцера для соединения наливных труб и штуцер с пробкой для спуска воды. Внутри подвагонного бака имеются поперечные перегородки с отверстиями (волнорезы). В нижней части бака расположен змеевик для подогрева воды в зимнее время. Внутренняя поверхность бака и змеевик оцинкованы. Водопроводная труба от бака размещена под диваном, а затем разветвляется на две линии. Правая линия труб питает умывальники и уборные нектолого конца вагона, левая — котел водяного отопления и умывальники другого конца вагона. Подача воды из бака в кузов вагона производится действием сжатого воздуха, который поступает из системы автоматического тормоза. Воздух из запасного резервуара тормозной системы поступает в систему водоснабжения через регулятор давления только после достаточной зарядки тормоза или его полного отпуска. В том случае, когда во время торможения поезда давление в запасном резервуаре упадет до 4,6 ат, регулятор давления закрывается и разобщает сеть водоснабжения от запасного резервуара тормоза. Воздух, проходя через редукционный клапан, снижает свое давление



Фиг. 578. Схема системы водоснабжения.

1—подвагонный водный бак; 2—наливная труба; 3—водопроводная труба; 4—сливной патрубок; 5—кран нижнего уровня воды; 6—кран верхнего уровня воды; 7—трубы к змеевику подвагонного водяного бака; 8—кран умывальника; 9—педальный клапан умывальника и унитаза.

до 0,8 ат. Под давлением 0,8—1,0 ат вода находится в подвагонном баке, а затем подается по системе труб к расширителю котла, умывальникам и уборным. На трубопроводе устанавливается штуцер для присоединения ручного пневматического насоса, благодаря которому можно создать необходимое давление в подвагонном



Фиг. 579. Подвагонный водяной бак в сборе:

1—подвагонный водяной бак; 2—сливной патрубок; 3—кран нижнего уровня воды; 4—трехходовой кран; 5—труба, соединяющая краны; 6—трубы к обогревательному змеевику; 7—наливная труба с заглушкой; 8—кран; 9—кран верхнего уровня; 10—изоляция бака; 11—хребтовая балка; 12—хомуты для укрепления бака к хребтовой балке рамы.

баке в тех случаях, когда тормозная система не заряжена или автотормоз не работает. Оборудование цельнометаллических вагонов пневматическим водоснабжением преследовало цели увеличить запас воды и расположить бак под вагоном, чтобы снизить центр тяжести вагона и сделать его устойчивым в поперечных направлениях. При эксплуатации первых выпусков цельнометаллических вагонов, оборудованных пневматической системой водоснабжения, выявились недостатки этой системы. Были случаи замерзания труб подачи воды из подвагонного бака в кузов вагона. Кроме того, наблюдалась утечка воздуха из тормозной магистрали в водопровод. Это вызывало неправильное взаимодействие тормозной и водопроводной систем и нарушало условия безопасности движения поездов.

Самотечное водоснабжение. Цельнометаллические вагоны, оборудованные самотечной системой водоснабжения, имеют в каждом вагоне по три водяных бака, расположенных сверху кузова вагона.

Из них два бака имеют емкость по 290 л и установлены в умывальной некотловой конца вагона. Третий бак имеет емкость 80 л и помещен в противоположном конце вагона. Все три

бака соединены между собой трубами диаметром 51 мм. Под баками расположены поддоны. Налив воды производится с крыши в большие баки. Малый бак расположен несколько ниже больших, благодаря чему вода в него поступает самотеком от бака котлового конца вагона.

В цельнометаллических вагонах-ресторанах система водоснабжения имеет четыре бака, подвешенных сверху кузова вагона. Один бак емкостью 600 л имеет запас воды для нужд кухни. Этот бак прикреплен к стенке, отделяющей внутреннюю часть кузова от тамбура. Другой бак емкостью 200 л имеет запас теплой воды. Бак соединен трубой с коробкой, находящейся в плите. Теплая вода из бака подводится к мойкам. Третий бак с холодной водой питает через трубу бак для горячей воды. Четвертый бак является расширителем котла водяного отопления вагона. Теплая вода от этого бака подведена к умывальникам.

Запас воды в цельнометаллических багажных вагонах находится в двух баках, расположенных сверху кузова вагона по одному на каждом конце вагона. Налив воды в баки может быть произведен с крыши вагона или от водоразборных колонок в каждый бак в отдельности. Конструкция умывальников и уборных типовая с жесткими вагонами.

В цельнометаллических почтовых вагонах запас воды находится в двух баках, расположенных сверху кузова вагона. Один бак обслуживает водой служебные надобности, другой емкостью 80 л — умывальники. Оба бака соединены между собой трубой.

В цельнометаллических вагонах устроены кипятивники для питьевой воды. В котельном отделении над кипятивником расположен бак для воды. В баке имеется перегородка, разделяющая его на два самостоятельных отделения. В одном отделении помещается сырая вода для кипятивника, в другом — кипяченая вода, поступающая к крану, расположенному в нише стенки котельного отделения. Кипятивник, расположенный в цельнометаллическом жестком купированном вагоне, имеет производительность 1,2—1,4 л кипяченой воды в минуту. Кипяченая вода поступает через кран через 10 мин. после начала нагрева. Пассажирские вагоны с деревянными кузовами обычно снабжены самоварами.

§ 102. ВЕНТИЛЯЦИЯ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

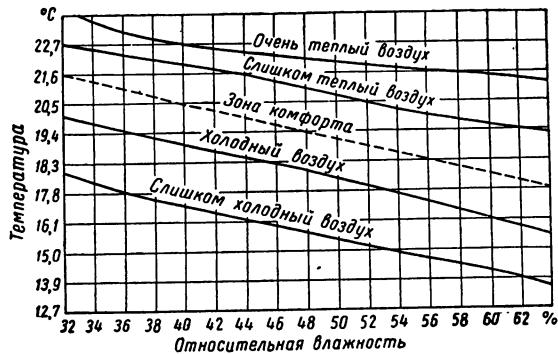
К вентиляции предъявляются следующие основные требования:

1. Свежий воздух из атмосферы должен

подводиться в вагон в таком количестве, чтобы в 1 м³ смешанного воздуха содержалось не более 1,0—1,5 л углекислоты.

2. Поступающий в вагон воздух не должен содержать пыли.

3. Влажность и температура воздуха должны отвечать условиям комфорта. В зимнее время



Фиг. 580. Диаграмма влажности и температуры.

вводимый в вагон воздух нужно предварительно нагревать, а в жаркое время охлаждать до определенной температуры и увлажнять (фиг. 580):

4. Свежий воздух должен поступать со скоростью 0,4—0,6 м/сек.

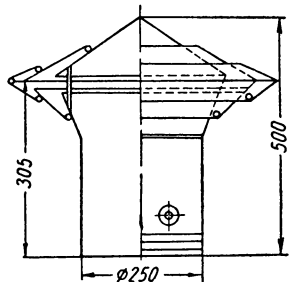
В пассажирских вагонах применяются следующие системы вентиляции: вытяжная, приточно-вытяжная и вентиляция кондиционированным воздухом.

Вентиляция вытяжными приборами. Наиболее распространена вытяжная вентиляция, осуществляемая дефлекторами. Вытяжные дефлекторы, устанавливаемые на крыше вагона, выполняют те же функции, что и вытяжные вентиляторы.

Скорость ветра или воздуха при движении вагона создает перед дефлектором повышенное давление, а за дефлектором — разрежение.

С пассажирским помещением дефлекторы сообщаются посредством прямых цилиндрических труб, через которые из вагона отсасывается испорченный воздух.

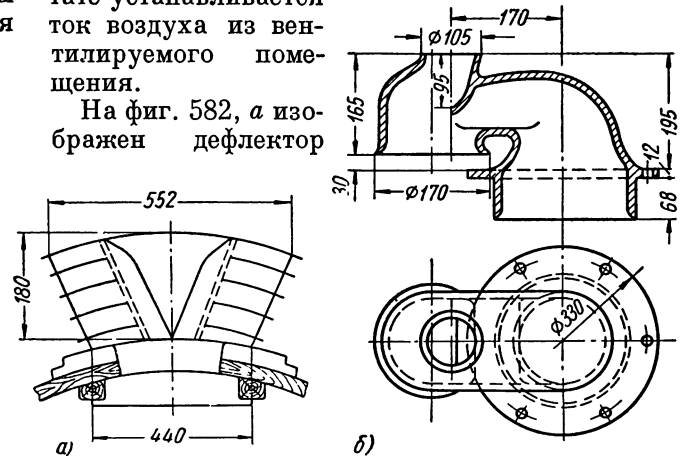
На фиг. 581 показан очень простой по устройству дефлектор Коршунова. Его вытяжной кожух состоит из нескольких рядов конических поверхностей — верхних и нижних, образу-



Фиг. 581. Дефлектор Коршунова.

ющих кольцевые каналы. Струя бокового ветра, ударившись в прибор, разрезается его острым ребром на два течения — верхнее и нижнее. Проходя над кольцевыми каналами, эти течения вызывают в них разрежение, и в результате устанавливается ток воздуха из вентилируемого помещения.

На фиг. 582, а изображен дефлектор



Фиг. 582. Дефлекторы:

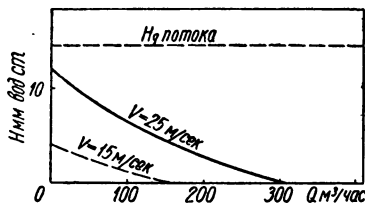
а — трамвайного типа; б — модифицированный.

ЦВПБ трамвайного типа, разработанный Конструкторским бюро Главтрансмаша. На его верхней части наклонно расположены пластины, защищающие дефлектор от попадания в него снега и дождя.

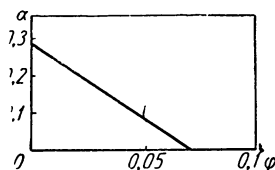
Эксплуатационные испытания показали, что пластины не устраняют полностью попадания атмосферных осадков внутрь кузова вагона. Благодаря этому указанный тип дефлектора не получил широкого применения в железнодорожных вагонах. На фиг. 582, б изображен чугунный модифицированный дефлектор. Изменение направления движущегося воздуха в этом типе дефлектора сильно влияет на его производительность. При некоторых направлениях ветра производительность снижается до нуля, а в отдельных случаях наблюдалось нагнетание наружного воздуха внутрь кузова вагона вместо вытяжки. Кроме этого, модифицированный дефлектор весит 17,5 кг и при установке на вагоне 12—14 шт. тара вагона увеличивается на 210—245 кг.

На фиг. 583 представлен график производительности дефлектора Коршунова. По оси абсцисс отложена часовая производительность Q , а по оси ординат — сопротивление дефлектора H в мм вод. ст. На диаграмме, изображенной на фиг. 584, на оси ординат отложены значения $\alpha = \frac{h_{деф}}{h_{вет}}$, а на оси абсцисс — значения $\varphi = \frac{\omega_{деф}}{\omega_{вет}}$.

где $h_{деф}$ — разрежение во всасывающем патрубке; $h_{вет}$ — скоростной напор ветра; $\omega_{деф}$ — скорость воздуха во всасывающей трубе; $\omega_{вет}$ —

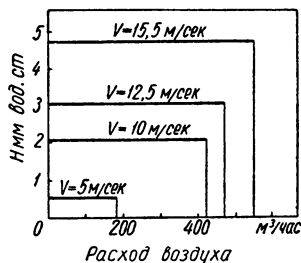


Фиг. 583. Диаграмма производительности дефлектора Коршунова.



Фиг. 584. Диаграмма скорости и давления воздуха.

скорость ветра. По этой диаграмме можно найти диаметр патрубка дефлектора, если заданы тип дефлектора, скорость ветра и разрежение во всасывающем патрубке при необходимой производительности.



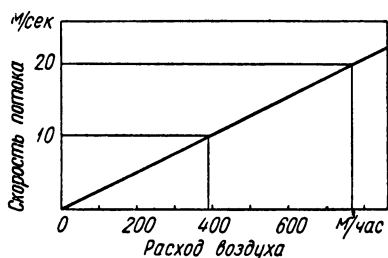
Фиг. 585. Диаграмма, характеризующая дефлектор ЦВПБ.

Скоростной напор заданной скорости определяется по формуле

$$h_{вет} = \frac{\omega_{вет}^2 \gamma}{2g} \text{ мм вод. ст. ;}$$

так как $\gamma = 1,2 \text{ кг/м}^3$, то $h_{вет} = 0,061 \omega_{вет}^2$.

Зная тип дефлектора, можно установить величину α и, найдя на диаграмме точку пере-



Фиг. 586. График расхода воздуха дефлектором ЦВПБ.

сечения этой ординаты с кривой, определить значение ϕ . Учитывая заданную величину $\omega_{вет}$ и значение ϕ , найденное по диаграмме, определяют скорость течения воздуха в дефлекторе $\omega_{деф}$.

Площадь сечения вытяжной трубы дефлектора

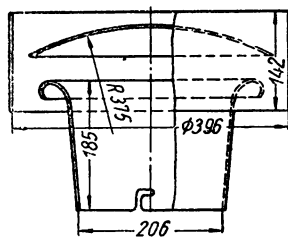
$$F_{деф} = \frac{Q}{3600\omega_{деф}}, \quad (259)$$

где Q — производительность дефлектора в $\text{м}^3/\text{час}$.

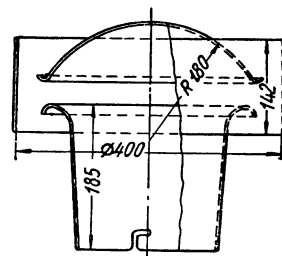
На фиг. 585 представлена характеристика дефлектора ЦВПБ, а на фиг. 586 — график его производительности. Усовершенствованием конструкции дефлектора Коршунова являются дефлекторы ЦАГИ и ЦАГИ-ЦНИИ, где применение диффузора вместо цилиндрической трубы снижает потери от удара воздуха и величину скоростного напора на выходе.

Засасываемый дефлектором воздух, попадая в суженное сечение диффузора или насадка, увеличивает свою скорость, создавая большее разрежение.

В дефлекторе Коршунова не используется диффузорный эффект, который был учтен и реализован в дефлекторе ЦАГИ (фиг. 587).



Фиг. 587. Дефлектор ЦАГИ.



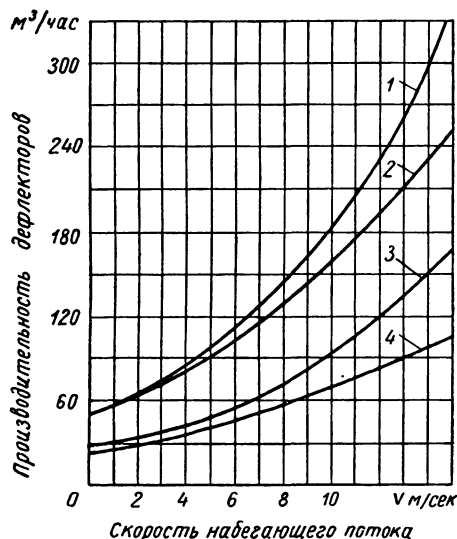
Фиг. 588. Дефлектор ЦАГИ-ЦНИИ.

В этом дефлекторе внутреннее сопротивление, минимальное по сравнению с другими дефлекторами, благодаря чему он работает при отсутствии ветра на стоянках вагона за счет теплового напора. Дефлектор ЦАГИ-ЦНИИ (фиг. 588) имеет конструктивные изменения, улучшающие эксплуатационные показатели и увеличивающие производительность дефлектора ЦАГИ.

Характеристики производительности различных конструкций дефлекторов, полученные в результате эксплуатационных испытаний, показаны на фиг. 589, из которой видно, что наилучшим по производительности является дефлектор ЦАГИ-ЦНИИ, а более слабым — модифицированный дефлектор. Эксплуатационные испытания показали также, что в зимнее время дефлекторы Коршунова обеспечивают двух-трехкратный обмен воздуха в купе вагонов, что является недостаточным. Обмен воздухом во время движения поезда происходит почти одинаково во всех вагонах, но не одинаково внутри кузова вагона. В первых двух по ходу поезда отделениях вагона обмен воздухом происходит очень слабо. Средние и задние

отделения имеют лучший обмен воздухом, чем переднее отделение вагона.

В вагонах-ресторанах производительность дефлекторов Коршунова увеличивается почти в 2 раза за счет установки в вытяжных трубах вентилятора ЦАГИ с электродвигателем 5—10 *вт*. Через дефлектор ЦАГИ в вагон попадает



Фиг. 589. Характеристика производительности дефлекторов:
1—ЦАГИ-ЦНИИ; 2—ЦАГИ; 3—Коршунова; 4—модифицированного типа.

изгарь, что является недостатком дефлектора. С 1951 г. на всех цельнометаллических вагонах ставят дефлекторы инж. А. М. Чеснокова, в которые исключена возможность попадания изгари.

Недостатки вытяжной вентиляции:

1) воздух засасывается через различные щели и неплотности кузова и поэтому он не вполне чистый;

2) воздух внутри вагона вентиляцией охлаждается, что требует увеличения поверхности нагрева отопительных приборов; кроме того, пассажиры испытывают неприятное дулье.

Один дефлектор при вытяжной трубе диаметром 230 мм удаляет 252 м³ воздуха в час, т. е. обслуживает семь пассажиров. В пригородных поездах устанавливается один дефлектор на 10—15 пассажиров.

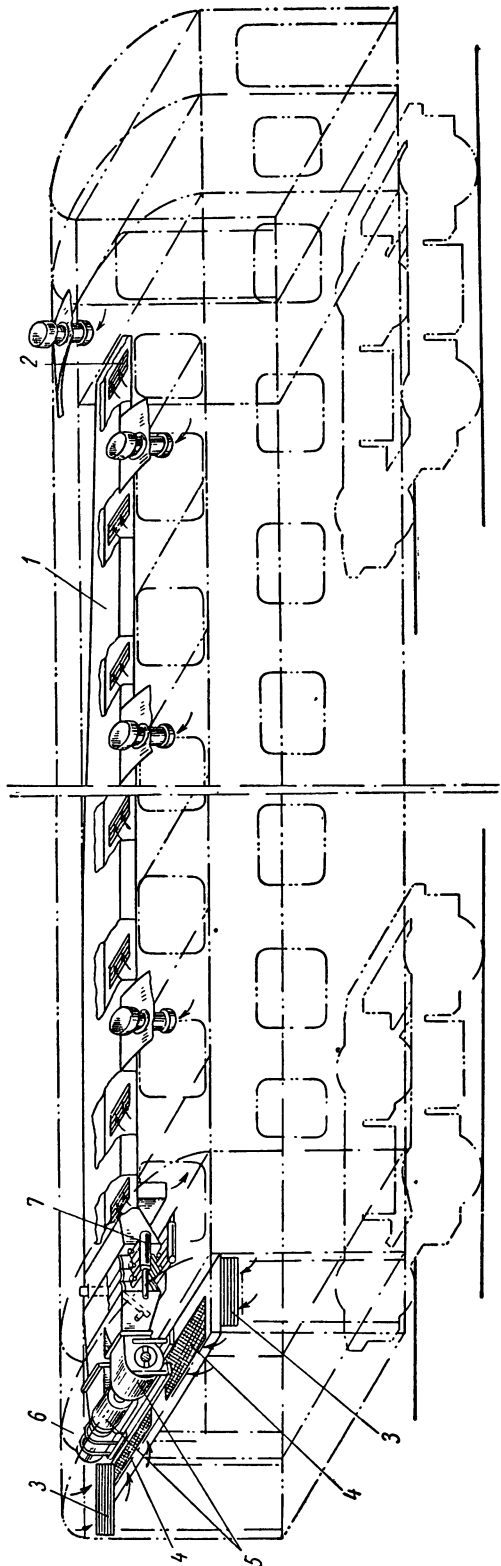
Количество углекислоты, выделяемой одним человеком, составляет 20 л/час. В атмосферном воздухе углекислоты (СО₂) содержится 0,00033—0,0005 м³ на 1 м³ воздуха. В вагонах рекомендуется содержание углекислоты внутри кузова в пределах 0,001—0,0015 м³ в 1 м³

воздуха. Потребное количество воздуха $V_{ваг}$, необходимое для одного пассажира в 1 час, можно определить следующим образом. Объем углекислоты V_1 , выделенный одним пассажиром, следует разделить на разность объемов между предельно допускаемым содержанием углекислоты V_2 в 1 м³ воздуха внутри вагона и объемом углекислоты V_3 , содержащейся в 1 м³ свежего воздуха. Объем воздуха, который надо подавать в вагон в течение 1 часа на каждого пассажира, определится

$$V_{ваг} = \frac{V_1}{V_2 - V_3} \text{ м}^3/\text{час}; \quad (260)$$

принимая $V_1 = 0,02 \text{ м}^3$; $V_2 = 0,001 \div 0,0015 \text{ м}^3$ и $V_3 = 0,00033 \text{ м}^3$, можно принять на каждого пассажира потребного воздуха 18—30 м³/час. Обычно принимается в зимнее время 20 м³/час воздуха на одного пассажира. В летнее время в вагонах, не имеющих охлаждающих устройств, вводится 50—60 м³/час воздуха. Для создания пассажирам здоровых гигиенических условий в вагоне требуется увлажненный воздух. Относительная влажность в размере 40—60% оказывает благоприятное влияние на организм человека. Относительная влажность воздуха свыше 70% вызывает ощущение сырого воздуха. Атмосферный воздух в различное время года имеет относительную влажность 30—85%. В вагонах не рекомендуется принимать относительную влажность ниже 40%. Скорость движения вентилируемого в вагонах воздуха должна быть ограничена во избежание сквозняка. Рекомендуется допускать скорость движения воздуха внутри кузова вагона в пределах 0,4—0,6 м/сек.

Приточная вентиляция. В цельнометаллических вагонах применена приточная вентиляция воздуха с электрическим оборудованием, принудительно подающим воздух. Если при вытяжной вентиляции дефлекторами в кузове вагона создавалось некоторое разрежение воздуха, благодаря чему воздух поступал из атмосферы через щели не очищенным от пыли, то при наличии приточной вентиляции в кузове создается некоторое повышенное давление воздуха. В последнем случае воздух не поступает через щели, а засасывается из атмосферы и очищается фильтрами. Повышение давления воздуха делается настолько незначительным, что оно не вызывает неприятных ощущений у пассажиров. Приточная вентиляция допускает регулирование количества поступающего воздуха зимой и летом.

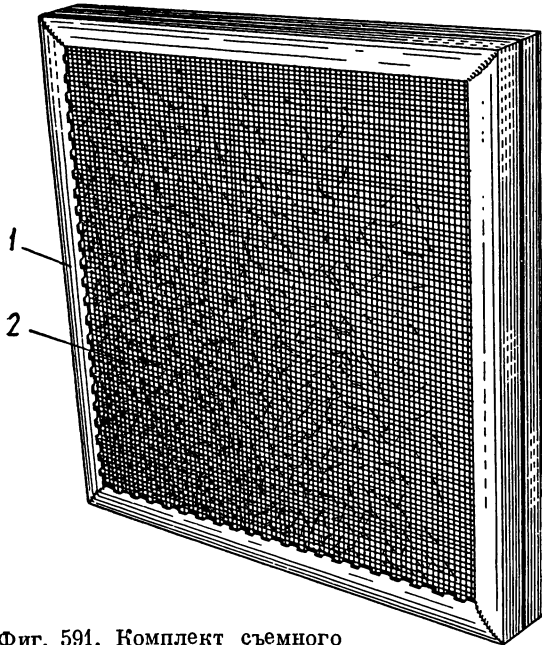


Фиг. 590. Схема системы вентиляции вагона:
 1—воздуховод; 2—вентиляционные решетки купе; 3—вентиляционные решетки наддверные; 4—фильтры для очистки воздуха от пыли;
 5—электродвигатель; 6—центробоковые вентиляторы; 7—воздухоподогреватель.

В настоящее время в цельнометаллических вагонах применяется приточная вентиляция с подогревом воздуха зимой и очищением его через фильтр. Ведутся большие научно-исследовательские работы и эксплуатационные испытания с вагонами, оборудованными различными конструкциями кондиционирующих устройств с полной автоматикой управления.

В цельнометаллических жестких некупированных вагонах вентиляция производится по схеме, показанной на фиг. 590. Воздух засасывается и поступает в вагон через наддверные вентиляционные решетки 3 и очищается от пыли в фильтрах 4. В зимнее время воздух подогревается, а затем поступает в воздуховод 1 и распределяется по всем отделениям кузова вагона через вентиляционные решетки. Воздух, засасываемый из атмосферы вентилятором, вначале проходит через наружные вентиляционные решетки, расположенные над входной боковой тамбурной дверью вагона. Затем воздух из тамбура вагона проходит в кузов через внутренние вторичные решетки, расположенные в потолке тамбура. Наружные заборные решетки со стороны тамбура закрываются крышками. При действии вентиляционной установки крышки открываются и прикрепляются к потолку тамбура. В тамбуре, противоположном котельному отделению, решеток нет. В обоих тамбурах потолок сделаны съемные. В них размещены фильтры для очистки воздуха от пыли. Со стороны котельного отделения вагона в потолке тамбура расположены четыре рабочих (действующих) фильтра, а во втором тамбуре — два запасных. В цельнометаллических вагонах установлены масляные съемные фильтры. Фильтр (фиг. 591) состоит из металлической разъемной коробки 1, обтянутой с обеих сторон металлической сеткой 2. Пространство между сетками заполнено фильтрующим материалом. Для заполнения фильтров применяют стеклянное волокно, тонкую металлическую стружку или короткие тонкостенные металлические трубочки. Стеклянное волокно, имеющее толщину 0,25—1,0 мм, укладывается слоями так, чтобы каждый последующий слой перекрещивался со слоем, уложенным ранее. Металлическая стружка слегка спрессовывается, увлажняется маслом и вставляется в помещение фильтра. Тонкостенные трубочки имеют диаметр 8—12 мм (фиг. 592). Длина трубочек равна их диаметру, что обеспечивает наиболее длинный и сложный путь прохождения воздуха и хорошую очистку его от механических примесей. Рекомендуется применять масло различной вязкости в зави-

симости от температуры наружного воздуха в различное время года. Смоченный маслом фильтрующий материал закладывается в фильтры. Смачивание производится погружением в



Фиг. 591. Комплект съемного фильтра:

1—металлическая разъемная коробка (заполняемая стеклянным волокном или металлической стружкой); 2—металлическая сетка.

ванну с маслом приблизительно на один час, после чего дают избытку масла стечь. Наполнитель фильтра укладывается на деревянные решетки или металлическую сетку. Время, необходимое для стекания масла, — около двух суток. Загрязненные фильтры заменяются другими. Продолжительность работы фильтра зависит от климатических условий и времени года, при которых эксплуатируется вагон. Загрязненные фильтры очищаются в горячем растворе соды или паром давлением не более 0,5 ат.

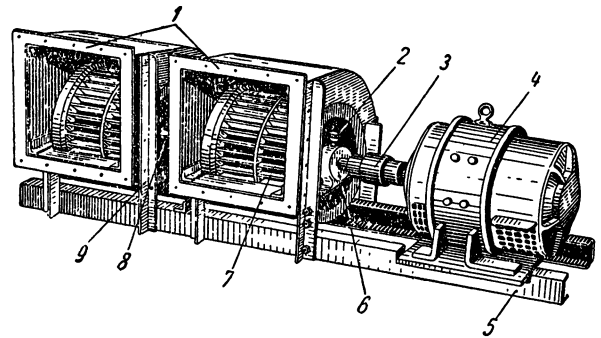


Фиг. 592. Тонкостенные металлические трубочки.

После очистки наполнитель фильтра снова покрывается маслом. В цельнометаллических вагонах купейного типа применяются пластинчатые фильтры из ряда металлических листов с отверстиями.

В цельнометаллических вагонах вентиляция производится при помощи вентиляторов, при-

водимых в действие электродвигателем. Вентиляционная установка (фиг. 593) состоит из сдвоенного центробежного вентилятора 1, работающего от электродвигателя 4, соединительной муфты 3 и рамы 5. Постановка сдвоенного вентилятора вызвана тем, что вентилятор с одним рабочим колесом не в состоянии обеспе-



Фиг. 593. Установка вентилятора принудительной подачи воздуха:

1—центробежные вентиляторы; 2—масленка; 3—соединительная муфта; 4—электродвигатель; 5—рама; 6—корпус шарикоподшипника; 7—лопастное колесо; 8—вал вентилятора; 9—угольник для крепления вентилятора к раме.

чить необходимую производительность обмена воздухом. Установить вентилятор большей высоты нельзя, ввиду ограниченного места для установки.

Вал вентилятора 8 установлен на шариковых подшипниках. Вентиляторы соединяются с воздухонагревателем через канал, расширяющийся в направлении потока воздуха. Канал устроен из парусины, пропитанной олифой. Воздух засасывается через отверстие кожуха вентилятора в колесо, а затем направляется им через выходное отверстие в воздухопровод.

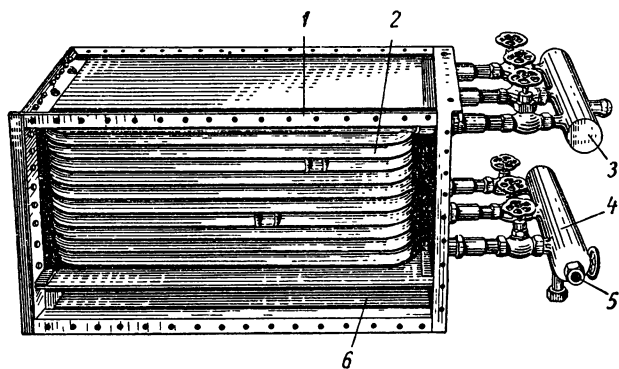
Техническая характеристика вентиляционной установки

Максимальная производительность в м ³ /час	До 5000
Максимальный напор воздуха в мм вод. ст.	19
Мощность электродвигателя в квт	1,4
Мощность, потребляемая вентилятором, в квт	1,2
Число оборотов вентилятора в минуту, при котором он в состоянии подавать воздух в вагон	400—1200
Электродвигатель постоянного тока	ПН-28,5
Напряжение в в	50
Вес вентилятора с электродвигателем, в кг	183

Нагнетаемый в вагон воздух в зимнее время проходит через воздухоподогреватель. В цельнометаллических вагонах различных выпусков

имеется несколько конструкций воздухоподогревателей. В вагонах первого выпуска подогрев воздуха производится в воздухоподогревателе с гладкими трубами, установленным в расширенной части воздушного канала.

Воздухоподогреватель (фиг. 594) состоит из металлического корпуса 1, в котором помещены



Фиг. 594. Воздухоподогреватель:

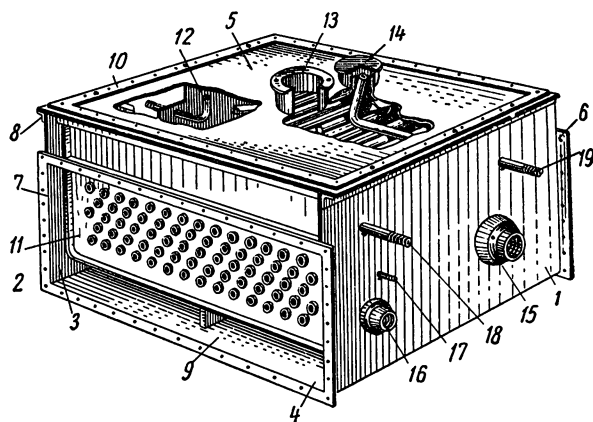
1—металлический корпус; 2—секции нагревательных труб; 3—водосборник; 4—водораспределитель; 5—секция воздухоподогревателя; 6—обходной канал.

три секции нагревательных труб 2. Каждая секция может работать самостоятельно и при необходимости выключается. В верхней части корпуса устроен обходной воздушный канал 6, который используется летом.

Воздухоподогреватель питается горячей водой из котла отопления вагона. Вода поступает через трубку секции воздухоподогревателя, направляется по трубам каждого змеевика через водораспределитель 4, а затем возвращается в котел через водосборник 3.

В эксплуатации цельнометаллических вагонов первого выпуска выявились недостатки описанного воздухоподогревателя. Он не обеспечивает нагрев воздуха до температуры 20° . Поперечное сечение обходного канала для прохода воздуха летом недостаточно велико. Это создает большое сопротивление воздуха и ведет к увеличенному расходу электроэнергии. В вагонах последующих выпусков установлен воздухоподогреватель, объединенный с расширителем котла водяного отопления вагона. Такой воздухоподогреватель (фиг. 595) состоит из металлического бака, в котором внутри размещено 76—96 гладких сквозных трубок с общей поверхностью нагрева до $5,5 \text{ м}^2$. Подогрев воздуха производится горячей водой расширителя. Схема вентиляционной установки и расширителя-воздухоподогревателя изображена на фиг. 596.

Подогретый в воздухоподогревателе воздух идет в смеситель, а затем в воздухопровод вагона. Смеситель представляет собой металлический раструб, который одним широким отверстием соединен с воздухоподогревателем, а другим узким — с воздухопроводом. В смесителе и канавках вагонов, выпущенных до 1950 г., помещены поворотные заслонки. В зимнее время заслонки закрыты. Заслонки закрывают обходной канал воздухоподогревателя, благодаря чему весь поток воздуха направляется через нагревательную поверхность. Летом заслонка широкой части раструба должна быть открытой для свободного прохода воздуха. Заслонка в узкой части раструба уменьшает сечение прохода воздуха, чем достигается регулировка поступления



Фиг. 595. Расширитель-воздухоподогреватель:

1—короб; 2—боковой лист корпуса; 3—дно бака; 4—нижний лист корпуса; 5—верхний лист корпуса; 6—рама крепления к вентиляторам; 7—рамка для крепления к воздухопроводу; 8—угольник; 9—обходной канал; 10—верхняя рамка; 11—труба для нагрева воздуха; 12—труба к отопительной системе; 13—наливное отверстие; 14—крышка люка; 15—фланец для трубы из котла; 16—патрубок для присоединения верхней трубы отопления; 17—патрубок трубки водопроводного крана; 18—патрубок сигнальной трубы; 19—присоединение к наливной трубе.

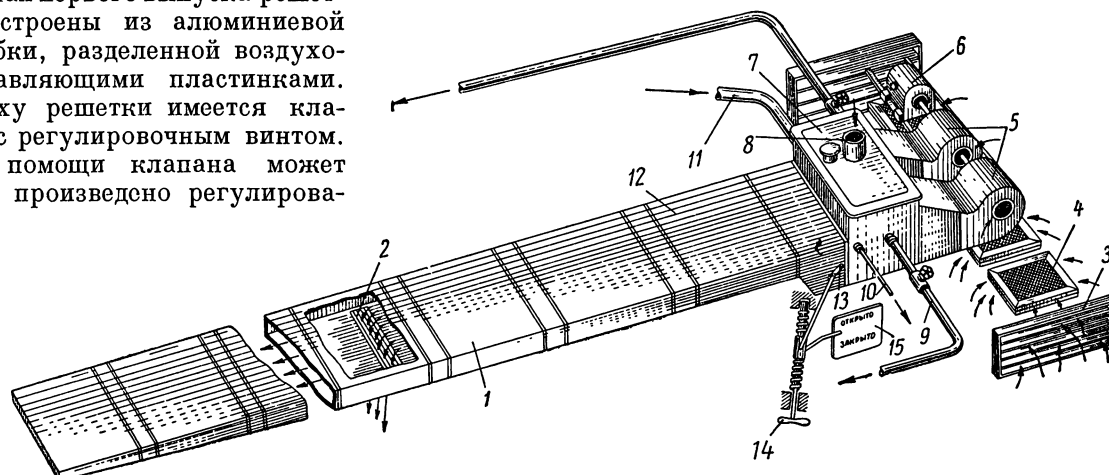
воздуха в вагон. Это производится только в зимнее время, когда вентилируемого воздуха требуется меньше, чем летом. В настоящее время количество воздуха, подаваемое в вагон, регулируется количеством оборотов электродвигателя при помощи регулирующего реостата.

Для распределения воздуха внутри кузова вагона по отделениям и купе устроен воздухопровод. Он представляет собой трубу прямоугольного сечения, размеры которой постепенно уменьшаются от воздухоподогревателя к противоположному концу вагона. Воздуховод устроен из 4-миллиметровой фанеры, окрашенной снаружи и внутри асфальтовым лаком. Воздуховод помещен между крышей вагона

и подшивным потолком. Он проходит посередине вдоль всего кузова вагона.

Воздух из воздуховода поступает в каждое купе или отделение вагона через воздухораспределительные решетки, установленные на потолке каждого купе. В цельнометаллических вагонах первого выпуска решетки устроены из алюминиевой коробки, разделенной воздухо-направляющими пластинками. Вверху решетки имеется клапан с регулировочным винтом. При помощи клапана может быть произведено регулирова-

Дефлекторы применяются конструкции ЦАГИ и конструкции инж. А. М. Чеснокова. В последней конструкции устранена возможность попадания через дефлектор изгари от паровоза в помещение кузова вагона. Эксплуатационные испытания показали, что производительность



Фиг. 596. Схема вентиляционной установки:

1—воздуховод; 2—вентиляционные решетки купе; 3—вентиляционные решетки наддверные; 4—фильтры; 5—центробежный вентилятор; 6—электродвигатель; 7—расширитель-воздухоподогреватель; 8—наливное отверстие; 9—труба; 10—сигнальная труба; 11—труба от котла; 12—конфузор; 13—рычаг для перекрытия каналов; 14—ручка; 15—указатель положения заслонки.

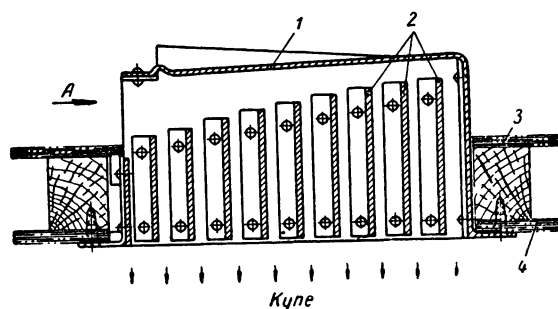
ние скорости воздуха, входящего из воздуховода в купе вагона. Количество воздуха, поступающего в вагон, при подъеме клапана увеличивается, а при опускании уменьшается.

В цельнометаллических вагонах последующих выпусков воздухораспределительные решетки — другой конструкции. Такая решетка (фиг. 597) состоит из коробки с крышкой 1 и специальными перьями 2. Поступающий воздух проходит в отверстие А между крышкой и дном воздуховода 3, а затем направляется перьями вниз к полу вагона.

Для равномерного распределения подачи воздуха в каждом купе решетки выполняются различными по величине. Направление воздуха, поступающего в купе, может быть изменено при помощи щитков, находящихся в выходном отверстии решетки. При вертикальном положении щитков струя воздуха направляется к полу вагона, при горизонтальном положении воздух идет вдоль потолка и расходится по купе. Кроме вентиляционных устройств, в цельнометаллических вагонах установлены дефлекторы для естественной вентиляции воздуха. Дефлекторы способствуют интенсивному перемещению воздуха при работе принудительной вентиляции и служат резервом на случай неисправности ее.

дефлекторов в цельнометаллических вагонах при работе приточной вентиляции составляет $600 \text{ м}^3/\text{час}$, а при выключенной приточной вентиляции $450 \text{ м}^3/\text{час}$.

В цельнометаллических жестких купированных вагонах вентиляционная установка по-

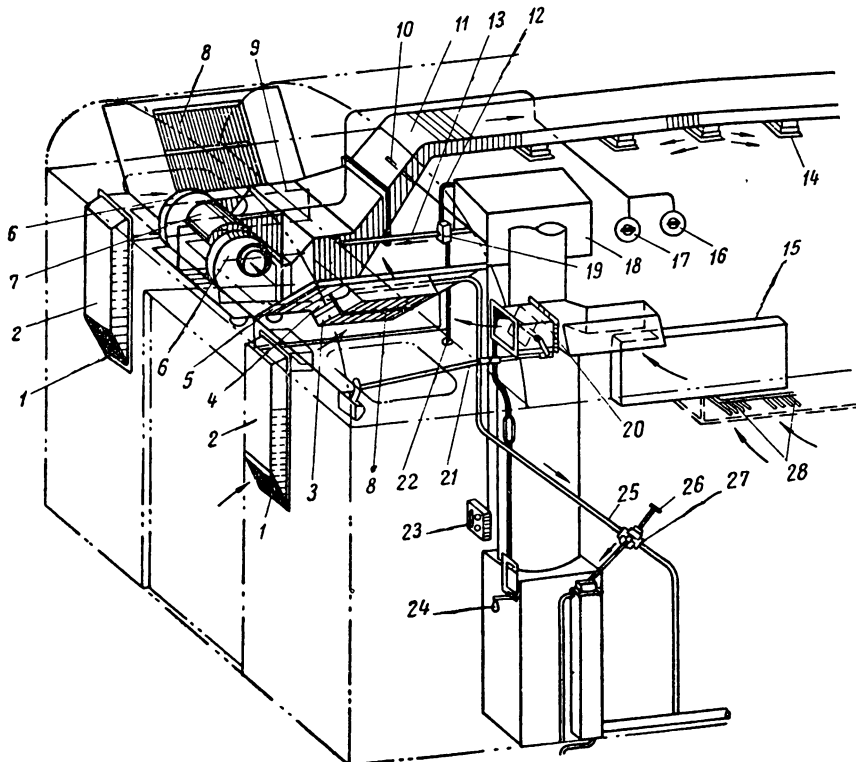


Фиг. 597. Воздухораспределительные решетки: 1—крышка; 2—перья; 3—дно воздуховода; 4—потолок купе.

добна вышеописанной. Схема вентиляционной установки изображена на фиг. 598. Центробежные вентиляторы и электродвигатель размещены под потолком тамбура вагона со стороны котельного отделения. Для уменьшения шума

в вагоне вентиляторы и электродвигатель установлены на виброизоляционных прокладках.

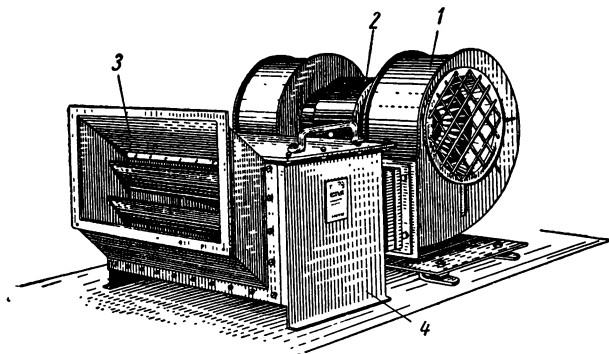
ровот зимой 600 и летом 1050 в минуту. Вентиляционная установка с воздухоподогревателем



Фиг. 598. Схема вентиляции жестких вагонов:

1—заборные решетки; 2—каналы всасывания свежего воздуха; 3—запоры фильтров; 4—резиновые прокладки; 5—переходный патрубок; 6—вентиляторы; 7—электродвигатель постоянного тока; 8—фильтры; 9—калорифер; 10—термопара; 11—воздуховод; 12—воздуховодная труба; 13—подающий трубопровод; 14—вентиляционные окна в купе; 15—циркуляционный канал; 16—переключатель на зимнюю и летнюю эксплуатацию; 17—выключатель электродвигателя; 18—расширитель; 19—труба термопары; 20—дрессельные клапаны; 21—переключающий тяговый механизм; 22—завдвижки подающего трубопровода; 23—термометр (температура в воздухопроводе); 24—переключающее приспособление; 25—обратный трубопровод; 26—завдвижка обратного трубопровода; 27—спусной кран; 28—отверстия всасывающего клапана в коридоре.

Электродвигатель постоянного тока мощностью 1,2 квт, напряжением 50 в и с числом обо-



Фиг. 599. Вентиляционная установка с воздухоподогревателем:

1—вентиляторы; 2—электродвигатель; 3—диффузор; 4—воздухоподогреватель.

лем изображена на фиг. 599. Для уменьшения шума между электродвигателем и воздухоподогревателем помещена виброизоляционная прокладка из кожи. Воздухоподогреватель обеспечивает в зимнее время при низкой температуре атмосферного воздуха подогрев его внутри вагона до 30°. Воздухоподогреватель сообщается с расширителем котла при помощи трубы, которая имеет регулируемую задвижку. Воздухоподогреватель может быть включен в действие при помощи задвижек. Количество воздуха, подаваемого в вагон, можно регулировать винтом, который действует на дроссельный клапан, помещенный на вентиляционном окне. Для перевода на летний или зимний режим имеется переключающее приспособление (см. фиг. 598). В вагонах последней постройки зимой 50 % воздуха засасывается из вагона.

ГЛАВА XXXII

КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА В ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНАХ

Кондиционирование воздуха есть процесс обработки, подачи и распределения воздуха в кузове вагона заданной температуры, влажности, содержания углекислоты и механической чистоты его. Впервые кондиционирование воздуха в пассажирских поездах было осуществлено в 1915 г. на Юго-Западных железных дорогах по проекту инж. С. Ф. Родовича. Установка была произведена в вагоне-ресторане, где вентиляция была соединена с подогревом воздуха зимой и охлаждением летом.

При кондиционировании воздуха его температура, влажность, степень чистоты и скорость движения соответствуют условиям комфорта. Комбинации температуры и влажности для создания комфорта показаны на фиг. 580.

В поездах с кондиционированием воздуха окна и двери вагонов плотно закрываются. Воздух подается исключительно через кондиционирующую установку; внутри вагона поддерживается небольшое избыточное давление, препятствующее проникновению пыли и грязи.

Кондиционирование осуществляется циркуляцией воздуха через аппарат, сообщаящий воздуху определенную температуру и влажность. Зимой воздух подогревается при помощи калориферов, а летом охлаждается различными способами.

При выборе температуры воздуха при кондиционировании не следует резко понижать температуру с целью получения наибольшего эффекта. Температура воздуха в вагоне не должна снижаться против наружной атмосферной температуры больше чем на $10-11^{\circ}$ в летнее время. В противном случае в вагоне будет наблюдаться ощущение сырости ввиду конденсации влаги теплого наружного воздуха, содержащегося в одежде пассажиров, входящих в вагон. Развитие кондиционирования воздуха в пассажирских вагонах идет в направлениях: 1) увеличения теплоотдачи поверхности нагрева или охлаждения; 2) нахождения наилучших методов и конструкций для охлаждения воздуха и нагревания его; 3) нахождения наилучших методов распределения воздуха внутри вагона, контроля влажности и чистоты воздуха и полной автоматизации управления; 4) установления максимального режима кондиционирующей установки в зависимости от района, где будет использоваться вагон.

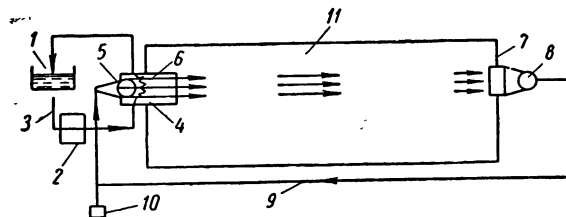
Для снижения стоимости кондициониру-

щего оборудования и эксплуатации его при нагреве или охлаждении воздуха последний пропускают вторично через кондиционирующую установку с добавлением свежего воздуха в пропорции 1:4 или 1:3. Такой метод пропуска воздуха называется методом регулируемой рециркуляции, допускающим возможность достаточно хорошо устанавливать и поддерживать заданную относительную влажность воздуха. Необходимую температуру в вагоне можно устанавливать при помощи термостатов. Температуру воздуха в вагоне необходимо поддерживать автоматически в зависимости от содержания влаги. При наличии малой влажности температура воздуха должна быть выше. В зимнее время при подогреве воздуха его надо увлажнять.

Существуют следующие системы охлаждения воздуха: льдоохладительная, механическая и пароструйная.

§ 103. ЛЬДООХЛАДИТЕЛЬНАЯ СИСТЕМА

Наиболее простой по устройству и в эксплуатации является система кондиционирования воздуха льдом. Кондиционирующая установка (фиг. 600) состоит из одного или двух аппаратов 4



Фиг. 600. Система с ледяным охлаждением:

1—бункер со льдом; 2—насос; 3—трубы; 4—кондиционирующий аппарат; 5—вентилятор; 6—змеевик; 7—решетка в стене; 8—вентилятор; 9—трубы; 10—фильтр; 11—кузов вагона.

для приготовления воздуха определенной температуры и влажности, бункера 1 со льдом и одного или двух водяных центробежных насосов 2, приводимых в действие электродвигателями. Свежий воздух из атмосферы засасывается через фильтры 10 вентиляторов 5. В кондиционирующем аппарате 4 воздух охлаждается водой, протекающей через змеевик 6, куда вода со дна бункера 1 подается по трубам 3 насосами 2. Охлажденный воздух поступает в кузов 11 вагона, отработанный

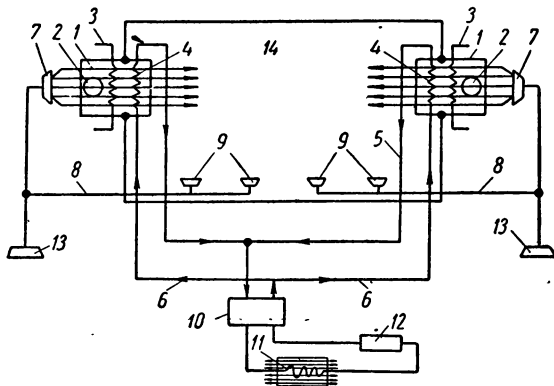
воздух засасывается вентилятором 8 через решетку в стене 7 и по трубам 9 направляется для повторной циркуляции; здесь к отработанному воздуху добавляется около 25% свежего (наружного) воздуха. Зимой воздух подогревается при помощи змеевиков, обогреваемых паром от отопления.

Для каждого вагона расход льда на 1 км пробега при непрерывном действии кондиционирующей системы составляет около 1 кг. Бункер вмещает около 2,25 т льда. Двигатель работает от электроустановки поездного освещения.

Кондиционирующая установка описанного типа занимает много места и, кроме того, имеет значительный вес (от 2,5 до 4,5 т). Запас льда необходимо пополнять через каждые 600 км.

§ 104. МЕХАНИЧЕСКАЯ СИСТЕМА

При механической системе охлаждения воздуха используется компрессор, приводимый в действие вращением вагонной оси. Когда компрессор работает от двигателя, система носит название электромеханической.



Фиг. 601. Механическая система охлаждения:

1—кондиционирующий аппарат; 2—вентилятор; 3—змеевик парового отопления; 4—змеевик охлаждения; 5, 6—трубы охладителя; 7—фильтр; 8—воздуховод для повторной циркуляции; 9—всасывающие воронки; 10—компрессор; 11—конденсатор; 12—коллектор; 13—фильтры; 14—помещение вагона.

Компрессор получает охладитель в газообразном состоянии под низким давлением. В компрессоре охладитель сжимается, его давление и температура возрастают. В таком виде охладитель поступает в конденсатор с воздушным или водяным охлаждением, где он превращается в жидкость. Пройдя через змеевик испарителя и отдав здесь скрытую теплоту испарения, охладитель снова попадает в компрес-

сор, откуда опять направляется в испаритель, но уже при пониженном давлении и пониженной температуре. Далее процесс повторяется.

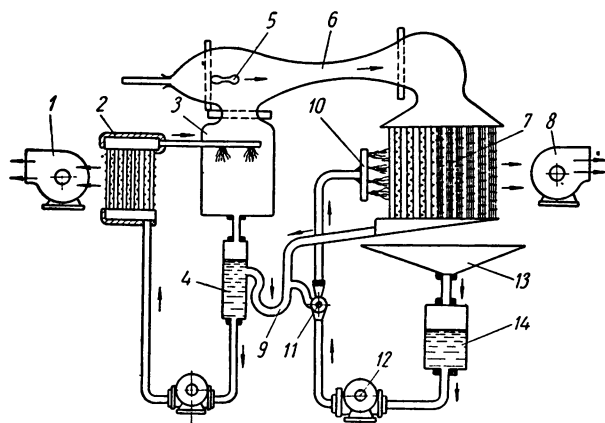
В качестве охладителя вначале использовался аммиак, в настоящее время с успехом применяется безвредный газ фреон или дихлордифторометан CCl_2F_2 .

На фиг. 601 изображена механическая система кондиционирования воздуха.

§ 105. ПАРОСТРУЙНАЯ СИСТЕМА

Эта система состоит из кондиционирующей единицы и охладительной установки.

Пароструйная система проста по устройству (фиг. 602); установка имеет малый вес и зани-



Фиг. 602. Пароструйная система:

1—вентилятор воздухоохладителя; 2—воздухоохладитель; 3—испаритель; 4—ресивер холодной воды; 5—сопло; 6—диффузор; 7—вентилятор конденсатора; 8—распределение конденсата; 10—орошение конденсатора; 11—эжектор; 12—насос; 13—поддон; 14—бак с запасом воды.

мает небольшое место. Недостаток этой системы — значительный расход пара (до 125 кг/час на вагон), что составляет приблизительно 10—20% общей мощности паровоза. Кроме того, при пароструйной системе получения пара от паровоза требуются специальные установки для питания системы на продолжительных стоянках и на конечных станциях.

§ 106. ВЫБОР ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Тип и конструкция вентилятора выбираются в зависимости от полного давления, создаваемого вентилятором. Полное давление складывается из полной потери давления перед отверстием для всасывания воздуха и полной потери давления за отверстием для нагнетания.

В цельнометаллических жестких вагонах полное давление изменяется в пределах 15—30 мм вод. ст. Производительность вентилятора в летнее время 4000—5000 м³/час, а в зимнее 1200—1400 м³/час. Внутри вагона нагнетаемый воздух увеличивает давление против атмосферного. Увеличение давления сверх нормы может послужить причиной затрудненного дыхания у пассажиров. В цельнометаллических вагонах при закрытых дефлекторах давление воздуха внутри вагона выше наружного на 8 мм вод. ст., а при открытых — на 3 мм вод. ст.

В кондиционируемых вагонных устройствах используются центробежные вентиляторы с загнутыми назад лопатками. Эти вентиляторы имеют большое число оборотов и высокий к. п. д., достигающий до 65—70 %, что дает возможность непосредственного соединения их с электродвигателями. Мощность электродвигателя составляет

$$N_{з.дв} = \frac{VH_{об}}{3600 \cdot 75 \eta_{вент}} \text{ л. с.},$$

где V — объем циркулирующего воздуха в м³/час; $H_{об}$ — общее сопротивление кондиционирующей установки и воздушных каналов в мм вод. ст.; η — к. п. д. вентилятора.

Общее сопротивление складывается из суммы сопротивлений всех каналов и кондиционирующей установки (сопротивления фильтров, воздухоохладителя и воздухонагревателя). Это общее сопротивление в вагоне бывает до 60 мм вод. ст.

Расчет воздушных каналов заключается в определении сопротивлений движения воздуха по каналам и размеров их. Величина напора в мм вод. ст. для отдельных каналов может быть определена как сумма скоростного напора и напора, расходуемого на трение и местные сопротивления. Площадь f поперечного сечения воздушных каналов определяется по формуле

$$f = \frac{V}{3600\omega} \text{ м}^2, \quad (261)$$

где V — объем воздуха, проходящего по отдельным каналам, в м³; ω — скорость перемещения воздуха, принимаемая в магистралях 8—10 м/сек; в каналах 3—5 м/сек; в отверстиях каналов около 0,51 м/сек.

Напор, создаваемый вентилятором, расходуется на перемещение воздуха с определенной скоростью, на трение воздуха о стенки канала и на местные сопротивления, которые получаются от наличия колен и отверстий в каналах. Для определения сопротивления трения в отдельных

участках воздуховода можно пользоваться формулой

$$H = \frac{l}{d} \cdot \frac{\omega^2 l}{2g} f_r \text{ мм вод. ст.}, \quad (262)$$

где l — длина участка воздуховода в мм при неизменном поперечном сечении; d — диаметр воздуховода в м; ω — скорость перемещения воздуха в м/сек; γ — вес 1 м³ воздуха; g — ускорение силы тяжести в м/сек²; f_r — коэффициент трения, который для фанерных воздухопроводов на 1 м длины может быть определен

$$f_r = 6,61 \frac{\omega^{1,924}}{d^{1,281}}.$$

При наличии прямоугольной формы поперечного сечения воздушного канала следует в формуле подставить эквивалентный диаметр круглого сечения, при котором получается равенство расхода воздуха в сечении обеих форм:

$$d_{экс} = 1,27 \sqrt[5]{\frac{a^3 b^3}{a+b}}, \quad (263)$$

где a и b — размеры сторон прямоугольного поперечного сечения воздуховода.

Потеря напора на местные сопротивления определяется

$$h = \frac{\omega^2 \gamma}{2g} \varphi \text{ мм вод. ст.}, \quad (264)$$

где ω — скорость воздуха, преодолевающего местные сопротивления; γ — вес 1 м³ воздуха; g — ускорение силы тяжести в м/сек²; φ — коэффициент местного сопротивления.

Для определения величины φ можно пользоваться табл. 88.

Таблица 88

Значения φ , полученные опытным путем

Наименование объектов, вызывающих местные сопротивления	φ
Колесо или резкий поворот под углом 90° при различном поперечном сечении воздуховода (круглое, прямоугольное)	1,4
Два колена, расположенные близко друг к другу	2,25
Поворот воздуховода под углом 135°	0,3
Ввод в отверстие с острыми краями без решетки	0,5
Решетки каналов:	
живое сечение решетки равно сечению канала и равно 0,5 ее габаритной площади	1,5
то же, если равно 1,5 сечения канала	0,6
Резкое сужение струи воздуха при различных $\frac{f_2}{f_1}$, где f_1 — площадь сечения до сужения канала; f_2 — после сужения;	
при $\frac{f_2}{f_1} = 0,1 \div 0,8$	0,5—0,13

Определение потребного количества воздуха для кондиционирующей установки в пассажирском вагоне

Объем подаваемого в вагон воздуха

$$V_{вент} = \frac{Q_{изб}}{C_v \gamma_v (t_n - t_в)}, \quad (265)$$

где $Q_{изб}$ — количество тепла, подлежащее удалению из вагона в летнее время, в ккал; C_v — теплоемкость воздуха, равная 0,24 ккал/кг°C; t_n — температура наружного воздуха; $t_в$ — температура воздуха внутри вагона; γ_v — вес 1 м³ воздуха.

Избыточное количество тепла, подлежащее удалению из вагона, равно

$$Q_{изб} = Q_{нас} + Q_{рад},$$

где $Q_{нас}$ — тепло, выделяемое пассажирами, которое принимается 70—100 ккал/час на одного пассажира; $Q_{рад}$ — тепло, получаемое вагоном от солнечной радиации.

Количество тепла, получаемое кузовом вагона от солнечной радиации, может быть определено

$$Q_{рад} = F_{кр} q_{кр} K_{кр} + F_{ст} q_{ст} K_{ст} + F_{ок} q_{ок} K_{ок},$$

где $F_{кр}$ — поверхность крыши вагона в м²; $F_{ст}$ — поверхность боковых стен вагона за вычетом поверхности окон в м²; $F_{ок}$ — поверхность окон вагона в м²; $q_{кр}$, $q_{ст}$, $q_{ок}$ — коэффициенты для учета теплоты, получаемой солнечной радиацией, от крыши, стен и окон вагона; $K_{кр}$, $K_{ст}$, $K_{ок}$ — коэффициенты теплопередачи крыши, стен и окон вагона.

Таблица 89

Коэффициенты для учета теплоты

Перепад температуры воздуха внутри вагона и снаружи в град.	Поверхности, расположенные горизонтально	Поверхности, расположенные вертикально, направленные на				
		юг	запад или восток	юго-запад или юго-восток	северо-запад, северо-восток или север	
— 5	9	13	17	15	0	
0	15	9	13	11	0	
+ 5	11	5	9	8	0	
+10	8	1,5	5	4	0	
+15	4	0	1,5	0	0	
+25	0	0	0	0	0	

Примечание. Если коэффициент теплопередачи какой-либо части вагона больше единицы, как, например, окна вагона, то необходимо данные таблицы умножить на значение соответствующего коэффициента теплопередачи.

Нормы коэффициентов для учета теплоты, получаемой от солнечной радиации вагоном при коэффициенте теплопередачи $K = 1,0$ ккал/час·м²°С, приведены в табл. 89. Эти нормы зависят от перепада температур между внутренним и наружным воздухом, расположения и направления поверхности.

Определение размеров фильтра

Расчет фильтра сводится к определению необходимой поверхности фильтра и его сопротивления. Поверхность фильтра зависит от объема проходящего через него воздуха и скорости перемещения воздуха. Скорость может быть заменена нагрузкой на 1 м² лобовой поверхности фильтра в м³/час м². Нагрузка на 1 м² поверхности фильтра зависит от конструкции фильтра и фильтрующего материала, а также от степени загрязненности воздуха. В вагонах применяются металлические фильтры. Нагрузка для штампованных коробчатых фильтров, состоящих из четырех рядов коробок, составляет 600 м³/час·м². Фильтры, снабженные кольцами, допускают большую нагрузку, доходящую до 5000 м³/час·м². Лобовая поверхность фильтра в м²

$$F_{фил} = \frac{V}{V_1}, \quad (266)$$

где V — объем пропускаемого через фильтр воздуха в м³; V_1 — допустимая нагрузка фильтра в м³/час·м².

Металлические фильтры, имеющие размер 0,5 × 0,5 × 0,08 м, пропускают воздуха 1000 м³/час и имеют сопротивление 8—10 мм вод. ст. при скорости перемещения воздуха 1,5—2,0 м/сек.

Расчет установки для охлаждения воздуха

Наиболее удобными системами кондиционирования воздуха в пассажирских вагонах являются электромеханическая или механическая. При этих системах охлаждение воздуха внутри вагона происходит при помощи испарителя. Охлаждающая поверхность испарителя определяется

$$F_{ин} = \frac{Q}{K \Delta t}, \quad (267)$$

где Q — холодопроизводительность установки в ккал/час; K — коэффициент теплопередачи (принимается равным 16); Δt — средняя разность между температурами воздуха внутри вагона и температурой испарения охладителя в испарителях.

Определение индикаторной мощности для компрессора производится по формуле

$$N_i = \frac{Q}{K_m \eta_i} \text{ л. с.}, \quad (268)$$

где Q — холодопроизводительность установки в ккал/час ; K_m — теоретическая удельная холодопроизводительность выбранного компрессора на 1 л. с.; η_i — коэффициент, учитывающий отношение мощности теоретически необходимой к мощности действительно затраченной.

Коэффициент η_i изменяет свое значение в зависимости от отношения давления конденсации p и испарения p_0 . При $p : p_0$ в пределах от 3 до 10 коэффициент η_i равен 85—55.

Определение поверхности конденсатора производится по формуле

$$F_{\text{конд}} = \frac{Q_{\text{конд}}}{K_{\text{ср}} \Delta t} \text{ м}^2, \quad (269)$$

где $Q_{\text{конд}}$ — тепловая нагрузка конденсатора в ккал/час ; $K_{\text{ср}}$ — средний коэффициент теплопередачи; Δt — средняя разность температур между охладителем и воздухом или водой.

Тепловая нагрузка конденсатора

$$Q_{\text{конд}} = Q + 632N_i, \quad (270)$$

где Q — холодопроизводительность в ккал/час ; N_i — индикаторная мощность компрессора.

Средние коэффициенты теплопередачи для конденсаторов имеют различное значение в зависимости от типа и конструкции конденсатора. При наличии кожухо-трубчатых конденсаторов $K_{\text{ср}} = 700 \div 900$, а при конденсаторах в виде змеевиков, погруженных в сосуд с охлаждающей средой, $K_{\text{ср}} = 200 \div 250$.

Наиболее подходящим охладителем в пассажирских вагонах является фреон. Потребное количество насыщенных паров фреона равно $V_{\text{фреон}} = \frac{Q_{\text{изб}}}{172,2} \text{ м}^3$, где 172,2 — объемная холодопроизводительность фреона. Весовое количество фреона в кг , потребляемое в 1 час, может быть определено $V_{\text{фреон}} \cdot 0,1613 \text{ кг}$ (0,1613 кг — вес 1 м^3 фреона).

При испытании цельнометаллических вагонов было обнаружено, что в районе Апхабада при температуре в тени 38° температура на поверхности крыши вагона была 85° , а на боковых стенках вагона, освещенных солнцем, 80° . Надо иметь в виду, что в других районах СССР

такая температура не наблюдается, что надо учитывать при проектировании кондиционирующей установки во избежание чрезмерной ее мощности.

Коэффициенты теплопередачи отдельных частей цельнометаллического вагона составляют: $K_{\text{кр}}$ — коэффициент теплопередачи крыши ($K_{\text{кр}} = 0,46 \div 0,60 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{C}$); $K_{\text{ст}}$ — коэффициент теплопередачи стен ($K_{\text{ст}} = 0,9 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{C}$); $K_{\text{пол}}$ — коэффициент теплопередачи пола вагона ($K_{\text{пол}} = 1,0 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{C}$); $F_{\text{ст}}$ — поверхность продольной стены вагона $49,5 \text{ м}^2$ за вычетом площади окон; $f_{\text{лоб}}$ — поверхность лобовой стены 7 м^2 ; $f_{\text{пол}}$ — площадь пола 65 м^2 .

В цельнометаллических вагонах современных выпусков максимальное количество подаваемого воздуха в вагон равно $5000 \text{ м}^3/\text{час}$.

Расчет воздухонагревателей (калориферов)

Воздухонагреватель, работающий паром или водой, может быть охарактеризован величиной сопротивления и коэффициентом теплопередачи. Теплопроизводительность воздухонагревателя определяется

$$Q = 0,24G(t_{\text{вх}} - t_{\text{вх}}) = KF_{\text{кал}} \Delta t, \quad (271)$$

где G — вес воздуха, проходящего через воздухонагреватели, в кг/час ; $t_{\text{вх}}$ — температура воздуха, уходящего из воздухонагревателя; $t_{\text{вх}}$ — температура воздуха, входящего в воздухонагреватель; $F_{\text{кал}}$ — поверхность нагрева калорифера в м^2 ; K — коэффициент теплопередачи; Δt — разность температуры нагревающей среды и средней температуры воздуха $\left(\frac{t_{\text{вх}} + t_{\text{вх}}}{2}\right)$.

Коэффициент теплопередачи парового воздухонагревателя может быть определен по формуле

$$K = a(\gamma\omega)^n \text{ ккал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{C}, \quad (272)$$

где a и n — коэффициенты, зависящие от типа и конструкции калорифера: $\gamma\omega$ — весовая скорость в $\text{кг/м}^2 \text{ сек}$ $\left(\gamma\omega = \frac{G}{3600 f_{\text{вх}}}\right)$, где $f_{\text{вх}}$ — площадь живого сечения воздухонагревателя в м^2 .

При выборе воздухонагревателя ориентируются на рациональную весовую скорость, равную $10 - 15 \text{ кг/м}^2 \text{ сек}$.

При этой величине скорости создается сопротивление воздухонагревателя, равное $6 - 12 \text{ мм вод. ст.}$ (при $\gamma = 1,2 \text{ кг/м}^3$).

Влагосодержание, осушка и увлажнение воздуха

Влагосодержание атмосферного воздуха, поступающего в вагон, можно определить по диаграмме Молье. Так, например, при температуре 22° и относительной влажности 70% влагосодержание воздуха $x = 0,012$ кг в 1 кг воздуха. Содержание влаги внутри вагона будет зависеть от количества пассажиров в вагоне.

Влаговыделение всеми пассажирами будет

$$x_2 = \frac{bn}{\alpha}, \quad (273)$$

где b — влаговыделение одного пассажира (0,040—0,060 кг/час); n — число пассажиров; α — вес воздуха в кг.

Полное влагосодержание 1 кг воздуха внутри вагона будет состоять из влагосодержания x_1 атмосферного воздуха плюс влага x_2 , выделяемая пассажирами:

$$x = x_1 + x_2.$$

Для создания пассажирам условий комфорта надо относительную влажность снизить с 70 до 35—40%, если температура воздуха остается неизменной, т. е. 22° . Чтобы определить, какое количество влаги надо отнять из воздуха, по диа-

грамме Молье необходимо определить влагосодержание воздуха при температуре 22° С и относительной влажности 40%. Это составляет величину $x_1 = 0,0077$ кг на 1 кг воздуха. Так как в нашем примере воздух из атмосферы поступает с влагосодержанием 0,012 кг на 1 кг и учитывая влаговыделение от пассажиров, равное x_2 , то понизить влагу следует на величину $x - x_1$ кг на 1 кг воздуха.

Уменьшение влагосодержания воздуха внутри вагона (сушка воздуха) производится при помощи силикагеля или хлористого кальция. Силикагель — это гидрат кремниевой кислоты, имеющий пористую структуру. Силикагель получается из растворимого стекла действием соляной кислоты. По наружному виду силикагель представляет собой стекловидную массу (удельный вес силикагеля 0,7).

Увлажнение воздуха (добавление влаги) производится при помощи баков, наполненных водой и имеющих клапаны для регулирования степени увлажнения. Кроме этого способа, увлажнение производится при помощи оросительной системы дождевого типа, при которой вода разбрызгивается под потолком вагона. В тех случаях, когда не требуется охлаждение воздуха от воды, ее подогревают от отопительной системы вагона.

ГЛАВА XXXIII

УПРЯЖНЫЕ И УДАРНЫЕ ПРИБОРЫ

Упряжной, или тяговый, прибор служит для сцепления вагонов и для передачи силы тяги от локомотива.

Ударные приборы воспринимают сжимающие усилия, передаваемые от рамы одного вагона к раме другого вагона.

Существуют два основных вида сцепления вагонов: а) при помощи винтовой стяжки с боковыми буферами и б) автоматическая сцепка.

В поездах узкой колеи применяется центральная тяговая сцепка с серьгой. Каждый тип сцепки имеет свои преимущества и свои недостатки.

Преимуществом сцепления при помощи винтовой стяжки является то, что оно способствует более спокойному ходу вагонов, чем при центральной тяговой сцепке (спокойствие хода достигается благодаря уменьшению вибрации вагонов, происходящей под влиянием трения тарелок буферов).

Недостатки винтовой стяжки:

1) мощность сцепления ограничивается физической силой сцепщика; если же вес сцепных приборов превышает 32 кг, то работа сцепщика затрудняется;

2) для сцепления вагонов сцепщику приходится подлезать под буферы и оставаться некоторое время в промежутке между вагонами.

Автосцепное устройство обладает следующими преимуществами по сравнению с винтовой стяжкой и ручной центральной сцепкой:

1) имеется возможность увеличить вес поездов (при наличии мощных паровозов);

2) для сцепления вагонов не требуется усилий человека, чем повышается безопасность работы;

3) мощность автосцепки не ограничена;

4) ускоряются маневры и составление поездов;

5) автосцепка работает одинаково хорошо при любой погоде, кроме того, она не подвержена ржавлению так, как это имеет место у винтовой стяжки.

§ 107. ВИНТОВАЯ СТЯЖКА

В СССР часть подвижного состава, которая не имеет автосцепки, оборудована так называемой объединенной стяжкой 1927 г. (фиг. 603). Диаметр винта: внутренний 45 мм, наружный 53 мм. Вес стяжки 35 кг. Мощность стяжки: расчетное усилие 16 т, максимальное разрывное усилие 70 т.

Улучшения, достигнутые в этой стяжке, получены за счет изменения конструкции некоторых деталей стяжки 1912 г. В проушинах серег были сделаны плавные переходы; установительные кольца, а также шплинты в цапфах малой гайки были изъяты. Все основные размеры объединенной стяжки 1912 г. сохранены. Например, длина винта попрежнему составляет 400 мм; серьги имеют сечение 16 × 45 мм, а овальная скоба — сечение 45 × 35 мм. На заводе имени Л. М. Кагановича МПС стяжки подвергают термической обработке, благодаря чему они противостоят разрывному усилию до 100 т.

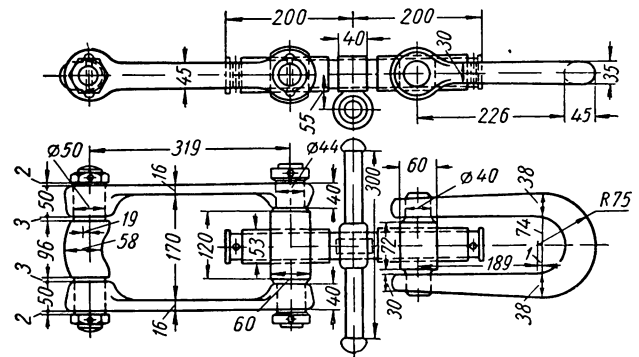
Упряжь может быть сквозной и несквозной: это зависит от способа передачи раме вагона тягового усилия. При сквозной упряжи рама воспринимает тяговое усилие от сопротивления движению данного вагона, при несквозной упряжи рама воспринимает усилия от сопротивления движению всех вагонов поезда. Сквозная упряжь упруга только в одном направлении, а именно — в направлении сжатия, несквозная упряжь упруга в направлениях сжатия и растяжения.

При растяжении поезда во время трогания его с места или при натяжении его локомотивом во время хода условия работ сквозной и несквозной упряжи существенно различны. Проф. Н. Е. Жуковский в своем труде, посвященном рассмотрению работы сквозного и несквозного тягового прибора при трогании поезда с места и в начале его движения, определял величину наибольшего растягивающего усилия в упряжи. По Н. Е. Жуковскому, наибольшее растягивающее усилие в сквозной упряжи в момент трогания поезда с места при натянутых сцепных приборах

$$N = 2T \frac{1}{1 + \frac{M}{\Sigma m}},$$

где N — наибольшее усилие упряжного прибора локомотива или головного вагона; T — сила тяги локомотива; Σm — масса всего поезда; M — масса локомотива.

Вес грузового поезда в 15 раз и более превышает вес локомотива, т. е. $\frac{M}{\Sigma m} = \frac{1}{15}$ и менее. Следовательно, растягивающее усилие N , которое появляется в натянутых сцепных приборах при трогании с места грузовых поездов, может быть равно почти двойной силе тяги локомотива. Для случая, когда в поезде имеются вагоны со сквозной упряжью, причем часть сцепных



Фиг. 603. Винтовая стяжка 1927 г.

приборов натянута, а часть ослаблена, сила, разрывающая сцепные приборы от ударов между вагонами, определяется по следующей формуле Н. Е. Жуковского:

$$N = (1 + e) \frac{m}{M + (n + 1)m} \times \sqrt{T \frac{2(M + mn)}{m} \left(\frac{1}{n} + \frac{M + \frac{mn}{2}}{M + mn} \right) nKs},$$

где N — растягивающее усилие сцепного прибора у $(n + 1)$ -го вагона от локомотива; m — масса одного вагона; n — число вагонов от головы поезда с натянутыми сцепными приборами; T — сила тяги локомотива; K — коэффициент жесткости пружины; s — расстояние, на которое вагоны могут отойти друг от друга при натянутом положении сцепных приборов; e — коэффициент восстановления при ударах, которым измеряется потеря энергии от трения в пружинах упряжных аппаратов вагонов.

При большом количестве вагонов формула получает простой вид:

$$T = (1 + e) \sqrt{TKs},$$

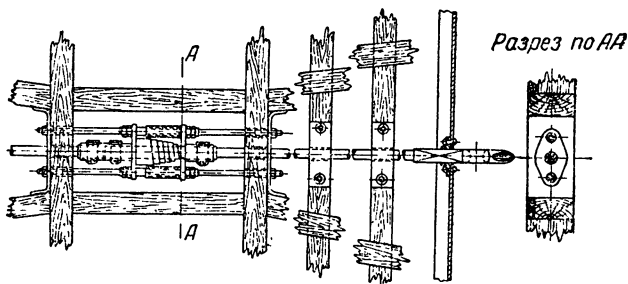
т. е. сила, разрывающая сцепные приборы от удара между вагонами, равняется произведению $(1 + e)$ на среднюю геометрическую величину между силой тяги локомотива и силой,

которая может сжать пружину на величину зазора между вагонами. Разрывающая сила может еще значительно возрасти по причине неравенства масс вагонов поезда. В этом случае в предпоследней формуле нужно заменить множитель перед корнем другим, а именно

$$\frac{m'}{M + mn + m'} = \frac{1}{\frac{M}{m'} + n \frac{m}{m'} + 1}.$$

Как видно, этот множитель больше прежнего.

Если передняя часть поезда сжата, а задняя растянута, то массы всех вагонов с растянутыми стяжками можно считать за одну массу M' , при этом за коэффициент K следует принять сумму коэффициентов пружин всех вагонов, входящих в растянутую часть поезда. В данном случае произойдет увеличение силы N .



Фиг. 604. Сквозной тяговый прибор.

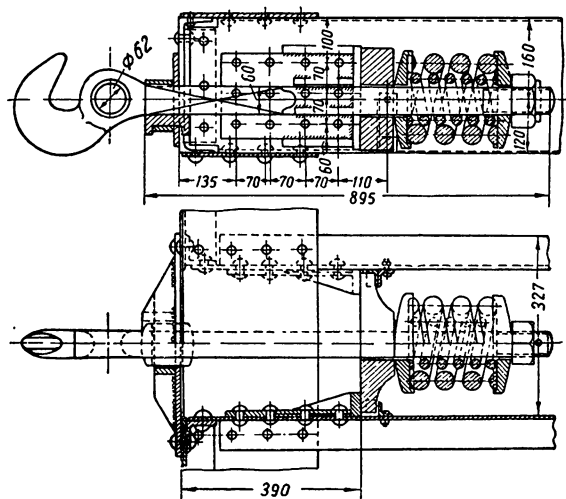
Н. Е. Жуковский доказал, что сила N наибольшего натяжения упругих пружин всегда меньше силы тяги локомотива T ; с увеличением веса поезда сила N приближается к T . На основании аналитического исследования приходят к заключению, что разрывающая поезд сила при сквозной упряжи в 2 раза больше, чем при несквозной.

На фиг. 604 показано устройство тягового прибора сквозной упряжи.

Для смягчения толчков при сдвигании с места или при ускорении движения каждый вагон скреплен со своей тягой пружиной. Чтобы предотвратить чрезмерное нажатие аппаратной пружины, на струнку между шайбами надеваются особые трубки, ограничивающие сближение шайб. Устройство несквозной упряжи показано на фиг. 605.

Упряжной прибор состоит из крюка, двух пружин, шайбы и прокладок. Усилие передается на буферный брус и через раму вагона другим вагонам. При сквозной упряжи, как

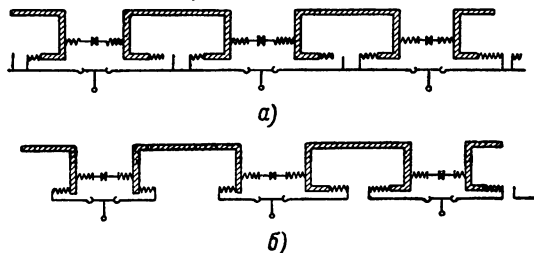
это видно из фиг. 606, *а*, поезд обладает упругостью только в момент сжатия; благодаря наличию буферов его длина при провисших стяжках уменьшается. При растяжении поезда винтовые стяжки и крюки, не будучи упругими, воспринимают все толчки более жестко. Отдача буферных пружин поглощается мгновенно сопротивлением упряжи.



Фиг. 605. Несквозная упряжь.

При несквозной упряжи (фиг. 606, *б*) упругость достигается в обоих продольных направлениях. Отдача буферных пружин не вызывает жестких ударов большой силы в деталях упряжи.

Часть пассажирских вагонов с хребтовыми балками, подготовленными для установки автоцепки, была временно оборудована несквозными тяговыми приборами. Полный выход крюка при сжатии пружины составляет 45 мм.



Фиг. 606. Схемы сквозной и несквозной упряжи: *а* — сквозная упряжь; *б* — несквозная упряжь.

На фиг. 607 изображен тяговый крюк объединенного типа с длинными хвостовиками для сквозной упряжи. На фиг. 608 показан крюк

Таблица 90

Размеры буферов

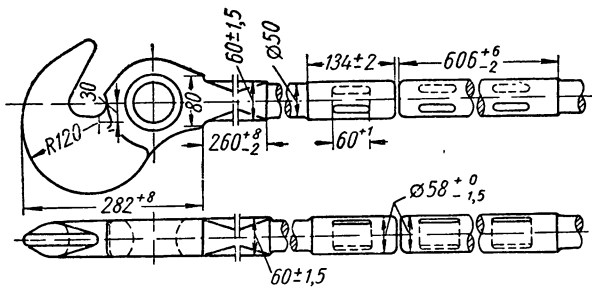
Тип буферов	Диаметр в мм			Толщина и ширина пружины в мм	Высота пружины в свободном состоянии в мм	Натяг пружины при ее постановке в мм	Высота пружины при ее полной осадке в мм	Толщина стенки стакана в мм	Общая длина буфера в мм	Сила, сжимающая пружину до ее полной осадки, в т
	тарелки	стержня	хвостовика							
Бывш. нормальный . . .	340	60	45	7×127	255	13	127	15	595	2,5
Усиленный	340	70	45	7×152	250	8	152	16	595	3,5
Большегрузных вагонов	550	76	48	33×19	295	6	238	13	595	8,5

этого же типа, но с коротким хвостовиком для несквозной упряжи.

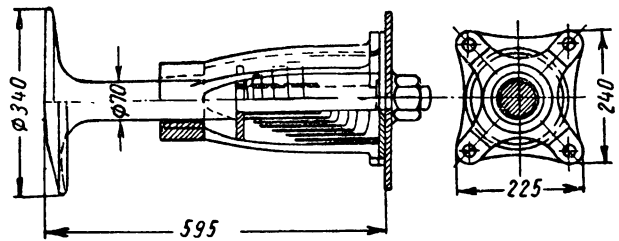
Буфер состоит из буферного стержня, воспринимающего непосредственно удар от другого буфера; буферного стакана, прикреплен-

На вагонах СССР применяются буфера трех типов: бывш. нормальные (остались только на грузовых вагонах местного сообщения), усиленные и буфера большегрузных вагонов. Размеры буферов приведены в табл. 90.

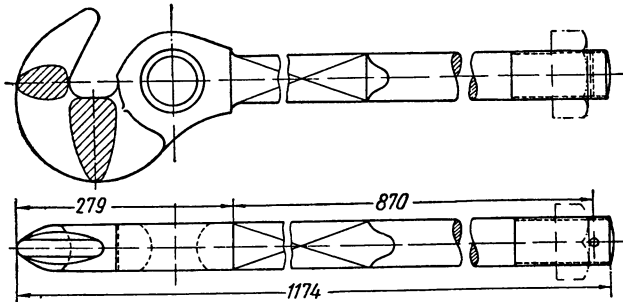
На фиг. 609 изображен буфер старых двухосных вагонов, имеющих конические пружины



Фиг. 607. Крюк с длинным хвостовиком.



Фиг. 609. Буфер с конической пружиной.



Фиг. 608. Крюк с коротким хвостовиком.

из стали прямоугольного сечения. На фиг. 610 показаны: а — буфер большегрузного 50-тонного вагона с цилиндрическими витыми пружинами и б — буфер пассажирского цельнометаллического вагона.

ного четырьмя болтами к буферному брусу; упорной шайбы; комплекта пружин и гайки со шплинтом. У каждого вагона тарелки двух рядом установленных буферов должны быть разной формы: одна должна быть плоской, другая — выпуклой. Установка буферов производится согласно правилам технической эксплуатации железных дорог.

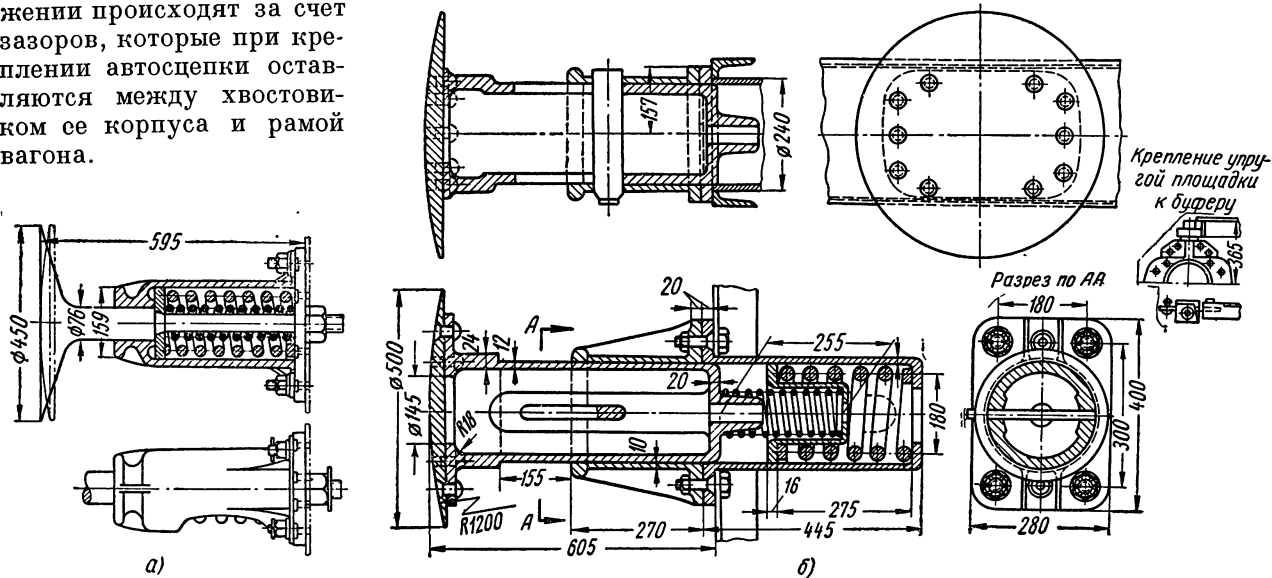
§ 108. АВТОМАТИЧЕСКАЯ СЦЕПКА ВАГОНОВ

Общее устройство и принципы работы автосцепки. По характеру сцепления головок автосцепки подразделяют на жесткие и нежесткие (фиг. 611). Каждые две автосцепки первого типа образуют в сцепленном состоянии жесткий брус. Перемещение одного вагона относительно другого в вертикальном и горизонтальном направлениях осуществляется при помощи шарниров хвостовиков автосцепок; головки никаких перемещений относительно друг друга не имеют. В горизонтальной плоскости как жесткая, так и нежесткая

автосцепки могут отклоняться вправо и влево на величину отверстия в буферном бруске и упорной розетке. Вертикальные перемещения одного вагона относительно другого при движении происходят за счет зазоров, которые при креплении автосцепки оставляются между хвостовиком ее корпуса и рамой вагона.

2) процесс сцепления должен происходить автоматически не только на прямых, но и на кривых участках пути;

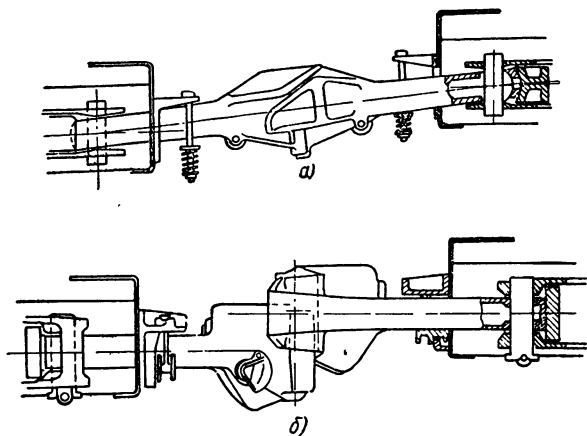
3) прочность автосцепки на растяжение долж-



Фиг. 610. Буфер:

а — с цилиндрической пружиной; б — цельнометаллического пассажирского вагона.

По контуру головок автосцепки разделяются на *однозубые* и *двухзубые*.



Фиг. 611. Автосцепка:

а — жесткая; б — нежесткая.

Основные требования, предъявляемые к автосцепке:

1) автосцепное устройство должно совмещать в себе ударный и тяговый аппараты и воспринимать как растягивающие, так и сжимающие усилия;

на отвечать разрушающему усилию величиной не менее 150 т, а на сжатие — разрушающему усилию не менее 200 т.

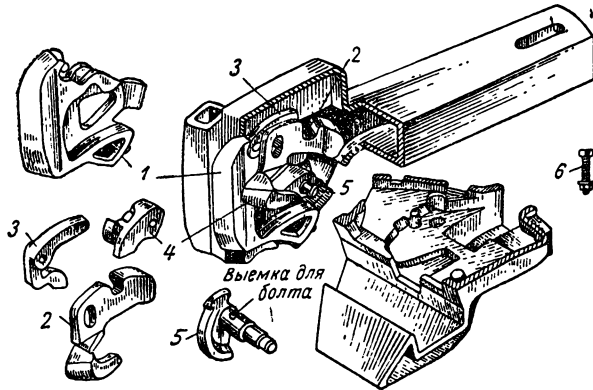
По мере увеличения веса поездов необходимо повышать сопротивление автосцепки разрушающим усилиям на сжатие без заметного увеличения усилий, потребных для расцепления.

На фиг. 612, а показаны размеры стандартного контура автосцепки. Этот контур — двухзубый несимметричный — образуется очертаниями большого зуба, малого зуба и зева. Распределение усилий в контуре при растягивании автосцепки показано на фиг. 612, б. Более точно и наглядно распределение усилий при зацеплении можно определить посредством оптического метода.

Стандартная автосцепка СССР является лучшей автосцепкой в мире. Состоит она из литого стального корпуса, механизма сцепки и пружинно-фрикционного аппарата.

Механизм сцепки помещается в пустотелой головке корпуса; в хвостовике корпуса имеется отверстие для вертикальной постановки клина (фиг. 613). Замок 1 замыкает сцепленные головки, не допуская выхода малых зубьев из зева. Под действием собственного веса замок перекачивается по опорной дуге. Он постоянно

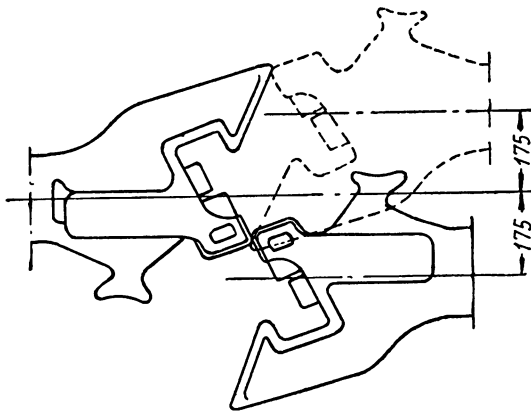
ния расцепленных автосцепок. Подъемник обеспечивает также удержание замка внутри головки автосцепки при постановке ее для работы на буфер, т. е. для восприятия только ударных нагрузок. Подъемник имеет два пальца (один из них широкий, другой — узкий) и квадратное отверстие для прохода валика подъемника.



Фиг. 613. Устройство автосцепки:

1—замок; 2—замокдержатель; 3—собачка; 4—подъемник замка; 5—валик; 6—болт.

Валик подъемника сделан для вращения подъемника и для перемещения замка. Балансир или противовес помогает возвращению валика подъемника в начальное положение. В валике имеются отверстие, которое служит для соеди-



Фиг. 614. Процесс сцепления.

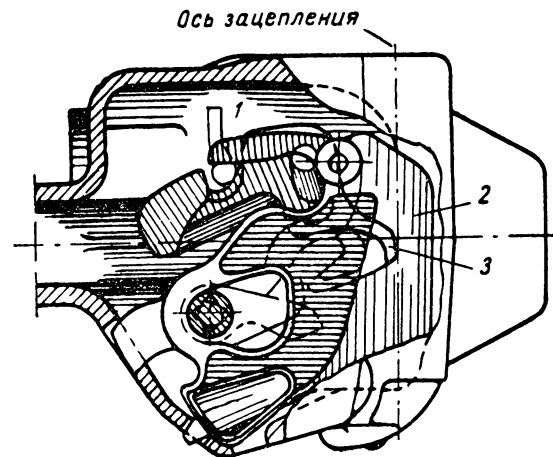
нения с цепью расцепного привода, и выемки для прохода запорного болта, который служит для запираания валика подъемника и остальных деталей механизма автосцепки.

Автосцепки всегда готовы к сцеплению и не требуют каких-либо дополнительных действий

перед сцеплением. Перед сцеплением автосцепки могут находиться в положении, когда продольные оси автосцепок совпадают или автосцепки имеют отклонение в сторону больших или малых зубьев.

Автоматическое сцепление может производиться, если расстояние между отклоненными продольными осями автосцепок не более 175 мм, что соответствует определенному радиусу кривой пути (фиг. 614).

Процесс автоматического сцепления происходит при нажатии вагонов или соударении их при скатывании с горки, при этом малый зуб одной автосцепки скользит по поверхности большого или малого зуба в зависимости от начального положения автосцепок. Затем малый зуб входит в зев или же малые зубья прямо входят в зевы автосцепок (фиг. 614). Замки вдавли-



Фиг. 615. Положение механизма автосцепки перед сцеплением:

1—собачка; 2—замок; 3—лапа замкодержателя.

ваются при сцеплении вагонов внутрь корпуса автосцепки от взаимного нажатия друг на друга или же малыми зубьями. После захождения малых зубьев в зевы автосцепок замки освобождаются от нажатия. Под действием собственного веса замки опускаются в нижнее положение и замыкают автосцепки, не допуская обратного выскальзывания малых зубьев. Положение механизма автосцепки перед сцеплением показано на фиг. 615.

У сцепленных автосцепок большие зубья охватывают малые снаружи, а малые зубья находятся в зевах. При сцепленных и сжатых автосцепках малые зубья плотно прилегают к стенкам зева, а между замками может быть некоторый зазор (фиг. 616).

У автосцепок, находящихся в натянутом положении, замки силой натяжения локомотива прижаты друг к другу, благодаря чему перемещение их затруднено. Положение механизма сцепленных автосцепок изображено на фиг. 617, а. Лапы замкодержателей в этом случае нажаты малыми зубьями, а противовесы их приподняты и расположены против торца верхнего плеча собачки. Это исключает возможность перемещения замков от сотрясения и от других причин, что предупреждает саморасцеп.

Положение механизма распеленных автосцепок изображено на фиг. 617, б.

Смещение головок по вертикали в эксплуатации вагонов допускается до 100 мм.

Детали корпусов автосцепки приведены в табл. 91.

Таблица 91

Детали корпусов автосцепки и их вес

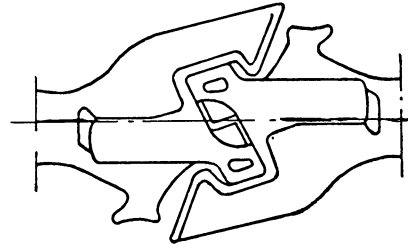
Наименование	Количество на вагон	Теоретический вес в кг
Корпусы	2	171,5
Замки	2	13,0
Замкодержатели	2	4,2
Собачки	2	1,4
Подъемники замков	2	2,0
Валики подъемников	2	4,0
Шайбы	4	0,0022
Болты $\frac{3}{8}$ "	2	0,0861
Гайки $\frac{3}{8}$ "	2	0,017

В комплект автосцепки на один вагон (вагонокомплект) входят следующие детали:

Автосцепки с механизмом	2
Розетки с центрирующей балочкой и двумя маятниковыми подвесками	2
Кронштейны распеленого рычага	2
Державки	2
Распеленные рычаги с цепочкой	2
Фрикционные аппараты (или пружины)	2
Тяговые хомуты	2
Клинья для соединения автосцепок с хомутами	2
Болты с гайками, шайбами и шплинтами	11
Передние упорные шайбы	2
Задние упорные угольники	4

Вес частей автосцепки образца 1938 г., отнесенный к одному их комплекту: корпус автосцепки с механизмом 197 кг; фрикционный аппарат 128 кг; тяговый хомут 88 кг; центрирующая розетка 51 кг; распеленной механизм 16,5 кг. Ширина головки корпуса автосцепки 421 мм; высота 425 мм. Расстояние от линии зацепления

до конца хвостовика 1000 мм. Средний вес комплекта автосцепки вместе с крепежными деталями на один вагон 1200 кг. Расстояния от оси автосцепки до головки рельса определяются по ГОСТ 3475-46 для порожних грузовых вагонов максимальное 1080 мм, минимальное



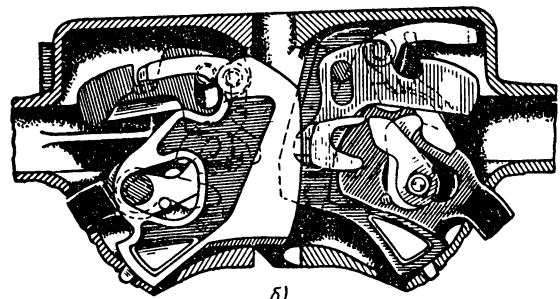
Фиг. 616. Автосцепки сцеплены и сжаты.

1040 мм, а для груженого изношенного 950 мм; для пассажирских порожних вагонов максимальное 1080 мм, минимальное 1040 мм, а для изношенных 980 мм.

На фиг. 618 показана установка автосцепки на двухосной платформе п. с. 20 т. К хребто-



а)

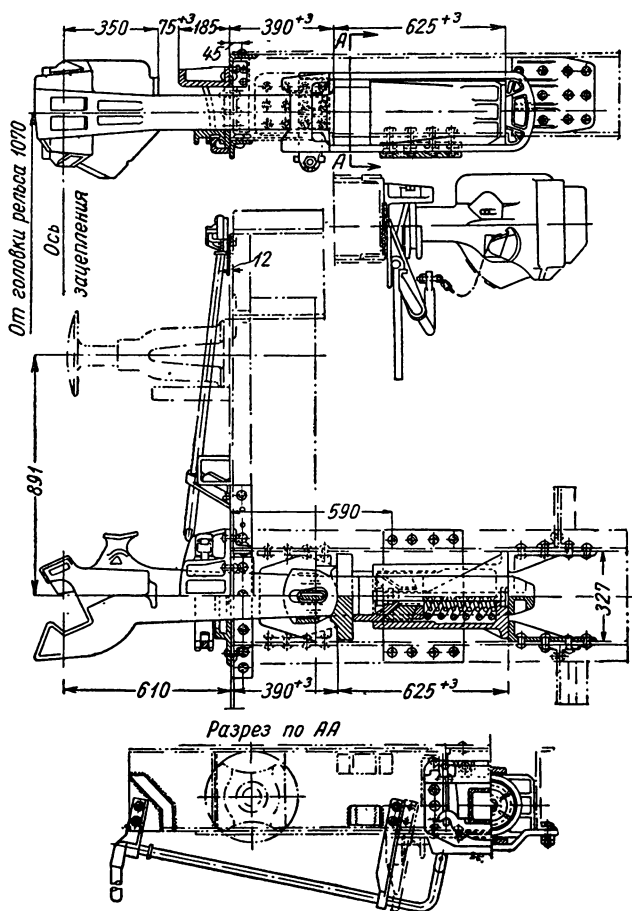


б)

Фиг. 617. Сцепление автосцепок: а — положение механизма сцепленных автосцепок; б — положение механизма распеленных автосцепок.

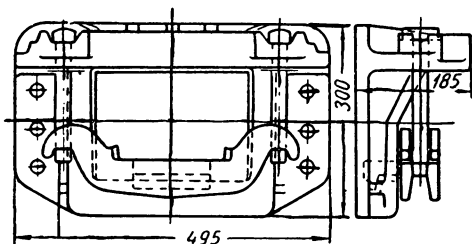
вым балкам, помещенным на расстоянии 327 мм друг от друга, прикреплены с каждого конца четыре упорных угольника, между которыми помещается поглощающий аппарат. В центре буферного бруса установлена упорная розетка с маятниковым центрирующим аппаратом

(фиг. 619), назначение которого — возвращать в центральное положение головку, отклоненную вправо или влево.



Фиг. 618. Установка автосцепки на платформу.

В технических заданиях на проектирование новых вагонов в послевоенной пятилетке рас-

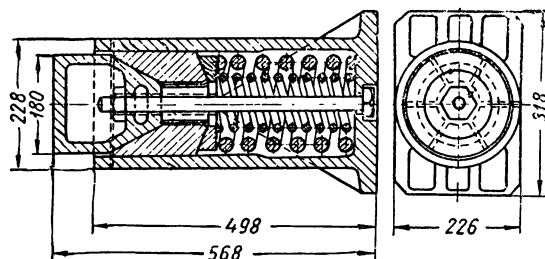


Фиг. 619. Центрирующая розетка.

стояние между хребтовыми балками установлено 350 мм, чем предусматривается предохранение балок от износа в местах постановки

фрикционных аппаратов путем установки сменных планок.

Поглощающие аппараты. Поглощающие аппараты подразделяются на пружинные и фрикционно-пружинные. Пружинные аппараты применяли на грузовых вагонах с малой подъемной силой, а также на пассажирских вагонах в поездах небольшого веса, например в пригородных поездах. Для большегрузных вагонов они непригодны, так как обладают недостаточной мощностью. Кроме того, пружинные аппараты имеют большую обратную отдачу, полный ход пружинных аппаратов 40 мм.



Фиг. 620. Фрикционный пружинный аппарат с круглым стаканом.

В настоящее время подвижной состав оборудуется исключительно шестигранными пружинно-фрикционными аппаратами, состоящими из корпуса, двух цилиндрических пружин, конусной шайбы, фрикционных клиньев, нажимного конуса и стяжного болта с гайкой. Существуют два типа таких аппаратов: с цилиндрическим корпусом и шестью фрикционными клиньями и с шестигранным корпусом и тремя фрикционными клиньями. На фиг. 620 показано устройство пружинно-фрикционного аппарата с круглым стаканом, предназначенного для грузовых вагонов.

Для определения необходимой мощности поглощающего аппарата надо рассмотреть условия эксплуатации вагона. Пусть один вагон находится в покое, а другой груженный (брутто 70 т) набегает на него со скоростью 5 км/час (соответствует условиям работы на сортировочных горках). Кинетическая энергия движущегося вагона без учета энергии его вращающихся масс (это дает неточность около 6%) может быть определена по формуле

$$\frac{mv^2}{2} = \frac{Pv^2}{g \cdot 2} = \frac{70\,000 \cdot 1,39^2}{9,81 \cdot 2} \approx 7\,000 \text{ кгм.}$$

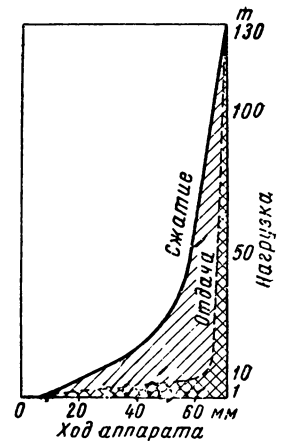
Опытным путем найдено, что при набегании одного вагона на другой в момент удара около

половины всей энергии расходуется на замедление скорости набегающего вагона и приведение в движение вагона, находившегося в покое. В рассматриваемом случае около $\frac{7000}{2} = 3500$ кгм кинетической энергии останется не поглощенной при условии жесткого удара; эта энергия должна быть воспринята поглощающими аппаратами. При соударении вагонов работают два поглощающих аппарата, следовательно, на каждый аппарат придется 1750 кгм.

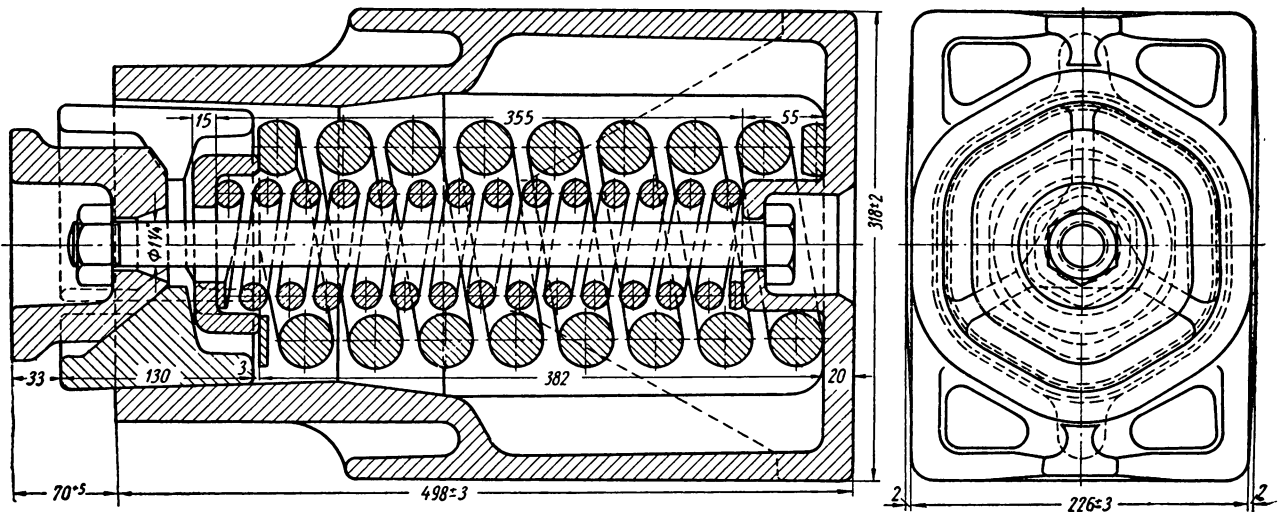
При проектировании принимают, что фрикционно-пружинный аппарат должен обладать мощностью, достаточной для поглощения примерно 2000 кгм кинетической энергии. Для грузовых вагонов эти аппараты конструируют с таким расчетом, чтобы около 75% величины удара приходилось на долю работы трения частей, а около 25% воспринимали пружины. Часть кинетической энергии расходуется на образование тепла и износ фрикционных клиньев, не переходит в механическую энергию, а поглощается в аппарате. Возвращение аппарата в начальное положение совершается только под действием пружины, т. е. силы, которая значительно меньше той, которая требовалась для сжатия аппарата. Эта сила еще

На фиг. 622 показан шестигранный фрикционно-пружинный аппарат. Он состоит из корпуса, двух пружин, стяжного болта, трех фрикционных клиньев, нажимного конуса и нажимной шайбы. Аппарат работает как цилиндрический. Для предохранения хребтовой балки от истирания плитой он имеет прилитые боковые плоскости.

Для пассажирских вагонов ранее применялся комбинированный пружинно-фрикционный аппарат. Его особенность заключалась в том, что до $\frac{3}{4}$ хода аппарата (около 45 мм) сжимаются только пружины, следовательно, аппарат тогда работает, как пружинный. В дальнейшем начинают работать фрикционные клинья, ход которых составляет 25 мм. Благодаря такому устройству достигаются плавное трогание поезда с места и спокойный ход в



Фиг. 621. Диаграмма работы фрикционно-пружинного аппарата.



Фиг. 622. Шестигранный фрикционно-пружинный аппарат.

больше уменьшается вследствие трения между фрикционными клиньями и стенками корпуса аппарата в момент его возвращения в начальное положение.

На фиг. 621 изображена диаграмма работы фрикционно-пружинного аппарата.

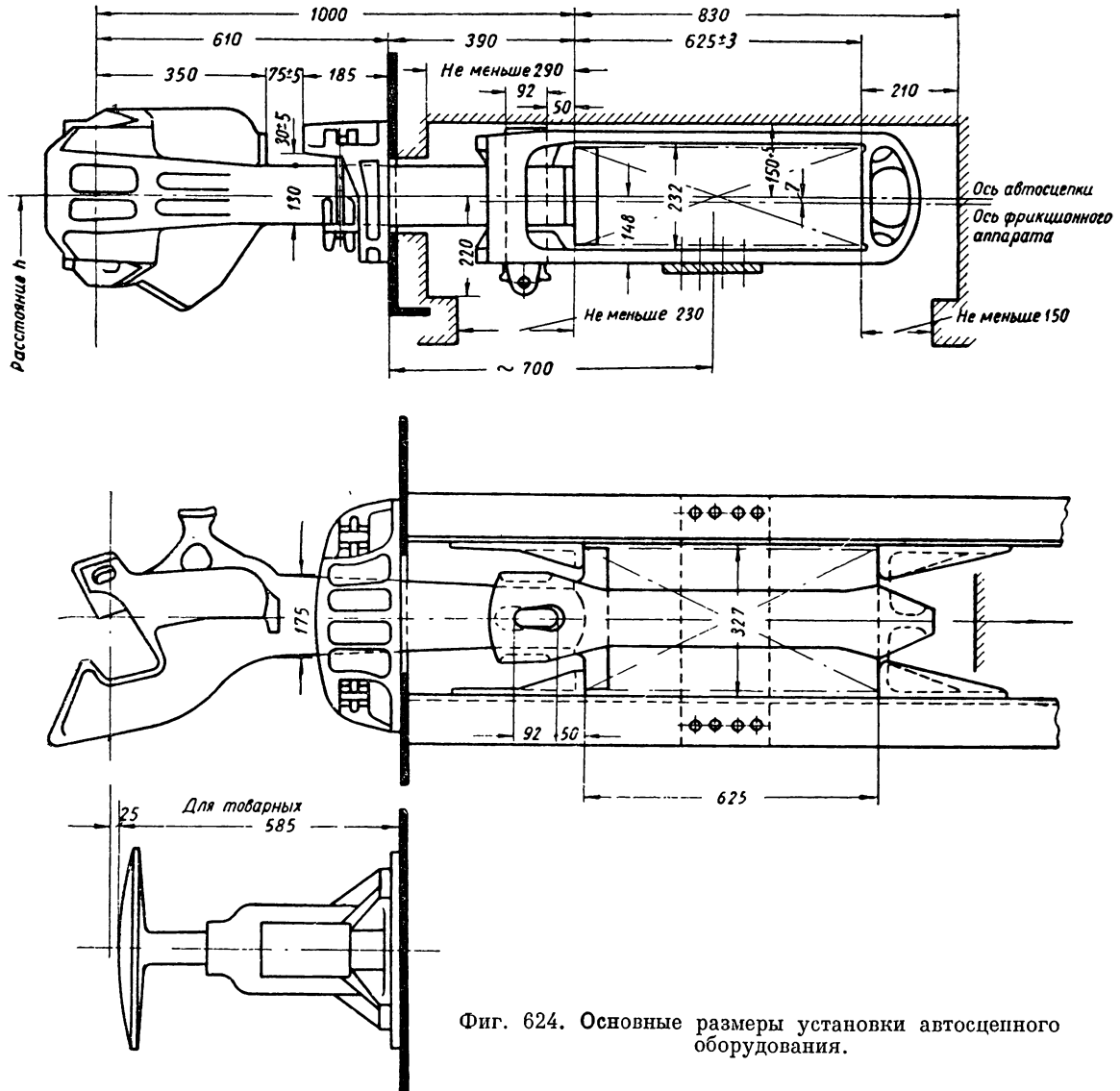
пути. Сопротивление аппарата при его полном сжатии составляет 100 т.

В комбинированном аппарате подвергаются износу фрикционные клинья, фрикционный стакан и нажимной конус. Все эти детали легко заменить другими. Корпус аппарата, являю-

и тяговых хомутов определяют испытанием на растяжение отожженного образца. Они характеризуются пределом текучести не ниже 25 кг/мм^2 , относительное удлинение при расчетной длине образца $l=4d$ должно быть не менее 12%, относительное сужение, т. е. по-

прочности стали для нецементуемых деталей поглощающих аппаратов должен быть не менее 48 кг/мм^2 , а относительное удлинение не ниже 19%.

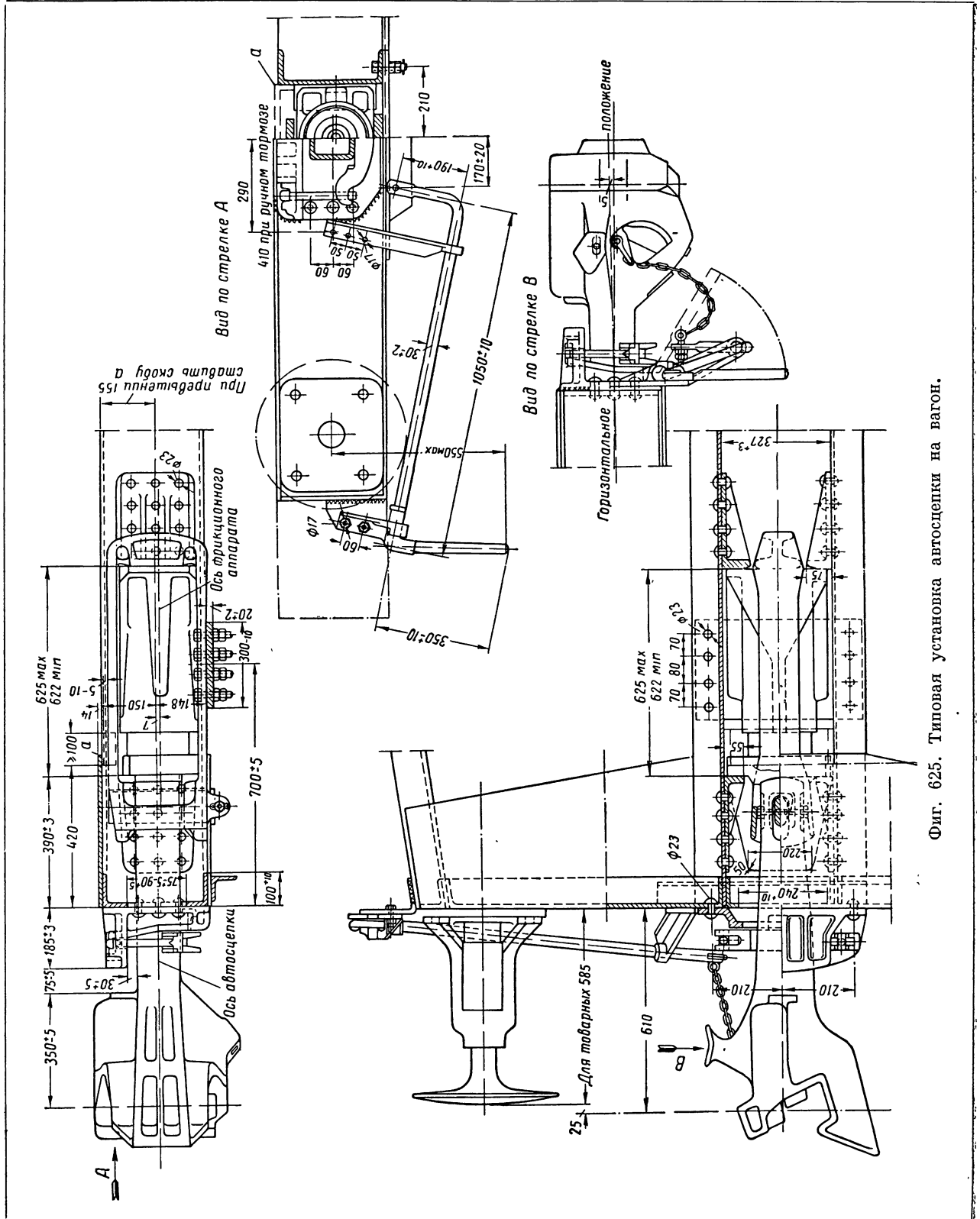
Детали трущихся частей подвергают специальной термической обработке с целью умень-



Фиг. 624. Основные размеры установки автосцепного оборудования.

перечное сжатие образца, не менее 30%; предел прочности на разрыв не ниже 42 кг/мм^2 . Сталь для прочих деталей автосцепного оборудования, а также для цементуемых деталей поглощающих аппаратов должна обладать пределом прочности не менее 42 кг/мм^2 и относительным удлинением не ниже 22%. Предел

шения их износа. Корпус поглощающего аппарата подвергают закалке и отпуску, нажимной конус — цементации, закалке и отпуску; полная глубина цементованного слоя должна быть не менее 1 мм. Фрикционные клинья цементуют, подвергают закалке и отпуску; полная глубина цементованного слоя должна быть не менее

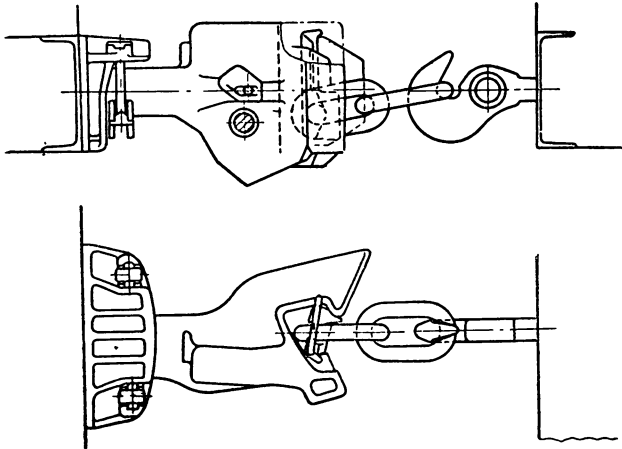


Фиг. 625. Типовая установка автосцепки на вагон.

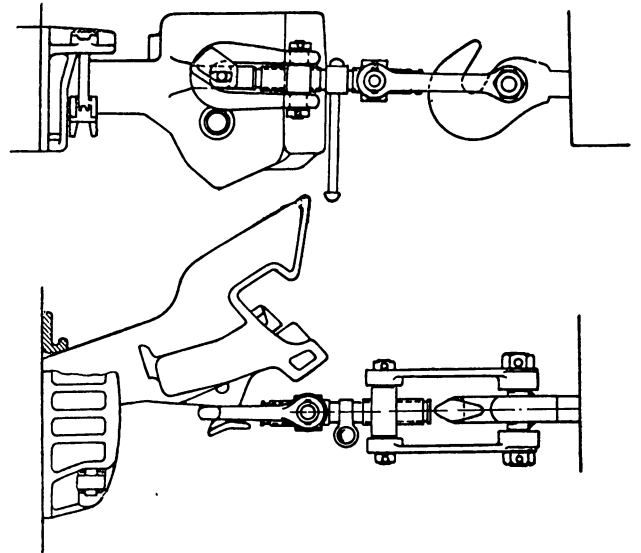
1,5 мм. Термическая обработка шайб заключается в закалке и отпуске.

Требуемая твердость для поверхностей корпуса поглощающего аппарата от 200 до 270 H_B ,

200 до 320 H_B . Все фрикционные клинья должны иметь одинаковую твердость для того, чтобы они примерно одинаковое время служили до износа.



Фиг. 626. Сцепление в поездах.



Фиг. 627. Сцепление на маневрах.

для нажимного конуса не ниже 460 H_B , для фрикционных клиньев не менее 550 H_B , для шайб от

Нарушение этого условия ведет к перекоосу поглощающего аппарата.

ЧАСТЬ ПЯТАЯ

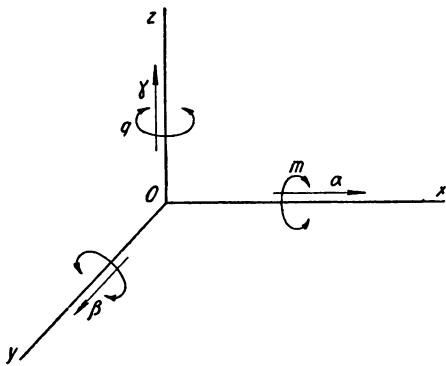
ДИНАМИКА ВАГОНА

ГЛАВА XXXIV

УСЛОВИЯ СПОКОЙНОГО ХОДА ВАГОНОВ

§ 109. КУЗОВ КАК СИСТЕМА С ОДНОЙ СТЕПЕНЬЮ СВОБОДЫ

Кузов железнодорожного вагона при движении совершает разнообразные и сложные колебания, суммирующиеся из свободных вынужденных колебаний в различных плоскостях. При классификации колебаний рассматривают кузов вагона как систему с одной степенью свободы, положение которой относительно выбранной системы координат вполне определяется одной координатой.



Фиг. 628. Перемещения по осям координат.

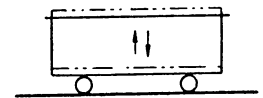
Предположим, что при движении вагона не происходит скольжения колес по рельсам и кузов представляет собой систему, движущуюся поступательно по прямому горизонтальному пути с постоянной скоростью. Возьмем систему прямоугольных координат с осями x , y , z (фиг. 628). Ось x направлена по оси пути в сторону движения вагона по направлению α , ось y направлена горизонтально поперек пути по направлению β , а ось z имеет вертикальное направление γ .

Если сообщить рельсовому пути скорость, равную v и направленную в сторону, проти-

воположную направлению движения вагона, то при идеальных условиях движения система выбранных осей координат осталась бы неподвижной в пространстве, совпадая с неподвижными осями x , y , z . В действительности никогда не бывает идеальной конструкции пути и подвижного состава, поэтому кузов вагона всегда будет иметь вынужденные колебания. Следовательно, система подвижных осей координат может совершать относительно неподвижных осей координат три поступательных перемещения α , β , γ и три вращения m , n , q .

На основании сказанного можно следующим образом представить главные виды вынужденных колебаний вагонов.

Вертикальная ось координат. Поступательные перемещения. К ним относятся подпрыгивание и вертикальные колебания.



Фиг. 629. Колебание подпрыгивание.

Подпрыгивание происходит, когда кузов вагона перемещается параллельно первоначальному своему положению по вертикали — вверх или вниз (фиг. 629). Этого рода колебания — наиболее простые для изучения, так как при исследовании их можно принимать за колебания отдельного груза на пружине.

Подпрыгивание вызывается ударами на стыках рельсов, причем оно наблюдается у тележных вагонов, база которых равна длине рельса.

База пассажирских вагонов колеблется от 11,8 до 17,5 м. Длина рельса 10,67; 12,8; 12,5 и 15 м. Вагоны с базой менее 8,5 м (например, двухосные пригородные) не подпрыгивают на стыках.

Вертикальные колебания возникают вследствие прогиба отдельных частей кузова, на

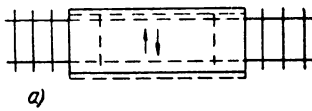
пример консоли рамы. Эти колебания еще не исследованы, не получили названия и в классификацию колебаний не включены. Они наблюдаются у вагонов, имеющих достаточно длинные или нагруженные консоли, например у вагонов электрической тяги и метро, у некоторых типов трамвайных вагонов, у автомотрис и др.

Вертикальное колебание часто носит синусоидальный характер и имеет переменную амплитуду

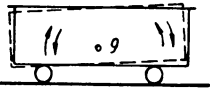
$$x = a \sin Pt,$$

где a — амплитуда, являющаяся функцией времени.

Сложное колебание с переменной периодической амплитудой называется биением; это коле-



а)



б)

Фиг. 630. Горизонтальная поперечная ось координат: а — поперечный откос; б — гало-пирование.

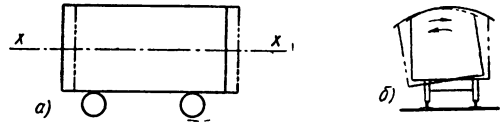
бание, приближающееся к зоне резонанса. Биение не приводит к таким вредным последствиям, как резонанс, все же оно заметно ухудшает условия работы вагона. В связи с этим следует добиваться, чтобы частота собственных колебаний кузова и его отдельных частей не

превышала 85—90% частоты вынужденных колебаний.

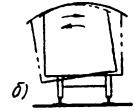
Вращательные перемещения. От вращения вагона вокруг вертикальной оси, перпендикулярной к пути, возникают колебания кручения. Они вызываются нецентральным приложением действующих усилий в горизонтальной плоскости. Суммирование колебаний кручения с боковыми параллельными перемещениями вагона называют влиянием или извилистостью хода вагона.

Горизонтальная поперечная ось координат. Поступательные перемещения. К ним относится так называемый поперечный откос — колебание, при котором кузов вагона перемещается в горизонтальном направлении параллельно самому себе и перпендикулярно рельсам (фиг. 630, а). Поперечный откос может вызываться боковым давлением ветра, действующим перпендикулярно боковой поверхности кузова. Суммирование поперечного откоса с поперечной качкой вагона приводит к поперечной извилистости хода вагона.

Вращательные перемещения. Имеется в виду продольная качка кузова — перемещения около поперечной горизонтальной оси, проходящей через центр тяжести кузова и перпендикулярной к продольной плоскости вагона (фиг. 630, б). Этот вид колебаний, называемый галопированием, наблюдается у вагонов, база которых не совпадает с длиной рельсов.



а)



б)

Фиг. 631. Горизонтальная продольная ось координат:

а — подергивание; б — боковая качка.

Горизонтальная продольная ось координат. Поступательные перемещения. К ним относится подергивание кузова, т. е. его перемещение параллельно самому себе и параллельно рельсам по оси (фиг. 631, а). Это колебание наблюдается при трогании вагона с места, при торможении и вообще при изменении скорости хода.

Вращательные перемещения, или боковая качка, происходят вследствие вращения кузова около горизонтальной оси, параллельной пути (фиг. 631, б). Значительные по величине амплитуды этих колебаний наблюдаются при прохождении вагона по кривым пути. Объясняется это влиянием центробежной силы.

§ 110. ПРИЧИНЫ КОЛЕБАНИЙ ВАГОНОВ

Неправильности пути. Постоянно действующая причина. Этой причиной является наличие стыков между рельсами. Так как стыковые соединения рельсов слабее самих рельсов, то при прохождении колес через стыки образуются впадины, изгибающие рельсы в вертикальной плоскости, и возникают удары. Ритмичность стыковых ударов часто вызывает явление резонанса у вагона или у отдельных его частей.

На основании опытных данных наибольшую глубину h просадки стыков по сравнению с серединой нагруженного рельса (фиг. 632) можно принять:

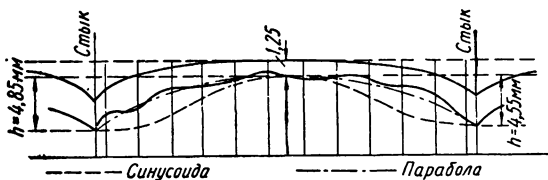
на прочных путях при хорошем их содержании — до 6 мм;

на путях средней прочности при хорошем их содержании — до 12 мм;

на очень слабых путях при плохом их содержании — до 24 мм.

Наибольшие редко повторяющиеся глубины стыковых впадин могут доходить в первом случае до 10, во втором до 20 и в третьем до 30 мм.

Опытами установлено, что с увеличением скорости до 90 км/час глубина h не возрастает.



Фиг. 632. Просадка рельсов.

При больших скоростях реакция инерции колес на рельсы способствует большему периодическому понижению глубины впадины стыка, следовательно, уменьшению удара на стыке.

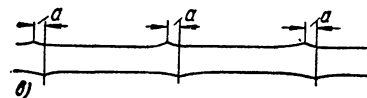
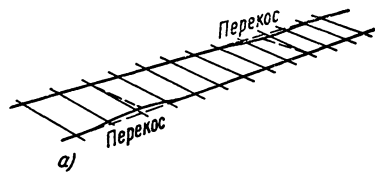
Причины временного характера (случайные). К этой категории причин колебаний, зависящих от состояния



Фиг. 633. Пучины или подъем рельсов.

пути, можно отнести пучины, вызываемые сильными морозами, впадины и др.

Пучины, т. е. подъем рельсов (фиг. 633), наблюдаются преимущественно в выемках пути. Высота пучины достигает 20—30 мм на длине 6—20 мм. При такой сравнительно малой



Фиг. 634. Перекас рельсов:

а — на прямых путях; б — расширение в стыках; в — сдвиг стыков.

длине и значительной высоте подъема происходит добавочное быстрое сжатие рессор, которое при больших скоростях движения вагона может достигнуть высоты, равной высоте пучины, т. е. 20—30 мм.

Характер колебаний, вызываемых пучинами, зависит от вида последних. Бывают прямые пучины, когда бугор у одного рельса расположен

против бугра у другого рельса, и пучины косые, т. е. с буграми, смещенными относительно друг друга. В первом случае наблюдается галоупирование кузова, во втором — боковая качка.

Перекас рельсов (впадины). Этот дефект, встречающийся очень часто, вызывает главным образом боковую качку кузова вагона на прямых путях (фиг. 634; а).

Расширение в стыках на прямых путях (фиг. 634, б). Данная неисправность вызывает добавочные колебания в горизонтальной плоскости, если колеса вагона не имеют строго одинакового диаметра. Эти колебания являются следствием того, что колесо с меньшим диаметром на расширении прижимается ребордой к рельсу.

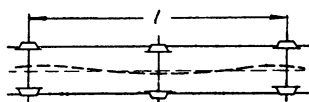
Сдвиг стыков относительно друг друга вследствие неодинакового угона рельсов (фиг. 634, в). Такое состояние пути влечет за собой боковую качку вагона.

Неправильное построение или отсутствие переходных кривых пути. В этом случае сильно увеличивается боковая качка вагона; действие центробежной силы может возрасти в несколько раз. Уменьшить колебания возможно лишь за счет увеличения трения в листовых рессорах или же при помощи гидравлических, пневматических и фрикционных амортизаторов.

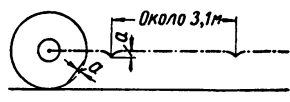
Неисправности в вагонах вследствие износа деталей или из-за неправильности конструктивного характера. Смещение центра тяжести в продольном или поперечном направлениях. При смещении центра тяжести кузова по продольной оси возникает галоупирование, при смещении в поперечном направлении — боковая качка. Согласно опытным данным во втором случае не происходит больших колебаний; наоборот,

в первом случае наблюдаются весьма значительные добавочные продольные колебания. Это говорит о том, что при постройке вагонов, а также при их капитальных ремонтах целесообразно взвешивать кузова, чтобы определить смещение их центра тяжести. Уравновешивание кузова производится добавлением чугунных прокладок.

Коническая форма поверхности катания колесных пар. При отсутствии проката, т. е. износа колес по поверхности катания, наблюдается стремление колесной пары то отдаляться ребордами от рельсов, то плотно прижиматься к ним, описывая некоторую извилистую линию (фиг. 635). В лабораторных условиях колесная пара, получив горизонтальный толчок, описывала при движении на прямом пути правильную синусоиду. В опытах с тщательно отремонтированной платформой колесные пары вскоре после начала движения на прямом пути стали описывать волнистую линию, причем отдаление реборд от рельсов происходило на полную величину зазоров между ними.



Фиг. 635. Извилистое движение.



Фиг. 636. Эксцентриситет шейки оси.

Перемещение колесной пары происходит по волне длиной l (фиг. 635), равной 16 м при скорости движения платформы 7 км/час. По мере возрастания скорости длина l уменьшается и при 35 км/час достигает 4 м. Установлено, что у колесных пар с колесами одинакового диаметра реборды удаляются от рельсов меньше чем на величину полного зазора между ними (в СССР — 17 мм); они не касаются рельсов, и длина волны значительно увеличивается. Применение колесных пар, у которых поверхность катания колес лишена проката или имеет небольшой прокат, ведет к боковой качке вагона. При наличии проката колебания уменьшаются.

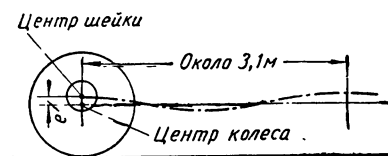
Таким образом, для ослабления боковой качки вагона следует стремиться к уменьшению коничности поверхности катания колес.

Эксцентрисичность положения шейки оси относительно поверхности катания колеса, т. е. несовпадение центра шейки с центром колеса (фиг. 636). Это обычно бывает результатом неточной обработки деталей колесной пары и неправильного ее формирования. При движении такой колесной пары центр шейки описывает пологую волнистую линию. На больших и средних скоростях тогда происходят частые колебания рессор, сообщающие кузову вагона ритмичные дрожания, опасные с точки зрения возникновения резонанса. При неточной обработке деталей колесной пары величина эксцентриситета иногда бывает 2 мм. В подобных случаях

полная игра рессор доходит до 4 мм (за один оборот колеса), а длина волны при среднем диаметра колеса 1 м составляет около 3,1 м.

Эксцентрисичность можно обнаружить на колесно-токарном станке по характерному биению поверхности катания колеса.

Выбоины на поверхности катания. Выбоины или, как их называют, лыски получаются при



Фиг. 637. Выбоины на поверхности колеса.

заклинивании колес во время торможения (фиг. 637). При наличии выбоины центр шейки при каждом обороте колеса понижается на величину, равную глубине выбоины. Эти колебания ритмичны при равномерной скорости движения вагона; длина волны составляет около 3,1 м. Кроме того, происходят удары, которые передаются оси, рессоре и кузову вагона.

Просадка рессор. Это явление вызывает смещение центра тяжести кузова, что влечет за собой возникновение колебаний, характерных для данного случая.

§ 111. ПРОДОЛЬНЫЕ И ПОПЕРЕЧНЫЕ КОЛЕБАНИЯ КУЗОВОВ

До сих пор рассматривались колебания отдельного груза на рессорах.

Ниже будет рассматриваться вопрос о кузове пассажирского вагона, причем кузов понимается как материальный брус, поддерживаемый в двух точках, что с одиноким правом можно отнести и к двухосному и к четырехосному вагону.

Главнейшие колебания кузова можно представить в виде различных перемещений бруса. К ним относятся:

1) вертикальное перемещение бруса параллельно самому себе — соответствует подпрыгиванию (фиг. 638, а);

2) боковое перемещение бруса параллельно самому себе — соответствует боковому откосу (фиг. 638, б);

3) вращение бруса около горизонтальной оси, проходящей через его центр тяжести, — соответствует галопированию (фиг. 638, в);

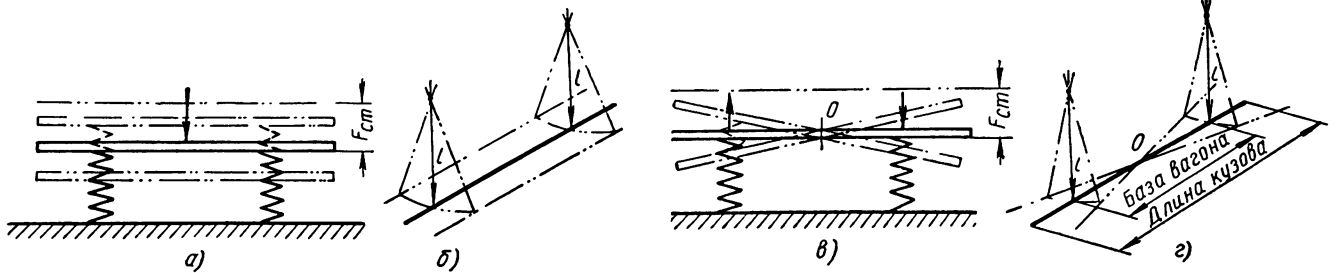
4) поперечное вращение бруса — соответствует поперечной качке (фиг. 638, з);

5) колебание бруса параллельно самому себе и одновременно вращение его.

Собственное колебание кузова следует рассматривать как колебание бруса с двумя степенями свободы. Тогда положения при колебаниях можно определить двумя координатами,

От деформации рессор при движении вагона приращение потенциальной энергии будет

$$U_1 = \frac{K_1}{2} [(x - l_1\theta) + f_1]^2 + \frac{K_2}{2} [(x + l_2\theta) + f_2]^2 - \frac{K_1 f_1^2}{2} - \frac{K_2 f_2^2}{2}.$$

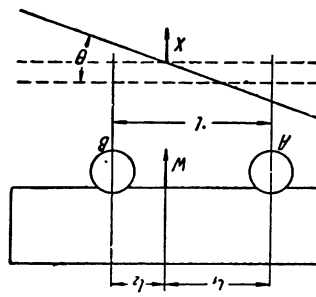


Фиг. 638. Колебания кузова:

а — подпрыгивание; б — боковой отход; в — галопирование; г — поперечная качка.

а именно: вертикальным перемещением центра тяжести x и углом поворота θ (фиг. 639).

Пусть P_{cm} — вес кузова с рамой плюс вес пассажиров, т. е. наддрессорный вес вагона; l_1 и l_2 — расстояния центра тяжести кузова (с грузом) от осей вагона по продольной оси кузова; K_1 и K_2 — жесткости рессор осей А и В; J — момент инерции наддрессорной массы около оси, проходящей через центр тяжести; i — радиус инерции.



Фиг. 639. Смещение центра тяжести кузова.

Кинетическую энергию движения кузова можно определить:

$$T = \frac{1}{2} \cdot \frac{P_{cm}}{g} x'^2 + \frac{1}{2} \cdot \frac{P_{cm}}{g} i^2 \theta'^2,$$

где

$$\frac{P_{cm}}{g} i^2 = J.$$

Прогиб рессор оси А

$$f_1 = \frac{P_{cm} l_2}{l K_1},$$

а оси В

$$f_2 = \frac{P_{cm} l_1}{l K_2};$$

где l — база вагона.

После замены значений f_1 и f_2

$$U_1 = \frac{K_1}{2} (x - l_1\theta)^2 + \frac{K_2}{2} (x + l_2\theta)^2 + P_{cm}x.$$

Так как центр тяжести смещается по вертикали вниз на величину x , то потенциальная энергия уменьшится на величину

$$V_2 = P_{cm}x.$$

Таким образом, полное выражение для потенциальной энергии системы будет

$$U = U_1 - U_2 = \frac{K_1}{2} (x - l_1\theta)^2 + \frac{K_2}{2} (x + l_2\theta)^2.$$

Уравнение свободных колебаний кузова вагона имеет вид

$$\frac{P_{cm}}{g} x'' = -K_1 (x - l_1\theta) - K_2 (x + l_2\theta);$$

$$\frac{P_{cm}}{g} i \theta'' = l_1 K_1 (x - l_1\theta) - l_2 K_2 (x + l_2\theta).$$

Если обозначить

$$\frac{(K_1 + K_2)g}{P_{cm}} = a;$$

$$\frac{(-K_1 l_1 + K_2 l_2)g}{P_{cm}} = b;$$

$$\frac{(l_1^2 K_1 + l_2^2 K_2)g}{P_{cm}} = c,$$

то уравнения примут вид

$$x'' + ax + b\theta = 0;$$

$$\theta'' + \frac{b}{i^2} x + \frac{c}{i^2} \theta = 0.$$

Из этих двух дифференциальных уравнений видно, что координаты x и θ связаны между собой. Если вызвать колебания, перемещающие кузов параллельно самому себе, т. е. колебания, названные ранее подпрыгиванием, и затем внезапно отпустить кузов, то в дальнейшем будут происходить не только вертикальные колебания, но и вращение.

Координаты x и θ станут независимыми, когда в последних двух уравнениях b окажется равным нулю или когда получится $K_1 l_1 = K_2 l_2$. Если центр тяжести кузова расположен не в середине, т. е. если $l_1 \neq l_2$, то для условия независимости координат x и θ необходимо, чтобы жесткости рессор были обратно пропорциональны расстояниям от них до центра тяжести нагруженного кузова. При одинаковой жесткости рессор смещение центра тяжести кузова по продольной оси вагона ($l_1 \neq l_2$) будет вызывать вращение кузова. Это необходимо учитывать как в вагоностроении, так и при эксплуатации вагонов.

Таким образом, для перемещения кузова параллельно самому себе, т. е. для колебаний подпрыгивания, необходимо, чтобы $K_1 = K_2$ и $l_1 = l_2$. Напишем дифференциальные уравнения в следующем виде:

$$x = A \cos(Pt + \alpha) \quad \theta = B \cos(Pt + \alpha);$$

$$A(a - P^2) + bB = 0;$$

$$\frac{b}{i^2} A + \left(\frac{c}{i^2} - P^2\right) B = 0.$$

Для получения уравнения частоты исключим A и B из последних двух выражений:

$$(a - P^2) \left(\frac{c}{i^2} - P^2\right) - \frac{b^2}{i^2} = 0.$$

Из этого квадратного уравнения находим

$$P^2 = \frac{1}{2} \left(\frac{c}{i^2} + a\right) \pm \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{c}{i^2} - a\right)^2 + \frac{b^2}{i^2}} = \\ = \frac{1}{2} \left(\frac{c}{i^2} + a\right) \pm \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{c}{i^2} - a\right)^2 + \frac{b^2}{i^2}}.$$

Легко убедиться, что оба корня действительны и положительны.

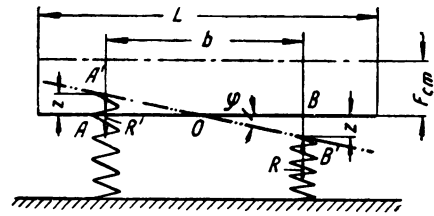
Теперь следует рассмотреть вынужденные колебания кузова, считая его брусом, имеющим одинаковую плотность по всей длине. Предположим, что центр тяжести кузова находится между рессорами A и B в точке O , т. е. что $l_1 = l_2$, и будем считать, что обе рессоры обладают равной жесткостью K .

34*

На каждую рессору придется нагрузка $\frac{P_{cm}}{2}$ откуда

$$F_{cm} = \frac{P_{cm}}{2K}.$$

Допустим, что колесо при движении встретит какое-либо препятствие, которое вызовет удар, и в результате брус (кузов), повернувшись около точки O на небольшой угол φ (фиг. 640), примет положение $A'B'$. В этом положении брус



Фиг. 640. Колебания кузова.

будет находиться под действием пары сил $R-R$, производящей вращение, причем каждая из сил вызовет добавочное сопротивление рессор сверх того сопротивления, которое существует при равновесии бруса (в положении AB). Сила $R = KX$, где X — добавочное сжатие рессоры.

База вагона

$$b = l_1 + l_2,$$

где $l_1 = l_2$.

Считая углы φ небольшими, можно принять

$$X = \frac{b}{2} \varphi$$

или

$$R = \frac{bK}{2} \varphi.$$

Момент сопротивления рессор

$$Rb = \frac{b^2 K}{2} \varphi.$$

Пусть J — полярный момент инерции бруса относительно его центра тяжести:

$$Y\varphi'' + \frac{bK}{2} \varphi = 0,$$

где $\varphi'' = \frac{d^2\varphi}{dt^2}$ — угловое ускорение.

Обозначив $\frac{b^2 K}{2J} = P^2$, получим $\varphi + P^2 \varphi = 0$.

Решая это уравнение, можно написать

$$\varphi = A \cos Pt + \beta \sin Pt.$$

Характер уравнения указывает на наличие гармонических колебаний с периодом

$$\tau_1 = \frac{2\pi}{P}$$

или (после замены P)

$$\tau_1 = 2\pi \sqrt{\frac{2J}{b^2 K}}$$

Пусть масса бруса $M = \frac{P_{cm}}{g}$, а радиус инерции относительно центра тяжести O будет i :

$$J_1 = M i_1^2 = \frac{P_{cm}}{g} i_1^2 = \frac{2K_1^2 F_{cm}}{g}$$

Период колебания можно теперь выразить так:

$$2\pi \sqrt{\frac{4K i_1^2 F_{cm}}{b^2 K g}} = 2\pi \frac{2i_1}{b} \sqrt{\frac{F_{cm}}{g}}$$

или

$$\tau_1 \approx 2 \frac{2i_1}{b} \sqrt{F_{cm}}$$

Период колебания отдельного груза на рессоре

$$\tau \approx 2 \sqrt{F_{cm}}$$

$$\tau_1 = \frac{2i_1}{P_c} \tau$$

У призматического бруса, одинаково плотного по всей длине, радиус инерции относительно центра тяжести O будет

$$i_1 = \sqrt{\frac{L^2}{12}} = 0,289L,$$

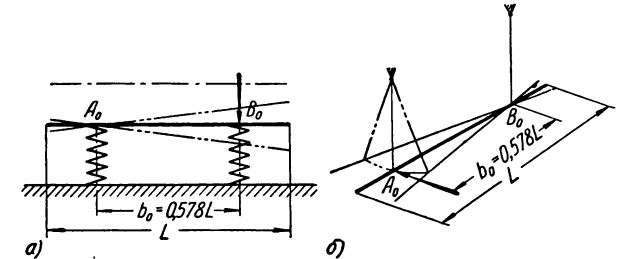
где L — длина всего бруса (кузова), или

$$\frac{2i_1}{b} = \frac{0,578L}{b}$$

В пассажирских вагонах встречаются различные базы b , т. е. различные расстояния между осями (двухосные вагоны) или между шкворнями тележек (четырёхосные тележечные вагоны). Здесь существуют следующие зависимости:

$\frac{b}{L}$	$\frac{2i_1}{b}$	$\frac{b}{L}$	$\frac{2i_1}{b}$
0,50	1,155	0,70	0,825
0,55	1,05	0,75	0,77
0,678	1,000	0,80	0,72
0,60	0,965	0,90	0,642
0,65	0,89	1,00	0,578

Если расстояние между рессорами меньше $0,578 L$, вращательное колебание призматического бруса (кузова) происходит медленнее, чем его вертикальное перемещение параллельно самому себе (подпрыгивание) на тех же рессорах, т. е. $\tau_1 > \tau$. При $b > 0,578 L$ вращательные колебания совершаются быстрее, чем подпрыгивание, т. е. $\tau_1 < \tau$; при $b = 0,578 L$ вращательные колебания и подпрыгивание происходят с одинаковой скоростью.



Фиг. 641. Колебания кузова при базе, равной $0,578L$: а— B_0 — точка места передачи удара; б— A_0 — точка провеса кузова.

Последнее явление представляет большой практический интерес. Когда база вагона равна $0,578 L$, точки A и B подвешивания кузова превращаются одна (B_0) в место передачи удара (фиг. 641, а), а другая (A_0) — в точку привеса кузова (фиг. 641, б). Это означает, что удар, переданный точке B_0 через рессору, не отражается на точку A_0 . Вокруг последней кузов начинает колебаться, как будто эта точка имеет неподвижную опору.

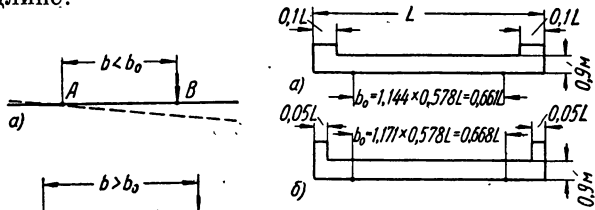
Точки кузова A_0 и B_0 при $b = 0,578 L$ можно назвать независимыми точками. Тогда период колебательного движения будет равен также τ , так как множитель $\frac{2i_1}{b} = 1$.

Таким образом, все три вида колебаний кузова — вращение около одной точки, галомирование и подпрыгивание — имеют одинаковый период колебаний τ , равный периоду колебаний отдельного груза на рессоре при статическом прогибе f_{cm} . Если база вагона $b < 0,578 L$, удар, полученный во время хода вагона точкой B , вызовет движение точки A в направлении удара. При $b > 0,578 L$ точка A получает движение в сторону, обратную направлению удара, приложенного в точке B . На фиг. 642, а показано перемещение кузова при $b < 0,578 L$, а на фиг. 642, б — при $b > 0,578 L$.

При $b < 0,578 L$ точка A , получающая толчок после точки B , испытывает меньший удар, так как она уже совершает движение, совпадающее с направлением удара. Наоборот, амплитуды колебаний точки A меньше, если база вагона

превышает $0,578 L$, так как тогда удар точке в A действует навстречу перемещению, возникшему от толчка в точке B : В данном случае удар в точке A будет большим, чем в предыдущем случае.

До сих пор кузов вагона рассматривался как брус, одинаково плотный по всей длине. Реальные кузова пассажирских вагонов отличаются от такого бруса. Применительно к ним следует представить себе два бруса одинаковой массы, но с различным распределением этой массы по длине.



Фиг. 642. Перемещения кузова:
а — при $b > 0,578 L$; б — при $b < 0,578 L$.

На фиг. 643 показаны два таких бруса, имеющие одинаковую массу M . У них $0,9 M$ распределены равномерно по всей длине, а $0,1 M$ сосредоточена на концах — по равной доле на каждом. Однако у одного бруса (фиг. 643, а) эта часть массы приходится на $0,1 L$ с каждого конца, а у другого бруса (фиг. 643, б) на $0,05 L$. Так как при равномерном распределении всей массы по длине ее радиус инерции $i = 0,289 L$, радиус инерции для бруса, показанного на фиг. 643, а, будет $i'_1 = 1,144 i$, а для бруса на фиг. 643, б $i''_1 = 1,171 i$.

Таким образом, сосредоточение массы кузова на его концах влечет за собой увеличение его радиуса инерции, и в результате соответственно возрастает расстояние между независимыми точками. Наоборот, если масса кузова сосредоточена в середине, то расстояние между независимыми точками уменьшается со всеми вытекающими из этого последствиями.

От прямолинейного бруса с одинаковой плотностью по длине кузов вагона отличается также положением центра тяжести по высоте. Последний находится на некотором расстоянии от нижней плоскости, которой кузов опирается на рессоры. Если центр тяжести вагона расположен невысоко, то при равномерно распределенной массе можно считать расстояние между независимыми точками равным $0,578 L$.

В табл. 92 приведены данные о длине кузова и величине базы у пассажирских вагонов и указано соотношение между этими размерами.

Таблица 92

Базы пассажирских вагонов и длины кузовов

Тип вагона	Длина кузова L (без буферов) в м	База вагона в м	$\frac{b}{L}$
<i>Пригородные</i>			
Двухосный по альбому 1917 г. (68 мест)	14,00	8,5	0,608
Двухосный по альбому 1929 г. (72 места)	13,97	8,2	0,587
Четырехосный электрической тяги	19,30	14,00	0,725
<i>Четырехосные дальнего следования</i>			
Жесткие:			
по альбому 1929 г.	13,97	8,5	0,608
по альбому 1928 г.	20,2	13,97	0,685
по альбому 1901 г.	18,0	12,555	0,698
Мягкие:			
по альбому 1901 г.	18,0	12,50	0,695
по альбому 1912 г.	20,2	13,80	0,682

Спокойствие хода вагонов в основном определяется величиной и повторяемостью ускорения кузова в вертикальном и горизонтальном направлениях — продольном и поперечном. Чем меньше эти величины, тем спокойнее ход вагона.

Колебательное движение кузова на рессорах есть неравномерное движение. Для определения наибольших ускорений или замедлений выведем формулу, связывающую ускорение с амплитудой колебаний и статическим прогибом кузова. Отклонение кузова от среднего положения на рессоре на величину x определяется уравнением

$$x = a \sin \alpha = a \sin Pt.$$

Возьмем вторую производную по времени от этого уравнения, дающую ускорение

$$x = \frac{d^2x}{dt^2} = -aP^2 \sin Pt.$$

Так как $P^2 = \frac{g}{F_{cm}}$, то

$$x'' = -a \frac{g}{F_{cm}} \sin Pt.$$

Наибольшей величины ускорение достигает, когда

$$x''_{\max} = -a \frac{g}{F_{cm}},$$

следовательно, наибольшее ускорение получается при

$$Pt = \frac{\pi}{2}$$

или при

$$t = \frac{\pi}{2P} = \frac{\pi}{4},$$

т. е. когда кузов находится в крайних положениях — верхнем и нижнем. Первое из последних трех уравнений можно прочитать так: наибольшее ускорение прямо пропорционально амплитуде a и обратно пропорционально статическому прогибу кузова F_{cm} при его перемещении параллельно самому себе.

Влияние колебаний на организм человека изучено еще недостаточно, но имеющиеся данные говорят о весьма положительном значении спокойствия хода вагона для самочувствия пассажиров.

§ 112. ВЛИЯНИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ЦЕНТРА ТЯЖЕСТИ КУЗОВА НА СПОКОЙСТВИЕ ХОДА ВАГОНА

У пассажирских вагонов центр тяжести кузова находится на расстоянии 1,27—2,2 м от головки рельса. У моторных вагонов московского метрополитена при диаметре колес 900 мм это расстояние колеблется от 1,27 до 1,3 м в зависимости от нагрузки, в прицепных вагонах — от 1,55 до 1,67 м. У железнодорожных пассажирских вагонов, имеющих колеса диаметром 1050 мм, расстояние от головки рельса до центра тяжести кузова достигает 2,2 м.

Колебания кузова под действием внезапно приложенной пары сил M , не зависящей от полного веса вагона и повышения его центра тяжести, обратно пропорциональны эксцентриситету вагона. Учитывая такие факторы, как боковое давление ветра или передвижение пассажиров в вагонах, необходимо центр тяжести кузова располагать возможно ниже, чтобы уменьшить крен вагона. Следует иметь в виду и то, что слишком низкое положение центра тяжести способствует расстройству железнодорожного пути.

При движении вагона его центр тяжести перемещается по закону колебательного движения маятника

$$\tau = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{L'}},$$

где τ — число колебаний в течение единицы времени; L' — длина маятника, равная ординате центра тяжести кузова относительно головки рельса; g — ускорение силы тяжести, равное 9,81 м/сек².

При

$$\sqrt{g} = \sqrt{9,81} = 3,132$$

$$\tau = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{L'}} = \frac{3,132}{3,14 \cdot 2} \sqrt{\frac{1}{L}} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{1}{L}}.$$

Из формулы следует, что чем меньше длина маятника, а в данном случае — ординаты центра тяжести кузова, тем большее число колебаний происходит в единицу времени и тем больше ударов испытывает рельс. Последнее приводит к усиленному износу и рельсов, и бандажей колес.

Понижение центра тяжести содействует лишь уменьшению боковой качки. В пассажирских вагонах не всегда надо стремиться к понижению центра тяжести, а возможно, к некоторому его повышению, не допуская периодов, которые могут породить состояние резонанса. Для уменьшения боковой качки следует ввести фрикционные и гидравлические амортизаторы.

Определение центра тяжести по высоте обычно производится только теоретически по приближенной формуле

$$h_y = \frac{\sum Ph}{\sum P},$$

где $\sum Ph$ — сумма произведений веса отдельных элементов на свое плечо центра тяжести; $\sum P$ — общий вес кузова.

Такое определение не является достаточным. Положение центра тяжести кузова необходимо проверять в вертикальном и горизонтальном направлениях, а также в продольном и поперечном направлениях. Подобные проверки следует производить как теоретическим путем при проектировании вагонов, так и экспериментально — взвешиванием каждого кузова на вагоностроительных и вагоноремонтных заводах.

Спокойствие хода вагона зависит не только от состояния пути и рессорного подвешивания, но в значительной мере и от общего состояния кузова. Кузова пассажирских вагонов, помимо периодических осмотров для выявления внешних повреждений, нуждаются еще в тщательном исследовании после продолжительной эксплуатации вагона. Важно установить, нет ли деформаций и перекосов, смещения опор, прогиба главных несущих частей кузова; но особенно

важно определить положение центра тяжести кузова. Смещение центра тяжести по продольной оси вагона вызывает крутящие усилия, поворачивающие кузов во время движения вагона. Возникают добавочные сопротивления движению, усиливается износ ходовых частей вагона, происходят излишние и вредные колебания.

Положение центра тяжести вагонов необходимо проверять взвешиванием кузовов на специальном стенде. Если у вагонов с боковым коридором центр тяжести смещен от вертикальной продольной плоскости в сторону купе, нужно произвести уравнивание кузова. Для этого можно использовать различное оборудование, укрепленное под полом кузова, или же добавить к этому оборудованию специальные уравнивающие грузы.

§ 113. СВОБОДНЫЕ ПЛОСКИЕ КОЛЕБАНИЯ ВАГОНОВ С РАЗЛИЧНЫМИ КОНСТРУКЦИЯМИ РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ НА ТЕЛЕЖКАХ И БЕСТЕЛЕЖЕЧНЫХ С УЧЕТОМ ЖЕСТКОСТИ ПУТИ

Свободные колебания вагонов на тележках с одинарным рессорным подвешиванием

Рассмотрим свободные колебания вагонов в вертикальной плоскости, параллельной оси колеи. Будем рассматривать кузов как абсолютно жесткую систему, не учитывая частот упругих вибраций самого кузова. При первоначальном рассмотрении примем, что все рессоры имеют одинаковую жесткость и прогиб, а трение в отдельных частях вагона отсутствует.

При движении вагона кузов его будет иметь перемещения. Положения кузова при колебаниях определяются двумя координатами: вертикальным смещением y центра тяжести надрессорной части вагона и углом поворота α (фиг. 644)

Обозначим:

- Q — надрессорный вес вагона;
- l — базу вагона;
- l_1 — базу тележки;
- q — вес одной тележки;
- K — жесткость рессорного подвешивания одной тележки;
- $4c$ — жесткость пути, отнесенную к одной тележке.

При движении вагона тележки, как и кузова, будут иметь перемещения.

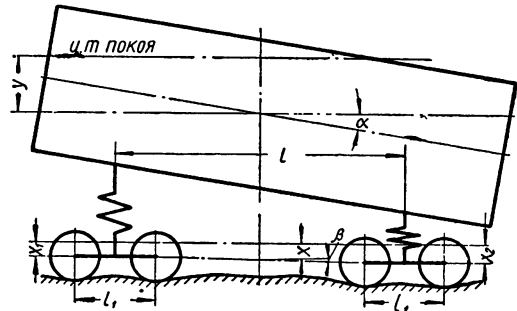
Определим смещение тележек согласно фиг. 644:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= x - \frac{l}{2} \beta; \\ x_2 &= x + \frac{l}{2} \beta. \end{aligned} \right\} \quad (274)$$

Кинетическая энергия системы будет

$$T = \frac{Q}{2g} (y^2 + \rho^2 \dot{\alpha}^2) + \frac{q}{2g} (x_1^2 + x_2^2), \quad (275)$$

где ρ — радиус инерции надрессорной части вагона относительно оси, проходящей через



Фиг. 644. Перемещение кузова вагона на тележках с одинарным рессорным подвешиванием.

плоскость скользунов и перпендикулярной к боковой поверхности вагона;

$$\rho = \sqrt{\frac{J}{M}},$$

где J — момент инерции массы кузова относительно поперечной оси, проходящей через центр тяжести кузова.

Продифференцируем выражения (274) по t и подставим их значения в формулу (275):

$$T = \frac{Q}{2g} (\dot{y}^2 + \rho^2 \dot{\alpha}^2) + \frac{q}{2g} (2x^2 + \frac{l}{2} \dot{\beta}^2). \quad (276)$$

Потенциальная энергия системы будет

$$\Pi = K (y - x)^2 + 4cx^2 + \frac{l^2}{4} [K (\alpha - \beta)^2 + 4c\beta^2].$$

Пользуясь уравнением Лагранжа

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = \frac{\partial \Pi}{\partial q_i},$$

где q_i и \dot{q}_i — обобщенные координаты и скорости системы, получим две независимые системы дифференциальных уравнений.

Первая система дифференциальных уравнений соответствует колебаниям подпрыгивания, т. е. перемещениям кузова вагона параллельно самому себе в вертикальной плоскости.

Вторая система уравнений будет соответствовать колебаниям галопирования, т. е. пере-

мещениям кузова вокруг поперечной оси вагона.

Напишем дифференциальное уравнение, касающееся подпрыгивания,

$$\left. \begin{aligned} \frac{Q}{g} \ddot{y} + 2Ky - 2Kx = 0; \\ 2 \frac{q}{g} \ddot{x} + 2(K + 4c)x - 2Ky = 0. \end{aligned} \right\} \quad (277)$$

Напишем дифференциальные уравнения относительно галопирования вагона:

$$\left. \begin{aligned} \frac{Q}{g} \rho^2 \ddot{\alpha}^2 + \frac{l^2}{2} K \alpha - \frac{l^2}{2} K \beta = 0; \\ 2 \frac{q}{g} \ddot{\beta} + 2(K + 4c)\alpha - 2K\beta = 0. \end{aligned} \right\} \quad (278)$$

При составлении дифференциальных уравнений подпрыгивания и галопирования не были учтены горизонтальные и вертикальные перемещения центра тяжести кузова вагона и моменты времени t . Величина горизонтального перемещения центра тяжести равна угловому перемещению, умноженному на высоту центра тяжести кузова вагона от оси, проходящей через центры осей при статическом нагружении рессор, считая, что точка поворота кузова при галопировании находится на уровне центров тяжести колесных пар (как это предполагали инженеры Марье и Герднер).

Вводя в дифференциальные уравнения значение перемещения центра тяжести кузова, можно заключить, что вертикальные перемещения кузова (т. е. подпрыгивание) не зависят от угловых перемещений (т. е. галопирования). Что касается галопирования, то оно зависит от вертикальных перемещений. Однако, рассматривая галопирование независимо от подпрыгивания при наличии рессор с трением, получим периоды колебаний или частоты с погрешностью не более 1—2%.

Если принять во внимание, что периоды колебаний вагонов выражаются в десятых долях секунды, погрешность при решении дифференциальных уравнений без учета смещения центра тяжести выразится в тысячных долях секунды. Поэтому, упрощая дифференциальные уравнения для дальнейших исследований влияния конструкций вагонов на спокойствие хода, в некоторых случаях не учитывают смещения центра тяжести кузова.

Для решения приведенных дифференциальных уравнений обозначим через

$$\begin{aligned} p^2 &= \frac{2Kg}{Q}; \quad n^2 = \frac{(K + 4c)g}{q}; \\ \Sigma &= \frac{K}{K + 4c} = \frac{1}{1 + 4\frac{c}{K}}; \quad \gamma = \frac{l^2}{4\rho^2}; \end{aligned}$$

напишем системы уравнений в таком виде:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{y} + p^2 y - p^2 x = 0; \\ x + n^2 x - n^2 \epsilon y = 0; \end{aligned} \right\} \quad (279)$$

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\alpha} + p^2 \gamma \alpha - p^2 \beta \gamma = 0; \\ \ddot{\beta} + n^2 \beta - n^2 \epsilon \alpha = 0. \end{aligned} \right\} \quad (280)$$

Решение системы дифференциальных уравнений (279), которые соответствуют колебаниям подпрыгивания, может быть произведено по формулам

$$\left. \begin{aligned} y &= A \sin(vt + \alpha); \\ x &= C \sin(vt + \alpha). \end{aligned} \right\} \quad (281)$$

Подставив значения y и x в систему (279), выносим за скобки общий множитель $\sin(vt + \alpha)$, получим систему линейных однородных уравнений для определения A и C :

$$\left. \begin{aligned} (p^2 - v^2)A - p^2 C = 0; \\ -n^2 \epsilon A + (n^2 - v^2)C = 0. \end{aligned} \right\} \quad (282)$$

Эта система имеет решения, отличные от решений при $A = C = 0$, лишь в том случае, если определитель

$$\begin{vmatrix} p^2 - v^2 & -p^2 \\ -n^2 \epsilon & (n^2 - v^2) \end{vmatrix} = 0.$$

Развертывая определитель, получим уравнение частот в таком виде:

$$v^4 - (p^2 + n^2)v^2 + p^2 n^2 (1 - \epsilon) = 0$$

или

$$v^2 = \frac{p^2 + n^2}{2} \pm \sqrt{\frac{(p^2 + n^2)^2}{4} - p^2 n^2 (1 - \epsilon)};$$

откуда

$$v^2 = \frac{p^2 + n^2}{2} \pm \frac{p^2 - n^2}{2} \cdot \frac{\epsilon^2}{\left[2 \frac{q}{Q} \epsilon - 1\right]^2}.$$

Для грузовых вагонов, где применяются тележки с одинарным рессорным подвешиванием, величина

$$4\epsilon \frac{n^2 p^2}{(p^2 - n^2)^2} = 8 \frac{q}{Q} \cdot \frac{\epsilon^2}{\left[2 \frac{q}{Q} \epsilon - 1\right]^2}$$

не превосходит для порожних вагонов 0,1, для груженых — 0,05. Следовательно,

$$\sqrt{1 + 4\epsilon \frac{n^2 p^2}{(p^2 - n^2)^2}} \approx 1 + 2\epsilon \frac{n^2 p^2}{(p^2 - n^2)^2}.$$

Допуская неточность для порожних вагонов 0,2% и для груженых 0,1%, будем иметь две

частоты свободных колебаний подпрыгивания: низшую

$$v_1^2 = p^2 \left(1 + \varepsilon \frac{n^2}{p^2 - n^2} \right) = p^2 \left(1 - \frac{\varepsilon}{1 - 2 \frac{q}{Q} \varepsilon} \right) \quad (283)$$

и высшую

$$\begin{aligned} v_2^2 &= n^2 \left(1 - \varepsilon \frac{n^2}{p^2 - n^2} \right) = \\ &= n^2 \left(1 + 2 \frac{q}{Q} \cdot \frac{\varepsilon}{1 - 2 \frac{q}{Q} \varepsilon} \right) = n^2. \end{aligned} \quad (284)$$

Если в систему уравнений (282) подставить $v^2 = v_1^2$, то определитель этой системы обратится в нуль и одно из уравнений будет следствием другого. Используя первое уравнение системы (282), получим

$$C_1 = \left(1 - \frac{v_1^2}{p^2} \right) A = a_1 A,$$

где

$$a_1 = 1 - \frac{v_1^2}{p^2} \approx \frac{\varepsilon}{1 - 2 \frac{q}{Q} \varepsilon}.$$

Подставляя в систему уравнений (282) значение $v^2 = v^2$ и используя второе уравнение, получим

$$A_2 = \frac{1}{\varepsilon} \left(1 - \frac{v_2^2}{n^2} \right) c = a_2 c,$$

где

$$a_2 = \frac{1}{\varepsilon} \left(1 - \frac{v_2^2}{n^2} \right) = -2 \frac{q}{Q} \cdot \frac{\varepsilon}{1 - 2 \frac{q}{Q} \varepsilon}.$$

В результате получим для первого главного колебания

$$\left. \begin{aligned} y_I &= A \sin(v_1 t + \alpha_1); \\ x_I &= a_1 A \sin(v_1 t + \alpha_1), \end{aligned} \right\} \quad (285)$$

а для второго главного колебания

$$\left. \begin{aligned} y_{II} &= a_2 C \sin(v_2 t + \alpha_2); \\ x_{II} &= C \sin(v_2 t + \alpha_2). \end{aligned} \right\} \quad (286)$$

Общее решение системы дифференциальных уравнений (279) для колебаний подпрыгивания будет

$$\left. \begin{aligned} y &= A \sin(v_1 t + \alpha_1) + a_2 C \sin(v_2 t + \alpha_2); \\ x &= a_1 A \sin(v_1 t + \alpha_1) + C \sin(v_2 t + \alpha_2). \end{aligned} \right\} \quad (287)$$

Произвольные постоянные величины A , C , a_1 , a_2 определяются по начальным условиям, заданным в момент $t=0$, значениям y_0 и x_0 и их производным \dot{y}_0 и \dot{x}_0 .

Для момента $t=0$ будем иметь

$$\begin{aligned} y_0 &= A \sin \alpha_1 + a_2 C \sin \alpha_2; \\ x_0 &= a_1 A \sin \alpha_1 + C \sin \alpha_2. \end{aligned}$$

После соответствующих преобразований будет

$$A \sin \alpha_1 = \frac{y_0 - a_2 x_0}{1 - a_1 a_2}; \quad C \sin \alpha_2 = \frac{x_0 - a_1 y_0}{1 - a_1 a_2}.$$

Производные от y_0 и x_0 в момент времени $t=0$ будут

$$\begin{aligned} \dot{y}_0 &= v_1 A \cos \alpha_1 + v_2 a_2 C \cos \alpha_2; \\ \dot{x}_0 &= v_1 a_1 A \cos \alpha_1 + v_2 C \cos \alpha_2, \end{aligned}$$

откуда

$$A \cos \alpha_1 = \frac{y_0 - a_2 x_0}{v_1 (1 - a_1 a_2)}; \quad C \cos \alpha_2 = \frac{x_0 - a_1 y_0}{v_2 (1 - a_1 a_2)}$$

Окончательные значения получим, для

$$A = \frac{1}{1 - a_1 a_2} \sqrt{(y_0 - a_2 x_0)^2 + \frac{2}{v_1^2} (y_0 - a_2 x_0) \dot{x}_0}; \quad (288)$$

$$C = \frac{1}{1 - a_1 a_2} \sqrt{(x_0 - a_1 y_0)^2 + \frac{1}{v_2^2} (x_0 - a_1 y_0) \dot{y}_0}; \quad (289)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = v_1 \frac{y_0 - a_2 x_0}{y_0 - a_2 x_0}; \quad (290)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = v_2 \frac{x_0 - a_1 y_0}{x_0 - a_1 y_0}. \quad (291)$$

Данные решения были произведены для колебаний подпрыгивания.

Аналогично этому могут быть решены уравнения системы (280) для галопирования.

Решаем по формуле

$$\begin{aligned} \alpha &= N \sin(vt + \alpha); \\ \beta &= K \sin(vt + \alpha). \end{aligned}$$

Сделаем подстановку соответствующих значений α и β в систему дифференциальных уравнений галопирования (280):

$$\left. \begin{aligned} (p^2 \gamma - v^2) N - p^2 \gamma K &= 0; \\ -n^2 \varepsilon N + (n^2 - v^2) K &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (292)$$

Уравнение частот при галопировании будет

$$v^4 - (p^2 \gamma + n^2) v^2 + p^2 \gamma n^2 (1 - \varepsilon) = 0.$$

С той же погрешностью, что и в предыдущем решении, можно определить

$$\begin{aligned} v_3^2 &= p^2 \gamma \left(1 + \varepsilon \frac{n^2}{p^2 \gamma - n^2} \right) = \\ &= p^2 \gamma \left(1 - \frac{\varepsilon}{1 - 2 \frac{q}{Q} \varepsilon} \right); \end{aligned} \quad (293)$$

$$v_4^2 = n^2 \left(1 - \varepsilon \frac{p^2 \gamma}{p^2 \gamma - n^2} \right) = n^2 \left(1 + 2 \frac{q}{Q} \cdot \frac{\gamma \varepsilon^2}{1 - 2\gamma \frac{q}{Q} \varepsilon} \right). \quad (294)$$

Значения для K и N получим аналогично предыдущему решению. Будем иметь

$$K_3 = a_3 N;$$

$$a_4 = \frac{1}{\varepsilon} \left(1 - \frac{v_4^2}{n^2} \right) = -2\gamma \frac{q}{Q} \cdot \frac{\varepsilon}{1 - 2\gamma \frac{q}{Q} \varepsilon},$$

где

$$a_3 = 1 - \frac{v_3^2}{p^2 \gamma} = \frac{\varepsilon}{1 - 2\gamma \frac{q}{Q} \varepsilon}; \quad N_4 = a_4 K.$$

Таким образом, для третьего главного колебания получим

$$\alpha_{III} = N \sin(v_3 t + \alpha_3);$$

$$\beta_{III} = a_3 N \sin(v_3 t + \alpha_3)$$

и для четвертого главного колебания

$$\alpha_{IV} = a_4 K \sin(v_4 t + \alpha_4);$$

$$\beta_{IV} = K \sin(v_4 t + \alpha_4).$$

Решение системы дифференциальных уравнений (280) для колебаний галоопирования будет

$$\alpha = N \sin(v_3 t + \alpha_3) + a_4 K \sin(v_4 t + \alpha_4);$$

$$\beta = a_3 N \sin(v_3 t + \alpha_3) + K \sin(v_4 t + \alpha_4).$$

Произвольные постоянные величины N_1 , K_1 , a_3 , a_4 определяются по начальным условиям, заданным в момент $t=0$, значениям α_0 , β_0 и их производным $\dot{\alpha}_0$, $\dot{\beta}_0$, аналогично тому, как это было сделано при решении уравнения колебания подпрыгивания

$$N = \frac{1}{1 - \alpha_3 \alpha_4} \sqrt{(\alpha_0 - \alpha_4 \beta_0)^2 + \frac{1}{v_3^2} (\dot{\alpha}_0 - \alpha_4 \dot{\beta}_0)^2}; \quad (295)$$

$$K = \frac{1}{1 - \alpha_3 \alpha_4} \sqrt{(\beta_0 - \alpha_3 \alpha_0)^2 + \frac{1}{v_4^2} (\dot{\beta}_0 - \alpha_3 \dot{\alpha}_0)^2}; \quad (296)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = v_3 \frac{\alpha_0 - \alpha_4 \beta_0}{\dot{\alpha}_0 - \alpha_4 \dot{\beta}_0}; \quad (297)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_4 = v_4 \frac{\beta_0 - \alpha_3 \alpha_0}{\dot{\beta}_0 - \alpha_3 \dot{\alpha}_0}. \quad (298)$$

В проделанной работе по определению свободных плоских колебаний вагонов на тележках с одинарным рессорным подвешиванием учтено влияние гибкости пути. Если бы не учитывать гибкость рельсового пути, то мы совсем бы исключили из рассмотрения вторую (выс-

шую) частоту свободных колебаний кузова. На самом деле мы имеем две частоты: низшую и высшую. Колебания получаются связанными как, например, решение задачи о свободных колебаниях получено по форме

$$y = A \sin(v_1 t + \alpha_1) + a_2 C \sin(v_2 t + \alpha_2);$$

$$x = a_1 A \sin(v_1 t + \alpha_1) + C \sin(v_2 t + \alpha_2).$$

Из этого решения вытекает, что колебания подпрыгивания имеют не одну, а две собственные частоты, причем с этими частотами колеблются как кузов, так и неподдресоренные части вагона. Связь между колебаниями выражается с помощью коэффициентов

$$a_1 = \frac{\varepsilon}{1 - 2 \frac{q}{Q} \varepsilon} \quad \text{и} \quad Q_2 = -2 \frac{q}{Q} \cdot \frac{\varepsilon}{1 - 2 \frac{q}{Q} \varepsilon}.$$

Подобно могут быть проведены вычисления для колебаний галоопирования.

Необходимо заметить, что высшая частота представляет большую опасность при движении вагона, что будет подтверждено в дальнейшем при исследовании влияния различных конструкций грузовых вагонов и их частей на спокойствие хода.

При составлении дифференциальных уравнений, как уже было указано, не учтено смещение центра тяжести кузова вагона и сопротивление воздуха. Не учитывая сопротивление воздуха, допускают погрешность в определении частоты в 0,0002%, что является крайне незначительной погрешностью, не имеющей практического смысла. Указанная величина погрешности будет обоснована в дальнейшем изложении.

Свободные колебания вагона на тележках с двойным рессорным подвешиванием

Рассмотрим свободные колебания тележечных вагонов с двойным рессорным подвешиванием по схеме, изображенной на фиг. 645.

Перемещения кузова в рассматриваемой плоскости характеризуется величинами y и a .

Смещение рам тележек будет

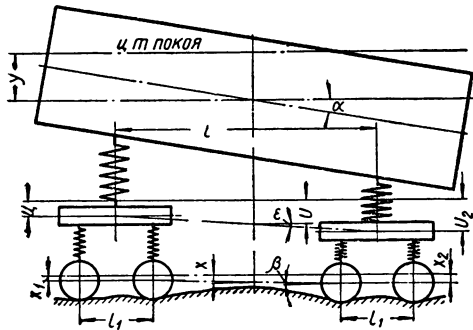
$$\left. \begin{aligned} u_1 &= u - \frac{l}{2} \omega; \\ u_2 &= u + \frac{l}{2} \omega. \end{aligned} \right\} \quad (299)$$

Смещение колесных пар

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= x - \frac{l}{2} \beta; \\ x_2 &= x + \frac{l}{2} \beta. \end{aligned} \right\} \quad (300)$$

Примем следующие обозначения:

- Q — вес наддрессорной части;
- ρ — радиус инерции наддрессорной части;
- q — вес рамы одной тележки и жестко связанных с ней частей;
- q_1 — вес одной колесной пары с буксой;
- K_1 — жесткость люлечного рессорного подвешивания одной тележки;
- K_2 — жесткость надбуксового рессорного подвешивания одной колесной пары;
- K — жесткость рессорного подвешивания одной двухосной тележки;
- $2c$ — жесткость пути, отнесенная к одной колесной паре.



Фиг. 645. Перемещение кузова вагона на тележках с двойным рессорным подвешиванием.

Жесткость тележки при принятых обозначениях будет

$$K = \frac{K_1 2K_2}{K_1 + 2K_2}.$$

Кинетическая энергия системы (фиг. 645)

$$T = \frac{Q}{2g} (\dot{y}^2 + \rho^2 \dot{\alpha}^2) + \frac{q}{2g} (\dot{u}_1^2 + \dot{u}_2^2) + \frac{q_1}{g} (\dot{x}_1^2 + \dot{x}_2^2). \quad (301)$$

Продифференцируем выражения (299) и (300) по t и подставим полученные значения производных от u_1 , u_2 , x_1 и x_2 в уравнение (301):

$$T = \frac{Q}{2g} (\dot{y}^2 + \rho^2 \dot{\alpha}^2) + \frac{q}{2g} (2\dot{u}^2 + \frac{l^2}{2} \dot{\omega}^2) + \frac{q_1}{g} (2\dot{y}^2 + \frac{l^2}{2} \dot{\beta}^2). \quad (302)$$

Потенциальная энергия будет

$$\Pi = K_1 (y - u)^2 + 2K_2 (u - x)^2 + 4cx^2 + \frac{l^2}{4} [K_1 (\alpha - \omega)^2 + 2K_2 (\omega - \beta)^2 + 4c\beta^2]. \quad (303)$$

Применим уравнение Лагранжа

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q_i},$$

где q_i — \dot{q}_i — обобщенные координаты и скорости системы.

Получим, аналогично предыдущему, две независимые системы дифференциальных уравнений. Одна система касается колебаний подпрыгивания, а другая — колебаний галоширования. Напишем дифференциальные уравнения для колебаний подпрыгивания

$$\left. \begin{aligned} \frac{Q}{g} \ddot{y} + 2K_1 y - 2K_1 u &= 0; \\ 2 \frac{q}{g} \ddot{u} + 2(K_1 + 2K_2) u - 2K_1 y - 4K_2 x &= 0; \\ 4 \frac{q_1}{g} \ddot{x} + 4(K_2 + 2C) x - 4K_2 u &= 0. \end{aligned} \right\} (304)$$

Напишем дифференциальные уравнения для колебаний галоширования

$$\left. \begin{aligned} \frac{Q}{g} \rho^2 \ddot{\alpha} + K_1 \frac{l^2}{2} \alpha - K_1 \frac{l^2}{2} \omega &= 0; \\ 2 \frac{q}{g} \ddot{\omega} + 2(K_1 + 2K_2) \omega - 2K_1 \alpha - 4K_2 \beta &= 0; \\ 4 \frac{q_1}{g} \ddot{\beta} + 4(K_2 + 2C) \beta - 4K_2 \omega &= 0. \end{aligned} \right\} (305)$$

Примем следующие обозначения:

$$\begin{aligned} m_1^2 &= \frac{2K_1 g}{Q}; & m_2 &= \frac{(K_1 + 2K_2) g}{q}; \\ n^2 &= \frac{(K_2 + 2C) g}{q_1}; \\ \gamma &= \frac{l^2}{4\rho^2}; & \epsilon_1 &= \frac{K_1}{K_1 + 2K_2}; \\ \epsilon_2 &= \frac{2K_2}{2K_2 + K_1}; & \epsilon_3 &= \frac{K_2}{K_2 + 2C}. \end{aligned}$$

Принимая указанные обозначения, напишем систему уравнений (304) по форме

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} + m_1^2 x - m_1^2 u &= 0; \\ \ddot{u} + m^2 u - m^2 \epsilon_1 x - m^2 \epsilon_2 y &= 0; \\ \ddot{x} + n^2 x - n^2 \epsilon_3 u &= 0; \end{aligned} \right\} (306)$$

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\alpha} + \gamma m_1^2 \alpha - \gamma m_1^2 \omega &= 0; \\ \ddot{\omega} + m^2 \omega - m^2 \epsilon_1 \alpha - m^2 \epsilon_2 \beta &= 0; \\ \ddot{\beta} + n^2 \beta - n^2 \epsilon_3 \omega &= 0. \end{aligned} \right\} (307)$$

Систему (306) будем решать в виде

$$\left. \begin{aligned} y &= A \sin(\nu t + a); \\ u &= D \sin(\nu t + a); \\ x &= C \sin(\nu t + a). \end{aligned} \right\} (308)$$

Подставим соответствующие значения y , u , x в систему (306), вынесем за скобки общий множитель $\sin(\nu t + a)$, который вообще не равен

нулю, получим систему однородных линейных уравнений для определения A , D , C

$$\left. \begin{aligned} (m_1^2 - v^2)A - m_1^2 D &= 0; \\ -m^2 \varepsilon_1 A + (m^2 - v^2)D - m^2 \varepsilon_2 C &= 0; \\ -n^2 \varepsilon_3 D + (n^2 + v^2)C &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (309)$$

Эта система будет иметь решения, отличные от решений при $A = D = C = 0$ лишь в том случае, если определитель

$$\begin{vmatrix} (m_1^2 - v^2) & -m^2 & 0 \\ -m^2 \varepsilon_1 & (m^2 - v^2) & -m^2 \varepsilon_2 \\ 0 & -n^2 \varepsilon_3 & (n^2 + v^2) \end{vmatrix} = 0.$$

Развертывая этот определитель, получим уравнение частот колебаний

$$(m_1^2 - v^2)(m^2 - v^2)(n^2 - v^2) - (n^2 - v^2)n^2 m^2 \varepsilon - (m_1^2 - v^2)m^2 n^2 \varepsilon_2 \varepsilon_3 = 0. \quad (310)$$

Для пассажирских вагонов с тележками двойного и тройного рессорного подвешивания величина

$$\varepsilon_2 \varepsilon_3 = \frac{2K_2}{K_1 + 2K_2} \cdot \frac{K_2}{K_2 + 2C} < 0,1.$$

Положим для первоначального решения $\varepsilon_2 \varepsilon_3 = 0$. Получим

$$(n_1^2 - v^2) [(m_1^2 - v^2)(m^2 - v^2) - m_1^2 m^2 \varepsilon_1] = 0,$$

откуда

$$v^4 - (m^2 + m_1^2)v^2 + m^2 m_1^2 = 0$$

или

$$v^2 = \frac{m^2 + m_1^2}{2} \pm \sqrt{\frac{(m^2 + m_1^2)^2}{4} - m^2 m_1^2 (1 - \varepsilon_1)};$$

после преобразования

$$v = \frac{m^2 + m_1^2}{2} \pm \frac{m_1^2 - m^2}{2} \sqrt{1 + 4\varepsilon_1 \frac{m_1^2 m^2}{(m_1^2 - m^2)^2}}.$$

Подставим соответствующие значения в величину

$$4\varepsilon_1 \frac{m_1^2 m^2}{(m_1^2 - m^2)^2} = 8 \frac{q}{Q} \cdot \frac{\varepsilon_1^2}{\left(2 \frac{q}{Q} \varepsilon_1 - 1\right)}.$$

Эта величина обычно менее 0,05.

Допуская погрешность менее 0,1%, можем принять:

$$\sqrt{1 + 4\varepsilon_1 \frac{m_1^2 m^2}{(m_1^2 - m^2)^2}} \approx 1 + 2\varepsilon_1 \frac{m_1 m_2}{(m_1^2 - m^2)^2}.$$

Таким образом, при первоначальном решении получим

$$v_{11}^2 = m_1^2 \left(1 + \varepsilon_1 \frac{m^2}{m_1^2 - m^2}\right);$$

$$v_{21}^2 = m^2 \left(1 - \varepsilon_1 \frac{m_1^2}{m_1^2 - m^2}\right);$$

$$v_{31}^2 = n^2.$$

При получении частот более уточненным способом необходимо учесть последнее слагаемое в уравнении (310).

Положим, что

$$v_1^2 = v_{11}^2 + \delta_1; \quad v_2^2 = v_{21}^2 + \delta_2; \quad v_3^2 = v_{31}^2 + \delta_3,$$

где δ_1 , δ_2 , δ_3 — величины поправок, являющиеся того же порядка малости, что и величины частот.

Подставим в уравнение (310) последовательно значения

$$v^2 = v_1^2; \quad v^2 = v_2^2; \quad v^2 = v_3^2.$$

Отбросив малые величины высших порядков, получим

$$\delta_1 = m_1^2 \frac{\varepsilon_1 \varepsilon_2 \varepsilon_3}{\left[(1 - 2\varepsilon_1 \frac{q}{Q})^2 + 2\varepsilon_2 \frac{2q}{Q}\right] \left(1 - 2 \frac{K_1}{K_2} \cdot \frac{q}{Q} \varepsilon_3\right)} \approx 0;$$

$$\delta_2 = -m^2 \frac{\varepsilon_2 \varepsilon_3}{1 - 2 \frac{q}{Q} \cdot \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2}}; \quad \delta_3 = h^2 \frac{\varepsilon_2 \varepsilon_3}{1 - \frac{q}{Q} \cdot \frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_3}}.$$

Величины частот при уточненном определении их будут

$$v_1^2 \approx m_1^2 \left(1 - \frac{\varepsilon_1}{1 - 2\varepsilon_1 \frac{q}{Q}}\right);$$

$$v_2^2 \approx n^2 \left(1 + \frac{\varepsilon_2 \varepsilon_3}{1 - \frac{q}{Q} \cdot \frac{\varepsilon_3}{\varepsilon_2}}\right);$$

$$v_3^2 \approx n^2 \left(1 + \frac{\varepsilon_2 \varepsilon_3}{1 - \frac{q}{Q} \cdot \frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_3}}\right).$$

Если значения величин ε_1 и $\frac{q}{Q}$ будут малыми, то можно вычислить частоту свободных колебаний кузова, пользуясь суммарной жесткостью рессорного подвешивания тележки K .

Подставим в систему уравнений (309) последовательно значения v_1^2 , v_2^2 , v_3^2 . После этого можно найти соответствующие главным колебаниям отношения амплитуд.

При подстановке в первое уравнение системы (309) будем иметь

$$D_1 = \left(1 - \frac{v_1^2}{m_1^2}\right) A = b_{21} A,$$

где

$$b_{21} = 1 - \frac{v_1^2}{m_1^2} \approx \frac{\varepsilon_1}{1 - 2\varepsilon_1 \frac{q}{Q}}.$$

При подстановке во второе уравнение системы (309)

$$v^2 = v_1^2; \quad D = D_1$$

будем иметь

$$C_1 = \left[\frac{1}{\varepsilon_2} \left(1 - \frac{v_1^2}{m^2}\right) \left(1 - \frac{v_1^2}{m_1^2}\right) - \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2} \right] A = b_{31} A,$$

где

$$\begin{aligned} b_{31} &= \frac{1}{\varepsilon_2} \left(1 - \frac{v_1^2}{m^2}\right) \left(1 - \frac{v_1^2}{m_1^2}\right) - \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2} \\ &= \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2} \cdot \frac{2q\varepsilon_1^2}{Q \left(1 - 2\varepsilon_1 \frac{q}{Q}\right)^2} = 0. \end{aligned}$$

При подстановке в первое уравнение системы (309) значения $v^2 = v_2^2$ будем иметь

$$A_2 = \frac{m_1^2}{m_1^2 - v_2^2} D = b_{12} D,$$

где

$$b_{12} = \frac{m_1^2}{m_1^2 - v_2^2} \approx - \frac{2\varepsilon_1 q}{Q \left(1 - 2\varepsilon_1 \frac{q}{Q} - \frac{\varepsilon_2 \varepsilon_3}{1 - 2\varepsilon_3 \frac{q_1}{\varepsilon_2}}\right)}.$$

Подставив во второе уравнение системы (309) значения

$$v^2 = v_2^2; \quad A = A_2,$$

получим

$$C_2 = \left[\frac{1}{\varepsilon_2} \left(1 - \frac{v_2^2}{m^2}\right) - \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2} \cdot \frac{m_1^2}{m_1^2 - v_2^2} \right] D = b_{32} D,$$

где

$$b_{32} = \frac{1}{\varepsilon_2} \left(1 - \frac{v_2^2}{m^2}\right) - \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2} \cdot \frac{m_1^2}{m_1^2 - v_2^2} \approx \frac{\varepsilon_3}{1 - 2\varepsilon_1 \frac{q_1}{q} - \frac{\varepsilon_3}{\varepsilon_2}}.$$

Подставив в третье уравнение системы (309) значение $v^2 = v_3^2$, получим

$$D_3 = \frac{1}{\varepsilon_3} \left(1 - \frac{v_3^2}{n^2}\right) C = b_{23} C,$$

где

$$b_{23} = \frac{1}{\varepsilon_3} \left(1 - \frac{v_3^2}{n^2}\right) \approx - \frac{\varepsilon_3}{1 - \frac{q}{2q_1} \cdot \frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_3}}.$$

Сделаем подстановку в первое уравнение системы (309) величин $v^2 = v_3^2$; $D = D_3$, получим

$$A_3 = \frac{m_1^2}{m_1^2 - v_3^2} \cdot \frac{1}{\varepsilon_3} \left(1 - \frac{v_3^2}{n^2}\right) C = b_{13} C,$$

где

$$b_{13} = \frac{m_1^2}{m_1^2 - v_3^2} \cdot \frac{1}{\varepsilon_3} \left(1 - \frac{v_3^2}{n^2}\right) \approx 0.$$

Произведем общее решение системы дифференциальных уравнений (306). Эта система соответствует колебаниям подпрыгивания:

$$\begin{aligned} y &= A \sin(v_1 t + \alpha_1) + b_{12} D \sin(v_2 t + \alpha_2) + b_{13} C \sin(v_3 t + \alpha_3); \\ u &= b_{21} A \sin(v_1 t + \alpha_1) + D \sin(v_2 t + \alpha_2) + b_{23} C \sin(v_3 t + \alpha_3); \\ x &= b_{31} A \sin(v_1 t + \alpha_1) + b_{32} D \sin(v_2 t + \alpha_2) + C \sin(v_3 t + \alpha_3). \end{aligned}$$

Произвольные постоянные величины $A, D, C, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ определяются по начальным условиям, заданным в момент $t=0$, значениям y_0, u_0, x_0 и их производным $\dot{y}_0, \dot{u}_0, \dot{x}_0$:

$$\begin{aligned} y_0 &= A \sin \alpha_1 + b_{12} D \sin \alpha_2 + b_{13} C \sin \alpha_3; \\ u_0 &= b_{21} A \sin \alpha_1 + D \sin \alpha_2 + b_{23} C \sin \alpha_3; \\ x_0 &= b_{31} A \sin \alpha_1 + b_{32} D \sin \alpha_2 + C \sin \alpha_3. \end{aligned}$$

Отбросим малые величины высоких порядков:

$$\begin{aligned} A \sin \alpha_1 &\approx y_0 - b_{12} u_0 - b_{13} x_0; \\ D \sin \alpha_2 &= u_0 - b_{23} x_0 - b_{21} y_0; \\ C \sin \alpha_3 &= x_0 - b_{31} y_0 - b_{32} u_0. \end{aligned}$$

В момент времени $t=0$ будем иметь

$$\begin{aligned} \dot{y}_0 &= v_1 A \cos \alpha_1 + v_2 b_{12} D \cos \alpha_2 + v_3 b_{13} C \cos \alpha_3; \\ \dot{u}_0 &= v_1 b_{21} A \cos \alpha_1 + v_2 D \cos \alpha_2 + v_3 b_{23} C \cos \alpha_3; \\ \dot{x}_0 &= v_1 b_{31} A \cos \alpha_1 + v_2 b_{32} D \cos \alpha_2 + v_3 C \cos \alpha_3. \end{aligned}$$

Отбросив малые величины высоких порядков, получим

$$\begin{aligned} A \cos \alpha_1 &\approx \frac{1}{v_1} (\dot{y}_0 - b_{12} \dot{u}_0 - b_{13} \dot{x}_0); \\ D \cos \alpha_2 &= \frac{1}{v_2} (\dot{u}_0 - b_{23} \dot{x}_0 - b_{21} \dot{y}_0); \\ C \cos \alpha_3 &= \frac{1}{v_3} (\dot{x}_0 - b_{31} \dot{y}_0 - b_{32} \dot{u}_0) \end{aligned}$$

или

$$A = \sqrt{(y_0 - b_{13}x_0 - b_{12}u_0)^2 + \frac{1}{v_1^2}(\dot{y}_0 - b_{12}\dot{u}_0 - b_{13}\dot{x}_0)^2};$$

$$D = \sqrt{(u_0 - b_{23}x_0 - b_{21}y_0)^2 + \frac{1}{v_2^2}(u_0 - b_{23}x_0 - b_{21}y_0)^2};$$

$$C = \sqrt{(x_0 - b_{31}y_0 - b_{32}u_0)^2 + \frac{1}{v_3^2}(x_0 - b_{31}y_0 - b_{32}u_0)^2};$$

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = v_1 \frac{y_0 - b_{12}u_0 - b_{13}x_0}{y_0 - b_{12}u_0 - b_{13}x_0};$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = v_2 \frac{u_0 - b_{21}y_0 - b_{23}x_0}{u_0 - b_{21}y_0 - b_{23}x_0};$$

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = v_3 \frac{x_0 - b_{31}y_0 - b_{32}u_0}{x_0 - b_{31}y_0 - b_{32}u_0}.$$

Произведем решение системы уравнений (307) для колебаний галоширования. Это решение аналогично решению системы уравнений (306):

$$\alpha = H \sin(v_1 t + \alpha_4) + b_{45} N \sin(v_5 t + \alpha_5) + b_{46} K \sin(v_6 t + \alpha_6);$$

$$\omega = b_{54} H \sin(v_4 t + \alpha_4) + N \sin(v_5 t + \alpha_5) + b_{56} K \sin(v_6 t + \alpha_6);$$

$$\beta = b_{64} H \sin(v_4 t + \alpha_4) + b_{65} N \sin(v_5 t + \alpha_5) + K \sin(v_6 t + \alpha_6).$$

Будем принимать, что

$$v_4^2 = \gamma m_1^2 \left(1 - \frac{\varepsilon_1}{1 - 2\gamma\varepsilon_1} \frac{q}{Q} \right) = \gamma P^2;$$

$$v_5^2 = m^2 \left(1 - \frac{\varepsilon_2\varepsilon_3}{1 - 2\frac{q}{q_1} \cdot \frac{\varepsilon_3}{\varepsilon_2}} \right);$$

$$b_{45} = -2 \frac{q}{Q} \cdot \frac{\gamma\varepsilon_1}{1 - 2\gamma\varepsilon_1 \frac{q}{Q} - \frac{\varepsilon_2\varepsilon_3}{1 - 2\frac{q_1}{q} \cdot \frac{\varepsilon_3}{\varepsilon_2}}};$$

$$v_6^2 = n^2 \left(1 + \frac{\varepsilon_2\varepsilon_3}{1 - \frac{q}{2q_1} \cdot \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_3}} \right);$$

$$b_{46} = 0; \quad b_{54} = \frac{\varepsilon_1}{1 - 2\gamma\varepsilon_1 \frac{q}{Q}};$$

$$b_{56} = -\frac{\varepsilon_2}{1 - \frac{q}{2q_1} \cdot \frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_3}};$$

$$b_{64} = 0; \quad b_{65} = \frac{\varepsilon_3}{1 - 2\frac{q_1}{q} \cdot \frac{\varepsilon_3}{\varepsilon_2}};$$

$$H = \sqrt{(\alpha_0 - b_{45}\omega_0 - b_{46}\beta_0)^2 - \frac{1}{v_4^2}(\dot{\alpha}_0 - b_{45}\dot{\omega}_0 - \dot{\beta}_0)^2};$$

$$N = \sqrt{(\omega_0 - b_{56}\beta_0 - b_{54}\alpha_0)^2 - \frac{1}{v_5^2}(\dot{\omega}_0 - b_{56}\dot{\beta}_0 - \dot{\alpha}_0)^2};$$

$$K = \sqrt{(\beta_0 - b_{64}\alpha_0 - b_{65}\omega_0)^2 - \frac{1}{v_6^2}(\dot{\beta}_0 - b_{64}\dot{\alpha}_0 - \dot{\omega}_0)^2};$$

$$\operatorname{tg} \alpha_4 = v_4 \frac{\alpha_0 - b_{45}\omega_0 - b_{46}\beta_0}{\alpha_0 - b_{45}\omega_0 - b_{46}\beta_0};$$

$$\operatorname{tg} \alpha_5 = v_5 \frac{\omega_0 - b_{56}\beta_0 - b_{54}\alpha_0}{\omega_0 - b_{56}\beta_0 - b_{54}\alpha_0};$$

$$\operatorname{tg} \alpha_6 = v_6 \frac{\beta_0 - b_{64}\alpha_0 - b_{65}\omega_0}{\beta_0 - b_{64}\alpha_0 - b_{65}\omega_0}.$$

Свободные колебания боковой качки вагонов с тележками одинарного рессорного подвешивания

Рассмотрим свободные колебания боковой качки, предполагая первоначально, что зазоры между скользунами кузова и тележки отсутствуют, а затем при наличии зазоров обозначим:

$\rho_1 = \sqrt{\frac{J_1}{M_1}}$ — радиус инерции наддресорной части вагона;

J_1 — момент инерции наддресорной части относительно продольной оси вагона;

M_1 — массу наддресорной части;

$\rho_2 = \sqrt{\frac{J_2}{M_2}}$ — радиус инерции тележки;

J_2 — момент инерции массы тележки относительно продольной оси;

M_2 — массу тележки;

q — вес одной тележки;

Q — вес наддресорной части вагона;

K — жесткость рессорного подвешивания одной тележки;

b — расстояние между центрами головок рельса;

b_1 — расстояние между центрами комплектов рессор;

$4C$ — жесткость пути, отнесенную к одной тележке.

Рассмотрим случай, когда кузов повернулся на некоторый угол φ вокруг продольной оси, проходящей через центр тяжести наддресорной части кузова вагона. Пусть тележки при поворачивании кузова на угол φ повернутся на некоторый меньший угол ψ .

Определим кинетическую энергию:

$$T = \frac{Q}{2g} \rho_1^2 \dot{\varphi}^2 + \frac{q}{g} \rho_2^2 \dot{\psi}^2.$$

Потенциальная энергия будет

$$II = \frac{Kb_1^2}{4} (\varphi - \psi)^2 + Cb^2\psi.$$

Применяя уравнение Лагранжа, получим систему дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} \frac{Q}{g} \rho_1^2 \ddot{\varphi} + \frac{Kb_1^2\varphi}{2} - \frac{Kb_1^2\psi}{2} &= 0; \\ 2 \frac{q}{g} \rho_2^2 \ddot{\psi} + \left(2Cb^2 + \frac{Kb_1^2}{2} \right) \psi - \frac{Kb_1^2}{2} \varphi &= 0. \end{aligned}$$

Введем следующие дополнительные обозначения:

$$\begin{aligned} p^2 &= \frac{2Kg}{Q} \cdot \frac{b^2}{4\beta^2}; \\ n^2 &= \frac{4Cb^2 + Kb_1^2}{4\rho_2^2} \cdot \frac{g}{q}; \\ \varepsilon &= \frac{Kb_1^2}{4Cb^2 + Kb_1^2} = \frac{1}{1 - 4 \frac{C}{K} \cdot \frac{b^2}{b_1^2}}. \end{aligned}$$

Принимая во внимание данные обозначения, напишем систему дифференциальных уравнений в таком виде:

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi} + p^2\varphi + p^2\psi &= 0; \\ \ddot{\psi} + n^2\varepsilon\varphi + n^2\psi &= 0. \end{aligned}$$

Решая данную систему уравнений аналогично предыдущему, можно написать

$$\begin{aligned} \varphi &= A \sin(v_1 t + \alpha_1) + a_2 C \sin(v_2 t + \alpha_2); \\ \psi &= a_1 A \sin(v_1 t + \alpha_1) + C \sin(v_2 t + \alpha_2). \end{aligned}$$

где v_1, v_2, a_1, a_2 определяются по формулам, выведенным ранее:

$$\begin{aligned} v_1^2 &= p^2 \left(1 + \varepsilon \frac{n^2}{p^2 - n^2} \right) = \\ &= p^2 \left(1 - \frac{\varepsilon}{1 - 2 \frac{q}{Q} \varepsilon} \right) \quad (\text{низшая частота}); \\ v_2^2 &= n^2 \left(1 - \varepsilon \frac{p^2}{p^2 - n^2} \right) = \\ &= n^2 \left(1 + 2 \frac{q}{Q} \cdot \frac{\varepsilon}{1 - 2 \frac{q}{Q} \varepsilon} \right) = n^2 \quad (\text{высшая частота}) \end{aligned}$$

$$a_1 = 1 - \frac{v_1^2}{p^2} = \frac{\varepsilon}{1 - 2 \frac{q}{Q} \varepsilon};$$

$$a_2 = \frac{1}{\varepsilon} \left(1 - \frac{v_2^2}{n^2} \right) = -2 \frac{q}{Q} \cdot \frac{\varepsilon}{1 - 2 \frac{q}{Q} \varepsilon}.$$

В эти формулы следует подставить значения ρ_1, n_1, ε из принятых обозначений.

Постоянные интегрирования A, C, α_1, α_2 определяются по выражениям формул (288)—(291) при замене в них $y_0, \dot{y}_0, x_0, \dot{x}_0$ величинами $\varphi_0, \dot{\varphi}_0, \psi_0, \dot{\psi}_0$.

Если зазоры между скользящими кузовом и тележкой вагона отсутствуют, то период колебаний при боковой качке для низшей частоты будет

$$\tau_1 = \frac{2\pi}{v_1} = 4\pi \frac{\rho_1}{b_1} \sqrt{\frac{f_{cm}}{g}},$$

где f_{cm} —статический прогиб рессор тележки.

Определим период колебаний при наличии зазоров между скользящими кузовом и тележкой. Обозначим начальную скорость вращения кузова вагона через $\dot{\varphi}$, где φ —скорость на расстоянии, равном единице (производная пути во времени);

$v = \dot{\varphi}_r$; $\dot{\varphi} = \frac{v_{м/сек}}{r_{м}}$, т. е. $\dot{\varphi}$ нулевого измерения относительно пути и минус первого измерения относительно времени.

Время, необходимое для того, чтобы скользящие соприкоснулись, будет

$$t_{сек} = \frac{2r}{b_{ск}\dot{\varphi}},$$

где r —расстояние между скользящими кузовом и тележкой; $b_{ск}$ —расстояние между центрами скользящих правой и левой стороны вагона.

Период колебаний при боковой качке низшей частоты (основной) кузова вагона при наличии зазоров между скользящими возрастает на величину $4t_{сек} = \frac{8r}{b_{ск}\dot{\varphi}}$ (полный период, т. е. четыре хода).

Таким же образом можно учесть перемещения, зависящие от разбега подшипников и зазоров в буксовых лапах.

Рассмотрим свободные колебания боковой качки вагонов с тележками двойного рессорного подвешивания без люлек.

Обозначим:

Q —вес наддресорной части;

q —вес рамы и жестко с ней связанных частей одной тележки;

q_1 — вес одной колесной пары с буксами;

$\rho_1 = \sqrt{\frac{J_1}{M_1}}$ — радиус инерции наддрессорной части вагона;

$\rho_2 = \sqrt{\frac{J_2}{m}}$ — радиус инерции рамы и жестко с ней связанных частей тележки;

$\rho_3 = \sqrt{\frac{J_3}{m_1}}$ — радиус инерции колесной пары и букс.

J_1, J_2, J_3 — моменты инерции кузова, рамы тележки и колесной пары относительно продольных осей, проходящих через соответствующие центры тяжести;

K_1 — жесткость люлечного рессорного подвешивания одной тележки;

K_2 — жесткость надбуксового рессорного подвешивания одной колесной пары;

K — жесткость рессорного подвешивания одной тележки;

b — расстояние между центрами головок рельса;

b_1 — расстояние между центрами комплектов рессор надбуксового подвешивания;

b_2 — расстояние между центрами комплектов рессор надбуксового подвешивания;

$2C$ — жесткость пути, отнесенную к одной колесной паре.

Жесткость одной тележки при двойном рессорном подвешивании будет

$$K = \frac{2K_1K_2}{K_1 + 2K_2}.$$

Положим, что кузов вагона повернулся на угол вокруг продольной оси вагона, проходящей через центр тяжести кузова. Рамы тележек также повернутся, но на некоторый меньший угол ψ , а колесная пара — на угол φ . Кинетическая энергия будет

$$T = \frac{Q}{2g} \rho_1^2 \dot{\varphi}^2 + \frac{q}{g} \rho_2^2 \dot{\psi}^2 + 2 \frac{q}{g} \rho_3^2 \dot{\xi}^2.$$

Потенциальная энергия будет

$$\Pi = \frac{K_1 b_1^2}{4} (\varphi - \psi)^2 + \frac{K_2 b_2^2}{2} (\psi - \xi)^2 + C b \xi^2.$$

Применяя метод Лагранжа, получим систему дифференциальных уравнений для боковой качки:

$$\begin{aligned} \frac{Q}{g} \rho_1^2 \ddot{\varphi} + \frac{K b_1^2}{2} \varphi - \frac{K_1 b_1^2}{2} \psi &= 0; \\ 2 \frac{q}{g} \rho_2^2 \ddot{\psi} + \left(\frac{K_1 b_1^2}{2} + K_2 b_2^2 \right) \psi - \frac{K_1 b_1^2}{2} \varphi - K_2 b_2^2 \xi &= 0; \\ 4 \frac{q_1}{g} \rho_3^2 \ddot{\xi} + (K_2 b_2^2 + 2C b^2) \xi - K_2 b_2^2 \psi &= 0. \end{aligned}$$

Примем следующие обозначения:

$$m_1^2 = \frac{2K_1 g}{Q} \cdot \frac{b_1^2}{4\rho_1^2}; \quad m^2 = \frac{K_1 b_1^2 + 2K_2 b_2^2}{4\rho_2^2} \cdot \frac{g}{q};$$

$$n^2 = \frac{K_2 b_2^2 + 2C b^2}{4\rho_3^2} \cdot \frac{g}{q_1};$$

$$\varepsilon = \frac{K_1 b_1^2}{K_1 b_1^2 + 2K_2 b_2^2} = \frac{1}{1 + 2 \frac{K_2}{K_1} \cdot \frac{b_2^2}{b_1}};$$

$$\varepsilon_2 = \frac{2K_2 b_2^2}{K_1 b_1^2 + 2K_2 b_2^2} = \frac{1}{1 + \frac{K_1 b_1^2}{2K_2 b_2^2}};$$

$$\varepsilon_3 = \frac{K_2 b_2^2}{K_2 b_2^2 + 2C b^2} = \frac{1}{1 + 2 \frac{C b^2}{K_2 b_2^2}}.$$

Напишем систему уравнения в более удобном виде:

$$\begin{aligned} \ddot{\psi} + m_1^2 \varphi - m_1^2 \psi &= 0; \\ \ddot{\psi} + m_2^2 \psi - m_2^2 \varepsilon_1 \varphi - m^2 \varepsilon_2 \xi &= 0; \\ \ddot{\xi} + n_2 \varphi - n^2 \varepsilon_3 \psi &= 0. \end{aligned}$$

Эта система решается аналогично предыдущим решениям:

$$\begin{aligned} \varphi &= A \sin(v_1 t + \alpha_1) + b_{12} D \sin(v_2 t + \alpha_2) + b_{13} C \sin(v_3 t + \alpha_3); \\ \psi &= b_{21} A \sin(v_1 t + \alpha_1) + D \sin(v_2 t + \alpha_2) + b_{23} C \sin(v_3 t + \alpha_3); \\ \xi &= b_{31} A \sin(v_1 t + \alpha_1) + b_{32} D \sin(v_2 t + \alpha_2) + C \sin(v_3 t + \alpha_3), \end{aligned}$$

где

$$\begin{aligned} v_1 &= m_1^2 \left[1 + \varepsilon_1 \frac{m^2}{m_1^2 - m^2} \right]; \\ v_2 &= m^2 \left[1 - \frac{n^2}{n^2 - m^2} \varepsilon_2 \varepsilon_3 \right]; \\ v_3 &= n^2 \left[1 + \varepsilon_2 \varepsilon_3 \frac{m^2}{m^2 - n^2} \right]. \end{aligned}$$

В эти формулы надо подставить значения $m_1^2, m^2, n^2, \varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ из принятых определений.

Вынужденные колебания вагонов под действием рельсовых стыков

Предположим, что вагон движется по прямому участку пути с постоянной скоростью, а колебания подергиваний и виляния отсутствуют.

Будем рассматривать движение вагона при отсутствии ненормального износа бандажа в виде ползунов и выбоин, а колеса — насаженными на ось без эксцентриситетов. Учитывать эти факторы при исследовании плоских колебаний вагонов можно лишь в том случае, если ползуны расположены симметрично на бандажах одной колесной пары или колеса насажены с эксцентриситетом, равным как по величине, так и по направлению для обоих колес одной колесной пары.

При этих условиях движения вагона по рельсовому пути с большой скоростью (120 км/час и выше) динамическая траектория центра инерции колеса представляет прямую.

Рельсовый стык является одной из важнейших причин, периодически повторяющихся и вызывающих колебания вагонов.

Для точного решения задачи о вынужденных колебаниях вагонов при прохождении рельсовых стыков необходимо решение системы дифференциальных уравнений с переменными коэффициентами. Решение такой системы в замкнутом виде не представляется возможным; решение это возможно в виде ряда. Однако решения в виде рядов будут очень сложны и не совсем точны.

Упрощая задачу, можно вместо решения системы дифференциальных уравнений с переменными коэффициентами свести дело к системе дифференциальных уравнений второго порядка с постоянными коэффициентами.

Будем принимать жесткость рельса у стыка постоянной, причем рельс в этом месте будет прогибаться дополнительно на некоторую величину. Кроме того, вследствие остаточных прогибов шпал рельса у стыка и его износа будет впадина, а, следовательно, полная величина стыковой впадины будет равна сумме этих величин, причем для пошерстного и шерстного рельсов значения величин впадин будут различны.

Рассмотрим решение вопроса о вынужденных колебаниях кузова четырехосного вагона на тележках с одинарным рессорным подвешиванием под действием рельсовых стыков.

Ранее было произведено решение задачи о свободных колебаниях такого вагона.

Примем за главные координаты:

$$\begin{aligned}\xi_1 &= A \sin(v_1 t + \alpha_1); \\ \xi_2 &= C \sin(v_2 t + \alpha_2); \\ \xi_3 &= H \sin(v_3 t + \alpha_3); \\ \xi_4 &= K \sin(v_4 t + \alpha_4).\end{aligned}$$

При этом

$$\begin{aligned}y &= \xi_1 + a_2 \xi_2; \\ x &= a_1 \xi_1 + \xi_2; \\ a &= \xi_3 + a_4 \xi_4.\end{aligned}$$

Кинетическая энергия системы была определена в виде

$$T = \frac{Q}{2g} (\dot{y}^2 + \rho^2 \dot{x}^2) + \frac{q}{2g} (\dot{x}_1^2 + \dot{x}_2^2).$$

Преобразуем это выражение кинетической энергии, учитывая, что коэффициенты при произведениях различных координат обращаются в нуль. Это легко проверяется подстановкой в формулы (275). Получим

$$\begin{aligned}T &= \frac{Q + 2qa_1^2}{2g} \dot{\xi}_1^2 + \frac{Qa_2^2 + 2q}{2g} \dot{\xi}_2^2 + \\ &+ \frac{2Q\rho^2 + b^2qa_3^2}{4g} \dot{\xi}_3^2 + \frac{2Q\rho^2a_4^2 + l^2q}{4g} \dot{\xi}_4^2.\end{aligned}$$

Не принимая во внимание колебания галопирования, можно написать, что работа вынуждающей силы на возможных перемещениях при опускании передней колесной пары тележки на величину η будет

$$\begin{aligned}\rho_w &= \frac{1}{2} K \eta \left(\rho y + \frac{l}{2} \rho \alpha \right) - \frac{g \ddot{\eta}}{2} \left(\rho x + \frac{l}{2} \rho \beta \right) = \\ &= \left[\frac{1}{2} K \eta + \frac{q \ddot{\eta}}{2} a_1 \right] \rho \dot{\xi}_1 + \\ &+ \left[\frac{1}{2} K \eta a_2 - \frac{q \ddot{\eta}}{2} \right] \rho \dot{\xi}_2 + \frac{l}{2} \left[\frac{1}{2} K \eta - \frac{q \ddot{\eta}}{2} a_3 \right] \rho \dot{\xi}_3 + \\ &+ \frac{l}{2} \left[\frac{1}{2} K \eta a_4 - \frac{q \ddot{\eta}}{2} \right].\end{aligned}$$

Величины возмущающих сил, соответствующие каждой из главных координат, таким образом могут быть определены. Дифференциальные уравнения вынужденных колебаний будут

$$\begin{aligned}\ddot{\xi}_1 + v_1 \dot{\xi}_1 &= \frac{(K \eta - q \ddot{\eta} a_1) g}{2(Q + 2qa_1^2)}; \\ \ddot{\xi}_2 + v_2 \dot{\xi}_2 &= \frac{(K \eta a_2 - q \ddot{\eta}) g}{2(Qa_2^2 + 2q)}; \\ \ddot{\xi}_3 + v_3 \dot{\xi}_3 &= \frac{lg(K \eta - q \ddot{\eta} a_3)}{2(2Q\rho^2 + l^2qa_3^2)}; \\ \ddot{\xi}_4 + v_4 \dot{\xi}_4 &= \frac{lg[K \eta a_4 - q \ddot{\eta}]}{2[2Q\rho^2 a_4^2 - l^2q]},\end{aligned}$$

откуда

$$\xi_1 = \frac{1}{v_1} \int_0^t \frac{(K\eta - q\ddot{a}_1)g}{2(Q + 2qa_1^2)} \sin v_1(t - \varphi) d\varphi;$$

$$\xi_2 = \frac{1}{v_2} \int_0^t \frac{(K\eta a_2 - q\ddot{\eta})g}{2(Qa_2^2 + 2q)} \sin v_2(t - \varphi) d\varphi;$$

$$\xi_3 = \frac{1}{v_3} \int_0^t \frac{\lg(K\eta - q\ddot{a}_3)}{2[2Q\rho^2 + l^2qa_3^2]} \sin v_3(t - \varphi) d\varphi;$$

$$\xi_4 = \frac{1}{v_4} \int_0^t \frac{\lg[K\eta a_4 - q\ddot{\eta}]}{2[2Q\rho^2 a_4^2 + l^2q]} \sin v_4(t - \varphi) d\varphi.$$

При движении вагона необходимо учитывать, что имеется не одна, а ряд впадин и четыре колесных пары, поэтому полное выражение координаты ξ_1 будет

$$\xi_1 = \frac{g}{2v_1(Q + 2qa_1^2)} \sum_{i,t} \sum_{i',n} \int_{t_{n-1}}^{t_n} (K\eta a_2 - q\ddot{\eta}) \sin v_1 \times \\ \times (t - \varphi) d\varphi,$$

где

$$t_n - t_{n-1} = \frac{0,25PL}{v}; \\ t_n - t_{n-s} = \frac{b}{v}; \quad t^{II} - t^I = \frac{b_1}{v}; \\ t^{III} - t^{II} = \frac{b}{v}; \quad t^{IV} - t^{III} = \frac{b_1}{v};$$

L — относительная гибкость основания и рельса; b — расстояние между серединами шпал у стыковой впадины.

Решение вопроса о вынужденных колебаниях для пассажирских вагонов на тележках двойного или тройного рессорного подвешивания производится подобно решению задачи для тележек с одинарным подвешиванием. Некоторое осложнение вопроса получается лишь в том, что будет наличие не четырех, а шести главных координат.

При рассмотрении вынужденных колебаний вагонов двойного или тройного подвешивания можно считать главными координатами величины $y, u, x, \alpha, \omega, \beta$.

Определение величин спокойствия или плавности хода вагонов

Спокойствие или плавность хода вагонов обуславливается величиной и повторяемостью ускорений кузова вагона при его движении. Уменьшение вертикальных и горизонтальных ускорений кузова и достижение спокойствия хода

вагонов имеет большое значение в эксплуатации, благодаря чему достигается сохранность перевозимых грузов.

В пассажирских вагонах требуются такие ускорения и частоты, которые не вызвали бы неприятных воздействий на пассажиров и находились бы в зоне комфорта.

В грузовых вагонах перевозится целый ряд грузов, которые не допускают больших величин ускорений и частот.

К таким грузам относятся точная аппаратура и приборы, легковзрывчатые вещества, перевозка крупного рогатого скота, живой рыбы, птицы и др. Как известно, при перевозке крупного рогатого скота при неспокойном ходе вагонов наблюдается большое уменьшение в весе скота.

Влияние на прочность вагона неровностей пути, неточностей обработки колесных пар, прогиб рессор, смещение центра тяжести кузова вагона и пр. оценивается величиной коэффициента динамической надбавки к напряжениям, имеющимся в деталях вагона.

Часто пользуются коэффициентом динамики, который составляет отношение максимальной нагрузки при движении вагона к статической нагрузке его.

Следовательно, этот коэффициент всегда является больше единицы. При испытаниях вагонов было выявлено, что в пассажирских вагонах при скоростях около 90 км/час вертикальные ускорения в середине вагона достигают максимальных величин в пределах от 2,2 до 4,0 м/сек², а горизонтальные ускорения — от 2,5 до 4,8 м/сек².

Для оценки влияния хода вагона на утомляемость пассажиров проф. М. В. Винокуров рекомендует пользоваться следующим показателем:

$$C_{ni} = 2,7 a^{0,3} N^{0,5},$$

где a — амплитуда колебаний в см; N — частота колебаний в гц, или

$$C_{ni} = 0,9 \sqrt[10]{\frac{j^3}{N}},$$

где j — ускорение в см/сек².

При наличии переменных амплитуд, но с постоянной частотой колебаний, определение показателей спокойствия хода вагонов может быть произведено по формуле НИБ (научно-иссле-

довательского бюро Министерства транспортного и тяжелого машиностроения)

$$C_i = \sqrt{C_{1i}^{10} n_{1i} + C_{2i}^{10} n_{2i} + C_{3i}^{10} n_{3i} + \dots + C_{ni}^{10} n_{ni}},$$

где C_{1i} — показатели каждой группы одинаковых амплитуд, вычисленные в предположении 100%-ной повторяемости их по формуле

$$C_{ni} = 0,9 \sqrt[10]{\frac{j_{ri}^3}{N_i}},$$

где $n_{1i}, n_{2i}, \dots, n_{ni}$ — повторяемости одинаковых амплитуд, т. е. отношение числа амплитуд данной величины к общему числу амплитуд на данном участке или

$$n_{1i} + n_{2i} + \dots + n_{ni} = 1;$$

N_i — частота каждой слагаемой наложенного колебания в *гц*.

Показатель (суммарный) спокойного хода вагона для вертикального или горизонтального направления может быть определен по формуле

$$C_{\Sigma} = \sqrt[10]{(C_{I}^{10/3} + C_{II}^{10/3} + \dots + C_i^{10/3})^3}.$$

Цифровые данные C_{Σ} , характеризующие спокойствие хода вагона, рекомендуются следующие:

- при хорошем состоянии $C_{\Sigma} = 1 \div 2$;
- при удовлетворительном состоянии $C_{\Sigma} = 3$;
- то же для грузовых вагонов $C_{\Sigma} = 4$.

§ 114. ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

Различные шумы, т. е. колебания, передающиеся через воздух, как и сотрясения — колебания, передающиеся через твердые тела, сообщают неприятные ощущения пассажирам и, кроме того, являются причиной поломок ответственных деталей вагона. С увеличением скорости движения поезда сила шума возрастает. Наиболее спокойной является середина вагона, когда спальные полки подняты, шум становится здесь еще меньше. Особенно сильный шум наблюдается в тамбуре. Когда окна вагонов открыты, а также во время прохождения поездов через тоннели шум в вагонах увеличивается. В пригородных поездах пассажиры

слышат значительно более сильный шум, чем в экспрессах. Это объясняется особенностями конструкции ходовых частей вагонов, обрабатывающихся в экспрессах, и иной внутренней отделкой этих вагонов.

Для уменьшения шума и сотрясений кузовов в вагоностроении применяют различные виброизоляционные прокладки. Прокладки нужно применять на основе точных расчетов с последующей проверкой работы вагона в лабораторных и эксплуатационных условиях. Если этим пренебрегать, собственная частота системы «вибропрокладка — детали вагона» может оказаться близкой к числу вынужденных колебаний или даже совпасть с ним, чего нельзя допускать.

Показателями пригодности вибропрокладок являются такие их физические свойства, как упругость (пружинность), гасимость и поглощаемость. В зависимости от допускаемых напряжений в *кг/см²* вибропрокладки можно разделить на три группы: слабые (до 1 *кг/см²*), средние (от 1 до 3 *кг/см²*) и мощные (свыше 3 *кг/см²*).

К первой группе относятся плиты из пресованной пробки толщиной 10 мм (поглощаемость их от 10 до 13%, допускаемое напряжение 1 *кг/см²*) и плиты ребристые из искусственной резины толщиной 16 мм (поглощаемость 36%, допускаемое напряжение 0,5 *кг/см²*).

Во вторую группу входят гладкие плиты из искусственной резины толщиной 16 мм (поглощаемость 20%; допускаемое напряжение до 2 *кг/см²*), тряпичный картон, пропитанный битумом и посыпанный пробковой мелочью, толщиной 1—3 мм. Число слоев от 1 до 4; допускаемое напряжение 1—2 *кг/см²*.

К третьей группе относятся плиты из мешков, спрессованных из нескольких слоев под большим давлением и пропитанных битумом (толщина плит 5, 10, 15 и 20 мм, поглощаемость 14%, допускаемое напряжение до 10 *кг/см²*); жесткий войлок, спрессованный под давлением 500 *кг/см²* и пропитанный парафином. Толщина от 4 до 6 мм, допускаемое напряжение до 27 *кг/см²*.

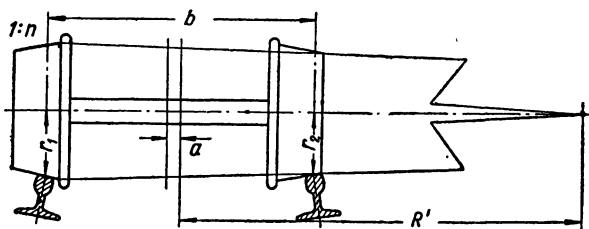
Вибропрокладки полезно применять не только в колесах, но и в рессорах между листами, а также в кузове вагона, в первую очередь под полом.

ГЛАВА XXXV

ДВИЖЕНИЕ ВАГОНА В ПРЯМЫХ И КРИВЫХ ПУТИ

§ 115. ДВИЖЕНИЕ ПО ПРЯМОМУ ПУТИ

При движении по прямому пути центр тяжести вагона уклоняется от оси рельсового пути вправо и влево, вверх и вниз, при этом различные точки вагона описывают неправильные волнообразные линии. Причиной этого являются неровности пути, колебания рессор, зазоры между буксами и буксовыми направляющими, коническая форма поверхности катания колес. На прямых участках пути цилиндрические колеса имеют более спокойный ход, чем колеса с коническим профилем, но они вместе с тем обладают серьезным недостатком,



Фиг. 646. Перемещение колесной пары.

закрывающимся в добавочном трении гребней о рельсы. Этот недостаток проявляется как на прямых, так и на кривых пути.

При больших скоростях отклонения центра тяжести от оси пути массы вагона приходят в такое взаимодействие, которое заставляет рассматривать условия движения по прямому пути с динамической точки зрения, учтя совокупное влияние внешних сил и движущихся масс.

Колесная пара движется по прямому только при кругах катания равного диаметра. Если по каким-либо причинам произойдет поперечное перемещение колесной пары с коническими бандажами, то колеса начнут катиться кругами разных диаметров.

Колесо с большим радиусом станет опережать колеса с меньшим радиусом, и колесная пара будет двигаться по кривой с мгновенным радиусом R' (фиг. 646), который можно определить следующим образом:

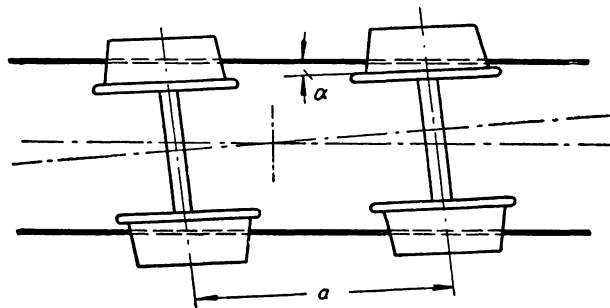
$$\left(R' + \frac{b}{2}\right) : r_1 = \left(R' - \frac{b}{2}\right) : r_2;$$

$$R' = \frac{b}{2} \cdot \frac{r_1 + r_2}{r_1 - r_2} \quad R' = \frac{brRn}{2a}$$

В этих формулах a — отклонение середины колесной пары от оси пути вправо или влево; r_1 и r_2 — радиусы колес; r — средний радиус колес; $\frac{1}{n}$ — коничность поверхности катания колеса.

Таким образом, середина колесной пары движется по некоторой волнообразной линии, и колесная пара совершает извилистое движение. При малых зазорах в направляющих букс вагон будет двигаться по прямому пути более спокойно, однако на величину извилистости влияют не только эти зазоры.

Какими же средствами можно ограничить извилистость движения? Если по какой-либо причине (например, от толчка на стыке, давления ветра и др.) гребень бандажа переднего (левого) колеса набегает на рельс под углом α (фиг. 647), передняя часть вагона отклоняется на величину, зависящую от угла α . Сила, с которой гребень нажимает на рельс, зависит от массы вагона, скорости набегания, жесткости



Фиг. 647. Перемещение колесной пары двухосного вагона.

буксовых лап, а также от величины плеча поворачивающей силы, т. е. от расстояния между осью колесной пары и центром вращения вагона.

Центр вращения лежит несколько позади середины вагона. Кинетическая энергия вращательного движения расходуется на работу трения шин о рельсы. Если количество этой энергии таково, что с избытком покрывается работа трения шин, то второе переднее (правое) колесо будет повторять все действия первого колеса. Если же сила слишком мала для продолжения извилистости движения, вагон будет двигаться спокойно до тех пор, пока какая-

нибудь новая причина не вызовет его отклонения.

В приведенном рассуждении вагон рассматривается как свободно движущийся, т. е. не учитываются силы, действующие при движении поезда, составленного из нескольких вагонов.

При жестких осях сила, отклоняющая вагон, тем меньше, чем больше база вагона. Следовательно, увеличение базы способствует уменьшению извилистости движения. При равной tare и одинаковой грузоподъемности трехосные вагоны более, чем двухосные, склонны к извилистому движению, так как у них меньше нагрузка на переднюю набегающую ось. Чтобы обеспечить для трехосных вагонов такой же ход на прямых, какой имеют двухосные вагоны, нужно им дать увеличенную базу и, кроме того, у средней оси поставить более мягкие рессоры, чем у крайних осей. Как установлено, тележечные вагоны менее склонны к извилистому движению. Извилистости движения способствуют рельсы сырые от атмосферных осадков или покрытые смазкой, а также гладкие рельсы, так как на них сопротивление поперечному перемещению вагона уменьшается.

§ 116. ДВИЖЕНИЕ В КРИВЫХ ПУТИ

Если бы каждая ось вагона свободно располагалась по радиусу кривой и при этом круги катания обоих колес имели бы радиусы, пропорциональные расстоянию между рельсами и центром кривой, то движение вагона в этих условиях подчинялось бы тем же законам, что и движение на прямых пути. Для поворачивания вагона в кривых при постоянной скорости его движения не требовалось бы дополнительных усилий.

На практике этого не бывает. Вагонная колесная пара имеет некоторое ограничение в направляющих, кроме того, конечность поверхностей катания сохраняется недолго вследствие их износа, наконец, недостаточно точной является обработка колес. Ввиду всего этого требуется приложение некоторой силы для преодоления скольжения колес при поворачивании вагона в кривой.

Определим полюс вращения двухосного вагона v жесткими осями, изображенными на фиг. 648.

Вагон движется по кривой с равномерной скоростью v в направлении BA . От давления наружного рельса на реборду колеса в точке A произойдет вращение вагона на угол $d\omega$. В результате поступательного движения точка A

переместится на ds , а в результате перемещения в кривых — на dy . В конечном счете она окажется в точке A , и полюс вращения определится

$$dy = x d\omega = ds \operatorname{tg} \psi.$$

Считая угол набегания постоянным и

$$d\omega = d\psi = \frac{ds}{\cos \psi} \cdot \frac{1}{R},$$

можно только что приведенное уравнение написать так:

$$\frac{x ds}{R \cos \psi} = ds \operatorname{tg} \psi,$$

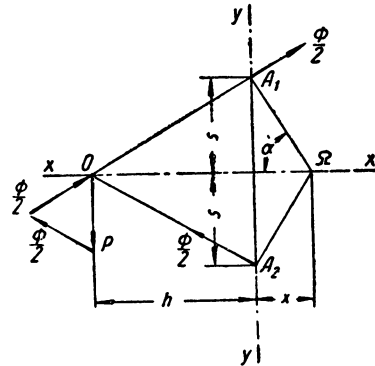
или

$$x = R \sin \psi,$$

Фиг. 648. Полюс вращения.

т. е. искомый полюс вращения Ω есть основание перпендикуляра, опущенного от центра кривой на линию AB . Это полюсное расстояние может иметь x_{\min} при набегании задней неподвижной оси на внешний рельс и x_{\max} — при набегании этой оси на внутренний рельс.

Движение вагона с жесткими осями. Согласно предыдущему расположение полюса Ω и его полюсное расстояние x можно найти по заданным расстояниям между осями (т. е. по заданным базам) и, наоборот, отыскать расположение вагона в кривых при его свободном вписывании

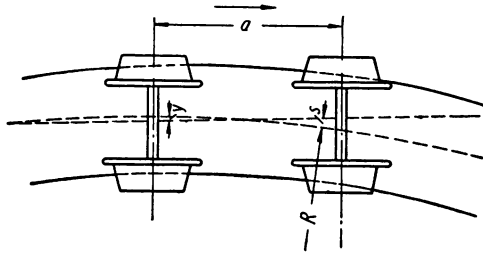


Фиг. 649. Расположение полюса вращения.

в них Ω и x . Зная нагрузку на ось и расположение полюса, легко определить давление реборды колеса на внешний рельс, или, иначе, направляющее усилие P .

Если рассматривать прохождение по кривой одиночного, не сочлененного с другими вагоном (например, отдельного движущегося моторного вагона), то при расположении полюса Ω , как

Пусть a (фиг. 651) — расстояние между осями; s — поперечное отклонение передней оси от



Фиг. 651. Вписывание в кривые двухосного вагона.

среднего положения в наружную сторону; y — отклонение задней оси от среднего положения во внутреннюю сторону; R — радиус кривой;

$$R^2 = [R - (s + y)]^2 + a^2.$$

Если пренебречь незначительными величинами, то можно написать

$$s + y = \frac{a^2}{2R},$$

откуда

$$y = \frac{a^2}{2R} - s.$$

При $y = s$ реборда колеса задней оси набегаёт на внутренний рельс. База вагона определится

$$a^2 = 4sR; \quad a = 2\sqrt{sR},$$

где

$$R = \frac{a^2}{4s}.$$

Вписывание в кривые трехосного вагона с жесткими осями (фиг. 652). Основание перпендикулярно, опущенного из центра кривой на продольную ось вагона, поместится впереди задней оси на величину z . Для случая отклонения точки F (Ω) от оси пути во внутреннюю сторону на величину y можно написать

$$y = \frac{(a - z)^2}{2R} - s; \quad y = \frac{z^2}{2R} + s;$$

$$z = \frac{a^2 - 2k2s}{2a}.$$

Если средняя ось отстоит от крайних осей вагона на расстояниях a_1 и a_2 , то ее отклонение

от оси пути внутрь можно определить из уравнений

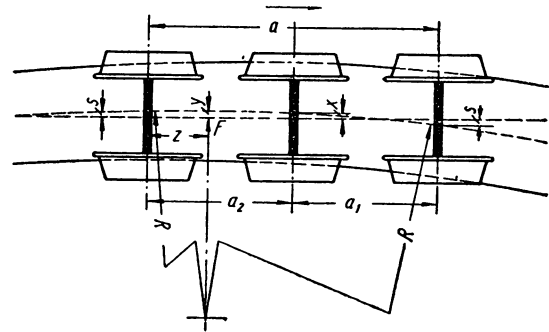
$$y - x = \frac{(a^2 - z)^2}{2R};$$

$$x = s - \frac{a^2 - 2a_2z}{2R};$$

$$z = \frac{a^2}{2}$$

при $x = s$.

В данном случае при равных зазорах в буксовых направляющих всех осей внутреннее колесо средней колесной пары будет прикасаться к внутреннему рельсу. При $z > \frac{a^2}{2}$ средняя ось должна иметь больший зазор, чем остальные



Фиг. 652. Вписывание в кривые трехосного вагона.

оси; этим будет предотвращаться сильное заземление вагона в рельсах. При $z = \frac{a^2}{2}$

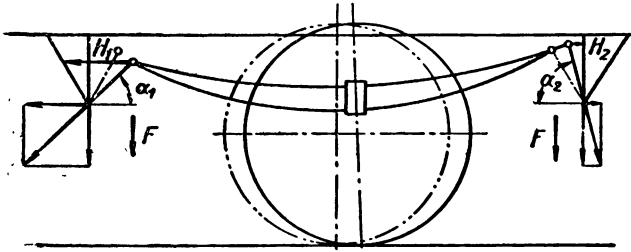
$$a^2 - aa^2 = 2R \cdot 2s.$$

В тех случаях, когда средняя ось расположена посередине между крайними осями, т. е. когда $a_2 = \frac{a^2}{2}$, база вагона

$$a = 2\sqrt{Rs} \cdot \sqrt{2} = 2\sqrt{2Rs}.$$

Движение вагона со свободно устанавливающимися осями. Для свободного прохождения вагонов через закругления пути их оси должны иметь возможность перемещаться между рельсами в сторону наружного рельса настолько, чтобы колеса могли катиться своими кругами катания. Эта возможность обеспечивается благодаря зазорам между ребордами и рельсами. Колесо передней оси, катясь по наружному рельсу большим кругом своей поверхности катания, забегает вперед относительно второго колеса, и в результате сама ось приходит в радиальное положение. Между тем расположение осей вагона по радиусам кривой (или по радиусам, близким к ним) требует, чтобы буксы

могли перемещаться между буксовыми лапами на некоторую величину вдоль вагона. Букса, выходя из своего среднего положения, увлекает за собой рессору, и в результате равенство углов подвески α_1 и α_2 рессоры нарушается (фиг. 653). Величины горизонтальных сил H_1 и H_2 , действующих на рессору, также неодинаковы.



Фиг. 653. Наклон подвесок рессоры.

Сила, равная H_1 и H_2 , по выходе вагона из кривой заставит ось вернуться в нормальное положение.

Величину этой силы, которая и называется возвращающей, можно определить графически (фиг. 654). Для этого из центра O нужно описать часть окружности радиусом OR , равным длине сержки. Концы рессор при прохождении вагона по кривой отклоняются от нормального положения на величину a . Проведя через точку b два горизонтальных отрезка, равные a , надо опустить из концов этих отрезков перпендикуляры до их пересечения с окружностью в точках q_1 и q_2 . Соединяя точки q_1 и q_2 с точкой O , получают углы α_1 и α_2 наклона рессорных сержек к горизонту, вызываемого отклонением концов рессор от своего среднего положения на величину a . Далее из центра O проводят дугу радиусом OR , равным нагрузке на один конец рессоры, и из точек пересечения дуги с радиусами Oq_1 и Oq_2 опускают перпендикуляры на горизонтальную линию OQ . Отрезок FQ , измеренный одинаковым масштабом с OR , будет выражать искомую возвращающую силу, так как он равен $P(\cos \alpha_1 - \cos \alpha_2)$.

Фиг. 654. Графическое определение возвращающей силы.

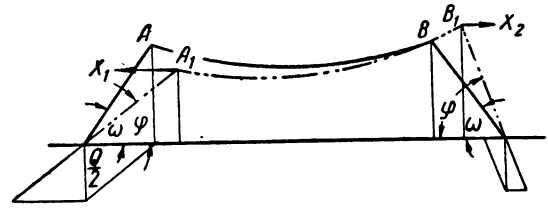
Таким образом, чем длиннее подвески, тем меньше возвращающая сила, а при данной

длине подвесок возвращающая сила увеличивается с уменьшением угла наклона к горизонту при равных прочих условиях. Для спокойного хода вагона необходимо, чтобы возвращающее усилие было возможно большим, однако оно не должно превышать силы сцепления колес с рельсами, так как иначе при проходе вагона по кривой колеса скользили бы по рельсам и возникли бы неправильные отклонения.

Аналитически величину возвращающей силы можно выразить следующей формулой (фиг. 655):

$$P \left[\frac{\cos \omega + \frac{a}{l}}{\sqrt{1 - (\cos \omega - \frac{a}{l})^2}} - \frac{\cos \omega - \frac{a}{l}}{\sqrt{1 - (\cos \omega + \frac{a}{l})^2}} \right],$$

где a — величина перемещения концов рессоры; l — длина рессорных сержек; ω — угол, образуемый рессорной подвеской с горизонтальной линией при статическом положении подвески; φ и φ_1 — углы подвесок при прохождении вагона по кривой.

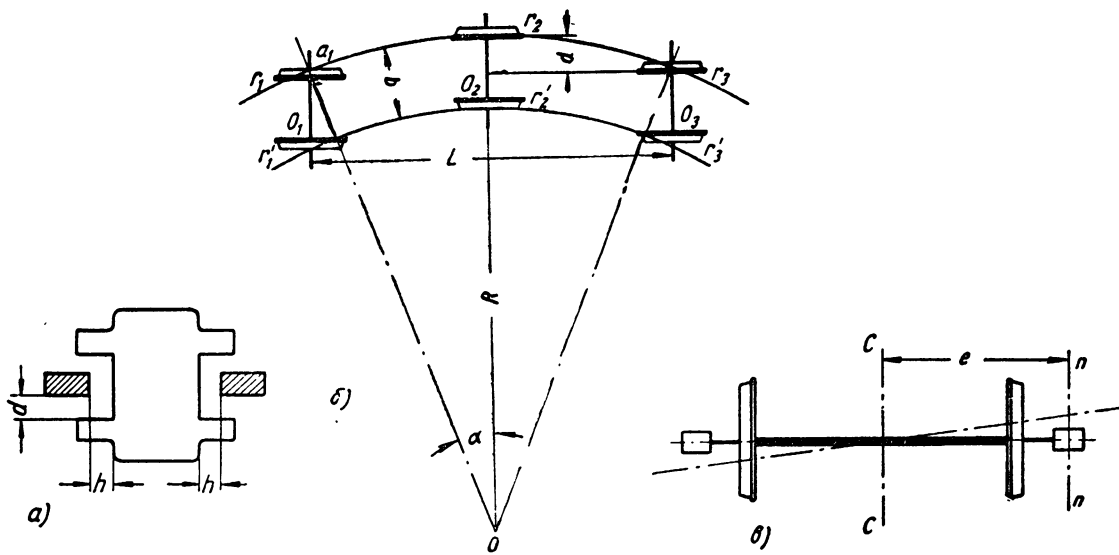


Фиг. 655. Схема действия сил и перемещений в рессорной подвеске.

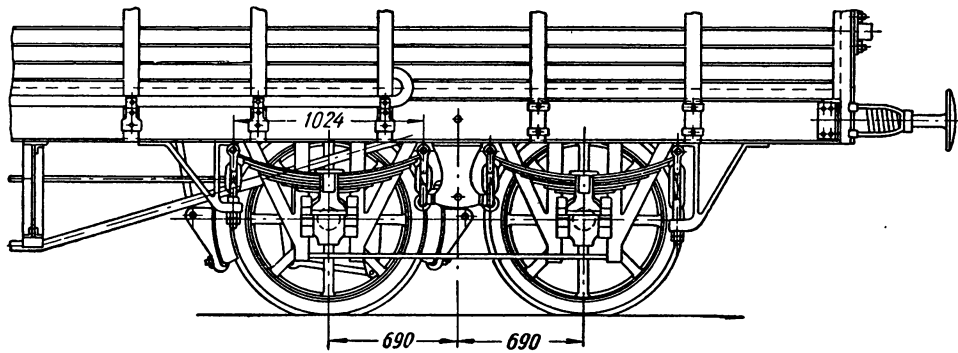
Величину силы сцепления колес с рельсами можно подсчитать по коэффициенту сцепления, определенному на основании современных опытных данных. Величину зазоров между буксами и направляющими определяют теоретически по приведенным ниже формулам, где h — продольные, а d — поперечные зазоры (фиг. 656); b — ширина колеи; R — радиус оси пути; L — расстояние между крайними осями колесных пар в положении, когда они перпендикулярны продольной оси вагона; δ_1 , δ_2 и δ_3 — зазоры между внутренним рельсом и гребнями колес r_1 , r_2 и r_3 , равные поперечному перемещению оси; e — расстояние от середины оси в плоскости $c-c$ до середины буксовых направляющих в плоскости $n-n$.

Для крайних осей

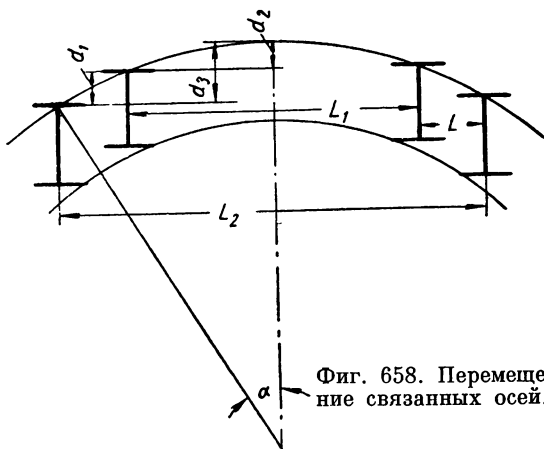
$$h_{кр} = e \left[\frac{L}{2 \left(R + \frac{b}{2} \right)} + \frac{\delta_3}{L} \right] + L \text{ мм.}$$



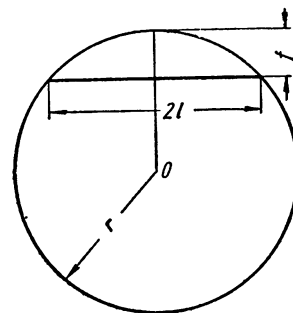
Фиг. 656. Зазоры в буксах:
 а — продольные и поперечные зазоры; б — схема перемещения трех осей; в — схема колесной пары.



Фиг. 657. Связанные оси.



Фиг. 658. Перемещение связанных осей.



Фиг. 659. Вписывание в кривые.

Для средней оси

$$h_{c.p.} = \frac{\delta_2}{L} + L \text{ мм.}$$

Величины поперечных зазоров

$$d_1 = d_3 - d_2;$$

$$d_2 = R + \frac{b}{2} - \sqrt{\left(R + \frac{b}{2}\right)^2 - \frac{L_1^2}{4}};$$

$$d_3 = R + \frac{b}{2} - \sqrt{\left(R + \frac{b}{2}\right)^2 - \frac{L_2^2}{4}}.$$

Зазор d_3 (для средней оси) принимается равным 10 мм.

Величину зазоров h и d необходимо увязывать с особенностями верхнего строения пути, на что указывают различные случаи из практики. Например, в двухосных пригородных вагонах длиной 14 м были сделаны поперечные зазоры 15 мм, но при испытании вагонов на некоторых участках получались толчки, вызывающие сильные, долго не затухающие колебания кузова. Пришлось зазоры уменьшить до 5 мм постановкой на буксовые направляющие накладок из железных полос толщиной 10 мм. После этого ход вагона стал более спокойным.

Кроме свободно отклоняющихся осей, существуют еще связанные отклоняющиеся оси (фиг. 657 и 658). Величина продольных зазоров h подсчитывается так же, как для свободно устанавливающихся осей. Предельной базой для таких осей принят размер 8,5—9 м, вагоны с базой больше 9 м необходимо строить на поворотных тележках.

Зависимость между базой вагона и его шириной для случая прохода по кривым определяется формулой

$$\sigma \leq \frac{B - b_{\text{ваг}}}{2},$$

где σ — боковое отклонение оси вагона от оси пути; B — ширина габарита в узкой части; $b_{\text{ваг}}$ — наибольшая ширина вагона.

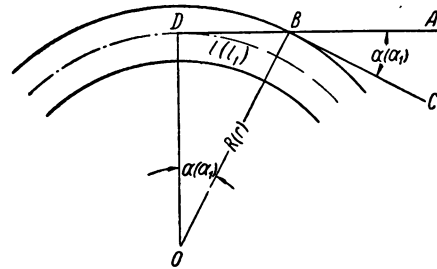
Движение тележечных вагонов. Вагоны с двухосными тележками, проходя по закруглениям, принимают такое положение, при котором направляющей оказывается передняя ось тележки, задняя ось вследствие малой базы тележки направляется приблизительно по радиусу кривой.

Условия вписывания в кривую многоосного вагона можно определить графическим способом, основанным на геометрическом соотношении (фиг. 659) между величиной (стрелкой) f и хордой $2l$ окружности радиуса r . Стрелка f может быть найдена из уравнения $l^2 = f(2r - f)$.

Пренебрегая величиной f , находящейся в скобках, ввиду ее малости по сравнению с $2r$, получим приблизительно $f = \frac{l^2}{2r}$.

При вычерчивании в масштабе стрелка f получается очень малой, поэтому при графическом построении радиус окружности r_1 берут в n^2 раз меньше r , а полухорду l_1 — в n раз меньше l . В результате искажаются масштабы отдельных деталей чертежа, зато при малых масштабах r и l стрелка f получается натуральной величины. Допустимо средний радиус кривой r вычерчивать в масштабе $\frac{1}{n^2}$ и описывать окружности из того же центра радиусами $\frac{r}{n^2} + \frac{\delta}{2}$ и $\frac{r}{n^2} + \frac{\delta}{2}$, где δ — полный зазор между ребрами колесной пары и рельсами. База вагона вычерчивается в масштабе $\frac{1}{n^2}$.

При указанных условиях вагон изображается в плане отрезком прямой линии, колесные



Фиг. 660. Углы набегания колес на рельсы.

пары — точками на этой линии, а путь — двумя концентрическими окружностями с расстоянием между ними δ . Данный способ дает неточность (стрелка $f = 0,995 \frac{l^2}{2R}$), которой, однако, можно пренебречь.

Углы набегания колес на рельсы в диаграмме получаются в n раз больше действительных. Согласно фиг. 660, где $\angle ABC = \angle DOB$, по искаженному чертежу $\sin DOB = \frac{l_1}{r} = \sin \alpha$; в действительности же $\sin \alpha = \frac{l}{n}$.

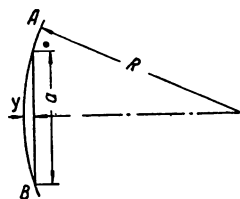
Подставляя $l_1 = \frac{l}{n}$ и $r = \frac{R}{n^2}$, получим $\frac{\sin \alpha_1}{\sin \alpha} = n$. Ввиду незначительной величины углов меняем синусы углами $\alpha_1 = n\alpha$, и тогда на диаграмме углы будут больше действительных в n раз.

Масштаб n часто берут равным 10 и уменьшают затем диаграмму в 2 раза. Окончательный

масштаб для радиуса $R = 200$ м будет $n = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{10}$. База вагона равна $\frac{1}{20}$ натуральной величины, так же как и расстояние между опорными точками колес. Радиус кривой R равен $\frac{1}{200}$ натуральной величины, а зазоры — $\frac{1}{2}$ натуральной величины. Углы превосходят натуральную величину в 10 раз.

Для кривой расчетного радиуса $R = 150$ мм уширение пути против нормальной ширины b прямых можно считать равным 16 мм. Полная игра колес между рельсами оставляет на прямом участке пути 16 мм, в указанной кривой $16 + 16 = 32$ мм. Наружный радиус кривой $1500 + \frac{\delta}{2} = 1529$ мм, внутренний радиус $1500 - \frac{\delta}{2} = 1480$ мм.

Ширина кузова тележечных вагонов обуславливается длиной вагона, расстоянием между шкворнями тележек и радиусом кривых пути. Предельное поперечное перемещение продольной оси вагона зависит от величины перемещения осей тележек поперек пути и перемещения оси кузова внутрь кривой.



Фиг. 661. Определенные базы тележки.

Если обозначить через a_m базу тележки; R — радиус кривой; x — перемещение осей тележек поперек пути, то можно написать

$$x(2R - x) = \left(\frac{a_m}{2}\right)^2.$$

Перемещение оси кузова внутрь кривой

$$y = \delta - x.$$

Расстояние между шкворнями тележек, т. е. базу вагона, можно найти из равенства (фиг. 661)

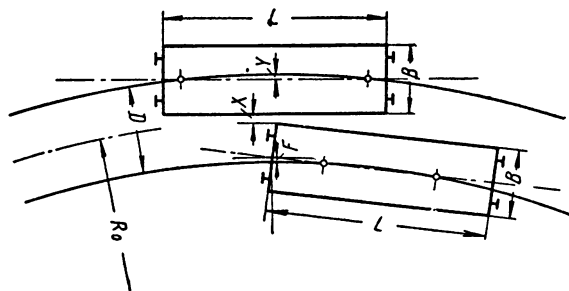
$$y(2R - y) = \left(\frac{a}{2}\right)^2.$$

Пренебрегая второй степенью y , получаем

$$a = 2\sqrt{2Ry}.$$

Крайние точки отрезка прямой, изображающие базу вписываемого вагона, не должны выходить за пределы наружной и внутренней кривых. Основные размеры вагона — ширина и длина — зависят также от расстояния между осями смежных путей.

Пусть B — ширина вагона (фиг. 662); F — перемещение конца вагона в наружную сторону при прохождении по кривой; y — перемещение середины вагона во внутреннюю сторону во время прохождения по кривой; x — пространство, остающееся между двумя кузовами при



Фиг. 662. Вписывание вагона в кривые.

прохождении по кривой (с учетом зазоров между гребнями колес, в буксах, подшипниках и наклонения кузова под влиянием динамических сил).

Расстояние между осями путей должно быть

$$D \geq B + F + x + y.$$

Перемещение середины вагона

$$y = \frac{a^2}{8R}.$$

Если R — радиус кривизны пути, а L — наружная длина вагона, то

$$F = \frac{L^2 - a^2}{8R}.$$

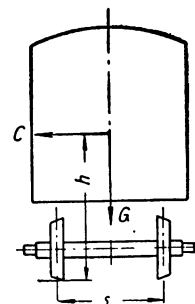
Зависимость между шириной вагона и расстоянием, отделяющим оси смежных путей, выражается формулой

$$B = D - \frac{L^2}{8R} - x.$$

Условия устойчивости вагона при движении по кривым пути. При рассмотрении этих условий кузов и ходовые части вагона считают как жесткое тело и не учитывают превышения наружного рельса. Момент устойчивости вагона (фиг. 663)

$$M_1 = G \frac{s}{2},$$

где G — вес вагона.



Фиг. 663. Поперечная устойчивость вагона.

Момент опрокидывающий

$$M_2 = G_1 h = \frac{mV^2 h}{R},$$

где h — высота расположения центра тяжести

над головкой рельса. Для предотвращения опрокидывания необходимо, чтобы

$$M_1 \geq M_2; \quad \frac{gs}{2} \geq \frac{mV^2 h}{R},$$

откуда легко определить скорость, при которой произойдет опрокидывание вагона.

ГЛАВА XXXVI

СОПРОТИВЛЕНИЕ ВАГОНОВ

Соппротивление поезда в общем виде можно выразить формулой

$$W = A + Bv + Cv^2,$$

где A , B и C — числовые коэффициенты, различные по величине и знаку в каждом конкретном случае; v — скорость движения поезда.

Таким образом, существуют сопроотивления: а) не зависящие от скорости; б) пропорциональные первой степени скорости и в) пропорциональные квадрату скорости. Эти сопроотивления можно разбить на следующие: 1) внутреннее сопроотивление вагона; 2) сопроотивление воздуха и 3) сопроотивление пути: а) на прямом горизонтальном участке; б) на подъеме; в) при прохождении по кривым.

§ 117. ВНУТРЕННЕЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ВАГОНА

Трение в буксах с подшипниками скольжения. Коэффициент трения зависит: а) от рода смазочного материала; б) температуры; в) материала трущихся поверхностей; г) скорости вращения шейки; д) удельного давления на горизонтальную проекцию шейки.

Существенное значение имеет вязкость смазочного материала. Во время работы смазка засасывается в пространство между поверхностями трения и заполняет все углубления в шероховатостях подшипника и шейки. Образуется тонкая пленка, причем слой смазки, примыкающие непосредственно к трущимся поверхностям, почти неподвижны, и трение происходит только между тонкими слоями масла. Таким образом, трение материалов может быть заменено внутренним трением жидкости.

На основе теории и опытных данных коэффициент трения

$$\mu = \frac{k \sqrt{\eta \omega}}{p},$$

где η — вязкость масла; ω — окружная скорость шейки; p — давление на единицу поверхности; k — опытный коэффициент.

Следовательно, коэффициент трения пропорционален корню квадратному из величины вязкости, а также скорости движения и обратно пропорционален давлению на трущиеся поверхности.

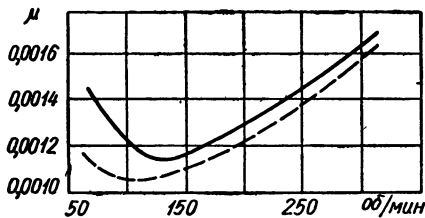
Абсолютная единица вязкости именуется пуазом; в 100 раз меньшая величина называется сантипуазом. Ей соответствует абсолютная вязкость воды при $20,5^\circ\text{C}$. Величина, обратная абсолютной вязкости, называется текучестью, а отношение вязкости данной жидкости к вязкости воды при 0° — удельной вязкостью. Для смазочных масел обычно принято определять вязкость при 20, 50 и 100° .

На величину трения влияют толщина слоя смазки и липкость масла. Коэффициент трения пропорционален корню квадратному из толщины смазывающего слоя: $\mu = \text{const} \sqrt{\eta}$. Благодаря способности масла прилипать к трущимся поверхностям увеличивается общая величина смазывающего слоя. Применением графита можно несколько увеличить вязкость масла (приблизительно на 2%), но при этом уменьшается коэффициент трения. На фиг. 664 показаны величины коэффициента трения μ при пользовании маслом с характеристикой $\eta = 0,055 \text{ кгсек/м}^2$, в которое графит не входит (сплошная линия), и в случае применения масла той же характеристики, но с графитом в количестве 10% по весу или 2% по объему (пунктирная линия) от материала трущихся поверхностей подшипников.

В вагонах с подшипниками трения скольжения при трогании с места коэффициент трения возрастает вследствие выжимания смазки изпод подшипников и низкой температуры смазки, следовательно, по причине повышенной вязкости масла. Кроме того, при поперечных колебаниях вагона возникает трение между заплее-

чиками шеек осей и подшипниками, которое можно приравнять трению в подшипниках. При роликовых подшипниках коэффициент трения в условиях трогания с места в несколько раз меньше.

Данные для определения внутреннего сопротивления от трения в шейках. Коэффициент трения для подшипников скольжения можно считать равным 0,008—0,01. Пусть W_1 — удель-



Фиг. 664. Величина коэффициента трения.

ное внутреннее сопротивление вагона, т. е. сопротивление в кг, отнесенное к 1 т полного веса вагона; μ — коэффициент трения; d — диаметр шейки в мм; D — диаметр круга катания колес в мм; Q — полный вес вагона в т; Q_1 — вес вагона в т без веса колесных пар. Приравняв работу сил полного внутреннего сопротивления работе силы трения шеек в подшипниках при перемещении поезда, соответствующем одному обороту колес, можно написать

$$W_1 Q \pi D = 1000 \mu Q \pi d, \quad (311)$$

откуда

$$W_1 = 1000 \mu \frac{d}{D} \cdot \frac{Q_1}{Q}.$$

При $\mu = 0,01$, $d = 115$ мм

$$D = 1050 \text{ мм}, \quad \frac{Q}{Q_1} = 0,9;$$

$$W_1 = 1000 \cdot 0,01 \cdot \frac{115}{1050} \cdot 0,9 \approx 1 \text{ кг/т}.$$

При роликовых подшипниках приведенные величины внутреннего сопротивления понижаются.

Трение в буксах с роликовыми подшипниками. Если вопросы расчета подшипников на прочность в настоящее время можно считать изученными и имеются формулы, определяющие прочность при известных условиях работы, то вопрос о величинах возникаемого трения недостаточно изучен и формул, определяющих сопротивление

роликовых подшипников при различных условиях работы в эксплуатации, еще нет. Имеются лишь результаты разрозненных испытаний отдельных типов роликовых подшипников различными экспериментаторами. Данные эти резко различаются между собой, так как испытания производились при различных условиях.

Наиболее ценным свойством роликового подшипника является малая величина начального сопротивления. Опыты показали, что при скорости $v = 0$ коэффициент трения роликового подшипника около 0,003.

Сопротивление подшипника скольжения зависит от времени стоянки вагона после предыдущей работы.

При трогании с места подшипника, стоявшего без движения:

5 мин.	—	коэффициент трения	0,027
2 часа	»	»	0,070
14 час.	»	»	0,130

Эти данные получены при трогании с места обоих подшипников при нагрузке 10 т. Из этих данных вытекает, что если вагон стоял 2 часа вместо 5 мин., то коэффициент трения возрос в 2,5 раза.

На величину сопротивлений влияют температура наружного воздуха и удельная вязкость смазки. В табл. 93 и 94 приведены обобщенные данные, опубликованные в отечественной технической литературе.

Таблица 93

Средние величины сопротивлений подшипников скольжения и роликовых при трогании с места одного вагона

Тип подшипника	Вагон	Сопротивление в кг/т
Скольжения	Порожний	15
Скольжения	Груженный	19
Роликовый	Порожний	4
Роликовый	Груженный	1,3

Большое понижение сопротивления вагона получается при малых скоростях движения, а именно при 10—20 км/час — от 45 до 27%. Подъемы и кривые увеличивают общее сопротивление поезда, а потому уменьшение работы паровоза при роликовых подшипниках будет снижаться с увеличением подъема и кривых. При подъеме 8—10% уменьшение сопротивления поезда при наличии роликовых подшипников будет всего лишь 7—8% против подшипников трения скольжения.

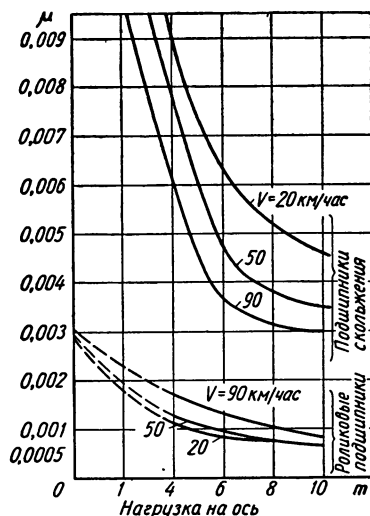
Таблица 94

Средние величины сопротивлений поезда при различных скоростях

Основные показатели	Скорость движения в км/час					
	10	20	30	40	50	60
Полное основное сопротивление при подшипниках трения скольжения в кг/т	2,0	2,06	3,02	3,08	4,04	5,00
Сопротивление только от трения скольжения в кг/т	1,0	0,83	0,70	0,64	0,58	0,56
Сопротивление только от трения при роликовых подшипниках в кг/т	0,19	0,12	0,12	0,13	0,135	0,14
Полное основное сопротивление при роликовых подшипниках в кг/т	1,09	1,90	2,62	3,30	3,95	4,58
Уменьшение сопротивления в %	45,5	33,0	18,2	13,2	10,2	8,4

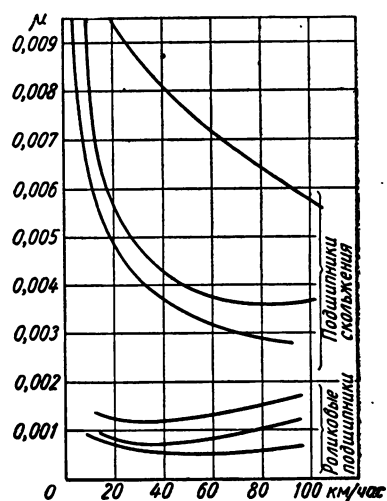
личины коэффициента трения при скоростях выше 100 км/час еще не установлены с достаточной точностью.

На фиг. 665 и 666 на основании результатов лабораторных испытаний показано изменение коэффициента трения μ с изменением нагрузки



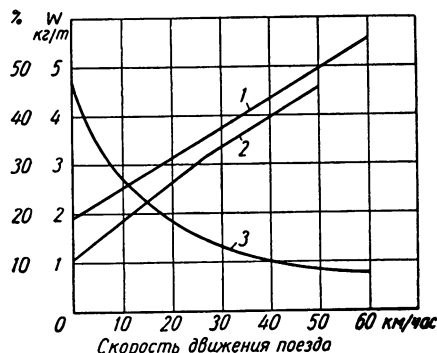
Фиг. 665. Сравнение величины коэффициента трения в подшипниках в зависимости от нагрузки на ось.

и скорости для букс с роликовыми подшипниками, устанавливаемых на большегрузных вагонах. С целью сравнения приведены данные для букс с подшипниками трения скольжения. Ве-



Фиг. 666. Сравнение величины коэффициента трения в подшипниках в зависимости от скорости.

На фиг. 667 представлены кривые, выражающие удельные сопротивления W грузового вагона, оборудованного буксами с подшипниками трения скольжения (кривая 1) и ролико-



Фиг. 667. Кривые сопротивления вагонов.

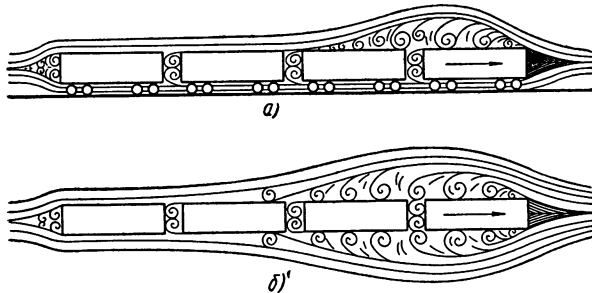
выми подшипниками (кривые 2). Кривая 3 показывает процент уменьшения сопротивления вагона с роликовыми подшипниками на прямых горизонтальных участках пути.

§ 118. СОПРОТИВЛЕНИЕ ВОЗДУХА

При движении поезда приходится считаться с сопротивлением, которое оказывает воздушная среда, и сопротивлением ветра. Действие

ветра может быть и не отрицательным; попутный ветер обычно помогает движению поезда. Следовательно, при определении общего сопротивления воздуха надо различать сопротивление воздушной среды при отсутствии ветра и сопротивление ветра при различных комбинациях векторов скоростей поезда и ветра.

Во время движения поезда в неподвижной (без ветра) воздушной среде образуются постоянно сменяющиеся объемы сжатого и разреженного воздуха. Перед поездом возникает так называемый конус сжатия, а позади поезда — конус разрежения (фиг. 668, а). Слои воздуха, прилегающие к боковым поверхностям вагона, вызывают движение объема воздуха, значительно превышающего объем поезда (фиг. 668, б).



Фиг. 668. Воздушные сопротивления:
а — лобовое; б — боковое.

При изучении сопротивления воздушной среды можно считать поезд неподвижным, а воздушную среду — равномерно движущейся. Параллельные струи движущегося воздуха, встречая на пути сопротивления, образуют вихревые движения. Сопротивлениями служат промежутки между вагонами, головная и хвостовая часть поезда, всевозможные выступы.

Сопротивление воздушной среды можно разложить на три составляющие: а) лобовое сопротивление (фиг. 668, а), обусловленное конусами сжатия; б) боковое сопротивление (фиг. 668, б) — от трения воздуха о боковые части вагона и внутреннего трения воздуха; в) хвостовое сопротивление, обусловленное конусом разрежения. Абсолютная величина лобового сопротивления

$$\omega_{\text{л}} = \alpha \beta \gamma v^2 s,$$

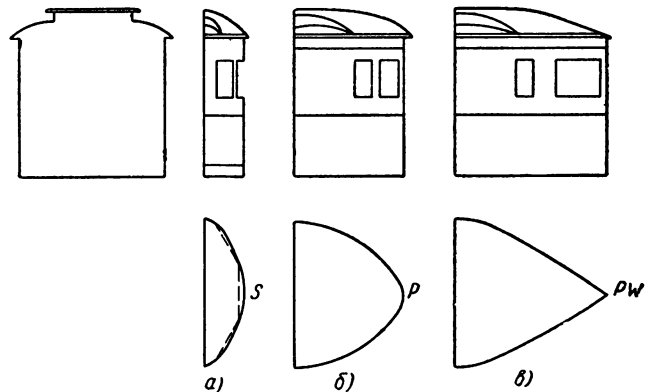
где α — коэффициент формы торцевой поверхности; β — отношение ширины торцевого сечения к его высоте (для многих типов отечественных вагонов можно принять $\beta = \frac{3}{4}$); γ — лобовой коэффициент сопротивления (согласно опытам

при $\beta = 1$ $\gamma = 0,08$); v — скорость поезда в м/сек; s — проекция торцевой поверхности на плоскость, нормальную к направлению движения, в м².

При скорости v , выраженной в км/час, γ уменьшится в $\left(\frac{3600}{1000}\right)^2 \approx 13$ раз и будет равен 0,006. Сделав в последней формуле подстановки в соответствии с $\beta = \frac{3}{4}$ и $\gamma = 0,006$, получим

$$\omega_{\text{л}} = 0,0045 \alpha v^2 s.$$

По опытным данным, если для плоской торцевой стенки вагона (обозначим ее форму через F) $\alpha = 1$, то при параболической форме S этой стенки (фиг. 669, а) $\alpha = 0,65$, при клиновидно-параболической P (фиг. 669, б) $\alpha = 0,3$, при клиновидной форме Pw (фиг. 669, в) $\alpha = 0,28$.



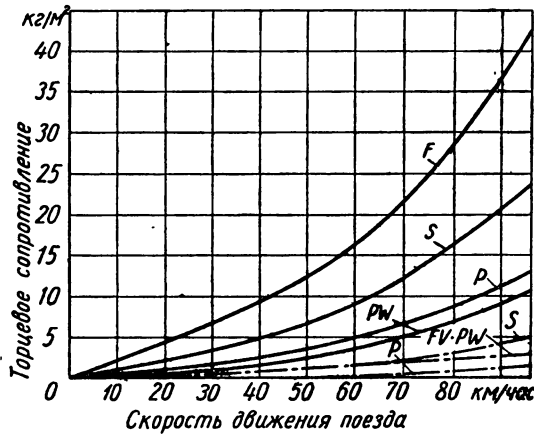
Фиг. 669. Обтекаемая форма кузовов:
а — параболическая; б — клиновидно-параболическая;
в — клиновидная.

Наиболее приемлемые, следовательно, — стенки параболической и клиновидно-параболической формы. Однако в обыкновенных вагонах такая форма торцевой стенки является конструктивно сложной и в эксплуатационном отношении менее выгодной. Ее применение может быть целесообразным в моторных вагонах, рассчитанных на очень большие скорости.

Хвостовое сопротивление значительно меньше лобового. На фиг. 670 показана зависимость торцевых сопротивлений от формы стенок вагона и скорости поезда; сплошными линиями обозначено лобовое, а пунктирными — хвостовое сопротивление.

Ориентировочные данные о влиянии различных форм кузовов на коэффициент торцевых

сопротивлений N представлены на фиг. 671. Легко заметить, что заострение способствует уменьшению сопротивления, но если оно умеренно и очень плавно.



Фиг. 670. Кривые сопротивления вагонов.

Проф. Н. Е. Жуковский дал следующее выражение для подсчета сопротивления воздуха трению, где av соответствует вязкости, а bv — трению:

$$R = (av + bv)^2.$$

По данным исследования боковое сопротивление тел призматической формы (кузовов крытых вагонов и полувагонов) в неподвижной воздушной среде для гладкой боковой поверхности выразится формулой

$$\omega_{e.g} = 0,00044 v^{1,85} L^{-0,15} F,$$

или

$$\omega_{e.g} = 0,00044 (vL)^{-0,15} Fv^2, \quad (312)$$

где v — скорость в м/сек; L — длина (обычно длина одного вагона); F — площадь боковой поверхности.

Коэффициент пропорциональности составляет 0,00044 при v в м/сек, L в м и F в м².

Боковое сопротивление тела цилиндрической формы (котла цистерны) в неподвижной воздушной среде

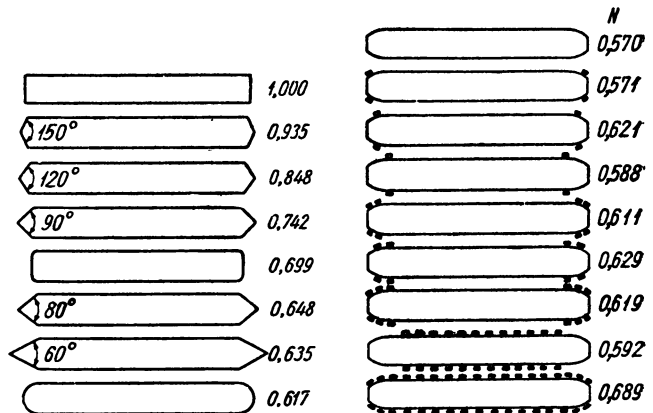
$$\omega'_{e.g} = k_s D l^{0,93} v^{1,85},$$

где D — диаметр, l — длина цилиндра, выраженные в м; v — скорость в м/сек; k_s — некоторый коэффициент трения, равный 0,000809.

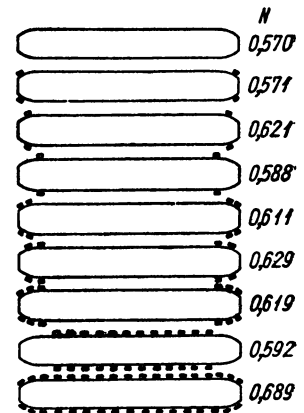
Для пассажирских вагонов при $L=20$ м и $v=22$ м/сек (около 80 км/час) $(vL)^{-15} = (22 \cdot 20)^{-15} \approx 0,40$. Ввиду незначительных колебаний $(vL)^{-15}$ может быть принято $(vL)^{-15} = \text{const} = 0,4$.

$$\omega_{e.g} = 0,00044 \cdot 0,4 F v^2 = 0,00018 F v^2. \quad (313)$$

Это выражение справедливо лишь для бокового трения совершенно гладкой полированной поверхности. Данное условие, как известно, у вагонов отсутствует. Опытами установлено, что для пассажирских поездов, учитывая промежутки между вагонами и неровную боковую



Фиг. 671. Формы торцевой части кузовов.



Фиг. 672. Выступающие части кузова.

поверхность вагонов, следует ввести поправочный коэффициент $k=4$, и тогда

$$\omega_{e.g} = 0,0007 F v^2.$$

Если v выражено в км/час,

$$\omega_{e.g} = 0,000054 F v^2. \quad (314)$$

Для грузовых вагонов, у которых выступают наружу стойки, коэффициент k следует увеличить.

Полное сопротивление неподвижной воздушной среды

$$\omega_{n.g} = \omega_{e.g} + \omega_{e.g} = 0,0045 a v^2 s + 0,000054 v^2 F = 0,0045 (a s + 0,0125 F) v^2.$$

Удельное сопротивление, отнесенное к 1 т полного веса поезда Q ,

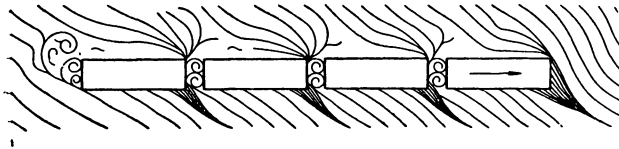
$$\omega_{n.g.v} = \frac{0,0045 L (s + 0,0125 F) v^2}{Q}. \quad (315)$$

На фиг. 672 на основании ориентировочных данных показано влияние расположения выступающих деталей кузова на коэффициент боковых сопротивлений N при различных формах кузова.

Для случая, когда навстречу поезду по направлению, совпадающему с осью пути, дует ветер со скоростью x , общее воздушное удельное сопротивление

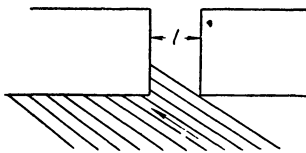
$$\omega_{n.s.y} = \frac{0,0045 (\alpha s + 0,012 F) (v + x)^2}{Q}. \quad (316)$$

При наличии бокового ветра параллельность струи воздушной среды нарушается, притом в прямой зависимости от размеров поезда. Так как боковая поверхность поезда значительно больше торцевой, то боковое влияние ветра является ощутительным.

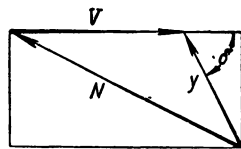


Фиг. 673. Действие ветра при движении поезда.

Косой ветер производит давление как на боковые поверхности, так и на торцы промежуточных вагонов (фиг. 673). С увеличением расстояния между вагонами давление косоуго ветра на их торцевую часть возрастает (фиг. 674).



Фиг. 674. Действие ветра на торцевые части вагона.



Фиг. 675. Силы ветра.

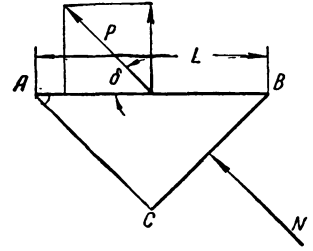
Для определения вектора N относительной скорости (фиг. 675) нужно найти геометрическую разность между скоростью поезда v и скоростью воздуха y . Если давление воздуха на движущийся поезд совпадает по направлению с вектором N и образует с направлением движения угол δ (фиг. 676), то оно пропорционально проекции длины поезда $AB=L$ на нормаль kN , т. е. отрезку BC . Давление воздуха

$$P = \mu L \sin \delta, \quad (317)$$

где μ — коэффициент пропорциональности.

Разложим P на силы нормальную и парал-

лельную движению (см. фиг. 676). Нормальная составляющая P вызовет реакцию подветренного рельса и ею уравновесится (повышение сопротивления вследствие прижатия реборд колес к этому рельсу практически незначительно). Составляющая, параллельная движению (искомое сопротивление $\omega_{a.b.s}$), равна



Фиг. 676. Определение усилий ветра.

$$\omega_{a.b.s} = P \cos \delta = \mu L \sin \delta \cos \delta = \frac{\mu}{2} L \sin 2\delta.$$

Таким образом, воздушное сопротивление в данном случае пропорционально длине поезда и синусу двойного угла между направлением движения и ветра. Общее воздушное удельное сопротивление будет

$$\omega_{n.s.y} = \frac{0,0045 (\alpha s + 0,012 F) v^2 + \left(\frac{\mu}{2} L \sin 2\delta\right)}{Q}. \quad (318)$$

При $\delta = 45^\circ$ выражение сопротивления $\omega_{a.b.s} = \frac{\mu}{2} L \sin 2\delta$ имеет максимум, равный $0,5 \mu L$; при $\delta = 90^\circ$ $\omega_{a.b.s} = 0$, т. е. давление ветра прижимает вагон к подветренному рельсу. Иначе говоря, ветер не вызывает сопротивления движению поезда.

Давления ветра на 1 м^2 $P = 0,122 v^2$, где v — исчисляется в м/сек .

Соотношение между v и P таковы:

v в м/сек	2	3	6	9	12
P в кг/м^2	0,5	1,1	4,4	9,9	17,6
v в м/сек	15	18	21	24	27
P в кг/м^2	27,6	39,7	54,0	70,6	89,3
v в м/сек	30	33	36	39	42
P в кг/м^2	110,2	133,4	158,7	186,3	216,1

Средняя скорость ветра при опытных поездках обычно составляет 3—4 м/сек . Средняя расчетная скорость ветра, принимаемая при подсчете среднего сопротивления ветра, составляет 5—6 м/сек ; эта величина прибавляется к величине сопротивления неподвижной воздушной среды. Наибольшая зарегистрированная скорость ветра, наблюдавшаяся во время урагана в Москве 12 февраля 1894 г., составляла 42—54 м/сек .

Сопротивление пути состоит из сопротивления на прямых горизонтальных участках пути, сопротивления от подъемов и сопротивления от кривых пути. Этот вопрос подробно рассматривается в книге А. М. Бабицкого и В. Ф. Егорченко «Тяга поездов» (Трансжелдориздат, 1948) и к данной книге не относится.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бейзельман Р. Д., Спицин Н. А. и Цыпкин Б. В., Подшипники качения, Машгиз, 1945.
2. Вагоны, под редакцией проф. М. В. Винокурова, Трансжелдориздат, 1953.
3. И. Т. С., Вагоны, Трансжелдориздат, 1937, Инженерно-технический справочник.
4. Казанский Г. А. и др., Цельнометаллические пассажирские вагоны, Трансжелдориздат, М. 1952.
5. Каштанов В. С., Руководство по эксплуатации саморазгружающегося вагона (думпкара) грузоподъемностью 50 т. Редакционно-издательский отдел Минтрансмаша, М. 1950.
6. Короткевич М. А., Расчет и конструирование вагонов, Машгиз, 1940.
7. Комаров Н. С., Холод. Справочное руководство по холодильной технике, Пищепромиздат, 4-е изд., М. 1950.
8. Ладыгин В. Н., Автосцепка. Устройство, эксплуатация и ремонт, Трансжелдориздат, М. 1947.
9. Михайлов В. Н., Перешивка пути заграничной колеи 1435 мм на колею СССР—1524 мм, Трансжелдориздат, М. 1944.
10. Машиностроение. Энциклопедический справочник, т. 13, Машгиз, М. 1947.
11. Николаев Г. А. Сварные конструкции, Машгиз, М. 1951.
12. Никольский Л. Н., Теория и расчет вагонов, Машгиз, М. 1947.
13. Пономарев С. Д., Расчет и конструкция витых пружин, Машгиз, М. 1938.
14. Пономарев И. П., Думпкары, Углетехиздат, М. 1946.
15. Попов А. А., Расчет кривого бруса, Трансжелдориздат, М. 1938.
16. Правила технической эксплуатации железных дорог СССР, Трансжелдориздат, М. 1952.
17. Рабинович И. М., Строительная механика стержневых систем, Стройиздат, М. 1946.
18. Технический справочник железнодорожника, т. 6, Подвижной состав, раздел «Вагоны», Трансжелдориздат, М. 1952.
19. Тимошенко С. П., Сопrotивление материалов, т. 1, Гостехиздат, 4-е изд., М.—Л. 1945.
20. Харламов Н. В., Узкоколейные железные дороги, Трансжелдориздат, М. 1937.
21. Чесноков А. М., Руководство по эксплуатации цельнометаллического пассажирского вагона. Редакционно-издательский отдел Минтрансмаша, М. 1950.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие ко второму изданию	3	§ 26. Опытное определение напряжений в спицах и бандажах	90
Предисловие к первому изданию	3	§ 27. Напряжения при насадке колес на ось	92
ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ			
Классификация вагонов	5	Глава IX. Буксы	93
Технико-экономическая характеристика	6	§ 28. Буксы разъемные и цельнокорпусные	94
Колея и габариты железных дорог	14	§ 29. Самосмазывающиеся буксы	104
		§ 30. Польштерные буксы	104
ЧАСТЬ ПЕРВАЯ			
ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВАГОНОВ			
Глава I. Нормы и требования	18	Глава X. Буксовые подшипники	105
§ 1. Исходные требования	18	§ 31. Подшипники трения скольжения	105
§ 2. Нормы расчетов на прочность и данные для проектирования механической части несомоходных вагонов	19	§ 32. Роликовые подшипники и буксы	112
§ 3. Дополнительные данные для проектирования пассажирских цельнометаллических вагонов	29	Глава XI. Расчет подшипников	122
§ 4. Общие требования к конструкции и расчету вагонов всех типов	34	§ 33. Расчет подшипников трения скольжения	122
Глава II. Проектирование сварных соединений	44	§ 34. Основные теоретические принципы расчета подшипников качения	123
§ 5. Методы расчета	44	Глава XII. Рессоры и пружины	133
§ 6. Допускаемые напряжения	45	§ 35. Листовые незамкнутые рессоры	133
Глава III. Металлы, применяемые в вагоностроении	51	§ 36. Замкнутые рессоры (эллиптические)	136
§ 7. Сталь углеродистая горячекатанная обыкновенного качества	51	§ 37. Сталь для листовых рессор. Условия термической обработки. Испытание рессор	140
§ 8. Сталь качественная углеродистая конструкционная	53	§ 38. Сталь для цилиндрических пружин. Размеры и допуски. Испытание пружин	142
§ 9. Легированные стали высокого сопротивления. Алюминий и его сплавы	55	§ 39. Технолология изготовления рессор и пружин	145
Глава IV. Проектирование вагонов	57	Глава XIII. Теоретические основы построения рессор	146
§ 10. Порядок проектирования вагонов	57	§ 40. Работа рессоры	146
ЧАСТЬ ВТОРАЯ			
ХОДОВЫЕ ЧАСТИ ВАГОНОВ			
Глава V. Оси	59	§ 41. Трение в листовых рессорах	150
§ 11. Типы и размеры вагонных осей	59	Глава XIV. Теоретические основы построения пружин	153
§ 12. Полые оси	62	§ 42. Цилиндрические пружины	153
§ 13. Изготовление осей	64	§ 43. Некоторые расчетные формулы	155
Глава VI. Колеса	65	§ 44. Конические пружины	157
§ 14. Составные колеса (бандажные)	65	Глава XV. Колебания груза на рессорах и пружинах	161
§ 15. Цельнокатаные колеса	69	§ 45. Колебания груза на рессорах и пружинах, не имеющих внутреннего трения	161
§ 16. Чугунные цельнолитые колеса (без бандажей)	70	§ 46. Колебания груза на конической пружине	163
§ 17. Упругие колеса	71	§ 47. Влияние трения на колебания	163
§ 18. Давления при запрессовке колес на оси	73	Глава XVI. Упрощенный расчет рессор и пружин	163
§ 19. Типы и размеры сформированных колесных пар	76	§ 48. Расчет рессор	163
Глава VII. Расчет осей	77	§ 49. Расчет пружин	166
§ 20. Формулы, принятые Министерством путей сообщения	77	§ 50. Эмпирические формулы для расчета рессор	167
§ 21. Экспериментальные методы	77	Глава XVII. Тележки грузовых и пассажирских вагонов	174
§ 22. Метод, учитывающий действие на ось основных сил	79	§ 51. Тележки двухосные с одинарным рессорным подвешиванием	174
§ 23. Влияние неравномерности нагрузки на шейки	81	§ 52. Амортизаторы в двухосных тележках грузовых вагонов	190
Глава VIII. Расчет колес	84	§ 53. Пассажирские двухосные тележки с двойным и тройным рессорным подвешиванием и их детали	193
§ 24. Напряжения в спицевом колесе при насадке бандажа	84	Глава XVIII. Расчет тележек пассажирских вагонов	213
§ 25. Пример расчета спицевого колеса	86	§ 54. Определение внешних сил	213
		§ 55. Расчет надрессорного бруса	215
		§ 56. Определение реакции люлечных рессор	215
		§ 57. Расчет подрессорного бруса	215
		§ 58. Расчет люлечных подвесок	216
		§ 59. Расчет средних поперечных балок	217
		§ 60. Расчет боковой рамы тележки	217
		Глава XIX. Расчет тележек грузовых вагонов	218
		§ 61. Определение внешних сил	218
		§ 62. Надрессорная шкворневая балка	219
		§ 63. Поясная боковая рама	220
		§ 64. Литая боковая рама	221

ЧАСТЬ ТРЕТЬЯ	
КОНСТРУКЦИИ ВАГОНОВ	
<i>Конструкции грузовых вагонов</i>	228
Глава XX. Платформы и транспортеры	229
§ 65. Платформы общего назначения	230
§ 66. Платформы специального назначения	236
§ 67. Транспортеры	243
Глава XXI. Полувагоны	252
§ 68. Гондолы	252
§ 69. Хопперы	259
§ 70. Вагоноопрокидыватели — машины для разгрузки гондол и хопперов	284
§ 71. Вагоны-самосвалы (с опрокидываемым кузовом)	286
Глава XXII. Цистерны	297
§ 72. Устройство и техническая характеристика цистерн	298
Глава XXIII. Крытые вагоны	317
§ 73. Вагоны общего назначения	318
§ 74. Вагоны специального назначения	323
§ 75. Изотермические вагоны	326
§ 76. Изоляционные материалы, применяемые в вагонах	350
<i>Конструкции пассажирских вагонов</i>	354
Глава XXIV. Цельнометаллические вагоны	357
§ 77. Устройство и техническая характеристика цельнометаллических вагонов	357
Глава XXV. Вагоны с деревянными кузовами	381
§ 78. Устройство и техническая характеристика вагонов с деревянными кузовами	381
Глава XXVI. Вагоны скоростных поездов	393
§ 79. Общие требования к подвижному составу скоростных поездов	393
§ 80. Скоростные электропоезда	394
§ 81. Скоростные поезда с дизельной и паровой тягой	395
ЧАСТЬ ЧЕТВЕРТАЯ	
(Конструкция и расчет)	
УЗЛЫ ВАГОНОВ	
Глава XXVII. Вагонные рамы	399
§ 82. Классификация вагонных рам	399
§ 83. Рамы клепаной конструкции	402
§ 84. Рамы сварной конструкции	420
§ 85. Рамы клепано-сварной конструкции	439
§ 86. Деревянно-металлические рамы	441
Глава XXVIII. Расчет вагонных рам	444
§ 87. Силы, действующие на раму	444
§ 88. Методы расчета рам на основные действующие силы	446
§ 89. Пример расчета рамы сварной четырехосной гондолы п. с. 60 т методом подпора	453
§ 90. Расчет элементов вагонной рамы	458
§ 91. Расчет рам на дополнительные усилия	463
Глава XXIX. Вагонные кузова	465
§ 92. Конструкция кузовов грузовых вагонов	465
§ 93. Конструкция кузовов пассажирских вагонов	466
§ 94. Расчет кузовов на прочность	470
§ 95. Схемы и методы расчета кузовов	474
Глава XXX. Калорический расчет кузова изотермического вагона	477
§ 96. Тепловой баланс кузова	477
§ 97. Расчет приборов охлаждения	479
§ 98. Расчет приборов отопления	481
§ 99. Расчет вентиляции	482
Глава XXXI. Отопление и вентиляция пассажирских вагонов	484
§ 100. Виды отопления	484
§ 101. Расчет отопления	495
§ 102. Вентиляция пассажирских вагонов	498
Глава XXXII. Кондиционирование воздуха в пассажирских вагонах	507
§ 103. Льдоохлаждающая система	507
§ 104. Механическая система	508
§ 105. Пароструйная система	508
§ 106. Выбор оборудования для кондиционирования воздуха	508
Глава XXXIII. Упряжные и ударные приборы	512
§ 107. Винтовая стяжка	513
§ 108. Автоматическая сцепка вагонов	515
ЧАСТЬ ПЯТАЯ	
ДИНАМИКА ВАГОНА	
Глава XXXIV. Условия спокойного хода вагонов	526
§ 109. Кузов как система с одной степенью свободы	526
§ 110. Причины колебаний вагонов	527
§ 111. Продольные и поперечные колебания кузовов	529
§ 112. Влияние положения центра тяжести кузова на спокойствие хода вагона	534
§ 113. Свободные плоские колебания вагонов с различными конструкциями рессорного подвешивания на тележках и безтележечных с учетом жесткости пути	535
§ 114. Виброизоляция пассажирских вагонов	547
Глава XXXV. Движение вагона в прямых и кривых пути	548
§ 115. Движение по прямому пути	548
§ 116. Движение в кривых пути	549
Глава XXXVI. Сопротивление вагонов	556
§ 117. Внутреннее сопротивление вагона	556
§ 118. Сопротивление воздуха	558
Литература	562

Технический редактор Т. Ф. Соколова. Корректоры И. И. Рубашкин и Е. А. Давыдкина
Переплет художника А. В. Бельского

Сдано в производство 4/VII 1954 г. Подписано в печати 21/VII 1954 г. Т-04544. Тираж 3500 экз.
Печ. л. 59,04 (3 вклейки). Уч.-изд. л. 60. Бум. л. 17,88. Формат 84×108¹/₁₆. Заказ № 2966.
Цена в переплете 33 руб.

3-я типография «Красный пролетарий» Главполиграфпрома Министерства культуры СССР. Москва, Краснопролетарская, 16.

