

И. Ф. С К И Б А

ВАГОНЫ

ТРАНСХЕНДОРФСКИЕ ВАГОНЫ

КНИГА ДОЛЖНА БЫТЬ
ВОЗВРАЩЕНА НЕ ПОЗЖЕ
УКАЗАННОГО ЗДЕСЬ СРОКА

Коллч. пред. выдач _____ № _____

И. Ф. СКИБА

КАНД. ТЕХН. НАУК

ВАГОНЫ

*ИЗДАНИЕ ВТОРОЕ,
ИСПРАВЛЕННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ*

*Утверждено
Главным управлением учебными заведениями
Министерства путей сообщения
в качестве учебника для техникумов
железнодорожного транспорта*

*Ж
852 .*

977



ВСЕСОЮЗНОЕ
ИЗДАТЕЛЬСКО-ПОЛИГРАФИЧЕСКОЕ ОБЪЕДИНЕНИЕ
МИНИСТЕРСТВА ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ

Москва 1961

В книге описаны конструкции вагонов железнодорожного транспорта, их узлов и деталей, а также приведены методы расчета на прочность ходовых частей, рам и кузовов.

По сравнению с первым изданием книга дополнена описанием новых крытых вагонов с увеличенным объемом кузова, шестиосных полувагонов, вагонов поездов и секций с машинным охлаждением и электрическим отоплением, цельнометаллических пассажирских вагонов последних выпусков и др. Наряду с этим из второго издания книги исключен материал по устройству отопления, вентиляции и электрооборудования, а также ремонту вагонов, так как по этим вопросам созданы самостоятельные дисциплины.

Книга утверждена Главным управлением учебными заведениями МПС в качестве учебника для техникумов железнодорожного транспорта и может быть использована работниками вагонного хозяйства, связанными с эксплуатацией и ремонтом вагонов.

625.2

С 42

Рецензент инж. Д. В. ВОЛОСТНЫХ

Рецензия утверждена предметной комиссией
специальных дисциплин Тамбовского техникума
железнодорожного транспорта

Редактор инж. Г. Е. СОРОКИН

Редакция литературы по вагонному хозяйству
Начальник редакции инж. Л. М. ШАШУРИН

УСТРОЙСТВО ВАГОНОВ

ГЛАВА I

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ВАГОНАХ

1. КЛАССИФИКАЦИЯ ВАГОНОВ

Вагоны предназначены для перевозки по железным дорогам пассажиров и грузов. Все вагоны, находящиеся на сети железных дорог, относятся к подвижному составу и составляют вагонный парк, который разделяется на парк грузовых и парк пассажирских вагонов.

К вагонам грузового парка относятся крытые, полувагоны, платформы, цистерны, изотермические и вагоны специального назначения (транспортеры, передвижные мастерские, контрольно-весовые платформы и другие вагоны, приспособленные для технических и бытовых нужд железных дорог).

Парк пассажирских вагонов составляют вагоны, предназначенные для перевозки пассажиров (жесткие и мягкие), а также вагоны-рестораны, почтовые, багажные, служебные и специального назначения (путеизмерительные, вагоны-лаборатории, вагоны-клубы и др.).

По условиям эксплуатации вагоны подразделяются на общесетевые и промышленного транспорта. К общесетевым относятся вагоны, которые допускаются к эксплуатации по железным дорогам СССР. Вагоны промышленного транспорта могут курсировать в грузе только по внутризаводским и другим промышленным путям замкнутого направления.

В зависимости от ширины железнодорожной колеи они разделяются на вагоны широкой колеи, курсирующие по железнодорожным путям нормальной колеи (для железных дорог СССР ширина колеи 1 524 мм), и вагоны узкой колеи, которые курсируют по путям с меньшей шириной колеи (750, 900 и 1 060 мм).

По количеству осей вагоны бывают двух-, четырех-, шести-, восьми- и многоосные. В четырех-, шести-, восьми- и многоосных вагонах колесные пары связаны между собой тележками соответственно с двумя, тремя и большим числом колесных пар в тележке.

По конструкции кузова вагоны подразделяются на цельнометаллические и вагоны с металлическим каркасом кузова и деревянной обшивкой.

Каждый вагон независимо от типа и вида должен обладать необходимой прочностью при минимальном весе; быть простым и дешевым при изготовлении, а также удобным и экономичным в эксплуатации.

Пассажирские вагоны в соответствии с назначением и дальностью перевозок делятся на вагоны поездов дальнего следования, местного и пригородного сообщения. Различаются они между собой внутренним устройством кузова. Вагоны дальнего следования (рис. 1) приспособлены для продолжительного пребывания в них пассажиров, имеют спальные места, туалетные помещения, багажные полки. Часть этих вагонов делают купированными с мягкими или жесткими диванами. В вагонах пригородного, местного и межобластного сообщения, в которых пассажиры находятся сравнительно короткое время, устанавливаются жесткие, мягко-жесткие диваны или мягкие кресла для сидения.

Грузовые вагоны должны иметь конструкцию, которая обеспечивала бы сохранность груза, удобство погрузки и выгрузки и наибольшую вместимость. В зависимости от перевозимых грузов они отличаются устройством кузова и делятся на ряд типов.

Крытые вагоны (рис. 2) предназначены для перевозки зерна и других сыпучих грузов, а также тарноупаковочных и других ценных грузов, требующих защиты от атмосферных осадков. Такие вагоны оборудованы люками и задвижными дверями, обеспечивающими погрузку, выгрузку грузов, вентиляцию и очистку вагонов.

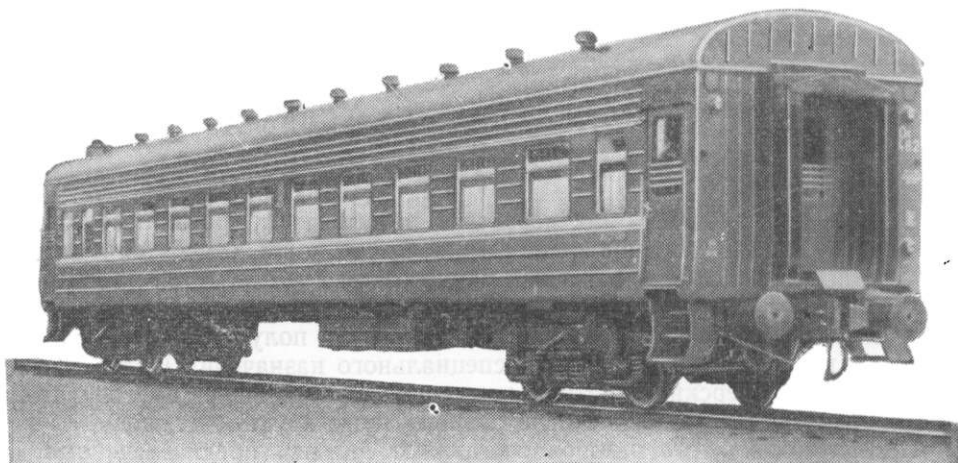


Рис. 1. Цельнометаллический пассажирский вагон

Изотермические вагоны (рис. 3) служат летом для перевозки скоропортящихся грузов (мяса, рыбы, молока, фруктов и т. п.), а зимой — грузов, боящихся замерзания, — овощей, фруктов, молока, минеральных вод.

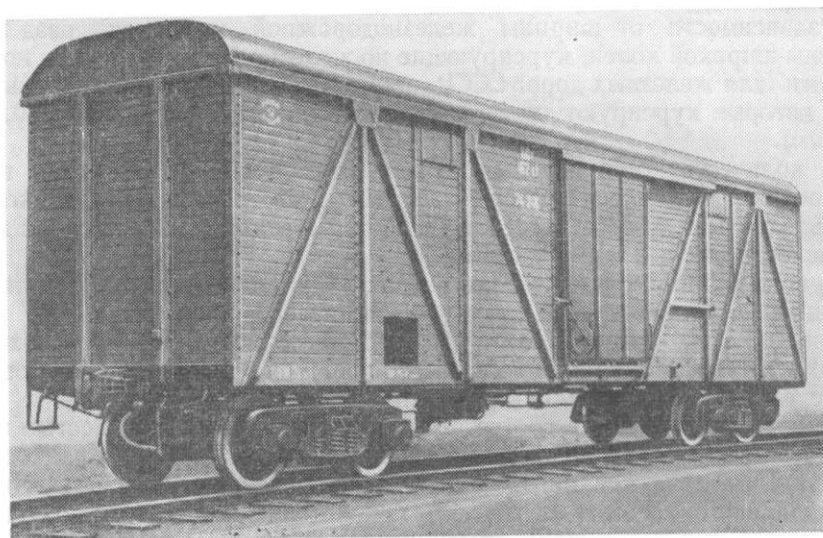


Рис. 2. Крытый четырехосный грузовой вагон

Кузова этих вагонов имеют изоляцию и оборудованы приборами охлаждения, отопления и вентиляции. По способу охлаждения они разделяются на вагоны с льдосоляным и машинным охлаждением.

Крытые вагоны для перевозки скота могут иметь вентиляционные люки или решетчатые кузова; они оборудуются кормушками,

корытами, баками для воды и другими устройствами. Для перевозки мелких животных и птиц кузова вагонов строятся многоярусными.

Полувагоны предназначены для перевозки руды, каменного угля, флюсов и других навалочных грузов. На рис. 4 показан современный шестиос-

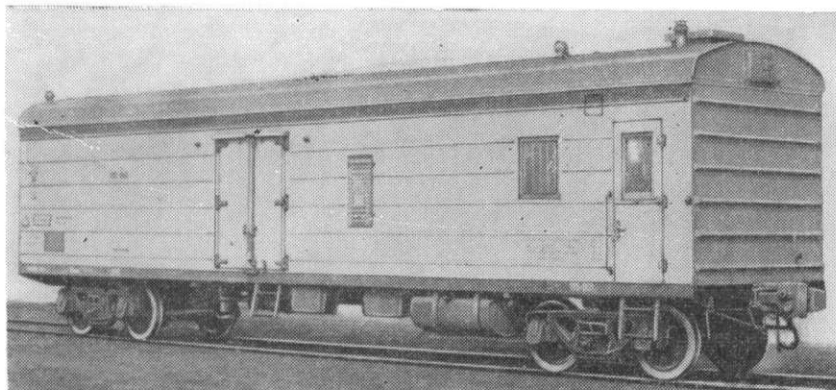


Рис. 3. Четырехосный цельнометаллический изотермический вагон

ный цельнометаллический полувагон (гондола). В полу таких вагонов имеются открывающиеся люки для разгрузки сыпучих материалов и поэтому они называются саморазгружающимися.

К саморазгружающимся вагонам относятся металлические вагоны-думпкары и хопперы. Думпкары предназначены для перевозки руды и строительных материалов на короткие расстояния. При разгрузке их кузов наклоняется на одну сторону пневматическим механизмом.

Крытые хопперы (рис. 5) применяются для перевозки цемента, а открытые— для балласта (щебеночного и песчаного).

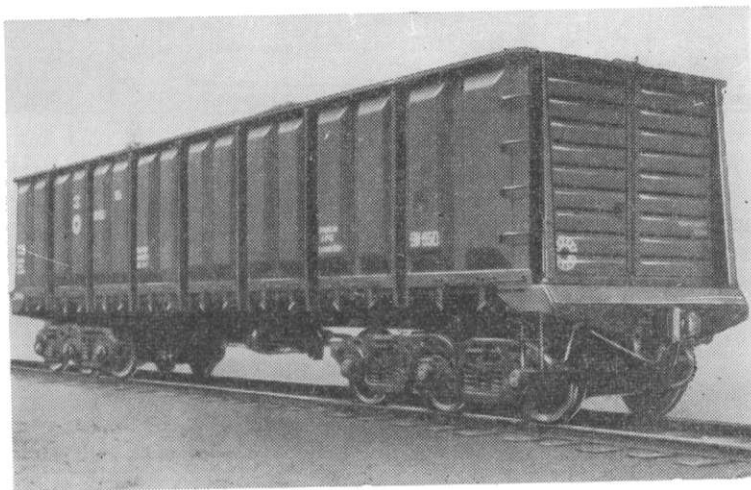


Рис. 4. Шестиосный полувагон

Платформы (рис. 6) служат для перевозки длинных и громоздких грузов. На платформах перевозятся также различные станки, машины, автомобили и контейнеры.

Кузов платформы образуется настилом пола, а также продольными и поперечными бортами. У четырехосных платформ грузоподъемностью 62 т

продольные борта состоят из четырех секций, а у двухосных грузоподъемностью 20 т — из трех секций. Четырехосные платформы последних выпусков имеют металлические борта.

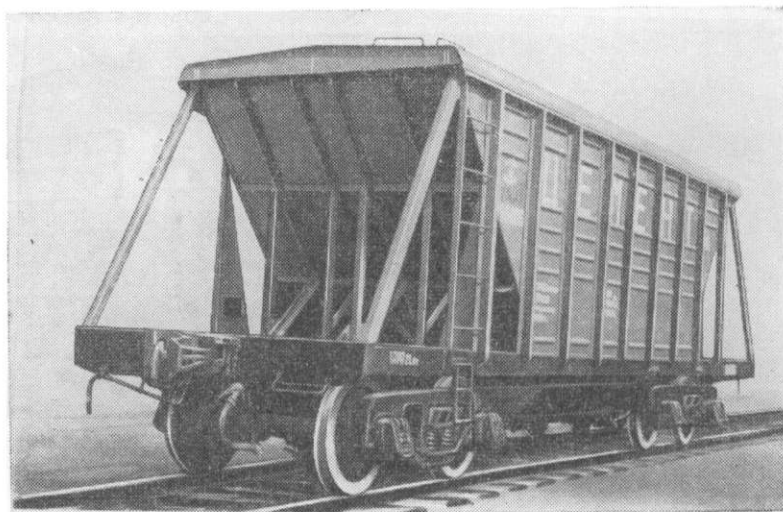


Рис. 5. Четырехосный вагон-хоппер

Транспортеры (рис. 7) предназначены для перевозки громоздких и тяжеловесных грузов весом до 300 т. Они имеют шесть, восемь и более осей.

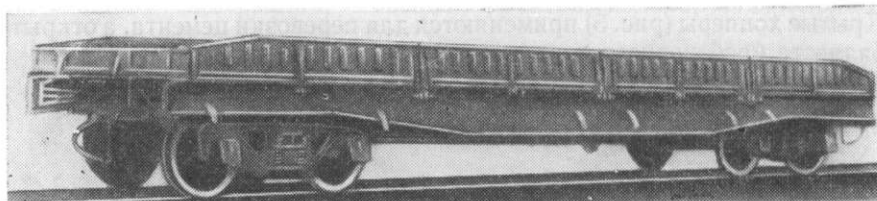


Рис. 6. Четырехосная платформа

Средняя часть рамы транспортеров располагается возможно ниже для облегчения погрузки-выгрузки и размещения громоздких грузов большого веса.

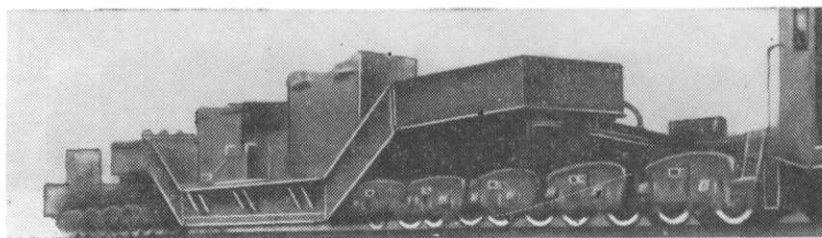


Рис. 7. Транспортер с грузом

Цистерны (рис. 8) представляют собой грузовой вагон, кузовом у которого является металлический котел, прочно укрепленный на раме. Цистерны служат для перевозки наливных грузов. В зависимости от перевозки-

мого груза цистерны разделяются на нефтяные, бензиновые, спиртовые, кислотные, молочные и т. д.

Для слива нефти, керосина, масла и подобных грузов в нижней части котла цистерн устанавливается сливной прибор. Бензин, лигроин и другие легковос-



Рис. 8. Четырехосная цистерна

пламеняющиеся грузы сливают через верхние приборы. В последнее время при постройке цистерны оборудуют универсальным сливным прибором, что позволяет перевозить в них не только темные, но и светлые нефтепродукты, слив

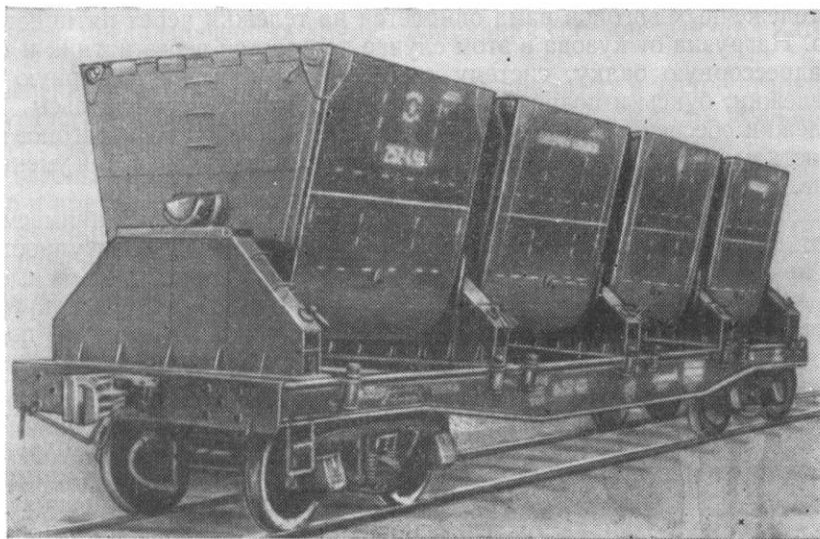


Рис. 9. Бункерный вагон для перевозки битума

которых может производиться снизу. Цистерны для перевозки высоковязких продуктов (смазочные масла, мазуты и др.) имеют в нижней части устройства для подогрева котла паром, что облегчает и ускоряет их слив.

Кроме того, в парке грузовых вагонов имеются вагоны специального назначения, контрольные платформы для проверки вагонных весов, вагоны-мастерские, снегоочистители и другие вагоны, приспособленные для технических нужд железных дорог. Для перевозки высоковязких нефтяных продуктов применяются специальные бункерные вагоны (рис. 9), имеющие рубашки для подогрева груза паром при разгрузке.

В настоящее время парк вагонов пополняется новыми типами грузовых вагонов: крытыми с большим объемом кузова, полувагонами большой грузоподъемности для перевозки руды, угля, кокса, строительных материалов, цистернами увеличенной емкости, для перевозки высоковязких нефтепродуктов и другими вагонами специального назначения.

Типы и основные характеристики вновь строящихся вагонов согласно Правилам технической эксплуатации железных дорог Союза ССР (ПТЭ), § 136 утверждаются порядком, установленным Правительством. Чертежи основных узлов и технические условия утверждаются поставщиком вагонов по согласованию с Министерством путей сообщения (МПС), а чертежи остальных узлов и деталей — по согласованию с начальниками соответствующих главных управлений МПС.

2. ОСНОВНЫЕ ЧАСТИ ВАГОНА И ИХ НАЗНАЧЕНИЕ

Каждый вагон имеет ходовые части, раму, кузов, ударно-тяговые приборы и тормоза.

К ходовым частям относятся колесные пары, буксы с подшипниками, пружины и рессоры, а в тележечных вагонах и детали тележки — рама, наддресорная и поддресорная балки и др. Ходовые части должны обеспечивать безопасное передвижение вагона по рельсовому пути с необходимой плавностью и наименьшим сопротивлением движению.

Колесные пары двухосных вагонов при движении устанавливаются независимо одна от другой. У вагонов четырехосных и с большим количеством осей колесные пары связаны между собой в тележке.

У тележечных вагонов рама опирается на тележки через пятниковое устройство. Нагрузка от кузова в этом случае передается через пятник и подпятник, наддресорную балку, систему рессор и пружин, поддресорную балку, раму тележки, буксы и подшипники на шейки осей, колеса и рельсы.

Тележки обеспечивают более свободное движение длинных вагонов по кривым участкам пути малого радиуса, лучшую плавность хода при уменьшении сопротивления движению.

Рессоры и пружины служат для смягчения толчков, воспринимаемых вагоном от неровностей пути и поверхности катания колес. Совокупность всех рессор, пружин и других упругих элементов, связывающих колесные пары с рамой тележки или кузовом, а также способ их размещения и закрепления называется рессорным подвешиванием. Наиболее простое рессорное подвешивание состоит из рессор, на которые посредством валиков, серег и рессорных кронштейнов подвешивается рама вагона.

Рама вагона состоит из системы прочно соединенных между собой стальных продольных и поперечных балок, образующих прямоугольник. На раме укрепляются кузов, упряжные и ударные приборы, части автоматического и ручного тормоза, буксовые лапы и детали рессорного подвешивания. Таким образом, на раме монтируются все основные части вагона, и она обеспечивает необходимую связь между ними. Рамы существенно отличаются друг от друга в зависимости от конструкции и назначения вагона.

Современные вагоны имеют раму, которая, кроме боковых балок и буферных брусев, имеет еще продольную хребтовую балку, расположенную по продольной оси вагона. Рама должна быть достаточно прочной, способной выдерживать нагрузки от кузова, воспринимать тяговые, ударные, тормозные усилия, давление ветра и другие нагрузки, возникающие при движении вагона.

Ударно-тяговые приборы служат для сцепления вагонов между собой и локомотивом, удержания вагонов на определенном расстоянии друг от друга и для передачи силы тяги от локомотива к вагонам, а также смягчения ударов, возникающих при сцеплении или набегании вагонов в поезде.

Ударно-тяговые приборы состоят из автосцепного оборудования при автоматическом сцеплении или упряжных крюков, стяжек и буферов при винтовой упряжи.

Кузовом вагона называется крытая или открытая часть вагона, расположенная над рамой и служащая помещением для грузов или пассажиров. У крытых грузовых и пассажирских вагонов кузов состоит из боковых и торцовых стен, пола и крыши. У полувагонов к кузову относятся боковые, торцовые стены и пол, а у платформ борта и пол. У цистерн кузовом является цилиндрический резервуар, называемый котлом.

Кузов вагона укрепляется на раме или составляет с ней одно целое.

Тормозом называется устройство на подвижном составе, с помощью которого создается искусственное сопротивление движению, необходимое для останова поезда или регулирования его скорости.

Тормоза бывают ручные и автоматические. Вагоны грузового и пассажирского парков оборудованы автоматическими тормозными приборами, а часть вагонов — дополнительно и ручными тормозами.

Автоматические тормоза обычно приводятся в действие с локомотива, а в случае срочной необходимости из вагона. При обрыве поезда эти тормоза начинают действовать автоматически, без участия людей.

Работа тормоза заключается в том, что тормозные колодки с помощью тяг, соединенных при ручном тормозе с тормозным винтом, а при автоматическом — с тормозным цилиндром, плотно прижимаются к вращающимся колесам, силой трения задерживают их вращение и тем самым уменьшают скорость движения вагона или поезда.

Все элементы вагонов по прочности, устойчивости и своему состоянию должны обеспечивать безопасное и плавное движение поездов с наибольшими скоростями, установленными МПС.

Вновь строящиеся вагоны должны обеспечивать безопасное и плавное движение поездов с наибольшими конструкционными скоростями перспективных локомотивов, предназначенных для обслуживания соответствующих категорий поездов (ПТЭ, § 137).

Изменения в конструкции основных узлов принятых в эксплуатацию вагонов допускается производить только с разрешения МПС. Вагоны должны удовлетворять требованиям габарита подвижного состава.

Все вагоны должны иметь следующие четкие знаки и надписи: государственный герб и инициалы дороги приписки (на пассажирских вагонах), знак МПС, время и место постройки, а также производства установленных видов ремонта, ревизии букс и тормозов; номер вагона, вес тары и, кроме того, грузоподъемность на грузовых вагонах, а на пассажирских вагонах — число мест.

3. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВАГОНОВ

Основными технико-экономическими характеристиками вагонов являются грузоподъемность, тара и допускаемая нагрузка на ось. Наряду с ними существенное значение имеют число осей, объем кузова, приходящийся на тонну груза, нагрузка на 1 пог. м пути и коэффициент тары вагона.

Грузоподъемностью вагона называется наибольший вес груза, допускаемый к перевозке в вагоне. На дорогах СССР грузовые вагоны имеют грузоподъемность: шестиосные — 93 т, четырехосные — 50 и 60 (62) т, а двухосные — 20 и 25 т.

Тарой называется собственный вес порожнего вагона. Тара вагона определяется взвешиванием его на специальных весах при постройке, а также проверяется при выпуске вагонов из планового ремонта. Отношение тары к грузоподъемности вагона называется коэффициентом тары. Чем меньше

коэффициент тары, тем меньше приходится перевозить собственного веса на тонну транспортируемого груза.

Давление колесной пары на путь характеризует возможность пропуска вагонов по верхнему строению пути с наибольшей скоростью, установленной для данного участка.

Давление от колесной пары на рельсы называется статической нагрузкой от оси на рельсы (ГОСТ 4007—59). Допускаемая нагрузка от оси на рельсы зависит главным образом от типа рельсов, количества шпал, уложенных на 1 км пути, состояния верхнего строения пути и скорости движения поезда.

На железных дорогах СССР нагрузка от оси на рельсы у грузовых вагонов допускается до 21,0 т и у пассажирских до 18 т (ГОСТ 4007—59). Следовательно, наибольший вес грузового четырехосного вагона вместе с грузом не должен превышать

$$B = 4q = 4 \cdot 21,0 = 84 \text{ т},$$

где q — допускаемая нагрузка от оси на рельсы.

Нагрузка на 1 пог. м пути характеризует возможность пропуска вагонов по искусственным сооружениям и определяется делением наибольшего веса брутто на его длину по осям сцепления автосцепок

$$q_n = \frac{Q_n + T}{L_a},$$

где Q_n — полезная нагрузка;

T — тара вагона;

q_n — допускаемая нагрузка на 1 пог. м пути;

L_a — длина вагона по осям сцепления автосцепок.

Наибольшая величина нагрузки на 1 пог. м пути на дорогах СССР допускается 6,5 т; для магистральных линий при реконструкции искусственных сооружений эта нагрузка увеличивается до 8 т.

При анализе эксплуатационных качеств вагона важное значение имеет удельный объем кузова вагона, т. е. объем кузова в кубических метрах, приходящийся на 1 т грузоподъемности вагона. Подобным показателем для платформы является удельная площадь, или отношение площади пола платформы к ее грузоподъемности.

У пассажирских вагонов показателем экономичности является также коэффициент тары K_T , показывающий отношение тары вагона T к числу пассажирских мест Π_m ,

$$K_T = \frac{T}{\Pi_m}$$

и коэффициент населенности K_n , определяющий число пассажиров Π , приходящихся на 1 пог. м длины кузова вагона L_k ,

$$K_n = \frac{\Pi}{L_k}.$$

В пассажирских вагонах вес тары на одно спальное место составляет от 0,8 до 3,2 т.

Для вагонов пригородного сообщения и метрополитена, где учитывается число мест не только для сидения, но и для стояния, имеет значение и вес тары, приходящийся на 1 м² площади пола.

4. ГАБАРИТЫ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Подвижной состав, в том числе и вагоны согласно ПТЭ строятся по определенному габариту.

Габаритом подвижного состава железных дорог называется предельное поперечное перпендикулярное оси пути очертание, в котором, не выходя на-

ружу, должен помещаться установленный на прямом горизонтальном пути как в порожнем, так и в нагруженном состоянии не только новый подвижной состав, но и подвижной состав, имеющий максимальные нормируемые допуски и износ, за исключением бокового наклона на рессорах (ГОСТ 9238—59).

Кроме габарита подвижного состава, есть габарит приближения строений, которым называется предельное поперечное перпендикулярное оси пути очертание, внутрь которого, помимо подвижного состава, не должны заходить никакие части сооружений и устройств, за исключением частей устройств, предназначенных для непосредственного взаимодействия с подвижным составом: вагонные замедлители в рабочем состоянии, контактные провода с деталями крепления, хоботы гидравлических колонок при наборе воды и других при условии, что положение этих устройств во внутригабаритном пространстве увязано с частями подвижного состава, которых они могут касаться, и что они не могут вызвать соприкосновения с другими элементами подвижного состава.

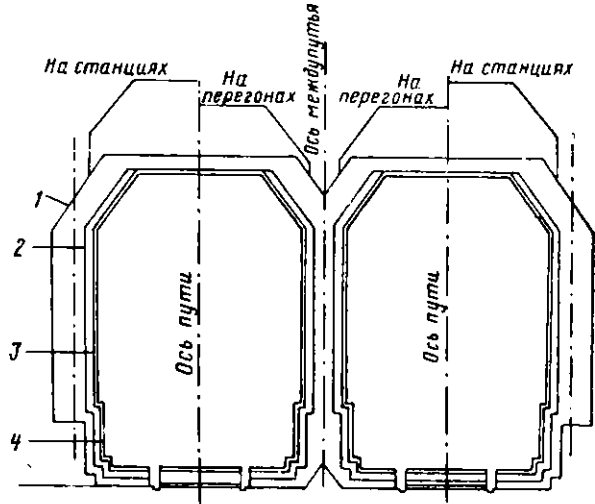


Рис. 10. Схема взаимного расположения габарита подвижного состава и габарита приближения строений: 1 — габарит приближения строений; 2 — габарит подвижного состава; 3 — строительное очертание подвижного состава; 4 — проектное очертание подвижного состава

Между габаритом подвижного состава и окружающим его габаритом приближения строений, а также между габаритами смежных подвижных составов оставляется некоторое пространство, предназначенное для смещений подвижного состава, которые вызываются возможными отклонениями в состоянии отдельных элементов пути, допускаемыми нормами их содержания, а также боковыми колебаниями и наклонами подвижного состава на рессорах (рис. 10).

Габарит подвижного состава неразрывно связан с размерами колеи железных дорог: чем шире колея, тем шире и выше может быть подвижной состав, обращающийся по этой колее.

Следует отметить, что Россия является первой страной в мире, которая почти с самого начала постройки железных дорог (1860 г.) установила единые габариты приближения строений и подвижного состава как обязательные для всех железных дорог страны. Это оказало положительное влияние на последующее развитие всего железнодорожного транспорта и способствовало типизации и стандартизации основных сооружений, устройств и подвижного состава.

Согласно ГОСТ 9238—59 для вагонов железных дорог СССР широкой колеи установлены следующие эксплуатационные габариты.

Габарит 1-Т — для подвижного состава, допускаемого к обращению по всей сети железных дорог СССР.

Габарит Т — для подвижного состава, допускаемого к обращению по отдельным участкам реконструированных линий железных дорог СССР.

Габариты 0-Т, 01-Т, 02-Т и 03-Т — для подвижного состава, допускаемого к обращению как по сети железных дорог СССР колеи 1 524 мм, так и по железным дорогам зарубежных стран колеи 1 435 мм.

На рис. 11 показан габарит 1-Т для подвижного состава. Штриховая линия а—б—в—г верхней части габарита (рис. 11, а) определяет контур, до которого могут доходить части подвижного состава по высоте и ширине после того, как

на всех станциях у зданий, расположенных около путей, будут сняты подкосы стропил и свесы крыши. По бокам габарита штриховые линии ограничивают положение сигнальных устройств, ветровых щитков, подлокотников, поручней и других выступающих частей.

В нижней части габарита (рис. 11, б) сплошными линиями показано наименьшее положение обрессоренных частей кузова, штриховыми — частей, укрепленных на обрессоренной раме тележки, штриховыми с крестиком — необрессоренных частей и штрихпунктирными — необрессоренных частей и час-

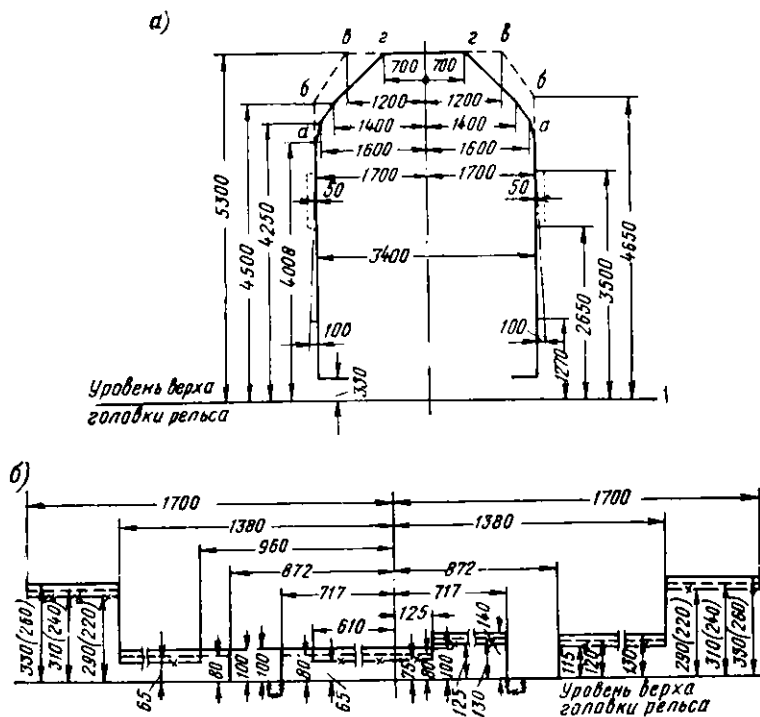


Рис. 11. Габарит I-T для подвижного состава

тей, укрепленных на обрессоренной раме тележки. В скобках указаны размеры, по которым подвижной состав может строиться после понижения по всей сети железных дорог СССР высоты низких платформ и других расположенных в этих местах устройств до 200 мм над уровнем верха головки рельса.

Левая часть рис. 11, б относится для подвижного состава, проходящего через механизированные сортировочные горки только при расторможенном положении вагонного замедлителя, а правая часть — при любом положении вагонного замедлителя. Для подвижного состава, пропуск которого через механизированные сортировочные горки исключается, линия нижнего очертания габарита для необрессоренных частей может проходить на высоте 65 мм над уровнем верха головки рельса в интервале от оси пути до размера 1380 мм.

5. КРАТКИЙ ИСТОРИЧЕСКИЙ ОБЗОР ОТЕЧЕСТВЕННОГО ВАГОНОСТРОЕНИЯ

Вагоны начали строиться задолго до возникновения железных дорог, причем в те времена они передвигались лошадьми, а направляющими служили деревянные брусья. Первые вагоны применялись для перевозки угля, руды и представляли собой деревянный открытый кузов, поставленный на четыре желобчатых колеса. В дальнейшем деревянные брусья и колеса были заменены чугунными.

Изобретение в 1833 г. Е. А. и М. Е. Черепановыми первого паровоза и пуск в эксплуатацию на уральских нижнетагильских заводах железной дороги с паровой тягой послужили толчком в развитии и совершенствовании конструкции вагонов.

С открытием в 1836 г. железной дороги между Петербургом и Царским Селом (ныне г. Ленинград и г. Пушкин) начали эксплуатироваться пассажирские двухосные вагоны, построенные с кузовом по типу карет Александровским заводом в Петербурге.

Массовое строительство грузовых и пассажирских вагонов в России относится к 1846 г. Оно было связано с постройкой дороги между Москвой и Петербургом (ныне Октябрьская дорога).

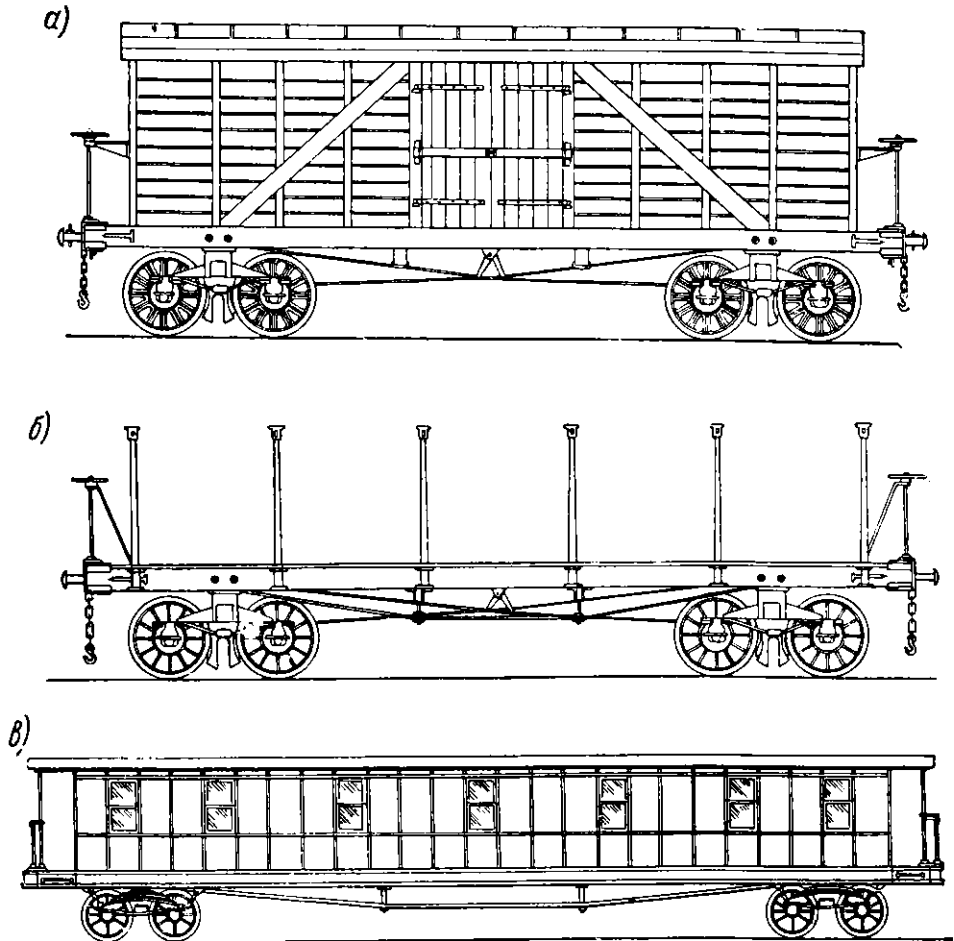


Рис. 12. Типы вагонов, построенные для Петербурго-Московской железной дороги

Первыми вагонами грузового парка железных дорог России были крытые вагоны и платформы (рис. 12), причем те и другие вначале строились четырехосными на двухосных тележках с центральной сцепкой без буферов.

Рама и кузов крытого вагона (рис. 12, а) были деревянными. Крыша вагона имела сплошную деревянную обшивку, покрытую плотной просмоленной парусиной, посыпанной песком и покрытой сверху густым раствором извести. Грузоподъемность крытых вагонов составляла 8,2 т, тара — 7,8 т.

Платформы (рис. 12, б) строились также четырехосные — тележечные с деревянной рамой без продольных и поперечных бортов. Грузоподъемность платформы составляла 10 т, тара — 6 т.

Вагоны оборудовались ручным тормозом, который имел храповик и приводился в действие колесом-маховиком, находящимся на открытой тормозной площадке. Тормозные колодки изготовлялись из осины, которая сравнительно хорошо удерживает влагу.

С 1851 г., в период постройки Петербурго-Варшавской дороги, начали вводить в эксплуатацию двухосные вагоны, кузов которых имел длину 6,4, ширину 2,77 и высоту 2,62 м. Тара составляла 6 т, грузоподъемность — 8,2 т, коэффициент тары 0,79 вместо 0,95 у четырехосных вагонов выпуска 1846—1848 гг.

С 1861 г. начали строить специальные полувагоны для перевозки угля, среди них были цельнометаллические полувагоны, рассчитанные на механическую выгрузку.

Первые изотермические вагоны (ледники) были построены в 1862 г. мастерами бывш. Московско-Казанской дороги; в дальнейшем строились специальные изотермические вагоны для перевозки фруктов, молока, живой рыбы и тому подобных скоропортящихся грузов.

В 1868 г. был построен балластный вагон с опрокидывающимся кузовом.

С 1872 г. началось строительство цистерн разных конструкций. Появление этих вагонов связано с развитием отечественной нефтяной промышленности и необходимостью перевозки нефтепродуктов в различные районы страны.

В период 1860—1878 гг. было создано много типов разнообразных конструкций грузовых вагонов. В начале 1875 г. на железных дорогах России имелось около 50 типов двухосных крытых вагонов и около 35 типов угольных полувагонов и платформ. Такое разнообразие не вызывало больших трудностей в эксплуатации, пока обращение вагонов ограничивалось пределами одной дороги.

Введенное в 1869 г. на русских железных дорогах впервые в мире бесперегрузочное сообщение между дорогами вызвало значительные осложнения в эксплуатации и обслуживании разнотипного вагонного парка. Потребовалась нормализация парка вагонов, т. е. разработка одинаковых по типу, размеру и конструкции вагонов на всех железных дорогах страны.

В 1875 г. Министерство путей сообщения издало распоряжение об обязательной постройке новых грузовых двухосных вагонов по «нормальным» размерам. За образец конструкции нормального крытого вагона русских железных дорог был принят вагон конструкции Ковровских мастерских, созданный в 1872 г. Грузоподъемность вагона была 10 т, тара 6,8 т и коэффициент тары составлял 0,68.

В 1884 г. VII совещательный съезд инженеров подвижного состава и тяги установил новый единый тип нормального грузового вагона. За основу для строительства крытого вагона и платформы были приняты чертежи конструкции двухосных вагонов, разработанные Юго-Западными дорогами, которые первыми на сети в 1878 г. заменили в своих грузовых вагонах деревянную раму металлической.

Новые грузовые вагоны, названные нормальными, были введены для эксплуатации на всех русских железных дорогах в законодательном порядке в 1892 г. С этого времени все вагоностроительные заводы и железнодорожные мастерские строили для отечественных дорог грузовые вагоны по типовым чертежам.

Конструкция нормального типа грузового вагона оказалась весьма рациональной. В дальнейшем она была подвергнута сравнительно небольшим изменениям, главным образом по ходовым частям. В результате грузоподъемность вагона последовательно увеличивалась: в 1891 г. — до 12,5 т; в 1905 г. — до 15; в 1911 г. — до 16,5; в 1933 г. — до 18 т.

Создание нормального типа крытых грузовых вагонов, платформ, цистерн, изотермических имело огромное значение для русских железных дорог, так как улучшилось обращение вагонов по сети дорог и обменные операции между ними. Значительно упростились ремонт и обслуживание вагонов, так как запасные части к ним стали изготовляться для всех вагонов и дорог одинаковыми.

С увеличением грузооборота железных дорог и введением в эксплуатацию

более мощных локомотивов выяснилось, что четырехосные вагоны большой грузоподъемности имеют значительные преимущества перед двухосными. Целесообразность введения в эксплуатацию четырехосных вагонов диктовалась стремлением сократить число их в поезде и уменьшить длину поездов.

В 1895 г. появились четырехосные цистерны, а в 1900 г. начали строить и вводить в эксплуатацию четырехосные крытые грузовые вагоны.

В 1903 г. началось строительство четырехосных платформ грузоподъемностью 33 т. В 1902 г. был построен четырехосный вагон-ледник. В 1905 г. бывш. Московско-Рязанско-Казанской дорогой построены бестележечные четырехосные вагоны грузоподъемностью 30 т. За период 1900—1908 гг. русские заводы построили около 15 различных конструкций большегрузных вагонов, из которых заслуживает особого внимания цельнометаллический полувагон грузоподъемностью 37,5 т с продольными балками формы бруса равного сопротивления изгибу. В 1910 г. по проекту инж. Силича построены первые изо-термические вагоны с индивидуальным машинным охлаждением.

Промышленное изготовление вагонов пассажирского парка в России началось в 1846 г. на Александровском заводе. Первые вагоны были четырехосными на двухосных тележках (рис. 12, в). Кузов вагона деревянный, прочно укрепленный на раме из деревянных брусьев сечением 300 × 250 и длиной 17 124 мм, усиленных шпренгелями. Внутри вагона ставились парные жесткие скамейки. В первых вагонах не было полок для вещей и багажа, отопления, вентиляции и туалетов. В ночное время вагоны освещались свечами, поставленными в настенные фонари.

Таковыми же по размерам и конструкции кузова строились пассажирские вагоны I и II классов с мягкими сиденьями.

В 1850—1854 гг. Александровский завод строил вагоны почтовые, багажные, а также специального назначения. Следует отметить, что на этом заводе были построены служебные вагоны длиной 25 247 мм на двух четырехосных тележках. Кузов вагона имел оригинальную конструкцию, обеспечивающую необходимую прочность. Внутреннее помещение вагонов отличалось изящной отделкой и было оборудовано потолочными вентиляторами, печами из изразцового кирпича, туалетами с умывальниками. Создание и постройка таких сложных конструкций пассажирских вагонов характеризует высокий технический уровень отечественного вагоностроения того времени.

С развитием железнодорожных перевозок конструкция вагонов совершенствовалась. В 1863 г. во всех вагонах начали устанавливать изразцовые печи, которые в 1866 г. были заменены чугунными. В 1866 г. Ковровские железнодорожные мастерские стали строить пассажирские вагоны с индивидуальным паровым отоплением и улучшенной вентиляцией в виде вытяжных флюгарок, установленных на крыше. В 1887 г. по предложению русских инженеров осуществлено электрическое освещение вагонов. Одновременно с улучшением устройства внутреннего оборудования совершенствовалась и общая конструкция вагонов. Улучшена была изоляция потолка, стен и пола. С 1870 г. крыши всех пассажирских вагонов начали покрывать вместо парусины кровельной сталью. В обязательном порядке стали обшивать металлическими листами наружную поверхность кузова. С 1863 г. в пассажирских вагонах заменили одну буферную сцепку винтовым сцеплением и буферами.

В период 1895—1917 гг. создан ряд новых типов пассажирских вагонов, которые находились в эксплуатации на железных дорогах дореволюционной России. Это — двухосные жесткие вагоны дальнего следования длиной 12—14 м, двухосные и трехосные пригородного сообщения длиной 14 м, трехосные мягкие дальнего следования длиной 12,6 м, четырехосные жесткие и мягкие дальнего следования длиной 18 и 20 м, четырехосные спальные вагоны прямого сообщения и разнотипные вагоны-рестораны, почтовые, багажные и др.

Для нормализации постройки пассажирских вагонов в 1896 г. Ковровские железнодорожные мастерские запроектировали и изготовили четырехосный вагон длиной 18,23 м.

В 1896 г. сначала на Коломенском заводе, а в 1897 г. в Главных ростовских

мастерских началось строительство четырех- и шестиосных пассажирских вагонов с несущей металлической полустеной. Эти вагоны обладали значительной прочностью и износоустойчивостью.

В 1912 г. русским инженером Фетте была создана двухосная пассажирская тележка, построенная Русско-Балтийским заводом, получившая широкое распространение. Появились новые конструкции эллиптических рессор системы кузнечного мастера Главных петербургских мастерских И. О. Брауна и техника Тамбовских мастерских Н. К. Галахова. Рессора Галахова нашла всеобщее применение в подвижном составе как у нас, так и за границей. В 1915 г. по проекту инженера Радовича был построен вагон с установкой для кондиционирования воздуха.

Несмотря на большой опыт в вагоностроении и инициативу русских ученых, инженеров и практиков, развитие вагоностроения, как и всей хозяйственной жизни в царской России, шло беспланоно. В результате небольшой вагонный парк отличался значительной разнотипностью. За годы империалистической войны количество вагонов в России резко сократилось, а их техническое состояние ухудшилось. Гражданская война и иностранная военная интервенция привели к дальнейшему разрушению вагонного парка.

Молодое Советское государство, получив в наследство от царской России маломощный и разрушенный парк вагонов, сразу же после Великой Октябрьской социалистической революции приняло ряд чрезвычайных мер, направленных на быстрое восстановление железнодорожного транспорта. В декабре 1920 г. вопрос о состоянии транспорта рассматривался на VIII Всероссийском съезде Советов, который счел необходимым организовать ремонт подвижного состава на основе массового производства обезличенных запасных частей таким образом, чтобы это последнее стало также и основой производства новых однотипных вагонов.

Развитие отечественного вагоностроения шло по пути усиления и обновления вагонного парка. В 1923 г. заводы начали строить новые вагоны.

В целях увеличения долговечности вагонов и сокращения расходов на их содержание и ремонт, а также обеспечения безопасности движения при повышенных скоростях и увеличенных весах поездов в конструкции новых вагонов предусматривалась замена деревянных деталей металлическими. В первую очередь такой замене подверглись рамы, а затем кузова вагонов.

Советские специалисты первыми в мире начали широко применять сварку в вагоностроении, в результате чего у нас появились грузовые и пассажирские вагоны сварной конструкции.

С 1925 г. отечественные заводы начали выпускать жесткие пассажирские вагоны длиной 14 м дальнего следования, а с 1926 г. — большегрузные четырехосные вагоны.

В 1928 г. был сконструирован новый стандартный тип пассажирского вагона дальнего следования — четырехосный длиной 20,2 м, на базе которого строились жесткие некупированные и купированные вагоны, мягкие, вагоны-рестораны, почтовые и багажные, а также пригородные, имеющие 98 мест для сидения. Кузов их был деревянный раскосно-стоечной конструкции с двойной обшивкой стен, пола и крыши. Он был покрыт снаружи металлическими листами толщиной 1,5 мм. Рама этих вагонов — металлическая с хребтовой балкой. Кроме того, началась постройка пригородных пассажирских вагонов длиной 19,3 м с металлическим кузовом, которые нашли широкое применение на электрифицированных железных дорогах. Одновременно с постройкой серийных пригородных вагонов были построены опытные образцы цельнометаллических пассажирских вагонов дальнего следования длиной 25,2 м. При постройке этих вагонов широко применялась электросварка.

Основными типами грузовых вагонов стали: четырехосные крытые грузоподъемностью 50 т; саморазгружающиеся полувагоны и платформы грузоподъемностью 60 т; цистерны емкостью 50 м³ и изотермические вагоны грузоподъемностью 30 т.

Особенно резкое увеличение и обновление вагонного парка произошло

за годы после Великой Отечественной войны. С 1946 г. вагоностроительная промышленность перешла на строительство только четырехосных цельнометаллических пассажирских вагонов новой конструкции длиной 23,6 м. Эти вагоны имеют значительные преимущества перед вагонами с деревянными кузовами в отношении прочности, планировки помещений и внутренней отделки. Вагоны оборудованы приточной вентиляцией с очисткой воздуха и подогревом его зимой. В настоящее время строятся цельнометаллические жесткие купированные вагоны, мягкие с четырех- и двухместными купе, рестораны, почтовые, багажные и др. Цельнометаллический вагон является преобладающим и основным типом пассажирских вагонов на дорогах Советского Союза.

На железнодорожный транспорт также поступили поезда, отдельные секции и вагоны с машинным охлаждением и электрическим отоплением, представляющие собой новейшую технику. Построены цистерны для перевозки вязких продуктов с наружным обогревом, цистерны из нержавеющей стали для перевозки кислот, саморазгружающиеся закрытые вагоны бункерного типа для перевозки цемента, цельнометаллические полувагоны грузоподъемностью 60 и 93 т, специальные вагоны для перевозки скота. В связи с возрастающей потребностью в перевозках тяжеловесных грузов для крупных строек созданы и введены в эксплуатацию транспортеры грузоподъемностью 130—180 и 230 т.

Огромное значение для улучшения работы железных дорог имел перевод вагонного парка на автоматическое торможение.

В 1925—1926 гг. талантливый советский изобретатель — машинист Ф. П. Казанцев создал автоматический тормоз с воздухораспределителями серии АП-1 и К, который, являясь лучшим тормозом того времени, был принят Народным Комиссариатом путей сообщения (НКПС) в качестве типового для оборудования грузовых вагонов сети железных дорог СССР.

В 1926 г. советским изобретателем И. К. Матросовым был создан новый, более совершенный автоматический тормоз, принятый в 1930 г. в качестве типового для грузовых вагонов взамен тормоза Казанцева.

В результате проведения больших мероприятий по созданию отечественных тормозных приборов, развитию машиностроительной базы для тормозного оборудования и организации индустриальной базы для осмотра и ремонта автотормозов в эксплуатации все грузовое движение было переведено в 1935 г. на сплошное автоматическое торможение. В настоящее время грузовой и пассажирский вагонный парк оборудован автоматическими тормозами. При этом для пассажирских вагонов разработан и введен в эксплуатацию, а для грузовых испытывается новый электропневматический тормоз, позволяющий значительно сократить длину тормозного пути.

Важное значение для увеличения веса поездов и обеспечения их безопасного следования имело оборудование вагонов автосцепкой вместо винтовой стяжки, законченное в 1957 г.

Большой путь теоретических исследований и практической проверки прошли работники вагонного хозяйства в поисках наиболее целесообразной конструкции тележек, систем рессорного подвешивания, колесных пар, подшипников и букс. С 1955 г. все цельнометаллические вагоны, а с 1956 г. часть грузовых вагонов стали выпускаться с роликовыми подшипниками, что явилось важным достижением в модернизации вагонного парка.

За годы семилетки (1959—1965 гг.) предусматривается дальнейшее значительное усиление вагонного парка.

В 1959—1965 гг. будет увеличена постройка большегрузных вагонов более чем на 38% по сравнению с предыдущим семилетием. Увеличится поставка цельнометаллических полувагонов грузоподъемностью до 100 т, крытых вагонов с объемом кузова 120 м³, цистерн емкостью до 60 м³, изотермических вагонов с машинным охлаждением и электрическим отоплением. Для перевозки негабаритных и тяжеловесных грузов железные дороги получат транспортеры грузоподъемностью 110, 220 и 300 т. К концу семилетия свыше 30% парка грузовых вагонов будет переведено на роликовые подшипники. Количество цельнометаллических пассажирских вагонов возрастет за семилетие почти

в два раза. Часть пассажирских вагонов оборудуется установками для кондиционирования воздуха. Пассажирские вагоны будут иметь меньшую тару за счет широкого применения низколегированных сталей, легких металлов и синтетических материалов.

Развитие отечественного вагоностроения неразрывно связано с наукой. Обобщая богатый опыт и результаты исследований работников научно-исследовательских и учебных институтов, передовых рабочих, инженерно-технических работников заводов и конструкторских бюро, советские ученые создали новую отрасль науки — науку о вагоне. Большой вклад в ее развитие внесли Е. А. Патон, М. А. Короткевич, М. В. Винокуров, Б. Н. Горбунов, С. В. Вершинский, В. А. Лазарян, Е. Н. Никольский, Л. Н. Никольский, А. А. Попов, Л. А. Шадур и многие другие.

Ученые, инженеры и новаторы вагонного хозяйства и вагоностроительной промышленности продолжают большую работу по созданию новых, еще более совершенных конструкций вагонов.

Контрольные вопросы

1. По каким признакам и как классифицируются вагоны?
2. Какие требования предъявляются к вагонам?
3. Из каких основных частей состоит вагон и какое назначение каждой части?
4. Приведите основные технико-экономические характеристики вагонов.
5. Что называется габаритом подвижного состава и габаритом приближения строений?
6. По каким габаритам строятся вагоны для железнодорожного транспорта?
7. Когда появились первые железные дороги в России и каковы были первые типы грузовых и пассажирских вагонов?
8. В чем заключается сущность нормализации вагонов грузового парка?
9. Каковы конструктивные особенности нормального грузового вагона?
10. Охарактеризуйте главные этапы в строительстве четырехосных вагонов грузового и пассажирского парков.
11. Какие проведены основные мероприятия по модернизации вагонного парка СССР?
12. Расскажите о развитии вагоностроения в семилетии 1959—1965 гг.

Г Л А В А II

КОЛЕСНЫЕ ПАРЫ

1. НАЗНАЧЕНИЕ И УСТРОЙСТВО КОЛЕСНЫХ ПАР

Колесные пары являются важнейшими частями вагона. Они несут на себе вес вагона, направляют его движение по рельсовому пути и воспринимают жестко все удары от неровностей пути и в свою очередь жестко воздействуют на путь.

В связи с этим вагонная колесная пара должна удовлетворять следующим требованиям:

обладать достаточной прочностью и износоустойчивостью;
иметь возможно меньший вес для понижения общего веса вагона, а также уменьшения влияния необрессоренной массы колес на рельсовый путь и кузов вагона при прохождении неровностей пути;

обладать некоторой упругостью для уменьшения шума и смягчения толчков, испытываемых вагоном при движении по рельсовому пути.

Колесные пары изготавливают и содержат в эксплуатации в соответствии с Правилами технической эксплуатации железных дорог СССР и Инструкцией по освидетельствованию, ремонту и формированию вагонных колесных пар.

Каждая колесная пара (рис. 13) состоит из двух колес, прочно насаженных на ось. Она характеризуется типом оси и колес (табл. 1) и подкатывается под вагон в зависимости от его назначения и грузоподъемности.

Колеса бывают бандажные и безбандажные.

В настоящее время основным типом являются стальные цельнокатаные безбандажные колеса, обладающие рядом существенных преимуществ перед бандажными.

Наружная поверхность колеса, соприкасающаяся с рельсом, имеет строго определенные форму и размеры.

У внутреннего края обода (бандажа) имеется гребень, предохраняющий колесную пару от схода с рельсов (рис. 14). Гребень у всех вагонных колес имеет высоту 28 мм; толщина его, измеренная на расстоянии 18 мм от вершины, равна 33 мм. Начиная от гребня, поверхность катания колеса делается

слегка конической вначале с уклоном 1 : 20, затем с уклоном 1 : 7 и оканчивается на краю обода фаской под углом 45°.

Коническая поверхность катания колес обеспечивает свободный проход вагонами кривых участков пути, так как колеса одной стороны вагона катятся по наружному рельсу большей окружностью, а колеса другой стороны — меньшей окружностью. Благодаря этому обеспечивается нормальное прохождение вагоном кривых, несмотря на то, что оба колеса одной и той же оси делают одинаковое число оборотов за одно и то же время.

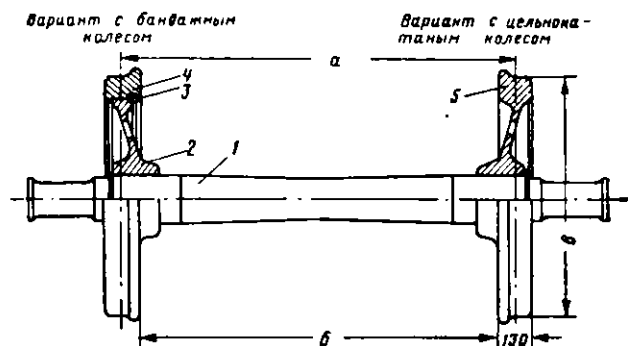


Рис. 13. Колесная пара:

1 — ось; 2 — колесный центр; 3 — укрепляющее кольцо; 4 — бандаж; 5 — цельнокатаное колесо; а — расстояние между кругами катания; б — расстояние между внутренними гранями колес; в — диаметр по кругу катания

Кроме того, при движении по прямому участку пути благодаря конусности поверхности катания колесные пары не только сохраняют свое среднее положение, но и стремятся воспрепятствовать всякому отклонению от этого положения. Такая устойчивость колесных пар повышает безопасность движения.

Конусность 1:7 и фаска поднимают наружную грань колеса над головкой рельса, что обеспечивает беспрепятственный проход вагоном стрелочных переводов при наличии проката на поверхности катания колес.

Профиль поверхности катания колес выбирается в соответствии с профилем головок рельсов. Головке рельса придается выпуклая форма, чтобы колесо катилось по ее середине. Для увеличения срока службы колес и рельсов радиус основания гребня при переходе его в конусную часть поверхности катания колеса делается равным радиусу головки рельса.

В соответствии с коничностью обода рельсы укладываются с некоторым уклоном внутрь колеей так, чтобы нагрузка от колес воспринималась по оси рельса.

Таблица 1

Типы колесных пар для вагонов магистральных железных дорог широкой колеи с осями для подшипников качения и скольжения (ГОСТ 4835 — 59)

Типы колесных пар	Типы осей (ГОСТ 4007—59)	Диаметры колес по кругу катания в мм
II-1050	II	1 050
III- 950	III	950
III-1050	III	1 050
РУ-1050	РУ	1 050
РУ- 950	РУ	950

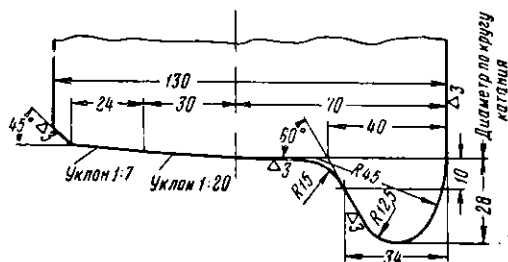


Рис. 14. Профиль поверхности катания колеса

При конической форме поверхности катания колесо имеет в разных местах различный диаметр, поэтому принято условно измерять диаметр колеса, прокат и толщину обода на расстоянии 70 мм от внутренней грани колеса, т. е. по кругу катания.

Для обеспечения безопасного движения колесной пары в рельсовой колее § 146 ПТЭ строго определено расстояние между внутренними гранями колес, равное 1 440 мм с допуском ± 3 мм для безбандажных и бандажных колес, причем оба колеса должны находиться на одинаковом расстоянии от середины оси.

2. ОСИ

Вагонная ось представляет собой стальной брус круглого поперечного сечения с различными диаметрами по длине в зависимости от назначения отдельных частей оси и усилий, возникающих в них.

В окончательно обработанных вагонных осях различают следующие части (рис. 15): шейки с буртами и без них, предподступичные и подступичные части, галтели и средняя часть оси.

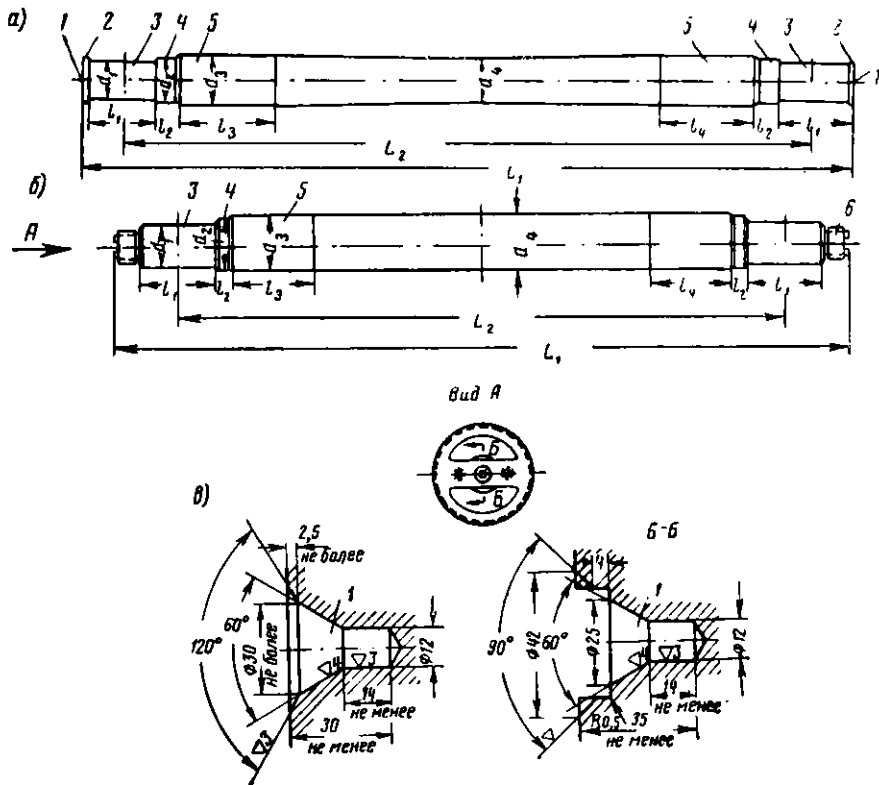


Рис. 15. Вагонная ось

Шейки 3 имеют цилиндрическую форму и служат для размещения на них подшипников. Поверхность шеек подвергается обработке, шлифовке и накатке роликами. У осей для подшипников скольжения шейки оканчиваются буртами 2 (рис. 15, а), препятствующими смещению буксового подшипника в наружную сторону.

У осей для подшипников качения буртов нет (рис. 15, б), а на концах оси имеются нарезка б и специальные устройства для закрепления гаек, удерживающих роликовые подшипники на шейках оси. В направлении к средней части оси от шейки расположены предподступичные части 4,

являющиеся переходными от шейки к подступичной части. Кроме того, на предподступичной части размещается задний затвор буксы.

Подступичные части 5 оси служат для напрессовки на них колес. Эти части имеют наибольший диаметр. Чтобы избежать концентрации напряжений, все переходы с одного диаметра оси на другой сопрягаются плавными кривыми. Эти переходы делаются по определенному радиусу и называются галтелями. Передняя галтель при переходе от бурга к шейке делается радиусом 3 мм, а задняя галтель у предподступичной части — 20 мм. Переход от предподступичной части оси к подступичной осуществляется галтелью с радиусом 40 мм. Для установки оси и колесной пары на центры токарных станков в середине торцов оси высверлены стандартные отверстия 1 (см. рис. 15, а), называемые центрами (рис. 15, в). Кроме того, на каждом торце оси для подшипников скольжения наносятся контрольные окружности диаметром 100 мм, внутри которых размещаются клейма изготовления, формирования, ремонта и очередного освидетельствования оси.

В случае повреждения или износа отверстия центра оно может быть восстановлено, ориентируясь по контрольной риске окружности.

Оси вагонных колесных пар различаются размерами длины и диаметра шеек, расстоянием между их серединами и общей длиной оси, диаметра подступичных и предподступичных частей (табл. 2), а также типом подшипника. В зависимости от назначения, типа, грузоподъемности и осности вагонов под ними работают различные оси.

Таблица 2

Основные размеры вагонных осей в мм и допускаемая нагрузка в кг

Тип оси	Размер шейки		Размер предподступичной части		Размер подступичной части		Диаметр средней части d_3	Расстояние между серединами шеек L_3	Общая длина оси L_1	Статическая нагрузка на рельс от оси в т	
	Диаметр d_1	Длина l_1	Диаметр d_2	Длина l_2	Диаметр d_4	Длина не менее l_4				Грузовые вагоны	Пассажирские вагоны

Оси для подшипников скольжения (рис. 15, а)

II	120	210	140	65	175	300	150	2 114	2 354	17	15
III	145	254	170	51	190	265	165	2 036	2 330	21	18

Ось для подшипников качения (рис. 15, б)

РУ	135	248	165	50	190	265	165	2 036	2 390	21	18
----	-----	-----	-----	----	-----	-----	-----	-------	-------	----	----

В настоящее время вагонные оси для подшипников скольжения изготавливаются двух стандартных типов II и III по ГОСТ 4007—59 и один тип для подшипников качения — РУ (роликовая унифицированная для грузовых и пассажирских вагонов). Вагонные оси, изготовленные ранее введения стандартных, постепенно заменяются осями стандартного типа.

Вагонные оси изготавливаются из мартеновской стали или электростали ковкой на молотах или на прессах. Химический состав стали осей марки Ос. В (ГОСТ 4728—59) должен удовлетворять нормам, приведенным в табл. 3

Таблица 3

Химический состав осевой стали в %

Углерода	Марганца	Кремния	Фосфора	Серы	Хрома	Никеля	Меди
			не более				
0,37 — 0,45	0,50 — 0,80	0,15 — 0,35	0,040	0,050	0,30	0,30	0,25

При контрольном химическом анализе допускаются отклонения по содержанию углерода на 0,03% выше верхних пределов и на 0,02% ниже нижних пределов.

Механические свойства термически обработанной стали должны удовлетворять нормам, указанным в табл. 4 (ГОСТ 4008—59)

Таблица 4

Механические свойства осевой стали марки Ос. В

Временное сопротивление при растяжении в кг/мм ²	Относительное удлинение образца в % не менее	Ударная вязкость в кгм/см ²	
		Среднее значение для 4 образцов не менее	Минимальное значение для отдельных образцов
56,0—59,5	21	6,0	4,0
60,0—62,5	20	5,0	3,5
63 и более	19	4,0	3,0

Процесс изготовления оси состоит в следующем (рис. 16): заготовку сечением 200×200 мм, нагретую в методической печи до температуры $900—1100^\circ$, подают под пресс или молот и проковывают сначала одну половину оси, а затем заготовку поворачивают и проковывают другую половину. Ковку заканчивают при температуре $800—860^\circ$. При ковке придается определенная форма оси и улучшается структура металла.

Послековки ось подвергают нормализации или нормализации с дополнительным отпуском, в результате чего значительно улучшаются механические свойства металла. Термическая обработка ведется в специальной печи при автоматической регистрации заданных режимов.

В камере ось медленно нагревают до $850—870^\circ$ С с последующей выдержкой в течение 1,5 ч, затем быстро охлаждают в камере до $550—600^\circ$. Далее ось перемещают в камеру медленного охлаждения, где она остывает до $70—80^\circ$.

На осях не должно быть расслоений, следов усадочной раковины, трещин, песочин и волосовин.

На поверхности черных осей, подлежащих дальнейшей обработке, глубина наружных пороков не должна превышать 75% припуска на обработку оси. Для определения глубины залегания видимых дефектов завод-поставщик должен делать пробные местные вырубки.

На оси, удовлетворяющие требованиям ГОСТ 4008—59, наносятся клейма (рис. 17, а) и обводятся масляной краской. При обработке черной оси на токарных станках заводские клейма, поставленные на ось в горячем состоянии, переносятся на торец оси (рис. 17, б и в). Шейки чистообработанной оси должны быть накатаны и отшлифованы. Производится также накатка подступичной части оси. Средняя часть оси обтачивается до размеров, указанных в чертеже.

Изготовленные оси подвергаются испытаниям на прочность согласно ГОСТ 4008—59.

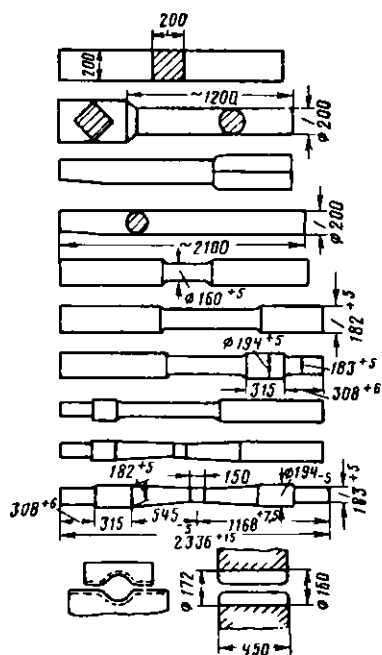


Рис. 16. Схема технологического процесса свободнойковки оси

Одну ось из партии не более 100 шт., предъявляемой к сдаче, испытывают на удар под копром. При испытании на удар ось укладывают на две опоры на расстоянии 1,5 м одна от другой и посередине оси наносят пять ударов бабой, имеющей вес 1 000 кг. Высота подъема бабы H в м определяется по следующей формуле:

$$H = \frac{D^2}{3700},$$

где D — диаметр средней части оси в мм.

После первого и третьего ударов испытываемую ось поворачивают на 180° вокруг ее продольной оси. После пяти ударов в оси не должно быть изломов, трещин, надрывов и других признаков разрушения.

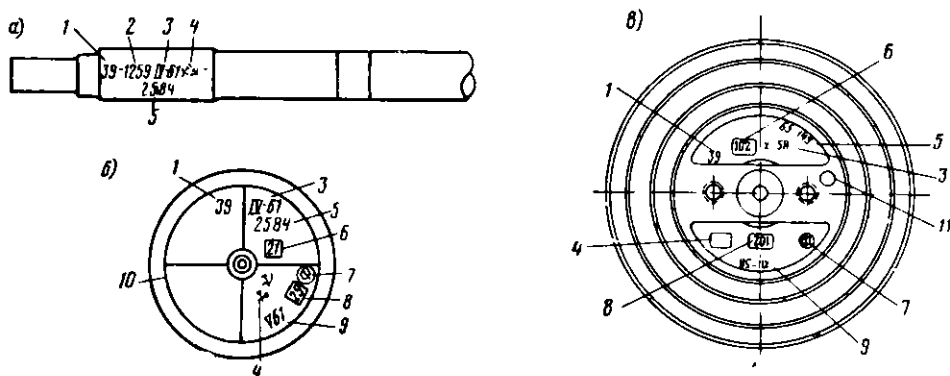


Рис. 17. Знаки и клейма, нанесенные на ось колесной пары:

a — на цилиндрической поверхности необработанной оси; *б* — на торце обработанной оси для подшипников скольжения; *в* — на торце оси для подшипников качения; 1 — условный номер завода-изготовителя оси; 2 — номер плавки; 3 — дата изготовления оси; 4 — приемочные клейма; 5 — номер оси; 6 — условный номер пункта, перенесшего знаки маркировки; 7 — знак формирования; 8 — условный номер завода или ВКМ, производивших формирование; 9 — дата формирования; 10 — контрольная окружность; 11 — клеймо инспектора ОТК или колесного мастера

Для определения механических свойств материала оси (растяжение, удлинение и ударная вязкость) из наименее деформированной части оси, подвергавшейся ударному испытанию, вырезают брусок сечением 50×50 мм. Из него вытачивают нормальный образец диаметром $d = 20$ мм и расчетной длиной $l = 100$ мм ($l = 5d$), который затем испытывают.

3. КОЛЕСА

Колеса изготавливаются из стали и бывают цельнокатаные (безбандажные) и бандажные. Бандажные колеса сборные, имеют колесный центр и съемный бандаж. В цельнокатаных колесах колесный центр и обод, сделанный по профилю бандажа, объединены в одно целое.

Вагонные колеса прочно напрессовываются на подступичные части оси, образуя колесную пару.

В процессе движения вагона колесо постоянно находится в контакте с рельсами, а при торможении вагона колесо вступает в контакт с тормозными колодками. Колесо передает рельсу большие нагрузки, соприкасаясь, однако, с ним небольшой поверхностью — около 250 мм². В месте соприкосновения колеса с рельсом как колесо, так и рельс упруго деформируются и оба испытывают большие напряжения сжатия.

Вагонное колесо во время движения воспринимает различные нагрузки: вес брутто вагона; удары колеса о стыки рельсов; давление (реакция) рельса; трение качения колеса по рельсу; трение от тормозной колодки и о рельс при движении заторможенного колеса. Эти нагрузки влияют на поверхность катания колеса, вызывая большие напряжения. Так, например, трение качения по рельсу вызывает скалывание и смятие мелких неровностей поверхности ката-

ния. В процессе торможения между колесом и тормозной колодкой возникают силы скольжения, вызывающие нагрев обода колеса, что может привести к образованию трещин на поверхности катания. Силы трения при скольжении колеса по рельсу достигают значительной величины и вызывают большой износ, приводящий к образованию ползунов. Удары о стыки рельсов способствуют образованию поверхностных дефектов и более быстрому выходу из строя колес.

Все это указывает на то, что металл поверхности катания колеса должен обладать большой механической прочностью и твердостью и хорошо сопротивляться износу, тогда как металл ступицы колеса, которая напрессовывается на ось и держится на ней силами упругости, должен быть более вязким.

Вследствие этого долгое время вагонные колеса изготовлялись только бандажными — составными.

В составной конструкции колеса бандаж, непосредственно подвергающийся износу, может быть изготовлен из более твердого материала и подвергнут дополнительной, отделено от центра, термической обработке. При полном износе бандажа его меняют, сохраняя для дальнейшей работы колесные центры. Все это является преимуществом бандажных колес. Однако бандажные колеса имеют и существенные недостатки. В эксплуатации бандажи ослабевают и требуют замены. При чрезмерно тугей

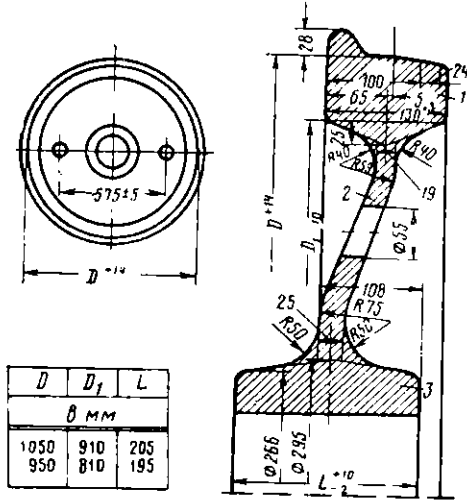


Рис. 18. Цельнокатаное колесо

насадке на центр колеса бандаж может лопнуть. Поэтому за последнее время в вагоностроении получили широкое распространение цельнокатаные колеса.

Основными преимуществами цельнокатаных колес является их конструктивная прочность, обеспечивающая безопасность движения поездов. Их применение значительно упрощает формирование колесных пар и уход за ними в эксплуатации и полностью устраняет основной недостаток сборных колес — ослабление бандажей на центрах.

Цельнокатаные колеса (рис. 18) в настоящее время являются основным типом колес для грузовых и пассажирских вагонов.

У цельнокатаных колес ступица 3 и обод 1 соединяются сплошным диском 2, которому придается вогнутая форма, создающая колесу некоторую упругость, благодаря чему усилие от обода к ступице передается более эластично. Толщина обода нового колеса равна 70 мм; это дает возможность обтачивать колеса по мере их износа.

Для изготовления цельнокатаных колес применяют мартеновскую углеродистую сталь двух марок, химический состав которых определен ГОСТ 6362—59 (табл. 5).

Технологический процесс изготовления стальных цельнокатаных колес состоит из операцийковки, прессовки, прокатки, выгибки (рис. 19) и термической обработки.

Заготовку диаметром 460 мм и высотой 330 мм нагревают до 1000—1200° и подают под гидравлический пресс мощностью 3 500 т, где подвергают сначала свободной обжимке с уменьшением высоты в два раза, а затем вторичной обжимке в подкладном штампе и прошивке отверстия в центре. После этого заготовку подают под второй пресс мощностью 7 000 т, где ее снова обжимают между двумя штампами, придавая форму колеса, и направляют на прокатный стан. Прокаткой получают диаметр, толщину полотна и профиль обода колеса заданных размеров. От прокатного стана колесо подают на пресс

Таблица 5

Химический состав стали цельнокатаных колес в %

Марка колеса	Углерод	Марганец	Кремний	Фосфор не более	Сера
I	0,52 — 0,60	0,50 — 0,80	0,17 — 0,37	0,040	0,040
II	0,57 — 0,65				

Примечание. Допускаются отклонения от норм, указанных в табл. 5, по углероду — минус 0,02% для марки I и плюс 0,03% для марки II; по марганцу — плюс 0,10% и по сере — плюс 0,005% (для обеих марок). Допускается содержание никеля и хрома не более 0,25% каждого. Остаточное содержание меди не должно превышать 0,25%.

мощностью 2 500 т, где под штампом выгибается диск и производится калибровка колеса. На боковой наружной грани каждого колеса выштамповываются в горячем состоянии знаки и клейма (рис. 20). Для получения требуемых меха-

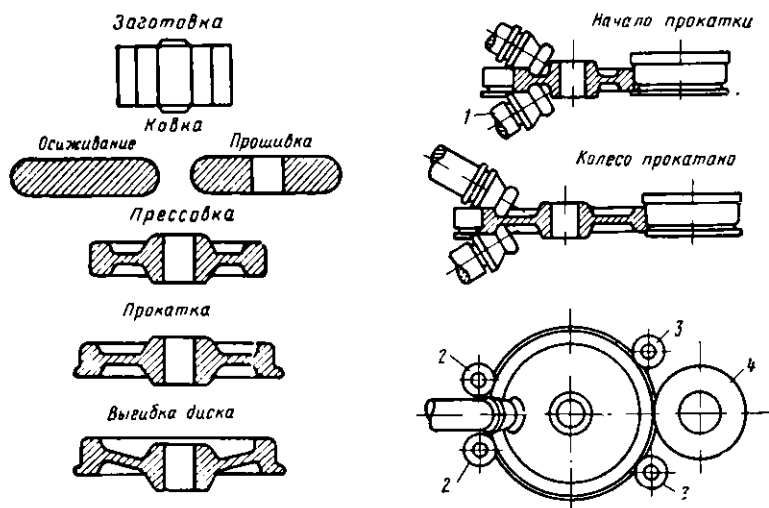


Рис. 19. Схема технологического процесса изготовления цельнокатаного колеса:

1 — приводные обжимные валки; 2 — нажимные валки; 3 — направляющие валки; 4 — главный приводной валок

нических свойств готовое колесо подвергается термической обработке (сорбтизации), которая заключается в охлаждении водой поверхности обода на вращающемся постаменте и последующей нормализации в томильном колодце.

Механические свойства термически обработанных колес должны соответствовать нормам, указанным в табл. 6 (ГОСТ 6362—59).

Таблица 6

Механические свойства стали для колес

Марка колеса	Временное сопротивление в кгс/мм ²	Относительное удлинение в %	Относительное сужение в % не менее	Твердость по Бринеллю
I	82 — 102	11	14	235
II	83 — 102	10	13	241

Кроме проверки химического состава и механических свойств, цельнокатаные колеса подвергаются ударному испытанию, для чего колесо должно быть положено горизонтально, гребнем вверх, на металлическое опорное кольцо толщиной не менее толщины обода колеса (рис. 21).

Кольцо, расположенное на шаботе весом не менее 5 т, предназначается для того, чтобы удары по ступице деформировали главным образом диск колеса.

Ударное испытание производится свободно падающим грузом весом 1 т последовательно с высоты 1,5; 3; 4,5 и далее 6 м до тех пор, пока суммарная работа всех ударов не достигнет величины Q , вычисленной по формуле

$$Q \geq 1,32 Rl,$$

где Q — сумма работ всех ударов в кгм;

1,32 — постоянный коэффициент;

R — радиус колеса, измеренный от центра колеса до внутренней грани обода со стороны гребня, в мм;

l — толщина диска, измеренная в месте соединения кривой перехода от ступицы к диску, в мм.

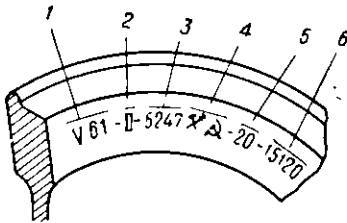


Рис. 20. Знаки и клейма на наружной грани обода цельнокатаного колеса:

1 — дата изготовления; 2 — марка колеса; 3 — номер плавки; 4 — приемочные клейма; 5 — условный номер завода-изготовителя; 6 — номер колеса

При таком испытании колесо не должно получить каких-либо трещин, надрывов и других признаков разрушения.

Бандажные колеса (рис. 22, а) состоят из трех частей: бандажа 1, центра 2 и укрепляющего кольца 3, удерживающего бандаж на колесном центре. Такие колеса отличаются между собой конструкцией, материалом и размерами центров.

Колесный центр (рис. 22, б) состоит из ступицы, обода, диска или спиц. Размеры центра определяются наружным диаметром обода в зависимости от диаметра сформированного колеса и диаметра отверстия ступицы по типу оси. Так как толщина нового бандажа равна 75 мм, то диаметр колесного центра получается вычитанием произведения 75×2 из диаметра колеса. Так, например, для колес диаметром по кругу катания 1 050 мм колесный центр делается диаметром $1\ 050 - 150 = 900$ мм.

Колесные центры бывают стальными: дисковыми катаными и литыми 8-, 9 и 11-спицевыми. Катаные центры изготавливаются трех типоразмеров (КДII-9, КДIII-9 и КДIII-8) с ободами диаметром 800 и 900 мм для колес диаметром 950 и 1 050 мм, кроме того, они различаются конструкцией ступицы в зависимости от типа оси, на которую они напрессовываются.

Колесные центры типов КДIII-9 и КДIII-8 имеют толщину диска у ступицы 25 и у обода 20 мм, а центр типа КДII-9 — толщину диска у ступицы 25 и у обода 17 мм. Центры изготавливаются из мартеновской стали на прессе с последующей прокаткой на специальных вальцовочно-прокатных станках. Прокатный центр без дополнительного подогрева при $900-1100^\circ$ подается на парогидравлический пресс мощностью 100 т для выгибки полотна диска центра.

На каждом колесном центре на наружной стороне диска штампуются в горячем состоянии марка завода и год выпуска; порядковые номера и приемочные клейма набиваются в холодном состоянии.

Спицевые центры менее прочны, чем дисковые. Кроме того, при движении вагона они создают завихрение воздуха, который подхватывает песок с балласт-

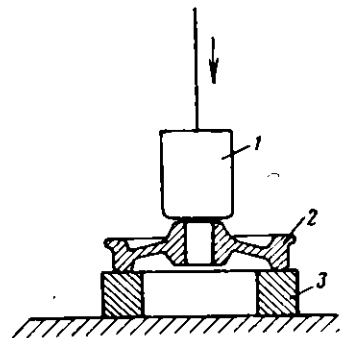


Рис. 21. Испытание на удар цельнокатаного колеса:

1 — свободно падающий груз; 2 — испытываемое колесо; 3 — опорное кольцо

ного слоя и засоряет им буксы и трущиеся части. По этим причинам спицевые центры вновь не изготавливают и при смене элементов не ставят.

Б а н д а ж (рис. 22, в) представляет собой цельнокатаное стальное кольцо определенного профиля, внутренняя поверхность которого предназначена для насадки на обод центра, а наружная является поверхностью катания по рельсу.

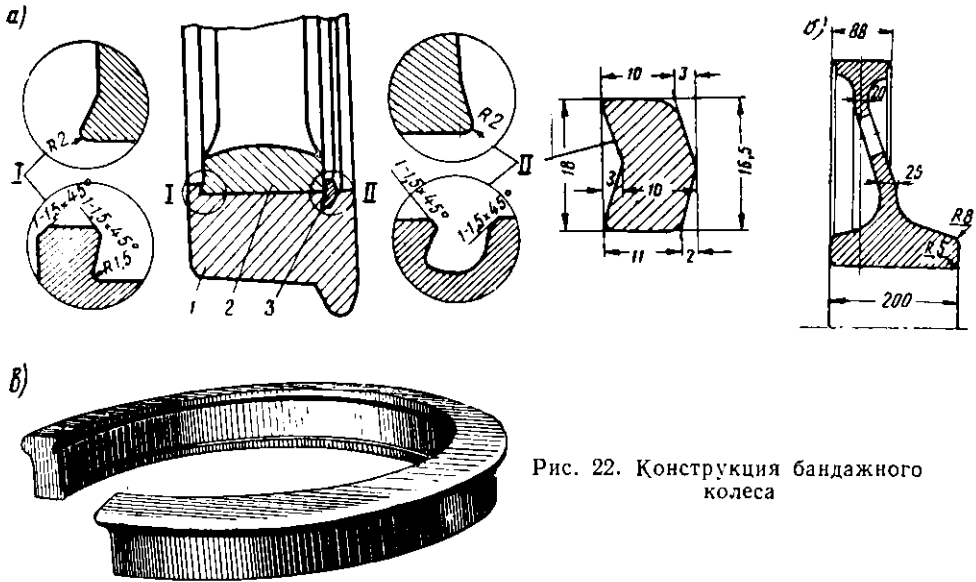


Рис. 22. Конструкция бандажного колеса

Для всех видов колесных центров новые бандажи имеют в обточенном виде одинаковое поперечное сечение и отличаются они только диаметрами в зависимости от диаметров колесных центров. Наружная поверхность бандажа, так называемая поверхность катания, имеет такой же профиль, как и цельнокатаные колеса. Внутренняя поверхность бандажа выполнена таким образом, что после посадки его на центр и постановки укрепляющего кольца обеспечивается надежное соединение элементов колес. Даже в случае ослабления бандажа сползание его с центра предупреждается с одной стороны буртом, а с другой кольцом.

Бандажи для вагонных колес изготавливают из мартеновской стали марки П в соответствии с ГОСТ 5000—49 и ГОСТ 398—57. Бандажная сталь должна содержать: углерода 0,55—0,70%, марганца 0,60—0,90, кремния 0,15—0,35, серы и фосфора не более 0,15%.

Бандажи отковывают под молотом, после чего прокатывают в вальцах. Основные технологические операции, которым подвергается заготовка для получения готового бандажа, следующие (рис. 23): разрезание и ломка слитков на заготовки; нагрев заготовки до 1100—1180°, осаживание и прошивка отверстия; разгонка отверстия; калибровка бандажа по диаметру; прокатка, растяжка бандажа; термическая обработка. Последняя осуществляется путем закалки бандажей с последующим отпуском; в результате улучшается структура металла бандажа и приобретаются необходимая механическая прочность и износоустойчивость.

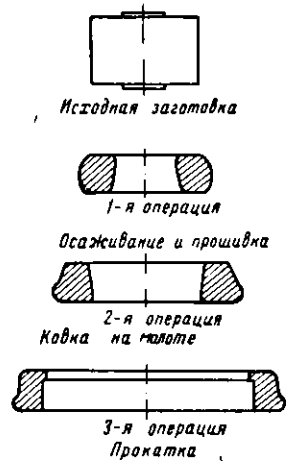


Рис. 23. Схема технологического процесса изготовления бандажей

После прокатки на боковой наружной грани бандажа в горячем состоянии выштамповываются на расстоянии 15—20 мм от внутренней поверхности следующие данные: клеймо завода, месяц и год изготовления, марка бандажа, клеймо ОТК завода, клеймо инспектора-приемщика МПС, номер плавки и порядковый номер.

Бандажи для вагонов широкой колеи изготавливают двух размеров: 790 × 83 × 134 мм и 890 × 83 × 134 мм. Здесь первая цифра показывает внутренний диаметр, вторая — толщину бандажа и третья — ширину бандажа. Теоретический вес бандажей 262 и 291 кг.

При приемке готовых бандажей их разделяют на партии по плавкам и подвергают испытанию на удар по одному от каждой партии.

Бандаж ставится под копер вертикально и по нему наносятся удары бабой весом 1 000 кг, при этом стрела прогиба испытываемого бандажа не должна быть менее получаемой по формуле

$$F \geq 0,75 \frac{D}{\sigma_b},$$

где F — стрела прогиба в % от внутреннего диаметра бандажа;

D — наружный диаметр бандажа в мм;

σ_b — минимальная норма временного сопротивления разрыва в кг/мм².

При испытаниях высоту падения бабы вычисляют по величине работы одного удара, определяемой по формуле

$$Q \geq 1,5 q,$$

где Q — работа одного удара в кгм;

q — действительный вес испытываемого бандажа в кг.

После испытаний бандаж тщательно осматривают, в нем не должно быть трещин, надрывов и других признаков разрушения.

Для определения качества бандажной стали из партии изготовленных бандажей вырезают образцы и определяют механические свойства бандажей, которые должны удовлетворять следующим нормам: временное сопротивление разрыву не менее 80 кг/мм², относительное удлинение (при длине образца, равной 4 диаметрам) не менее 10% и относительное сужение в шейке образца не менее 14%.

4. ФОРМИРОВАНИЕ КОЛЕСНЫХ ПАР

Формированием вагонной колесной пары называется сборка ее из отдельных элементов — оси, колесных центров, бандажей или цельнокатаных колес. Все эти элементы до их сборки тщательно обрабатываются на соответствующих станках. Поэтому формирование включает сложные технологические процессы обработки отдельных элементов колесных пар, посадки бандажа на колесные центры и напрессовки бандажных или безбандажных колес на ось.

Н а с а д к а б а н д а ж а н а к о л е с н ы й ц е н т р осуществляется в горячем состоянии. При остывании он сжимается и прочно стягивает обод центра колеса, составляя с ним как бы одно целое. Таким образом, бандаж закрепляется на ободе от проворачивания благодаря натягу от горячей посадки бандажа на центр, а от боковых смещений удерживается с одной стороны буртиком, а с другой укрепляющим кольцом из специального проката.

Правильная посадка бандажа на обод центра имеет большое значение для безопасности движения поезда. При слабом натяге бандаж быстро ослабевает и начинает проворачиваться на ободе; при слишком большом натяге бандаж во время работы может лопнуть.

Процесс насадки бандажа на центр состоит из нагрева бандажа, надевания его на центр, постановки укрепляющего кольца и завальцовки прижимного буртика бандажа.

Обработанные на специальных станках центр и бандаж тщательно проверяют шаблонами и дефектоскопом. Новый чистообработанный колесный центр

должен иметь размеры согласно утвержденным чертежам. Поверхности посадки обода должны быть чисто обточены не ниже 4-го класса чистоты обработки ($\nabla 4$). У наружной кривой обода срезается фаска 2 мм или делается закругление радиусом 2 мм. Овальность обода не должна превышать 0,5 мм. При обнаружении в процессе обработки бандажа раковин, расслоений, трещин и неметаллических включений бандаж бракуется.

Для прочной насадки бандажа внутренняя поверхность его растачивается так, чтобы внутренний диаметр бандажа D_6 был меньше наружного диаметра колесного центра $D_{\text{ц}}$ на величину 0,8—1,35 мм.

Отношение разности диаметров обода центра и бандажа к диаметру обода центра $\frac{D_{\text{ц}} - D_6}{D_{\text{ц}}}$ называется относительным натягом.

Величина относительного натяга принимается равной $K = \frac{1}{1000}$, т. е. около 1 мм на 1 м внутреннего диаметра бандажа, поэтому для свободной насадки на центр бандаж предварительно нагревают.

Наименьшая температура нагрева бандажа при натяге K находится по формуле

$$t = \frac{K}{\alpha},$$

где α — коэффициент температурного расширения материала бандажа, равный

$$\frac{1}{84\,600}.$$

Если подставить значение K и α в формулу, то наименьшая температура нагрева будет равна

$$t = \frac{K}{\alpha} = \frac{84\,600}{1\,000} \approx 85^\circ.$$

В действительности для облегчения насадки бандажи нагревают до $t = 250^\circ$. Такой нагрев не меняет структуру металла и обеспечивает свободное надевание бандажа на центр при максимальных натягах.

Бандаж, насаженный на колесный центр, сжимая обод колеса, передает радиально давление от бандажа на обод, что в свою очередь вызывает в материале бандажа значительные растягивающие напряжения.

При натяге 0,001 м приблизительное значение напряжений, возникающих в бандаже, может быть определено по формуле

$$\sigma_{\text{ср}} = E \epsilon \text{ кг/см}^2,$$

где $E = 2\,100\,000 \text{ кг/см}^2$ — модуль упругости материала бандажа;
 ϵ — относительное удлинение бандажа в %.

Для принятых значений E и ϵ напряжение в бандаже будет

$$\sigma_{\text{ср}} = 2\,100\,000 \cdot 0,001 = 2\,100 \text{ кг/см}^2.$$

Давление p на единицу поверхности соприкосновения бандажа с центром можно определить по формуле

$$p = \frac{2 F_6 \sigma_{\text{ср}}}{D_{\text{ц}} b_{\text{ц}}} \text{ кг/см}^2,$$

где F_6 — площадь поперечного сечения бандажа в см^2 ;

$\sigma_{\text{ср}}$ — среднее напряжение в бандаже в кг/см^2 ;

$D_{\text{ц}}$ — диаметр колесного центра после насадки бандажа в см;

$b_{\text{ц}}$ — ширина поверхности соприкосновения бандажа с ободом центра в см.

Обработанные и тщательно осмотренные бандажи, так же как и колесные центры, подаются к электрическим или газовым горнам для нагрева бандажей до 250—320° и насадки их на центры.

Температура нагрева бандажа контролируется термопарой и при ее отсутствии термическими карандашами или кусочками свинца. Нагретый бандаж вынимают из горна, очищают стальными щетками от копоти и укладывают на горизонтальную металлическую плиту гребнем кверху. После этого в бандаж опускают центр, в паз бандажа заводят при помощи оправки ранее подготовленное кольцо. Легкими ударами кувалды первоначально забивают его конец, затем на гребень бандажа накидывают специальный захват, которым притягивают кольцо к внутренней поверхности бандажа, и ударами кувалды по специальной оправке все кольцо заводят в выточку. Концы укрепляющего кольца должны подходить один к другому. Завальцовку (обжимку) буртика лучше всего производить роликами на специальном вальцовочном станке. После завальцовки буртика кольцо должно сидеть совершенно плотно.

Прочность насадки бандажа проверяется после остывания по звуку от ударов молотком по поверхности катания. Слабо насаженный бандаж издает глухой звук, а плотно насаженный — чистый металлический звук.

На наружной грани бандажа и на ободе наносятся контрольные отметки, располагаемые по радиусу на одной прямой линии. На бандаже ставят 4—5 кернов глубиной 1—1,5 мм на длине 25 мм с равными промежутками между ними. Крайний керн располагается не ближе 10 мм от кромки упорного бурта бандажа. На ободе центра контрольной отметкой служат риски глубиной до 1 мм, нанесенные затупленным зубилом. По смещению этих отметок при эксплуатации определяют сдвиг бандажа относительно центра колеса.

З а п р е с с о в к а о с е й в колесные центры или колеса осуществляется для соединения колес или центров с осью в холодном состоянии на специальном гидравлическом прессе.

Для получения прочного соединения диаметр подступичной части оси должен быть несколько больше внутреннего диаметра ступицы. Отрицательная разность между диаметрами ступицы и оси, создающая после сборки неподвижное соединение, называется натягом.

Величина натяга для вагонных осей находится в пределах 0,1—0,25 мм в зависимости от конструкции колеса или центра.

Перед запрессовкой подступичная часть оси и внутренняя поверхность ступицы колеса обрабатываются не ниже 5-го класса чистоты ($\nabla 5$) и контролируются стандартным эталоном. Напрессовка колес на ось с грубо обработанными соприкасающимися поверхностями может привести к ослаблению пресового соединения.

Для получения правильного соединения необходимо обеспечить цилиндричность как отверстия ступицы, так и подступичной части оси и отсутствие вмятин и забоин.

На всей длине подступичной части не допускаются по диаметру: конусность более 0,1 мм при условии, что больший диаметр обращен к середине оси; овальность более 0,05 мм; волнистость более 0,02 мм. Для плавного захода оси в ступицу при запрессовке наружный конец подступичной части обтачивается на конус с разностью диаметров до 1 мм и длиной 7—10 мм, за исключением вагонных осей II типа с цельнокатаными колесами, для которых длина запрессовочного конуса должна быть не менее 45 мм.

На всей длине отверстия ступицы допускаются по диаметру: конусность не более 0,05 мм на каждые 100 мм длины ступицы при условии, что больший диаметр отверстия обращен к середине оси; овальность не более 0,05 мм; волнистость не более 0,02 мм.

Для предупреждения задиров при запрессовке и распрессовке, а также для снижения концентрации напряжений в осях кромка ступицы колеса должна иметь закругления радиусом 5 мм. Переходы закруглений кромок к цилиндрической части ступицы должны быть плавными.

Так как для получения необходимого натяга Δ диаметр оси D_o имеет несколько большие размеры диаметра отверстия ступицы D_c , то во время запрессовки (рис. 24, а) материал оси и колеса (или колесного центра) деформируется и ось на своем пути преодолевает силу P_1 , деформирующую ось, силу P_2 , деформирующую ступицу колеса, и силу трения. Последняя возрастает почти прямолинейно по мере перемещения колеса по оси, и сила, необходимая для преодоления ее, может быть изображена прямой Oa (рис. 24, б). К этой силе добавляются силы, необходимые для преодоления сил P_1 и P_2 , которые показаны в виде ординат между линиями Oa и Od . Они несколько выше в середине запрессовки, поскольку в этом месте поперечное сечение ступицы с диском или со спицами имеет наибольшую величину. В результате получаем теоретическую кривую запрессовки в виде линии Od .

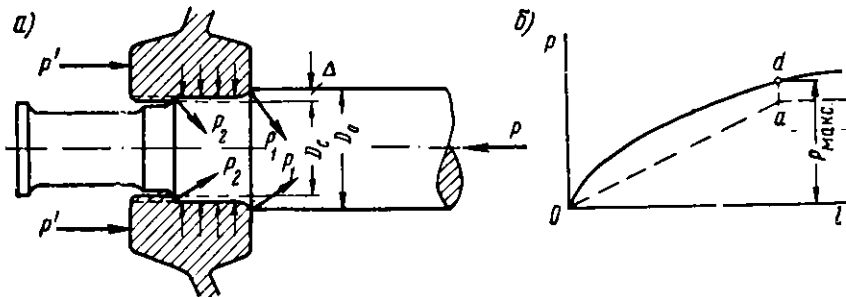


Рис. 24. Схема запрессовки колеса на ось и теоретическая диаграмма запрессовки

После того как ступица окажется полностью на подступичной части оси, сила трения будет величиной постоянной и для дальнейшего перемещения колеса потребуется преодолеть, кроме силы трения, только усилие от деформации оси; при этом кривая запрессовки будет почти горизонтальной.

Запрессовка колес и центров на ось производится в холодном состоянии под большим давлением на специальном гидравлическом прессе, оборудованном двумя манометрами и самопишущим прибором (индикатором) для записи диаграммы изменения давлений при запрессовке. Один манометр предназначается для контроля величины усилий, возникающих при запрессовке, и должен иметь шкалу, позволяющую производить отсчет с точностью до 2 т . Второй манометр предназначается для контроля усилий, возникающих при распрессовке; на его шкале должна быть нанесена контрольная черта, показывающая максимально допускаемое усилие для прессы. Измерительные приборы прессы систематически проверяются по контрольным приборам.

Перед запрессовкой ось необходимо испытать дефектоскопом, а внутреннюю поверхность отверстия ступицы и подступичную часть оси чисто вытереть и смазать вареным растительным маслом — льняным, конопляным или подсолнечным.

Процесс запрессовки заключается в следующем. Надеваемое колесо подвешивается вертикально на балке гидравлического прессы с таким расчетом, чтобы геометрическая ось отверстия ступицы совпала с осью плунжера прессы и осью колесной пары. Горизонтальное положение оси проверяют уровнем. Затем одним концом ось вставляется в отверстие ступицы, а другим упирается в торец плунжера прессы. У колесных пар, оси которых имеют резьбу для закрепления роликовых подшипников, при запрессовке колес применяется специальный стакан, передающий часть давления на галтель предподступичной части и предохраняющий резьбу и торцы оси от повреждений. При пуске прессы плунжер его под давлением жидкости, сжимаемой насосом, постепенно выдвигается, давит на ось и впрессовывает подступичную часть оси в ступицу колеса.

После напрессовки на ось одного колеса ее нужно повернуть и на другой конец напрессовать второе колесо.

Величина давления, под которым колесо должно быть запрессовано на ось с необходимой прочностью посадки, зависит от принятого натяга, конструкции и размера колес, их материала, а также качества обработки отверстия ступицы колеса и подступичной части оси и др. Так, например, чем чище обработка, тем больше получается давление запрессовки при одном и том же натяге. Если на колесный центр предварительно надеть бандаж, то для обеспечения необходимой прочности насадки колеса требуется увеличить запрессовочное давление по сравнению с давлением при запрессовке осей в центры.

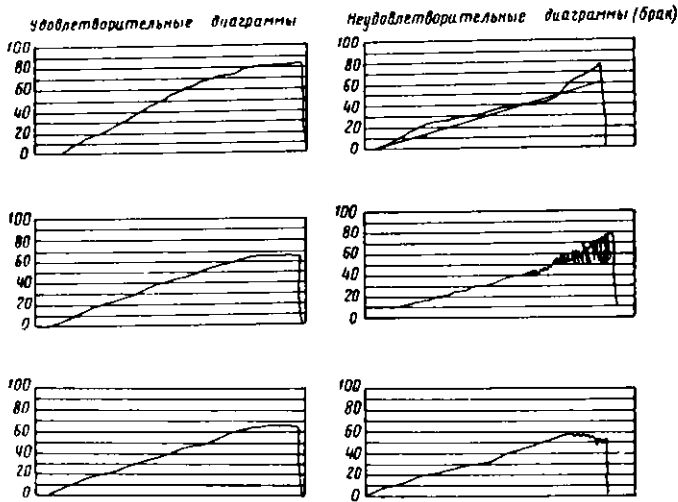


Рис. 25. Диаграммы запрессовки колес

Инструкцией по освидетельствованию, ремонту и формированию вагонных колесных пар установлено, что усилие на каждые 100 мм диаметра подступичной части при колесах цельнокатаных или с бандажом должно находиться в пределах от 37 до 55 т, а при центрах без бандажей — от 30 до 45 т.

Конечное давление запрессовки характеризует степень упругонапряженного состояния колеса на оси, но не вполне определяет надежность прессового соединения, которая в большей степени характеризуется величиной площади соприкасающихся поверхностей.

За величиной нарастающего давления во время запрессовки наблюдают по манометру. Давление должно нарастать равномерно, а не скачками. Если манометр показывает давление в атмосферах, то перевод давления запрессовочного усилия в тонны производится по формуле

$$P = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{A}{1000},$$

где P — запрессовочное усилие в т;

d — диаметр поршня пресса в см;

A — запрессовочное давление на манометре в ат;

$\frac{\pi d^2}{4}$ — площадь поршня пресса.

Кроме того, величина давления и ход нарастания его во время запрессовки контролируются специальным самопишущим прибором (индикатором), который автоматически вычерчивает на градуированной бумаге диаграмму запрессовки колеса (рис. 25). На каждую запрессованную колесную пару индикатор чертит две диаграммы запрессовки: для левого и правого колес или

центров. По диаграммам дают заключение о прочности запрессовки колес или центров.

Нормальная индикаторная диаграмма запрессовки по форме должна представлять собой несколько выпуклую вверх кривую, плавно возрастающую по всей длине с начала и до конца запрессовки. Форма кривой на диаграмме показывает степень плавности нарастания давления при запрессовке и характеризует качество обработки подступичной части оси и отверстия ступицы колеса, правильность выбранного натяга, а длина кривой на диаграмме, взятая по горизонтали, показывает, на какой длине действовало выбранное запрессовочное давление.

Длина кривой на диаграмме допускается не меньше 85% теоретической длины, которая определяется по формуле

$$L = (l + a - r - k) i,$$

где L — теоретическая длина диаграммы;

l — длина ступицы в мм;

a — длина подступичной части оси с наружной стороны ступицы колеса в мм;

r — радиус галтели на задней грани ступицы в мм;

k — длина запрессовочного конуса подступичной части оси в мм;

i — передаточное число привода от плунжера гидравлического пресса к барабану индикатора.

Чем больше разница между теоретической и действительной длиной диаграмм, тем меньше прочность запрессовки.

В зависимости от конструктивных особенностей и типов колесных пар допускаются следующие отклонения от нормальной формы запрессовочной диаграммы:

вогнутость диаграммы при условии, что вся она располагается выше прямой, соединяющей начальную точку кривой с точкой, указывающей на данной диаграмме минимально допускаемое давление для данного типа оси;

горизонтальная прямая на диаграмме в конце запрессовки на длине, не превышающей 0,15 длины диаграммы, или падение усилия не более 5% наивысшего усилия запрессовки на длине, не превышающей 0,1 длины диаграммы для всех типов колесных пар с центрами или колесами.

Колесная пара, при запрессовке которой получена неудовлетворительная диаграмма как по очертанию, так и по величине усилий запрессовки, бракуется и распрессовывается, а на диаграмме делается отметка о причине забракования колесной пары.

Для производства технического анализа прессовых работ на диаграмме запрессовки указываются следующие данные: дата запрессовки; тип колесной пары; номер оси; тип и номер колесного центра или колеса; правый или левый конец оси; диаметры подступичной части оси и отверстия ступицы, измеренные с точностью до 0,01 мм; принятый натяг при запрессовке; конечное давление в т; с бандажом или без бандажа; порядковый номер диаграммы.

Диаграмма хранится в течение 10 лет на заводе или в вагоноколесных мастерских, сформировавших колесную пару.

5. ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ СФОРМИРОВАННОЙ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ

Сформированная колесная пара подвергается механической обработке для получения поверхности катания колес по установленному профилю и необходимых размеров, установленных ГОСТ 4835—59.

Обточенная боковая поверхность, а также поверхности катания и гребня колеса бандажа должны соответствовать 3-му классу чистоты обработки ($\nabla 3$). Отклонения (просветы) от установленного профиля при проверке шаблоном обработанных колес не должны превышать: более 1 мм по высоте гребня и

более 0,5 мм по поверхности катания, поверхности гребня и внутренней грани колеса. Овальность по кругу катания колес должна быть не более 0,5 мм у обработанных колес.

Разность диаметров по кругу катания двух обработанных колес одной колесной пары не должна превышать 1 мм. После обточки колес расстояние между внутренними гранями цельнокатаных колес или бандажей должно быть равным 1440 мм с отклонениями не более 3 мм в ту или другую сторону, а у колесных пар с новыми колесами оно должно быть 1440 мм с отклонениями в меньшую сторону не более 3 мм и в большую не более 1 мм.

Разница расстояний между внутренними гранями ободов цельнокатаных колес или бандажей в разных точках на одной колесной паре не должна превышать 2 мм, а у колесных пар с новыми колесами или бандажами 1 мм. Разность расстояний от внутренних граней колес до торцов осей колесных пар при формировании и при насадке новых и старогодных бандажей не должна превышать 3 мм.

На годной колесной паре на торце шейки оси после приемки ставятся клейма формирования.

6. РАСПОЛОЖЕНИЕ И УСТОЙЧИВОСТЬ КОЛЕСНЫХ ПАР НА РЕЛЬСОВОМ ПУТИ

При симметричном расположении на рельсах новой, правильно собранной колесной пары (рис. 26) с каждой стороны между полномерными гребнями колес и головок рельсов имеются зазоры одинаковой величины ($l = 9$ мм). В пределах величины этих зазоров ($2l = 18$ мм) возможны поперечные перемещения колесной пары до упора гребней в рельсы.

В кривых радиусом менее 651 м, в которых ширина колеи увеличивается против нормальной, поперечные перемещения колесной пары возрастают со-

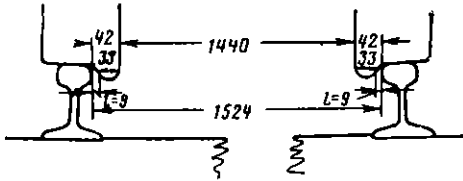


Рис. 26. Расположение колесной пары на рельсах прямого участка пути

ответственно увеличению ширины колеи. При уменьшении толщины гребней в результате их износа поперечные перемещения колесной пары также увеличиваются на величину износа.

Во время движения колесная пара относительно рельсового пути может располагаться следующим образом:

1) в прямых — нормально, т. е. ось колесной пары или перпендикулярна оси пути, или под некоторым углом α , называемым углом перекоса оси относительно пути; этот же угол α называется углом набегания колеса на рельс;

2) в кривых — радиально, т. е. расположение оси колесной пары совпадает с направлением радиуса кривой. Отклонение оси колесной пары от направления радиуса определяется углом перекоса α к радиусу кривой или равным ему углом набегания колеса на рельс.

Свободное качение колесной пары как по кривым участкам пути, так и по прямым обеспечивается коничностью поверхности катания колес и наличием зазора между гребнем колеса и головкой рельса. Однако коничность колес, облегчая прохождение колесными парами всех кривых, полностью не устраняет их проскальзывания, так как на кривых с радиусом меньше 840 мм одно из колес обязательно будет проскальзывать.

Движение колесных пар в кривой в основном направляется гребнями колес и зависит от многих факторов и в первую очередь от способа соединения колесных пар с рамой вагона и рамой тележки, которые значительно влияют на характер движения колесной пары как в кривых, так и на прямых участках пути.

В процессе эксплуатации вновь обточенное колесо изнашивается, появляется так называемый прокат, и поверхность катания принимает неправильную форму; в результате движение таких колесных пар становится более сложным,

чем движение новых колесных пар. При нарастании проката увеличивается и сопротивление движению.

Поэтому в эксплуатации вагонов очень тщательно следят за состоянием и степенью износа гребня и поверхности катания колес.

Колесные пары, у которых бандажи или ободы цельнокатаных колес имеют прокат или износ гребня больше установленной нормы, обтачивают на колесотокарных станках, восстанавливая при этом необходимую форму и размеры профиля поверхности катания колес.

Большое значение для безопасности движения поездов имеет устойчивое положение колесных пар на рельсах во время движения вагона.

Рассмотрим условия, которые гарантируют от схода колес с рельсов. При движении вагона колесная пара подвержена действию статических и динамических нагрузок. Эти нагрузки обычно сводят к вертикальным силам P_1 и P_2 и горизонтальной силе F (рис. 27). Для того чтобы предупредить возможность схода колесной пары с рельсов, который может произойти в результате набегания гребня колеса на головку рельса под действием силы F , необходимо и достаточно, чтобы сила P_1 , стремящаяся опустить колесо вниз, была бы больше силы, стремящейся препятствовать опусканию. Это условие обеспечивается, если проекция силы P_1 на плоскость AB , касательную к образующей поверхности гребня, больше суммы проекций на ту же плоскость всех остальных сил, включая и силы трения:

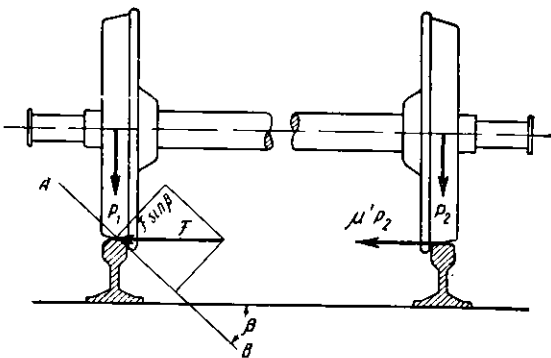


Рис. 27. Схема для определения устойчивости колеса на рельсах

$$P_1 \sin \beta > (F + \mu' P_2) \cos \beta + \mu (F + \mu' P_2) \sin \beta + \mu P_1 \cos \beta,$$

где μ — коэффициент трения скольжения гребня колеса по закруглению головки рельса ($\mu = 0,2 \div 0,3$);

μ' — коэффициент трения поверхности катания колеса по головке рельса ($\mu' \approx \mu$);

β — угол между общей касательной AB в точке соприкосновения с горизонталью ($\beta = 60 \div 80^\circ$).

Сделав соответствующие преобразования неравенства, получим

$$\frac{F + \mu' P_2}{P_1} < \frac{\operatorname{tg} \beta - \mu}{1 + \mu \operatorname{tg} \beta}.$$

Данное неравенство является тем условием, при котором схода с рельса не может быть. Анализируя полученное неравенство, нетрудно убедиться, что устойчивость колесной пары уменьшается с увеличением коэффициентов трения μ и μ' , уменьшением угла β и увеличением колебаний вагона, вызывающих возрастание силы F , и перераспределением сил P_1 и P_2 между колесами. Следовательно, уменьшение степени колебаний вагона нужно не только для спокойного и плавного хода вагона, но и прежде всего для обеспечения безопасности движения.

Увеличение нагрузки на рельс набегающего колеса будет, очевидно, оказывать благоприятное влияние с точки зрения предотвращения схода вагона с рельсов.

Контрольные вопросы

1. Из каких деталей состоит вагонная колесная пара?
2. Приведите основные размеры и типы колесных пар.
3. Перечислите отдельные элементы оси, их назначение и размеры.
4. Чем отличаются цельнокатанные колеса от бандажных и каковы их преимущества и недостатки?
5. Как колесо закрепляется на оси?
6. От чего зависит давление запрессовки колес на ось и как контролируется величина запрессовочного давления?
7. Какое значение имеет правильность обработки профиля катания колес?
8. Охарактеризуйте условия качения колесной пары по рельсовому пути и условия устойчивости колесной пары.

Г Л А В А III

БУКСОВЫЙ УЗЕЛ

1. НАЗНАЧЕНИЕ И ТИПЫ БУКС

Буксы относятся к ходовым частям вагона и предназначаются для:

- а) соединения колесных пар с рамой вагона или тележки;
- б) передачи нагрузки от кузова вагона и находящегося в нем груза через подшипник на шейку оси колесной пары;
- в) ограничения поперечного и продольного перемещений колесных пар относительно кузова вагона или тележки;
- г) размещения и сохранения смазки и смазочных приспособлений;
- д) защиты подшипника, смазки и смазочных приспособлений от загрязнения и обводнения.

В соответствии с указанным назначением букса должна удовлетворять следующим требованиям: обладать достаточной прочностью для передачи нагрузки; иметь устройство, непрерывно подводящее в достаточном количестве смазку к трущимся поверхностям шейки и подшипника; быть достаточно герметичной и предохранять от утечки смазки, загрязнения подшипника, смазки и смазочных приспособлений песком, пылью, водой и другими посторонними элементами; обеспечивать удобство и легкость монтажа и демонтажа подшипников, а также осмотр деталей буксового узла.

Конструкции вагонных букс весьма разнообразны и различаются по типу применяемых подшипников, а также по устройству и размерам корпуса, по типу оси, по виду применяющихся в них смазочных устройств и другим признакам.

По типу применяемых подшипников буксы грузовых и пассажирских вагонов разделяются на буксы с подшипниками скольжения и буксы с подшипниками качения (роликовыми).

2. БУКСЫ С ПОДШИПНИКАМИ СКОЛЬЖЕНИЯ

Буксы с подшипниками скольжения подразделяются по устройству смазывающих приспособлений на буксы:

- польстерные, у которых смазка из нижней части буксы подается на шейку оси с помощью польстера;
- подбивочные, в которых смазка подводится к шейке оси с помощью пропиленных концов (подбивки) или упругих валиков;
- польстерно-подбивочные, у которых в качестве смазывающего устройства применяются польстер и подбивочные концы или подбивочные валики.

В настоящее время для грузовых вагонов вновь изготавливаются только польстерно-подбивочные буксы.

Букса с подшипниками скольжения (рис. 28) состоит из корпуса 2, подшипника 4, вкладыша (клина) 3, устройства 6 для подачи смазки на шейку оси, переднего затвора-крышки 1 и заднего затвора с пылевой шайбой 5.

Корпус буксы представляет собой стальную литую коробку, в передней части которой имеется прямоугольное отверстие для постановки и выемки вкладыша 3 и подшипника 4, заправки и смены польстера 6 или подбивочного материала, заливки смазки и осмотра шейки оси.

Переднее отверстие корпуса буксы плотно закрывается штампованной крышкой 1, открывающейся вверх. Плотное прижатие крышки к корпусу буксы обеспечивается двухлепестковой листовой пружиной, прикрепленной к крышке и опирающейся своей верхней частью на прилив корпуса буксы. Через

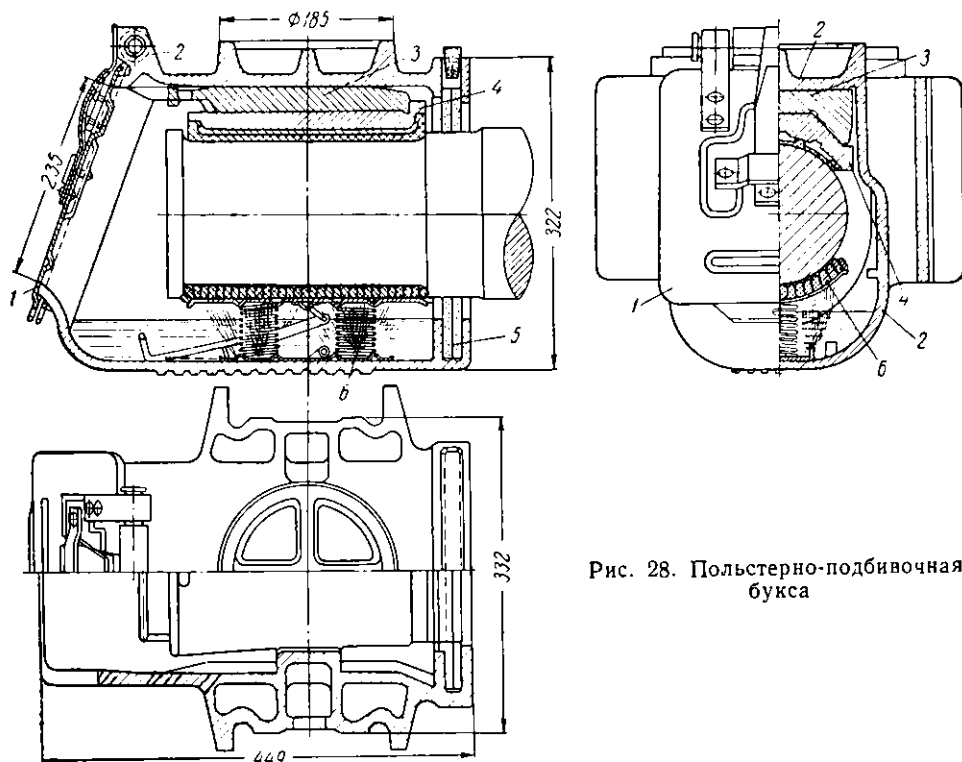


Рис. 28. Польстерно-подбивочная букса

заднее овальное отверстие корпуса, обращенное к колесу, проходит предподступичная часть оси. Это отверстие уплотняется пылевой шайбой 5, помещаемой между двумя стенками заднего затвора буксы. Пылевая шайба плотно обхватывает предподступичную часть оси, что устраняет зазор между осью и корпусом, а также защищает от проникновения пыли и влаги в буксу.

С наружной стороны на боковых стенках буксы размещены вертикальные ребра или направляющие пазы для буксовых лап двухосных вагонов или для челюстей тележек четырехосных вагонов. У букс, предназначенных для поясных тележек грузовых вагонов, вместо направляющих пазов имеются специальные приливы с отверстиями для болтов.

На наружной поверхности буксы имеется место для опоры, которое выполняется в соответствии с принятой конструкцией соединения, передающего нагрузку: для листовой рессоры — гнездо под рессорный хомут, для пружины — бурты или шипы, для балансиров — цилиндрическая или плоская поверхность и т. п.

Букса, являясь неподдресоренной частью вагона, жестко воспринимает нагрузки, возникающие при движении вагона. Кроме постоянно действующих сил от груза и тары вагона, она испытывает значительные удары при прохождении колесных пар по стыкам рельсов, от толчков во время резкого торможения поезда или наезда вагона на башмак при роспуске с горки, от центробежной силы, возникающей при прохождении закруглений пути, и т. п. Большую

нагрузку также воспринимает корпус буксы во время подъема домкратом грузного вагона, например при смене подшипника. Поэтому корпус буксы должен быть достаточно прочным, чтобы выдерживать действующие на него усилия. Этому требованию хорошо удовлетворяют стальные буксы.

Корпуса букс отливаются из углеродистой стали марки 15Л или 20Л, имеющей предел прочности 40—42 кг/мм² и относительное удлинение не менее 23—24%. Металл корпуса буксы в зоне расположения смазки должен быть

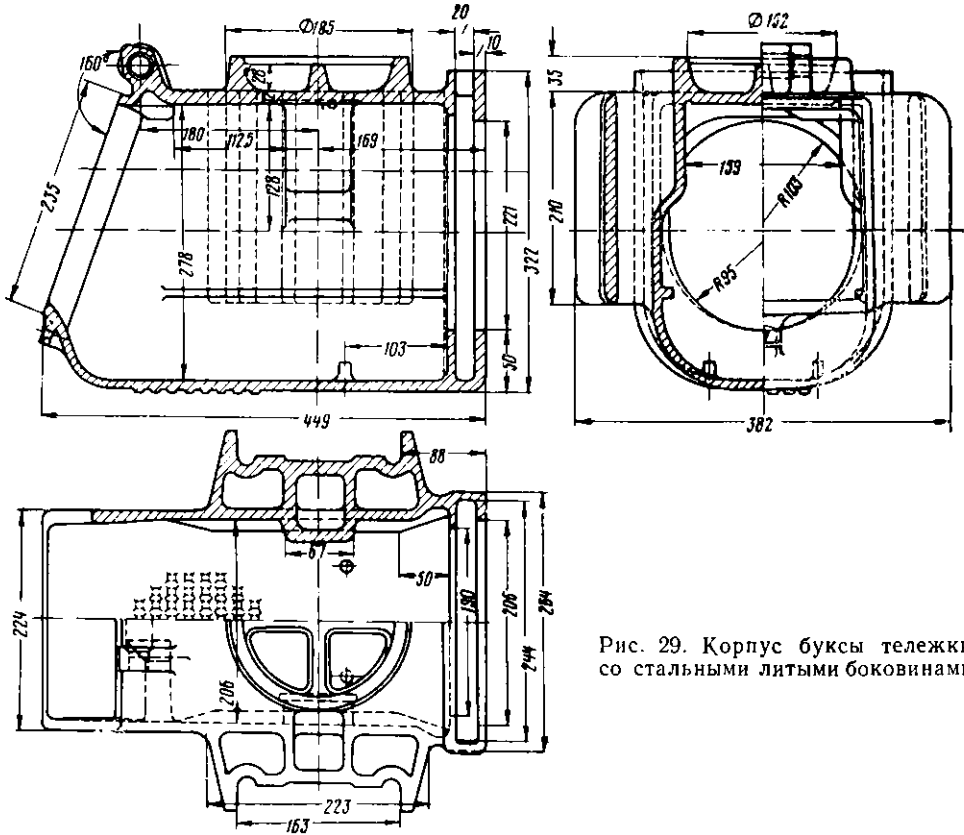


Рис. 29. Корпус буксы тележки со стальными литыми боковинами

плотным. Если там будут обнаружены раковины или другие дефекты, вызывающие сомнения в плотности металла, корпус подвергается испытанию. Внутри буксы наливается керосин, а снаружи корпуса место, соответствующее зоне расположения дефектов, покрывается мелом. Если по истечении 5 мин на поверхности мела окажутся следы керосина, корпус бракуется.

Толщина стенок стальных букс достигает 8—10 мм. На каждом корпусе буксы отливается товарный знак завода-изготовителя и ставится приемочное клеймо отдела технического контроля. Принятые буксы окрашиваются снаружи в черный цвет.

На рис. 29 показан корпус буксы современных тележек со стальными литыми боковинами для грузовых вагонов. Боковые стенки корпуса буксы имеют широкие пазы, в которые входят направляющие боковины. Верхняя часть корпуса, непосредственно воспринимающая нагрузку от боковины тележки, усилена кольцевым ребром. Внутри буксы эта часть имеет обработанное место (потолок) для размещения вкладыша подшипника.

Для предохранения от скольжения при подъеме домкратом (например при смене подшипника) нижняя поверхность корпуса буксы отливается рифленой.

Корпус буксы поясной тележки имеет боковые приливы с отверстиями для болтов для закрепления буксы между поясами рамы тележки. Кромки верхних приливов закруглены соответственно радиусу изгиба пояса тележки. При по-

становке буксы на место буксовые болты пропускаются сверху через верхний и средний пояса, отверстия в приливах, нижний пояс тележки и затем закрепляются внизу корончатыми гайками со шплинтами.

Корпус польстерно-подбивочной буксы двухосных грузовых вагонов несколько удлинен и передняя стенка снизу приподнята, что обеспечивает, с одной стороны, свободную постановку польстера под шейку оси, а с другой, — надежное удержание передней части подбивки около торца шейки. С наружной

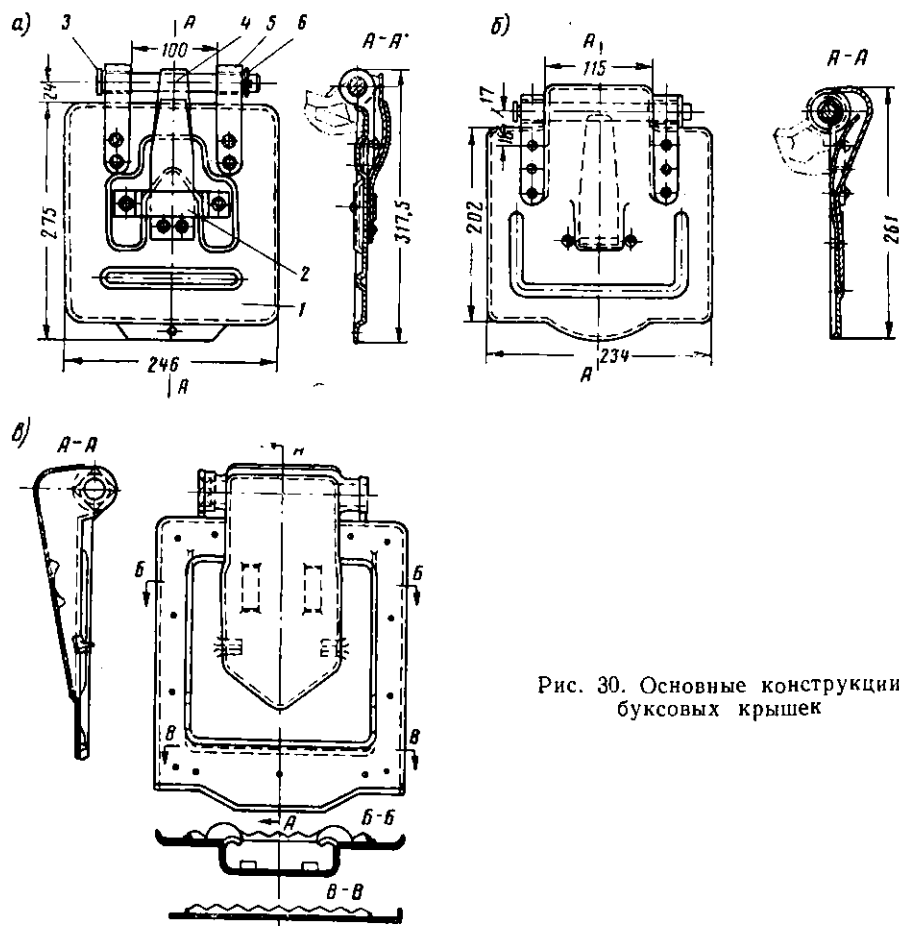


Рис. 30. Основные конструкции буксовых крышек

стороны на боковых стенках корпуса буксы имеются направляющие вертикальные пазы, в которые входят буксовые лапы, а на верхней стенке — гнездо для хомута рессоры.

Корпус польстерно-подбивочной бесчелюстной буксы тележки цельнометаллического пассажирского вагона вместо направляющих пазов по обе стороны имеет крыльчатые приливы, которые выполняют роль балансиров. Через отверстия в приливах свободно проходят шпиртоны, удерживающие пружины. Кроме указанных корпусов букс, встречаются и другие старой конструкции.

Буксовая крышка плотно закрывает переднее отверстие буксы и при необходимости должна открываться не менее чем на 90° по отношению к плоскости прилегания. Она является важной частью буксы, от состояния которой во многом зависит исправность работы всего буксового узла, так как неисправность крышки может быть причиной грения буксы, а следовательно задержки поездов или отцепки вагонов.

Буксовые крышки (рис. 30) штампуются из листовой стали толщиной от 2 до 4 мм. Гофры и отбуртовки придают им необходимую жесткость.

Буксовая крышка (рис. 30, а) польстерно-подбивочных букс двух- и четырехосных грузовых вагонов имеет двухлепестковую пружину 4 со скобой 2, что обеспечивает плотное прилегание крышки к буксе. Такие крышки взаимозаменяемы с крышками для подбивочных букс. Крышка 1 шарнирно прикрепляется к корпусу буксы валиком 3, проходящим через прилив буксы и два удлиненных ушка 5, приваренных или приклепанных к крышке. На конец валика надевается шайба 6 и ставится шплинт.

Крышка буксы пассажирских вагонов показана на рис. 30, б. Имеются также крышки, отлитые из ковкого чугуна (рис. 30, в) с кожаным или резиновым уплотнением. Опытная партия таких крышек показала устойчивую хорошую работу в эксплуатации.

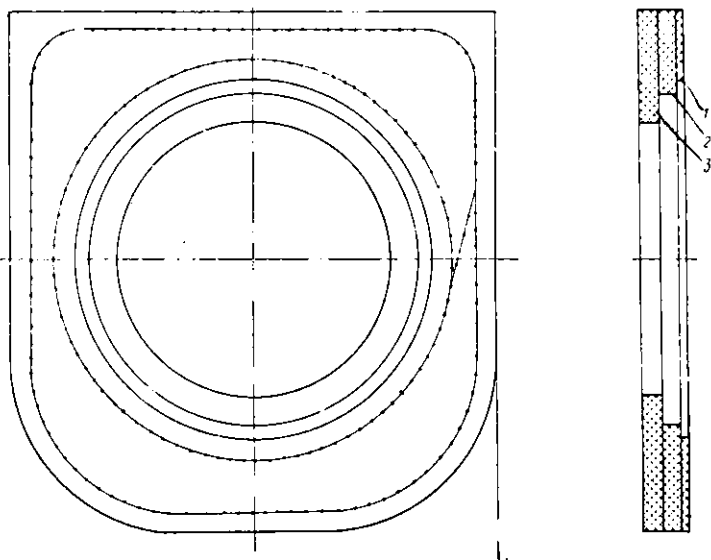


Рис. 31. Трехслойная пылевая шайба

Пылевые шайбы служат для предохранения от попадания пыли, влаги и других посторонних предметов внутрь буксы со стороны колеса, а также удерживают смазку от вытекания через кольцевой зазор между предподступичной частью оси и отверстием в задних стенках корпуса буксы. Шайба вставляется сверху в паз корпуса буксы и плотно обхватывает предподступичную часть оси без просветов и зазоров. Для этого внутренний диаметр шайбы делают несколько меньшим, чем наружный диаметр предподступичной части оси.

В настоящее время для букс грузовых и пассажирских вагонов с подшипниками скольжения применяются трехслойные пылевые шайбы (рис. 31). Первый слой 1 делается из технического шерстяного сукна, искусственной кожи или специального картона, второй средний слой 2 — из мешковины или хлопчатобумажного сукна, а третий 3 из технического войлока толщиной 7—12 мм. Все три слоя собранной шайбы прошиваются прочными нитками.

Всесоюзным научно-исследовательским институтом железнодорожного транспорта (ЦНИИ МПС) разработан новый тип пылевой шайбы (рис. 32) из маслостойчивой и морозостойкой резины 1 с внутренней металлической армировкой 2 по наружному периметру шайбы, которая успешно применяется в буксах грузовых вагонов.

Подшипники скольжения. Подшипник является основной частью буксы, через него передается нагрузка от вагона на вращающуюся шейку оси колесной пары. Своей внутренней поверхностью он соприкасается с осевой шейкой по всей длине и при вращении шейки скользит по ее поверхности, обеспечивая равномерную передачу давления на шейку. При этом требуется, чтобы шейки изнашивались возможно меньше. Это достигается выбором соответствующего

материала для подшипника, установлением правильных размеров и применением рациональной смазки.

Типы и основные размеры. Конструкция и размеры подшипников скольжения, применяемых в вагонах (рис. 33), разнообразны и зависят в основном от длины и диаметра шеек осей и типа буксы.

Корпуса подшипников *1* изготавливаются из стали (литые и штампованные). Литые из стали марки 15Л или 20Л и штампованные из стали марки Ст. 0, Ст. 2, Ст. 3 или Ст. 4. Нижняя часть подшипника 3, соприкасающаяся с шейкой оси, заливается мягким антифрикционным сплавом — баббитом.

Между корпусом и баббитовым слоем располагается специальная прокладка 2 — бронзовая армировка, предохраняющая от порчи шейки оси в случае выплавки баббита. Бронзовая армировка закреплена в корпусе подшипника в пазах, имеющих форму ласточкина хвоста, так же закрепляется и баббитовая заливка в армировке.

Нижняя баббитовая поверхность подшипника делается цилиндрической и обхватывает шейку оси

на угол 120°. В настоящее время разработаны конструкции вагонных подшипников с увеличенным углом обхвата шейки оси. Увеличение площади прилегания и угла обхвата подшипником шейки оси важно не только для снижения удельного давления, но и для более устойчивой работы подшипников в буксах. Конструкция корпуса подшипника с увеличенным углом обхвата шеек осей типа С-II показана на рис. 34, а, а на рис. 34, б показан модернизированный корпус подшипника для той же оси.

Для обеспечения нормальной работы подшипника необходимо, чтобы его внутренний радиус R_n (рис. 35) был всегда несколько больше радиуса шейки оси $R_{ш}$ (нормально $R_n = R_{ш} + 0,2 \div 0,6$ мм). Таким образом, между подшипником и шейкой у краев получается зазор, напоминающий собой как бы серповидный клин, куда проникает смазка; при этом продольные грани подшипника закругляются по радиусу 3 ÷ 4 мм, чтобы смазка не соскабливалась.

Длина подшипника l_n должна быть короче длины шейки $l_{ш}$ на величину $a + b = 2 \div 4$ мм для двухосных вагонов и 6 ÷ 8 мм для четырехосных. Эта величина называется разбегом подшипника на шейке оси, который необходим для его свободного перемещения вдоль шейки при проходе вагона по кривым участкам пути. При отсутствии разбега подшипник будет заклиниваться и вызывать сильное нагревание шейки. При больших разбегах вагон будет испытывать сильные боковые толчки.

Разнообразие подшипников достигается за счет изменения размеров баббитового слоя, который образуется при заливке в формы, позволяющие получить необходимые размеры.

Работоспособность подшипников скольжения в значительной мере определяется свойствами антифрикционных сплавов. Эти сплавы должны обладать хорошей прирабатываемостью к шейке оси; низким коэффициентом трения;

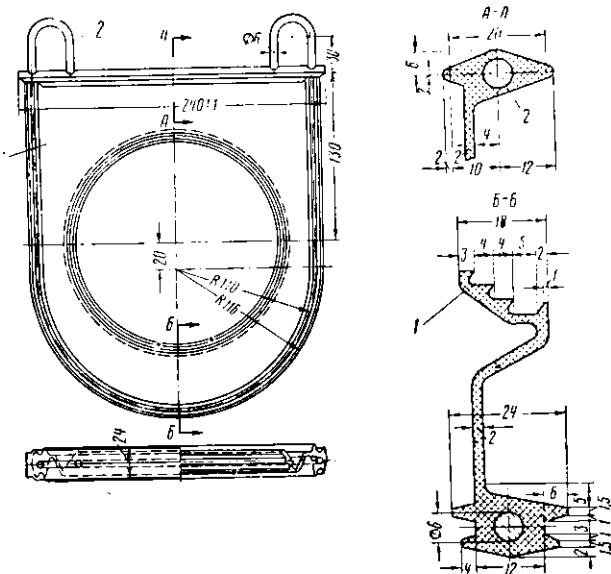


Рис. 32. Резиновая пылевая шайба

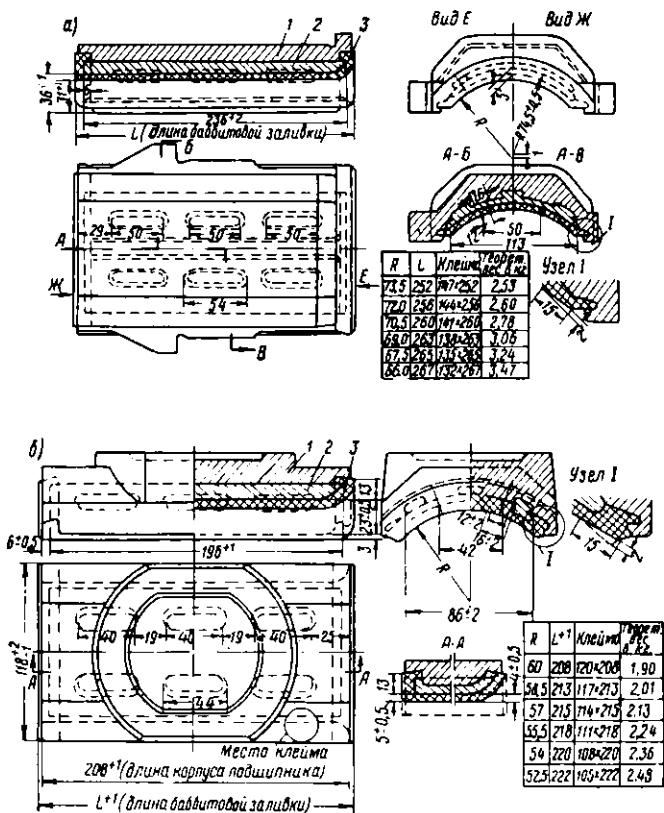


Рис. 33. Подшипники для грузовых и пассажирских вагонов: а — для 4-осного грузового вагона на осях типа III; б — для 2-осного грузового вагона на осях типа II

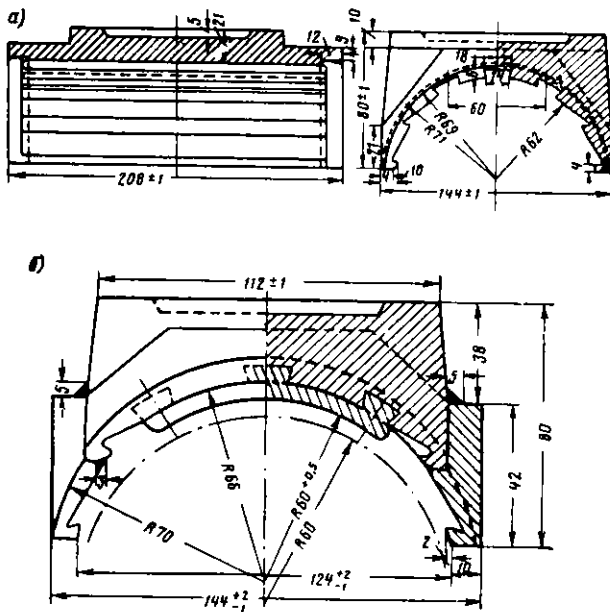


Рис. 34. Корпуса подшипников с увеличенным углом обхвата

достаточной пористостью; мало изнашиваться; быть теплостойкими. В наибольшей мере этим требованиям удовлетворяет баббит.

Баббитами называются антифрикционные сплавы на оловянной или свинцовой основе. Они по своему строению представляют пластичную массу олова или свинца, в которой равномерно размещаются более твердые зерна сурьмы, кальция, натрия и других химических элементов. Эти зерна воспринимают нагрузку и передают ее всей массе сплава. В том случае, когда отдельные зерна оказываются перегруженными, они вдавливаются в пластичную массу, благодаря чему нагрузка выравнивается по всей поверхности трения.

В настоящее время для заливки подшипников применяется кальциевый баббит, представляющий собой сплав свинца, кальция и натрия.

В состав применяемого в данное время кальциевого баббита БКА (ГОСТ 1209—59) входят кальций (0,85—1,15%), натрий (0,60—0,90%) и примеси (не более висмута 0,1%, сурьмы 0,25%, магния 0,02%, прочих 0,3%). Основной составной частью баббита является свинец, содержание которого в сплаве достигает 98%.

Кальциевый баббит имеет ряд преимуществ перед оловянистым и сурьмянистым баббитами. Он имеет высокую температуру плавления (320°), выдерживает более высокие нагрузки, обладает большой сопротивляемостью ударным нагрузкам и хорошо прирабатывается к шейкам осей.

Заливка подшипников баббитом. Подшипники заливаются баббитом в специальных формах (рис. 36), состоящих из металлической пластинки 2, по обе стороны которой приклепаны сердечники 3. Наружная поверхность сердечника чисто обработана по форме и размерам соответствующего диаметра шейки оси.

Технология заливки состоит из подготовки формы, плавки баббита и заливки форм.

Подшипник, подлежащий заливке, тщательно очищают от грязи и пыли. Особое внимание обращают на состояние его внутренней поверхности, пазов и конических отверстий в

армировке. Поверхность армировки, соприкасающаяся с баббитом, должна быть обработана с чистотой не менее $\nabla 4$. Острые кромки должны быть притуплены.

Подготовленные подшипники 1 приставляют к сердечникам формы и плотно прижимают хомутами 4 с нажимными болтами 5. Все места неплотного прилегания промазывают замазкой из растертой глины с 25% поваренной соли. Собранные формы устанавливают на тележки и вкатывают в камеру печи для нагрева до 200—250°. Печи служат также для плавки баббита и подплавления изношенного баббита подшипника.

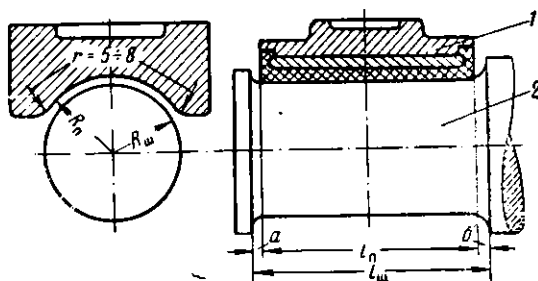


Рис. 35. Схема правильного расположения подшипника на шейке оси:

1 — подшипник; 2 — шейка

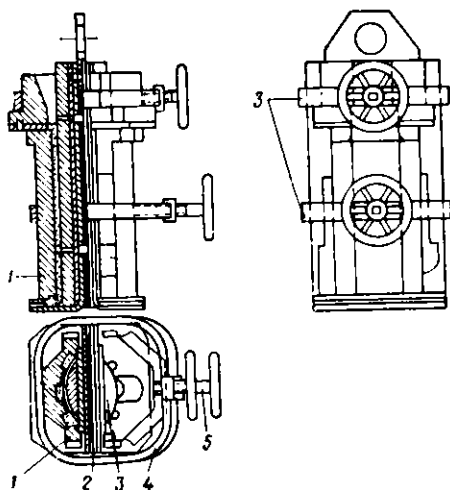


Рис. 36. Форма для заливки подшипников баббитом

Одновременно с подготовкой форм производится подготовка баббита к плавке.

Кальциевый баббит должен строго отвечать требованиям, установленным стандартами и техническими условиями. Поэтому каждая партия баббита, получаемая для заливки подшипников, должна сопровождаться соответствующей заводской спецификацией с данными химического анализа. При каждой плавке тигель загружается баббитом строго по весу и только в количестве, необходимом для заливки подготовленной партии подшипников. Перед загрузкой в тигель чушки баббита подогревают в камере подплавки до $150\text{--}200^\circ$, что ускоряет время плавки и уменьшает в связи с этим угар кальция. Подогревается также тигель до темно-красного цвета.

После загрузки шихтой тигель нагревают равномерно по всей высоте для расплавления баббита и заканчивают нагрев при достижении температуры сплава $520\text{--}570^\circ$. Повышать температуру расплавленного баббита выше 570° запрещается, так как при этом излишне выгорают кальций и натрий, а также образуются газовые и усадочные раковины в заливке. В процессе плавки температура систематически контролируется термоэлектрическим пирометром.

Плавка баббита в закрытом тигле позволяет ускорить расплавление баббита и уменьшить выгорание его компонентов. После достижения нужной температуры расплавленного баббита начинают заливку подшипников с таким расчетом, чтобы к концу этой операции температура баббита в тигле была не ниже 475° , т. е. чтобы в процессе заливки расплавленный сплав в тигле оставался достаточно жидким. Заливка баббита в формы должна производиться не более 5—10 мин равномерно и обязательно непрерывной струей до полного заполнения формы баббитом, чтобы получить целый (монокристаллический) баббитовый слой подшипника. Залитые формы должны постепенно остывать до $15\text{--}20^\circ$. Искусственное охлаждение подшипников применять нельзя.

После того как залитые подшипники остынут, их вынимают из формы, очищают от обмазки, удаляют заусенцы и опиливают галтели. Затем тщательно осматривают качество заливки и негодные подшипники бракуют.

Подшипники, залитые баббитом, должны удовлетворять следующим требованиям:

поверхность залитого слоя должна иметь матово-серебристый цвет; наличие желтого оттенка свидетельствует о перегреве баббита во время заливки, поэтому подшипник должен быть залит вновь;

соединение заливки с основным металлом должно быть плотным, что контролируется легким простукиванием подвешенного подшипника; при хорошем соединении получается чистый звук, а при неплотном — дребезжащий;

поверхность залитого баббитового слоя должна быть чистой, в средней части не допускаются трещины, пористость и раковины. На боковых сторонах заливки на участках шириной 25 мм не допускаются раковины диаметром и глубиной более 2 мм при густоте расположения более двух на 1 см^2 . Отдельные крупные раковины в баббитовой заливке с наибольшим измерением в поперечнике до 10 мм допускается заплавлять баббитом той же марки;

твердость баббитового слоя должна быть не ниже 18 единиц по Бринеллю (HV) по истечении 2,5 ч после заливки или не ниже $23HV$ по истечении 24 ч после заливки. Твердость баббитового слоя проверяется на прессе Бринелля. Испытание на твердость состоит в том, что стальной закаленный шарик определенного диаметра с установленной нагрузкой вдавливается в течение заданного времени в гладкую плоскую поверхность испытуемого сплава. При этом на поверхности сплава остается лунка, величина которой зависит от твердости этого сплава. Чем больше лунка, тем меньше твердость, и, наоборот, чем меньше лунка, тем больше твердость.

Нагрузка на прессе устанавливается в зависимости от твердости сплавов и обычно составляет 62,5—250 кг. Число единиц твердости (HV), соответствующее диаметру лунки, определяется по специальной таблице.

Толщина слоя баббитовой заливки для вагонных подшипников равна $4,5 \pm 0,5$ мм. Учитывая, что под вагонами работают оси с большим разнообра-

нием размеров шеек по диаметру и длине, заливка подшипников баббитом производится по градациям в зависимости от размеров и типов шеек (табл. 7).

Таблица 7

Размеры баббитовой заливки подшипников в зависимости от размеров осевых шеек

Длина заливки баббитового слоя	Диаметр стержня формы	Диаметр расточки баббитового слоя подшипника	Для каких диаметров шеек предназначен расточенный подшипник	Длина заливки баббитового слоя	Диаметр стержня формы	Диаметр расточки баббитового слоя подшипника	Для каких диаметров шеек предназначен расточенный подшипник		
Подшипники для осей III типа				Подшипники для осей II типа					
265	130,2	128,7	128,0—128,5	222	106,2	105,7	105,0—105,5		
		129,2	128,6—129,0			106,2	105,6—106,0		
		129,7	129,1—129,5			106,7	106,1—106,5		
		130,2	129,6—130,0			107,2	106,6—107,0		
		130,7	130,1—130,5			107,7	107,1—107,5		
		131,2	130,6—131,0			108,2	107,6—108,0		
		131,7	131,1—131,5			220	109,2	108,7	108,1—108,5
132,2	131,6—132,0	109,2	108,6—109,0						
132,7	132,1—132,5	109,7	109,1—109,5						
265	133,2	133,2	132,6—133,0	110,2	109,6—110,0				
		133,7	133,1—133,5	110,7	110,1—110,5				
		134,2	133,6—134,0	111,2	110,6—111,0				
		134,7	134,1—134,5	111,7	111,1—111,5				
		135,2	134,6—135,0	217	113,2	112,2	111,6—112,0		
135,7	135,1—135,5	112,7	112,1—112,5						
260	136,2	136,2	135,6—136,0			113,2	112,6—113,0		
		136,7	136,1—136,5			113,7	113,1—113,5		
		137,2	136,6—137,0			114,2	113,6—114,0		
		137,7	137,1—137,5	114,7	114,1—114,5				
256	139,2	138,2	137,6—138,0	215	115,2	115,2	114,6—115,0		
		138,7	138,1—138,5			115,7	115,1—115,5		
		139,2	138,6—139,0			116,2	115,6—116,0		
		139,7	139,1—139,5			116,7	116,1—116,5		
		140,2	139,6—140,0			212	117,2	117,2	116,6—117,0
140,7	140,1—140,5	117,7	117,1—117,5						
141,2	140,6—141,0	118,2	117,6—118,0						
252	142,2	141,7	141,1—141,5	208	119,2			118,7	118,1—118,5
		142,2	141,6—142,0					119,2	118,6—119,0
		142,7	142,1—142,5			119,7	119,1—119,5		
252	143,2	143,2	142,6—143,0	208	120,2	120,2	119,6—120,0		
		143,7	143,1—143,5			208	121,2	120,7	120,1—120,5
249	144,2	144,2	143,6—144,0	121,2	120,6—121,0				
		144,7	144,1—144,5	121,7	121,1—121,5				
249	145,2	145,2	144,6—145,0	208	122,2	122,2	121,6—122,0		
		145,7	145,1—145,5						
249	146,2	146,2	145,6—146,0						
		146,7	146,1—146,5						
		147,2	146,6—147,0						

На баббите каждого залитого подшипника отливаются цифры диаметра и длины подшипника высотой 10 мм, как отпечаток сердечника формы. На боковой вертикальной обработанной поверхности корпуса подшипника ставится клеймо, присвоенное вагонному депо и ВРЗ, и дата заливки по образцу: 9—61—29, где 9—месяц заливки, 61—год и 29 клеймо ВЧД или ВРЗ. При каждой пере-заливке подшипников старое клеймо забивается и ставится новое.

Осевые смазки. При движении колесных пар между подшипником и шейкой оси возникает трение, на преодоление которого затрачивается значительная часть полезной работы локомотива. Для уменьшения трения применяют различного рода смазки. При вращении шейки оси смазка вследствие взаимного сцепления частиц и прилипания к оси попадает под подшипник и поднимает его, обеспечивая жидкостное трение, при котором подшипник как бы плавает на осевой шейке. Износ трущихся поверхностей и коэффициент трения при этом значительно уменьшаются.

Согласно гидродинамической теории смазки полная сила трения

$$F = \frac{fv}{\Delta} H,$$

где f — абсолютная вязкость жидкости в $мг \text{ сек}/мм^2$, или сила в $мг$, необходимая для перемещения слоя смазки площадью 1 мм^2 относительно другого такого же слоя, отстоящего от первого на расстоянии 1 мм , со скоростью $v = 1 \text{ мм}/сек$;

Δ — средняя толщина смазывающего слоя в $мм$;

v — относительная скорость твердых тел в $мм}/сек$.

Коэффициент трения μ будет при этом равен

$$\mu = \frac{fv}{\Delta q},$$

где $q = \frac{P}{H}$ — удельное давление на шейку;

P — полная нагрузка на шейку в $кг$;

H — поверхность соприкосновения металлов в $мм^2$ (при отсутствии смазки).

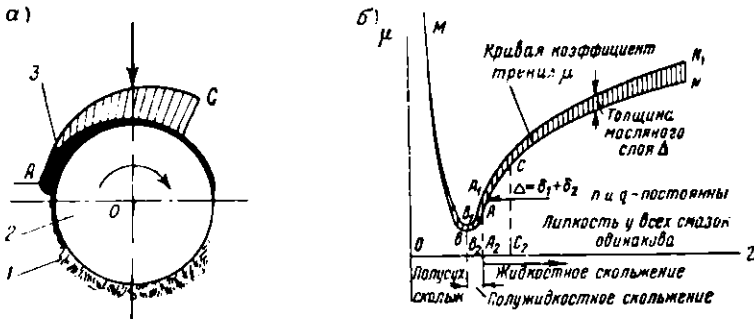


Рис. 37. Схема смазки подшипника и диаграмма зависимости между коэффициентом трения и абсолютной вязкостью смазки

В 1883 г. русский ученый проф. Н. П. Петров в своей классической работе «Трение в машинах и влияние на него смазывающей жидкости» впервые установил, что толщина смазывающего слоя зависит от вязкости смазки, от удельного давления на шейку, от относительного скольжения шейки по подшипнику и от радиусов подшипника и шейки.

В основу гидродинамической теории он положил идею разделения трущихся поверхностей металла слоем жидкой смазки, вследствие чего вместо непосредственного трения металлических поверхностей имеет место трение жидкого слоя смазки о поверхность металла и трение внутри самого слоя смазки.

На толщину слоя смазки также влияет и качество обработки поверхности шейки и подшипника, имея в виду, что даже при самой тщательной обработке на поверхности остаются мельчайшие неровности.

Грубая обработка поверхностей вызывает во время перемещения одной поверхности по другой разрыв смазочного слоя, что приводит к сухому трению и в связи с этим греению трущихся поверхностей. Исследованиями доказано, что жидкостное трение возможно только при условии, когда наименьшая толщина смазывающего слоя h больше суммы высот неровностей шейки δ_1 и подшипника δ_2 ($h > \delta_1 + \delta_2$).

Смазка, поданная на шейку 2 (рис. 37, а) подбивкой или польстером 1, как бы нагнетается в серповидный зазор между подшипником и шейкой и создает гидродинамическое давление, которое от точки А постепенно возрастает до точки С, затем быстро падает. Гидродинамическое давление смазки вызывает смещение центра шейки и центра подшипника. С увеличением удельного

давления подшипника на шейку толщина слоя (масляного клина) *З* смазки между шейкой и подшипником уменьшается вследствие ее выдавливания. Увеличение же вязкости смазки препятствует выдавливанию ее и вызывает утолщение смазывающего слоя. Таким образом, толщина слоя смазки зависит от вязкости смазки. Зависимость между коэффициентом трения и абсолютной вязкостью смазки при постоянных числах оборотов шейки и удельном давлении на подшипник показана кривой на рис. 37, б. От этой кривой по оси вверх в произвольном масштабе отложены толщины слоя смазки, зависящие от ее вязкости. Для смазки заданной вязкости по этой диаграмме можно найти величину толщины масляного слоя.

Вязкость смазки зависит от температуры внешней среды. При повышении температуры вязкость уменьшается, при понижении — увеличивается.

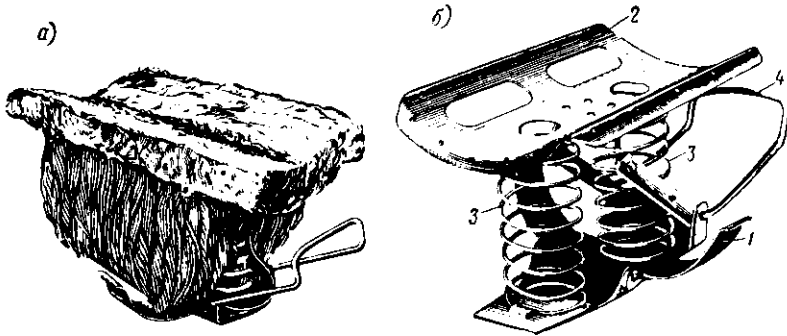


Рис. 38. Польштер буксы и его каркас

На наших железных дорогах в зависимости от температурных условий, определяющихся временем года и климатом, применяют три основных осевых масла (смазки): летнее — Л, зимнее — З, северное — С (табл. 8).

Таблица 8

Физико-химические свойства осевых смазок

Физико-химические свойства	Летняя Л	Зимняя З	Северная С
Вязкость	5,0—7,0	3,0—3,5	2,0—2,2
Температура вспышки в °С не ниже	+135	+130	+125
Температура застывания в °С не выше	-15	-40	-55
Содержание механических примесей в % не более	0,07	0,05	0,04
Содержание воды в % не более	0,4	0,3	0,1
Водорастворимых кислот и щелочей		Отсутствие	

В буксах с подшипниками скольжения подача смазки на осевые шейки производится снизу за счет капиллярности польстеров или пропитанными хлопчатобумажными или шерстяными концами, а также валиками, плотно уложенными под шейку оси на дно буксы.

Большое значение для нормальной работы букс имеет упругость подбивки, так как при осадке подбивка отстает от шейки оси и подача смазки на шейку прекращается. Для возобновления работы подбивки необходимо ее периодически осматривать, поднимать (разрыхлять) или добавлять.

Польштер (рис. 38, а) состоит из металлического каркаса и щетки с фитилями, которые заменяют собой подбивку. Каркас польстера (рис. 38, б) имеет нижние большую 1 и малую пластины, опирающиеся на дно корпуса буксы, верхнюю пластину 2, две пружины 3, скобу и шарнирную ручку 4.

Польштерная щетка вяжется из полушерстяной пряжи. Верхняя часть ее состоит из коротких петель, а вниз спускаются длинные фитили. Щетка привязывается с помощью шнура к верхней пластинке каркаса через отверстия,

сделанные по краям пластины. Фитили щетки пропускают вниз, через четыре продолговатых отверстия в верхней пластине металлического каркаса польстера.

Собранный польстер пропитывают в смазке и вставляют в буксу. Через концы фитилей смазка поднимается по фитилям к щетке и через нее поступает на шейку оси.

Буксовые вкладыши. Для облегчения постановки и выемки подшипника между ним и потолком буксы ставится промежуточная деталь, называемая буксовым вкладышем, изготовляемым из стали штамповкой или литьем.

Вкладыш для подшипника оси типа III (рис. 39, а) при постановке на

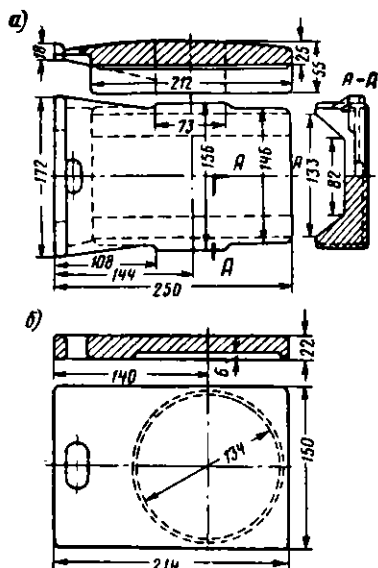


Рис. 39. Буксовые вкладыши

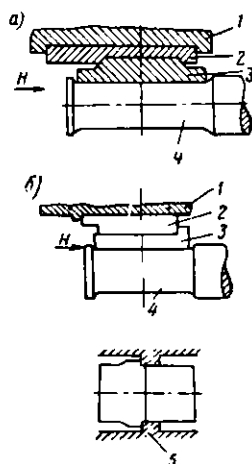


Рис. 40. Схема размещения подшипников в буксах

место упирается в заднее торцовое ребро стенки подшипника, а спереди — в упорные выступы на потолке буксы. Нижняя поверхность вкладыша и спинка корпуса подшипника делают трехгранными, а верхняя поверхность вкладыша, на которую опирается потолок корпуса буксы, имеет цилиндрическую форму с образующими, перпендикулярными шейке оси. Цилиндрическая поверхность обеспечивает возможность самоустановки буксы относительно шейки оси.

На рис. 39, б показан буксовый вкладыш для подшипника оси типа II. На нижней поверхности его имеется выточка (гнездо) диаметром 134 и глубиной 7 мм, в которую входит опорный кольцевой выступ корпуса подшипника. Верхняя поверхность такого вкладыша делается плоской и входит в гнездо на потолке буксы.

В буксах вагонов железных дорог СССР применяются две схемы установки вкладыша и подшипника. В первой схеме (рис. 40, а) нагрузки H , действующие вдоль оси колесной пары, передаются корпусом буксы 1 на торцы вкладыша 2, который в свою очередь передает их подшипнику 3, входящему своей верхней частью в углубление вкладыша. Подшипник, скользя вдоль шейки 4, передает нагрузки на ее переднюю или заднюю галтель.

Во второй схеме нагрузка, действующая в сторону буртика шейки, передается корпусом буксы подшипнику посредством заплечика 5 (рис. 40, б). Нагрузка, действующая в противоположном направлении, передается корпусом на торец вкладыша, а через последний — на бурт подшипника 3. Вторая схема более целесообразна, так как она обеспечивает наиболее устойчивое положение подшипника и потому широко применяется в вагонах современной постройки.

3. БУКСЫ С ПОДШИПНИКАМИ КАЧЕНИЯ

Подшипники качения, обладающие большими преимуществами по сравнению с подшипниками скольжения, широко применяются в современном подвижном составе. Использование подшипников качения в буксах пассажирских и грузовых вагонов позволило не только резко сократить расход цветных металлов, идущих на изготовление подшипников скольжения, но и значительно повысить эффективность работы подвижного состава. Ввиду уменьшения трения при вращении оси вагоны, оборудованные подшипниками качения, несравненно легче передвигаются, что дает возможность при прочих равных условиях увеличить полезный вес поезда и скорости движения, сократить расход энергии локомотива, сократить расход смазки, уменьшить эксплуатационные расходы, увеличить межремонтные сроки и т. д.

Опытами установлено, что при скорости поезда 10 км/ч сопротивление движению при роликовых подшипниках уменьшается почти в два раза, при скорости 30 км/ч — на 18%, при скорости 60 км/ч — на 12%. Высокую эффективность роликовые подшипники дают при малых скоростях, которые имеют место во время разгона поезда или при передвижении на коротких расстояниях. Еще больший эффект дают роликовые подшипники при трогании поезда с места. В этом случае сопротивление уменьшается в 7—10 раз.

Кроме того, применение подшипников качения в подвижном составе повышает эксплуатационную надежность из-за отсутствия стцепок вагонов по гребню букс, увеличивает срок службы вагонных осей, ликвидирует надобность в подбивочных концах и сокращает штат обслуживающего персонала. В процессе эксплуатации уход за роликовыми подшипниками сводится практически лишь к ревизии букс и замене в них смазки. При правильном монтаже и эксплуатации срок службы подшипников качения может быть весьма значительным.

Исходя из положительного опыта эксплуатации вагонов с роликовыми подшипниками, поставлена задача перевести вагонный парк на подшипники качения.

Корпус буксы для роликовых подшипников представляет собой стальную коробку, внутри которой могут располагаться два или один роликовых подшипника, при этом одно кольцо (внутреннее) укрепляется неподвижно на шейке вагонной оси и вращается вместе с ней, другое кольцо (наружное) неподвижно закрепляется в буксе. Поворачиваясь вместе с осью, внутреннее кольцо увлекает за собой ролики, каждый из которых вращается вокруг своей оси и перекатывается между наружным и внутренним кольцами.

Буксы с роликовыми подшипниками классифицируются по типу роликовых подшипников, по способу их посадки на шейки оси и конструкции корпуса буксы.

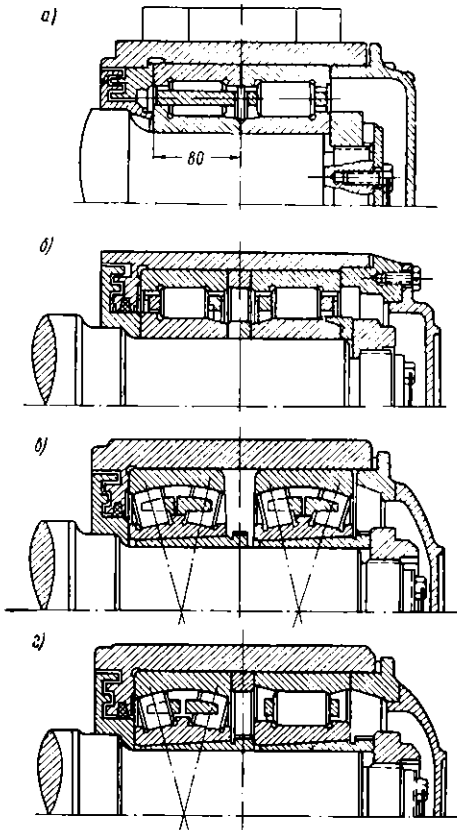


Рис. 41. Основные типы букс с роликовыми подшипниками

По типу роликовых подшипников буксы бывают: с цилиндрическими подшипниками без дистанционного кольца (рис. 41, а) и с дистанционным кольцом (рис. 41, б), со сферическими подшипниками (рис. 41, в) или с одним сферическим и одним цилиндрическим подшипниками (рис. 41, г).

По способу посадки (укрепления) роликовых подшипников на шейке оси буксы различают: с втулочной посадкой (рис. 41, в и г), осуществляемой при помощи конических втулок, вставляемых между шейкой оси и внутренним кольцом; с горячей посадкой (рис. 41, а и б), т. е. надеванием внутреннего кольца подшипника в горячем состоянии непосредственно на шейку оси; с пресовой посадкой, т. е. запрессованием внутреннего кольца непосредственно на шейку.

В тележках грузовых и пассажирских вагонов применяются только цельнокорпусные буксы.

Устройство буксы

Корпуса букс для подшипников качения отливают из мартеновской стали (или электростали) марок 15Л1, 20Л1, 25Л1 (ГОСТ 977—58). У пассажирских вагонов применяются бесчелюстные буксы (рис. 42), а у грузовых — с направляющими пазами (рис. 43) для установки их в буксовые проемы рамы тележки. Корпуса букс пассажирских и грузовых вагонов могут быть цельными, с впрессованной лабиринтной частью или отъемной задней крышкой.

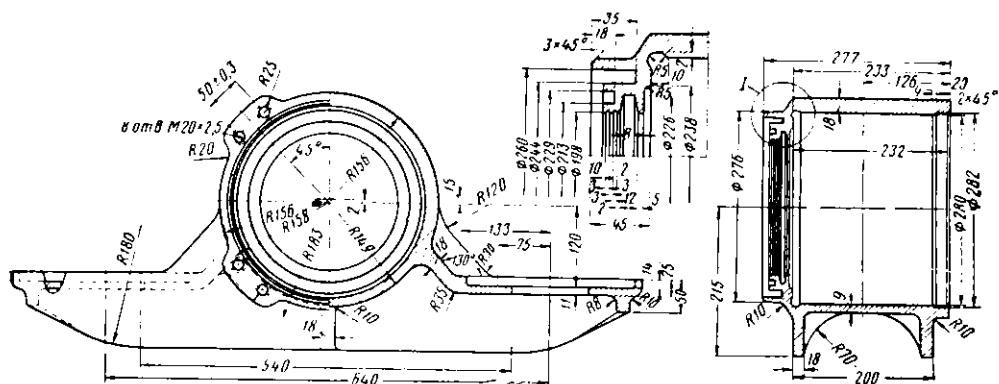


Рис. 42. Корпус бесчелюстной буксы для роликовых подшипников тележек ЦМВ

Корпус буксы тележек пассажирских вагонов (см. рис. 42) представляет собой цельнолитую коробку с двумя приливами для пружин буксового подвешивания. Передняя часть корпуса закрывается крышками — крепительной и смотровой.

Внутренняя цилиндрическая часть корпуса растачивается и шлифуется для установки наружных колец подшипников. Диаметр посадочного отверстия $280^{+0,1}_{-0,02}$ мм. Овальность и конусность допускаются до 0,04 мм. Глубина посадочного места $232_{-0,5}$ мм.

Задняя часть корпуса (узел I на рис. 42) соответствует по форме очертанию лабиринтного кольца, благодаря чему образуется уплотнение, предупреждающее утечку смазки из буксы и попадание в нее пыли, грязи, влаги и т. п. В лабиринтной части корпуса (узел I) протачиваются канавка для уплотнительного фетрового кольца и две жировые канавки. Фетровое кольцо обеспечивает герметичность корпуса буксы. Уплотнение может быть без фетрового кольца.

Лабиринтное кольцо изготавливается из стали марки Ст. 5 (ГОСТ 380—60) и обрабатывается с высоким классом точности на токарном станке. Кольцо насаживается в горячем состоянии на неподступичную часть оси и служит

упором для внутреннего кольца заднего подшипника, являясь промежуточной деталью между вращающейся осью и неподвижным корпусом буксы. Лабиринтное кольцо и лабиринтная часть буксы препятствуют вытеканию смазки из корпуса буксы и попаданию в него грязи.

Крепительная крышка отливается из стали марки 25Л1 и тщательно по заданному размеру обрабатывается на токарном станке.

Смотровая крышка может быть изготовлена штамповкой из стали марки Юкп или из алюминия марки АЛ9. Крышка предназначена для возможности производства промежуточной ревизии букс и обточки колес без демонтажа подшипников.

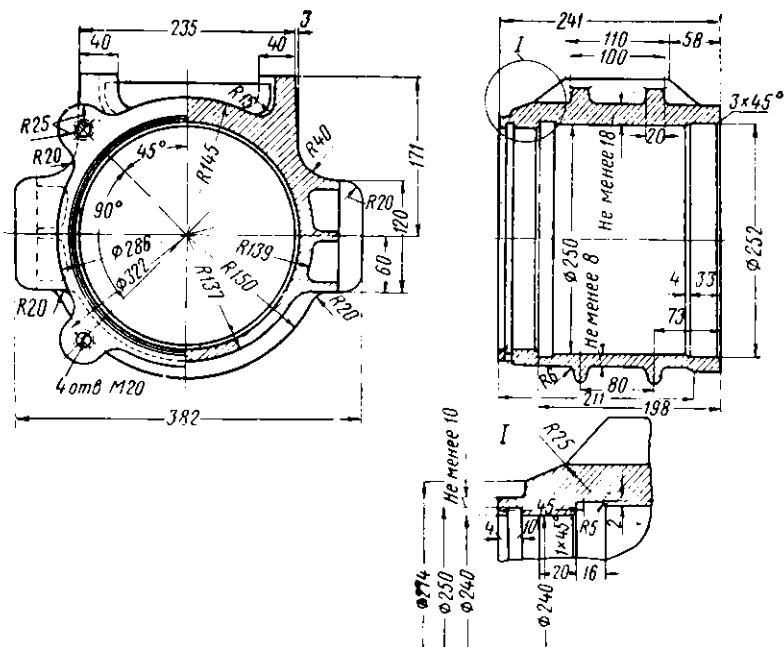


Рис. 43. Корпус буксы для роликовых подшипников тележек грузовых вагонов

Подшипники качения в зависимости от формы тел качения разделяются на шариковые и роликовые. Ролики имеют различную форму и делятся на цилиндрические, сферические, игольчатые и конические. В вагонных буксах применяют подшипники с цилиндрическими роликами, расположенными параллельно оси (рис. 44, а и б), и со сферическими (бочкообразными) (рис. 44, в), ось вращения которых наклонена к поверхности шейки оси.

В зависимости от способности подшипника воспринимать различные нагрузки подшипники качения подразделяются на три типа: радиальные подшипники, предназначенные для восприятия усилий, действующих перпендикулярно оси; упорные подшипники, предназначенные для восприятия только осевых усилий, действующих вдоль оси; радиально-упорные подшипники, воспринимающие как радиальные, так и осевые нагрузки.

Подшипники качения могут быть однорядные и двухрядные. У однорядных ролики (или шарики) расположены в один ряд (см. рис. 44, а), а у двухрядных — в два ряда (см. рис. 44, в).

Каждый подшипник качения состоит из наружного 4 (рис. 45) и внутреннего 1 колец, между которыми помещаются ролики 2, удерживаемые на определенном расстоянии друг от друга сепаратором 3. Сепаратор бывает клепаной конструкции (см. рис. 44, б) и беззаклепочным (см. рис. 44, а). Внешняя поверхность внутреннего кольца образует беговую дорожку, по которой

катятся ролики. Беговую дорожку также имеет и внутренняя поверхность наружного кольца.

Внутреннее и наружное кольца изготавливаются так, чтобы ролики устанавливались между ними не плотно, а свободно, с некоторым зазором. Этот зазор, измеряемый в радиальном направлении, представляет собой разность между диаметром дорожки качения наружного кольца и суммой диаметров двух роликов и дорожки качения внутреннего кольца.

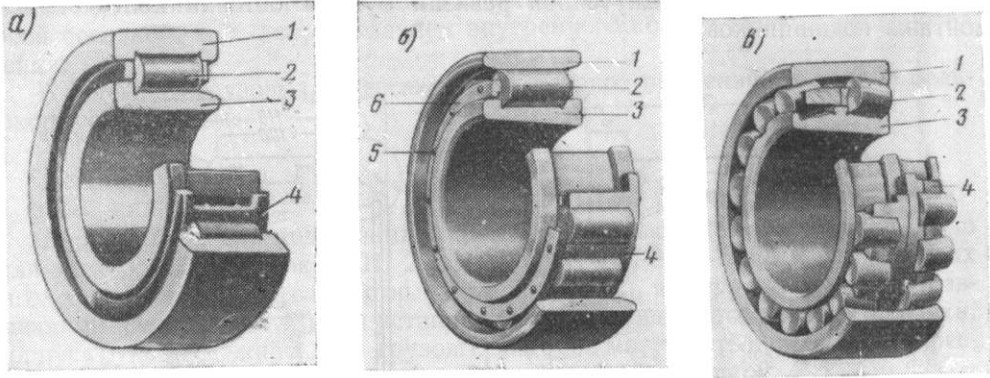


Рис. 44. Роликовые подшипники:

a—однорядный с беззащепочным сепаратором; *b*—однорядный с клепаным сепаратором; *b1*—двухрядный; 1—наружное кольцо; 2—ролик; 3—внутреннее кольцо; 4—сепаратор; 5—защепка; 6—шайба

Осевым зазором роликового подшипника называется величина, на которую могут взаимно смещаться наружные и внутренние кольца вдоль оси колесной пары. Он определяется суммой зазоров между торцами ролика и бортами колец и измеряется перед монтажом только у подшипников с цилиндрическими роликами, воспринимающими осевые нагрузки.

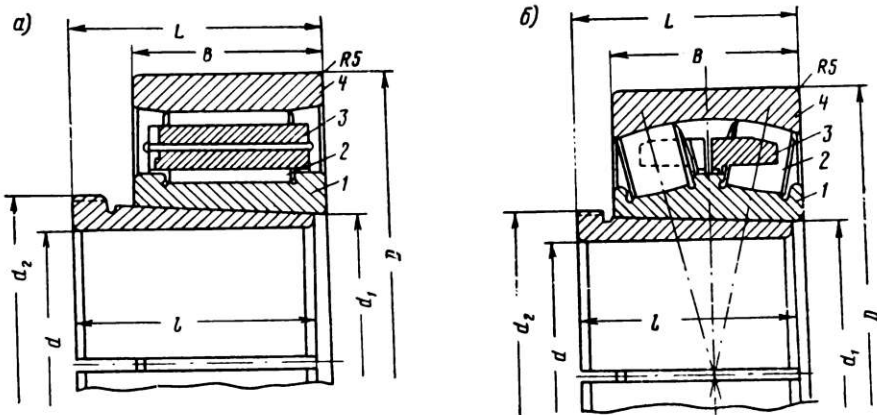


Рис. 45. Конструкция роликовых подшипников со втулкой

В процессе работы роликовые подшипники испытывают статические и динамические нагрузки.

По направлению действия нагрузки разделяются на радиальные (вертикальные) и осевые (горизонтальные).

Радиальные нагрузки возникают от веса вагона, от ударов колес на стыках и на других неровностях пути. Эти нагрузки действуют перпендикулярно оси вращения подшипника и шейки оси колесной пары. Осевые нагрузки действуют

вдоль оси вращения колесной пары и возникают при прохождении вагона по кривым участкам пути, стрелочным переводам, крестовинам и т. п.

Подшипники с цилиндрическими и сферическими роликами по-разному воспринимают нагрузки, действующие на подшипник.

Цилиндрический подшипник представляет собой разъемную конструкцию, у которой одно из колец (внутреннее или наружное), сепаратор и ролики соединены в один неразъемный блок. Цилиндрические подшипники бывают закрытого, полузакрытого и открытого типов. Подшипники закрытого типа имеют бурты на внутреннем и наружном кольцах, чем ограничивается их взаимное перемещение и соответственно шейки оси и корпуса буксы в пределах осевого зазора. Подшипники полузакрытого типа имеют на одном из колец только один бурт или приставное кольцо и воспринимают осевые нагрузки, действующие только в одном направлении. Подшипники открытого типа на одном из колец буртов не имеют и поэтому не ограничивают взаимного перемещения наружного и внутреннего колец, а также шейки оси и корпуса буксы.

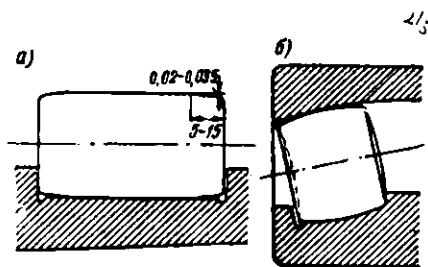


Рис. 46. Положение сферического и цилиндрического роликов в подшипнике

Ролики у цилиндрического подшипника имеют форму цилиндра (рис. 46, а); образующая поверхность качения роликов является прямой, параллельной оси вращения подшипника и перпендикулярной действующей радиальной нагрузке. У правильно смонтированного подшипника радиальная нагрузка, приходящаяся на ролик по всей его длине, полностью воспринимается поверхностью качения. Осевые нагрузки воспринимаются торцами роликов.

Двухрядные сферические подшипники имеют два ряда роликов, размещенных в отдельных сепараторах. Каждый ряд работает самостоятельно. Оба ряда роликов имеют общую сферическую дорожку на внутренней поверхности наружного кольца, вследствие чего подшипник становится самоустанавливающимся. На внутреннем кольце имеются две дорожки качения, между которыми расположен средний направляющий борт. Последний может быть выполнен за одно целое с кольцом или отдельно (плавающий борт). Поверхность качения роликов сферическая, очерченная одним радиусом. Ролики по форме тел качения бывают в виде несимметричной (конусной) и симметричной бочек. Ролики с формой несимметричной бочки сужены в сторону от среднего борта внутреннего кольца. Диаметр торца, обращенный к среднему борту, больше диаметра торца, обращенного в сторону от борта. Ролики с формой симметричной бочки имеют одинаковые диаметры по торцам.

В сферическом подшипнике (рис. 46, б) радиус образующей бочкообразного ролика равен радиусу поверхности беговой дорожки внутреннего кольца, таким образом теоретический контакт между роликами и внутренним кольцом имеет место по всей образующей ролика. Радиус сферы наружного кольца несколько больше радиуса образующей ролика, поэтому теоретический контакт ролика с наружным кольцом происходит в одной точке. В действительных условиях вследствие упругости роликов и колец контактная поверхность с наружным кольцом представляет собой полосу, а контакт с внутренним кольцом происходит по поверхности, очерченной эллипсом.

В отличие от цилиндрических подшипников сферический имеет способность самоустанавливаться при деформации шейки оси. Поэтому деформация последней мало отражается на работе сферического подшипника, в то время как в цилиндрических роликах деформации шейки приводят к повышенным контактным напряжениям по концам роликов, что вызывает характерное для этих типов подшипников выкрашивание металла у кромок роликов.

Для снижения высокой концентрации напряжений кромок у цилиндрических роликов (см. рис. 46, а) им по концам придается форма усеченных конусов с конусностью 0,02—0,035 мм, как это имеет место у подшипника ЦКБ-530.

Сепаратор клепаной конструкции для цилиндрических роликовых подшипников состоит из соединяемых между собой заклепками двух частей: главной части, имеющей гнезда для роликов, и приставного кольца (шайбы). Беззаклепочный сепаратор подшипника имеет рамную конструкцию с гнездами для роликов. Чтобы последние удерживались в сепараторе, его продольные или находящиеся у торцов роликов перемычки расчеканиваются.

Сепаратор для двухрядных сферических подшипников состоит из двух полусепараторов с гнездами для роликов. Каждый ряд роликов помещается в своем сепараторе и работает самостоятельно. Для конических роликовых подшипников сепаратор штампуется.

Роликовые подшипники (кольца и ролики) изготавливаются из хромистой стали марок ШХ15 и ШХ15СГ по ГОСТ 801—58. Сталь марки ШХ15 имеет следующий химический состав в процентах: углерода 0,95—1,1; марганца 0,2—0,4; кремния 0,15—0,35; хрома 1,3—1,65; серы и фосфора не более 0,02—0,027.

В стали марки ШХ15СГ содержится (в процентах): углерода 0,95—1,1, марганца 0,9—1,2, кремния 0,4—0,65, хрома 1,3—1,65, серы и фосфора не более 0,02—0,027. Кольца и ролики подвергаются тщательной механической обработке на специальных станках с высоким классом точности. Для повышения износоустойчивости эти детали подвергаются закалке в масле с последующим отпуском. После закалки и отпуска кольца должны иметь твердость по Роквеллу, равную 60—62, а ролики 61—64. Кольца сепараторов изготавливаются из стали марки 30, бронзы, латуни или специального литья.

Для отличия подшипника одного типоразмера от другого каждый подшипник имеет свое условное обозначение, состоящее из цифр и букв. Цифрами обозначаются: внутренний диаметр подшипника или закрепительной втулки, его тип, серия и конструктивные особенности подшипника, буквами — класс точности.

В табл. 9 приведены номера и конструктивные размеры основных типов роликовых подшипников, работающих в вагонных буксах.

Таблица 9

Основные размеры роликовых подшипников

Обозначения подшипников	Размеры в мм						Количество роликов в одном ряду	Радиальный зазор в мм	Вес подшипника без втулки в кг	
	D	B	d ₁	L	l	d				d ₂
Со сферическими роликами на втулочной посадке (см. рис. 45, б)										
73727 ЦКБ-545	280	93	140	119	115	135	165	16	0,12—0,17	26,16
ЦКБ-529, ЦКБ-529К	300	102	140	130	122	135	160	14	0,12—0,17	32,70
С цилиндрическими роликами на втулочной посадке (см. рис. 45, а)										
72727Г (ЦКБ-550)	280	93	140	119	115	135	160	13	0,12—0,17	26,01
ЦКБ-530, ЦКБ-530К2	300	102	140	130	122	135	160	14	0,12—0,17	34,7
С цилиндрическими роликами на горячей посадке (см. рис. 41, а)										
ЦКБ-1522, ЦКБ-1521	250	80	—	—	—	130	—	14	0,09—0,145	19

Способы посадки роликовых подшипников на шейку оси. Для обеспечения надежной и долговечной работы подшипника качения в вагонных буксах большое значение имеет посадка подшипника на шейке оси и в корпусе буксы. При выборе посадок подшипников учитывают условия их работы в буксовом узле,

величину нагрузок, скорость движения, конструкцию подшипника, материал и его обработку, производственные условия, частоту сборки и разборки подшипников и др.

При сборке букс применяют один из двух способов посадок роликовых подшипников на шейки осей — горячую или втулочную.

При горячей посадке подшипника на ось внутреннее кольцо подшипника, имеющее несколько меньший диаметр отверстия, чем диаметр шейки оси, нагревают до температуры 100—120°, в результате чего кольцо расширяется и свободно надевается на шейку. Остывая, оно сжимается, плотно обхватывает шейку и прочно удерживается на ней.

Горячая посадка обеспечивает закрепление кольца подшипника на шейке оси за счет натяга (разности диаметров шейки оси и внутреннего кольца подшипника), равного 0,04—0,06 мм. При горячей посадке требуется индивидуальный подбор подшипников по шейке, так как при малом натяге кольцо может провернуться, а при большом возникают перенапряжения в металле шейки и кольца, и последнее может разрушиться. Кроме того, в результате многократного съема и надевания подшипников сопрягаемые поверхности срабатываются и изменяются размеры диаметра отверстия кольца и шейки оси, при которых не обеспечивается необходимая плотность посадки. При уменьшении диаметра шейки оси для обеспечения нужного натяга размеры внутренних поверхностей шейек колец восстанавливаются.

К основным преимуществам горячей посадки следует отнести сокращение количества технологических операций при монтаже и демонтаже буксы, в результате чего уменьшается трудоемкость и соответственно стоимость этих работ. Кроме того, снижается стоимость изготовления роликового подшипника, а также уменьшаются его размеры и вес.

При втулочной посадке подшипник на шейке оси закрепляется конусной разрезной втулкой, устанавливаемой между шейкой оси и внутренним кольцом подшипника. Внутренняя поверхность втулки цилиндрическая, а наружная имеет конус 1 : 12. Внутреннее кольцо подшипника также имеет конусную поверхность 1 : 12. По мере продвижения между шейкой и подшипником втулка с одной стороны стремится расширить внутреннее кольцо подшипника, с другой — плотнее обхватить шейку оси. Этому способствует продольный разрез, имеющийся на втулке.

Надежность закрепления подшипника при втулочной посадке обеспечивается усилием запрессовки. Контролируется посадка по величине давления и продвижения втулки.

При этом способе посадки не требуется индивидуальный подбор подшипников по шейке оси и один и тот же подшипник может быть посажен на ту же шейку несколько раз.

Из недостатков этой посадки следует указать на необходимость изготовления дополнительной детали—втулки, а также усложнения изготовления подшипника из-за необходимости придания конической поверхности внутреннему кольцу. Отклонение в конусности втулки и кольца может приводить к неравномерной деформации внутренних колец и к повышенным напряжениям в шейках осей.

При втулочной посадке габариты и вес роликовой буксы увеличиваются по сравнению с буксами, имеющими горячую посадку, а также увеличивается и количество технологических операций при ее монтаже и демонтаже.

В буксовых узлах тележек пассажирских и грузовых вагонов применяют следующие варианты установки роликовых подшипников: одного сферического подшипника и одного цилиндрического на втулочной посадке; двух сферических роликовых подшипников на втулочной посадке; двух цилиндрических подшипников на горячей посадке. На рис. 47 показана букса для пассажирских вагонов с одним сферическим подшипником 73727 (ЦКБ-545) у галтели шейки оси и одним цилиндрическим подшипником 72727 (ЦКБ-550) у торца шейки оси. Посадка подшипников — втулочная. Подшипник, расположенный у галтели шейки оси, называется задним, а размещенный у ее торца —

передним. Установленные подшипники имеют габаритные размеры $135 \times 280 \times 93$ мм (где 135—диаметр шейки оси, 280—наружный диаметр подшипника и 93—ширина подшипника).

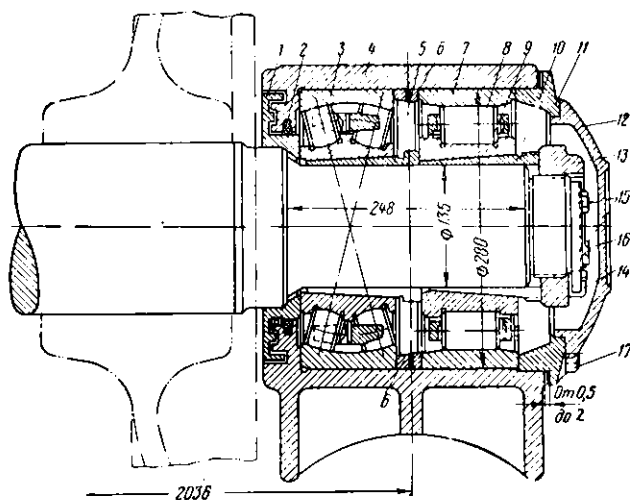


Рис. 47. Букса с цилиндрическим и сферическим подшипниками на втулочной посадке:

1—лабиринтное кольцо; 2—ферровое кольцо; 3—сферический подшипник; 4—корпус буксы; 5—закрепительно-стяжная втулка заднего подшипника; 6—дистанционное кольцо; 7—наружное кольцо цилиндрического подшипника; 8—цилиндрический ролик; 9—внутреннее кольцо с роликами и сепаратором цилиндрического подшипника; 10—закрепительно-стяжная втулка переднего подшипника; 11—крепительная крышка; 12—смотровая крышка; 13—торцовая гайка; 14—сторонная планка; 15—болты; 16—крепительная проволока; 17—болты смотровой и крепительных крышек

В целях выбора более совершенных конструкций буксовых узлов в 1958 г. в эксплуатацию были введены опытные партии пассажирских и грузовых вагонов, оборудованных роликовыми подшипниками меньшего размера и веса. Эти подшипники имели наружный диаметр 250 мм и ширину колец 80 и 88 мм, которые устанавливались на шейку оси диаметром 130 мм на втулочной или горячей посадке.

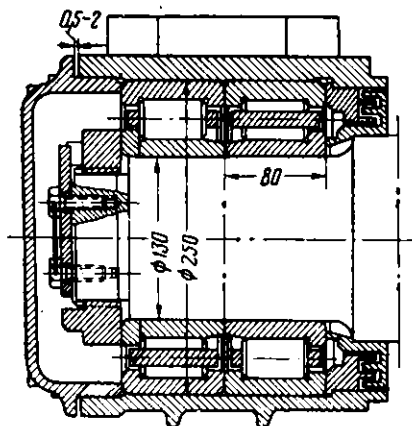


Рис. 48. Букса с двумя цилиндрическими подшипниками на горячей посадке

ЦКБ-1522 с размерами $130 \times 250 \times 80$ мм с беззаклепочными сепараторами на горячей посадке (рис. 48).

В новых конструкциях букс введена более напряженная посадка (G_{II} вместо T_{II}). Посадка двух цилиндрических подшипников произведена вплотную без

Применение буксового узла более облегченной конструкции позволило снизить вес его (включая и шейку оси) в сравнении с подшипниками первого выпуска на пассажирских вагонах на 23% и на грузовых на 26%. При этом вес буксовых узлов грузовых вагонов на роликовых подшипниках с усовершенствованными подшипниками стал меньше, чем у вагонов на подшипниках скольжения. Эксплуатационные испытания опытных партий вагонов на подшипниках меньшего размера показали, что наиболее рациональным и работоспособным из всех оказался буксовый узел с двумя цилиндрическими подшипниками ЦКБ-1521 и

дистанционных колец. Лабиринтное уплотнение выполнено без фетрового кольца. Установка подшипников в буксе без дистанционных колец укорачивает шейку оси, повышает ее прочность и уменьшает вес всего буксового узла. Корпус буксы грузового вагона имеет впрессованную лабиринтную часть, а у пассажирского вагона съемную заднюю крышку. Торцовое крепление осуществлено круглой гайкой и стопорным кольцом. В 1960 г. подшипники этого типа были приняты для массового оборудования грузовых и пассажирских вагонов взамен подшипников на втулочной посадке.

Смазка. Для букс с роликовыми подшипниками применяется консистентная смазка 1-ЛЗ. Она уменьшает трение скольжения между роликами и сепаратором, между бортами колец и торцами роликов, между роликами и дорожками качения колец. Кроме того, смазка предохраняет металл от коррозии, а также отводит и равномерно распределяет тепло во всех частях подшипника, возникающее от трения.

Монтаж букс с роликовыми подшипниками

Монтаж букс с роликовыми подшипниками должен производиться в чистом и светлом помещении. Детали букс, подлежащие монтажу, должны быть промыты в специальных ваннах в горячем щелочном растворе. Колесные пары, поданные в монтажное отделение, должны быть также чистыми. Особенно тщательно очищаются части колес, обращенные к осевым шейкам.

Перед монтажом буксовых узлов тщательно проверяют соответствующие размеры подшипников и деталей монтируемых букс. Следует иметь в виду, что букса с роликовыми подшипниками, собранная из точно обработанных деталей, представляет единую конструкцию, четкость работы которой зависит от исправности каждой ее детали. Малейшая неточность, допущенная при изготовлении одной какой-либо детали, часто вызывает нарушение исправной работы не только этой детали, но и всей буксы в целом. Особенно важное значение имеют предварительная проверка состояния собираемых деталей, точность измерений осевых шеек, роликовых подшипников, элементов букс и качественная сборка их в буксовый узел.

Количество операций по монтажу букс с роликовыми подшипниками и их последовательность зависят от способа посадки роликовых подшипников на шейку оси.

Рассмотрим некоторые особенности монтажа букс с роликовыми подшипниками при различных способах посадки.

Монтаж буксы с цилиндрическим и сферическим подшипниками на втулочной посадке начинается с комплектования подшипников, которое сводится к подбору двух подшипников на одну шейку оси по радиальным зазорам, измеренным в свободном состоянии на столе. Разность радиальных зазоров у двух парных подшипников (цилиндрического и сферического) не должна превышать 0,03 мм. Так, например, если у одного подшипника зазор составляет 0,15 мм, то второй подшипник может иметь зазор, равный 0,18 или 0,12 мм. Радиальные зазоры измеряются щупом, а у цилиндрических подшипников могут определяться также на плите-люфтомере. Лабиринтное кольцо подбирается по натягу, который создается за счет разности внутреннего диаметра кольца и предподступичной части оси.

Вначале на предподступичную часть оси устанавливается лабиринтное кольцо 2 (рис. 49, а), предварительно нагретое в ванне с трансформаторным маслом или в электропечи до температуры 125—150°. Если кольцо было нагрето в электропечи, то предподступичная часть оси покрывается тонким слоем трансформаторного масла. При надевании кольца необходимо следить за тем, чтобы оно дошло до упора в торец предподступичной части оси.

После полного остывания шейки оси 1 и лабиринтного кольца 2 специальным прибором или лекальным угольником проверяют перпендикулярность торцевой поверхности кольца к посадочной поверхности шейки. При применении угольника проверку производят в четырех диаметрально противоположных

точках, устанавливая его на шейку оси и подводя к торцу кольца. Щупом измеряют зазор между торцевой поверхностью лабиринтного кольца и угольником, при этом пластина щупа 0,05 мм не должна проходить в зазор. Той же пластиной проверяют прилегание кольца к торцу предподступичной части оси (щуп не должен проходить). Перед установкой буксы на шейку оси в лабиринт закладывают смазку.

Затем в корпус буксы 3 устанавливают задний сферический подшипник 4 без закрепительной втулки основанием конуса в сторону крышки. Предварительно между роликами заднего ряда, со стороны, обращенной к лабиринту буксы, закладывают смазку. Подшипник должен входить в буксу без усилия и доходить до упорного буртика корпуса буксы. Затем в буксу устанавливают

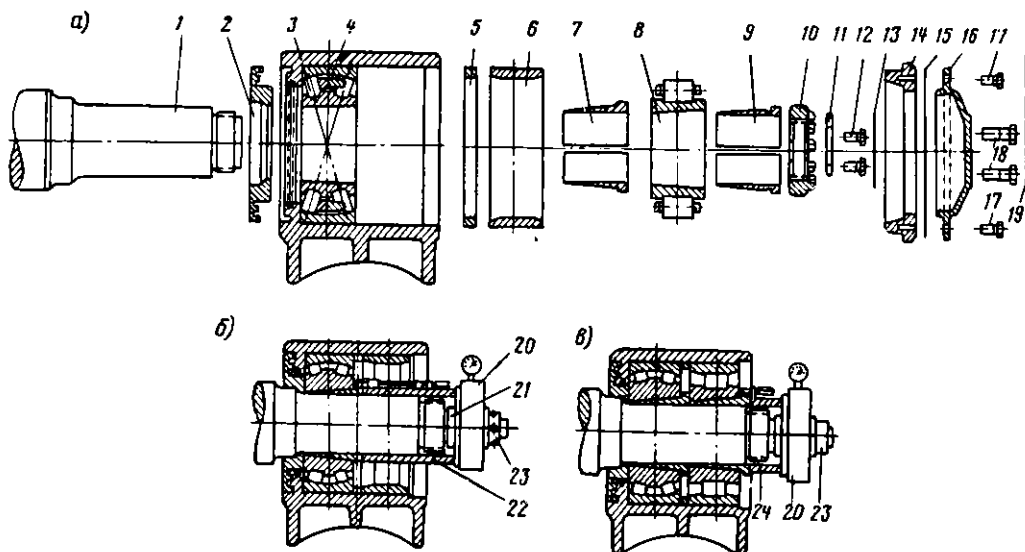


Рис. 49. Порядок монтажа буксы с одним сферическим¹ и одним цилиндрическим роликовыми подшипниками на втулочной посадке

дистанционное кольцо 5, которое должно доходить до упора в наружное кольцо заднего подшипника, после чего наружное кольцо 6 цилиндрического переднего подшипника доводят до упора в торец дистанционного кольца.

На резьбовую часть шейки оси навинчивают направляющий стакан, предохраняющий поверхность шейки от повреждений, в лабиринтную часть закладывают смазку и корпус буксы осторожно надевают на шейку оси и продвигают до упора внутреннего кольца заднего подшипника в лабиринтное кольцо. После установки буксы на шейке снимают направляющий стакан и в коническое отверстие между шейкой и внутренним кольцом поставленного заднего подшипника вручную устанавливают закрепительную втулку 7, предварительно покрытую с наружной и внутренней стороны тонким слоем трансформаторного масла. Для запрессовки закрепительной втулки на нарезную часть шейки оси навертывают переходную оправку, на которую надевают большую индикаторную втулку 22 (рис. 49, б), навинчивают гидравлический пресс 20 и закрепляют его гайкой 23. Поршень 21 пресса через втулку 22 передает усилие на закрепительную втулку.

Посадка закрепительной втулки вначале происходит при давлении 10 кг/см^2 (для пресса МРПЗ с площадью поршня 214 см^2), после чего индикатор большой втулки устанавливают на нуль и запрессовывают втулку. Запрессовка прекращается при давлении $80\text{--}100 \text{ кг/см}^2$ (для подшипников с наружным диаметром 300 мм) и $70\text{--}90 \text{ кг/см}^2$ (для подшипников с наружным диаметром 280 мм) и при перемещении ее на $0,55\text{--}0,90 \text{ мм}$. Перемещение втулки контролируют по показаниям укрепленного на втулке индикатора. Усилие запрес-

совки в сочетании с продвижением закрепительной втулки характеризуют правильность прилегания сопрягаемых поверхностей втулки с шейкой и внутренним кольцом подшипника.

После запрессовки втулки снимают пресс, большую индикаторную втулку и переходную оправку и на шейку оси надевают предохранительный стакан; в пространство между роликами подшипника закладывают смазку, после чего стакан снимают с шейки.

Наполнив буксу смазкой, устанавливают передний цилиндрический подшипник. Для этого на резьбовую часть шейки оси навинчивают направляющий стакан и надевают вручную на шейку внутреннее кольцо переднего цилиндрического подшипника с роликами 8 (см. рис. 49, а) (основание конуса кольца должно быть обращено в сторону торца шейки). При этом следят, чтобы внутреннее кольцо продвинулось по шейке до соприкосновения его с закрепительной втулкой заднего подшипника. Сняв стакан, в коническое отверстие внутреннего кольца наружного подшипника вручную вводят закрепительную втулку 9, смазанную трансформаторным маслом. Для свободного ввода втулки в отверстие переднюю часть буксы слегка приподнимают, наворачивают на резьбовую часть шейки монтажную втулку и продвигают внутреннее кольцо подшипника до упора в закрепительную втулку заднего подшипника, после чего снимают с шейки оси монтажную втулку.

Для запрессовки втулки 9 на резьбовую часть шейки оси наворачивают переходную оправку, надевают малую индикаторную втулку 24 (рис. 49, в), устанавливают гидропресс и закрепляют его гайкой.

Для отсчета перемещения закрепительной втулки индикатор устанавливают на нулевое деление и запрессовывают втулку до тех пор, пока давление на манометре поднимется до $80\text{--}100\text{ кг/см}^2$, что соответствует давлению $17\text{--}21\text{ т}$. Линейная величина перемещения втулки при этом усилиии запрессовки составит $0,55\text{--}0,90\text{ мм}$. После установки подшипников снимают гидропресс, индикаторную втулку и переходную оправку, затем на резьбовую часть шейки оси наворачивают от руки торцовую гайку 10 (см. рис. 49, а), которую затягивают специальным ключом, устанавливают в паз торца шейки оси стопорную планку 11, закрепляют ее болтами 12 и связывают эти болты вязальной проволокой 13.

Заполнив переднюю часть корпуса буксы смазкой, прикрепляют крепительную крышку 14 к корпусу болтами 18 и смотровую 16 к крепительной крышке болтами 17 с упругими шайбами. Болты 17 связываются проволокой 19. Между крышками устанавливают резиновую или прессшпановую прокладку 15, пропитанную олифой. Между торцом корпуса и фланцем крышки прокладывают пенковый жгут, пропитанный олифой, или резиновое кольцо диаметром $3\text{--}4\text{ мм}$.

Затяжка всех болтов крышки должна быть равномерной. Общее количество закладываемой в буксу смазки должно быть $2\text{--}2,2\text{ кг}$ для букс с подшипниками диаметром 300 мм и $1,6\text{--}1,8\text{ кг}$ для букс с подшипниками диаметром 280 мм .

Правильность сборки буксы проверяют по наличию зазора между фланцевой поверхностью крепительной крышки и торцевой поверхностью буксы, который должен быть не менее $0,5\text{ мм}$, а также по легкости вращения буксы на шейке оси. Причинами затруднительного вращения могут являться: трение фетрового кольца о лабиринтное, чрезмерное заполнение буксы смазкой и случайное попадание внутрь буксы посторонних тел (песок, тряпки и т. п.), что особенно опасно. Все эти причины должны быть немедленно выяснены и устранены.

Буксы после монтажа подшипников окрашивают в черный цвет, особенно тщательно должны быть окрашены места соединения лабиринтного кольца с предподступичной частью оси, а также предподступичная часть между лабиринтным кольцом и колесом.

При монтаже букс с роликовыми подшипниками на горячей посадке на шейку оси устанавливается два цилиндрических подшипника в корпусе буксы (см. рис. 48).

У подобранных для монтажа двух подшипников с разностью радиальных зазоров не более $0,03 \text{ мм}$ проверяют размеры подшипников и на специальной плите-люфтомере (рис. 50) определяют осевой зазор, который должен быть в пределах $0,4—1,1 \text{ мм}$. Регулировка осевого зазора достигается установкой большого дистанционного кольца (если оно предусмотрено конструкцией) с различными допусками на его толщину.

Для шейки оси подбирается пара подшипников так, чтобы наружный диаметр внутреннего кольца переднего подшипника был меньше наружного диаметра внутреннего кольца заднего подшипника, в противном случае при

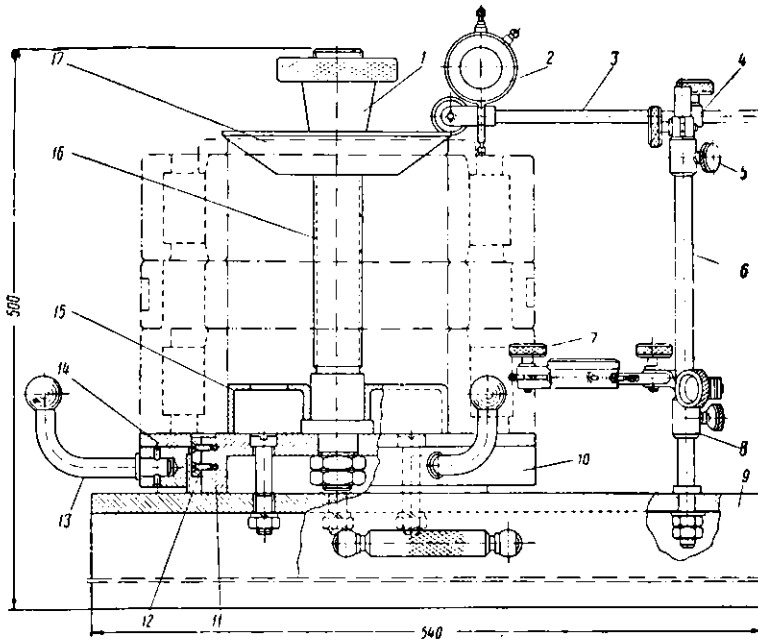


Рис. 50. Схема проверки осевых зазоров люфтомером:

1—гайка; 2—индикатор; 3—стержень; 4—зажим; 5—винт; 6—стойка;
7—винт; 8—упор; 9—плита; 10—гайка; 11—направляющая; 12—шпонка;
13—ручка; 14—шайба; 15—стакан; 16—стойка; 17—конусная шайба

установке корпуса буксы на шейку оси не будет обеспечен проход наружного кольца с роликами заднего подшипника через внутреннее кольцо переднего подшипника. У подобранных подшипников измеряют диаметры отверстий внутренних колец, которые должны быть меньше диаметра шейки оси. Натяг должен быть в пределах $0,04—0,06 \text{ мм}$. После предварительной подготовки деталей сборка их (рис. 51) начинается с постановки лабиринтного кольца 2, производимой так же, как и при втулочной посадке. Затем на резьбовую часть шейки оси 1 навинчивают направляющий стакан и через него последовательно надевают детали. Сначала устанавливают предварительно нагретое внутреннее кольцо 3 заднего подшипника и при помощи монтажной втулки надвигают его вплотную к лабиринтному кольцу. После этого вручную ставят малое дистанционное кольцо, если оно предусмотрено конструкцией, и внутреннее кольцо 4 переднего подшипника, также предварительно нагретое. Внутреннее кольцо переднего подшипника устанавливают так, чтобы его сторона, имеющая маркировку, была обращена к торцовой части шейки.

Внутренние кольца подшипников нагревают в озокерите или трансформаторном масле до $100—120^\circ$. Сняв направляющий стакан, надевают на шейку упорное кольцо 8 и при помощи гайки 9 детали, надетые на шейку оси, затягиваются в осевом направлении. По мере остывания колец торцовую гайку 9 подтягивают ключом.

Прилегание торцовых поверхностей малого дистанционного кольца, если оно предусмотрено конструкцией буксы, к внутренним кольцам подшипников и кольца подшипника к лабиринтному кольцу проверяют щупом. При этом пластина щупа толщиной 0,05 мм не должна проходить по всей окружности.

После того как внутренние кольца полностью остынут, торцовая гайка отвинчивается и снимается упорное кольцо.

Одновременно в корпус буксы 5 последовательно устанавливают наружное кольцо 6 вместе с роликами заднего подшипника, большое дистанционное кольцо, если оно предусмотрено конструкцией, и наружное кольцо 7 с роликами переднего подшипника так, чтобы его торец с маркировкой был обращен к пе-

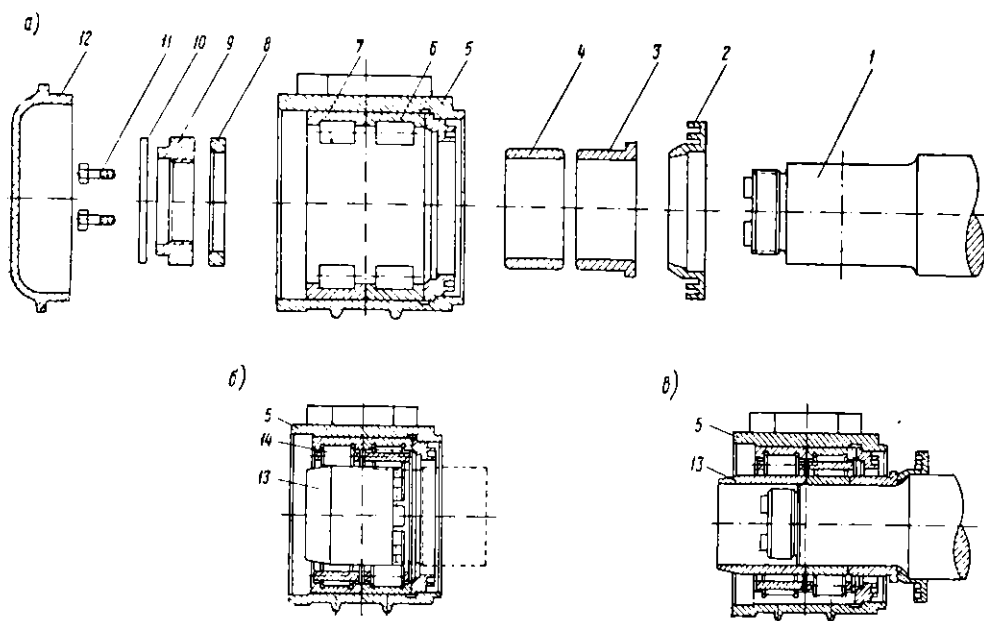


Рис. 51. Порядок монтажа буксы с цилиндрическими роликовыми подшипниками на горячей посадке

редней части корпуса буксы; пространство между роликами и подшипниками заполняется смазкой, последняя закладывается и в лабиринтное кольцо. Внутренние кольца также слегка покрываются смазкой. Подготовленный таким образом корпус 5 надвигается по внутренним кольцам подшипников, установленным на шейке 1 оси вплотную к лабиринтному кольцу 2. Если корпус буксы будет перемещаться туго, это значит, что в подборе радиальных зазоров были допущены неточности или перепутаны наружные кольца; в этом случае необходимо выяснить причину и устранить ее. Постановка корпуса с приложением усилия запрещается, так как это может привести к повреждению роликов или колец. При надевании корпуса буксы (рис. 51, б) на внутренние кольца подшипников, имеющих беззаклепочные сепараторы, необходимо предварительно вставить втулку 13 и раздвинуть ролики 14. При надвигании корпуса 5 (рис. 51, в) втулка 13 выйдет из буксы.

После установки корпуса буксы на шейки оси надевают упорное кольцо 8 и на нарезную часть оси навертывается торцовая гайка 9, которая туго закрепляется.

Установка стопорной планки 10, крепительной крышки 12, закладка смазки и проверка правильности сборки буксы производятся в той же последовательности, как и при втулочной посадке.

4. БУКСОВЫЕ ЛАПЫ

Буксовые лапы служат для направления букс и колесных пар и сохранения правильного расположения осей при движении вагона. Для нормальной работы колесных пар буксовые лапы должны быть прикреплены к раме нетележного вагона или раме тележки так, чтобы середины двух лап, определяющие положение оси, были расположены на линии, перпендикулярной продоль-

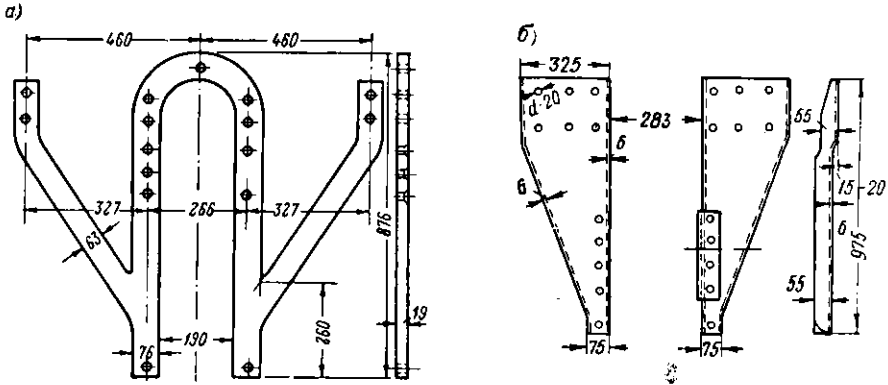


Рис. 52. Буксовые лапы:
а — цельная; б — разъемная

ной оси вагона или тележки. Кроме того, лапы должны быть перпендикулярны к плоскости рамы вагона или тележки и иметь одинаковые расстояния между направляющими, обхватывающими буксу.

По конструкции буксовые лапы бывают цельные и разъемные. Внизу для усиления жесткости концы буксовых лап скрепляются буксовой стружкой, укрепленной на болтах или заклепках.

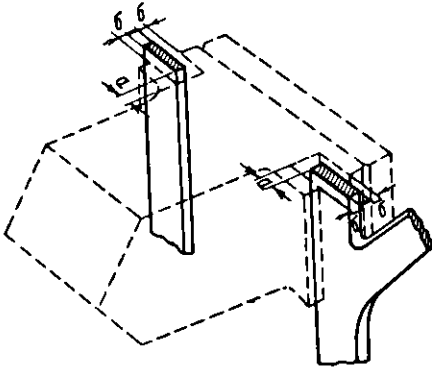


Рис. 53. Зазоры между буксой и буксовой лапой

Для двухосных пассажирских вагонов длиной 14 м поздней постройки буксовые лапы изготовляли разъемными. Каждая половина такой лапы состоит из отдельного вертикального полотна с подкосом. Для придания жесткости в верхней части буксовых лап прикрепаны угольники или приварены стальные полосы. Буксовые лапы (рис. 52, а) двухосных вагонов грузоподъемностью 20 т, переоборудованных на автосцепку, изготавливаются из полосовой стали толщиной 19—22 мм.

У двухосных цистерн грузоподъемностью 25 т и некоторых других типов грузовых двухосных вагонов применяют разъемные листовые штампованные буксовые лапы (рис. 52, б). На рабочих плоскостях этих лап приклепывают стальные направляющие угольники, которые в случае износа можно заменить.

Между направляющими лап свободно помещается букса, сохраняя при этом зазор между пазами букс и буксовыми лапами в продольном направлении на величину a и в поперечном — на величину b (рис. 53). В зависимости от конструкции и базы вагона размеры зазоров между пазами букс и лапой делаются различными.

Контрольные вопросы

1. Как классифицируются вагонные буксы?
2. Какой конструкции имеются буксовые крышки, каковы их преимущества и недостатки?
3. Какое назначение имеют подшипники?
4. Почему подшипники скольжения делаются многослойными и каково назначение бронзовой армировки и баббита?
5. Как осуществляется подача смазки под подшипник скольжения?
6. Какие преимущества имеют буксы с роликовыми подшипниками по сравнению с буксами с подшипниками скольжения?
7. Какие основные части роликовых подшипников и как классифицируются они по конструкции роликов?
8. Перечислите способы посадки роликовых подшипников на шейку оси, их преимущества и недостатки.
9. Из каких основных операций состоит процесс сборки подшипников и букс при втулочной посадке?
10. Из каких основных операций состоит процесс сборки подшипников и букс при горячей посадке?

ГЛАВА IV

РЕССОРНОЕ ПОДВЕШИВАНИЕ

1. НАЗНАЧЕНИЕ РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ

Рессорное подвешивание является соединительным звеном рамы вагона или тележки с колесными парами, состоящим из сочетания упругих элементов (рессор, пружин и амортизаторов) со связующими деталями (рессорными подвесками, валиками, кронштейнами и т. п.). Оно служит для смягчения толчков и ударов, передаваемых на подрессоренные части вагона при его движении. Правильная работа рессорного подвешивания имеет важное значение для нормальной эксплуатации вагонов и рельсового пути, а также для безопасности движения поездов.

Чтобы более ясно представить себе смягчающее действие рессорного подвешивания при передаче кузову вагона толчков, рассмотрим условия движения вагона по рельсовой

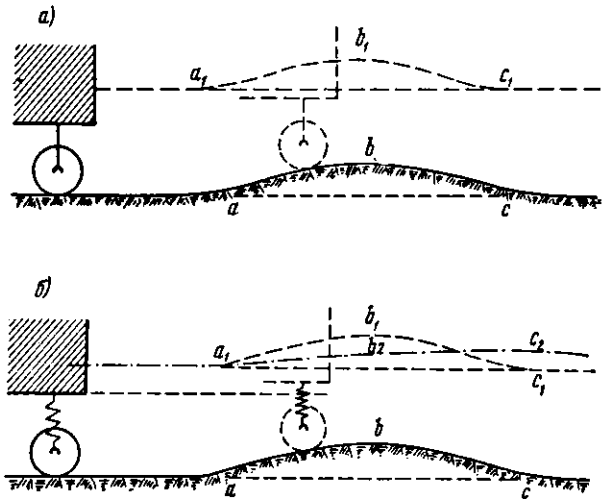


Рис. 54. Схема прохождения вагоном неровности пути

колеи. При качении колеса вагона по рельсовому пути вследствие неровностей рельса и колеса кузов вагона при безрессорном соединении его с колесными парами будет то подниматься, то опускаться, совершая такие же колебания, как и колесо (рис. 54, а). Траектория движения кузова вагона (линия a_1, b_1, c_1), лежащего над колесом, будет при наложении совпадать с профилем пути (линия abc). При прохождении колеса через неровность вагон будет испытывать значительные вертикальные толчки, усиливающиеся при большой скорости. Толчки вредно действуют на груз и пассажиров и вызывают преждевременный износ частей подвижного состава и пути.

При наличии рессорного подвешивания вертикальные толчки (рис. 54, б) передаются через рессору кузову вагона. Рессора будет смягчать и частично

поглощать толчки, обеспечивая более спокойный и плавный ход вагона, предохраняя подвижной состав и путь от преждевременного изнашивания и повреждений. Траекторию движения кузова при этом можно изобразить линией $a_1b_1c_1g_1$, которая имеет более пологий вид по сравнению с линией abc .

Величина колебаний вагона зависит от упругих свойств, прочности и выносливости рессор, пружин и амортизаторов. Гибкость и упругость, прочность и выносливость зависят от качества материала и конструкции этих упругих элементов.

2. КОНСТРУКЦИЯ РЕССОР И ПРУЖИН

Рессорой называется упругий элемент, собранный из отдельных полос, листов или колец, а пружиной — упругий элемент, изготовленный из отдельного прутка или полосы путем завивки.

Рессоры, применяемые в вагонах, бывают листовыми и кольцевыми. Листовые рессоры в свою очередь разделяются на незамкнутые — подвесные и замкнутые — эллиптические.

Пружины бывают винтовые и спиральные. Винтовые пружины разделяются на цилиндрические и конические.

При работе (деформации) рессоры между ее листами или кольцами при их взаимном перемещении возникает трение, которое способствует затуханию колебаний рессоры, а следовательно, и колебаний кузова, что очень важно для спокойного и безопасного движения вагона. Это свойство рессор дает им преимущество перед пружинами, в которых внутреннее трение весьма мало и практически считается отсутствующим.

Рессоры

Подвесные листовые рессоры (рис. 55) имели наибольшее распространение у нетележных вагонов, кроме того, их применяли и в тележках четырехосных вагонов.

Листовые рессоры собраны из нескольких постепенно укорачивающихся наложенных друг на друга изогнутых по дуге окружности стальных листов. Посередине листы соединяются шпилькой b и прочно насаженным на них стальным хомутом $б$. Верхний лист 1 называется коренным листом и имеет на концах ушки 2 (рис. 55, a и b), которыми рессора шарнирно соединяется с рамой вагона.

Лист 3 , прилегающий к коренному листу, называется подкоренным. Остальные листы 4 называются наборными.

Концы подкоренных листов обрезаются под прямым углом и имеют длину большую, чем расстояние между центрами ушков. Концы наборных листов обрезаются по трапеции, так как эта форма является более устойчивой опорой для лежащих выше листов. В рессорах, применяемых в тележках тройного подвешивания пассажирских вагонов, у коренного листа вместо ушков делается утолщение, которым он соединен шарнирно с головкой натяжного болта 7 (рис. 55, $в$).

Листовые рессоры различаются по числу листов: у грузовых вагонов они имеют 12—13 листов, а у пассажирских — от 6 до 14 листов.

Для изготовления листовых рессор преимущественно применяется желобчатая рессорная сталь (рис. 56, a), профиль которой позволяет удерживать листы рессоры от перемещения относительно друг друга в поперечном направлении. Кроме желобчатой, иногда применяется и плоская полосовая сталь (рис. 56, $б$).

Листовая рессора характеризуется размерами в свободном состоянии и под действием нагрузки. Расстояние между центрами ушков коренного листа в выпрямленном состоянии называется *д л и н о й р е с с о р ы* a (см. рис. 55, a). У грузовых вагонов она обычно составляет 1 040—1 100 мм, а у пассажирских — 1 000—1 800 мм и реже 2 000 мм. Расстояние между центрами ушков

коренного листа ненагруженной рессоры называется длиной хорды b . Расстояние, измеряемое посередине рессоры, между прямой, проходящей через центр ушков, и верхним листом (коренным) в свободном состоянии рессоры, называется фабричной стрелой прогиба v . Расстояние от пря-

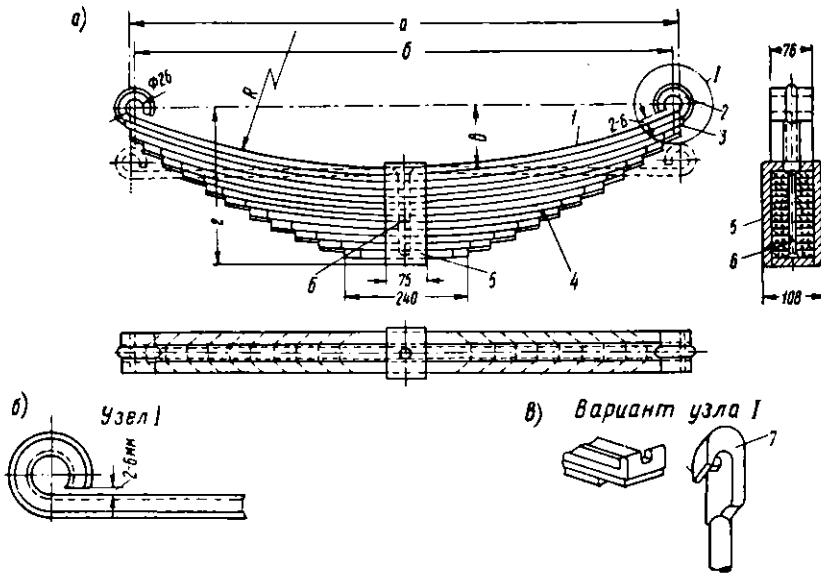


Рис. 55. Листовая подвесная рессора

мой, проведенной через центры ушков коренного листа, до нижней поверхности нижнего листа, которой он опирается на буксу, называется высотой рессоры z .

Под действием нагрузки происходит выпрямление рессоры и вследствие этого уменьшение фабричной стрелы. Величина осадки рессоры под грузом, считая от фабричной стрелы, называется прогибом. Величина послед-

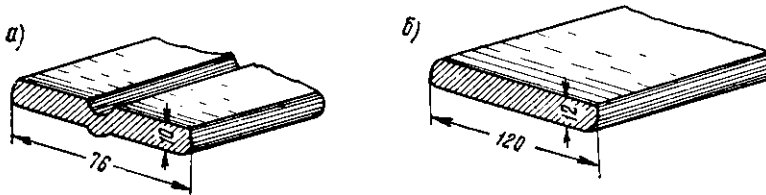


Рис. 56. Профиль рессорной стали

него имеет большое значение для спокойного хода вагона. Общий прогиб рессоры во время движения вагона не должен быть больше фабричной стрелы, т. е. рессора не должна работать с обратным прогибом листов.

Число листов и размеры их поперечного сечения, длину хорды и фабричную высоту рессоры выбирают в зависимости от типа и грузоподъемности вагона.

Эллиптическая рессора состоит из двух незамкнутых листовых рессор, расположенных вогнутой стороной одна над другой и соединенных по концам шарнирами, скобами или специальными наконечниками.

В первых эллиптических рессорах вогнутые стороны коренных листов образовывали эллипс, поэтому они и были названы эллиптическими. В настоящее время эти рессоры не имеют правильной эллиптической формы, но сохранили это название. Эллиптические рессоры имеют большую гибкость по сравнению с подвесными. Для восприятия значительных нагрузок такие рес-

соры ставят группами в несколько рядов: два, три, четыре, пять и т. д. В этом случае эллиптические рессоры называются двухрядными, трехрядными, четырехрядными и т. п. Такие рессоры применяются преимущественно в центральном рессорном подвешивании тележек пассажирских и грузовых вагонов.

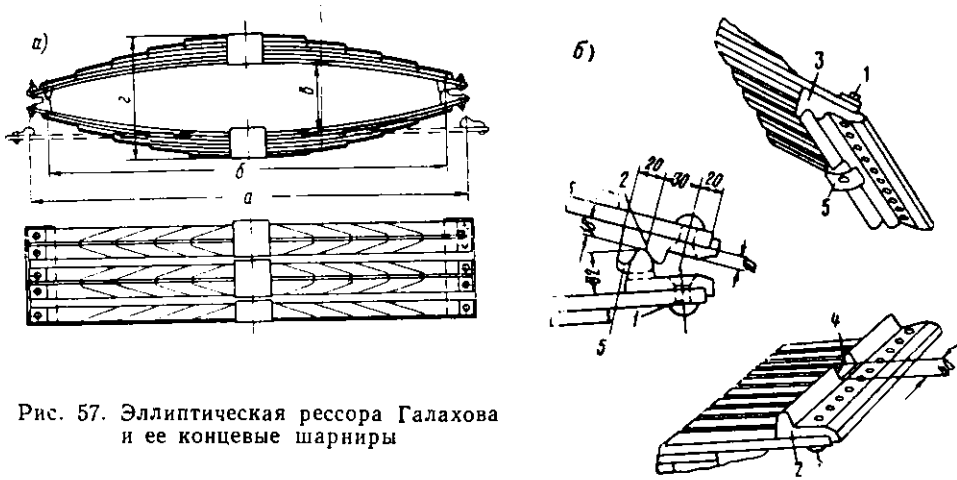


Рис. 57. Эллиптическая рессора Галахова и ее концевые шарниры

На вагонах железных дорог СССР применяется несколько типов эллиптических рессор. Они различаются между собой главным образом конструкцией соединения концов коренных листов. Наиболее распространенной рессорой, обладающей лучшими свойствами по сравнению с другими как по простоте конструкции, легкости изготовления, сборке и разборке, а также и по гибкости, является рессора Галахова, сконструированная техником б. Тамбовских мастерских Н. К. Галаховым.

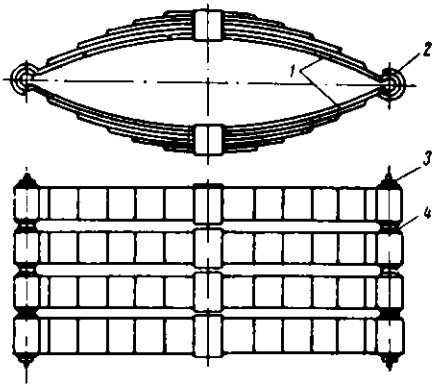


Рис. 58. Шарнирная рессора

Эллиптическая рессора Галахова (рис. 57, а) состоит из двух половин — верхней и нижней, составленных каждая обычно из пяти одинаковых незамкнутых рессор. Отдельные половины соединяются вместе двумя наконечниками 2 и 3 (рис. 57, б) специальной формы, прикрепляемыми к концам коренных листов короткими болтами или заклепками 1. Наконечник 2 нижней половины имеет продольный буртик с радиусом закругления 8 мм, а по наконечнику 3 верхней половины — продольный желоб. При накладывании одной половины

на другую буртик нижнего наконечника входит в желоб верхнего наконечника, образуя шарнир. При прогибе рессор происходит перекатывание буртика по желобу.

Для предупреждения смещения верхней половины рессор относительно нижней в средней части наконечника 2 сделан вырез 4 шириной 40 мм, а в наконечнике 3 — вырез с сухарем 5 шириной 40 мм, соединенным с наконечником 3 заклепкой.

При сборке рессоры Галахова одна половина свободно укладывается на другую, а при разборке также свободно снимается, что создает удобства при ремонте, установке и перевозке. Рессоры Галахова изготовляют из желобчатой стали сечением 76 × 10 мм. Каждый пакет рессоры (незамкнутая половина одного ряда) собирается из 6—7 листов. Длина хорды в свободном состоянии составляет 850—930 мм, а фабричная высота около 400 мм. Стрела прогиба в

у эллиптических рессор измеряется между коренными листами верхней и нижней половины около хомутов (см. рис. 57, а), а высота рессоры z между наружными наборными листами. Расстояние между центрами наконечников коренных листов незагруженной рессоры называется длиной хорды b .

На старотипных тележках применялись эллиптические рессоры шарнирные и Брауна, которые в настоящее время не изготавливаются.

Шарнирные рессоры (рис. 58) были трех-, четырех- и пятирядные. Для образования шарниров у коренных листов 1 верхней и нижней рессор ушки 2 загибались так, чтобы одно ушко обхватывалось другим. Через внутренние ушки всех рядов пропускался болт 3, связывающий комплект рессор. На болты между рядами надеты прокладные кольца 4, предохраняющие хомуты рессор от соприкосновения.

Рессоры имели большую гибкость, но в то же время обладали большим внутренним трением в шарнирах. Недостатком шарнирных рессор являлись частый излом их ушков и сложность ремонта шарнира.

Рессоры Брауна (рис. 59) не имеют шарниров и коренные листы соединены стальными накладками П-образного сечения 1 с болтами 2. Каждый верхний и нижний пакет одного ряда рессоры состоит из двух коренных листов и трех наборных.

Рессоры Брауна просты и удобны в изготовлении и ремонте, но по сравнению с другими эллиптическими рессорами эти рессоры более жесткие. По мере увеличения нагрузки на рессору Брауна точки касания верхних и нижних половин сближаются между собой (уменьшается рабочая длина рессоры) и тем самым возрастает ее жесткость.

Рессоры вагонов метро состоят из двух разъемных половин. Концы верхней и нижней половин снабжены специальными наконечниками, которые в своей рабочей части имеют цилиндрическую форму. С увеличением нагрузки, т. е. о мере сжатия рессоры, происходит перекачивание цилиндрических опорных поверхностей, и точки касания наконечников по обоим концам рессоры несколько сближаются между собой. В результате рабочая длина рессоры уменьшается, следовательно, гибкость уменьшается, а жесткость рессоры увеличивается. Эта рессора трехрядная. Каждый пакет эллиптической рессоры состоит из коренного листа и пяти наборных. Листы соединяются между собой с помощью клепки и хомута, надеваемого на пакет в горячем состоянии.

Эллиптические рессоры (рис. 60) ставятся в некоторых типах тележек грузовых вагонов вместе с пружинами. Они состоят из двух листовых рессор с наибольшим изгибом коренных листов, концы которых входят в специальные ли-

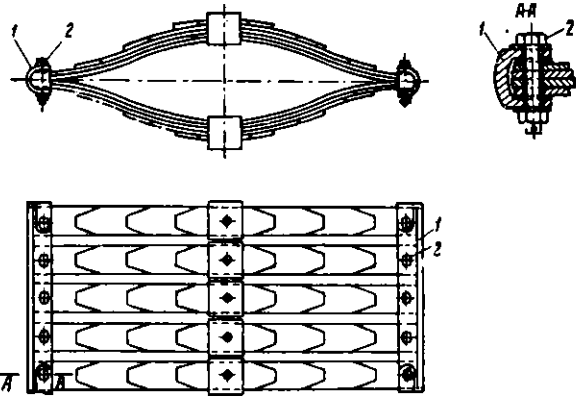


Рис. 59. Рессора Брауна

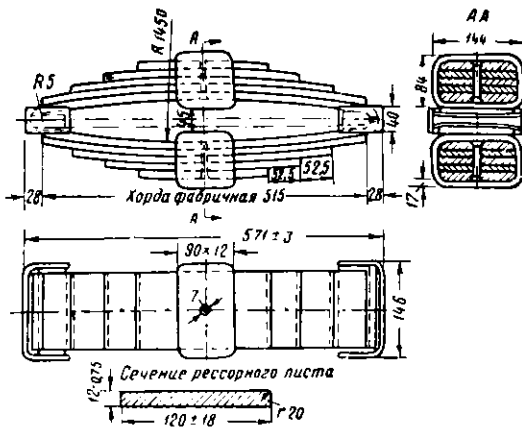


Рис. 60. Эллиптическая рессора тележек грузовых вагонов

тые стальные наконечники. На коренные листы накладывается по четыре наборных листа. Будучи разъемными, эти рессоры удобны при сборке и постановке на тележки.

Кольцевые рессоры (рис. 61, а) представляют собой весьма жесткий упругий элемент для восприятия сжимающих осевых нагрузок. Кольцевая рессора состоит из набора термически обработанных колец, соприкасающихся коническими поверхностями. Под действием нагрузки P кольца, передавая усилия своими конусными поверхностями, деформируют друг друга, при этом внешние кольца подвергаются упругому растяжению, а внутренние — упругому сжатию.

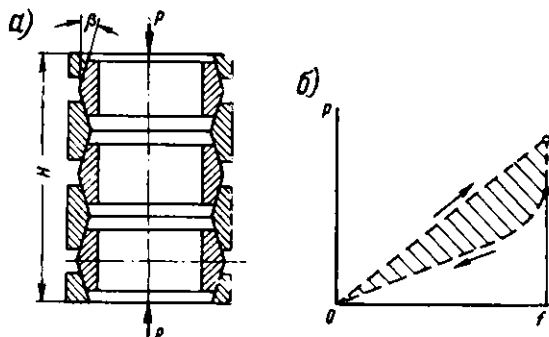


Рис. 61. Кольцевая рессора

Несмотря на значительные силы трения на конусных поверхностях, препятствующие относительно скользящему движению колец, последние двигаются одно в

другое. В результате общая высота рессоры H уменьшается. После снятия нагрузки, поскольку угол конусности β больше угла трения $\rho = \arctan \mu$, где μ — коэффициент трения скольжения, рессора восстанавливает свои прежние размеры за счет сил упругости. Взаимное перемещение колец обычно незначительно (1,5—4,5 мм), вследствие чего для получения достаточного прогиба необходимо иметь большое количество колец. В зависимости от точности изготовления и наличия смазки работа сил трения между кольцами (рис. 61, б) составляет $3/4$ полной работы, совершаемой при загрузке рессоры.

Пружины

Пружины широко применяются в современном вагоностроении, в том числе в тележках грузовых и пассажирских вагонов, в ударно-тяговых приборах. Различают пружины винтовые и спиральные (рис. 62). Винтовые пружины изготавливаются завивкой из прутков стали круглого, квадратного или прямоугольного сечения. По форме винтовые пружины бывают цилиндрические и конические.

Ц и л и н д р и ч е с к и е п р у ж и н ы (рис. 62, а) имеют наибольшее применение в рессорном подвешивании вагонов. Они представляют собой завитый по винтовой линии пруток стали с одинаковыми просветами между витками (рис. 63). За счет этих просветов пружина может под нагрузкой изменять свою высоту. Для создания надежной опорной поверхности концы пружин оттягиваются, поджимаются к соседним виткам и шлифуются так, чтобы на длине $3/4$ витка образовалась опорная плоскость, перпендикулярная оси пружины.

Каждая пружина характеризуется: диаметром прутка d при круглой стали или размерами сторон h и b при материале прямоугольного сечения, диаметром средней линии пружины $D_{ср}$ (или наружным диаметром $D_{нар}$), высотой пружины $H_{св}$ в свободном состоянии, высотой при наибольшем сжатии (до соприкосновения витков) $H_{гр}$ и числом рабочих витков n . Число рабочих витков, т. е. витков, деформация которых вызывает прогиб всей пружины, равно полному числу витков n_n за вычетом опорных витков

$$n = n_n - 2 \frac{3}{4} = n_n - 1,5.$$

Цилиндрические пружины в зависимости от нагрузки, воспринимаемой ими, делаются однорядные и двухрядные, состоящие из двух пружин, вложенных одна в другую. В двухрядных наружная пружина изготовляется из прутка большего диаметра, но с малым числом витков, внутренняя — из более тонкой стали и большим числом витков. Для того чтобы при сжатии витки внутренней пружины не зажимались наружной, обе пружины

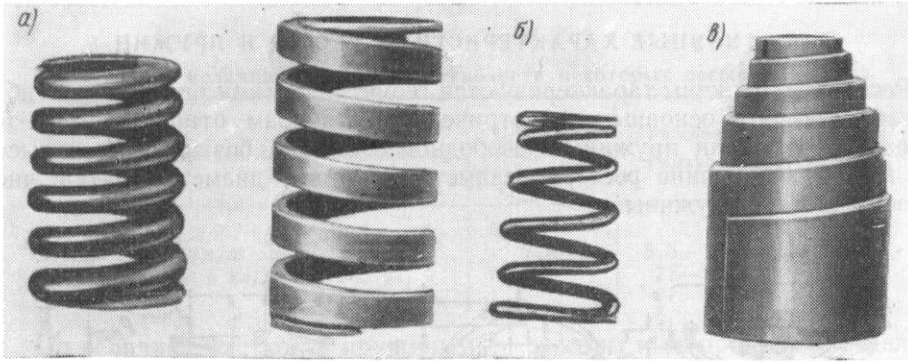


Рис. 62. Конструкции пружины

завиваются в разные стороны. Двухрядные пружины применяются у тележек грузовых вагонов, у тележек пассажирских вагонов конструкции завода им. Егорова, у тележек ЦВТК, в современных тележках Калининского завода, в тяговых приборах нескованной упряжи и в поглощающих аппаратах автоцепки.

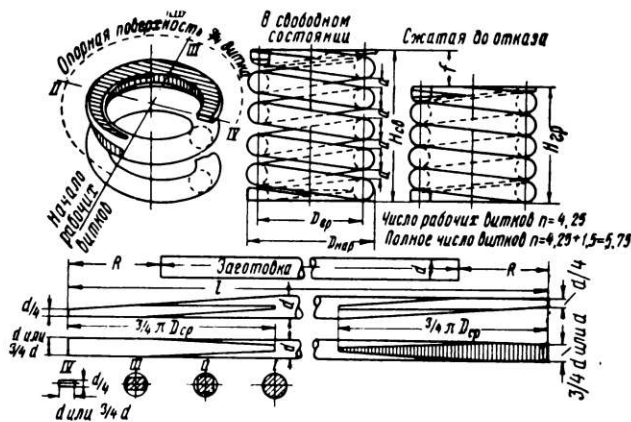


Рис. 63. Цилиндрическая пружина

Конические пружины (рис. 62, б) в отличие от цилиндрических имеют переменный диаметр витков, который возрастает от верхнего конца к нижнему. С уменьшением диаметра шаг витков постепенно уменьшается. Однако могут быть пружины и с постоянным шагом. У конических пружин при нагрузке расстояние между витками изменяется неодинаково: сначала сжимаются витки большего диаметра, а затем постепенно витки меньших диаметров. Следовательно, конические пружины имеют переменную жесткость, возрастающую с увеличением нагрузки.

Если винтовые цилиндрические пружины в предельно сжатом состоянии могут занимать самую минимальную высоту $H_{гр} = nd$, то коническая пружина

жина с круглым сечением витка может быть сжата до предельной высоты, равной диаметру прутка $H_{гр} = d$.

Спиральные пружины (рис. 62, в) предназначены для восприятия больших усилий и навиваются из полосовой стали прямоугольного сечения с большим отношением сторон $\frac{a}{b}$ таким образом, что каждый виток входит внутрь соседнего витка, образуя в плане спираль.

3. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕССОР И ПРУЖИН

Рессоры и пружины характеризуются геометрическими размерами и гибкими свойствами. К основным геометрическим размерам относятся (рис. 64): высота рессоры или пружины в свободном состоянии без груза $H_{св}$ и высота под грузом $H_{гр}$, длина рессоры, диаметр пружины, диаметр прутка, число рабочих витков пружины n .

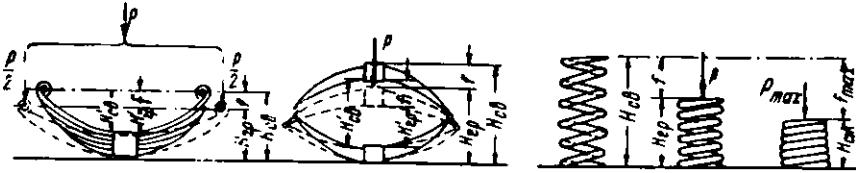


Рис. 64. Основные размеры рессор и пружин

Разность между $H_{св}$ и $H_{гр}$ называется прогибом рессоры f . Прогиб рессоры, полученный от спокойно лежащего на рессоре груза, называется статическим прогибом. У листовых рессор для более удобного измерения прогиб определяется размерами $H_{св}$ и $H_{гр}$ около хомута; таким образом для рессоры $f = H_{св} - H_{гр}$. Гибкие свойства рессор (пружины) определяются одной из двух величин: коэффициентом гибкости или просто гибкостью и коэффициентом жесткости или просто жесткостью рессоры (пружины). Прогиб рессоры (пружины) в миллиметрах, получающийся под грузом в 1 т, называется гибкостью рессоры f_0 , которая равна

$$f_0 = \frac{f}{P} \text{ мм/т.}$$

Для рессор, у которых имеется пропорциональность между нагрузкой и прогибом, справедливо равенство

$$f = P f_0 \text{ мм,}$$

где P — нагрузка на рессору в т.

Важной характеристикой рессоры является ее жесткость $ж$. Жесткостью рессоры называется груз в килограммах, вызывающий прогиб в 1 мм. Таким образом,

$$ж = \frac{P}{f} \text{ кг/мм,}$$

где P — нагрузка на рессору в кг;

f — прогиб рессоры под грузом в мм.

Для рессор, имеющих пропорциональность между нагрузкой и прогибом, справедливо равенство

$$P = ж f.$$

Жесткость есть величина, обратная гибкости. В расчетах при обозначении жесткости и гибкости рессор одинаковыми весовыми единицами и одинаковыми мерами длины принимают $ж f_0 = 1$.

Гибкость и жесткость рессор и пружин (табл. 10) зависят от их основных размеров: с увеличением длины рессоры гибкость ее увеличивается; с уменьшением числа и сечения листов гибкость также увеличивается, а жесткость уменьшается (для эллиптических рессор данные указаны по отношению к целому комплекту, состоящему из нескольких рядов рессор). Для пружин с увеличением среднего диаметра витков и их числа и с уменьшением сечения прутка, из которого сделана пружина, гибкость ее увеличивается, а жесткость уменьшается.

Т а б л и ц а 10

Средние величины жесткости и гибкости некоторых рессор и пружин			
Наименование характеристики	13-листовая рессора грузового вагона	Рессора Галахова	Цилиндрическая 2-рядная пружина
Гибкость в мм/т	7,8	8,5—13,0	18,2
Жесткость \mathcal{K} в кг/мм	127	77—118	54,9

По величине жесткости пружины или рессоры и ее прогибу определяется линейная зависимость между прогибом рессоры и ее силой упругости $P = \mathcal{K} f$. Этот характер изменения силы упругости рессоры (пружины) P можно изобразить графически (рис. 65).

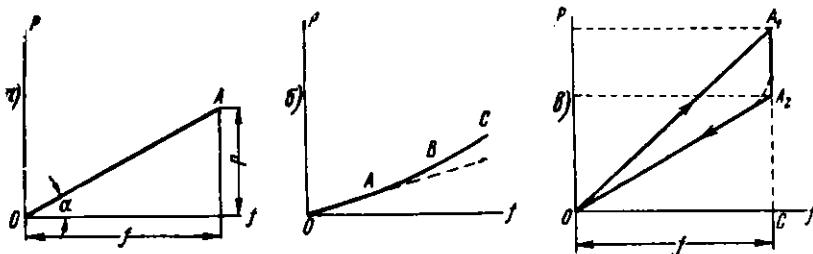


Рис. 65. Диаграмма рессор и пружин

Диаграмма цилиндрической пружины, не имеющей трения (рис. 65, а), изображается одной линией (прямой), соответствующей как нагружению пружины (возрастанию P), так и ее разгрузке (уменьшению P). Сила P меняется пропорционально прогибу f ; жесткость пружины постоянная

$$\mathcal{K} = \frac{P}{f} = \operatorname{tg} \alpha.$$

Пружины переменной жесткости (аперидические) без трения имеют диаграмму в виде линии $OABC$ (рис. 65, б).

При работе листовой рессоры возникает трение между ее листами, что способствует затуханию колебаний надрессорного экипажа и создает более спокойное его движение. В то же время слишком большое трение, увеличивая жесткость рессоры, ухудшает качество подвешивания.

Характер изменения силы упругости рессоры при статическом нагружении изображен на рис. 65, в. Как видно, эта зависимость представляет замкнутую кривую линию, верхняя ветвь которой OA_1 показывает зависимость между нагрузкой и прогибом рессоры при ее нагружении, а нижняя A_1A_2O — при разгрузке рессоры. Разница между ветвями, характеризующими изменение сил упругости рессоры при ее нагружении и разгрузке, обуславливается силами трения. Площадь, ограниченная ветвями, изображает работу, затраченную на преодоление сил трения между листами рессоры. При нагрузке силы трения сопротивляются увеличению прогиба, а при разгрузке препятствуют выпрямлению рессоры.

В вагонных рессорах сила трения увеличивается пропорционально прогибу, так как соответственно возрастают силы прижатия листов друг к другу. Величина трения в рессоре обычно оценивается так называемым коэффициентом относительного трения φ , равным отношению силы трения $F_{тр}$ к силе P , создающей упругую деформацию рессоры:

$$\varphi = \frac{F_{тр}}{P}.$$

Величина силы трения связана с прогибом f и жесткостью рессоры $ж$, обусловленной ее упругими свойствами, следующей зависимостью:

$$F_{тр} = \varphi P = \varphi ж f.$$

4. МАТЕРИАЛ ДЛЯ РЕССОР И ПРУЖИН

Материал для рессор и пружин должен удовлетворять требованиям высокой статической, динамической, ударной и усталостной прочности, обладать достаточной пластичностью и сохранять свои упругие свойства в течение срока службы рессоры или пружины. Физико-химические свойства материала зависят от химического состава, структуры, термической обработки, состояния его поверхности.

Листовые рессоры всех типов и пружины для вагонов изготавливаются из кремнистой рессорной и пружинной стали (табл. 11) по техническим условиям, указанным в ГОСТ 1425—53 и ГОСТ 1452—53.

Таблица 11

Химический состав сталей (ГОСТ 2052—53)

Марка стали	Содержание элементов в %						
	углерода	марганца	кремния	серы	фосфора	никеля	хрома
55С2	0,52—0,60	0,6—0,9	1,5—2,0	0,04	0,04	0,4	0,3
60С2	0,57—0,65	0,6—0,9	1,5—2,0	0,04	0,04	0,4	0,3

Механические свойства термически обработанных сталей этих марок следующие: для марки 55С2 — предел текучести 120 кг/мм^2 и предел прочности 130 кг/мм^2 при относительном удлинении 6% и сужении площади поперечного сечения 30%; для марки 60С2 данные те же, что и для марки 55С2, кроме относительного удлинения и сужения площади поперечного сечения, которые равны соответственно 5 и 25%.

5. ИЗГОТОВЛЕНИЕ РЕССОР

Согласно ГОСТ 5267—50 листовые рессоры вагонов изготавливаются из полосового проката следующих размеров (ширина на толщину) в мм: желобчатая сталь 63×10 ; 63×13 ; 76×7 ; 76×10 ; 76×11 ; 76×13 ; $89 \times 9,5$; 89×10 ; 89×13 ; 100×13 ; гладкая сталь 63×10 ; 76×7 ; 76×8 ; 76×10 ; 76×13 ; 89×10 ; 102×10 .

Полосы стали разрезаются пресс-ножницами на куски для наборных листов определенной длины. Концы наборных листов рессор, за исключением подкоренного, обрезаются по трапеции, а коренных и подкоренных остаются прямоугольными. Длина трапециевидной части в зависимости от конструкции рессоры принимается равной 45 и 75 мм, а ширина в обоих случаях равна 30 мм.

Листы обрезаются в вырезном штампе под эксцентриковым прессом или под молотом. После обрезки острые кромки зачищают на наждачных станках. Радиус зачищенных кромок должен соответствовать радиусу боковых кромок исходного проката, так как концы листов с острыми кромками наносят вмятины на поверхности нижних листов, вызывая преждевременный износ всей рессоры. У коренных листов на специальных приспособлениях или станках завиваются ушки правильной цилиндрической формы. Между прямой частью листа и концами ушка должен быть зазор не менее 2 и не более 6 мм (см. рис. 55). Перед завивкой концы листов на расстоянии 150—170 мм нагревают в печах очкового или щелевого типа до 1000°. Температура листа при окончательной завивке ушков должна быть не ниже 800°. После завивки ушков рессорные листы медленно охлаждаются на воздухе в сухом месте. После остывания в середине листов сверлят отверстия для шпилек.

Подготовленные листы рессоры подвергаются гибке и закалке при температурах, приведенных в табл. 12.

Таблица 12

Марка стали	Температура для гибки и закалки в °С	
	при механической гибке	при ручной гибке
55С2	880—920	900—940
60С2	860—900	880—920

Гибка и закалка листов производятся обычно с одного нагрева в штампах на специальных гибозакалочных станках или вручную. В отдельных случаях допускается повторный нагрев под закалку. Листы нагреваются в специальных печах — электрических или нефтяных — настолько, чтобы после гибки они не охладились ниже температуры закалки.

Нагрев листов является одной из важных операций по изготовлению листов и поэтому требует особого внимания. Закалка рессорных листов производится в масле и реже в воде. Для получения требуемой структуры и свойств, а также устранения внутренних напряжений в закаленной стали листы подвергаются отпуску. Перерыв между закалкой и отпуском должен быть возможно коротким. Отпуск закаленного листа производится при нагреве его до температуры 440—510°.

Температуру отпуска выбирают в зависимости от марки стали (табл. 13). Большое значение при отпуске имеет время выдержки.

Таблица 13

Марка стали	Температура отпуска в °С	Время выдержки в печи при температуре отпуска в мин
55С2	440—510	20—40
60С2	440—510	20—40

После отпуска листы охлаждаются на воздухе или в воде.

Рессорные листы, прошедшие термическую обработку (закалку и отпуск), тщательно осматриваются и проверяются на твердость для определения пригодности их к сборке в рессоры, при этом на твердость проверяются все коренные листы, не менее 3% от партии наборных листов рессор грузовых вагонов и не

менее одного наборного листа каждой незамкнутой или каждой секции замкнутой рессоры пассажирских вагонов. В случае неудовлетворительной твердости хотя бы одного наборного листа проверке должна быть подвергнута вся изготовленная партия этих листов.

Твердость термически обработанной стали по ГОСТ 1425—53 установлена в пределах 363—432 единиц по Бринеллю. Рессорные листы, твердость которых после термической обработки получилась меньше 363 единиц, подвергаются вторичной закалке и последующему отпуску, а листы, твердость которых больше 432 единиц, подвергаются дополнительному отпуску.

После изготовления и пригонки листы рессоры подбираются по длинам и радиусам кривизны, смазываются по всей трущейся поверхности смесью графита с техническим салом или с цилиндрическим маслом и собираются в рессорный комплект на шпильке. Собранный рессора сжимается струбцинкой до полного соприкосновения листов. Затем шпилька при листах из плоской стали расклепывается впотай с обеих сторон, а у рессор из желобчатой стали нижний конец шпильки расклепывается впотай, а верхний загибается в желобок и расклепывается заподлицо с плоскостью листа.

Подготовленные к насадке рессорные хомуты нагревают до 1050—1150°. Подогретый хомут быстро извлекают из печи и на сборочной плите надевают на рессору. Внутренние размеры холодного хомута несколько меньше, чем толщина всех листов рессоры, соединенных вместе, но после нагрева хомут свободно надевается и после обжимки и остывания стягивает листы рессоры. Расположение хомута проверяют шаблоном. Струбцинку снимают и рессору укладывают на пресс для обжимки хомутов. Сначала обжимают хомут по высоте, а затем по ширине. После опрессовки и испытания рессоры снимают с прессы.

Технологический процесс изготовления подвесных и эллиптических рессор для пассажирских вагонов состоит из тех же операций, как и при изготовлении рессор грузовых вагонов, отличаясь лишь приемами сборки и методами закрепления листов.

6. ПРИЕМКА И ИСПЫТАНИЕ РЕССОР

Изготовленные рессоры при приемке осматривают, проверяют их основные размеры и плотность посадки хомута, после чего испытывают на прессе согласно требованиям ГОСТ 1425—53, а также на твердость.

Форма и размеры рессор, а также допуски на них должны соответствовать утвержденным чертежам и техническим условиям. Отклонения по длине хорды рессоры в свободном состоянии не должны превышать: у рессор длиной хорды до 600 мм ± 3 мм, от 600 до 1 500 мм ± 5 мм, свыше 1 500 мм ± 7 мм.

Отклонения стрелы прогиба против альбомных размеров допускаются у подвесных (незамкнутых) листовых рессор до 5 мм, эллиптических — для пассажирских вагонов до 12 мм и для грузовых вагонов до 6 мм.

Хомут должен быть расположен в середине рессоры. Несимметричность осей опорных поверхностей коренных листов, а также несимметричность концов ступенчатой части рессоры по отношению к оси хомута не должна превышать 3 мм. Посадка хомута должна быть плотной; допускаются зазоры глубиной до 15 мм между хомутом и коренным листом не более 0,1 мм, а между хомутом и нижним листом не более 0,3 мм; между хомутом и боковыми гранями отдельных несмежных листов 0,5 мм любой глубины и между хомутом и листами в его углах — не более 1,5 мм.

Прилегание листов к соседним листам должно быть достаточно плотным как в свободном, так и в нагруженном состоянии рессоры. Допускаются зазоры между листами непосредственно около хомута до 0,2 мм, а на остальной длине листа 1,2 мм. Величина зазора между поверхностями листов рессоры проверяется плоским щупом шириной 10 мм, в углах хомута — прутком круглого сечения 1,5 мм. Зазоры между наконечниками и листами замкнутых многорядных рессор допускаются до 0,4 мм, причем щуп толщиной 0,2 мм не должен

доходить до тела заклепки или болта. Подчеканка или дополнительное обжатие ослабших заклепок не допускается.

Возвышение одного хомута над другим в многорядной рессоре не должно превышать 3 мм. Разность высот (наибольшей и наименьшей) отдельных секций до их сбора в полукомплект не должна превышать 2 мм. Смещение одного хомута относительно другого в эллиптических рессорах допускается не более 4 мм. Зазоры между хомутами смежных секций должны быть в пределах 2 мм.

Правильность положения хомута на рессоре проверяется шаблоном, при этом разность расстояния между центром хомута и центром расстояния между ушками или концами рессор должна быть не более 5 мм.

Все рессоры, признанные годными по размерам и наружному осмотру, испытываются на прессах. При испытании рессоры проверяются на отсутствие остаточной деформации (осадки) под пробной нагрузкой и определяется прогиб под рабочей статической нагрузкой.

Пробная статическая нагрузка определяется по формуле

$$P_{\text{пр}} = \frac{R_b b h^2 (m + n) i}{3 l} \text{ кг},$$

где R_b — допускаемое напряжение на изгиб в $\text{кг}/\text{см}^2$;

b — номинальная ширина листа в см ;

h — толщина листа в см ;

m — число коренных и подкоренных листов рессоры;

n — число остальных листов рессоры;

i — число рядов в одном комплекте многорядной рессоры;

l — половина длины рессоры в выпрямленном состоянии в см .

Расчетный прогиб f незамкнутой рессоры или секции полукомплекта определяется по формуле

$$f = \frac{6 P \left(l - \frac{a}{6} \right)^3}{E b h^3 (3m + 2n) i} \text{ см},$$

где P — рабочая статическая нагрузка на рессору в кг ;

E — модуль упругости ($E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ кг}/\text{см}^2$);

a — ширина хомута в см .

Для замкнутой рессоры, испытываемой в комплекте, расчетный прогиб должен быть удвоен.

Листовые подвесные рессоры грузовых вагонов, имеющие одинаковые расстояния между ушками, испытывают статической нагрузкой на прессе Уварова, а рессоры пассажирских вагонов, имеющие различные расстояния между ушками, — на специальных гидравлических и пневматических прессах.

Установив испытываемую рессору ушками вниз на подвижные опоры балки пресса (рис. 66), рессору сжимают пробной нагрузкой не меньше двух раз. После снятия нагрузки измеряют высоту стрелы в свободном состоянии, затем рессору вновь плавно нагружают до величины пробной нагрузки, снимают эту нагрузку и вновь измеряют высоту стрелы, которая должна быть не менее высоты, полученной после первичного двукратного сжатия.

Рессоры, выдержавшие испытания на остаточную деформацию, испытывают на прогиб под рабочей нагрузкой в следующем порядке: рессору плавно нагружают до рабочей нагрузки и измеряют величину ее прогиба. После этого нагрузку повышают до пробной, затем плавно снижают ее до рабочей нагрузки и вторично замеряют прогиб. Разность между полусуммой измеренных величин прогибов и расчетных величин прогибов, указанных в чертеже, отнесенная к величине расчетного прогиба, не должна превышать $\pm 8\%$. Так, например, если расчетный прогиб 13-листовой рессоры (с сечением листов $76 \times 13 \text{ мм}$) двухосных грузовых вагонов $f = 62 \text{ мм}$, прогиб под статической рабочей нагрузкой $f_1 = 59 \text{ мм}$, а прогиб после пробной нагрузки и снижения ее до рабочей равен $f_2 = 56 \text{ мм}$, то разность между

полусуммой измеренных прогибов и расчетным прогибом рессоры будет $\frac{f_1 + f_2}{2} - f = \frac{59 + 56}{2} - 62 = -4,5 \text{ мм}$, или в процентах составит $\frac{4,5 \cdot 100}{62} = 7,26\%$, что находится в пределах, установленных ГОСТ 1425—53. После испытаний и наружного осмотра при удовлетворении всем требованиям на верхней поверхности хомута подвесной рессоры, а у эллиптической — на боковой ставится клеймо, марка или условный номер завода-изготовителя, дата испытания (месяц и год).

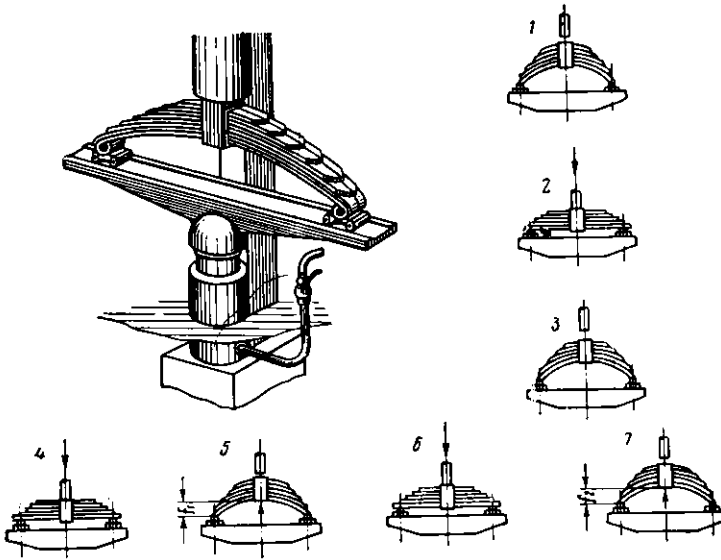


Рис. 66. Установка рессоры на прессе для испытаний и последовательность проверки ее на отсутствие остаточной деформации

После испытания, приемки и клеймения рессоры для защиты от коррозии окрашивают черной краской. При массовом или серийном изготовлении завод-поставщик обязан проводить испытание рессор на усталость не менее одной рессоры каждого типа в год.

7. ИЗГОТОВЛЕНИЕ ПРУЖИН

Цилиндрические винтовые пружины изготовляют из прутковой горячекатаной стали марки 55С2 или 60С2 (ГОСТ 2052—53) навивкой прутка в горячем состоянии. Заготовки для пружин нарезают на пресс-ножницах или на эксцентриковых прессах в нагретом состоянии при температуре 750—900°. Длина заготовки для пружин определяется по следующей формуле:

$$L_{\text{заг}} = \pi D_{\text{ср}} n \text{ см},$$

где $L_{\text{заг}}$ — длина заготовки;

π — отношение длины окружности к диаметру, равное 3,14;

$D_{\text{ср}}$ — средний диаметр пружины, равный сумме внутреннего диаметра и диаметра заготовки ($D_{\text{в}} + d$);

n — число полных витков с нерабочим.

Перед завивкой концы прутков-заготовок для получения опорной плоскости пружины нагревают и оттягивают в виде клина. Длина клиновидной части обычно равна $\frac{3}{4}$ длины средней окружности, т. е. $\frac{3}{4}\pi R_0$, где R_0 — средний радиус навиваемой пружины. Концы оттягиваются в горячем состоянии под молотом или под прессом. При массовом производстве пружин концы заготовок протягивают в вальцах специальных станков.

Пружины должны навиваться и закаливаться с одного нагрева заготовки до температуры 1050—1100°. Продолжительность нагрева должна быть в пределах 10—30 мин. Нагрев заготовки обеспечивает необходимую пластичность, так как при навивке металл прутка испытывает большие и сложные деформации скручивания и изгиба.

Навивка пружин в горячем состоянии осуществляется на специальном станке (с роликами), поступательное перемещение которых создает заданный шаг пружины. После навивки пружину передают на правильный стол, где выравнивают ее отклонения по высоте и от угольника, а также определяют перпендикулярность оси пружины к ее опорной поверхности.

При массовом производстве пружин операции нагрева и закалки механизуют, для чего в цехе устанавливают печь с подвижным подом и рядом с ней располагают закалочный бак с конвейером. Пружины из нагревательной печи скатываются по наклонной плоскости на конвейер бака, где и закаляются. Закаленные пружины сразу подаются в печь или соляную ванну для нагрева до температуры отпуска 460—480°.

Термически обработанные пружины тщательно осматриваются. Пружины с неправильными торцовыми плоскостями, а также с плохо оттянутыми концами шлифуют карборундовыми кругами на специальных станках.

8. ПРИЕМКА И ИСПЫТАНИЕ ПРУЖИН

Приемка и испытание готовых пружин производятся в соответствии с ГОСТ 1452—53. Форма и размеры винтовых цилиндрических пружин должны соответствовать чертежу со следующими допускаемыми отклонениями:

по высоте пружины в свободном состоянии — от -3 до $+9$ мм в зависимости от высоты пружины;

по внутреннему и наружному диаметру — от 1,1 до 3,0 мм в ту или другую сторону в зависимости от диаметра пружины;

по общему числу витков для пружин с количеством витков n_1

От 1 до 6	$\pm 0,15$ витка
» 6 » 12	$\pm 0,25$ »
» 12 » 15	$\pm 0,3$ »
Свыше 15	$\pm (0,15 + 0,01 n_1)$ »

Зазор между концами опорных витков пружины и рабочими витками не должен превышать $\frac{1}{4}$ зазора между витками. При наружном осмотре пружин выявляют видимые поверхностные дефекты, как-то: трещины, продольные и поперечные риски, волосовины и т. д.

После наружного осмотра и обмера пружины, признанные годными, испытывают под прессом на остаточную деформацию (осадку). Пружины, дважды сжатые пробной нагрузкой $P_{пр}$, не должны иметь остаточной деформации.

Максимальная статическая нагрузка, определяемая по формуле (65) стр. 245, прикладывается к пружине три раза.

Остаточная деформация (осадка), определяемая по высоте пружины до нагружения и после снятия нагрузки, не допускается.

Одновременно определяют действительный прогиб пружины как разность между ее высотами в свободном состоянии и под нагрузкой P . Действительную величину прогиба пружины сравнивают с расчетной величиной, определяемой по формуле (67) стр. 245.

На прогиб под рабочей нагрузкой пружина испытывается в следующем порядке. Пружину нагружают до рабочей нагрузки и определяют ее прогиб. При этом разность между измеренным прогибом и расчетным прогибом, указанным на чертеже, не должна отклоняться от расчетного прогиба больше чем на $+12$ и -8% . Так, например, известно, что расчетный прогиб испытываемой пружины $f_p = 45$ мм; при испытании пружина под рабочей нагрузкой $P = 6\,300$ кг получит прогиб $f = 50$ мм. Разность между замеренным проги-

бом и расчетным, который в нашем примере составляет $f - f_p$, равна $50 - 45 = +5$ мм. Определяя эту разность в процентах, получим

$$\frac{50 - 45}{45} 100 = +11\%.$$

Следовательно, величина прогиба испытанной пружины находится в допустимых пределах.

Для проверки выносливости пружин завод-поставщик должен периодически производить испытания на усталость (выносливость). Таким испытаниям должны подвергаться в течение полугодия не менее трех пружин от серийных партий каждого типа.

Свободную высоту пружины определяют измерением расстояния между плоскостью стола, на которой находится пружина, и плоскостью линейки, положенной на верхнюю опорную поверхность пружины. Высоту пружины под нагрузкой определяют по расстоянию между плитами пресса в момент, когда пружина сжата грузом.

Пружины, прошедшие приемку и выдержавшие испытания, клеймятся согласно ГОСТ 1452—53. На каждом оттянутом конце пружины наносятся следующие знаки: завод-изготовитель, марка стали, из которой сделана пружина, месяц и год выпуска.

9. УВЕЛИЧЕНИЕ СРОКА СЛУЖБЫ РЕССОР И ПРУЖИН

На прочность и износоустойчивость рессор и пружин оказывает большое влияние состояние поверхности металла. Всякие повреждения поверхности (мелкие трещины, плены, закаты, вмятины, риски и тому подобные дефекты) способствуют концентрации напряжений на поверхности при нагрузках и весьма резко понижают предел выносливости материала. Для поверхностного упрочнения в настоящее время применяют на заводах дробеструйную обработку рессорных листов и пружин.

Сущность этого процесса заключается в том, что окончательно обработанные листы рессор подвергаются действию потока металлической дроби (диаметр 0,6—1 мм), выбрасываемой с большой скоростью (60—80 м/сек) на поверхность листа. Скорость полета дроби подбирается такой, чтобы в месте удара получить напряжение выше предела упругости и вызвать этим в поверхностном слое металла пластическую деформацию (наклеп). В установках для дробеструйной обработки рессорных листов дробь подается под действием центробежной силы, развивающейся в быстро вращающейся турбине.

Одной из разновидностей упрочнения пружин является так называемое заневоливание, заключающееся в выдерживании пружин в деформированном состоянии определенное время. Пружина завивается таким образом, что расстояния между витками и ее высота в свободном состоянии делаются больше, чем по чертежу, на некоторую величину. После термообработки пружину сжимают до отказа и выдерживают в сжатом состоянии от 20 до 48 ч, затем ее разгружают. При сжатии в наружной зоне поперечного сечения прутка создаются устойчивые пластические деформации. После разгрузки в пружине образуются остаточные напряжения обратного знака, благодаря чему при ее работе истинные напряжения оказываются меньше, чем они были бы без заневоливания. Высота пружины в свободном состоянии становится равной высоте, требующейся по чертежу.

10. АМОРТИЗАТОРЫ

Качество рессорного подвешивания вагонов определяется гибкостью его упругого элемента (рессор и пружин). Чем более гибки рессоры, тем лучше они смягчают толчки, получаемые колесами при движении; но с увеличением гибкости рессор возрастают свободные колебания кузова, поэтому полученный толчок при передаче от колеса на раму хотя и смягчается, но кузов вагона будет

долго раскачиваться на рессорном подвешивании. Для гашения этих колебаний в тележках грузовых и пассажирских вагонов наряду с пружинами применяют особые устройства, называемые амортизаторами¹. Амортизаторы, работая одновременно с пружинами, создают дополнительные сопротивления колебаниям обрессоренных частей вагона. Существуют амортизаторы фрикционные, гидравлические, пневматические, резиновые и смешанные.

Во фрикционных амортизаторах сопротивление создается силами трения, возникающими при скольжении трущихся частей.

Фрикционный амортизатор, применяемый в рессорном подвешивании грузовых вагонов (рис. 67, а), имеет стальной корпус 2 шестигранной формы,

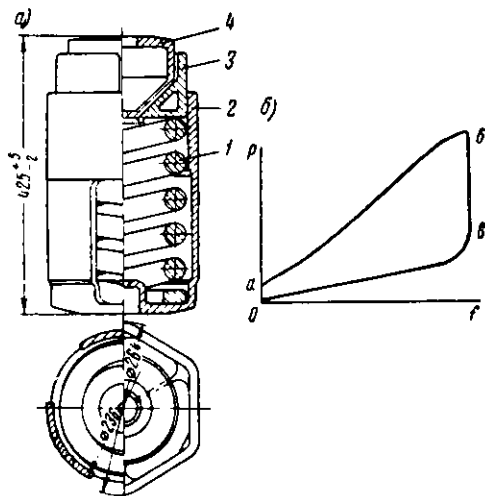


Рис. 67. Фрикционный амортизатор

фрикционные клинья 3, нажимной конус 4, соединительный болт с гайкой и шайбой и пружину 1. Он устанавливается в пружинный комплект рессорного подвешивания тележки, заменяя одну из двухрядных пружин комплекта.

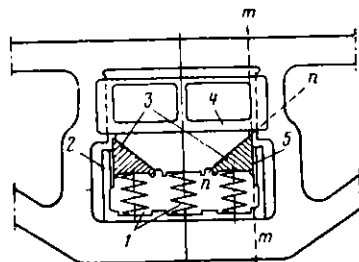


Рис. 68. Схема клинового амортизатора

Диаграмма работы фрикционного амортизатора с пружиной (рис. 67, б) показывает, что в начале сжатия повышение нагрузки P до точки a не вызывает соответствующего прогиба f амортизатора. При разгрузке рессорного комплекта с фрикционным амортизатором (отрезок вертикальной линии ab) первоначально не наблюдается заметной деформации рессорного подвешивания. Это указывает на то, что начало сжатия и разгрузка комплекта пружин с фрикционным амортизатором сопровождаются толчками. Площадь, ограниченная линиями abO , выражает количество погашенной амортизатором энергии.

К фрикционным амортизаторам относятся также клиновые, применяемые в тележках инж. А. Г. Ханина (рис. 68), обычно устанавливаемые между надрессорной балкой и колонками боковины тележки грузового вагона. На колонках боковины укрепляются фрикционные планки 5, и между ними и надрессорной балкой 4, имеющей на концах наклонные поверхности nn , перемещаются клинья 3, которые упираются в пружины 1. При колебаниях клинья скользят по фрикционным планкам 5 в плоскости mm и по наклонной плоскости nn создают силу трения, вызывающую затухание колебаний. К положительным качествам клиновых амортизаторов относятся простота конструкции и плавное амортизирование колебаний кузова вагона.

В гидравлических амортизаторах жидкость, находящаяся в корпусе прибора, под действием усилий перетекает из одной полости в другую через каналы малого диаметра. Возникающее при этом сопротивление поглощает энергию колебаний кузова. Такие амортизаторы устанавливаются в надбуксовом или центральном рессорном подвешивании.

¹ Термин «амортизатор» обычно употребляется для обозначения устройств, предназначенных для смягчения ударов. Устройство для гашения колебаний называется демпфером. В практике вагоностроения термин «амортизатор» часто применяется в более широком смысле.

На рис. 69 показана конструкция гидравлического амортизатора центрального рессорного подвешивания тележек цельнометаллических пассажирских вагонов. В нижнюю головку 1 (рис. 69, а), ввернутую в корпус 2, вставлен цилиндр 3 с запрессованным в него нижним клапаном 4.

В цилиндре находится поршень 5, в ручье которого заложено уплотнительное кольцо 6. В головке поршня расположен клапан 7, аналогичный клапану 4.

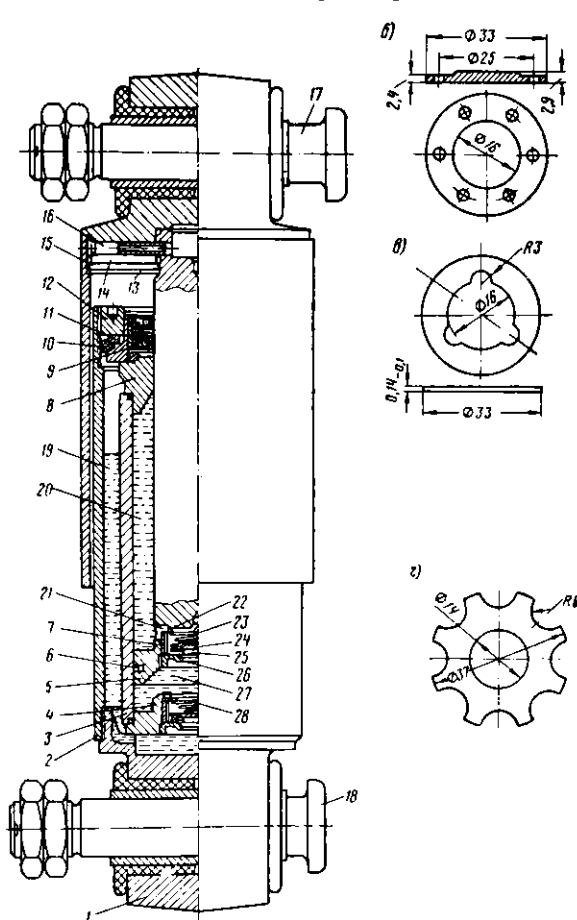


Рис. 69. Гидравлический амортизатор

заполнена надпоршневая полость 20 цилиндра, соединенная с подпоршневой через радиальные отверстия 21 и клапан 7. Последний состоит из дистанционного стакана 22, запрессованного в поршень, конической пружины 23, шайбы 24, дроссельных прокладок 25 и упорки 26, ввинченной в днище поршня.

Нижний цилиндрический клапан 4 отличается от поршневого 7 лишь числом дроссельных прокладок: в первом их 17, а во втором — 10. В шайбе 24 (рис. 69, б) просверлено 6 сквозных отверстий, а одна из дроссельных прокладок 25 (рис. 69, в) имеет три выреза. В клапане 4 пружина большим основанием опирается на звездочку (рис. 69, з), в то время как в верхнем клапане 7 (см. рис. 69, а) она прижимается к днищу поршня.

Во время хода поршня амортизатора вниз масло под давлением поршня из-под поршневой полости 27 перетекает через звездочку 28, отверстия в шайбе и вырезы в верхней прокладке в кольцевое пространство 19. Когда давление масла и усилие пружинной шайбы в поршневом клапане 7 уравниваются, шайба отойдет от прокладок и масло через отверстие 2 устремится в надпоршневую полость 20. Таким образом, усилие сжатия зависит от скорости перетекания (дросселирования) масла через нижний клапан 4 и момента открытия поршне-

Сверху в цилиндр плотно вставлена фасонная головка 8, на которую опирается сальник 9. Последний прижимается к головке ввернутым в корпус нажимным кольцом 12, которое через металлическое кольцо 11 и резиновое 10 давит на корпус сальника.

Сверху шток поршня кольцом 13, имеющим внутреннюю и наружную резьбу, соединен с поршневой головкой 14. Для защиты внутренней полости амортизатора от загрязнения и случайного попадания посторонних предметов на головку 14 навинчен кожух 15, закрепленный штифтом 16.

В верхней поршневой головке и в нижней шарнирно вставлены болты 17 и 18, имеющие возможность свободно поворачиваться вокруг своей оси.

В кольцевом пространстве 19 между корпусом 2 и цилиндром 3 залита смесь трансформаторного и турбинного масла, которая через выемки в нижней головке 1 и нижний клапан 4 перетекает в подпоршневую полость 27 цилиндра. Такой же смесью

вого клапана 7, т. е. от скорости движения поршня и силы нажатия пружины 23.

При движении поршня вверх масло под давлением из надпоршневой полости 20 через отверстие и клапан перетекает в подпоршневую полость 27. В последней по мере поднятия поршня создается разрежение, масло из кольцевого пространства 19 под действием атмосферного давления открывает нижний клапан 4 и перетекает через него в полость 27. Следовательно, усилие отдачи зависит от величины давления в надпоршневой полости и степени разрежения в подпоршневой полости. Масло, увлекаемое штоком поршня вверх, через отверстие в головке 8 стекает в кольцевое пространство 19.

Работа гидравлического амортизатора показана на диаграмме (рис. 70). Справа от вертикальной оси диаграммы изображена работа амортизатора при ходе поршня на сжатие, а слева — на отдачу, причем ход поршня представлен отрезком вертикальной оси, ограниченным пересечением кривых диаграммы с нулевым положением (начало координат) посередине хода. Как видно, эта диаграмма не имеет прямолинейных вертикальных участков, соответствующих крайним точкам перемены направления колебаний, так как в этих мертвых положениях скорости колебаний и сопротивления амортизаторов равны нулю; при среднем положении груза появляется наибольшая амортизирующая сила в соответствии с максимальной скоростью колебания. Таким образом, нарастание сил трения в гидравлических амортизаторах происходит плавно, и рессорное подвешивание с гидравлическими амортизаторами более эластично смягчает толчки, передаваемые кузову вагона.

Существуют также различные конструкции амортизаторов с резиновыми элементами. Обычно конструкция таких амортизаторов представляет собой резиново-металлический элемент, в котором резина прочно скреплена с металлом горячей вулканизацией. Такое соединение является необходимым условием надежной и долговечной работы резины, вместе с тем оно увеличивает жесткость амортизатора. Резиновые амортизаторы служат для уменьшения звукопроводности и гашения колебаний с высокой частотой и сравнительно малыми амплитудами.

11. УСТРОЙСТВО РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ ВАГОНОВ

Устройство рессорного подвешивания зависит от типа вагона. Подвешивание нетележных вагонов шарнирно соединяет раму вагона с установленной на буксе рессорой, поэтому его и называют надбуксовым рессорным подвешиванием. В тележках для увеличения общей гибкости подвешивания, кроме надбуксового подвешивания рамы, применяют центральное (рессорное) подвешивание. Работая последовательно с надбуксовым, оно увеличивает общую гибкость всего подвешивания вагона.

В рессорном подвешивании рессоры и пружины могут располагаться как параллельно, так и последовательно. В зависимости от количества последовательно соединенных систем рессор подвешивание бывает одинарным, двойным и тройным.

Если между рамой вагона или рамой тележки и буксой установлена одна система параллельно работающих рессор, то такое рессорное подвешивание называется одинарным (рис. 71, а).

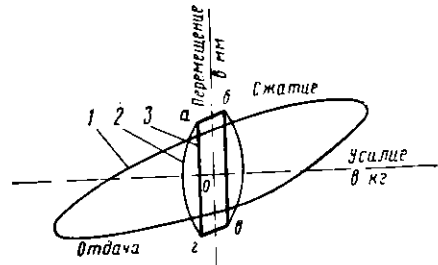


Рис. 70. Диаграмма работы гидравлического амортизатора при различных частотах:

- а — открытие нижнего клапана при отдаче;
- б — открытие клапана поршня при сжатии;
- в — закрытие клапана поршня при сжатии;
- г — закрытие нижнего клапана при отдаче;
- 1 — частота 60 кол/мин; 2 — частота 7,5 кол/мин; 3 — частота 2,85 кол/мин

Если же установлены две или три системы рессор, работающих последовательно, то такое подвешивание называется двойным (рис. 71, б) или соответственно тройным (рис. 71, в). Наиболее распространенным типом рессорного подвешивания является одинарное и двойное.

При одинарном подвешивании, т. е. при одной рессоре, ее прогиб (см. рис. 71, а) под весом кузова и будет представлять статический прогиб системы $F_{ст} = f$. При двойном рессорном подвешивании, когда концы рессоры соединены с рамой кузова при помощи добавочных пружин, на которые опирается рама своими кронштейнами, кузов получит большую осадку. Статический прогиб системы в этом случае будет

$$F_{ст} = f_1 + f_2,$$

где f_1 — прогиб надбуксовой листовой рессоры;
 f_2 — прогиб каждой винтовой пружины.

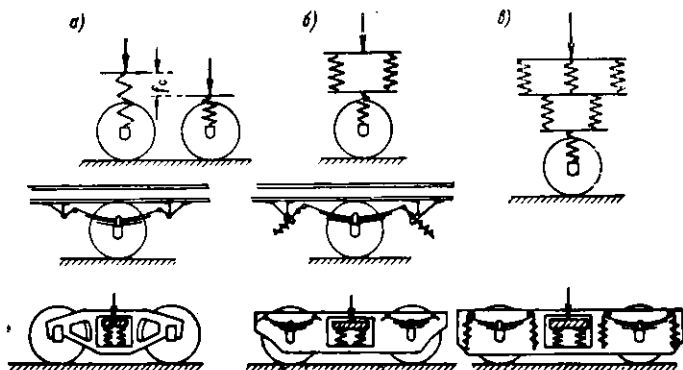


Рис. 71. Схема систем рессорного подвешивания

Таким образом, при последовательном расположении рессор (или пружин) каждая рессора от нагрузки P получит свой прогиб f_1 , f_2 и f_3 , вследствие чего прогиб и гибкость всей системы многократного рессорного подвешивания будут равны сумме прогибов или гибкостей отдельных рессор

$$f = f_1 + f_2 + f_3; f_0 = f_{01} + f_{02} + f_{03}.$$

Заменяя гибкости соответствующими жесткостями, получим после преобразования жесткость системы рессорного подвешивания, образованной из трех последовательно расположенных рессор (пружины)

$$ЖС = \frac{ЖС_1 ЖС_2 ЖС_3}{ЖС_1 ЖС_2 + ЖС_1 ЖС_3 + ЖС_2 ЖС_3}.$$

Рессорное подвешивание нетележечных вагонов по конструкции бывает трех типов: с подвешиванием рессор на глухих подвесках, применяемое главным образом у грузовых вагонов; с подвешиванием на кольцах с натяжными болтами; с подвешиванием на кольцах с натяжными болтами и пружинами (при двойном подвешивании рессор).

Все двухосные грузовые вагоны имеют одинарное рессорное подвешивание на глухих подвесках, а пассажирские — одинарное или двойное подвешивание на кольцах с натяжным болтом или натяжным болтом и пружинами.

При одинарном рессорном подвешивании двухосных грузовых вагонов (рис. 72, а) рессора 1 нижней частью хомута б укладывается в гнездо буксы, а ушками 2 коренного листа соединяется посредством серег 4 и валиков 5 с рессорными кронштейнами 3, прикрепленными к раме вагона. При таком соединении получаются шарниры, позволяющие рессорам под нагрузкой прогибаться. Для предупреждения от выпадения валики имеют с одного конца головку, а с другого — отверстие с разводной чекой.

Рессорное подвешивание двухосных пассажирских (рис. 72, б) и грузовых вагонов отличается одно от другого тем, что для получения большей гибкости в первом вместо одной надбуксовой рессоры установлено параллельно две, при этом серьги заменены кольцами и через отверстие в кулачке кронштейна 2 про-

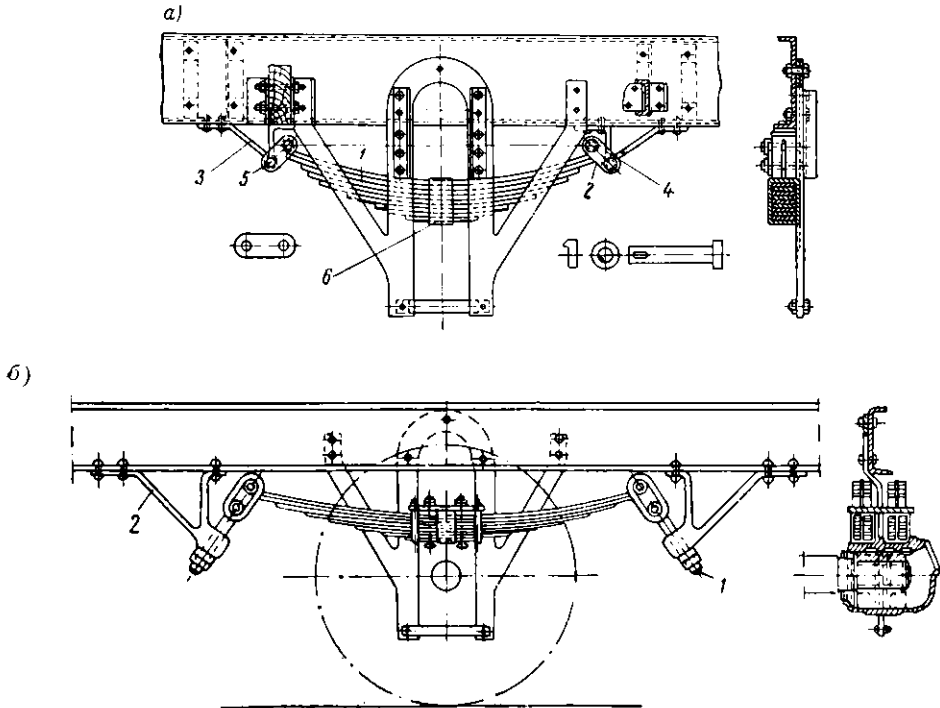


Рис. 72. Одинарное рессорное подвешивание двухосных вагонов:
а — грузового; б — пассажирского

пускается натяжной болт 1 с вилкообразной головкой. Рессорные кронштейны делаются более высокими и внизу имеют отверстия, расположенные наклонно для пропуска в них натяжных болтов. Под кольца ставятся валики с надетыми

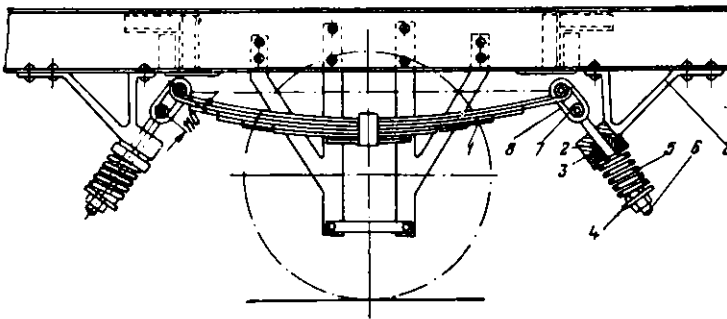


Рис. 73. Двойное рессорное подвешивание двухосного пассажирского вагона

на них роликами желобчатого профиля, которые предохраняют валики от истирания кольцами. Такое рессорное подвешивание облегчает вагонам вписывание в кривые, а наличие болтов позволяет регулировать высоту рамы вагона, т. е. регулировать высоту буферов или автосцепки над головкой рельса.

Двойное рессорное подвешивание двухосных пассажирских вагонов (рис. 73) состоит из листовых рессор и цилиндрических пружин, расположенных наклонно или вертикально. Две листовые незамкнутые рессоры устанавли-

ливаются рядом на буксу. Рессора 1 соединяется ушками через кольца 8 и рессорный валик 7 с натяжным болтом 6, который свободно проходит через отверстие рессорного кронштейна 2 втулки 3 с шарообразной головкой и пружиной 5. На конце болта поставлена шайба 4 и накручена гайка, цилиндрическая пружина верхним концом упирается во втулку с шарообразной головкой, а нижним — в шайбу натяжного болта 6. Такое размещение натяжного болта позволяет ему перемещаться в разные стороны. Это необходимо для свободного отклонения головки натяжного болта при удлинении листовой рессоры, боковых колебаниях ее и при проходе вагона по кривым участкам пути.

Конструкция рессорного подвешивания тележечных вагонов рассматривается ниже.

Контрольные вопросы

1. Какое назначение имеет рессорное подвешивание вагонов?
2. Какие основные типы рессор, пружин и амортизаторов применяются в рессорном подвешивании вагонов?
3. Какие основные характеристики имеют листовые рессоры и цилиндрические пружины?
4. Что называется гибкостью, жесткостью и статическим прогибом рессор и пружин?
5. Чем отличается работа рессор от работы пружин в рессорном подвешивании вагонов?

Г Л А В А V

ТЕЛЕЖКИ ВАГОНОВ

1. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕЛЕЖЕК

Тележки относятся к ходовым частям вагона. В них объединяются рамой две или три колесные пары с буксами, система рессорного подвешивания и части тормозной рычажной передачи. Тележки ставятся под кузов вагона в тех случаях, когда длина и общий вес его требуют подкатки свыше трех колесных пар.

На раме тележечных вагонов укреплены пятники, которые входят в чаши подпятников тележек и соединяются шкворнем, что позволяет тележке сво-

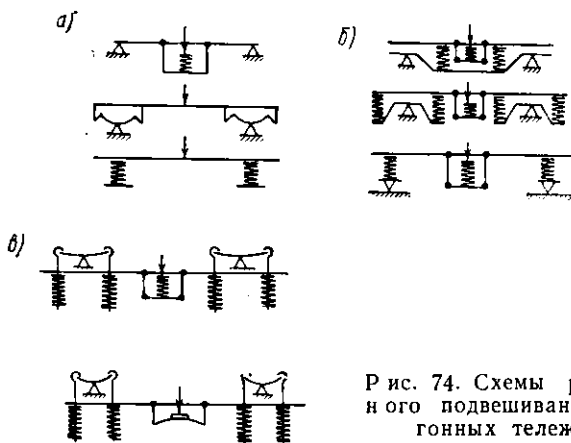


Рис. 74. Схемы рессорного подвешивания вагонных тележек

бодно поворачиваться в горизонтальной плоскости относительно рамы вагона во время прохождения кривых участков пути. Кроме того, такое соединение обеспечивает возможность выкатки тележки из-под кузова вагона.

Применение тележек обеспечивает свободное вписывание вагона в кривые участки пути, значительно снижая сопротивление движению; уменьшение вертикальных перемещений кузова вагона при проходе неровностей пути;

широкую возможность установки последовательно соединенных систем рессор, что улучшает ходовые качества вагона.

Вагонные тележки различаются по числу осей, устройству рессорного подвешивания, способу передачи нагрузки от кузова вагона на раму тележки, способу подвешивания рамы тележки к колесным парам и по конструкции рамы.

По числу осей тележки бывают двух-, трех- и многоосные. Число осей зависит от веса вагона и груза, а также от прочности пути и мостов. Двухосные тележки являются наиболее распространенными. Трех- и многоосные тележки применяют под вагонами большой грузоподъемности и транспортерами, служащими для перевозки тяжелых грузов.

По устройству рессорного подвешивания тележки бывают с одинарным (рис. 74, а), с двойным (рис. 74, б) и тройным (рис. 74, в) рессорным подвешиванием.

По способу передачи нагрузки от кузова на раму тележки различают: без центрального рессорного подвешивания, когда кузов опирается на среднюю поперечную балку рамы тележки, жестко связанную с ее боковыми балками;

безлюлочные с центральным подвешиванием, когда кузов опирается на поперечную балку, свободно опертую своими концами на рессоры, расположенные на боковинах тележки (рис. 75, а);

с люлькой, когда кузов опирается на среднюю поперечную балку люльки (рис. 75, б).

По способу подвешивания рамы к колесным парам различают тележки:

с необрессоренной рамой, опирающейся непосредственно на буксы колесных пар;

с рамой, опирающейся на буксы через последовательно или параллельно установленные листовые рессоры и пружины (рис. 76, а);

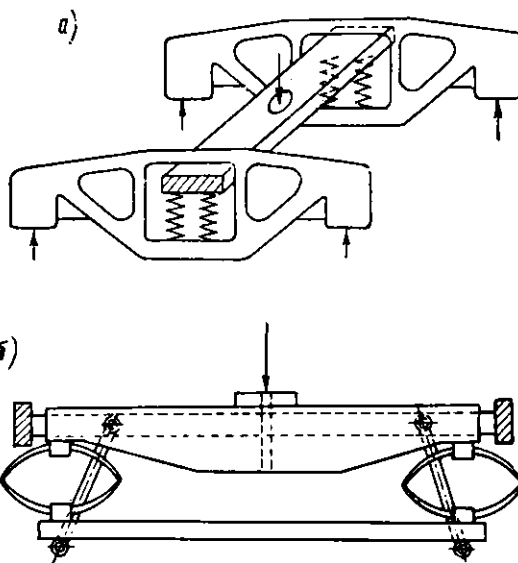


Рис. 75. Способы передачи нагрузки от кузова на раму тележки

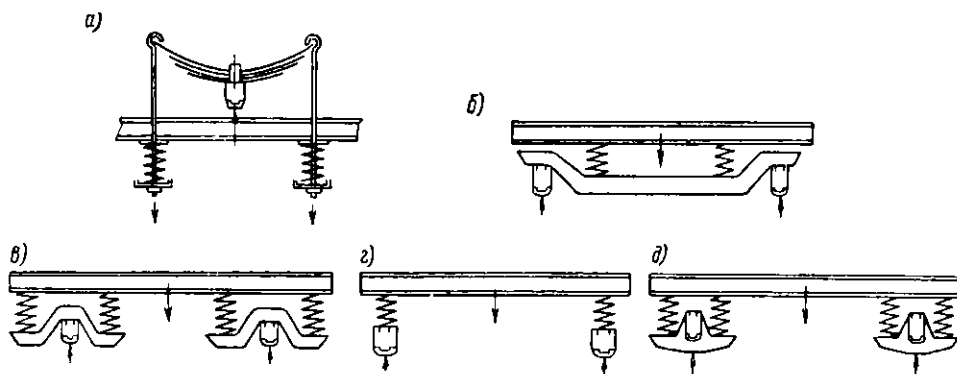


Рис. 76. Способы подвешивания рамы тележки к колесным парам

с двумя продольными балансирами, когда опорой для рамы служат пружины, установленные на балках (балансирах), которые опираются на буксы (рис. 76, б);

с рамой, подвешенной на пружинах, размещенных по концам равноплечих балок (балансиров), опирающихся средней частью на буксы (рис. 76, в);

с рамой, опирающейся через пружины непосредственно на верхнюю часть букс (безбалансирующие) (рис. 76, з);

с рамой, опирающейся через пружины на особые кронштейны, отлитые вместе с корпусами букс (бесчелюстные) (рис. 76, д).

По материалу и конструкции рамы тележки различаются на металлические сварные, сборные и литые.

2. ТЕЛЕЖКИ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

Тележки грузовых вагонов по устройству рамы разделяются на два основных вида: тележки с литыми стальными боковинами (боковые рамы) и поясные, боковины которых собраны из отдельных стальных поясов. Кроме того, они различаются по типу рессорного подвешивания, колесных пар и др. В табл. 14 приведены основные типы и краткая характеристика тележек грузовых вагонов. В настоящее время преобладающим типом тележки под грузовыми вагонами является тележка с литыми стальными боковинами, которые обладают большей прочностью и более надежны в эксплуатации, чем поясные. Тележки имеют колесные пары с осью типа III и колесами диаметром 950 мм.

Таблица 14

Основные типы тележек грузовых вагонов и их краткая характеристика

Типы тележек	Год начала стройки	Тип рессор и пружин	Общий прогиб рессорных комплектов от нагрузки в 1 т (гибкость) в мм/т	База в мм	Высота опорной поверхности подпятника от головки рельса в мм	Вес в т
ЦНИИ-ХЗО с литыми боковинами и рессорным подвешиванием системы Ханина	1956	Два комплекта по семь двухрядных пружин и клиновые амортизаторы . . .	1,30	1 850	880	4,68
МТ-50 с литыми боковинами	1950	Два комплекта по четыре двухрядных пружины и одной эллиптической рессоре	0,49	1 800	775	4,40
УВЗ с литыми боковинами	1937	То же	0,49	1 800	775	4,57
М-44 с литыми боковинами	1944	»	0,49	1 800	775	4,40
Поясная усиленная	1936	»	0,49	1 800	780	4,53
Поясная	1931—1935	Два комплекта по три двухрядных пружины и одной эллиптической рессоре или два комплекта по пять двухрядных пружин	0,56	1 800	775	4,30

Тележки с литыми боковинами начали внедряться с 1936 г. В процессе эксплуатации их конструкция постепенно совершенствовалась. В настоящее время под вагонами работают тележки конструкции Уралвагонзавода (УВЗ) (модель 1937 г.), тележки М-44 (модель 1944 г.), тележки МТ-50 (модель 1950 г.) и тележки с рессорным подвешиванием системы инж. А. Г. Ханина типа ЦНИИ-ХЗ и ЦНИИ-ХЗО. Тележки с рессорным подвешиванием системы инж. А. Г. Ханина начали строиться с 1941 г. В результате испытаний было установлено, что по ходовым качествам они значительно превосходят тележки с пружинными и комбинированными рессорными комплектами. С 1956 г. все грузовые вагоны выпускаются на тележках этого

типа модели ЦНИИ-ХЗ. В этом же году по рекомендации проф. Л. А. Шадура тележка ЦНИИ-ХЗ была облегчена за счет уменьшения толщины боковины и надрессорной балки. Облегченная тележка была названа ЦНИИ-ХЗО. Об-

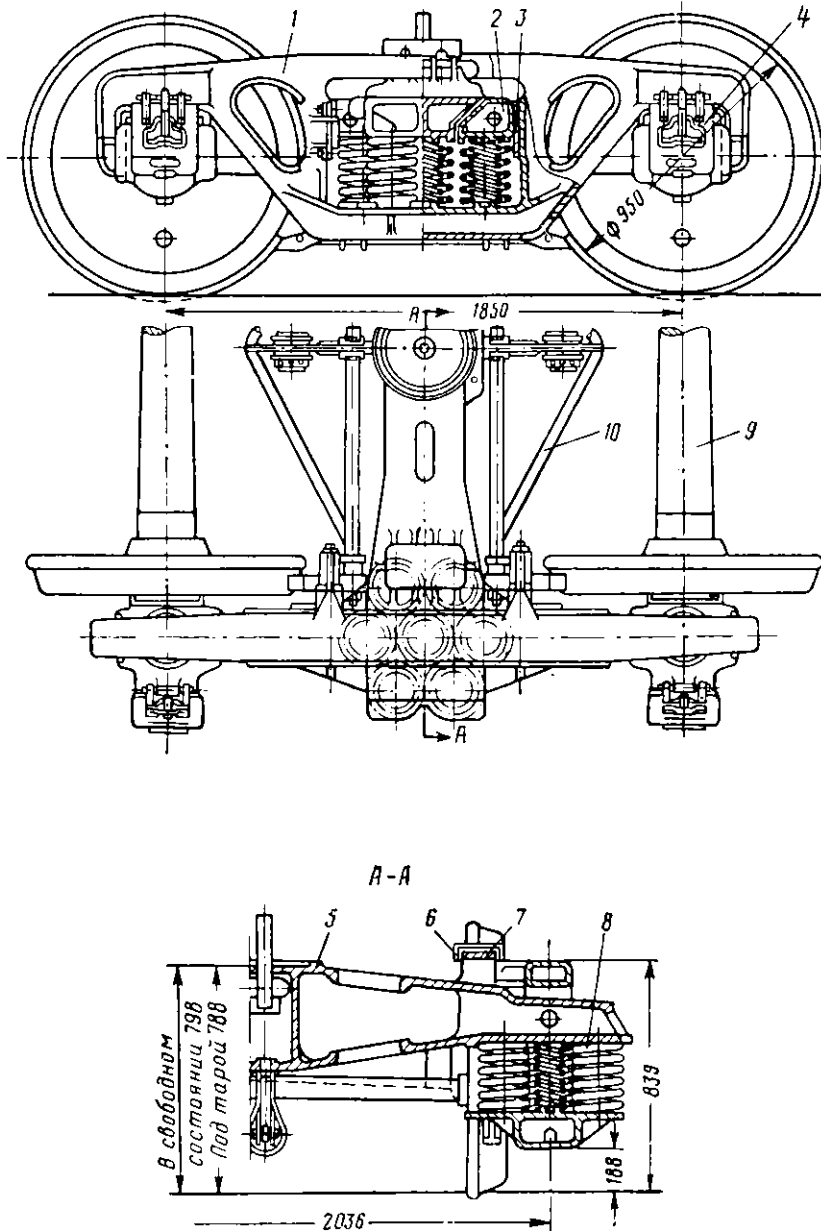


Рис. 77. Тележка ЦНИИ-ХЗО

щий теоретический вес одной боковины тележки ЦНИИ-ХЗ составляет 415 кг, а тележки ЦНИИ-ХЗО — 370 кг. В настоящее время все грузовые четырехосные вагоны выпускаются на тележках ЦНИИ-ХЗО.

Все перечисленные тележки двухосные и отличаются одна от другой устройством боковин, надрессорных балок, поперечных связей, рессорным подвешиванием, конструкцией букс и подшипников.

Тележка ЦНИИ-ХЗО (рис. 77) состоит из двух цельнолитых боковин 1, двух колесных пар 9 с буксами 4, двух комплектов центрального рессорного подвешивания 8, наддресорной балки 5 и рычажной тормозной передачи 10.

В средней части боковины (рис. 78) расположен проем с приливом 3 для размещения рессорного комплекта, а по концам — проемы для буксовых узлов. Средний проем по бокам в верхней части с каждой стороны имеет направляющие 2, к которым прикрепляются заклепки или электросваркой сменные

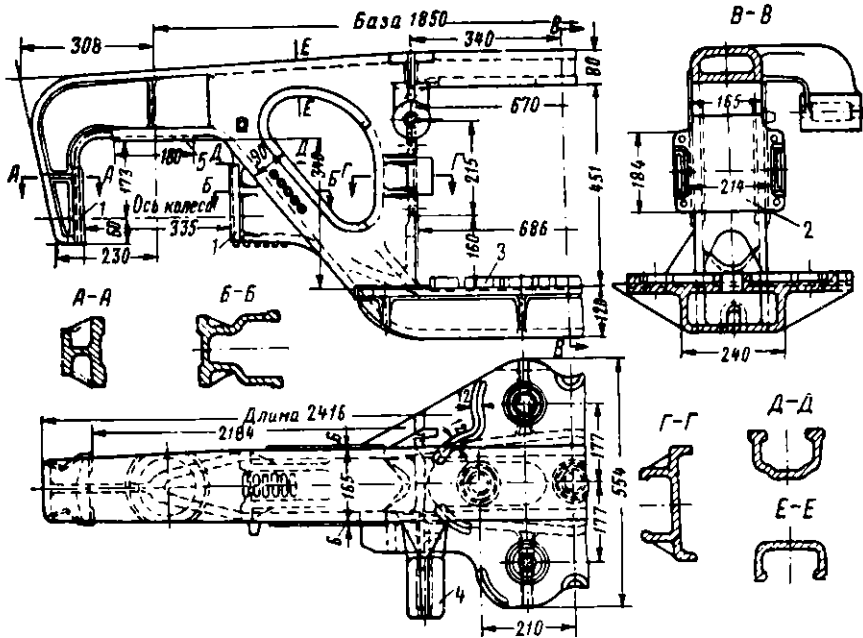


Рис. 78. Боковина тележки ЦНИИ-ХЗО

фрикционные планки, изготовленные из термически обработанной стали марки 45 (ГОСТ 1050—60). Буксовые проемы имеют в верхней части кольцевые приливы 5, которыми боковина опирается на буксы, а по бокам — буксовые челюсти 1. На верхнем поясе боковины расположены кронштейны 4 для крепления подвесок тормозных башмаков. Сечение элементов боковины имеет корытообразную форму. Балки такого профиля хорошо сопротивляются продольному изгибу и кручению.

Надрессорная балка тележки (рис. 79) стальная цельнолитая, отлитая вместе с подпятником 1, полкой 8 для крепления кронштейна мертвой точки рычажной передачи тормоза, опорами 3 для скользящего элемента, выемками 7 для размещения клиновых амортизаторов, буртиками 5, ограничивающими возможность смещения внутренних пружин рессорного комплекта, и выступами 4, удерживающими наружные пружины от смещения при движении тележки.

В средней внутренней части наддрессорной балки под подпятником 1 имеются ребра жесткости 6 и поддон 2 для опоры шкворня. В нижней и верхней стенках балки сделаны окна, облегчающие ее и используемые для закрепления стержня в литейной форме при отливке балки.

Подпятники тележек имеют плоскую рабочую поверхность строго определенных размеров (рис. 80, а) для вращения в них пятников (рис. 80, б), прикрепленных к шкворневой балке рамы вагона. Через центр пятника и подпятника проходит металлический шкворень, который служит осью вращения и передает горизонтальные продольные и поперечные силы, возникающие между тележкой и кузовом. Помимо подпятника, являющегося центральной опорой, на наддрессорной балке установлены еще два боковых скользящих элемента.

зун состоит из опоры, колпака 6 (см. рис. 77), надеваемого на эту опору, и прокладок 7, применяемых для регулирования величины зазоров между скользунами рамы вагона и тележки. Преимущество скользуна тележки ЦНИИ-ХЗО перед скользунами других тележек грузовых вагонов с вкладышами, расположенными в коробках, закрепленных к подрессорным балкам, заключается в

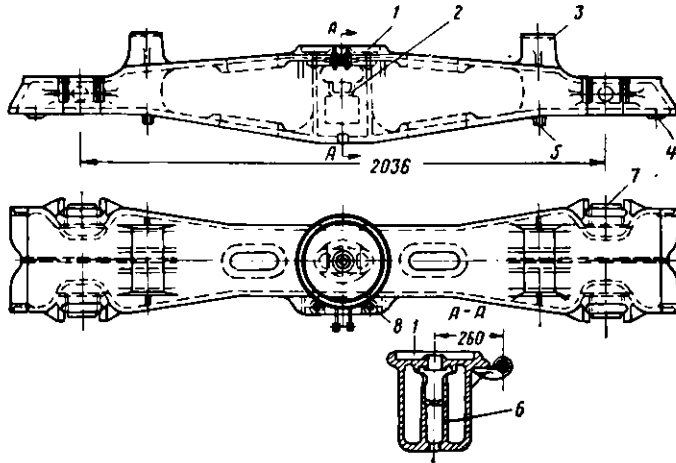


Рис. 79. Надрессорная балка тележки ЦНИИ-ХЗО

том, что у него исключается попадание грязи или снега под колпак и возможность потери зазоров в скользунах. Отличительной особенностью тележек ЦНИИ-ХЗО является отсутствие в рессорном подвешивании эллиптической рессоры. Для гашения колебаний имеются фрикционные амортизаторы в виде клиньев 2, которые размещены по концам надрессорной балки в особых углуб-

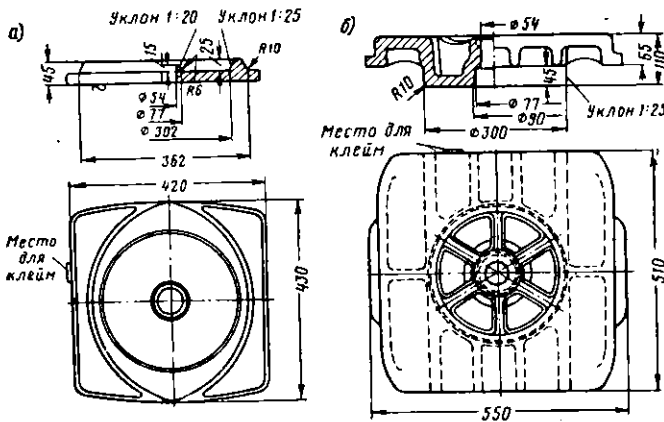


Рис. 80. Пятники и подпятники

лениях и своими вертикальными гранями соприкасаются с фрикционными планками 3, укрепленными на колонках боковин. Угол наклона клиньев составляет 45° . Установленные на пружинах 8 клинья 2 под действием нагрузок перемещаются по наклонной плоскости балки и, плотно прижимаясь к стальным планкам 3 боковины, вызывают трение, необходимое для обеспечения плавного хода вагона.

На рис. 81, а показан рессорный комплект тележки, который состоит из двухрядных витых цилиндрических пружин 2 и 3 и фрикционных клиновых амортизаторов. Клин амортизатора 1 наклонной плоскостью входит в углубление надрессорной балки и вертикальной плоскостью соприкасается с план-

ками колонок боковин. Внутренние пружины рессорного комплекта устанавливаются на постели боковины и фиксируются цилиндрическими выступами; положение наружных пружин определяется буртами.

Количество пружин в рессорных комплектах зависит от грузоподъемности и типа вагонов. Так, например, у крытых платформ и полувагонов грузоподъемностью 60—62 т имеется семь пружин в комплекте, в крытых вагонах грузоподъемностью 50 т и цистернах емкостью 50 м³ поставлено шесть пружин в комплекте, в изотермических вагонах весом брутто до 65 т в рессорном комплекте имеется пять пружин.

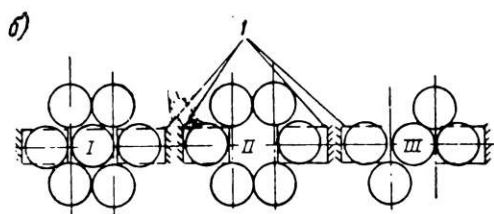
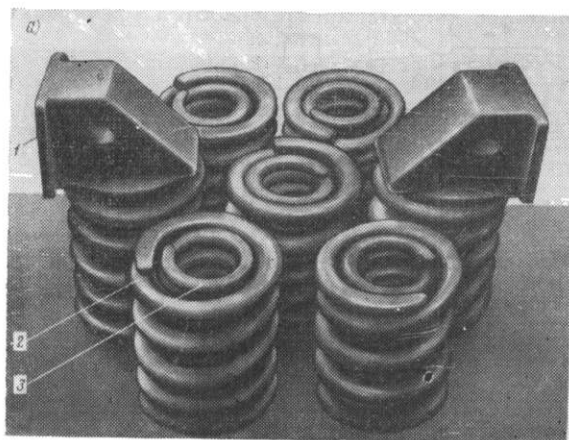


Рис. 81. Рессорный комплект тележки ЦНИИ-ХЗО и схемы расположения его пружин

В зависимости от количества пружин рессорный комплект располагается в тележке по одной из трех схем, показанных на рис. 81, б. На крайних пружинах, находящихся у стоек боковины тележки, размещаются фрикционные клиновые амортизаторы.

Тележки ЦНИИ-ХЗО поперечной связи не имеют. При вписывании тележки в кривые участки пути боковины могут смещаться одна относительно другой на величину зазора между наддресорной балкой и боковыми направляющими гранями. Этот зазор при сборке тележки выдерживается в пределах от 2 до 9 мм. Наддресорная балка может перемещаться по отношению к боковинам тележки в поперечном направлении.

Боковые перемещения ее амортизируются за счет поперечной упругости пружинных комплектов и сил трения, возникающих в клиновых амортизаторах. Величина этого перемещения ограничивается приливами на боковинах.

В настоящее время изготовлены и находятся в эксплуатационной проверке тележки ЦНИИ-ХЗО с клиновыми амортизаторами и с роликовыми подшипниками.

Конструкция тележки МТ-50 с литыми боковинами без поперечной связи (рис. 82, а) разработана в 1950 г. Уральским вагоностроительным заводом. Все четырехосные вагоны, строящиеся на отечественных заводах в период с 1952 по 1956 г., выпускались на тележках этого типа.

Боковины 2 тележки МТ-50 цельнолитые; по концам ее имеются проемы для букс 1, а в средней части для рессорного комплекта 3. Средний проем по бокам в верхней части имеет направляющие для наддресорной балки 4, а внизу плиту для установки рессорного комплекта. С внутренней стороны на каждой боковине размещены полочки, служащие опорой для наконечников триангелей в случае обрыва подвесок, посредством которых триангели присоединены к боковинам. На верхнем поясе боковины размещены кронштейны для крепления подвесок тормозных башмаков. Раздельное изготовление букс и боковин обеспечивает возможность оборудования тележек буксами с роликовыми подшипниками, облегчение смены колесных пар под вагонами, упрощение сборки и разборки тележек при ремонте.

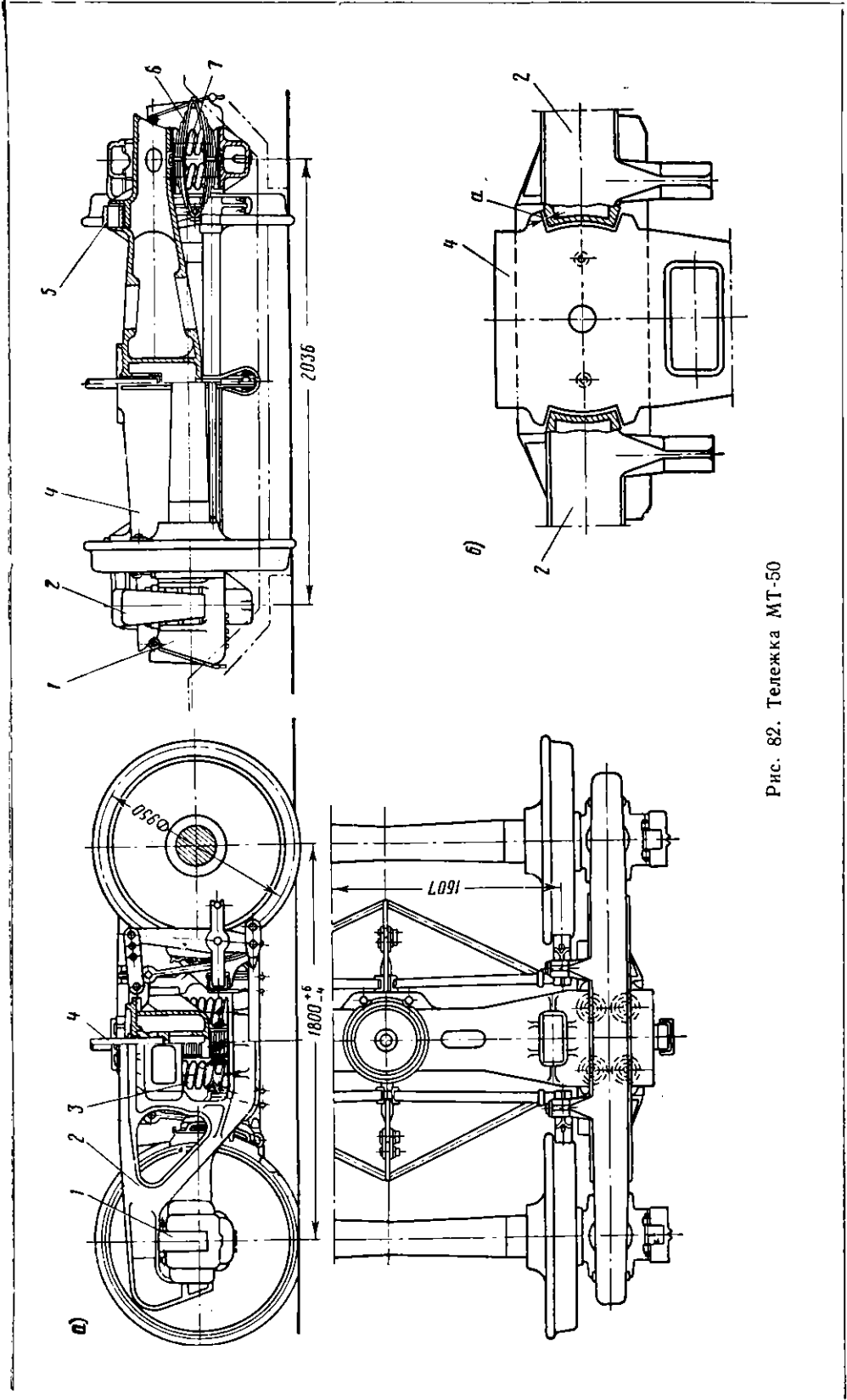


Рис. 82. Тележка МТ-50

Надрессорная балка отлита из стали вместе с подпятником и коробками для скользунов 5. В местах соединения балки с боковинами имеются цилиндрические вогнутые поверхности у колонок, в которые входят выпуклые цилиндрические приливы надрессорной балки.

Рессорный комплект тележки МТ-50 включает эллиптическую рессору 6 и четыре двухрядные цилиндрические пружины 7. Заменяя чисто пружинные комплекты комбинированным рессорным подвешиванием, достигли значительного уменьшения колебаний вагона в вертикальном направлении. Однако установка листовых рессоры препятствует полному использованию поперечной упругости пружин для смягчения горизонтальных поперечных толчков, вследствие чего в горизонтальном направлении плавность хода тележки с комбинированным подвешиванием ухудшается.

В тележках данного типа также нет поперечной связи и боковины связаны между собой только осями колесных пар и надрессорной балкой, которые не дают жесткого соединения. Поэтому при вписывании тележки в кривые участки пути боковины могут смещаться одна относительно другой на величину зазоров a (рис. 82, б) между боковыми выступами (щечками) надрессорной балки и боковыми гранями направляющих боковин тележки. Чтобы избежать заклинивания надрессорной балки между колонками боковин при их перемещении, направляющим плоскостям колонок придана вогнутая, а направляющим плоскостям надрессорных балок выпуклая цилиндрическая поверхность.

В период с 1937 по 1952 г. грузовые вагоны выпускались на тележках УВЗ с литыми боковинами и поперечной связью. Боковины тележек отлиты без корпусов букс. Поперечные связи в этой тележке, отштампованные из стального листа, имеют сравнительно узкую среднюю часть и уширенные концы для размещения рессорных комплектов. Цельнолитые надрессорные балки имеют форму бруса равного сопротивления изгибу и коробчатое замкнутое сечение. Рессорный комплект тележки комбинированный такого же типа, как у тележки МТ-50.

В 1944 г. была введена в эксплуатацию тележка М-44 с литыми боковинами, отлитыми вместе с корпусами букс. В этой тележке поперечная связь отсутствует. С надрессорной балкой боковины соединяются цилиндрическими поверхностями колонок боковин и приливов балки. Отливка корпусов букс за одно целое с боковиной и отсутствие связи хотя и уменьшили общий вес необрессоренных частей тележки, однако не давали возможности в эксплуатации сменить колесную пару без выкатки тележки из-под кузова вагона и затрудняли оборудование этих тележек роликовыми подшипниками. Поэтому строительство этих тележек было прекращено.

П о я с н ы е т е л е ж к и. Первые поясные тележки были построены в 1898 г. на Мытищинском вагоностроительном заводе для грузовых вагонов б. Московско-Рязанско-Казанской дороги. В дальнейшем конструкция их совершенствовалась, и они применялись в течение многих лет под всеми типами четырехосных грузовых вагонов.

Поясная тележка (рис. 83) состоит из двух сборных продольных боковин, двух колесных пар с надетыми на шейки осей буксами с подшипниками, двух рессорных комплектов, надрессорной балки, подрессорной балки и рычажной тормозной передачи.

Каждая боковина собрана из трех стальных поясов: верхнего 1, среднего 4 и нижнего 5. В средней части каждой боковины между верхним и средним поясами установлены две распорные стальные литые полые колонки 2, через которые проходят болты 3, стягивающие все три пояса. Колонки являются также направляющими для надрессорной балки 9 при перемещении ее в вертикальном направлении; на них отлиты за одно и кронштейн для подвесок тормозных башмаков. По концам боковины, между средним и нижним поясами, размещаются буксы. Пояса вместе с буксами плотно стягиваются буксовыми болтами 6 с корончатыми гайками.

Обе боковины тележки соединяются между собой поперечной связью 8, расположенной на средних поясах между колонками и удерживаемой план-

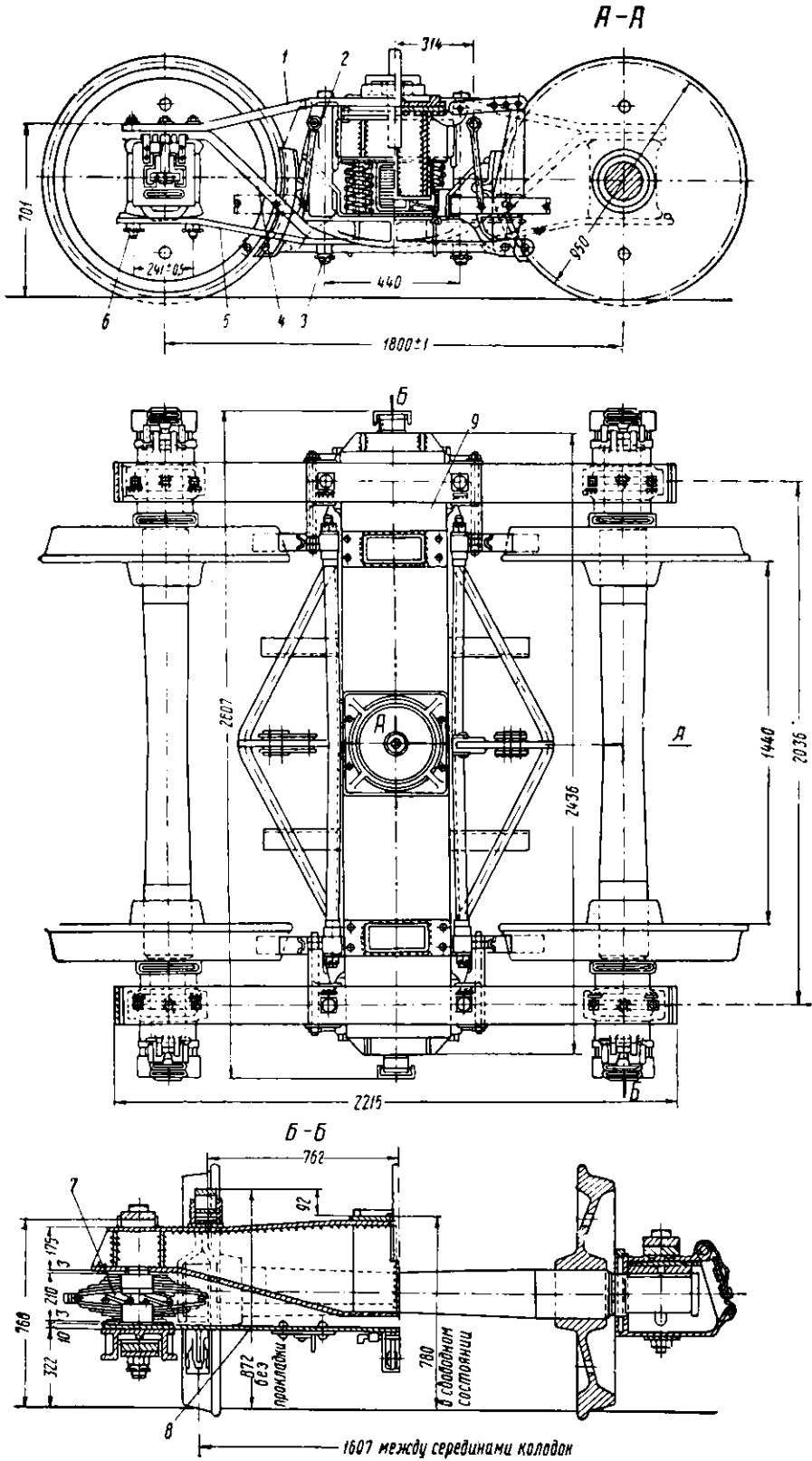


Рис. 83. Поясная тележка

ками, приваренными к нижней поверхности связи. На концах поперечной связи имеются металлические поддоны, на которые устанавливаются рессорные комплекты 7. Каждый комплект состоит из четырех цилиндрических пружин и одной эллиптической рессоры или из четырех и пяти двухрядных цилиндрических пружин (у поясных тележек старой постройки). В порядке модернизации 4- и 5-пружинные рессорные комплекты заменены улучшенным (унифицированным) рессорным комплектом, состоящим из трех поставленных в один ряд цилиндрических пружин и эллиптической рессоры.

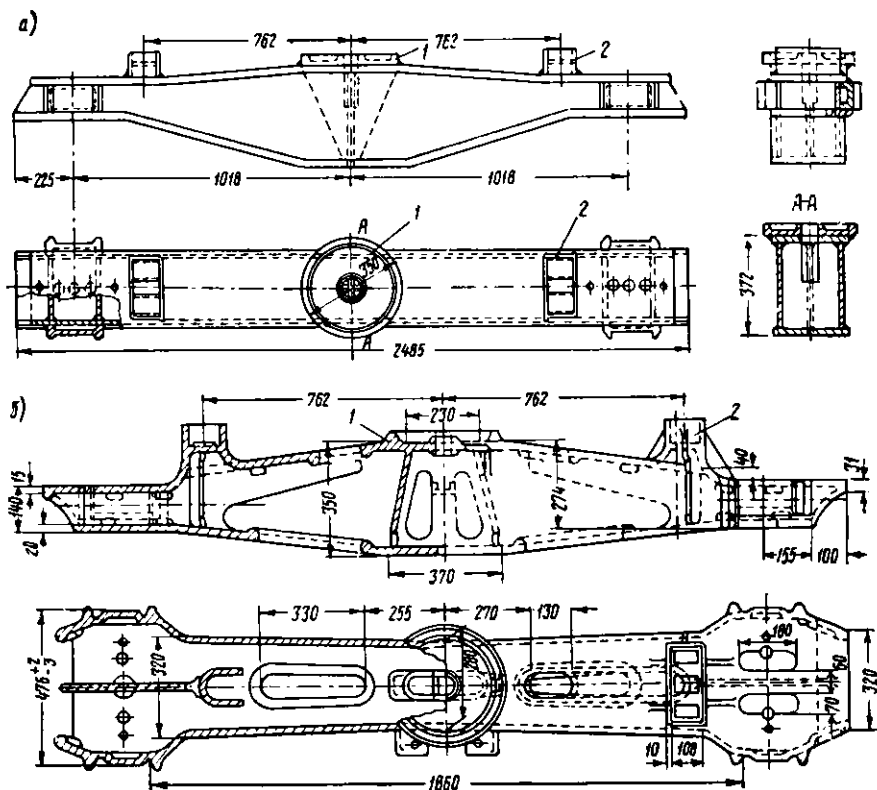


Рис. 84. Наддресорные балки

Пружины и эллиптическая рессора применяются тех же типов, что и у тележек с комбинированным рессорным подвешиванием.

На рессорные комплекты поперек тележки укладывается наддресорная балка (рис. 84). Раньше тележки имели балки коробчатого сечения клепаной и сварной конструкции (рис. 84, а). С введением в эксплуатацию тележек усиленного типа и тележек с литыми боковинами была применена стальная литая наддресорная балка (рис. 84, б), отличающаяся наибольшей прочностью и износостойкостью по сравнению с ранее применявшимися балками.

Каждая наддресорная балка имеет подпятник 1 и коробки 2 для скользунов. В коробках находятся чугунные скользуны, служащие для ограничения наклона вагона при движении по кривым участкам пути. Между скользунами кузова и тележки должен быть зазор, чтобы обеспечить свободное поворачивание тележки относительно рамы вагона.

В стальных литых наддресорных балках подпятник и коробки скользунов отлиты за одно целое с балкой.

Поясные тележки, построенные в 1928—1929 гг., имели базу (расстояние между центрами осей) 1 905 мм при колесах диаметром 1 050 мм. Позднее с пере-

ходом на колеса диаметром 950 мм тележки начали строить с базой 1 750 мм. Однако при подкатке под такие тележки колес диаметром 950 мм расстояние между задней выступающей частью тормозного башмака и поперечной связью было недостаточно. Поэтому в дальнейшем с одновременным улучшением конструкции тележек увеличили базу до 1 800 мм.

Повышение грузоподъемности вагонов и увеличение скорости движения поездов потребовали улучшения конструкции поясных тележек, поэтому, помимо изменения базы, были внесены следующие конструктивные изменения: число двухрядных пружин в каждом комплекте увеличено с четырех до шести; увеличено сечение среднего пояса со 150×35 до 150×40 мм; чугунная подушка под пружины заменена стальной литой; для устранения высоких напряжений от местного изгиба в среднем и нижнем поясах под рессорный комплект поставлена стальная опора (распределительная балочка), передающая нагрузку непосредственно под колонки на узлы поясов.

Несмотря на неоднократные изменения и улучшения конструкции, поясные тележки работают неудовлетворительно. Многолетний опыт эксплуатации показал целый ряд конструктивных недостатков, которые приводят к изломам поясов в местах перегиба и у отверстий для колоночных болтов, ослаблениям и обрывам колоночных и буксовых болтов, изломам надрессорных балок, появлению трещин, надрывов и изломов поперечных связей. В связи с этим поясные тележки в настоящее время заменяются тележками со стальными литыми боковинами и литыми надрессорными балками.

Трехосные тележки грузовых вагонов стали применяться в связи с увеличением грузоподъемности вагонов до 90—100 т. Применение таких тележек объясняется тем, что при повышенном весе брутто вагона (более 82 т) необходимо, чтобы давление на рельсовый путь, передаваемое каждой колесной парой, не превышало допустимой величины, т. е. 20,5 т. Как отмечалось выше, если при двухосных тележках при этой нагрузке наибольший вес грузового вагона брутто допускается 82 т, то для вагонов грузоподъемностью 90—100 т при сохранении допускаемой нагрузки на рельсы потребуется применение трехосных тележек.

Трехосная тележка полувагонов грузоподъемностью 93 т (рис. 85) состоит из четырех стальных цельнолитых боковин 9 (две правых и две левых), двух поперечных надрессорных балок 10, двух продольных балок 11, центральной надрессорной балки (шкворневой) 7 и двух балансиров 8 средней оси.

Каждая боковина имеет проемы для букс и рессорного комплекта и две консоли, одна из которых предназначается для подвешивания тормозного башмака 1 для крайних колесных пар, а другая — для опоры на балансир 8, расположенный на средней оси. Этот балансир представляет собой стальную отливку — коромысло, по концам которого имеются отверстия диаметром 46 мм для валика, соединяющего балансир с консолью боковины. В средней части балансира расположен проем с челюстями, в которых размещаются буксы.

Надрессорные балки 10 стальные литые коробчатого сечения; они опираются гнездами на пружины и амортизаторы рессорного комплекта и удерживаются от поперечных смещений челюстями боковин. Продольные балки 11 служат для соединения надрессорных балок 10 и удержания шкворневой балки 7.

Рессорное подвешивание тележки состоит из четырех рессорных комплектов, вставленных в проемы боковин тележки между надрессорными балками и подушками 3.

Рессорный комплект состоит из двух двухрядных пружин и амортизатора трения 2, который похож на пружинно-фрикционный аппарат автосцепки. Он состоит из стального литого корпуса, трех фрикционных клиньев, нажимного конуса, нажимной шайбы и пружин. Эти пружины по размерам соответствуют пружинам рессорного комплекта.

Максимальный статический прогиб рессорного комплекта тележки с амортизатором трения 42 мм. База тележки 3 000 мм, вес около 8,5 т, колесные пары диаметром 950 мм.

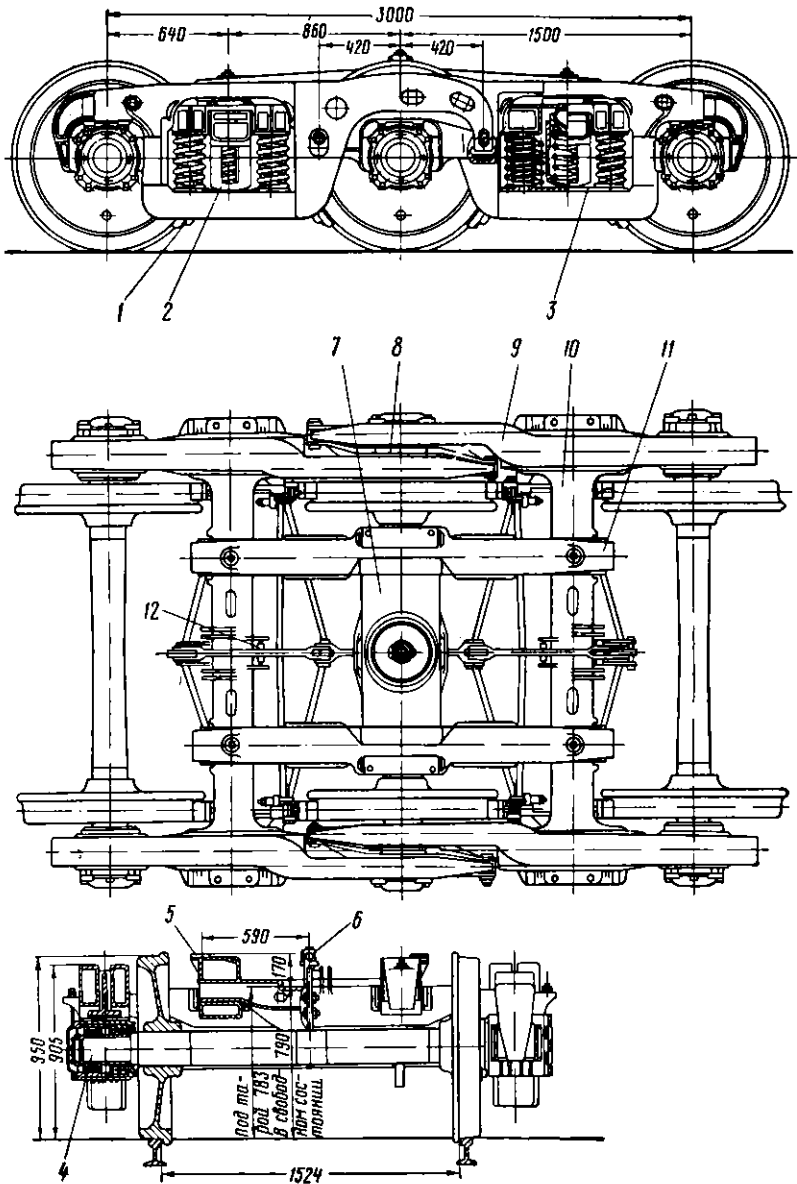


Рис. 85 Трехосная тележка:

1 — тормозное устройство; 2 — амортизатор; 3 — подушка рессорного комплекта; 4 — колесная пара с буксой на роликовых подшипниках; 5 — скользян; 6 — шкворень; 7 — шкворневая балка; 8 — баланси́р; 9 — боковая рама; 10 — наддрессорная балка; 11 — продольная балка; 12 — ролик

3. ТЕЛЕЖКИ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

Тележки пассажирских вагонов по конструкции весьма разнообразны. Однако все они имеют раму, колесные пары с буксами, рессорное подвешивание, надрессорные и подрессорные балки и тормозное оборудование. Тележки чаще всего бывают двухосные с двойным рессорным подвешиванием, одно из них надбуксовое и другое центральное. Центральное рессорное подвешивание, размещенное в люлечном устройстве, работает последовательно с надбуксовым, обеспечивая большую общую гибкость. В тележках тройного подвешивания надбуксовое подвешивание выполняется двойным в виде комбинации листовой рессоры с цилиндрическими пружинами.

Долгое время в тележках применялись буксовые челюсти (направляющие), ограничивающие перемещение букс во время движения вагона. В результате трения буксы и направляющие тележек быстро изнашивались и требовали частого ремонта.

Исследования в области улучшения конструкции и ходовых качеств тележек, а также стремление избежать интенсивного износа буксовых челюстей и пазов букс привели к созданию бесчелюстных тележек, которые были впервые построены в 1936 г. на Калининском вагоностроительном заводе. Конструкция рам тележек непрерывно совершенствовалась в направлении повышения их прочности и долговечности, а также упрощения их обслуживания и ремонта. В старотипных тележках рамы были деревянные с металлическими элементами, современные тележки имеют цельнометаллические сварные рамы.

В табл. 15 приведены характеристики основных типов тележек пассажирских вагонов.

Таблица 15

Основные типы тележек пассажирских вагонов и их краткие характеристики

Типы тележек	Год начала постройки	Размеры рамы в мм		База в мм	Высота от головки рельса до подпятника в свободном состоянии в мм	Допускаемая нагрузка на подпятник в т	Общий прогиб рессорных комплектов от нагрузки в 1 т в мм/т	Тип осей, колесной пары	Вес тележки в т
		длина	ширина						
ЦМВ с роликовыми подшипниками	1951	4 468	2 318	2 700	863	28,0	8,1—9,2	РУ	8,4
ЦМВ с гидравлическими амортизаторами и роликовыми подшипниками (КВЗ-5)	1957	3 920	2 218	2 400	850	28,0	6,48	РУ	6,0
ЦВТК усиленная	1938	3 838	2 434	2 400	1 015	21,3	7,22—7,66	III	7,4
ЦВТК	1937	3 838	2 434	2 400	1 020	21,3	8,0	II	6,9
Безбалансирная	1931	3 838	2 434	2 400	1 050	21,3	7,83—8,27	II	5,9
Тройного подвешивания	1926	3 990	2 212	2 350	1 035	18,9	9,9—10,47	III	7,3
Фетте	1912	3 808	2 383	2 400	1 012	21,2	6,0—8,2	II	6,1
С двумя продольными балансирами	1870	3 378	2 395	2 030	1 036	21,3	6,9—8,6	II	5,9

Тележки ЦМВ. Все современные цельнометаллические пассажирские вагоны с 1950 г. выпускаются на бесчелюстных тележках.

Такая тележка состоит из следующих основных частей (рис. 86): рамы 1, колесных пар 2 с надетыми на шейки осей буксами 4, пружин 5, рессор 9, люлечного подвешивания 7, подрессорной балки 8 и надрессорной балки 11 с подпятником 12, отверстием для шкворня 3 и скользунами 10. Особенностью тележек является отсутствие челюстей. Корпус буксы 4 отливается с кронштейнами, размещенными по обе стороны буксы и выполняющими роль балансира. Буксовые пружины одним концом опираются через резиновые шайбы и нижний поддон на буксы, а другим упираются в раму 1 тележки. Для ограничения поперечных и продольных перемещений буксы, а также для увеличения устой-

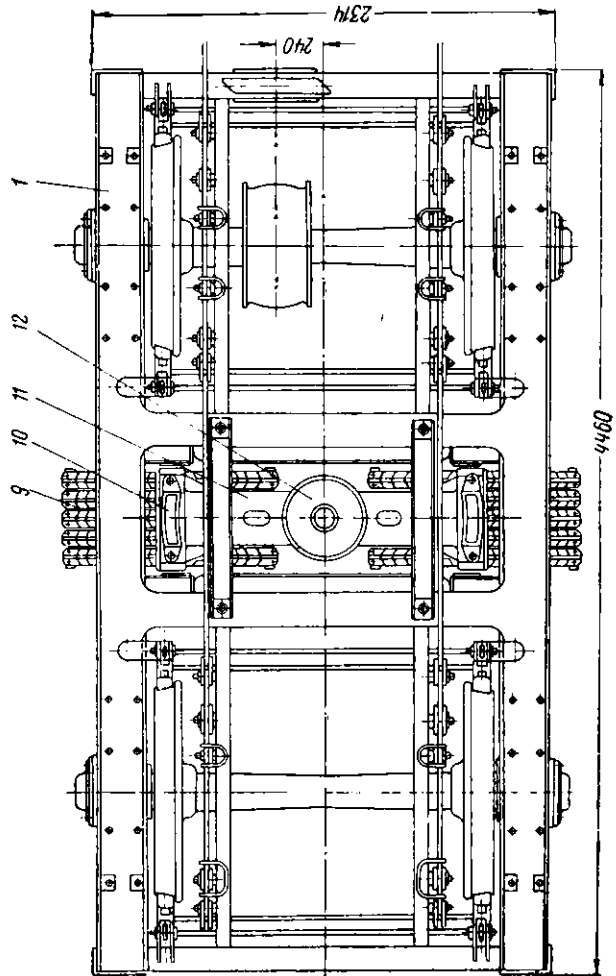
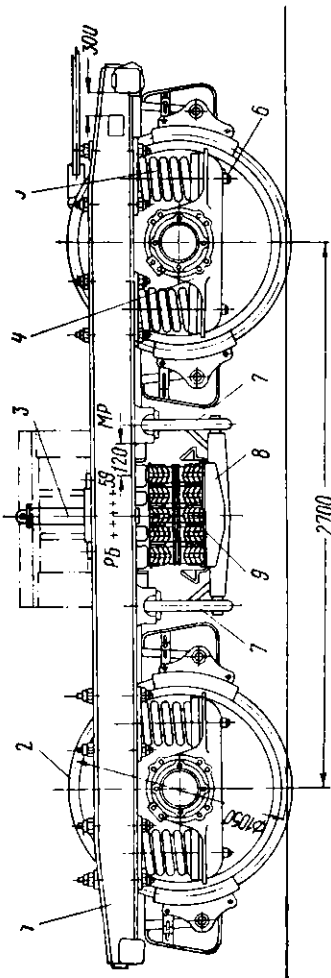
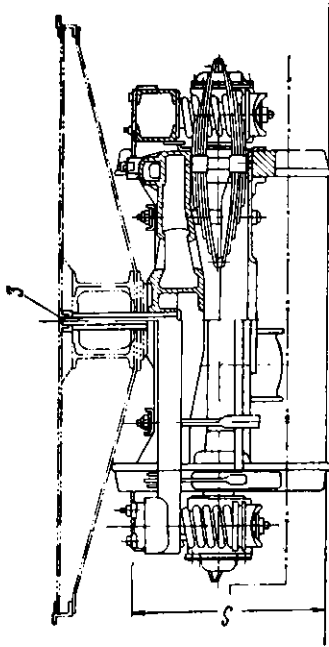


Рис. 86. Бесчелюстная тележка цельнометаллического пассажирского вагона

чивости надбуксовых пружин и удержания их на месте к боковине тележки прочно прикреплены болтами шпинтоны, которые свободно проходят через пружину и отверстия в кронштейнах букс. Зазоры между стенками кронштейна и хвостовиком шпинтона составляют 10 мм. Внизу на концах шпинтонов накручены гайки б, не позволяющие им сдвигаться в сторону.

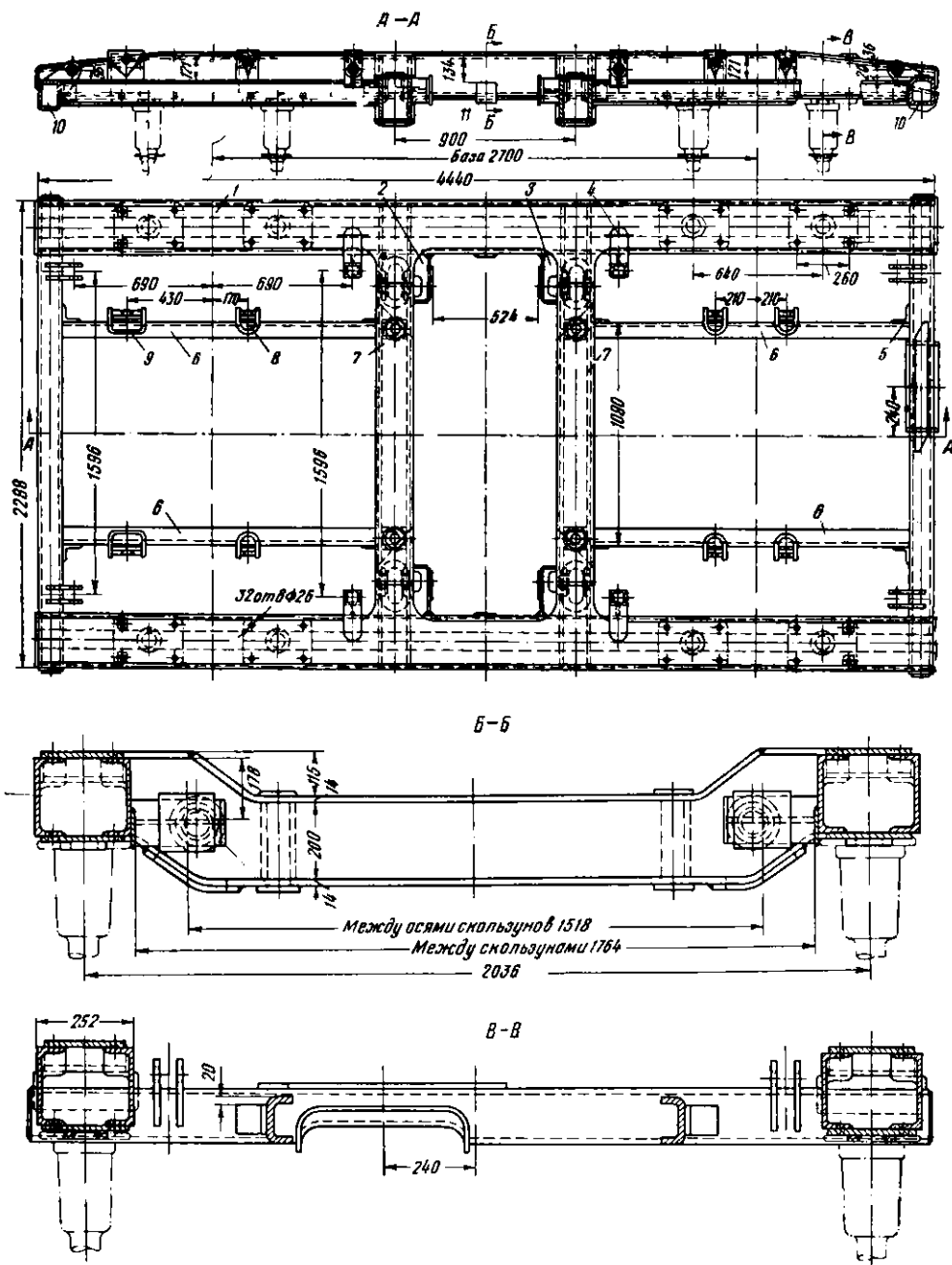


Рис. 87. Рама бесчелюстной тележки

Поперечные и продольные перемещения буксы в бесчелюстной тележке амортизируются надбуксовыми пружинами, установленными на резиновые прокладки. Благодаря поперечной упругости пружины букса после толчка имеет возможность возвращаться в первоначальное положение.

Бесчелюстные тележки двухосные с двойным рессорным подвешиванием; колесные пары с осями типа III и колесами диаметром 1 050 мм.

Сварная рама (рис. 87) тележки состоит из двух боковых балок 1 замкнутого сечения, сваренных из двух швеллеров № 20, перекрытых верхней и нижней накладками из листа толщиной 14 мм, двух средних поперечных балок 7 и двух крайних (концевых) поперечных балок 10 прямоугольного замкнутого профиля. Средние балки 7, воспринимающие нагрузку от люлечного подвешивания, имеют коробчатое сечение с большим размером по вертикальной оси. Они несколько выгнуты и располагаются ниже боковин так, что их горизонтальные полки приходятся примерно посередине вертикальной стенки боковины.

В горизонтальных листах средних балок имеются сквозные вертикальные отверстия для крепления предохранительных скоб люлечного подвешивания,

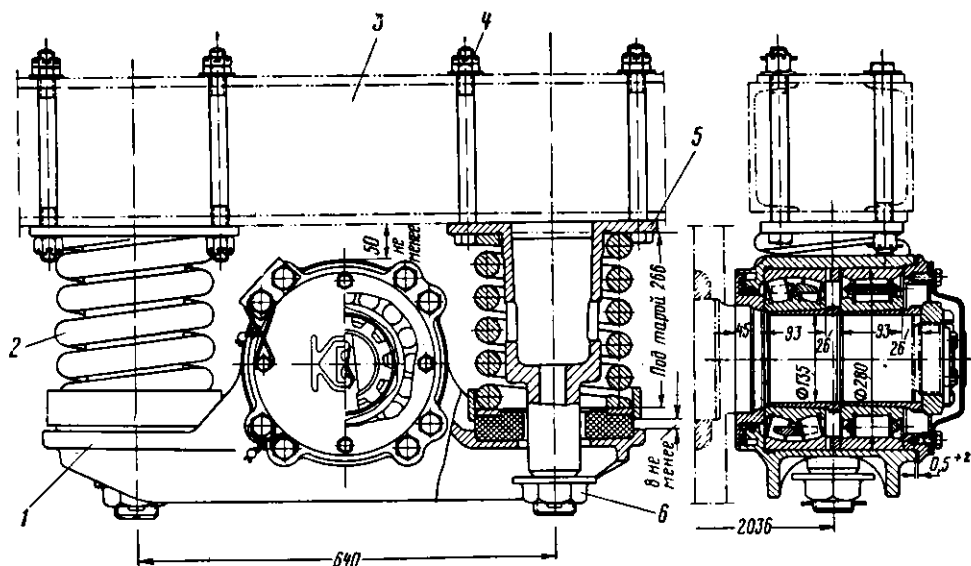


Рис. 88. Буксовый узел бесчелюстной тележки

а в вертикальных листах — горизонтальные отверстия, предназначенные для валиков люлечного подвешивания. В эти отверстия вварены подшипники, а в подшипники запрессованы сменные стальные цементированные втулки.

Концевые и средние поперечные балки попарно связаны уголком 5 с продольными балочками 6, к которым присоединены подвески деталей тормозной рычажной передачи, а также предохранительные скобы траверс тормозных колодок. К средним поперечным балкам рамы приварены скользящие 2 и 3, ограничивающие перемещения надрессорной балки вдоль вагона. Поперечные перемещения балки ограничиваются скользящими 11, приваренными к боковым балкам рамы тележки.

К продольным балочкам приварены кронштейны 9 для крепления мертвой точки рычажной передачи и кронштейны 8 для установки подвесок рычагов тормоза. Кронштейны 4 для подвески башмака укреплены на боковых балках 1.

Буксовый узел (рис. 88) бесчелюстной тележки состоит из буксы 1 с роликовыми подшипниками, смонтированной на шейке оси колесной пары, цилиндрических пружин 2, опирающихся на кронштейны буксы и поддерживающих раму тележки 3. Снизу к боковым балкам рамы болтами 4 прикреплены стальные литые шпинтоны 5, проходящие сквозь пружины и кронштейны буксы. На концах шпинтонов накручены гайки 6.

Бесчелюстная тележка на подшипниках скольжения имела буксовый узел

почти аналогичный описанному. Это позволило без затруднений перевести бесчелюстные тележки с подшипников скольжения на подшипники качения.

Центральное рессорное подвешивание тележек—люлочное (рис. 89). Оно состоит из стальной цельнолитой надрессорной 6 и подрессорной 10 балок, эллиптических рессор 7, люлочных подвесок 8 и балок 11.

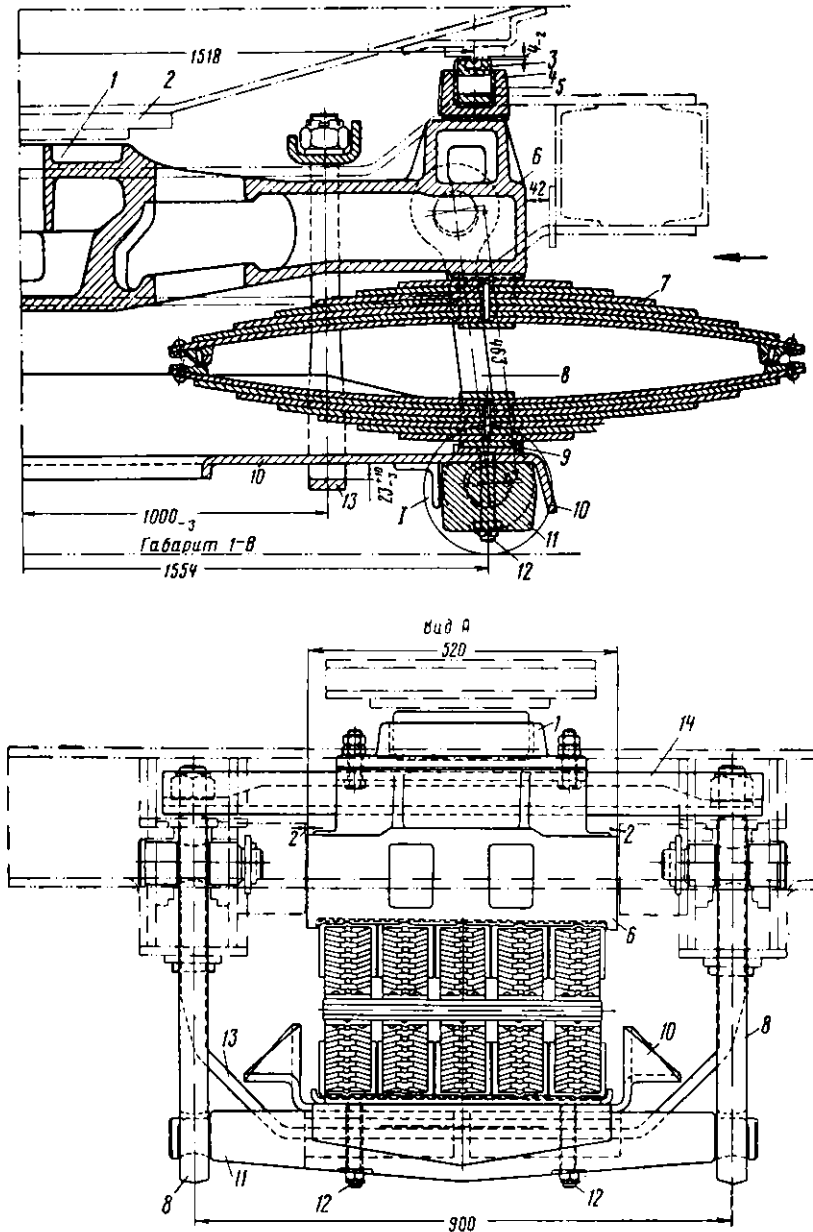


Рис. 89. Люлочное подвешивание тележки цельнометаллического пассажирского вагона длиной 23,6 м

При люлочном подвешивании рама и кузов вагона посредством пятника 2, подпятника 1 и шкворня соединяются с надрессорной балкой 6, которая опирается по концам на эллиптические рессоры 7, размещенные на подрессорной балке 10. Последняя подвешена к раме тележки на четырех шарнирных подвесках 8, которые дают балке возможность качаться вдоль и поперек вагона вместе

с рессорами и наддресорной балкой. Поперечные колебания наддресорной балки относительно тележки смягчают боковые толчки (например при входе вагона в кривые), так как в этом случае толчок, полученный тележкой, не сразу передается кузову, а вызывает более плавное отклонение его в стороны вследствие поперечного перемещения наддресорной балки. Для этой цели длина балки делается несколько короче внутренней ширины рамы тележки и имеет с каждой стороны зазоры в пределах 50—60 мм.

Люлочные подвески располагаются под углом $6^{\circ}40'$ к вертикали, расходясь книзу от верхних шарниров, что создает увеличение возвращающей силы, которая стремится вернуть в среднее положение отклонившуюся в боковую сторону подрессорную балку, а также уменьшает наклон кузова.

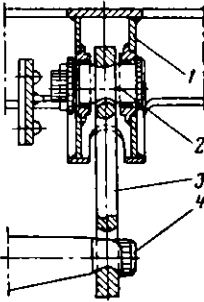


Рис. 90. Конструкция соединения подвески люльки с поперечной балкой тележки

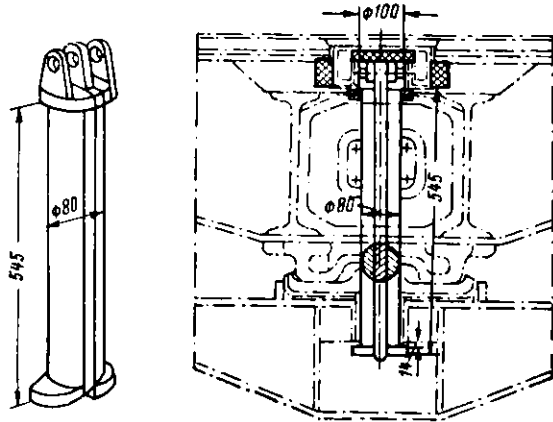


Рис. 91. Замковый шкворень

В тележках современных цельнометаллических пассажирских вагонов конструкция люлек (рис. 90) имеет некоторые особенности. Они заключаются в том, что шарнирные подвески обеспечивают одновременно возможность свободного качания подрессорной балки вдоль и поперек тележки. Подвеска 3 верхней проушины опирается на валик 2, проходящий через вертикальные стенки средних поперечных балок 1 рамы. Валик в средней части имеет полукруглую выемку, обеспечивая свободное качание подвески вдоль тележки и выполняя этим функции второго шарнира. В нижней проушине подвески расположена опорная балка 4.

Таким образом, люлочное подвешивание обеспечивает вагону во время его движения необходимую плавность. Система рессор и люлька смягчают не только вертикальные толчки, но и уменьшают влияние горизонтальных ударов, получающихся при входе вагонов на кривой участок пути, при движении по стрелкам, крестовинам и т. п.

Надресорная балка 6 (см. рис. 89) изготавливается в виде бруса равного сопротивления. В средней части балки имеется подпятник 1, через который передается нагрузка от веса кузова. На концах ее расположены вертикальные скользящие, состоящие из корпуса 4, резиновых пластинчатых прокладок 5 и чугунных вкладышей 3.

Подрессорная балка 10 стальная штампованная с толщиной стенок 14 мм, опирается по всей ширине на балки 11, с которыми соединена болтами 12, крепящими одновременно и подрессорные планки 9.

Для предупреждения выскакивания наддресорной балки из люльки на средних поперечных балках рамы тележки установлены две предохранительные балочки 14, а для предупреждения падения подрессорной балки на путь—предохранительные скобы 13.

Пятник рамы вагона соединяется с подпятником замковым шкворнем, состоящим из двух полушкворней и замков (рис. 91). Замковый шкворень обес-

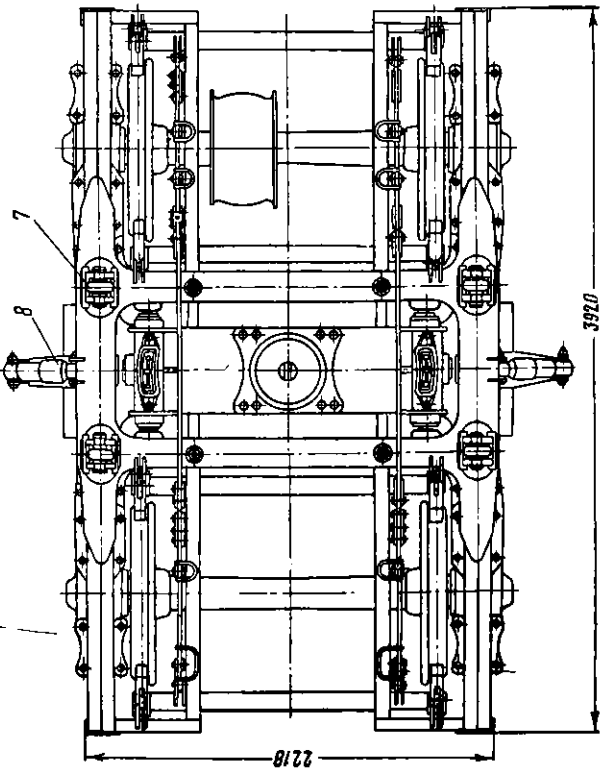
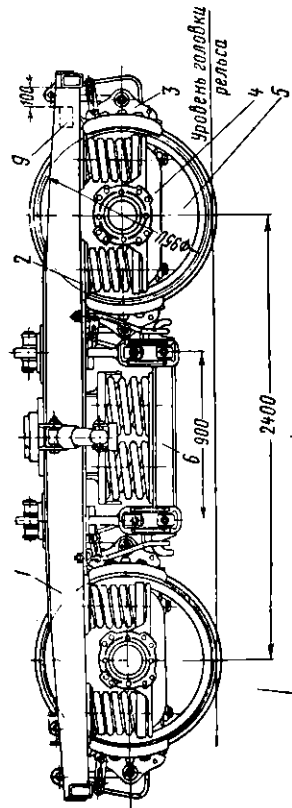
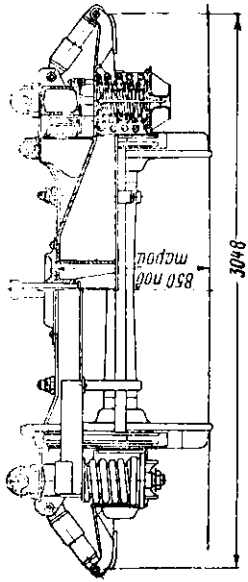


Рис. 92. Бесчелюстная тележка с гидравлическими амортизаторами КВЗ-5

печивает прочную связь кузова вагона и тележки, а также позволяет быстро разобрать шкворневое соединение и разъединить кузов вагона и тележку.

Бесчелюстная тележка с гидравлическими амортизаторами КВЗ-5 (рис. 92) состоит из рамы 1, буксового узла 4 с надбуксовым подвешиванием, центрального рессорного подвешивания 6, тормозного устройства 3 и колесных пар 5.

Рама сварная и устроена так же, как и рама бесчелюстной тележки, с небольшими изменениями. Она имеет Н-образную форму без концевых поперечных балок. Боковые продольные балки коробчатого сечения сварены из швеллеров № 20в, перекрытых в средней части сверху и снизу фигурными накладками толщиной 14 мм и шириной 218 мм. Средние балки сварены из двух вертикальных и двух горизонтальных листов. Рычажная передача подвешена на четырех балках рамы, расположенных параллельно боковым.

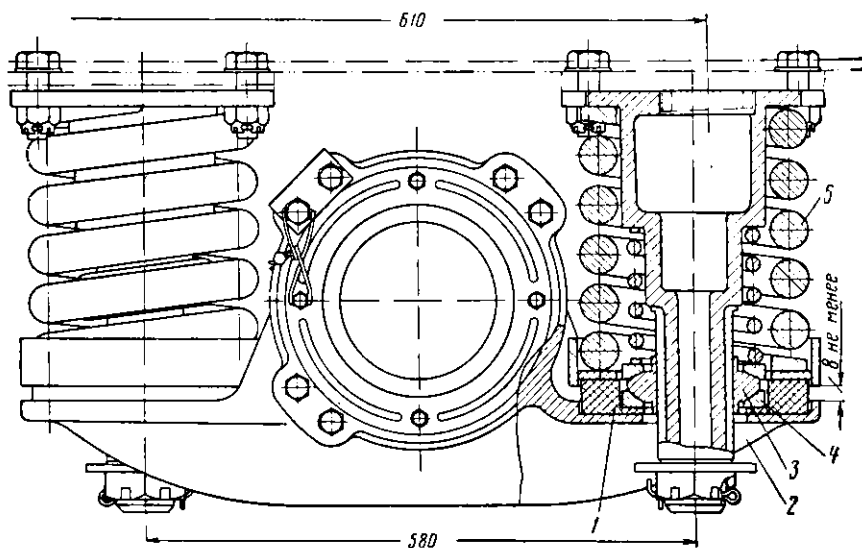


Рис. 93. Буксовый узел тележки КВЗ-5

К боковым продольным балкам приварены: снизу — опорные плиты с центрирующими шайбами 2 для укрепления шпнтонов надбуксового подвешивания, а сбоку — кронштейны 8 для амортизаторов центрального подвешивания. Против поперечных балок в боковых балках для подвесок центрального подвешивания сделаны отверстия, армированные шайбами 7. В прямоугольнике 9 ставятся знаки завода и инспекторские клейма приемки.

Устройство буксового узла (рис. 93) и надбуксового подвешивания аналогично конструкции буксового узла бесчелюстной тележки и отличается только наличием фрикционного амортизатора 1, внутренней пружины, передающей нагрузку от рамы тележки на кольца, и уменьшенным расстоянием между шпнтонами. Амортизатор подвешивания в виде фрикционных колец 3, 4 и пружины размещается на кронштейнах 8 буксы 2 внутри цилиндрической пружины 5.

Центральное подвешивание (рис. 94) тележки с гидравлическими амортизаторами состоит из сварной надрессорной балки 5, опирающейся на четыре трехрядные пружины 6. По концам надрессорной балки имеются кронштейны 2, к которым шарнирно присоединены амортизаторы 1, прикрепленные верхним концом к боковой балке рамы тележки. Гидравлические амортизаторы располагаются в наклонном положении (приблизительно под углом 35° к горизонтали), благодаря чему они амортизируют горизонтальные и вертикальные толчки.

Трехрядные пружины опираются на поддоны 7, подвешенные серьгами 4 и подвесками 3 к раме тележки. Подвески под головками имеют специальные шарнирные опоры, позволяющие подвескам свободно отклоняться от горизонтального положения. Верхний и нижний поддоны стянуты болтом, который облег-

чает установку пружинного комплекта на место. Для предупреждения падения поддона и пружин в случае обрыва серег и подвесок к раме тележки прикрепляются предохранительные скобы.

Опыт эксплуатации таких тележек показал, что они обладают хорошими ходовыми качествами и обеспечивают вагону более спокойный и плавный ход по сравнению с другими типами двухосных пассажирских тележек.

Тележки пассажирских вагонов с деревянными кузовами. В пассажирских вагонах с деревянными кузовами применяются различные старотипные тележки (Фетте, Пульмана, ЦВТК и др.). Вследствие ряда конструктивных недостатков тележки этого типа не строятся, но в эксплуатации еще имеются.

Тележки с двумя продольными балансирами (типа Пульмана постройки 1870 г.) имеют двойное рессорное подвешивание — люлечное и надбуксовое. Рама тележки собрана из продольных деревянных брусьев, армированных стальными полосами, стальных поперечных балок и диагональных брусьев.

Буксовые направляющие тележки, укрепленные на продольных брусьях болтами, имеют съемные челюсти, входящие в пазы букс. Сверху на буксы

опираются балансиры, в средней части которых прикреплены два нижних поддона для установки цилиндрических четырехрядных пружин надбуксового подвешивания. Верхние поддоны расположены на боковых балках.

База тележки равна 2 030 мм; общая длина 3 378 мм; тара 5,6—5,85 т.

Тележки Пульмана имеют следующие недостатки: большой вес балансира (около 200 кг); невозможность регулирования высоты подпятника при осадке пружин; короткую базу, из-за чего в них применяется только одностороннее нажатие тормозных колодок.

Тележка Фетте (рис. 95) впервые была построена на б. Русско-Балтийском заводе в 1912 г. и вскоре получила большое распространение. Боковые продольные брусья 1 рамы тележки изготовлены из дуба и армированы стальными полосами. Концевые 2 и средние поперечные 3 балки изготовлены из швеллеров. В последней конструкции тележки все части рамы металлические.

Тележка Фетте имеет преимущества перед тележкой с двумя продольными балансирами и отличается от последней устройством балансиров и установкой пружин. Тяжелые продольные балансиры здесь заменены короткими изогнутыми балансирами 4, опирающимися средней частью на буксы 5. По концам балансиров расположены двухрядные цилиндрические пружины 6, на которые опирается рама тележки. Тележка оборудована двусторонним торможением, более удобна в эксплуатации и ремонте, чем тележки с двумя продольными балансирами, и имеет достаточно спокойный ход, но конструкция тележки непрочна, имеет увеличенный неподрессоренный вес и, кроме того, при изломе одной из пружин балансир перекашивается и наклоняет буксу, что вызывает повышенный износ букс и челюстей, а также гребни подшипников; вследствие этого постройка таких тележек прекращена.

Безбалансирная тележка конструкции завода им. Егорова (рис. 96) была построена в 1931 г. Особенностью конструкции тележки является отсутствие балансиров и наличие особой формы буксовых направляющих. Металлическая сварная рама 1 тележки опирается на двухрядные пружины

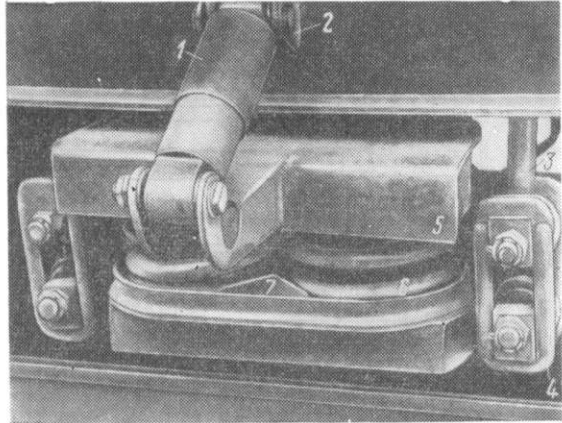


Рис. 94. Центральное рессорное подвешивание тележки КВЗ-5

жины 2, поставленные непосредственно на буксы 3. Буксовые направляющие образованы из двух коротких швеллеров 4, приваренных перпендикулярно к раме 1 между швеллерами продольных балок. К швеллерам 4 болтами прикреплены стальные буксовые челюсти 6. Верхние концы швеллеров расположены

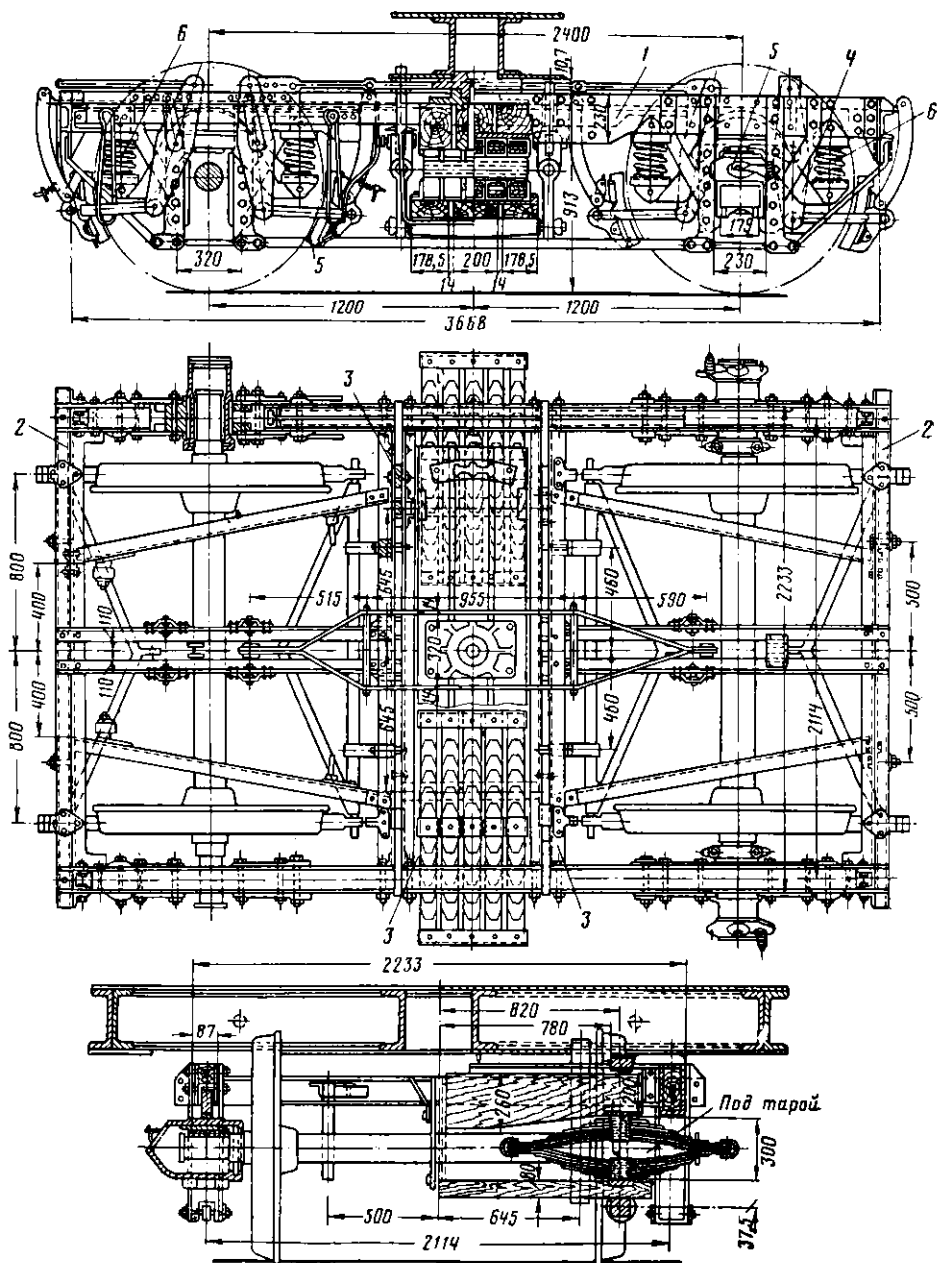


Рис. 95. Тележка Фетте

выше верхней полки боковины рамы на расстоянии 130 мм и вверху к ним прикрепляются с внутренней стороны упорные угольники, в которые упирается снизу стальная планка толщиной 25 мм. Между планкой и буксой устанавливается цилиндрическая пружина 2, представляющая часть второй системы рессорного подвешивания. Люлька 5 тележки имеет обычное устройство с подвесками и эллиптической рессорой 7.

Тележка имеет двустороннее торможение и отличается простотой конструкции, малым весом и доступностью для осмотра и ремонта ее частей, но из-за

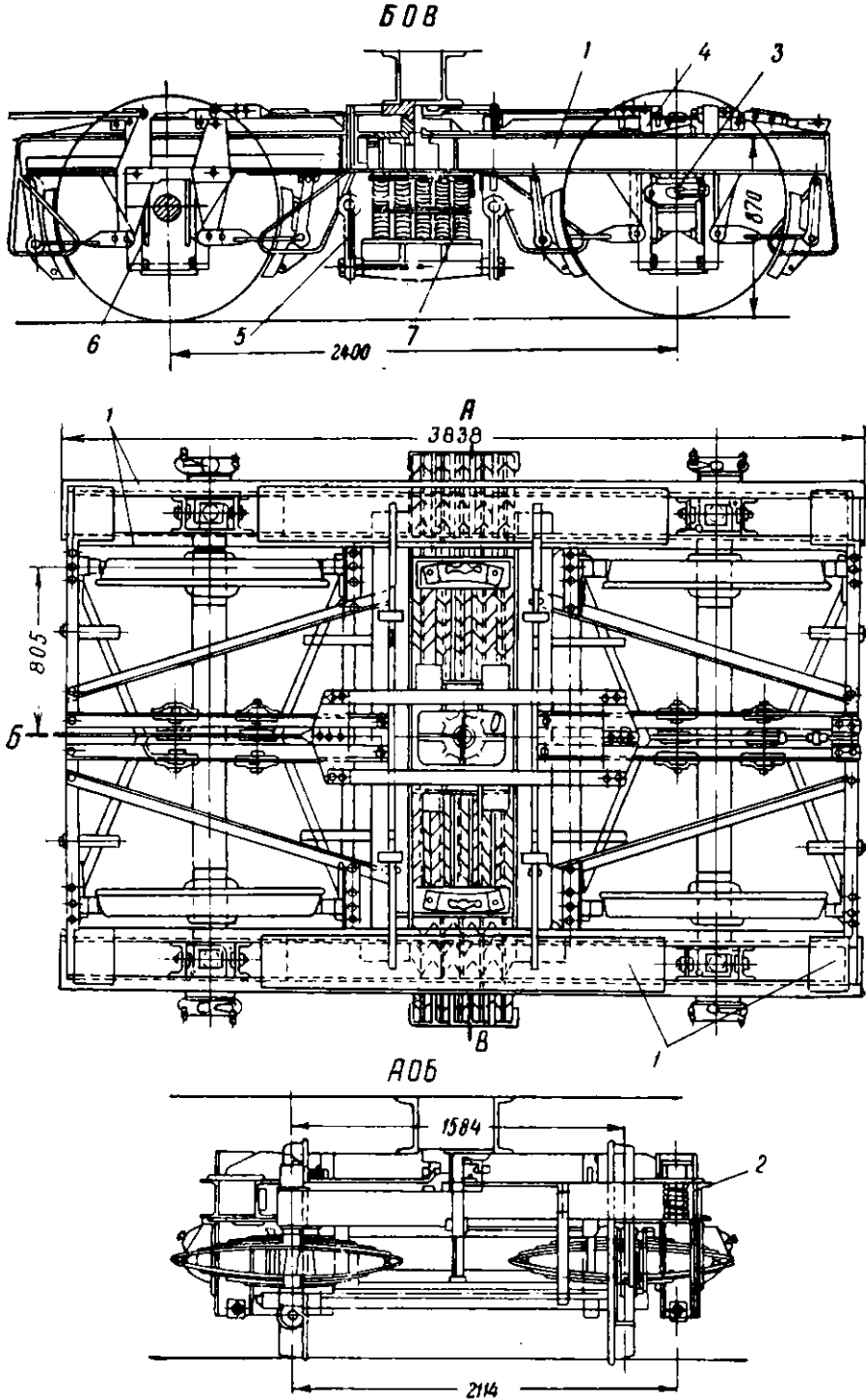


Рис. 96. Безбалансирная тележка завода им. Егорова

наличия ряда недостатков такие тележки сейчас не строятся. К недостаткам безбалансирных тележек, выявленным в процессе эксплуатации, следует отнести: сравнительно частые изломы надбуксовых пружин, перекося букв в на-

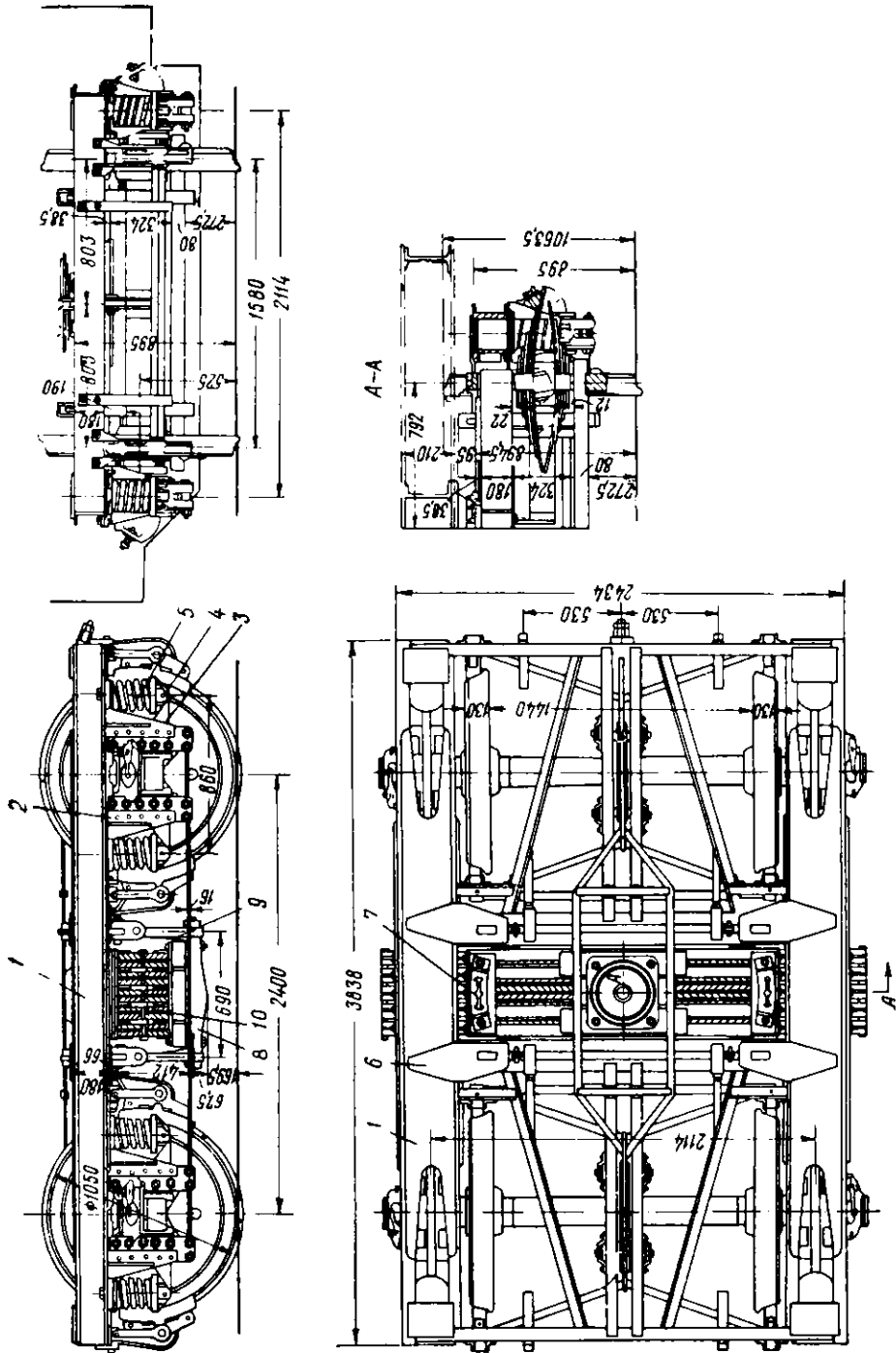


Рис. 97. Тележка ЦВТК

правляющих, вследствие чего происходит быстрый износ буксовых пазов и направляющих; изломы угольников, удерживающих упорную планку пружин.

Тележка ЦВТК (рис. 97) была разработана конструкторским сектором ЦВ МПС в 1937 г. Эта тележка с двойным рессорным подвешиванием, балансирующая и по своей конструкции имеет много общего с тележкой Фетте. Рама тележки металлическая сварная, ее продольные балки 1 состоят из швеллеров № 18, к которым прикреплены вертикальные буксовые направляющие 2. Буксовые челюсти допускают постановку букс со скользящими и роликовыми подшипниками. На каждой буксе установлен отдельный балансир 3, на концах которого укреплены болтами поддоны 4 и поставлены двухрядные цилиндрические пружины 5. Верхние концы пружин упираются в верхние поддоны, прикрепленные к боковым балкам 1 рамы тележки.

Средние поперечные балки, собранные из двух швеллеров № 18 и приваренные к швеллерам боковин, поддерживают люльку. Они усилены уголками и перекрыты сверху и снизу косынками 6. Надрессорная балка 7 сварной конструкции состоит из четырех швеллеров № 18, соединенных между собой двумя накладками. Поддрессорная балка 8 изготовлена из четырех деревянных брусьев (дуб или лиственница), армированных стальными полосами. Центральное подвешивание тележки — люлечное 9 с эллиптическими рессорами 10.

Тара тележки 6,9 т; колесные пары имеют колеса диаметром 1050 мм и оси типа II.

В 1938 г. Калининский вагоностроительный завод спроектировал усиленную балансирующую тележку типа ЦВТК, которая имеет более мощную раму, несколько иную конструкцию буксового узла и колесные пары с осями типа III. Буксовый узел был приспособлен для постановки букс с подшипниками скольжения и качения без переделки буксовых челюстей.

В тележках ЦВТК наблюдается значительный износ буксовых челюстей и наличников букс в результате различия высоты пружин, неустойчивого положения балансира и недостаточной жесткости боковин рам.

Тележка с тройным рессорным подвешиванием нагрузки от кузова передает колесным парам через три системы последовательно размещенных рессор и пружин. В этих тележках дополнительная система рессор прибавляется в надбуксовом рессорном подвешивании. Непосредственно на корпусе буксы размещается листовая рессора, заменяющая балансир, и, кроме того, на натяжных болтах имеются пружины. Центральное рессорное подвешивание — люлечное с эллиптическими рессорами. Рама тележки склепана из стальных листов.

Для цельнометаллических пассажирских вагонов длиной 25 м и автотрис заводами СССР были построены тележки с тройным рессорным подвешиванием. К этому же типу принадлежат тележки цельнометаллических пассажирских купированных вагонов первого выпуска длиной 23,6 м. В них вместо обычной люльки с эллиптическими рессорами были подвешены листовые рессоры, обращенные книзу коренными листами. Эти рессоры, расположенные вдоль рамы попарно по обе стороны боковин, были подвешены к ним с помощью люлечных болтов и серег. На хомуты рессор опиралась надрессорная балка, которая могла перемещаться относительно рамы в вертикальном и поперечном направлениях. Тележки с продольной рессорой имели ряд недостатков и в настоящее время под кузова вагонов не подкатываются.

Контрольные вопросы

1. Расскажите о назначении и классификации тележек.
2. Из каких основных частей состоит тележка вагона?
3. Перечислите тележки грузовых вагонов и укажите их преимущества и недостатки.
4. Как устроены тележки ЦНИИ-ХЗО?
5. Как устроены трехосные тележки и под какими вагонами они применяются?
6. Назовите основные типы пассажирских тележек.
7. Как устроены тележки КВЗ-5?

ГЛАВА VI

РАМЫ ВАГОНОВ

1. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ РАМ

Рама является основной частью вагона, на которой в зависимости от назначения вагона укрепляются кузов или котел цистерны, борта платформы и настил пола, а также автосцепное устройство, буферные приборы, части автоматического и ручного тормоза, буксовые лапы и детали рессорного подвешивания. У пассажирских и специальных грузовых вагонов снизу к раме прикрепляется различное вспомогательное оборудование для освещения, отопления и других целей. Таким образом, на раме монтируются все основные части вагона; она опирается на ходовые части и воспринимает все статические и динамические усилия, действующие на вагон.

Рама вагона состоит из продольных, поперечных, а иногда и диагональных балок, жестко соединенных между собой.

Конструкция вагонных рам должна обладать достаточной прочностью и необходимой жесткостью; быть простой в изготовлении, иметь минимальный вес и невысокую стоимость; обеспечивать свободный доступ к отдельным частям и узлам рамы во время сборки, ремонта и осмотра вагонов.

Рамы в зависимости от конструкции разделяются на два основных типа: с хребтовой балкой и без хребтовой балки.

В зависимости от устройства ходовых частей рамы разделяются на рамы тележечных и нетележечных вагонов.

У рам нетележечных вагонов рессорное подвешивание и буксовые лапы крепятся к продольным боковым балкам, поэтому расстояние между ними делается меньше ширины кузова вагона, а для установки кузова на продольных боковых балках таких рам имеются кронштейны, соединенные обвязочными угольниками.

Рамы тележечных вагонов опираются на подпятники тележек через пятники, расположенные на усиленных поперечных балках, называемых шкворневыми, так как они соединены с тележкой шкворнем.

Рамы в зависимости от конструкции кузова и соединения его с рамой можно разделить на три группы:

а) рамы несущие, которые полностью воспринимают все нагрузки, действующие на вагон. Они наиболее тяжелы по весу и применяются для платформ, транспортеров, а также для крытых грузовых и пассажирских вагонов с деревянными кузовами;

б) рамы, жестко соединенные с кузовом. К ним относятся рамы вагонов, кузова которых воспринимают часть действующей на раму нагрузки. Боковая продольная балка такой рамы одновременно является нижним поясом боковой стены кузова. К этой группе относятся рамы крытых грузовых четырехосных вагонов и полувагонов с металлическим каркасом кузова;

в) рамы, составляющие одно целое с металлическим кузовом, у которого не только боковые стены, но также пол и крыша несут вместе с рамой все нагрузки, действующие на вагон.

Металлические рамы современных вагонов в зависимости от способа изготовления разделяются на клепаные и сварные. В настоящее время рамы всех типов вагонов изготавливаются сваркой и выгодно отличаются от клепаных по весу, прочности, простоте изготовления; они редко требуют ремонта.

2. РАМЫ ТЕЛЕЖЕЧНЫХ ВАГОНОВ

Рамы тележечных вагонов отличаются от нетележечных наличием двух мощных шкворневых балок, через которые вес рамы и кузова с грузом передается на тележки. Среди рам современных тележечных грузовых и пассажирских вагонов преобладают рамы с хребтовой балкой.

Рамы грузовых вагонов. Рама крытого четырехосного грузового вагона (рис. 98) состоит из хребтовой балки 2, образованной из проката зетового профиля с размерами $310 \times 185 \times 125 \times 11$ мм, двух боковых продольных балок 7 из швеллера № 20 ($200 \times 100 \times 8$ мм), являющихся нижним поясом боковой обрешетки кузова вагона, а также двух буферных брусьев, двух шкворневых и четырех или пяти поперечных балок. Хребтовая и продольные балки по концам скреплены буферными брусьями 1 П-образ-

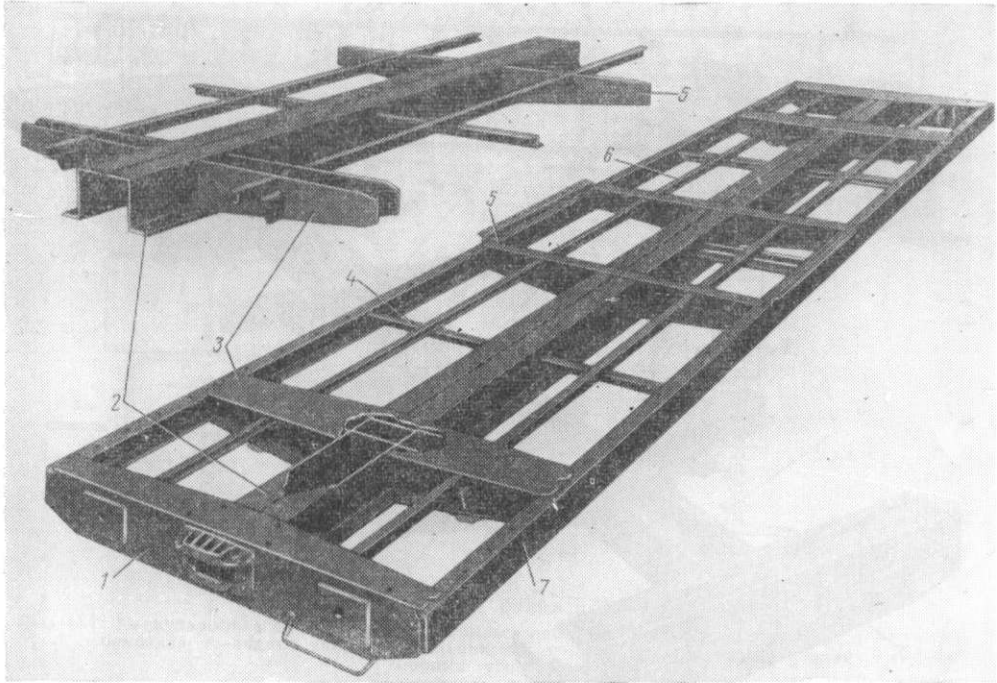


Рис. 98. Сварная рама четырехосного крытого вагона

ного сечения. Каждый брус состоит из вертикального, а также верхнего и нижнего горизонтальных листов толщиной 10 мм. Кроме того, буферные брусья усилены ребрами жесткости толщиной 6 мм.

Шкворневая балка 3 коробчатого сечения состоит из двух вертикальных листов толщиной 10 мм, перекрытых сверху и снизу металлическими листами, нижний толщиной 12, а верхний 10 мм. Эти листы имеют ширину посередине 590 и по концам 400 мм. Внизу под пятниками расположены накладки сечением 590×12 мм. Над скользунами шкворневая балка имеет ребра жесткости.

Рама также имеет четыре поперечные промежуточные балки 4 и 5 и две продольные 6, повышающие прочность пола; в рамах вагонов с тормозными площадками еще имеется пятая поперечная балка. Все поперечные балки связывают хребтовую балку с боковыми балками. Для постановки предохранительных накладок на вертикальные стенки в местах постановки поглощающих аппаратов автосцепки расстояние между вертикальными стенками хребтовой балки увеличено до 350 мм. Такие накладки предохраняют стенки хребтовой балки от истирания и по мере износа могут быть легко заменены.

Рама полувагона (рис. 99) состоит из хребтовой 1, двух шкворневых 2, четырех поперечных промежуточных балок 3 и 4, двух буферных брусьев 5 и других мелких деталей — соединительных косынок, накладок, деталей крепления подвагонного оборудования. Хребтовая балка (рис. 100) сварная, состоит из двух балок зетового профиля $310 \times 185 \times 125 \times 11$ мм. Расстояние между вертикальными стенками равно 350 мм. На хребтовую балку

полувагона приваривается во всю длину балка 15 двутаврового профиля № 19, к которой прикрепляются ушки петель крышек люков. Наличие двутавра уменьшает площадь пола, занимаемую хребтовой балкой, и увеличивает высоту последней, что необходимо для увеличения угла открытия люковых крышек.

Шкворневые балки полувагонов состоят из двух вертикальных листов 9 толщиной 8 мм, перекрытых сверху листами 8 сечением 270×12 мм, а снизу

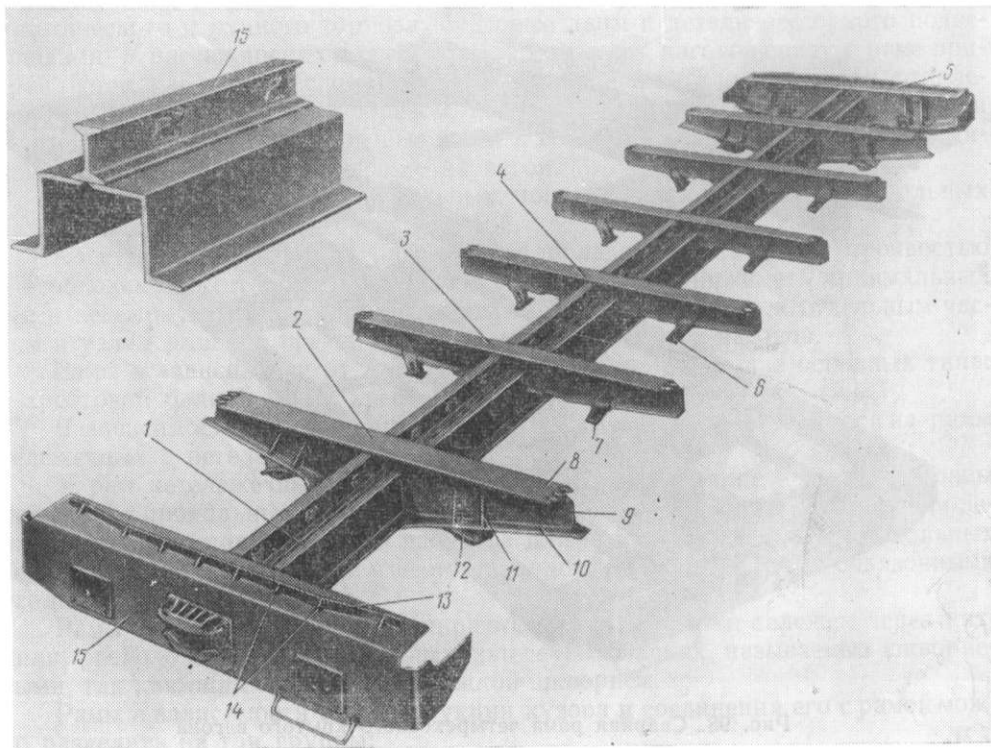


Рис. 99. Рама четырехосного полувагона

листом 10 сечением 310×12 мм. Пятник прикрепляется болтами, а подпятниковое место усиливается угольниками. Над скользунами вертикальный лист шкворневой балки усилен ребрами жесткости 11. Балки имеют также опорные места для постановки домкратов при подъёмке вагонов.

Четыре промежуточные балки, расположенные между шкворневыми, сварены из вертикальных листов сечением 340×8 мм, верхних и нижних накладок сечением 160×10 мм и угольников $50 \times 50 \times 6$ мм. Буферные брусья отштампованы из листа толщиной 10 мм с шириной вертикальной стенки 550 мм, верхней горизонтальной полки 340 и нижней 280 мм. На верхней полке приварен порог 13 для торцовых дверей, усиленный ребрами 14.

Снизу на всех поперечных балках рамы полувагона установлены опоры 6, 7 и 12 для ограничения наклона люков кузова при открытом их положении.

В полувагонах старой постройки рамы отличаются от рам современных полувагонов в основном устройством хребтовой балки. Хребтовая балка также сварная и состоит из двух вертикальных листов сечением 290×10 мм, армированных снизу угольниками сечением $130 \times 90 \times 12$ мм и перекрытых сверху изогнутой накладкой толщиной 8 мм и тавром сечением $75 \times 75 \times 8$ мм.

Рама шестиосного полувагона грузоподъемностью 93 т (рис. 101) состоит из хребтовой балки 3, двух шкворневых 2,

двух буферных 1 и пяти поперечных промежуточных балок 4. Длина рамы этого полувагона 15 180 мм.

Хребтовая балка выполнена из двух балок зетового профиля сечением $310 \times 174 \times 125$ мм, на которые сверху приварен по всей длине двутавр сечением $190 \times 75 \times 7$ мм, а к последнему — ушки петель для крышек люков.

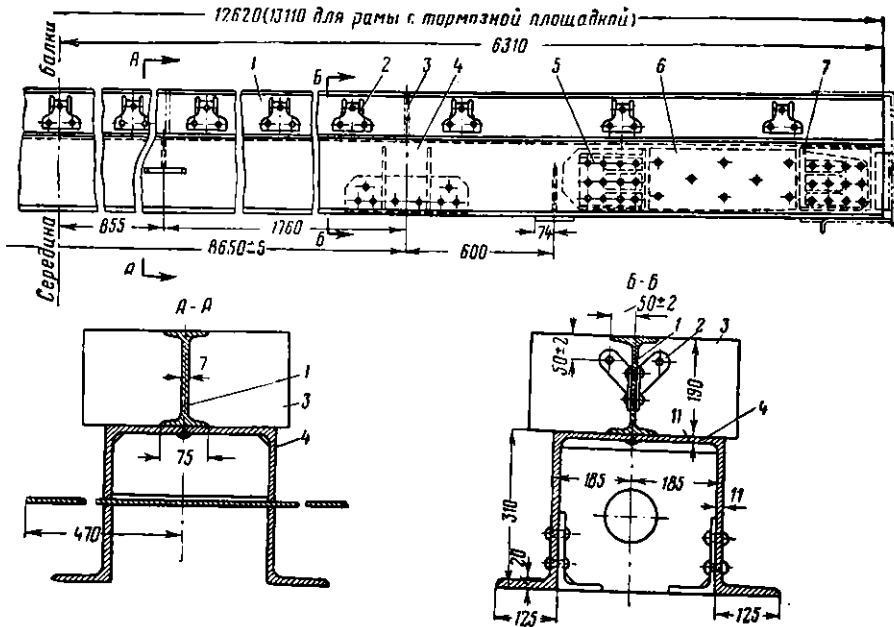


Рис. 100. Хребтовая балка полувагона:

1—двутавровая балка; 2—петля крышки люка; 3—накладка; 4—зетовая боковина; 5—задний упорный угольник; 6—сменная накладка; 7—передний упорный угольник

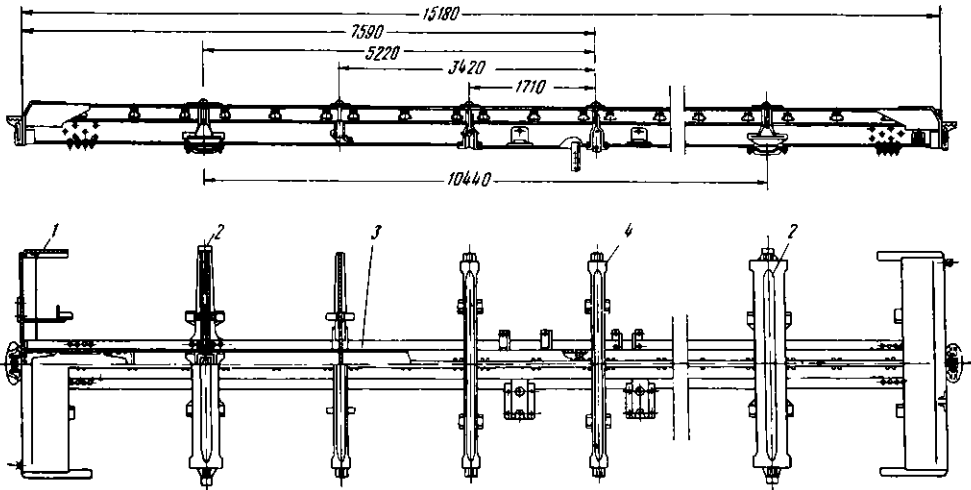


Рис. 101. Рама шестиосного полувагона

Расстояние между вертикальными стенками хребтовой балки 350 мм. По концам балки установлены литые передние упорные угольники, объединенные с розеткой автосцепки. Задние угольники также объединены в одну отливку. На вертикальных стенках хребтовой балки между упорными угольниками прикреплены сменные накладки, предохраняющие стенки балки от истирания. В месте постановки шкворня расположен усиленный литой пятник.

Шкворневая балка (рис. 102, а) коробчатого сечения сварной конструкции состоит из листов: верхнего 1 штампованного толщиной 8 мм, двух вертикальных 2 толщиной 6 мм и нижнего 3 — 10 мм. Верхний лист изготовлен выпуклым для того, чтобы при разгрузке полувагона на нем не задерживался сыпучий груз. На нижнем листе укреплены болтами пятник 5, скользуны 4 и упоры для люковых крышек.

Промежуточные поперечные балки (рис. 102, б) выполнены в виде двутавра и состоят из вертикальных листов 2 толщиной 6 мм, верхних 1 — толщиной 8 мм, отштампованных с продольным гофром, и нижних угольников сечением $50 \times 50 \times 5$ мм. К промежуточным балкам приварены упоры 3 для крышек

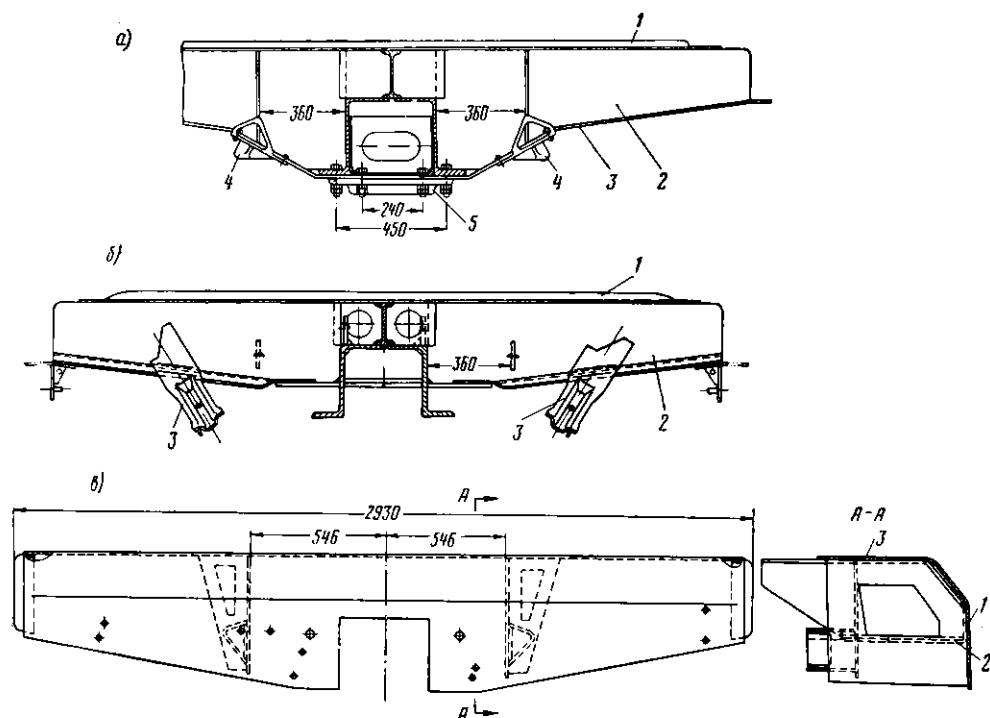


Рис. 102. Поперечные балки рамы шестиосного полувагона

люка, которые ограничивают наклон крышек при открытом положении. Буферный брус (рис. 102, в), отштампованный из листовой стали толщиной 8 мм, имеет ширину верхней горизонтальной полки 3—435 мм, высоту вертикальной стенки 1 — 535 мм и ширину нижней горизонтальной полки 2, приваренной к вертикальной стенке, 340 мм. Посередине в вертикальной стенке вырезано окно для размещения розетки автосцепки.

Рама четырехосной платформы (рис. 103) состоит из хребтовой 2 и двух боковых 1 продольных двутавровых балок, двух буферных брусков 3, двух шкворневых 4 и четырех промежуточных поперечных балок 5.

Продольные балки рамы имеют переменное сечение по высоте, причем сечение с наибольшим размером находится в месте действия наибольшего усилия. У платформ грузоподъемностью 60 т хребтовая и боковые балки выполнены из двутавра № 55 с угловыми вырезами по концам вертикальной стенки, с подогнутыми и приваренными к ним нижними полками. Средние продольные балки, образующие хребтовую балку, связаны между собой ребрами жесткости.

Для предохранения досок пола платформы от излома между хребтовой и боковыми балками расположены промежуточные продольные балки 6 из швеллера № 14а по одной с каждой стороны. У некоторых платформ старой постройки от крайних поперечных промежуточных балок до буферного бруса

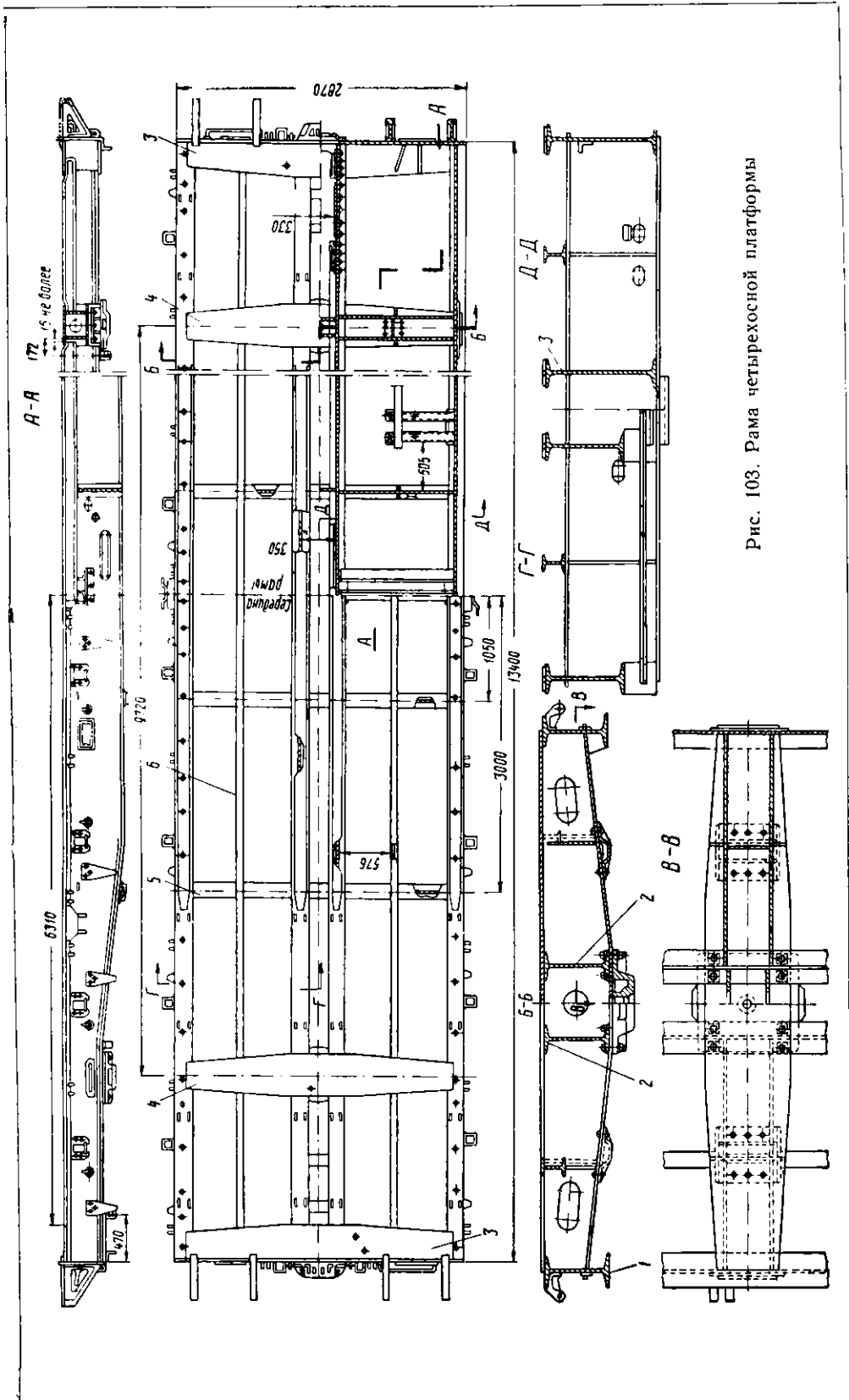


Рис. 103. Рама четырехосной платформы

были укреплены два ряда продольных балок из швеллера № 12, на которые опирался пол платформы.

У рам платформ грузоподъемностью 50 т хребтовая и боковые балки сварены в форме бруса равного сопротивления изгибу из вертикальных и горизонтальных листов, образующих двутавровое сечение этих балок.

Все продольные балки рамы по концам соединены сваркой с буферными брусьями и шкворневыми балками. Между шкворневыми балками размещены промежуточные балки.

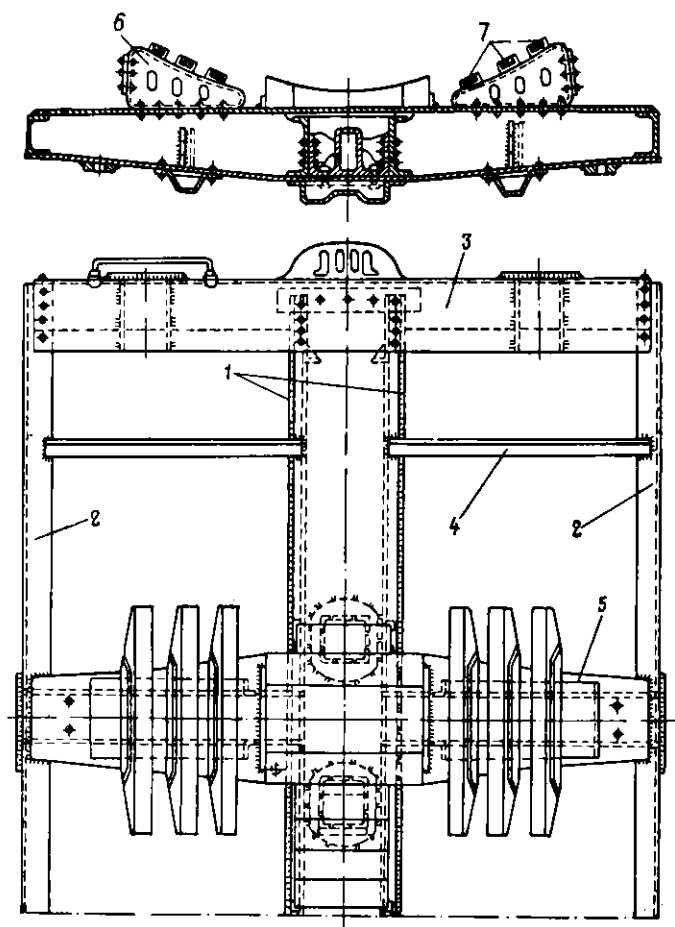


Рис. 104. Консольная часть рамы четырехосной цистерны современной постройки

Буферный брус состоит из верхнего и нижнего горизонтальных листов размерами $2\ 698 \times 360 \times 12$ мм и вертикального — размером $2\ 870 \times 374 \times 10$ мм. Для опоры откинутого торцового борта к брусу прикреплены кронштейны. Шкворневая балка коробчатого сечения собрана из верхнего и нижнего горизонтальных листов сечением 420×12 мм и вертикальных листов толщиной 10 мм.

Рама четырехосной цистерны приспособлена для установки и закрепления на ней котла цистерны. На рис. 104 показана конструкция консольной части рамы цистерны грузоподъемностью 50 т. Рама цистерны состоит из хребтовой балки 1, образованной двумя швеллерами № 30 ($300 \times 100 \times 11$ мм), перекрытыми сверху и снизу накладками сечением 550×8 мм; двух боковых продольных балок 2 из швеллера № 20 ($200 \times 100 \times 8$ мм); двух буферных брусьев 3; двух поперечных промежуточных двутавровых балок 4

и двух шкворневых балок 5. Буферный брус штампованный П-образной или Г-образной формы с уменьшенной высотой по концам и усиленный нижним поясным листом. Он присоединяется к хребтовой и боковой балкам заклепками. Шкворневая балка коробчатого сечения.

Сверху к шкворневым балкам прикрепляются опоры 6, изогнутые по форме котла цистерны со швеллерами, в которые укладывают дубовые бруски 7 для непосредственной опоры котла цистерны. Для увеличения жесткости пятникового места между стенками шкворневой и хребтовой балки установлена стальная отливка, прикрепленная к раме заклепками.

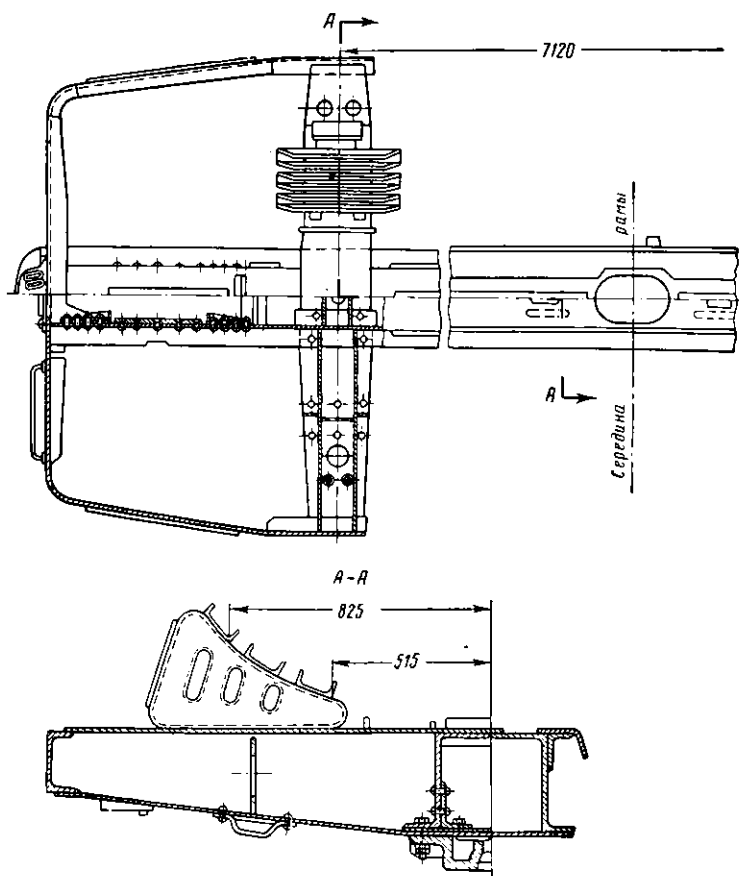


Рис. 105. Рама современной цистерны емкостью 60 м³

Цистерны емкостью 60 м³ имеют хребтовую балку из швеллеров № 30 (300 × 82 × 11,5 × 13,5 мм), перекрытых сверху накладкой сечением 490 × 8 мм, а снизу — 490 × 6 мм. Новые цистерны емкостью 60 м³ выпускаются с хребтовой балкой из специального зетового проката № 31 (рис. 105) с буферным брусом облегченной конструкции. Боковые балки имеются только от буферного бруса до шкворневой балки.

Рама изотермического вагона с металлическим кузовом. Цельнонесущая конструкция металлического кузова вагона позволяет облегчить раму за счет отсутствия хребтовой балки на участке между шкворневыми балками, который перекрывается металлическим полом из гофрированной листовой стали толщиной 2 мм с непрерывным гофром высотой 40 мм. По прочности такая конструкция не уступает раме со сквозной хребтовой балкой.

Рама состоит из боковых продольных балок (поясов) 1 (рис. 106), имеющих форму закругленного уголка сечением 160 × 160 × 77 мм, поперечных балок

из швеллера № 14, шкворневых балок 3 сварной коробчатой конструкции и буферных 5 из швеллера № 30.

Для установки автосцепного устройства в консольной части рамы между буферными брусками и шкворневыми балками сохранен участок хребтовой

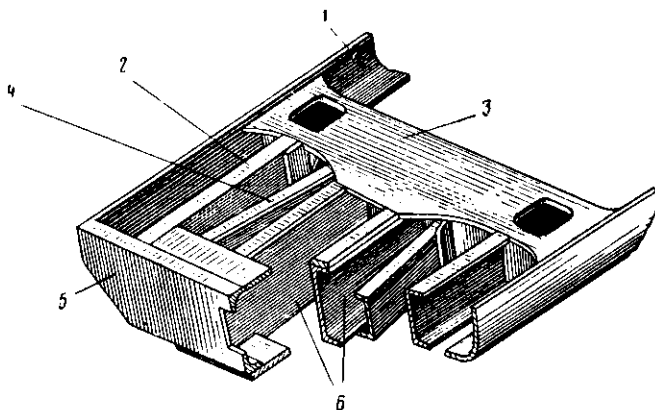


Рис. 106. Консольная часть рамы цельнометаллического изотермического вагона

балки 6 из швеллеров сечением 300×87 мм с расстоянием между ними 350 мм. В месте расположения поглощающего аппарата автосцепки приклепаны накладки длиной 625 и толщиной 11 мм. Таким образом, расстояние между ними в этом месте доведено до 327 мм. Задние упорные угольники поглощающего аппа-

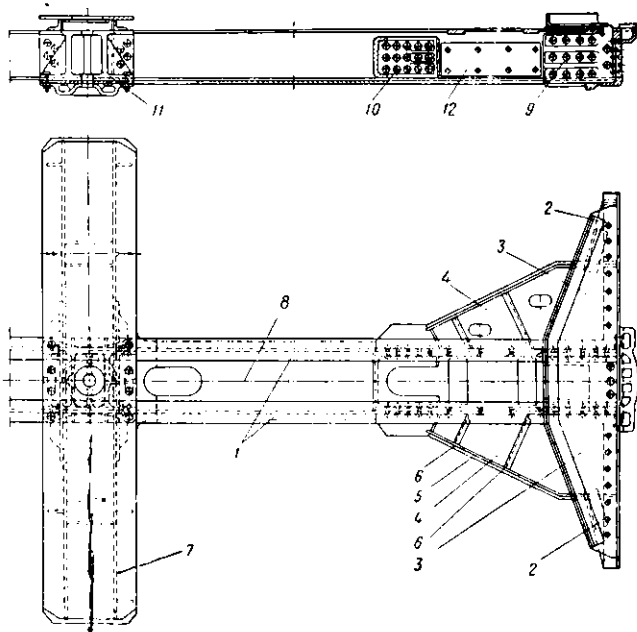


Рис. 107. Консольная часть рамы цельнометаллического пассажирского вагона с хребтовой балкой

рата объединены в единую отливку, прочно соединяющую между собой швеллеры хребтовой балки. В вагонах более поздних выпусков устанавливают передние упорные угольники также цельнолитой конструкции.

Для придания раме необходимой прочности консольные части ее усилены упорными 2 и диагональными балочками 4, изготовленными из швеллеров № 14

и 20. Концы балочек с одной стороны соединены сваркой со шкворневой балкой, а с другой — с буферным брусом.

Рама пассажирских вагонов, имея внешнее сходство с рамами грузовых вагонов, отличаются от последних большими размерами по длине и конструктивным выполнением отдельных узлов.

Рама цельнометаллического пассажирского вагона длиной 23,6 м (рис. 107) состоит из хребтовой и двух шкворневых балок и двух буферных брусьев. Вследствие того, что боковые стены кузова являются несущими элементами, т. е. воспринимают на себя часть вертикальной нагрузки, боковые продольные балки кузова поставлены облегченные зетового сечения с размерами $100 \times 75 \times 6,6$ мм.

Основной частью рамы является хребтовая балка, составленная из двух балок I двутаврового сечения № 30. Расстояние между вертикальными стенками двутавров хребтовой балки равно 350 мм. По концам они соединены стальными отливками, объединяющими в одну деталь 9 передние упорные угольники и розетку автосцепки.

К вертикальным стенкам двутавров хребтовой балки на участках между упорными угольниками 10 и 9 прикреплены предохранительные планки 12, защищающие стенки двутавра от протирания их поглощающими аппаратами.

В местах пересечения хребтовой и шкворневых балок между двутаврами поставлены на заклепках пятниковые отливки 11, усиливающие пятниковые места рамы. На участке между задними упорными угольниками автосцепки и шкворневыми балками хребтовая

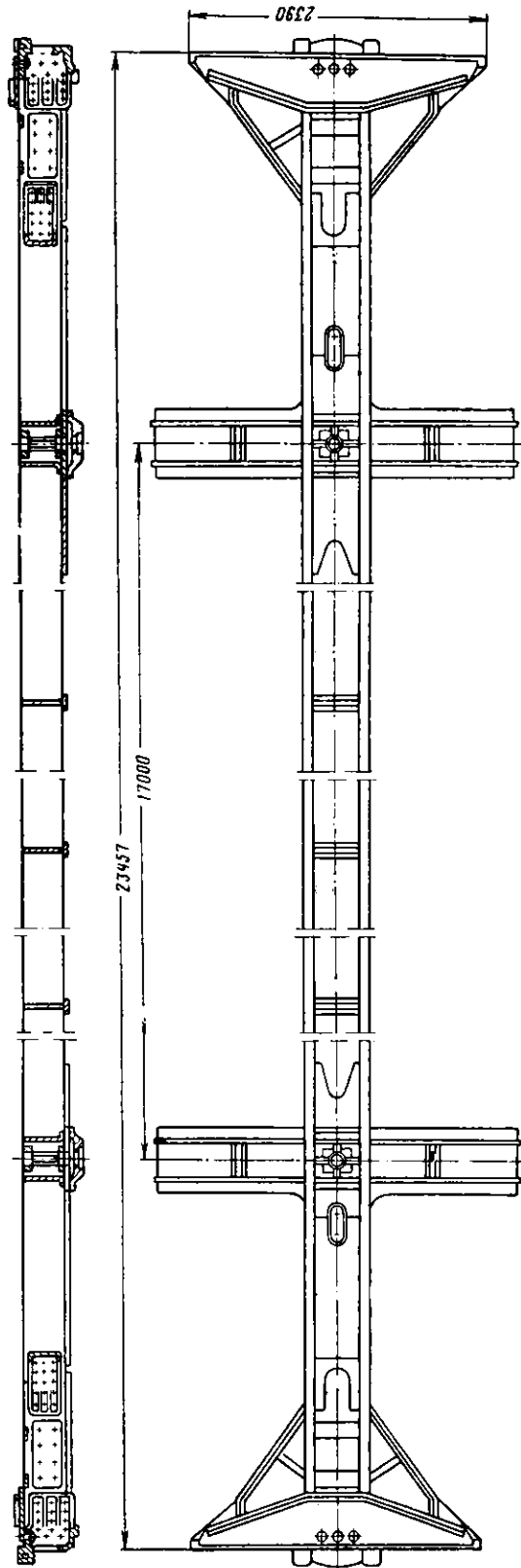


Рис. 108. Рама цельнометаллического пассажирского вагона с кузовом облегченной конструкции

балка усилена нижним горизонтальным листом 8, приваренным к нижним полкам.

Составная шкворневая балка 7 коробчатого сечения сварена из листов толщиной 12 мм и присоединена к хребтовой балке сварными швами.

Буферные брусья состоят из отрезков швеллера № 30, соединенных в середине ударной розеткой автосцепки и усиленных снизу и сверху накладками 2 и 3, подкосным листом 4 с планками 5 и диафрагмой 6.

На балки рамы сверху приваривается стальной лист толщиной 3 мм, на котором укладывается деревянный пол вагона.

Рама цельнометаллического вагона с кузовом облегченной конструкции (рис. 108) отличается от рассмотренной тем, что хребтовая балка выполнена из швеллеров № 30а, толщина верхних и нижних горизонтальных листов шкворневой балки уменьшена с 12 до

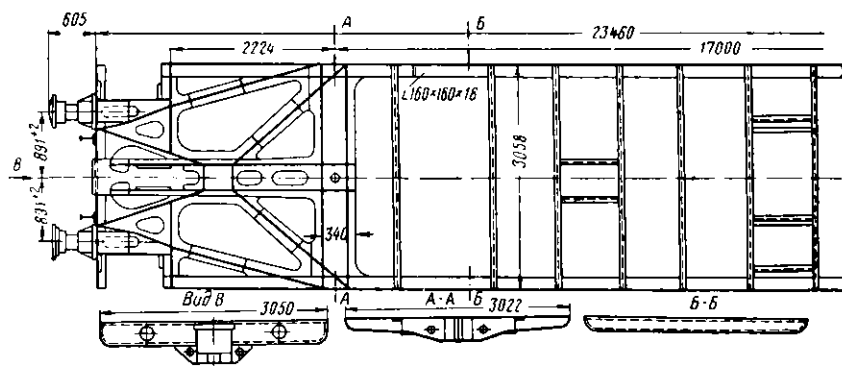


Рис. 109. Рама цельнометаллического пассажирского вагона без хребтовой балки

10 мм и вертикальных листов с 10 до 8 мм. Верхний лист шкворневой балки расположен непосредственно на горизонтальных полках швеллеров хребтовой балки, тогда как у рамы вагона необлегченной конструкции он расположен выше горизонтальных полок двутавровых швеллеров хребтовой балки на 65 мм. Поперечные балки рамы облегченного кузова отштампованы из листовой стали толщиной 8 мм и имеют корытообразный вид.

Рама цельнометаллического вагона без хребтовой балки (рис. 109) состоит из двух буферных брусьев, выполненных из швеллера № 30, двух лобовых балок, расположенных под перегородкой, отделяющей тамбур от остальной части вагона; двух шкворневых балок, сваренных из листовой стали в виде замкнутой коробки, двух коротких участков хребтовой балки из швеллера № 24.

Для придания раме необходимой жесткости от шкворневой балки до элементов хребтовой балки к лобовой балке и буферному брусу поставлены раскосы. Средняя часть рамы имеет только поперечные балки коробчатого сечения. Листы пола изготавливаются из гофрированного стального листа толщиной 1,5 мм и укладываются на поперечные балки рамы. Ударные нагрузки от автосцепки и буферов через консольную часть рамы передаются полу и боковым стенам кузова.

Особенность конструкции цельнометаллических вагонов состоит в том, что их кузов, имея форму трубы, воспринимает не только вертикальные, но и продольные горизонтальные нагрузки, тем самым позволяет значительно облегчить раму вагона.

Рама четырехосных вагонов длиной 20,2 м (рис. 110) сварной конструкции состоит из хребтовой балки 1, образованной двумя швеллерами № 26 (260 × 90 × 10 мм) с расстоянием между ними 327 мм, двух продольных боковых балок 2 того же профиля, двух шкворневых 4 и семи поперечных балок 5 и двух буферных брусьев 3. Швеллеры хребтовой балки

цельные по всей длине рамы. В консольных частях хребтовая балка усилена и ее высота увеличена до 300 мм, что достигается срезом нижней полки и приваркой уголка сечением 150 × 100 × 12 мм. Боковые продольные балки в консольных частях усилены постановкой дополнительных швеллеров, идущих параллельно боковым балкам на участках от первой поперечной промежуточной балки до буферного бруса. Концевые части рамы делаются суженными для того, чтобы ступеньки для входа в вагон не выходили за габарит подвижного состава.

Буферные брусья для придания им большей жесткости усиливаются горизонтальными накладками шириной 360 мм. Для усиления рамы под обеими продольными боковыми балками установлены шпренгели. Струна шпренгеля из-

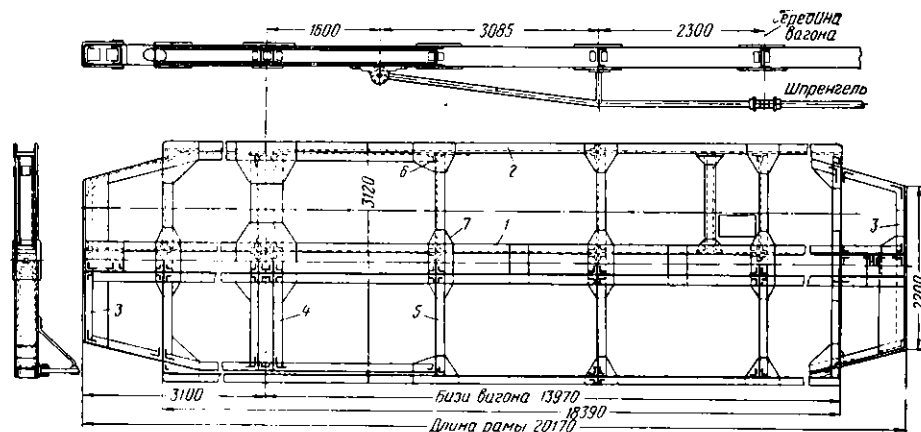


Рис. 110. Рама четырехосного пассажирского вагона длиной 20,2 м

готавливается из стали круглого сечения диаметром 45—55 мм. Своими концами струна шпренгеля прикрепляется к нижним полкам продольной боковой балки рамы. Между нижней полкой продольной боковой балки и струной шпренгеля ставятся две распорные шпренгельные колонки, с помощью которых производится регулировка натяжения шпренгеля. У некоторых вагонов колонки шпренгеля цельные постоянной длины, тогда струны шпренгелей делаются разрезными с винтовой нарезкой. При помощи стяжной гайки, навинченной на концы шпренгелей, производится регулировка натяжения шпренгеля.

3. РАМЫ НЕТЕЛЕЖЕЧНЫХ ВАГОНОВ

Рама старотипного двухосного крытого грузового вагона не имела хребтовой балки и состояла из двух продольных швеллеров № 24 и двух буферных брусьев также из швеллера № 24. В средней части рама имела два средних поперечных бруса, называемых аппаратными, два продольных, четыре поперечных промежуточных и четыре диагональных бруса. Такие рамы не удовлетворяли требованиям постановки автосцепки и поэтому при переоборудовании двухосных крытых вагонов с винтовой упряжи на автосцепку эти рамы были переоборудованы, после чего все деревянные брусья рамы сняты, взамен них поставлены металлические и введена хребтовая балка по всей длине рамы (рис. 111).

Хребтовая балка такого вагона состоит из двух швеллеров размером 300 × 87 × 1,5 мм или двух зетов 310 × 185 × 123 × 20 × 11 мм (как у четырехосных грузовых вагонов). Расстояние между швеллерами (без учета предохранительных планок) равно 350 мм.

Все поперечные балки делаются металлическими: средние из швеллера № 12, буферные брусья — № 24, усиленные верхними и нижними накладками шириной 300 и толщиной 8 мм.

Рама крытого двухосного грузового вагона грузоподъемностью 20 т (рис. 112) посередине имеет два швеллера I , расположенных на расстоянии 327 мм один от другого, образующих хребтовую балку. Две боковые продоль-

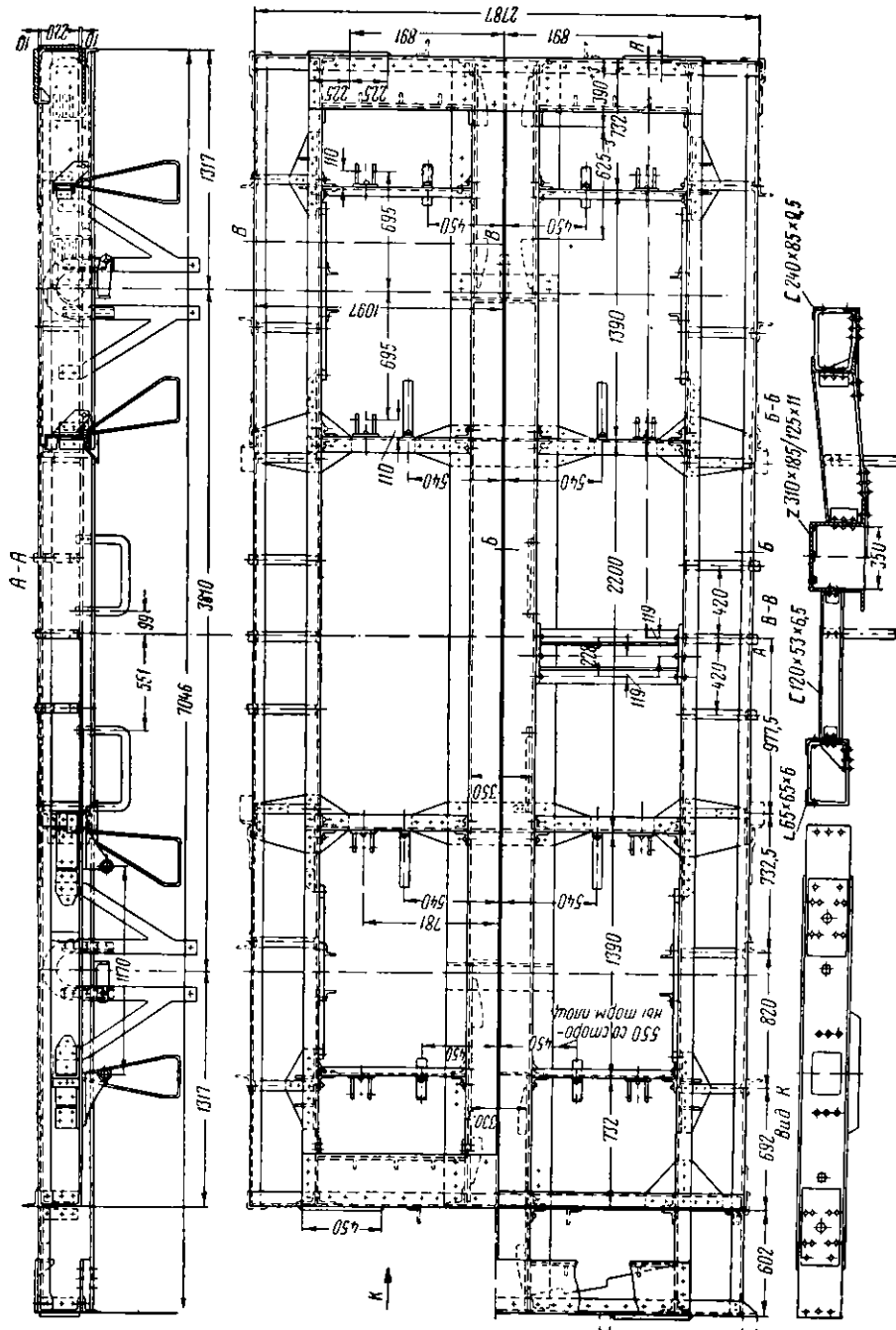


Рис. 111. Рама двухосного крытого вагона, приспособленная под автосцепку (верхняя часть плана — без тормозной площадки, нижняя — с площадкой)

ные балки 2 рамы скрепляются с хребтовой балкой буферными брусьями 3 из швеллера № 24 и четырьмя поперечными промежуточными балками 4, из которых средние из швеллера № 24, а крайние из швеллера № 12.

К боковым продольным балкам рамы крепятся кузовные кронштейны 6, соединенные по длине обвязочными угольниками 5, к которым приклепываются металлические стойки кузова.

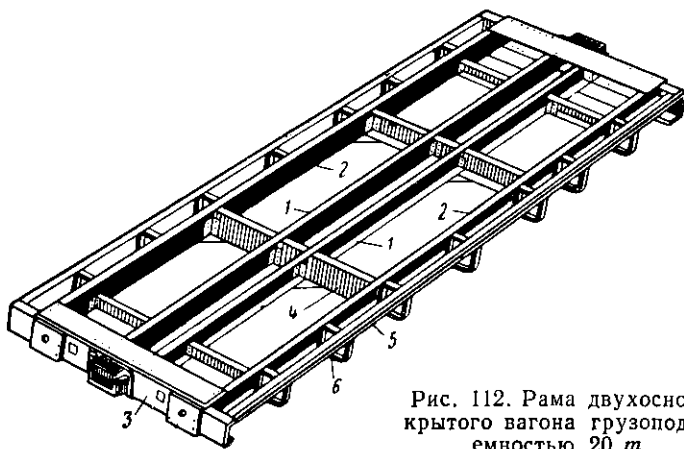


Рис. 112. Рама двухосного крытого вагона грузоподъемностью 20 т

Рамы нетележечных вагонов других типов (платформы, цистерны, изо-термические) имеют устройства, аналогичные рамам крытых вагонов, и различаются по длине и размерам некоторых элементов рамы.

Контрольные вопросы

1. Какое назначение имеет рама вагона?
2. Как подразделяются рамы вагонов?
3. Назовите основные части рам и укажите их назначение.
4. Как устроены рамы шестиосных полувагонов?
5. В чем заключаются особенности конструкции рам платформ?
6. Опишите устройство рам цистерн.
7. Как устроены рамы цельнометаллических пассажирских вагонов?

Г Л А В А VII

УДАРНО-ТЯГОВЫЕ УСТРОЙСТВА

1. НАЗНАЧЕНИЕ УДАРНО-ТЯГОВЫХ УСТРОЙСТВ

Ударно-тяговые устройства установлены на обоих концах вагона и предназначены для сцепления вагонов между собой и с локомотивом, удержания вагонов на определенном расстоянии друг от друга, передачи растягивающих и сжимающих усилий от одного вагона к другому, смягчения действия ударно-тяговых усилий. Ударно-тяговые устройства являются ответственными частями вагона, они должны обеспечивать достаточную гарантию против разрыва поезда и потому все части их должны быть прочны и надежны в работе.

Развитие и усовершенствование различных конструкций сцепок привело к созданию автосцепного устройства, обеспечивающего сцепление вагонов автоматически при их нажатии или соударении. В настоящее время такое устройство является основным типом сцепного и тягового прибора; им оборудуются все вновь строящиеся вагоны грузового и пассажирского парка. В мае 1957 г. было завершено оборудование автосцепкой всех вагонов грузового парка.

Упряжь с винтовой стяжкой сохранилась на небольшом количестве грузовых вагонов прежней постройки, эксплуатируемых на путях промышленного транспорта и на части пассажирских вагонов, курсирующих в поездах местного сообщения.

2. КЛАССИФИКАЦИЯ УДАРНО-ТЯГОВЫХ УСТРОЙСТВ

В зависимости от конструкции различают объединенные и раздельные ударно-тяговые устройства. В объединенном устройстве совмещены тягово-сцепные и ударные приборы. К таким устройствам относится автосцепка, которая располагается посередине буферного бруса и поэтому называется также центральным ударно-тяговым прибором.

Раздельные ударные и тяговые (упряжные) приборы устанавливаются на буферном брусе рамы вагона. По краям буферного бруса располагаются упругие ударные приборы — буфера, передающие и смягчающие действие ударных усилий, а также удерживающие вагоны на определенном расстоянии друг от друга; посередине бруса устанавливается упряжной прибор с крюком и стяжкой, предназначенный для сцепления вагонов, передачи и смягчения действия тяговых усилий.

В зависимости от способа передачи раме вагона тягового усилия упряжь разделяется на сквозную и несквозную.

Сквозная упряжь составляет в сформированном поезде как бы непрерывную цепь, и тяговое усилие от локомотива передается на крюк первого вагона, затем на крюк следующего вагона и так далее до последнего вагона. Рама вагона в этом случае воспринимает только часть тягового усилия локомотива, равную сопротивлению данного вагона. Такая упряжь устанавливалась на вагонах, не имеющих хребтовых балок. Она имеет тяговые крюки со штангами, проходящими через весь вагон, и один пружинный аппарат в середине вагона.

При несквозной упряжи крюк с коротким стержнем через гайку с шайбой давит на витую пружину, которая, упираясь во внутреннюю сторону буферного бруса, передает усилие тяги через раму на крюк другого конца и далее через стяжку на следующий вагон. Таким образом, в этом случае вагоны не все сразу приходят в движение, а последовательно от первого до последнего в составе поезда. Рама вагона воспринимает все тяговое усилие, передаваемое упряжью, поэтому при несквозной упряжи требовалась более мощная рама вагона, чем при сквозной. Несквозная упряжь применялась на вагонах, рамы которых имели хребтовые балки.

Соединение крюков двух смежных вагонов или же крюка вагона с крюком локомотива при ручном сцеплении производится винтовой стяжкой, укрепленной на тяговом крюке.

Сцепление вагонов между собой в составе поезда должно быть обязательно двойным (ПТЭ, § 153) и производится следующим образом: скобы стяжки надевают на головки крюков, верхнюю стяжку свинчивают до соприкосновения тарелок буферов, а нижнюю оставляют несколько ослабленной; она является запасной на случай обрыва верхней рабочей стяжки.

3. НАЗНАЧЕНИЕ И УСТРОЙСТВО БУФЕРНЫХ ПРИБОРОВ

Для восприятия продольных ударов при движении поезда и при маневрах, а также для удержания вагонов в составе поезда на определенном расстоянии друг от друга на пассажирских вагонах устанавливаются с каждой стороны по два буферных прибора (рис. 113). Буферный прибор пассажирского вагона с винтовой упряжью (рис. 113, а) состоит из стержня с тарелкой 1, стакана 4, нажимной шайбы 2, пружины 3, гайки 5 и шплинта 6. Правый прибор (если стать лицом к буферному брусу) всегда имеет стержень с плоской тарелкой, а левый — с выпуклой. Благодаря этому при соударении двух вагонов плоская тарелка соприкасается с выпуклой, что уменьшает трение между тарелками и обеспечивает свободное перемещение тарелок по отношению друг к другу при проходе вагонов по кривым участкам пути.

Пассажирские вагоны старой постройки, оборудованные автосцепкой, снабжены специальными удлиненными буферными приборами (рис. 113, б). Они

состоят из удлиненного стержня 1, стального литого стакана 2, нажимной шайбы 3, внутреннего стакана 4, двух малых пружин 5 и 8, разделенной промежуточной шайбой 6, большой пружины 7 и поддона 9. В нормально отрегулированном буферном приборе расстояние от плоскости буферной тарелки до буферного бруса составляет 675 ± 10 мм.

Цельнометаллические и пассажирские вагоны имеют четыре типа буферных приборов, значительно отличающихся по конструкции от ранее описанных.

Буферные приборы вагонов постройки 1949—1951 гг. состоят из стального литого стакана, прикрепленного четырьмя болтами к буферному брусу, и литого цилиндрического стержня с приклепанной к фланцу тарелкой. В стержне имеются вырезы и чека, которая предохраняет его от выпадения из стакана. В буферном приборе расположены малая и большая пружины, амортизирующие толчки и удары. При передаче усилий пружины работают последовательно.

С 1951 г. цельнометаллические вагоны оборудуются облегченными буферными приборами (рис. 113, в). Такой прибор состоит из стального литого цилиндра с тарелкой 1 и стакана 4. Внутри цилиндра находится диск 2 для упора и ограничения хода внутренней пружины 3, один конец которой упирается в диск, а другой — в дно 6 стакана, прижимаемого к пружине 5 большего диаметра. Поперечный клин заменен двумя продольными клиньями 7. К буферному стакану двумя болтами присоединен поддон 8, имеющий направляющий патрубок для большой пружины. К буферному брусу рамы вагона прибор крепится четырьмя болтами диаметром 1" с корончатыми гайками. Данный буферный прибор имеет вылет 605 мм, ход 155 мм и конечное усилие сжатия 675 кг.

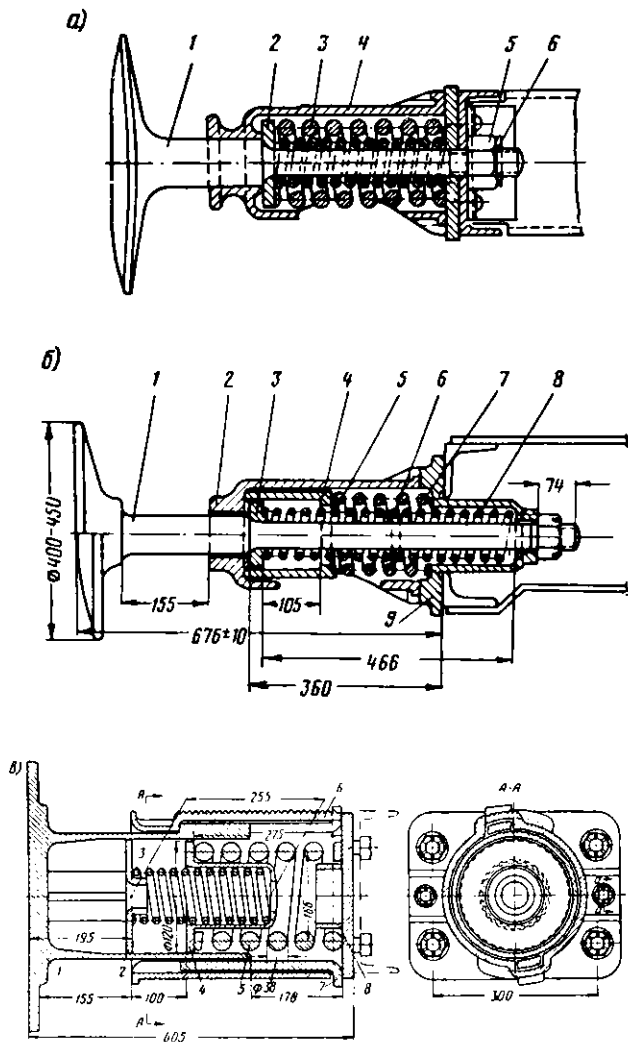


Рис. 113. Буферные приборы

4. АВТОСЦЕПНОЕ УСТРОЙСТВО

Автосцепное устройство обеспечивает автоматическое сцепление вагонов между собой и вагонов с локомотивом при их нажатии или соударении. Разъединение сцепленных единиц производится поворотом рукоятки расцепного прибора, расположенного сбоку вагона или локомотива.

Такое ударно-тяговое сцепное устройство приспособлено также для восприятия и передачи растягивающих (тяговых) и сжимающих усилий, а также ударных нагрузок, возникающих в поезде и при маневрах.

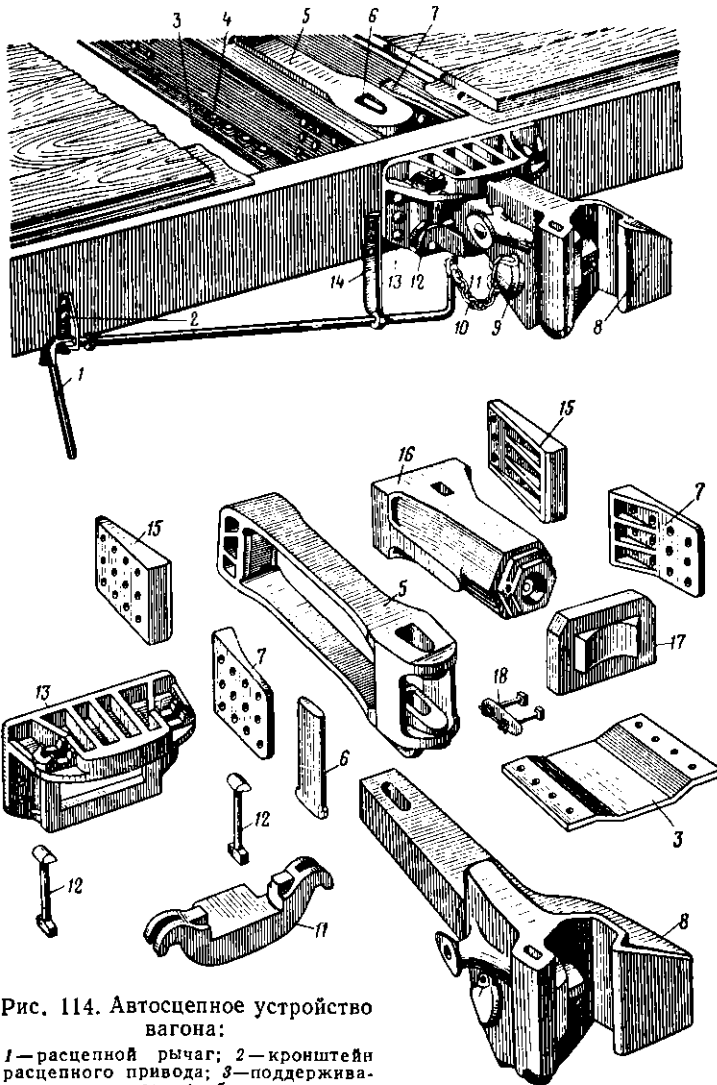


Рис. 114. Автосцепное устройство вагона;

1—расцепной рычаг; 2—кронштейн расцепного привода; 3—поддерживающая планка; 4—болт поддерживающей планки; 5—тяговый хомут; 6—клин тягового хомута; 7—передний упорный угольник; 8—автосцепка; 9—валик подъемника; 10—цепь расцепного привода; 11—центрирующая балочка; 12—маятниковая подвеска; 13—ударная розетка; 14—державка расцепного привода; 15—задний упорный угольник; 16—поглощающий аппарат; 17—упорная плита; 18—болт с запорной планкой

Оборудование автосцепным устройством подвижного состава железных дорог позволило значительно увеличить вес поезда, ускорить маневровую работу и особенно формирование поездов, что в свою очередь значительно сократило время простоя вагонов на станциях и ускорило оборот вагонов.

Важным преимуществом автосцепного устройства является то, что сцепление подвижного состава происходит автоматически, без участия сцепщика, в результате чего ликвидирован опасный и тяжелый труд сцепщиков.

Полный комплект автосцепного устройства одного конца вагона (рис. 114) состоит из корпуса автосцепки и расположенного в нем механизма сцепления (автосцепки); расцепного привода; центрирующего прибора; упряжного устройства с поглощающим аппаратом; поддерживающих и направляющих деталей.

Классификация автосцепок

Все имеющиеся конструкции автосцепок разделяются на жесткие и нежесткие (рис. 115).

При сцеплении двух автосцепок жесткого типа исключается возможность их вертикального перемещения относительно друг друга. При этом продольные оси сцепленных автосцепок располагаются на одной прямой (рис. 115, а). Возможность горизонтального перемещения сцепленных такими автосцепками вагонов при движении поезда обеспечивается специальным шарнирным соединением хвостовика автосцепки с рамой вагона.

Автосцепки нежесткого типа в сцепленном положении допускают взаимное перемещение их корпусов в вертикальной плоскости (рис. 115, б). Перемещение в горизонтальной плоскости обеспечивается шарнирным соединением хвостовика с тяговым хомутом упругого устройства.

Автосцепка жесткого типа по сравнению с автосцепкой нежесткого типа имеет следующие преимущества:

- а) отсутствие сложного центрирующего аппарата;
- б) отсутствие сложного шарнира между хвостовиком корпуса и тяговым хомутом;
- в) способность смягчать вертикальные колебания вагонов и усилия, выжимающие кузов вверх;
- г) возможность передавать тяговые и ударные усилия непосредственно хребтовой балке рамы вагона.

Недостатками автосцепки нежесткого типа являются повышенный износ направляющих и рабочих поверхностей, а также увеличенный вес корпуса автосцепки вследствие работы его на изгиб при смещении голов автосцепок по вертикали.

Подвижной состав наших железных дорог оборудован автосцепками нежесткого типа; автосцепками жесткого типа оснащены вагоны метро.

Автосцепка

Устройство автосцепки. Автосцепка (рис. 116) является основной частью автосцепного устройства. Она состоит из корпуса и механизма сцепления— замка, замкодержателя, собачки, подъемника замка, валика подъемника, болта валика.

Корпус автосцепки стальной литой, состоит из полой головной части, в которой помещается весь механизм сцепления, и пустотелого хвостовика прямоугольного сечения с вертикальным отверстием *б* в конце для клина, соединяющего корпус автосцепки с тяговым хомутом.

Головная часть автосцепки имеет зев, образованный большим *1* и малым *4* зубьями, которые служат для сцепления и восприятия тяговых и ударных усилий. Торцовые поверхности малого зуба и зева воспринимают сжимающие (ударные) усилия. Тяговые усилия передаются тыловыми поверхностями большого и малого зубьев. На вертикальной стенке зева имеется окно кармана, в котором размещаются замок *3* и лапа замкодержателя *2*.

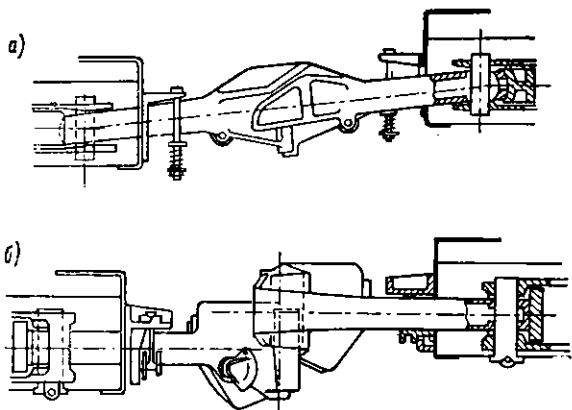


Рис. 115. Автосцепки:
а— жесткая; б— нежесткая

На головной части автосцепки сбоку со стороны малого зуба имелся прилив — ухо 6, на которое надевалась скоба винтовой стяжки для сцепления автосцепки и винтовой упряжи при маневровой работе. В настоящее время корпус автосцепки изготавливают без прилива. В верхней части автосцепки имеется упор 7, который передает удары через розетку на буферный брус и хребтовую балку в тех случаях, когда поглощающий аппарат будет полностью сжат.

Горизонтальная проекция большого и малого зубьев, зева и выступающей части замка называется контуром зацепления (рис. 117). Форма и размеры контура зацепления автосцепки стандартизированы (ОСТ НКПС 6453/103), что обеспечивает взаимосцепляемость автосцепок.

На подвижном составе эксплуатируется автосцепка образца 1938 г., отдельные детали которой впоследствии были модернизированы в 1945 г. Ранее применявшаяся автосцепка образца 1935 г. имела недостаточную прочность.

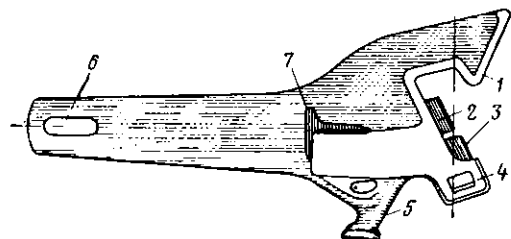


Рис. 116. Автосцепка

При статической нагрузке она выдерживала разрывное усилие не более 200 т и разрушение происходило главным образом по перемычке хвостовика.

Корпус автосцепки образца 1938 г. обладает значительной прочностью за счет увеличения толщины стенок хвостовика и головы на 2—4 мм и выполнения монолитного хвостовика. Усиленный корпус способен сопротивляться разрывному статическому усилию свыше 300 т. Вес корпуса образца 1938 г. составляет 171 кг.

Для более надежной работы механизм автосцепки в 1945 г. был модернизирован. В конструкции замка несколько видоизменена форма овального выреза. В замкодержателе уменьшена длина овального отверстия и усилено сечение около противовеса. Увеличена высота и несколько изменено очертание упорной торцевой части верхнего плеча собачки. Для предотвращения самопроизвольного поворота валика подъемника, что возможно при нажатии на него большого зуба соседней автосцепки, снята фаска на балансире по всему его периметру.

В корпусе автосцепки с деталями образца 1954 г. при сохранении веса произведены изменения в размерах некоторых деталей и уточнены литейные допуски на все основные размеры.

В голове корпуса автосцепки имеются карман для размещения механизма для автоматического сцепления, а также приливы, служащие для правильного размещения и опоры деталей этого механизма.

Механизм автосцепки (рис. 118) состоит из замка 1, замкодержателя 2, собачки 3 (предохранитель замка), подъемника 4, валика подъемника 5, болта с гайкой и двумя запорными шайбами 6 для закрепления валика подъемника.

З а м о к предназначен для замыкания сцепленных автосцепок. В нижней части имеет радиальную поверхность *a*, которой он становится на наклонное дно кармана в голове автосцепки. От продольного нажатия замок перекачивается этой поверхностью по дну кармана, перемещаясь внутрь него, по прекращении нажатия замок возвращается в начальное положение под действием своего веса.

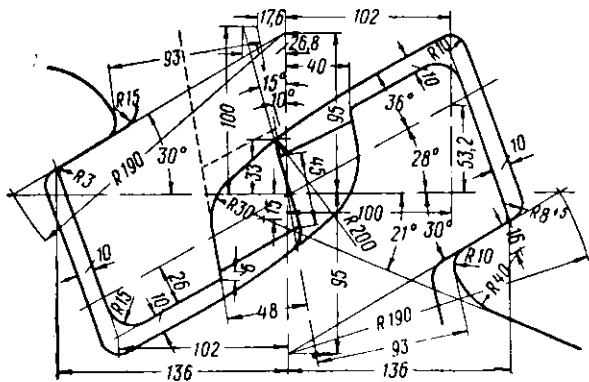


Рис. 117. Контур зацепления

Вверху замка имеется цилиндрический прилив *б* для навешивания собачки. В середине сделан овальный вырез *в*, через который проходит стержень валика подъемника. Внизу замка отлит направляющий зуб *г* и сигнальный отросток *д*, окрашенный в красный цвет. Направляющий зуб обеспечивает перекачивание замка по опоре без продольного смещения.

Замок устанавливается в голове автосцепки таким образом, что под действием собственного веса он выходит наружу. Это положение соответствует замкнутому или сцепленному состоянию автосцепок.

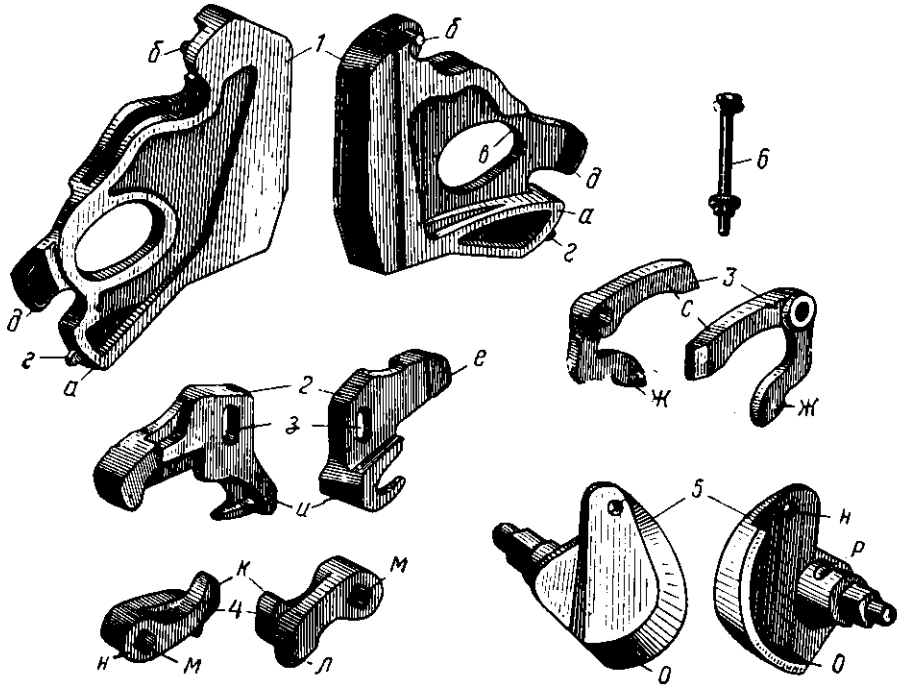


Рис. 118. Детали механизма автосцепки

Замкодержатель предохраняет от самопроизвольного расцепления автосцепок. Кроме того, он вместе с подъемником удерживает замок в расцепленном положении до разведения автосцепок. В передней части замкодержатель имеет лапу *и* и противовес *е*. В средней его части предусмотрено овальное отверстие *з*, которым замкодержатель навешивается на шип, имеющийся внутри головы автосцепки вверху, со стороны большого зуба. Снизу, под овальным отверстием, расположен прямоугольный выступ, называемый расцепным углом. До сцепления автосцепок замкодержатель располагается так, что его противовес опущен вниз, а лапа выходит из зева.

Собачка, взаимодействуя с замкодержателем, предохраняет сцепленные автосцепки от самопроизвольного расцепления в пути следования поезда. Собачка представляет собой двуплечий рычаг с круглым отверстием для навешивания на цилиндрический прилив замка (шип). Верхнее плечо *с* предназначено для упора в противовес замкодержателя в сцепленной автосцепке. С помощью нижнего плеча *ж* производится поворот собачки и выключение предохранителя от саморасцепа при расцеплении автосцепок.

Подъемник замка предназначен для того, чтобы при расцеплении автосцепок нажать на нижнее плечо собачки, отвести замок из зева внутрь головы и с помощью замкодержателя поддерживать его в расцепленном положении до разведения автосцепок. С помощью подъемника обеспечивается также удержание замка в верхнем положении при установке автосцепки для работы «на буфер».

Подъемник оканчивается двумя пальцами: широким *к* для перемещения собачки, а также замка и узким *л* для взаимодействия с расцепным углом замкодержателя. Квадратное отверстие *м* служит для прохода стержня валика подъемника. Буртик *н* предохраняет подъемник от выпадения через овальное отверстие замка.

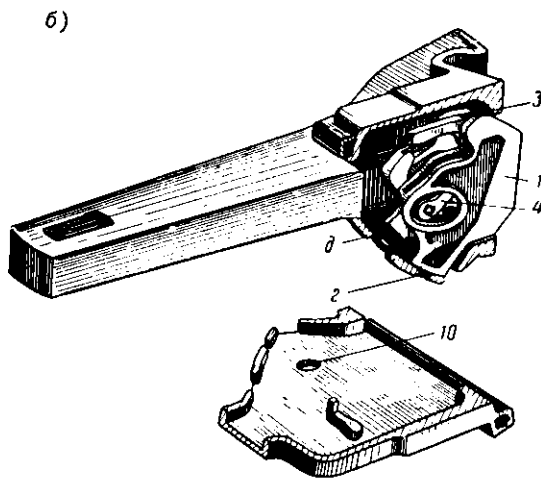
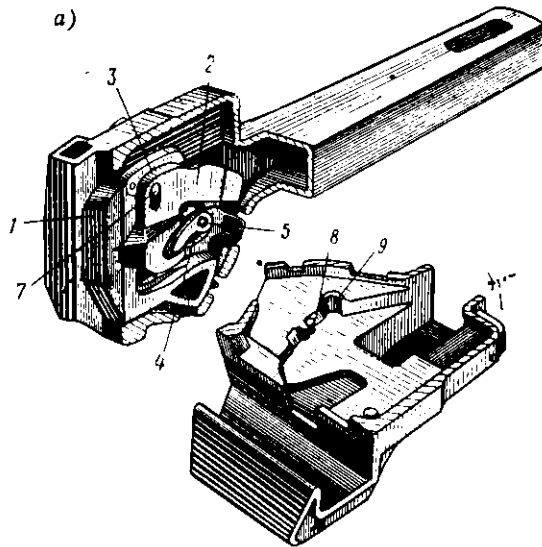


Рис. 119. Автосцепка в разрезе:
а — вид со стороны большого зуба; б — вид со стороны
малого зуба

вправо к внутренней стенке корпуса автосцепки, чтобы не мешать постановке замка на место. Далее замкодержатель *2* противовесом вперед вводится в полость головы и овальным отверстием навешивается на шип *7* стенки корпуса со стороны большого зуба. После этого навешивается собачка *3* отверстием на прилив замка *б* так, чтобы ее нижнее плечо прошло в паз замка. Замок *1* вместе с собачкой вводится в карман корпуса таким образом, чтобы замок стал на свою опору, а верхнее плечо собачки на полочку. При постановке замка нужно из-под лапы замкодержателя нажать металлическим стержнем на нижнее фигурное плечо собачки для того, чтобы поставить верхнее плечо на свою опору — полочку. Сигнальный отросток *д* и направляющий зуб *г* должны разместиться в соответствующих отверстиях наклонного дна кармана корпуса автосцепки. Имеющееся там же третье отверстие предназначено для предупреждения загрязнения кармана.

Со стороны малого зуба через отверстие *10* вставляется валик подъемника,

Валик подъемника служит для поворота подъемника замка при расцеплении автосцепок и для ограничения выхода замка из кармана корпуса в зев собранной автосцепки. Стержень валика в средней части имеет квадратную форму со срезанными углами соответственно отверстию в подъемнике. Балansir *о* облегчает возвращение валика в начальное положение. Отверстие служит для соединения с цепью расцепного привода, а выемка *р* предназначена для прохода запорного болта.

Болт валика подъемника с гайкой и двумя запорными шайбами удерживает в собранном состоянии все детали механизма автосцепки. Болт вставляется в отверстие прилива корпуса автосцепки.

Сборка и разборка механизма автосцепки. Сборка механизма производится в следующем порядке (рис. 118 и 119). Внутри корпуса автосцепки вводится подъемник *4* замка и свободно кладется на имеющуюся внизу опору *8* и козырек *9* широким пальцем кверху. Подъемник должен быть плотно прижат

проходя через овальный вырез в замке и далее через квадратное отверстие подъемника замка, который таким образом оказывается насаженным на валик. При постановке валика необходимо следить, чтобы отверстие в его балансира, служащее для соединения с цепью расцепного рычага, находилось обязательно вверх. Круглый конец стержня валика входит в отверстие корпуса со стороны большого зуба.

После сборки проверяется действие механизма автосцепки. Проверенный исправный механизм должен быть закреплен в корпусе запорным болтом диаметром 10 и длиной 90 мм. Болт пропускается через вертикальное отверстие в приливе корпуса и вырез в валике подъемника около балансира и закрепляется внизу гайкой. Края верхней шайбы загибаются на грани головки болта, а нижней — на грани гайки.

Разборка механизма производится в обратном порядке. Сначала отделяют привод от автосцепки; для этого вынимают шплинт валика, соединяющего ушко цепи расцепного привода, шайбу и валик. Далее отгибают запорные

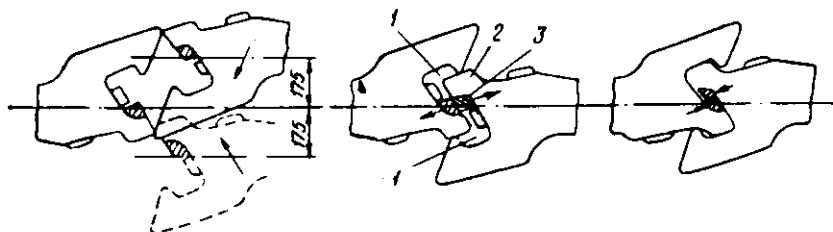


Рис. 120. Схемы последовательного положения автосцепок при сцеплении:
1 — зев; 2 — малый зуб; 3 — замок; 4 — большой зуб

шайбы, отвинчивают гайку, вынимают болт валика подъемника, затем извлекают из корпуса автосцепки валик подъемника. После этого через отверстие кармана из корпуса автосцепки легко вынимают замок с собачкой, замкодержатель и подъемник замка.

Взаимодействие частей механизма автосцепки. Сцепление автосцепок. Автосцепки перед сцеплением могут занимать различные положения относительно друг друга; так, например, продольные оси сцепляемых автосцепок могут находиться на одной прямой или продольные оси могут быть смещены относительно друг друга в вертикальном или горизонтальном направлении. Смещение осей в вертикальном направлении (разность по высоте между продольными осями двух сцепляемых автосцепок в поезде) допускается не более 100 мм, а в горизонтальном (от оси вагона) не более 175 мм (рис. 120).

Сцепление автосцепок происходит автоматически, при этом механизм автосцепки действует следующим образом.

При нажатии автосцепки скользят одна по другой в горизонтальной плоскости и направляются скошенными поверхностями зубьев так, что малый зуб 2 и замок 3 каждой из двух автосцепок входят в зев 1 другой автосцепки. При этом вначале замки автосцепок под давлением малых зубьев перемещаются внутрь головной части, а после того как малые зубья стали на свои места, замки, ничем более не удерживаемые, под действием собственного веса опускаются в образовавшееся пространство и занимают свое нижнее положение, запирая этим автосцепки, т. е. препятствуя обратному выскальзыванию малых зубьев.

При опускании замков в нижнее положение концы верхних плеч собачек 1 (рис. 121) располагаются против упоров противовесов замкодержателя 2. Благодаря такому положению у сцепленных автосцепок исключена возможность перемещения замков 3, так как этому препятствуют собачки, которые будут упираться каждая в противовес своего замкодержателя при возникновении продольных сил, действующих на замки. Таким образом, при сцеплении автосцепок происходит автоматическое включение предохранителей от саморасцепа.

Расцепление автосцепок происходит после перемещения замка одной из сцепленных автосцепок внутрь кармана. Для этого нужно расцепным приводом повернуть валик подъемника любой из двух сцепленных автосцепок. Вместе с валиком будет вращаться и подъемник 3 (рис. 122), по-

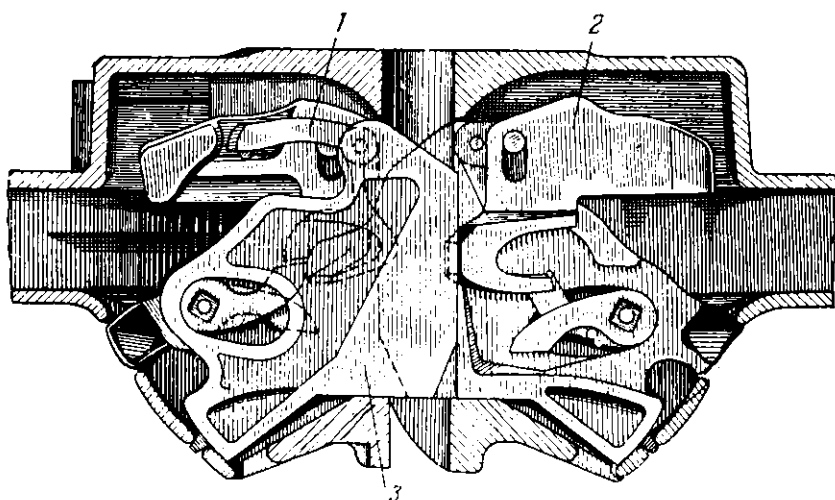


Рис. 121. Положение механизмов сцепленных автосцепок

следний верхним широким пальцем *a* нажимает на нижнее фигурное плечо собачки 2, отчего верхнее плечо поднимается и становится выше противовеса замкодержателя 1; этим выключается предохранитель и создается возможность свободного перемещения замка.

При дальнейшем вращении валика подъемника широкий верхний палец *a* подъемника упирается на выступ замка 4 и, нажимая на него, отводит замок из зева внутрь корпуса автосцепки. Во время этого движения узкий палец подъ-

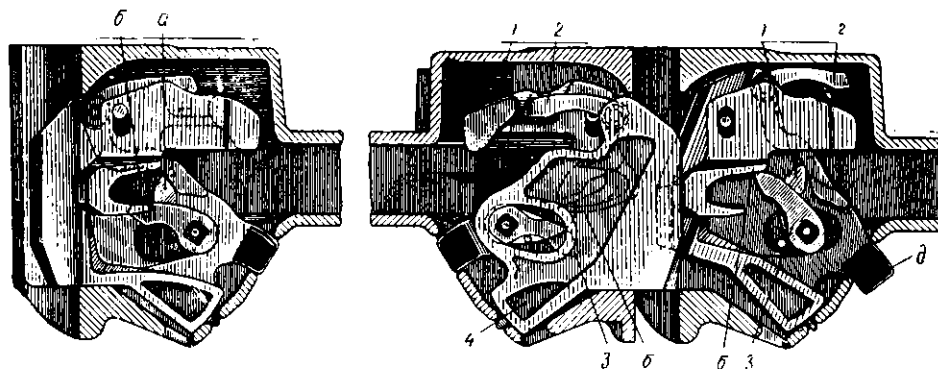


Рис. 122. Положение механизма при расцеплении

емника подходит к расцепному углу замкодержателя и нажимает на него снизу; при этом замкодержатель благодаря овальному отверстию поднимается по шипу корпуса вверх и пропускает узкий палец подъемника мимо расцепного угла. Освобожденный от нажатия снизу замкодержатель под действием собственного веса опускается вниз на шип корпуса, а узкий палец подъемника оказывается расположенным за расцепным углом замкодержателя. Такое состояние деталей механизма характеризует его расцепленное положение и легко определяется по сигнальному отростку замка, выступающему снизу кармана корпуса автосцепки.

Замок при этом будет находиться в верхнем положении до разведения вагонов, потому что его удерживает широкий палец *a* подъемника, а подъемник повернуться назад не может, так как он упирается узким нижним пальцем *b* в вертикальную грань расцепного угла замкодержателя, а лапа замкодержателя упирается в малый зуб автосцепки соседнего вагона.

При разведении вагонов малые зубья соседних автосцепок выходят из зевов, лишая лапу замкодержателя упора. Не встречая сопротивления, замкодержатель под влиянием своего противовеса повернется вокруг точки подвешивания и при этом выйдет в зев автосцепки, расцепной угол переместится и освободит подъемник *3* и замок *4*, которые под действием собственного веса опустятся в нижнее положение. Таким образом, после разведения вагонов механизм автосцепки снова будет подготовлен к новому сцеплению.

Восстановление сцепления и установка механизма автосцепки «на буфер». Восстановление сцепления ошибочно расцепленных вагонов, еще не разведенных, производится следующим образом.

Необходимо зайти между вагонами и через нижнее отверстие в корпусе автосцепки со стороны большого зуба нажать рукояткой молотка, сигнальным флажком или другим подобным предметом на отросток лапы замкодержателя. От нажатия замкодержатель поднимется вверх и узкий палец подъемника лишится своей опоры, после чего подъемник и замок опустятся в свое нижнее положение и автосцепки вновь окажутся сцепленными.

При установке автосцепки для работы «на буфер», т. е. в такое положение, при котором автосцепка работает без сцепления, необходимо повернуть расцепной рычаг так же, как это делают и при расцеплении, но не опускать его вниз, а положить рычаг плоской частью на горизонтальную полочку кронштейна. При этом валик подъемника поворачивается и удерживается в таком состоянии натяжением цепи расцепного привода. Вместе с валиком поворачивается и подъемник. Последний широким пальцем уводит замок в карман автосцепки и удерживает его в поднятом положении.

По окончании надобности в работе автосцепки «на буфер» рукоятка расцепного рычага опускается в вертикальное положение, и автосцепка снова готова к сцеплению.

Расцепной привод

Расцепной привод служит для разъединения автосцепок и постановки механизма автосцепки в положение для работы «на буфер». Данный привод размещается на левой стороне буферного бруса; при этом расположение рукоятки расцепного рычага позволяет расцеплять автосцепки без захода сцепщика между вагонами.

Расцепной привод состоит из двуплечего рычага *1* (см. рис. 114), кронштейна *2* с полочкой для установки рычага в требуемое положение, державки *14* и цепи *10*. Один конец цепи рычага соединен с валиком подъемника *9*.

Цепь расцепного привода состоит из мелких звеньев; длина ее может регулироваться в пределах 480 ± 10 мм. При короткой цепи возможно самопроизвольное расцепление автосцепок и исключается возможность установки механизма автосцепки «на буфер». При длинной цепи после установки расцепного рычага на полочке кронштейна для работы «на буфер» замок полностью не войдет в корпус головы автосцепки, а поэтому может произойти сцепление вагонов.

Ударная розетка и центрирующий прибор

Ударная розетка *13* (см. рис. 114) предназначена для усиления буферного бруса и восприятия в некоторых случаях части удара непосредственно от головы автосцепки, помимо поглощающего аппарата.

Центрирующий прибор служит для автоматического центрирования автосцепки относительно продольной оси вагона. Этот прибор возвращает авто-

сцепку из крайних положений в среднее (центральное), чем улучшает условия сцепления вагонов на кривых малого радиуса.

Центрирующий прибор состоит из двух маятниковых подвесок 12 и центрирующей балочки 11.

Ударная розетка прикрепляется к буферному брусу заклепками. К верхней части розетки 13 на маятниковых подвесках 12 подвешена центрирующая балочка 11, на которую опирается автосцепка. При смещении в сторону автосцепка отклоняется вместе с балочкой и при этом несколько поднимается, а затем под действием собственного веса возвращается в свое среднее положение. Для предупреждения перемещения центрирующей балочки вместе с автосцепкой вдоль оси вагона балочка снабжена крючкообразным выступом, которым зацепляется за нижнюю кромку окна ударной розетки.

Упряжное устройство

Упряжное устройство (рис. 123) предназначается для передачи ударно-тяговых усилий на раму вагона и смягчения их действия. Оно состоит из тягового хомута 1, клина 3, упорной плиты 4, упорных угольников 2 и поглощающего аппарата 6. К деталям крепления упряжного устройства на вагоне относятся нижняя поддерживающая планка 5 и верхние ограничительные планки.

Тяговый хомут в упряжном аппарате предназначен для передачи тягового усилия от автосцепки к поглощающему аппарату.

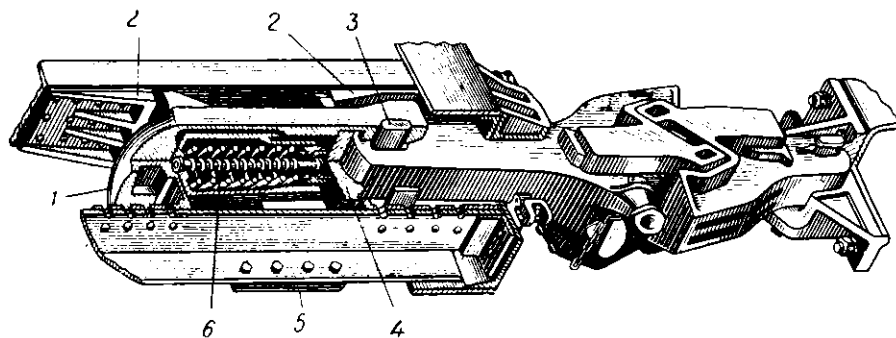


Рис. 123. Упряжное устройство автосцепки

Он представляет собой стальную отливку, в головной части которой имеются окно для прохода хвостовика автосцепки и вертикальные отверстия для клина, соединяющего автосцепку с хомутом. Внизу головной части хомута отлиты два ушка с отверстиями для постановки болта, поддерживающего клин. В хомуте образца 1939 г. клин укрепляется двумя болтами.

В 1950 г. конструкция тягового хомута была улучшена. Ширина хвостовой части была увеличена до 160 мм по всему сечению, что значительно уменьшило возможность смещения хомута и износа упорных угольников, хребтовой балки и корпуса поглощающего аппарата.

Клин имеет параллельные грани, а отверстие для него в хомуте — скошенные грани, поэтому корпус автосцепки имеет возможность отклоняться на некоторый угол от продольной оси вагона при проходе вагонов по кривым участкам пути. Клин ставится на место снизу вверх. От выпадания его удерживают два болта, поставленных в ушки хомута.

Упорная плита передает ударные и сжимающие усилия от торца хвостовика автосцепки поглощающему аппарату и тяговое усилие от поглощающего аппарата передним упорным угольникам.

Упорные угольники служат для передачи тягового усилия (передние угольники) и ударного (задние угольники) на хребтовую балку.

В целях увеличения прочности хребтовой балки и уменьшения возможности перекосов поглощающих аппаратов на новых вагонах взамен двух отдельных упорных угольников ставятся объединенные, т. е. такие, когда оба

угольника соединены в одну отливку. При этом оба передних угольника отливаются за одно целое с розеткой (рис. 124, а), а задние в вагонах с короткими консолями рамы — вместе с надпятниковым усилением. На вагонах, имеющих длинные консоли рамы, в одну отливку объединены только задние упорные угольники (рис. 124, б) без надпятникового усиления.

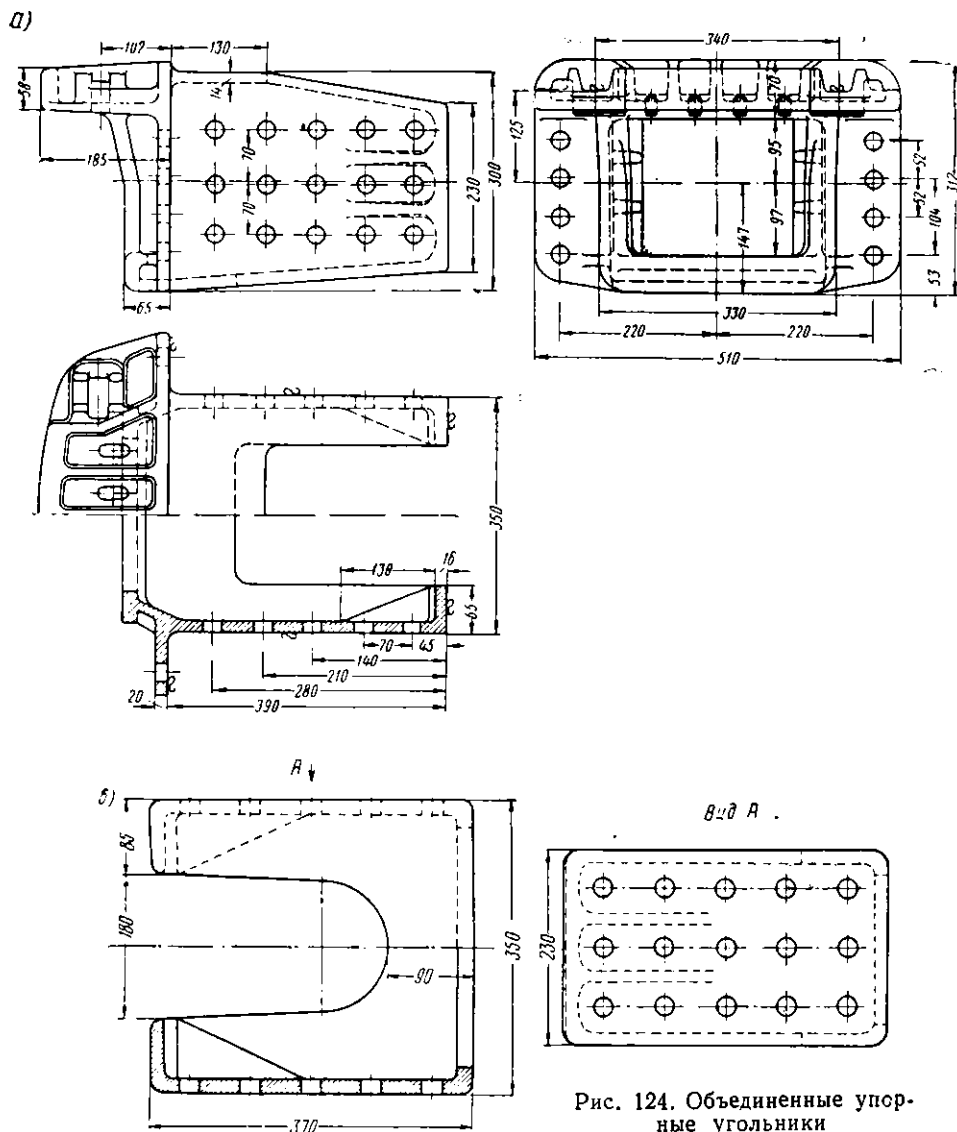


Рис. 124. Объединенные упорные угольники

Поглощающий аппарат предназначен для смягчения ударов и рывков, передаваемых от автосцепки раме вагона, и для уменьшения динамических воздействий на подвижной состав, перевозимый груз и на пассажиры.

Существуют различные конструкции поглощающих аппаратов — фрикционные, гидравлические, пневматические, резиновые и др.

При введении автосцепки были попытки создать поглощающие аппараты, в которых в качестве амортизирующих средств использовались пружины. Однако такие аппараты оказались неэффективными, что объясняется малой способностью стальной пружины поглощать живую силу ударяющихся вагонов. К тому же пружинные аппараты имеют большую обратную отдачу, вредно действующую на подвижной состав и перевозимый груз. Из-за этого пружинные аппараты не нашли применения в упряжных приборах автосцепки.

Более надежным амортизирующим устройством является пружинно-фрикционный аппарат, в котором можно достичь значительной эффективности при малой отдаче.

В эксплуатации имеются два типа поглощающих аппаратов: Ш-1-Т (рис. 125, а) для грузовых вагонов и ЦНИИ-Н6 (рис. 126) для пассажирских

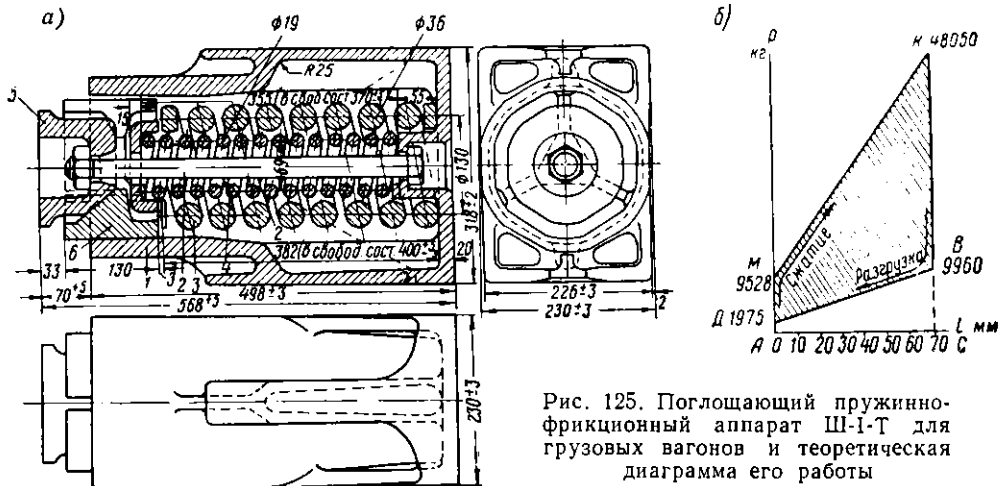


Рис. 125. Поглощающий пружинно-фрикционный аппарат Ш-1-Т для грузовых вагонов и теоретическая диаграмма его работы

(табл. 16). Ранее применявшиеся цилиндрические аппараты имели крупные недостатки: малая эффективность, интенсивный износ трущихся частей, излом пружин, истирание стенок хребтовой балки рамы вагона и др.

Характеристика поглощающих аппаратов

Таблица 16

Тип поглощающих аппаратов	Ход в мм	Число частей	Трущаяся поверхность в см ²		Вес в кг		Давление пружин в кг		Эффективность аппарата в кгм
			наибольшая	наименьшая	поглощающего аппарата	пружин	в рабочем состоянии	при полном сжатии	
Ш-1-Т	70	8	546	390	136	34	2 240	11 520	2 740
ЦНИИ-Н6	70	23	403	344	176	50	2 525	28 540	1 420

Действие поглощающих аппаратов основано на том, что живая сила, возникающая при ударах и рывках, поглощается главным образом за счет работы сил трения конусообразных фрикционных клиньев между внутренними стенками корпуса аппарата и частично за счет сжатия пружин. При этом работа сил трения расходуется на износ и нагревание деталей, т. е. является необратимой, а работа сил упругости пружин обеспечивает возвращение деталей в первоначальное положение после прекращения действия внешней силы.

Нормально действующий пружинно-фрикционный аппарат должен поглощать за счет трения, а следовательно, необратимо около 75—90% всей энергии удара и около 25—10% энергии должны воспринимать пружины. На рис. 125, б приведена теоретическая диаграмма работы пружинно-фрикционного аппарата. Она показывает зависимость между силой нажатия P и величиной относительного перемещения l нажимного конуса автосцепки.

Вся площадь, ограниченная кривой $АСКМ$, представляет собой работу, поглощенную аппаратом при полном сжатии; заштрихованная часть площади показывает работу, поглощенную необратимо за счет сил трения, а площадь $АДВС$ показывает работу, затраченную на сжатие пружин. Всякий поглощающий аппарат характеризуется его эффективностью.

Под эффективностью понимается кинетическая энергия, воспринимаемая поглощающим аппаратом при его сжатии на величину, равную полному ходу

аппарата. Эффективность (мощность) аппарата выбирается в зависимости от величины живой силы соударяющихся вагонов.

Определим, какой эффективностью (мощностью) должен обладать поглощающий аппарат, принимающий средние условия работы, в которых вагон может находиться во время эксплуатации.

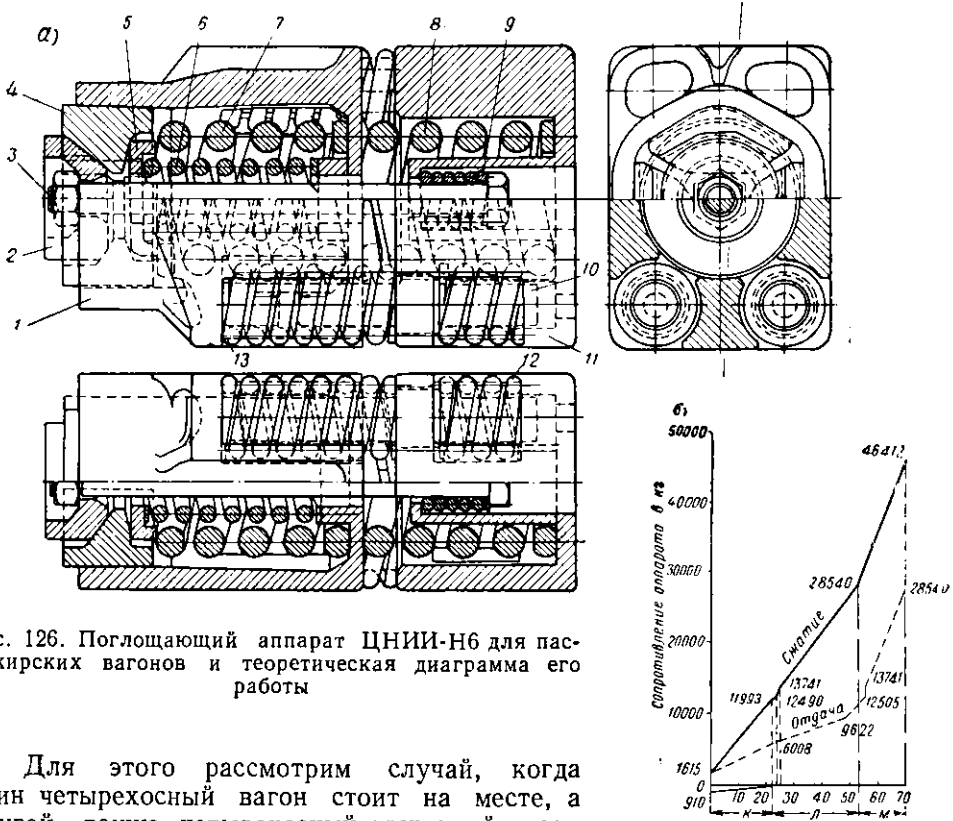


Рис. 126. Поглощающий аппарат ЦНИИ-Н6 для пассажирских вагонов и теоретическая диаграмма его работы

Для этого рассмотрим случай, когда один четырехосный вагон стоит на месте, а другой, также четырехосный груженный весом брутто $P_{бр} = 80 \text{ т}$, на него набегает со скоростью $v = 6 \text{ км/ч}$, или $1,67 \text{ м/сек}$ (что соответствует условиям работы на сортировочных горках).

Живая сила движущегося вагона (пренебрегая живой силой от вращения колесных пар) будет равна

$$\mathcal{E} = \frac{mv^2}{2} = \frac{P_{бр} v^2}{2g} = \frac{80\,000 \cdot 1,67^2}{2 \cdot 9,81} = 11\,400 \text{ кгм.}$$

Из опытов известно, что при набегании ударяющего вагона на другой вагон, находящийся в состоянии покоя, около половины живой силы первого из них расходуется на деформацию поглощающих аппаратов и других частей вагона, а оставшаяся часть энергии расходуется на движение вагонов после удара. Тогда в этом примере около $\frac{11\,400}{2} = 5\,700 \text{ кгм}$ живой силы будет воспринято поглощающими аппаратами. Следовательно, на долю каждого из двух аппаратов, участвующих в работе, придется $\frac{5\,700}{2} = 2\,850 \text{ кгм}$ живой силы.

Таким образом, из этого примера видно, что аппарат должен обладать эффективностью (мощностью) не менее $2\,850 \text{ кгм}$.

Эффективность эксплуатируемых поглощающих шестигранных аппаратов Ш-1-Т близка к этой величине.

Следует помнить, что при недостаточной мощности аппарата избыточная энергия удара, не поглощенная аппаратом, передается на подвижной состав в виде жесткого удара и может вызвать повреждения вагона или груза.

Шестигранный поглощающий аппарат Ш-I-T (см. рис. 125) обладает большой мощностью и износоустойчивостью. Он состоит из корпуса 1, имеющего в поперечном сечении шестигранную форму, нажимного конуса 5, трех фрикционных клиньев, нажимной шайбы, стяжного болта 2, наружной 3 и внутренней 4 пружин. Корпус и детали аппарата стальные литые.

Наружная поверхность корпуса имеет боковые направляющие плоскости для предупреждения перекосов аппарата и предохранения хребтовой балки от истирания. Внутренняя поверхность, соприкасающаяся с клиньями, коническая, суживающаяся ко дну.

Соприкасающаяся с корпусом поверхность фрикционных клиньев имеет форму двугранного угла, что вместе с шестигранной внутренней поверхностью корпуса обеспечивает необходимое направление при движении клиньев по корпусу. Для повышения износоустойчивости корпус, фрикционные клинья и нажимной конус подвергаются специальной термической обработке.

При сборке аппарата в отверстие, имеющееся в середине дна корпуса, ставится вначале стяжной болт головкой наружу, затем в корпус опускаются две пружины, на них кладется нажимная шайба, затем вкладываются фрикционные клинья и нажимной конус. Собранные части стягиваются гайкой стяжного болта. При этом гайку заворачивают так, чтобы пружины были сжаты усилием около 2 т; предварительная затяжка обеспечивает постоянное плотное прижатие фрикционных клиньев к внутренним поверхностям стенок корпуса.

При работе аппарата перемещение фрикционных клиньев происходит под давлением нажимного конуса и пружин, сильно прижимающих клинья к стенкам корпуса аппарата, в результате чего возникают большие силы трения. По мере сжатия аппарата и продвижения расклиненных нажимным конусом клиньев силы трения возрастают до наибольших величин при полном сжатии пружин.

Прогиб пружин аппарата и трение клиньев о стенки корпуса смягчают и частично поглощают действующие на аппарат усилия.

При постановке на место поглощающий аппарат вставляют в тяговый хомут, затем между нажимным конусом аппарата и головной частью хомута ставят переднюю упорную плиту. Тяговый хомут с аппаратом и упорной плитой помещают между стенками хребтовой балки таким образом, чтобы упорная плита упиралась в передние упорные угольники, а основание поглощающего аппарата — в задние упорные угольники. Тяговый хомут с аппаратом поддерживается снизу металлической планкой, привернутой болтами к полкам хребтовой балки.

Действие частей упругого устройства заключается в следующем.

Тяговое усилие от автосцепки через клин и хомут передается на корпус аппарата. При этом происходит сжатие пружин и перемещение клиньев, сопровождаемое большим трением. Под действием этого смягченного усилия корпус аппарата прижимается к упорной плите, а плита в свою очередь прижимается к передним упорным угольникам, прикрепленным к хребтовой балке рамы вагона. При ударных действиях хвостовик автосцепки нажимает на упорную плиту, а последняя на поглощающий аппарат. В этом случае нажимной конус также передает усилие через фрикционные клинья и нажимную шайбу двухрядным пружинам и корпусу аппарата, который передает смягченные усилия на задние упорные угольники, приклепанные к хребтовой балке.

Пассажирские вагоны и тендеры пассажирских локомотивов оборудуются поглощающим аппаратом ЦНИИ-Н6 (рис. 126, а), который отличается от аппарата Ш-I-T большей эластичностью, плавным включением жесткой фрикционной части при достаточном поглощении энергии и обеспечивает плавность движения пассажирских поездов.

Поглощающий аппарат ЦНИИ-Н6 (см. рис. 126) состоит из двух последовательно соединенных частей: пружинной и пружинно-фрикционной. Соответственно этому его корпус разделен на две части: горловину 1 и основание 11. В горловине размещены детали пружинно-фрикционной части: три фрикционных клина 4, нажимной конус 2, шайба 5 и центральные пружины 6 и 7.

К пружинной части, кроме основания корпуса, относятся центральная пружина 8, четыре угловые пружины 13, четыре угловые пружины 12 и четыре стержня 10. Центральная пружина 8 одинакова с наружной 7, а угловые пружины 13 — с внутренней 6. Пружины 12 отличаются от пружин 13 меньшим количеством витков. Угловые пружины 13 размещаются в нишах горловины 1, а пружины 12 — в нишах основания корпуса 11. Стержни 10 своими концами располагаются внутри пружин 12 и 13, а средними утолщенными частями — в отверстиях основания корпуса.

В угловых нишах горловины имеются цилиндрические шипы, располагающиеся внутри конца пружины 13. Шипы имеют диаметр, одинаковый с диаметром стержней 10. В нерабочем состоянии аппарата между торцами шипов горловины и торцами стержней 10 имеются зазоры, обеспечивающие при необходимости последовательное включение угловых пружин 12 и 13.

Обе части поглощающего аппарата стянуты болтом 3 через пружину 9.

Действие ударных или тяговых усилий поглощающий аппарат ЦНИИ-Н6 воспринимает следующим образом. Сначала сжимаются центральная пружина 8 и четыре угловые пружины 13. Как только концы шипов горловины коснутся концов стержней 10 и надавят на них (после хода 23 мм), включаются в работу четыре угловые пружины 12, постепенно наращивая сопротивление аппарата. Когда нагрузка на аппарат превысит 12 т, плавно включается дополнительно к пружинной части пружинно-фрикционная часть. При нагрузке на аппарат более 28 т горловина 1 упирается в основание корпуса 11, после чего работает только пружинно-фрикционная часть аппарата. Конечное сопротивление пружинно-фрикционной части поглощающего аппарата достигает 46,4 т.

Благодаря такому действию аппарата достигается плавное трогание поезда с места и спокойный ход в пути. На рис. 126, б показана теоретическая диаграмма работы аппарата ЦНИИ-Н6 эффективностью 1 416 кгм. Участок К диаграммы соответствует сжатию одной пружинной части, Л — совместному сжатию пружинной и фрикционной части, М — сжатию одной фрикционной части.

Установка автосцепного устройства на вагоне

Установка автосцепного устройства и размещение его в раме вагона производятся в соответствии с ГОСТ 3475—46 (рис. 127).

Длина автосцепки от оси сцепления до конца хвостовика равна 1 000 мм. Размеры расстояний от плоскости зацепления автосцепки до наружной стороны буферного бруса и от последней до упорной поверхности передних упорных угольников могут изменяться как для вновь проектируемого подвижного состава, так и для существующего, оборудуемого автосцепкой, при условии, что сумма их будет составлять вышеуказанный размер 1 000 мм.

Так, например, у цельнометаллических пассажирских вагонов длиной 23,6 м выход головы автосцепки от буферного бруса составляет 540 мм, а расстояние до передних упорных угольников — 460 мм.

Продольная ось автосцепки на вагонах должна занимать горизонтальное положение, чтобы не было перекоса сцепляющихся поверхностей двух смежных автосцепок относительно друг друга. Допускается отклонение автосцепки вверх не более чем на 10 мм и провисание вниз не более 3 мм. Величина этого отклонения определяется как разность высот оси автосцепки над головками рельсов в точках а и б.

Высота продольной оси автосцепки от уровня головок рельсов должна быть в пределах, указанных в табл. 17.

Таблица 17

Высота оси автосцепки от уровня головок рельсов в мм

Тип вагона	У порожнего подвижного состава		У груженых вагонов в эксплуатации
	наибольшая	наименьшая	
Грузовые четырехосные	1 080	1 040	950
Грузовые двухосные	1 080	1 040	950
Пассажирские	1 080	1 040	980

Расстояние от упора головы автосцепки до розетки равно 75 ± 7 мм при условии касания торца хвостовика с упорной плитой. Зазор между верхней поверхностью хвостовика автосцепки и потолком розетки допускается от 20 до

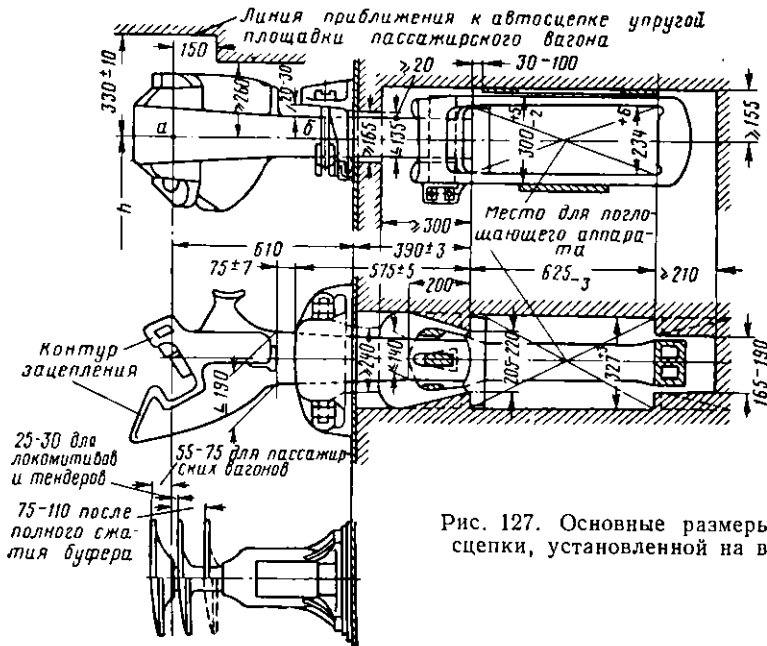


Рис. 127. Основные размеры автосцепки, установленной на вагоне

30 мм. Это расстояние обеспечивает проход поезда по кривым участкам пути, так как автосцепка, отклоняясь в сторону, поднимается вместе с центрирующей балочкой вверх.

Свободное отклонение автосцепки в сторону при проходе кривых обеспечивается вырезом в буферном бруске окна с горизонтальным размером не менее 240 мм.

5. ПЕРЕХОДНЫЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ДЛЯ СЦЕПЛЕНИЯ АВТОСЦЕПКИ С ВИНТОВОЙ УПРЯЖЬЮ

Для создания нормальной и бесперебойной работы подвижного состава в период перехода от винтовой упряжи к автосцепке было разработано переходное приспособление — двухзвенная цепь, позволяющая сцеплять автосцепку с винтовой упряжью (ПТЭ, § 208); в виде исключения допускают сцепление пассажирских вагонов, оборудованных автосцепкой, с вагонами, имеющими винтовую упряжь, специальным крюком со стяжкой. Крюк сделан по типу тендерного крюка паровоза ФД и поэтому сокращенно называется крюк ФД.

Для постановки крюка с одного конца вагона снимается автосцепка и центрирующая балочка вместе с маятниковыми подвесками. Взамен балочки и

автосцепки ставятся скоба и крюк со стяжкой, который укрепляется клином тягового хомута так же, как и автосцепка. При сцеплении винтовая стяжка, подвешенная на крюке ФД, набрасывается скобой на крюк соседнего вагона обычным порядком.

Контрольные вопросы

1. Какое назначение упряжного устройства вагонов?
2. Какое назначение буферных приборов и как они устроены?
3. Какие преимущества имеет автосцепка по сравнению с винтовой упряжкой?
4. Как устроена автосцепка СА-3?
5. Каков порядок сборки и разборки механизма автосцепки и как производится сцепление и расцепление автосцепок?
6. Чем отличается поглощающий аппарат Ш-1-Т от аппарата ЦНИИ-Н6?
7. Какие отклонения по высоте оси автосцепки допускаются по ПТЭ?

Г Л А В А VIII

КУЗОВА ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

1. КЛАССИФИКАЦИЯ И УСТРОЙСТВО КУЗОВОВ

Тип грузового вагона определяется его назначением и в первую очередь устройством кузова и специального оборудования, приспособленного для перевозки определенных грузов. По конструкции кузова отличаются большим разнообразием в соответствии с назначением вагона.

Кузов крытого вагона состоит из боковых и лобовых стен, пола, крыши, внутреннего оборудования, дверей, окон, люков, запорных и других устройств. В кузовах изотермических вагонов стены, пол, потолок делаются двойными теплонепроницаемыми. Такие вагоны оборудуются приборами охлаждения, отопления и вентиляции. Кузова открытых вагонов (полувагоны) крыш не имеют; для выгрузки сыпучих грузов в их полу устраиваются люки с крышками. В цистернах кузовом является цилиндрический котел.

Конструкция кузовов систематически совершенствовалась в первую очередь заменой деревянных элементов кузова металлическими. Кузов современного вагона обладает более высокой прочностью и износоустойчивостью, в его конструкции материал в основном распределен в соответствии с действующими на него усилиями, поэтому способность кузова противостоять разрушению значительно возросла. Большое улучшение конструкции кузовов намечается достигнуть за счет применения легких и высокопрочных сплавов, а также синтетических и полимерных материалов.

В процессе эксплуатации кузов вагона воспринимает значительные нагрузки как статические от собственного веса пассажиров или груза, так и динамические, возникающие при движении поезда. Кроме того, кузов воспринимает продольные усилия тяги, торможения и ударов в автосцепку, подвергается действию центробежной силы при прохождении криволинейных участков пути и воздействию ветровой нагрузки.

Действующие на вагон силы вызывают соответствующие деформации всего кузова или его отдельных частей.

Сложные условия работы кузова обуславливают особые требования к его конструкции, которые в основном сводятся к следующему:

1) кузов должен быть достаточно прочным и жестким, способным противодействовать силам, возникающим при трогании с места, торможении, прохождении кривых, стрелочных переводов, рельсовых стыков, а также при маневрах;

2) закрытый кузов должен быть непроницаем для пыли, ветра, дождя, снега. Во время движения в кузове не должно возникать вибраций, вызывающих дребезжание, скрипы и стуки одной детали кузова о другую;

3) кузов должен иметь наименьший вес за счет рационального расположения его несущих частей;

- 4) необходимо, чтобы конструкция кузова не требовала в течение длительного срока эксплуатации ремонта, была доступна для осмотра всех частей;
- 5) вместимость кузова должна быть максимальной для выбранного габарита и допускать наилучшее использование грузоподъемности вагона.

По принципу устройства и способу восприятия нагрузок кузова вагонов могут быть разделены на три основных вида.

Кузов с несущей рамой, которая самостоятельно, независимо от кузова воспринимает все основные нагрузки вагона. В этом случае кузов не является несущим.

К этой категории относятся кузова деревянной конструкции, старой постройки и кузова современных платформ. Пол и борта платформ, изготовленные из досок, по механическим свойствам материала и по способу его крепления к металлическим частям не способны разгружать раму. Металлические борта также не могут считаться несущими, если они соединены с рамой посредством шарниров.

В кузове с несущими боковыми стенами и рамой боковые стены жестко связаны с рамой и воспринимают вместе с ней значительную часть вертикальной, а в некоторых случаях и продольной нагрузок. К этой категории относятся все основные типы крытых и открытых вагонов грузового парка.

Кузова этой категории при расчетах необходимо разделить на кузова, у которых боковая стена представляет собой раскосно-стоечную металлическую ферму с деревянной обшивкой, причем последняя не является несущим элементом; кузова с боковыми металлическими фермами, обшитые металлическими листами; здесь обшивка несет значительную долю нагрузки; боковая ферма в данном случае может быть представлена в виде балки с высокой сплошной стеной.

В цельнонесущем кузове не только боковые стены, но пол и крыша участвуют в совместном восприятии всех нагрузок, действующих на вагон.

По конструкции кузова крытых вагонов представляют собой систему, состоящую из двух боковых ферм (стен), связанных между собой сверху поперечными дугами и внизу балками, или пустотелую балочную систему, собранную из продольного и поперечного набора стержней (балок, стоек, дуг) и обшивки.

Несколько особую категорию составляют котлы цистерн обычной конструкции. Они независимо от рамы воспринимают вертикальные и боковые нагрузки (центробежную силу и давление ветра) и передают их на раму. В безрамных цистернах котел является цельнонесущим.

По применяемым материалам кузова бывают двух видов: кузова с металлическим каркасом и деревянной обшивкой и цельнометаллические. Кузова с деревянной обшивкой имеют большой вес, недостаточную прочность и жесткость, в них возникают дребезжание и скрипы, которые усиливаются по мере расшатывания кузова. Кроме того, вагоны с деревянной обшивкой недолговечны и требуют частого ремонта.

По мере совершенствования конструкции вагонов и технологии их изготовления цельнометаллические кузова получают все большее распространение.

Современный цельнометаллический кузов является конструкцией, обеспечивающей вагону наибольшую прочность, устойчивость, долговечность при относительно небольшом весе и меньших расходах на содержание его в исправном состоянии при эксплуатации.

2. КУЗОВА КРЫТЫХ ВАГОНОВ

В крытых вагонах перевозят грузы, которые требуют хорошей защиты от атмосферных осадков и по своим размерам могут быть погружены через двери вагона. Наиболее часто в крытых вагонах перевозят зерно (рожь, пшеница и т. д.), различные пищевые продукты, промышленные изделия, оборудование,

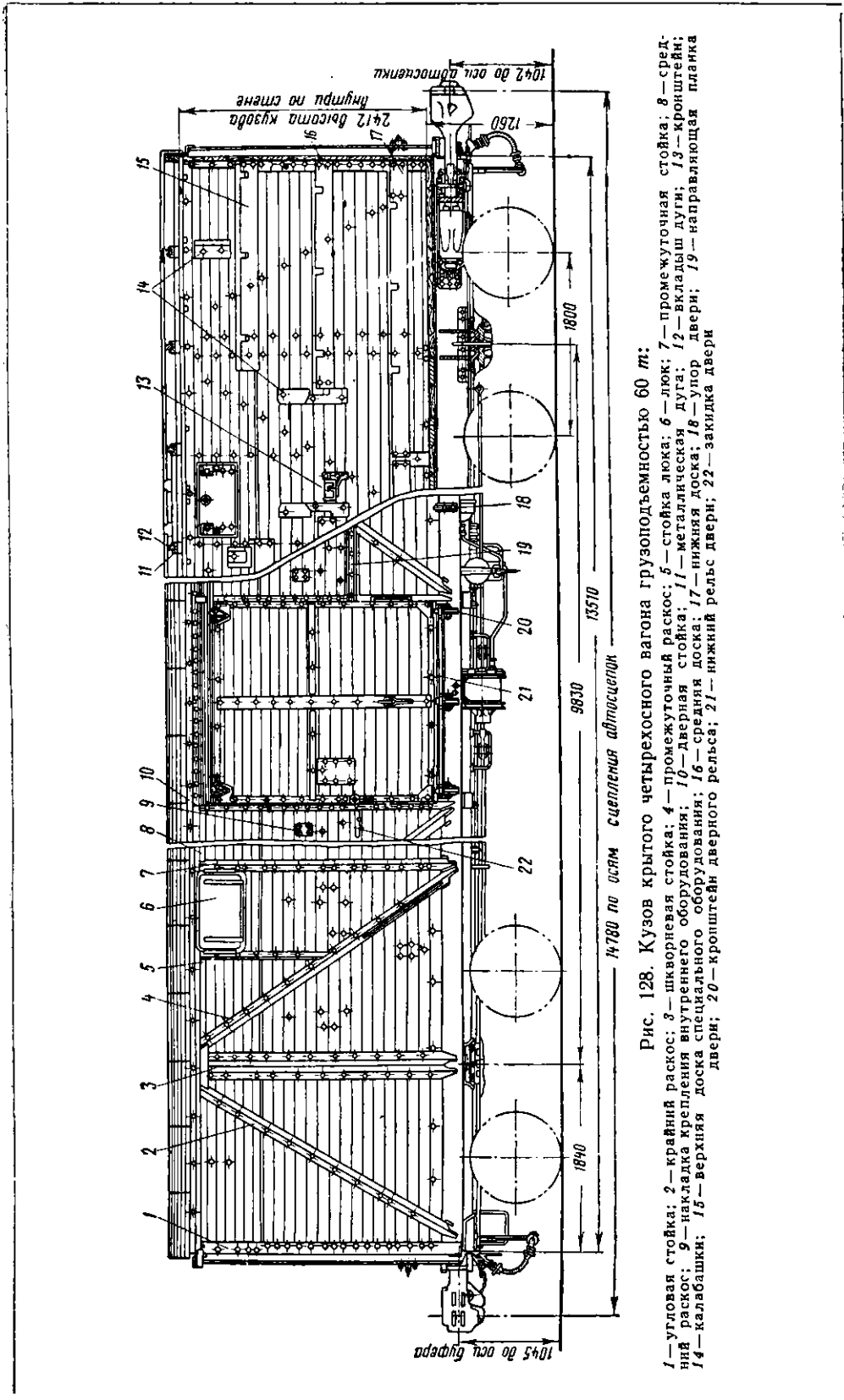


Рис. 128. Кузов крытого четырехосного вагона грузоподъемностью 60 т:

- 1 — угловая стойка; 2 — крайний раскос; 3 — шкворневая стойка; 4 — промежуточный раскос; 5 — стойка люка; 6 — люк; 7 — промежуточная стойка; 8 — средний раскос; 9 — накладка крепления внутреннего оборудования; 10 — дверная стойка; 11 — металлическая дуга; 12 — вкладыш дуги; 13 — кронштейн; 14 — калашки; 15 — верхняя доска специального оборудования; 16 — средняя доска; 17 — нижняя доска; 18 — упор двери; 19 — направляющая планка двери; 20 — кронштейн дверного рельса; 21 — нижний рельс двери; 22 — закладка двери

приборы, станки и т. п. В крытых вагонах специального назначения перевозится крупный и мелкий скот, птица. На рис. 128 показан кузов четырехосного грузового вагона грузоподъемностью 60 т. Рама вагона металлическая с хребтовой балкой; каркас кузова металлический, раскосно-стоечной сварной конструкции.

При раскосно-стоечной системе вертикальные стойки укрепляются еще раскосами, которые воспринимают как вертикальные, так и продольные усилия. Ферма каркаса, будучи связана верхним и нижним поясами, воспринимает на себя часть вертикальной нагрузки, чем частично разгружает раму вагона.

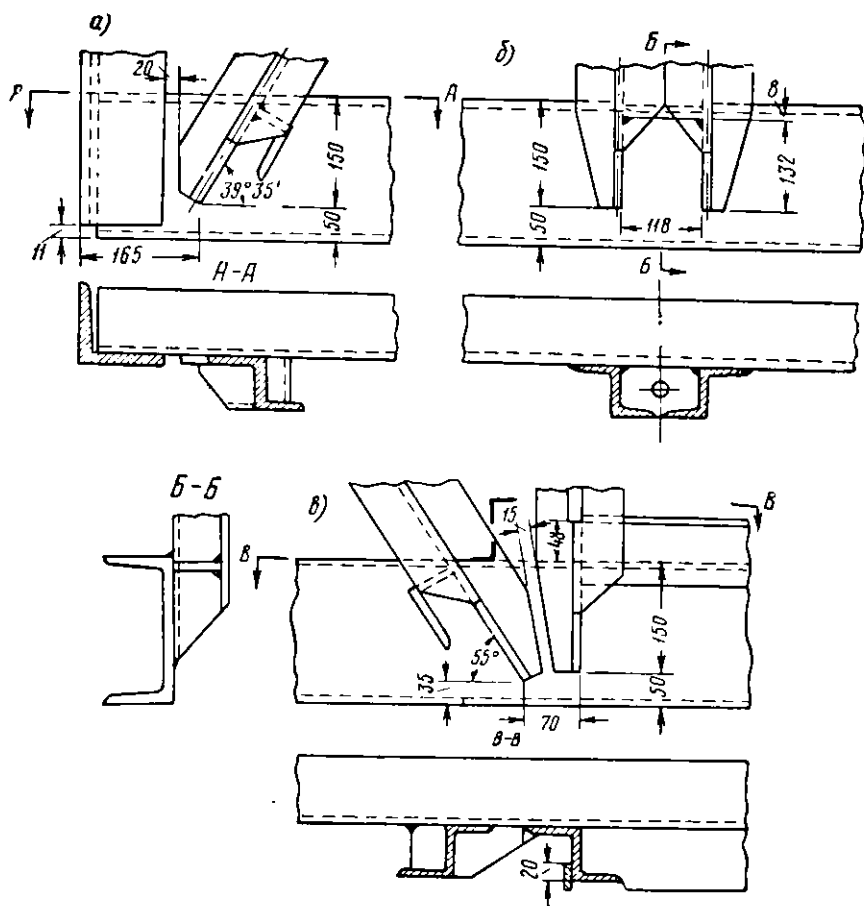


Рис. 129. Узлы соединения стоек и раскосов кузова с боковой балкой рамы четырехосного крытого вагона:

а — угловая стойка и раскос; б — шкворневая стойка; в — дверная стойка и раскос

Вначале каркасы кузовов четырехосных крытых вагонов строились клепаной конструкции, а теперь изготавливаются только сварными. С внедрением сварки уменьшено количество стоек, упрощена конструкция узлов ферм и снижена тара вагона с 23,4 до 21,9 т.

Сварной каркас кузова состоит из двух боковых ферм, двух лобовых ферм и каркаса крыши. Боковая ферма имеет стойки и раскосы из балок зетового сечения $80 \times 65 \times 6$ мм. Шкворневые стойки собираются из балок зетового профиля того же сечения, а угловые стойки из углового проката $120 \times 120 \times 10$ мм. Нижним поясом фермы служит боковая продольная балка рамы, выполненная из швеллера $200 \times 100 \times 8$ мм; верхний пояс выполнен из балки зетового сечения $80 \times 65 \times 6$ мм. Лобовые фермы имеют раскосы, средние стойки, верхнюю обвязку из зетового профиля $100 \times 75 \times 6,5$ мм.

Стойки и раскосы боковых и лобовых стен приваривают к верхнему поясу фермы, боковому швеллеру и буферному брусу рамы (рис. 129).

С 1950 г. в эксплуатацию начали поступать крытые вагоны грузоподъемностью 60—62 т. Сохранив прежние основные размеры в кузове этого вагона (см. рис. 128), были усилены основные узлы боковой фермы. Стойки и раскосы в узлах соединения их с верхней обвязкой были перекрыты накладками, которые обеспечили более равномерное распределение напряжений по сечению элементов. Для усиления верхнего пояса фермы обвязка каркаса крыши приварена к верхней обвязке каркаса стен взамен применявшегося ранее болтового соединения.

Стены вагона обшивают сосновыми досками, соединенными между собой шпунтами 1 (рис. 130, а) и гребнем 2, расположенным сверху, чтобы стекающая по стенам вода не могла проникнуть в пазы.

Доски обшивки толщиной 40 мм в нижней части кузова и 22 мм в верхней прикрепляются к стойкам и раскосам каркаса болтами с полукруглой головкой.

Пол из досок толщиной 48—50 мм настилают непосредственно на балки рамы поперек кузова; доски соединяют в четверть (рис. 130, б) и прикрепляют болтами к полкам боковых швеллеров, а посередине — к полкам хребтовых балок. У продольных и поперечных стен доски пола крепятся угольниками сечением 45 × 45 × 5 или 50 × 50 × 5 мм, а между дверными проемами — рифленным листом толщиной 3—4 мм и шириной около 200 мм.

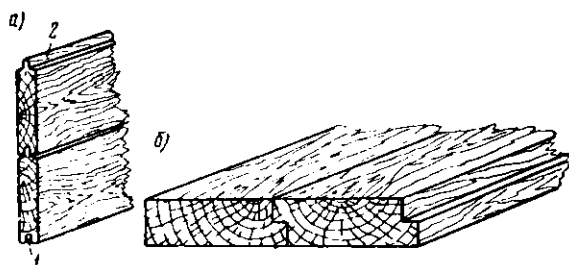


Рис. 130. Соединение досок обшивки стен и пола вагона

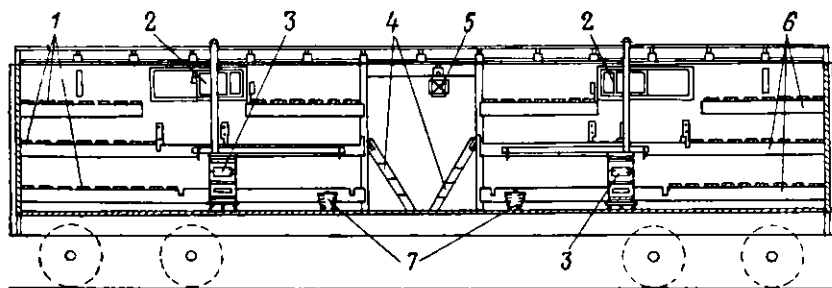


Рис. 131. Четырехосный крытый вагон с оборудованием для людских перевозок:

1—съемные доски; 2—рамы оконные с полками; 3—печь; 4—лежницы деревянные для подъема на верхний ярус; 5—фонарь; 6—несъемные доски; 7—ведра

Крыша вагона имеет каркас, который состоит из обвязки (угольник сечением 60 × 60 × 6 мм) и поперечных дуг (швеллер сечением 80 × 45 × 6 мм). Он собирается отдельно, устанавливается на верхнюю обвязку каркаса кузова и прикрепляется к ней болтами.

На раме крыши укреплены 13 промежуточных дуг из швеллеров 80 × 45 × 5 мм. Швеллеры дуг поставлены полками вверх, между которыми установлены деревянные бруски для прикрепления деревянной опалубки. Крышу обшивают сосновыми досками толщиной 22 мм, расположенными вдоль вагона, после чего их покрывают листовой сталью. Листы кровли располагают поперек вагона и соединяют между собой замком; к опалубке и к продольным карнизам листы прикрепляют кляммерами. Подрамник из листа толщиной 1 мм прибивают гвоздями к продольным брускам карниза. В крыше вагона имеется два отверстия с постоянными разделками для печных труб.

Внутри вагона устанавливают несъемное оборудование (рис. 131), позволяющее приспособить вагон для перевозки людей.

Вагон имеет две раздвижные двери. Ширина дверного проема в свету составляет 1830 мм; высота равна 2134 мм. Каркас двери металлический образуется из нижней и верхней обвязок зетового сечения $40 \times 40 \times 4,5$ мм и вертикальных притворных угольников $60 \times 40 \times 6$ мм. С внутренней стороны дверь обшита досками, прикрепленными к обвязке болтами. Двери подвешены на

верхнем рельсе на роликах (рис. 132). Дверной рельс изготавливается из угольника $50 \times 50 \times 6$ мм, прикрепляется к наддверному листу болтами или заклепками и по всей длине перекрывается зонтом из листовой стали толщиной 3 мм. На боковом швеллере под дверью укреплена на кронштейнах направляющая полоса 50×18 мм. Чтобы нижний край двери нельзя было отжать от порога 13, обвязка двери 14 упирается в специальные кронштейны 16. Вверху обвязка двери полками заходит за направляющий угольник. В каждой боковой стене вагона имеется по два люка, закрывающихся металлическими ставнями. Ставни укреплены снизу на петлях и снабжаются запорными механизмами.

В настоящее время вагоностроительные заводы приступили к постройке крытых четырехосных вагонов грузоподъемностью 62 т с увеличенной емкостью кузова 120 м^3 (рис. 133) вместо 89 м^3 у существующих вагонов. Увеличение объема кузова достигнуто благодаря увеличению длины кузова на 36 см и высоты почти на 40 см. Общая длина вагона по осям сцепления автосцепок равна 14730 мм, внутренняя длина 13800 мм, внутренняя ширина 2760 мм, тара — 21,8 т.

Каркас кузова крытого вагона с увеличенным объемом (рис. 134) металлический сварной, раскосно-стойечной конструкции, состоит из двух боковых, двух лобовых ферм и крыши. Каркас боковых ферм состоит из ряда стоек — угловых 1, шкворневых 3, промежуточных 9 и дверных 10, а также раскосов 2 и 5. Каркас лобовых ферм — из средних стоек 11 и угловых стоек 1, которые входят в боковые фермы.

Стойки и раскосы боковых и лобовых ферм изготовлены из проката П-образного и зетового сечения. Вверху они приварены к верхнему поясу фермы зетового сечения, а внизу к боковому швеллеру рамы и буферному брусу.

Стойки и раскосы в узлах соединения их с верхней обвязкой перекрыты фасонными гофрированными накладками 4. Лобовые фрамуги штампованные с гофрами. Деревянная обшивка стен стандартная толщиной 40 и шириной 110 мм до высоты 1870 мм от рамы у концевых стен и до 1430 мм у продольных стен; выше поставлена обшивка толщиной 22 и шириной 90 мм. Доски пола имеют толщину 50 мм.

Дверной проем увеличен в высоту почти на 40, а в ширину — на 27 см. Двери (рис. 135) состоят из металлического каркаса, обшитого досками. Специальные зажимы дверей предназначены для уплотнения при перевозке зерна

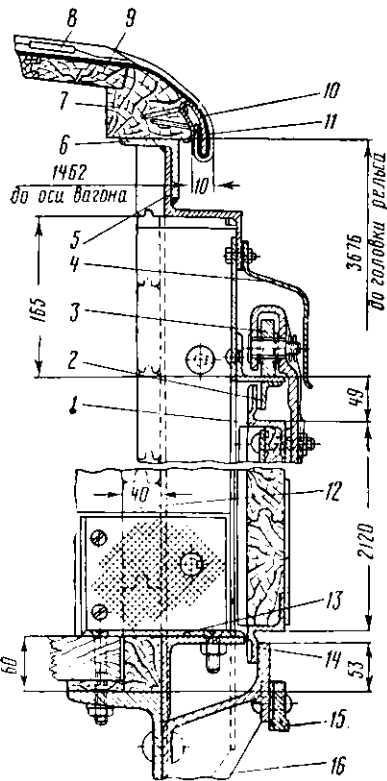


Рис. 132. Конструкция подвески двери крытого четырехосного вагона:

- 1 — верхняя обвязка двери; 2 — верхний дверной рельс; 3 — ролик двери; 4 — поддверный зонт; 5 — верхний обвязочный пояс боковой фермы; 6 — продольный угольник крыши; 7 — продольный брус крыши; 8 — кляммер; 9 — обшивка крыши; 10 — подрамник; 11 — кровельная сталь; 12 — нижняя обшивка боковых стен; 13 — порог двери; 14 — нижняя обвязка двери; 15 — нижний рельс двери; 16 — кронштейн дверного рельса

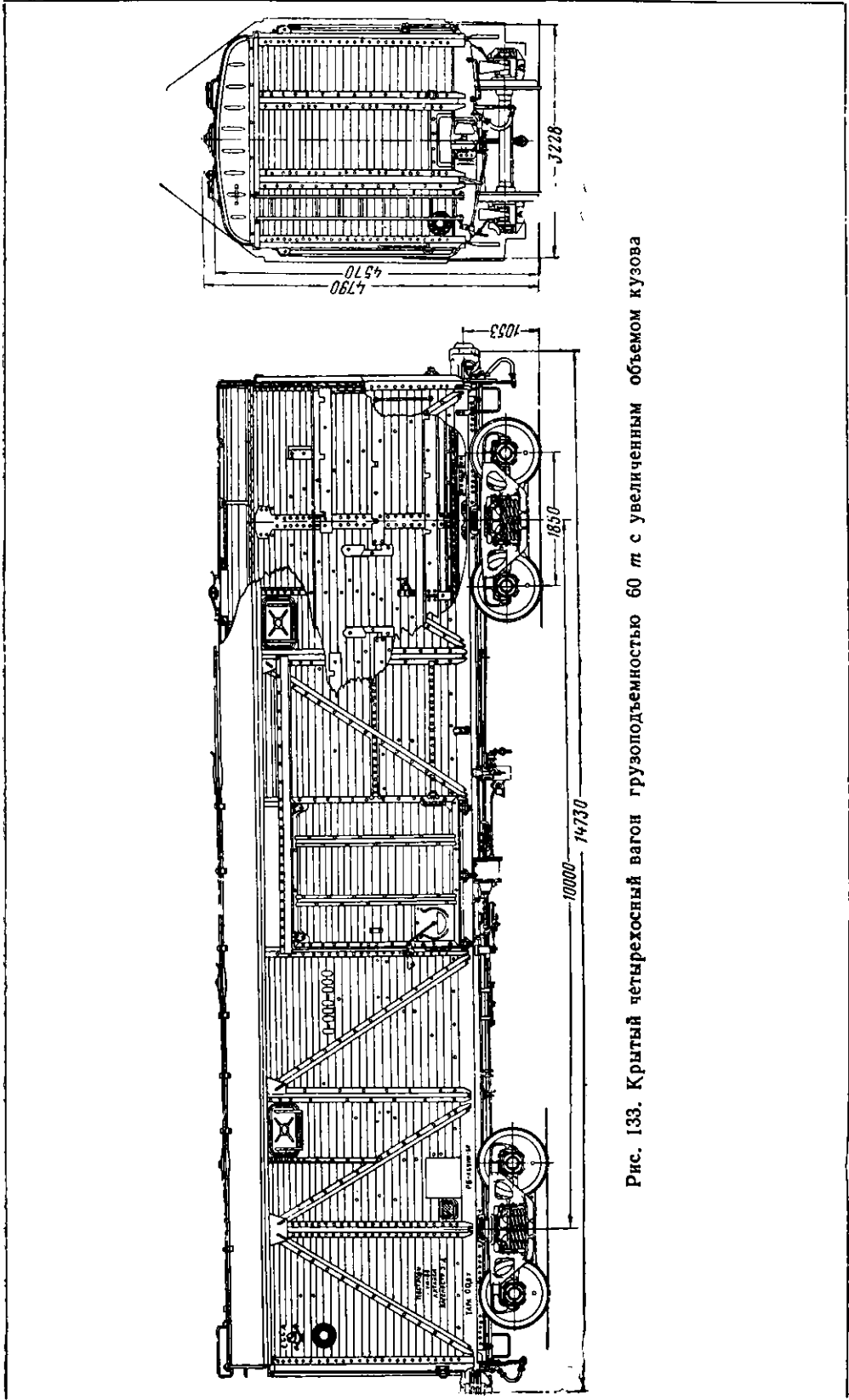


Рис. 133. Крытый четырехосный вагон грузоподъемностью 60 т с увеличенным объемом кузова

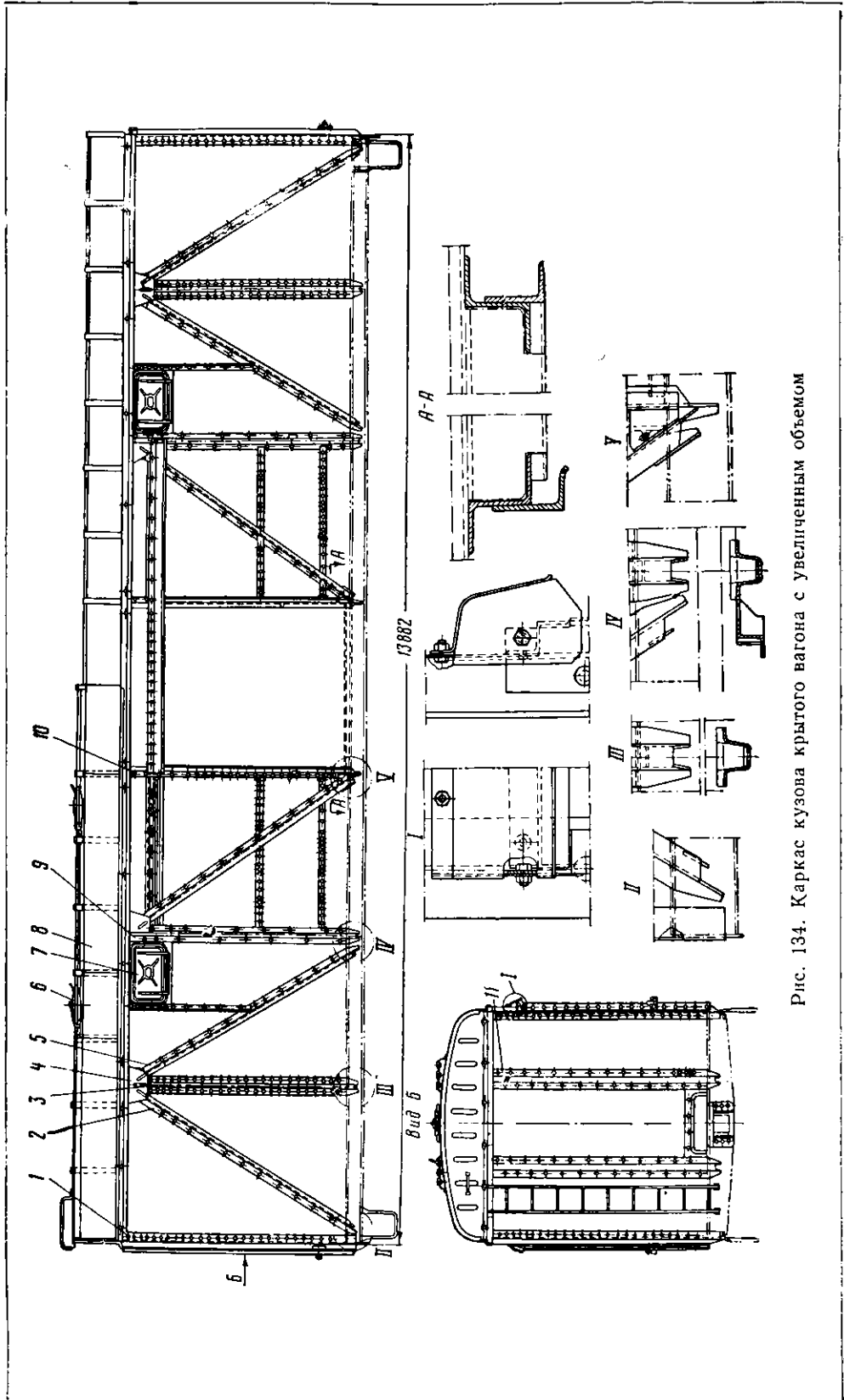


Рис. 134. Каркас кузова крытого вагона с увеличенным объемом

насыпью без применения хлебных щитов. Двери 4 передвигаются вдоль боковых стен по верхнему дверному рельсу 3 на специальных роликах 2, укрепленных на кронштейнах двери. Оси верхних дверных роликов имеют подшипники качения, что значительно облегчает открытие и закрытие дверей. Вверху дверь по всей длине перекрывается зонтом 1 из листовой стали.

В левом нижнем углу двери сделан шиберный люк, заслонка которого при разгрузке поднимается и зерно под действием собственного веса высыпается через люк. В результате разгрузки давление зерна на дверь постепенно уменьшается, после чего дверь легко можно открыть.

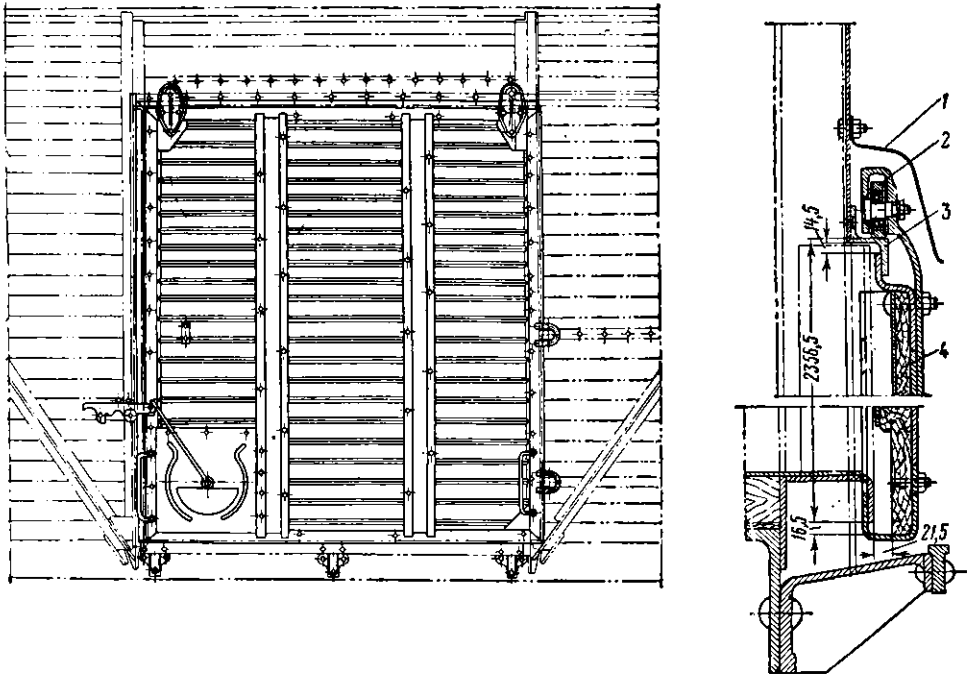


Рис. 135. Дверь крытого вагона с увеличенным объемом кузова

Вагон имеет крышу 8 (см. рис. 134), сваренную из низколегированной стали толщиной 1,5 мм. Для предупреждения сильного нагрева грузов летом и промерзания зимой потолок внутри обшит фанерой. Металлическая крыша значительно повышает прочность и увеличивает срок службы вагона. В крыше размещены четыре загрузочных люка, закрываемых металлическими крышками 6 (см. рис. 134 и 136). Ставни люков 7 (см. рис. 134) боковых продольных стен имеют такой же размер, как и у других крытых вагонов, но изготовлены они штампованными и имеют уплотнение, обеспечивающее плотное прилегание их по периметру люкового окна.

Крытые двухосные вагоны старой постройки имели деревянную обрешетку кузова стоечной конструкции. Для оборудования этих вагонов автосцепкой они подверглись модернизации, при которой рама вагонов усилена постановкой хребтовой балки, а деревянные стойки заменены металлическими (рис. 137). Угловые стойки изготовлены из уголка сечением $90 \times 90 \times 8$ мм, промежуточные и дверные — из уголка сечением $90 \times 60 \times 8$ мм. Верхняя обвязка кузова также металлическая из уголка сечением $90 \times 60 \times 8$ мм. В металлические дуги крыши, изготовленные из уголка $65 \times 65 \times 6$ мм, вставляются деревянные бруски и на них настилается опалубка крыши. Стены вагона обшиваются досками толщиной 22 мм, соединенными шпунтами. Обшивка лобовых стен на высоте 1 200 мм от буферного бруса имеет толщину 40 мм,

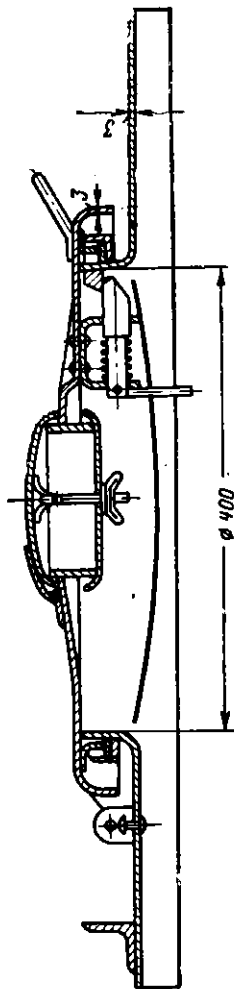


Рис. 136. Крышка грузочного люка крытого вагона с увеличенным объемом кузова

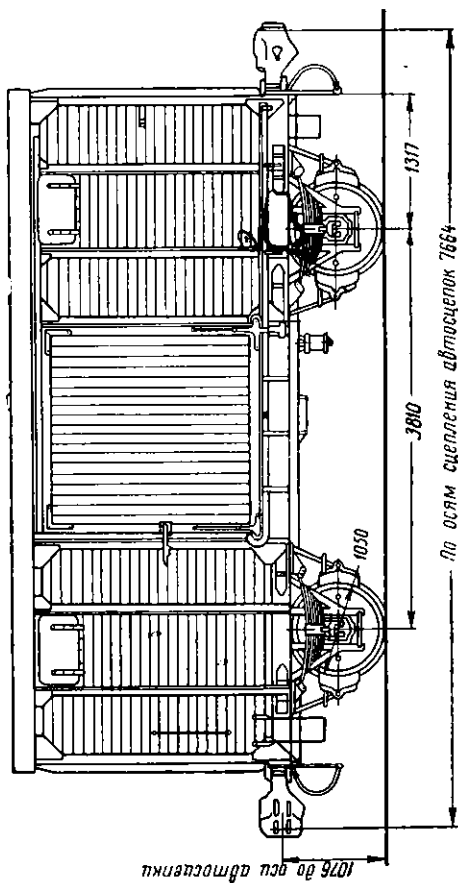
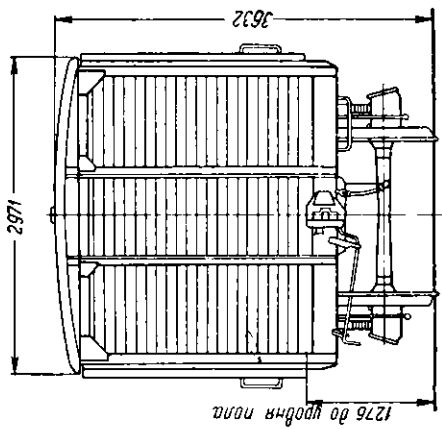


Рис. 137. Переоборудованный двухосный крытый вагон грузоподъемностью 20 т

а выше до верхней обвязки — 22 мм. На всех вагонах установлены типовое несъемное оборудование и печные разделки.

В эксплуатации находятся также двухосные вагоны грузоподъемностью 20 т, имеющие металлическую раму с хребтовой балкой и металлический каркас кузова (рис. 138). Угловые 1 и дверные 7 стойки изготовлены из уголка 90 × 90 × 8 мм. Стойки прикрепляются к обвязочному угольнику рамы и кузова 6 заклепками. Лобовые 3 и угловые стойки 1 внизу приклепываются к буферным брусам 2. Деревянная обшивка 4 вагона прикрепляется к стойкам болтами. Нижние ряды обшивки у продольных стен на высоте около 250 мм от пола, а лобовые до половины высоты стены имеют толщину 40 мм, выше продольная и лобовая обшивки имеют толщину 22 мм. На металлические дуги 5 укладывается деревянная опалубка, покрываемая листовой сталью. Дверь двухосного вагона задвижная и обшивается с наружной стороны досками в вертикальном направлении, а с внутренней — в горизонтальном. Углы двери укрепляются угольниками, причем на нижних угольниках имеются ролики, облегчающие передвижение двери по дверному рельсу. У заднего ролика установлен запорный штырь. Вверху дверь направляется и удерживается железной полосой. Для запора двери установлена дверная накладка с проушинами.

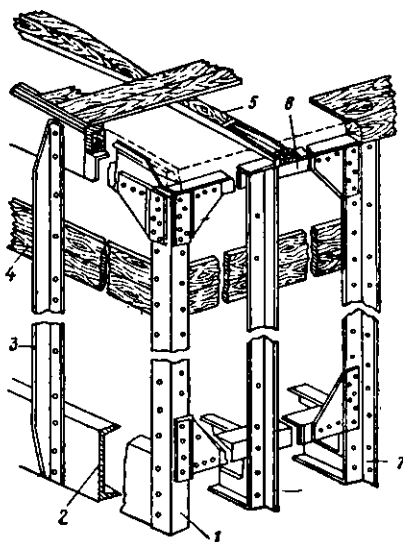


Рис. 138. Каркас кузова двухосного грузового вагона грузоподъемностью 20 т

В верхней части боковых стен кузова (между стойками) размещены люки, которые используются для загрузки и разгрузки зерна на элеваторах и для вентиляции. Запираются ставни люка с внутренней стороны вагона двумя закидками, расположенными на ставне.

3. КУЗОВА ВАГОНОВ ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ СКОТА

Обыкновенные крытые вагоны не приспособлены для перевозки скота, поэтому для таких перевозок построены специальные вагоны (рис. 139). Тележки таких вагонов имеют рессорные комплекты повышенной гибкости, а кузов снабжен специальными устройствами, создающими лучшие условия для длительного пребывания скота в вагоне и для необходимого ухода за ним.

На продольных стенах вагона расположены кормушки 4, конструкция которых позволяет в нерабочем положении складывать их и подвешивать на кронштейны. Под кормушками находятся металлические корыта 5 для воды. Запас воды хранится в баках 6, расположенных над кормушками под потолком вагона. Баки соединены с магистральной трубой 2. Скот размещают поперек вагона головами к продольной стене, оборудованной кормушками и корытами для воды, и привязывают к кольцам, прикрепленным к стенам вагона и кормушкам. На противоположной стене имеются полки 9 для хранения запаса сена.

В торцовых стенах кузова для перехода из вагона в вагон предусмотрены двери 7 с переходными мостиками и поручнями. Над дверями размещены световые люки.

Вентиляция вагона обеспечивается вытяжными дефлекторами 8, установленными на крыше вагона, и через люки 3. В боковых стенах имеются задвижные двери. Кроме этого, в дверных проемах расположены двустворчатые решетчатые двери 1, которыми пользуются в теплое время.

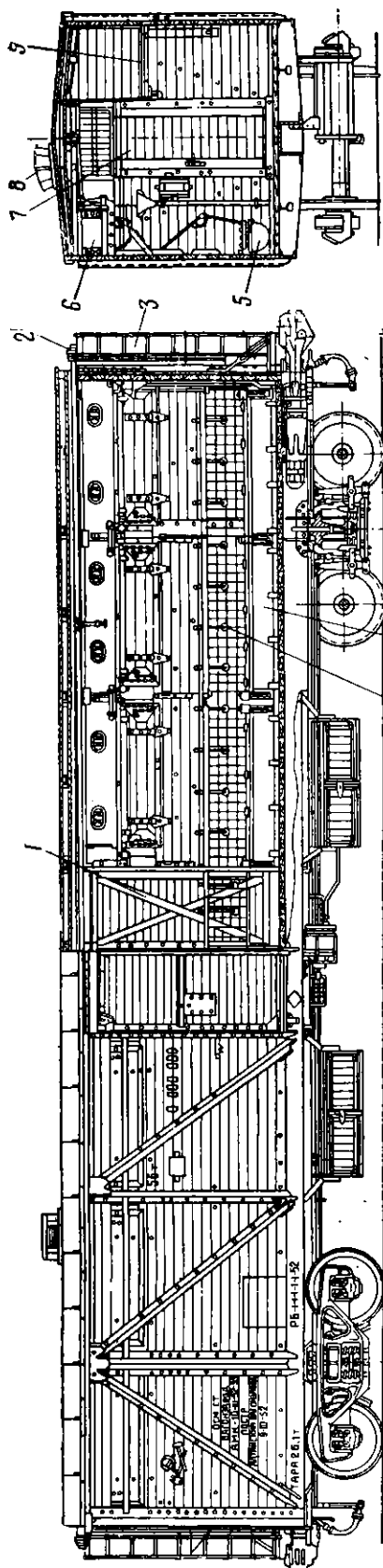


Рис. 139. Четырехосный вагон для перевозки скога

4. КУЗОВА ПОЛУВАГОНОВ

Полувагоны предназначены для перевозки угля, руды, кокса и других сыпучих грузов. В полувагонах перевозят также лес, прокат и другие навалочные грузы.

Сыпучие грузы загружают в полувагоны сверху, а разгружают через нижние люки. Груз под собственным весом высыпается наружу по наклонным плоскостям открытых крышек люков, поэтому такой вагон называется саморазгружающимся. Полувагоны разгружаются также с помощью вагоноопрокидывателей.

В настоящее время в эксплуатации находятся цельнометаллические полувагоны грузоподъемностью 60 *t* сварной конструкции (рис. 140). Боковые стены их состоят из штампованных листов и стоек. Двустворчатые лобовые двери, подвешенные на шарнирах, открываются внутрь вагона и снабжены запорами, закрепляющими двери в открытом и закрытом положении. Листы обшивки лобовых дверей имеют горизонтальные гофры, придающие им устойчивость. Пол плоский, образуется 14 штампованными металлическими лючковыми крышками (по 7 с каждой стороны), шарнирно подвешенными между поперечными балками рамы и хребтовой балкой. Крышка люка при открывании опускается вниз, вращаясь на шарнирных петлях, прикрепленных к хребтовой балке.

В опущенном состоянии крышка люка опирается на приваренные к поперечным балкам рамы опоры, располагаясь наклонно под углом 33°.

Крышка люка (рис. 141, *a*) изготовлена из стального гофрированного листа 1 толщиной 6 мм. Для придания большей жесткости крышки усиливаются балочками 2 и угольниками 3. К крышке с одной стороны приклепаны уши петель 5 и с другой — запорные угольники 4.

В закрытом положении крышки 1 (рис. 141, *б*) люков занимают горизонтальное положение и опираются одной стороной на шарнир 6, а другой — на запорные угольники 7, удерживаемые закидками 3 запорных механизмов. Запорный механизм состоит из закидки 3, прикреп-

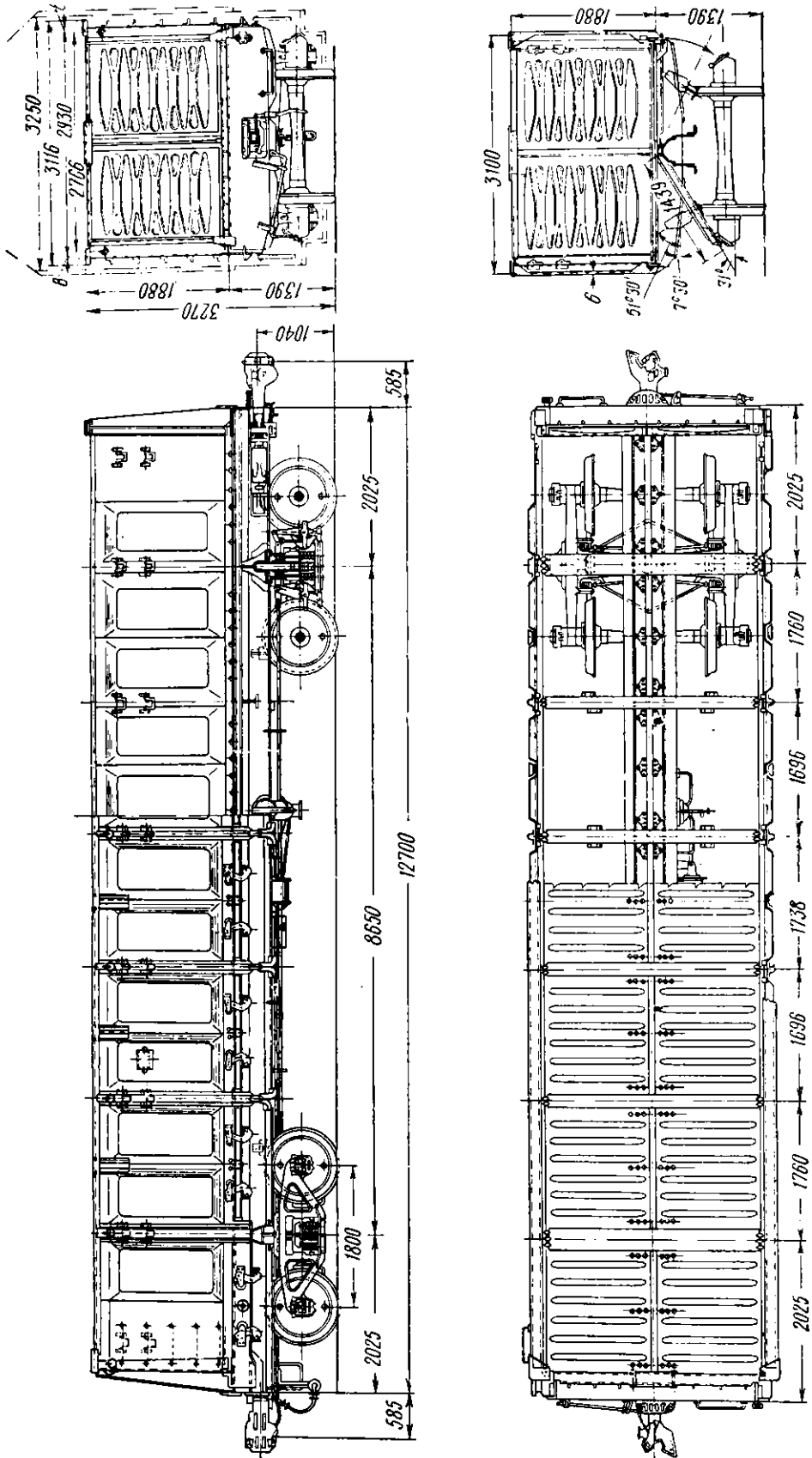


Рис. 140. Цельнометаллический четырехосный полувагон грузоподъемностью 60 т

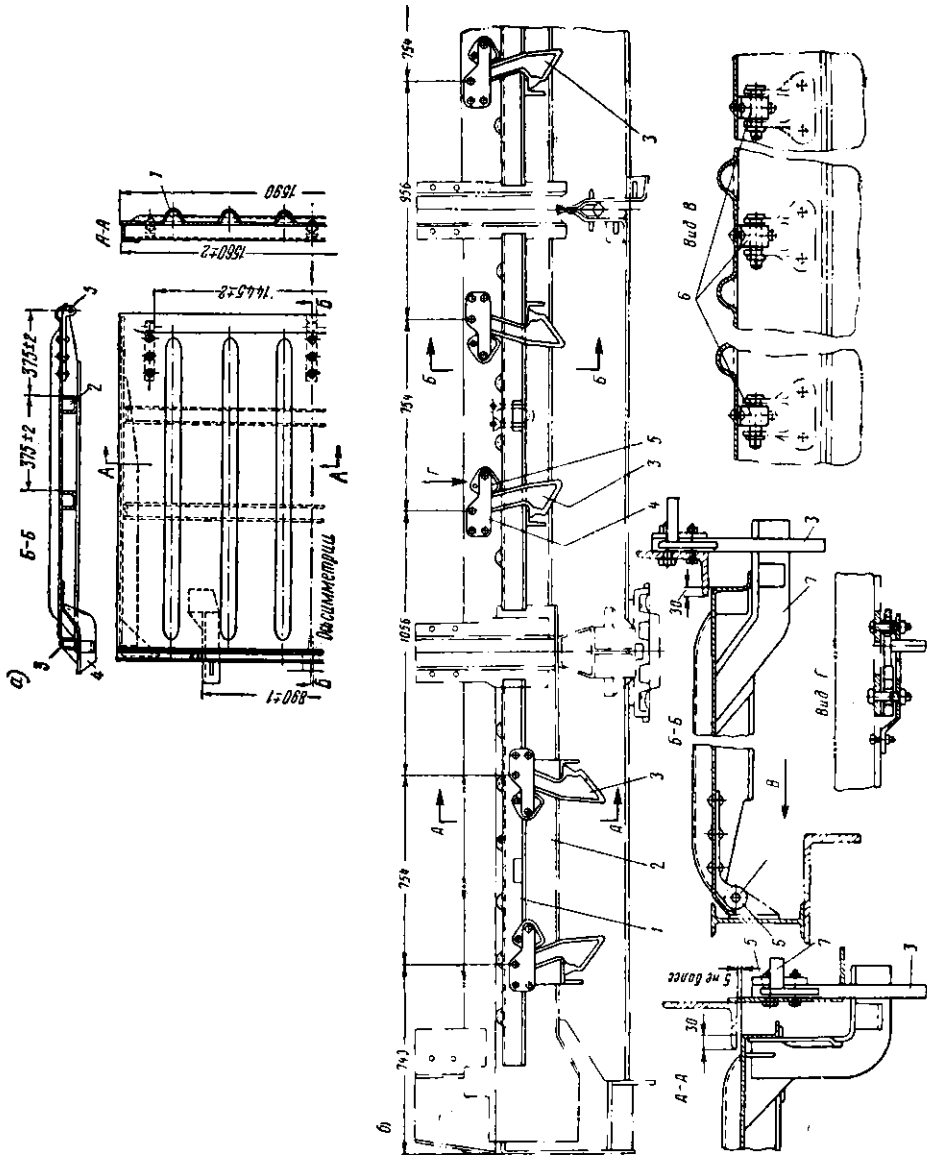


Рис. 141. Крышка люка и ее расположение на кузове

ленной скобой 4 к угольнику нижней обвязки фермы 2. Закидка, насаженная на болт, вращается; в нижней части ее имеется два зуба, которыми она при закрывании крышек зацепляется за выступающие угольники. Верхний зуб служит для плотного прижатия крышки к рамке люкового проема.

После закрытия крышки 1 на верхний зуб закидка в рабочем положении удерживается запорным сектором 5, который не дает закидке открываться во время движения поезда. Каждый люк имеет два запорных механизма.

Четырехосные полувагоны строятся также с кузовом, имеющим металлический раскосно-стоечный каркас и деревянную обшивку (рис. 142).

Кузов этого полувагона состоит из боковых стен и лобовых дверей. Двустворчатые лобовые двери открываются внутрь кузова. Такая конструкция дверей позволяет использовать полувагон для перевозки лесоматериалов и проката в тех случаях, когда груз по длине несколько выступает за пределы кузова.

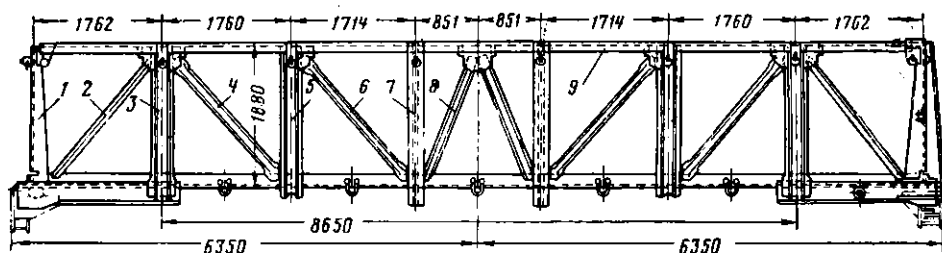


Рис. 142. Каркас боковой стены полувагона:

1—угловая стойка; 2—крайний раскос; 3—шкворневая стойка; 4—промежуточный раскос; 5—промежуточная стойка; 6—средний раскос; 7—левая средняя стойка; 8—раскос среднего проема; 9—верхний обвязочный пояс фермы

Угловые стойки 1, к которым на петлях подвешиваются лобовые двери, штампованные из листа толщиной 8 мм; они имеют переменное по высоте сечение, увеличиваясь сверху вниз в виде контрфорсов.

Шкворневые стойки 3 также штампованные, но из листа толщиной 7 мм и имеют корытообразное сечение с отбортовками. Средние стойки 7 зетового сечения $100 \times 75 \times 6,5$ мм. Промежуточные стойки 5, штампованные по типу шкворневых стоек. Раскосы 4 изготовлены штамповкой из полосовой стали толщиной 8 мм с одним продольным гофром для обеспечения устойчивости и восприятия распорных усилий от обшивки. Крайние раскосы 2 поставлены из углового проката сечением $75 \times 75 \times 8$ мм. Верхний пояс 9 боковой фермы изготовлен из швеллера сечением $140 \times 60 \times 8$ мм.

Внутренняя поверхность стоек и раскосов располагается в одной плоскости, к которой прикрепляется болтами деревянная обшивка толщиной 40 мм. Доски обшивки соединяют между собой шпунтами и гребнями.

Лобовые двери навешиваются шарнирно на угловые стойки, верхние обвязки каждой половинки двери соединяются между собой специальным замком, а нижние упираются в порог, укрепленный на буферном бруске.

Кузов шестиосного полувагона грузоподъемностью 93 т (рис. 143) цельнометаллический, сварной конструкции. Он также имеет две боковые стены и две лобовые двустворчатые двери.

Боковая стена (рис. 144) состоит из двух угловых 1 и семи промежуточных стоек 3, верхней 4 и нижней 5 обвязочных балок, а также металлической обшивки 2.

Стойки отштампованы: угловые — из листов толщиной 8 мм, а промежуточные — 6 мм. Верхняя обвязочная балка изготавливается из швеллера $140 \times 60 \times 8$ мм, а нижняя — из уголка $150 \times 100 \times 10$ мм.

Металлическая обшивка кузова выполнена из листа толщиной 4 мм. Она отштампована в виде отдельных панелей, которые сварены между собой в стык и приварены к верхней 4 и нижней 5 обвязочным балкам. Между

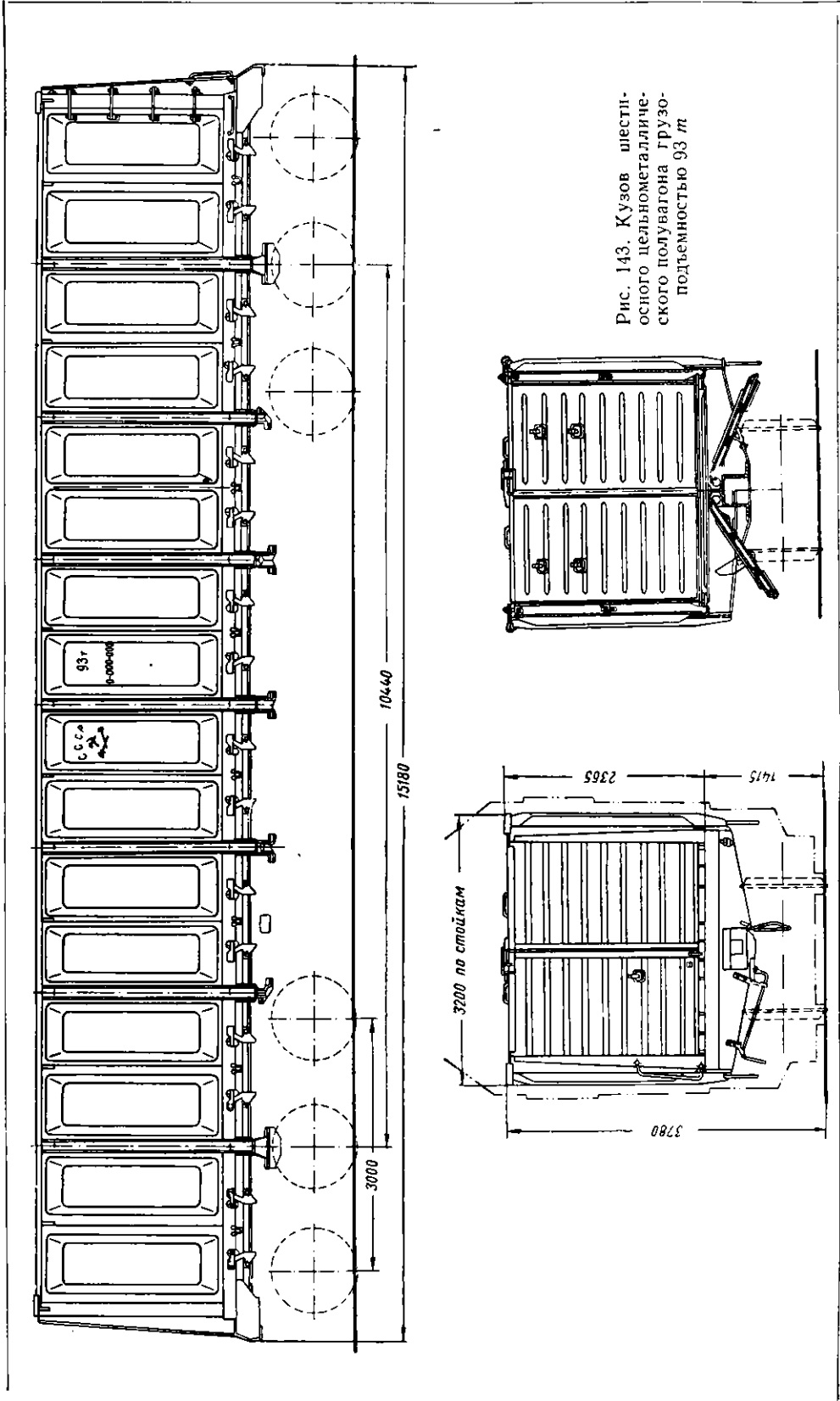


Рис. 143. Кузов шестико-
осного цельнометалличе-
ского полувагона грузо-
подъемностью 93 т

панелями расположены промежуточные стойки, приваренные к обшивке по всему периметру.

Каждая створка лобовой двери подвешена на петлях к угловым стойкам и снабжена запорами (рис. 145). На верхних поясах 4 створок установлен самозакрывающийся запор 5, позволяющий открывать дверь с уровня пола. Створка имеет каркас, состоящий из двух вертикальных стоек 2 и 6 и нижнего пояса 1, изготовленных из уголков $75 \times 75 \times 8$ мм. Правая вертикальная стойка 6 левой створки выполнена из стали зетового сечения № 10. На каркасы дверей приварены гофрированные листы 3 из низколегированной стали.

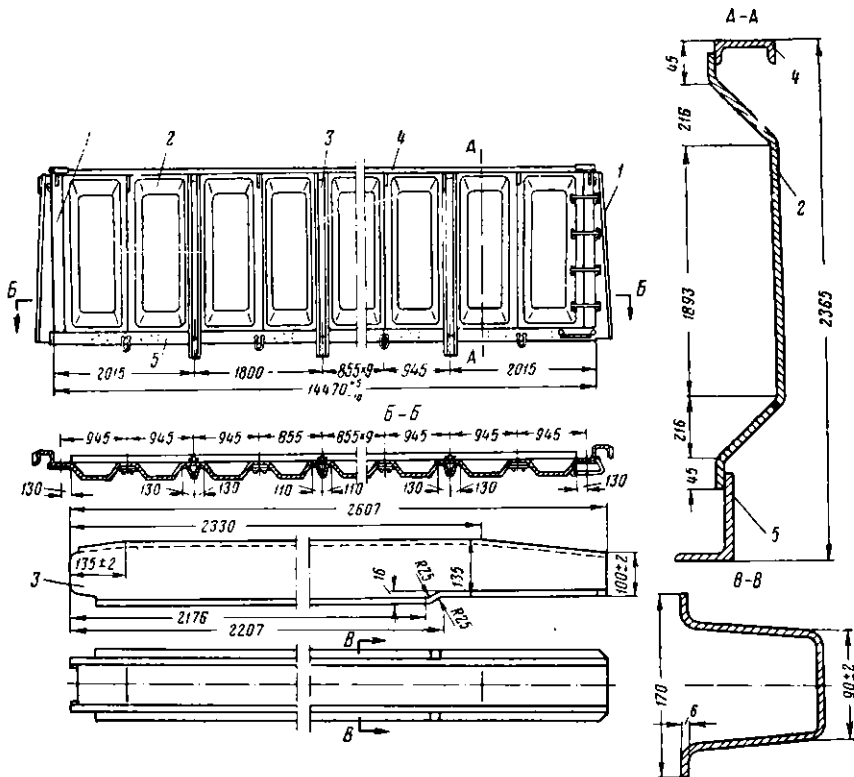


Рис. 144. Боковая стена (ферма) полувагона грузоподъемностью 93 т

В полу полувагона расположены 16 люков с открывающимися люковыми крышками. Крышки взаимозаменяемы с крышками люков полувагонов грузоподъемностью 60 т и состоят из рамы, сваренной из двух продольных концевых угольников $75 \times 75 \times 8$ мм, двух поперечных балочек П-образного сечения, подкладки, усиливающей крепление петель, а также гофрированной обшивки толщиной 4 мм. Крышки люков с помощью петель и валиков соединяются шарнирно с хребтовой балкой рамы. В закрытом положении крышки занимают горизонтальное положение, образуя плотный пол вагона, и удерживаются зубом закидки типового запорного механизма.

Для перевозки угля, руды, щебня и гравия применяют открытые саморазгружающиеся полувагоны-хoppers (рис. 146).

Отличительную особенность хопера представляет его кузов, выполненный в виде бункера с наклонными торцовыми стенами, по которым груз сползает к разгрузочным люкам, расположенным в нижней части вагона.

Каркас кузова металлический раскосно-стоечной конструкции. Верхние и нижние обвязки боковых стен выполнены из уголков $150 \times 100 \times 12$ мм, угловые стойки из уголков $100 \times 100 \times 10$ мм, а шкворневые и промежуточные из зетового проката № 8 и уголков $100 \times 65 \times 8$ мм.

Каркас кузова с внутренней стороны обшит: вверху досками толщиной 35 мм, внизу 45 мм; торцовые наклонные стены обшиваются досками толщиной 55 мм.

Внизу вдоль хоппера расположены два бункера, задние стенки которых прикреплены к хребтовой балке, а боковые, имеющие форму треугольника, соединены с задней стенкой. Наружной стенкой бункера является крышка люка, которая подвешена к нижней обвязке кузова на петлях и может открываться наружу.

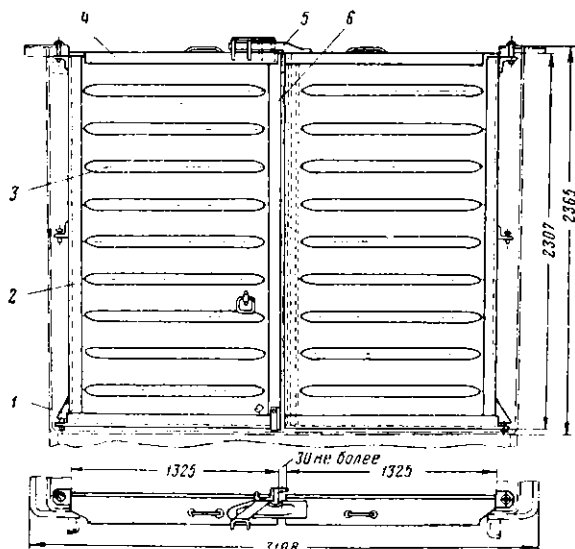


Рис. 145. Двустворчатая дверь полувагона грузоподъемностью 93 т

ных железных дорогах хоперы имеют ограниченное применение из-за плохой устойчивости вследствие высокого положения центра тяжести кузова и малой базы.

В настоящее время наша промышленность выпускает ряд специальных саморазгружающихся вагонов, к ним относится цельнометаллический крытый

Запорный механизм каждой крышки состоит из двух крюков, вращающихся на болтах, прикрепленных к боковой стенке кузова. Каждый крюк имеет два зуба, которыми он зацепляется за выступающие части армировки крышки люка, удерживая его в закрытом состоянии. Для того чтобы открыть люк, нужно повернуть предохранительный сектор запора и отбросить крюк в сторону. На магистраль-

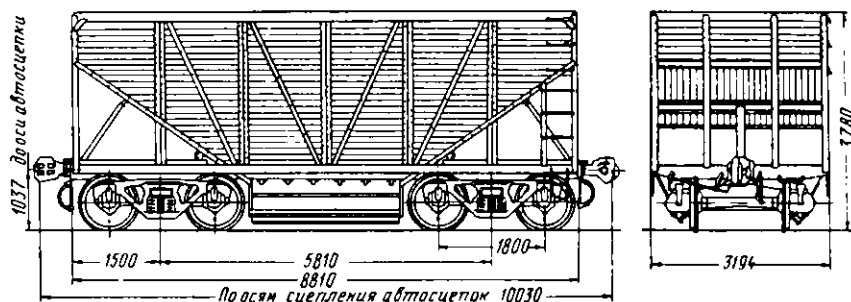


Рис. 146. Четырехосный полувагон-хоппер грузоподъемностью 50 т

вагон-хоппер грузоподъемностью 60 т для перевозки цемента (рис. 147), в котором обеспечивается сохранность цемента, перевозимого насыпью. Цемент загружают через четыре люковых отверстия, расположенных в крыше вагона. Люки имеют металлические крышки 3 на шарнирах и приспособления для их пломбирования. Разгрузка вагона достигается устройством наклонных торцовых стен 1 (под углом 50° к горизонту) и наличием в нижней части кузова четырех бункеров 2 с люками. Боковые стенки бункеров также наклонены к горизонту под углом 50°. Разгрузочные люки бункеров располагаются посередине и закрываются выдвижными заслонками, перемещающимися в пазах стальных листов рамы. Заслонки перемещаются зубчатой рейкой, связанной

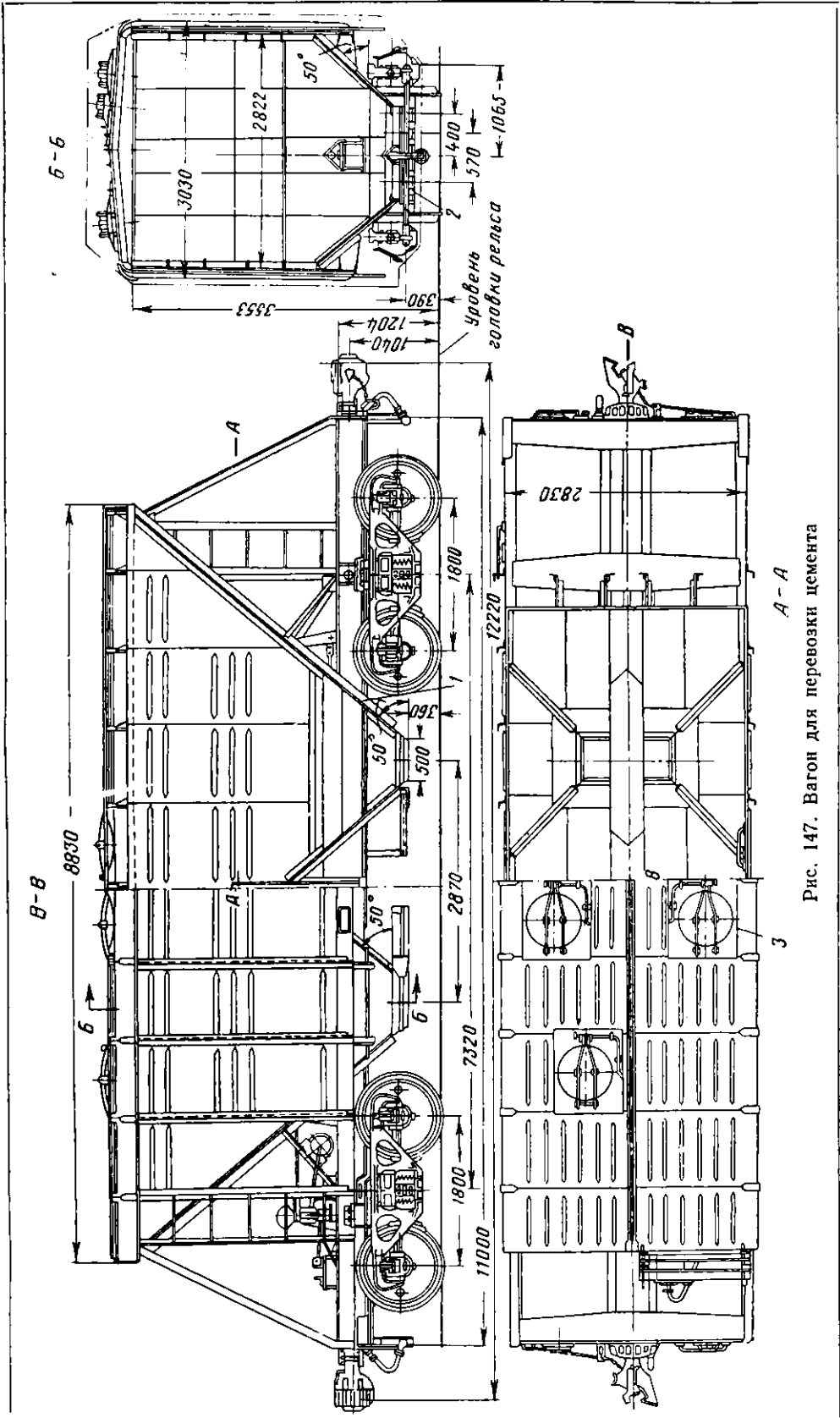


Рис. 147. Вагон для перевозки цемента

с шестернями, расположенными на валу запорного механизма. Последний обеспечивает закрывание люковых отверстий бункеров в любое время, на-

пример при частичной разгрузке вагона. Заслонки бункеров открываются независимо одна от другой. Кузов вагона сварной несущей конструкции. Боковые стены его изготовлены из гофрированного листа толщиной 4 мм, привариваемого к стойкам зетового сечения. Торцовые наклонные стены кузова выполнены из листа толщиной 6 мм, а верхняя обвязка стен из уголка $100 \times 75 \times 10$ мм. Средняя часть стен усиливается стойками, соединенными с рамой вагона. Соединение боковых и торцовых стен осуществлено уголками $60 \times 60 \times 6$ мм. Крыша изготовлена из листа толщиной 3 мм, усиленного каркасом, состоящим из дуг, продольных элементов и обвязки. Кузов находится на раме с хребтовой балкой, которая выполнена из двух зетовых балок специального проката сечением $310 \times 185 \times 125 \times 20 \times 11$ мм.

Кроме описанных полувагонов-хопперов, имеются и другие конструкции хопперов, предназначенных для перевозки различных грузов (щебня, гравия, песка).

5. ПЛАТФОРМЫ

Платформы относятся к открытым вагонам, они предназначены для перевозки длинномерных грузов — проката, труб, лесных строительных материалов (бревен, досок, брусьев), а также различных машин и тарных грузов, не боящихся влияния атмосферных осадков. Кроме того, на платформах перевозятся контейнеры и в ряде случаев руда, уголь, щебень и другие сыпучие грузы.

Преимущество платформ состоит в том, что они допускают более быструю и удобную погрузку грузов с широким применением простейших средств механизации.

В вагонном парке железных дорог имеются четырехосные платформы грузоподъемностью 50 т, но наиболее распространена плат-

форма грузоподъемностью 60 т (рис. 148), рама которой сварная с хребтовой балкой. Конструкция кузова платформы сравнительно проста и состоит из пола, продольных и поперечных бортов, а также различных бортовых деталей.

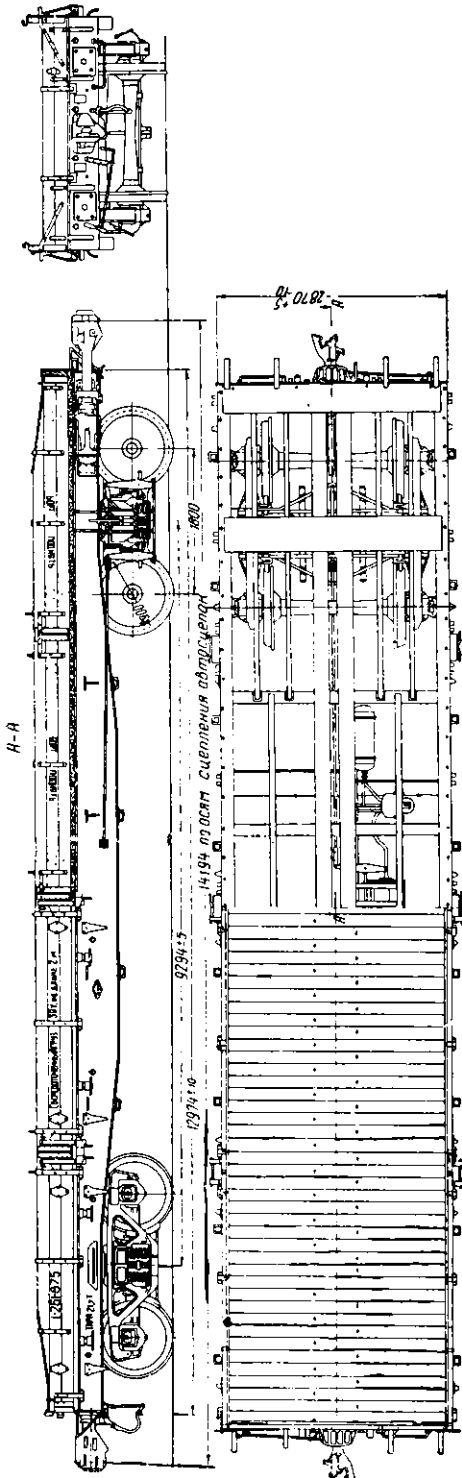


Рис. 148. Четырехосная платформа грузоподъемностью 60 т

Пол настилается поперек рамы из досок толщиной 55 мм без четвертей впритык. Такое соединение досок обеспечивает сток воды. Концы досок армируются металлическими уголками заподлицо с полом, предохраняющими его от разрушения при погрузке и выгрузке. В средней части доски пола прикрепляются болтами через специальные скобы к полкам хребтовой балки. С каждой стороны платформы расположены укрепленные на шарнирах борта. Продольные борта имеют высоту 450 мм и состоят из четырех секций на каждой стороне. Высота поперечных бортов 300 мм. Борта в поднятом положении в углах закрепляются обычными накладными крюками; в средней части секции продольных бортов закрепляются специальными запорами 1 (рис. 149, а), которые заводят в фасонные планки 2, приваренные к боковым балкам рамы. В опущенном состоянии (рис. 149, б) продольные борта упираются в отбойные пружины 1, прикрепленные к боковым балкам рамы 2. На буферных и боковых балках также прикреплены скобы для установки стоек при перевозке лесных материалов и кольца для увязки грузов.

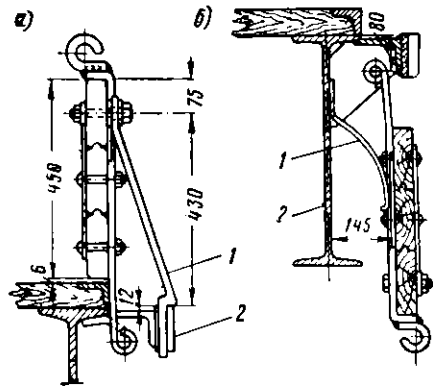


Рис. 149. Расположение борта четырех-осной платформы в поднятом и опущенном состоянии

Серьезным недостатком платформ является слабая прочность деревянных бортов. В настоящее время заводами выпускаются платформы только

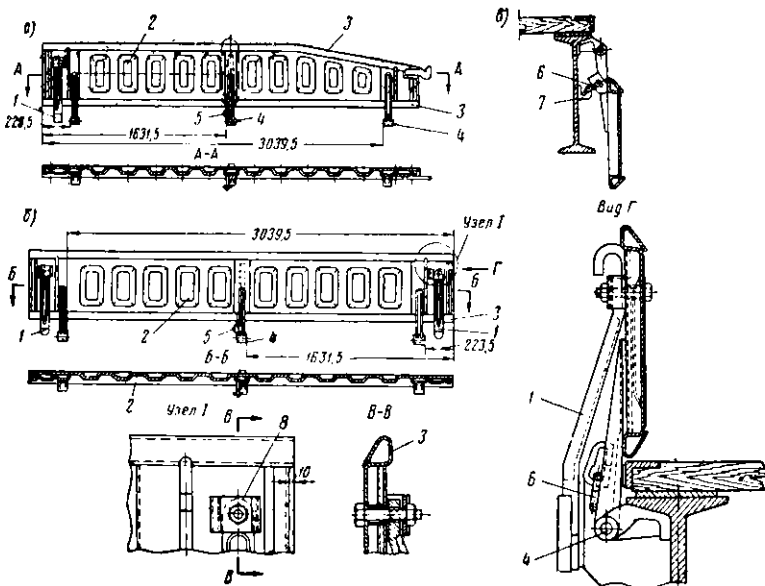


Рис. 150. Конструкция металлического борта:

а — крайний продольный борт; б — средний продольный борт; в — положение борта в опущенном состоянии; 1 — бортовой запор; 2 — гофры; 3 — отбортовка; 4 — шарнирная петля борта; 5 — увязочное кольцо; 6 — бортовое кольцо

с металлическими бортами (рис. 150), отштампованными из листов толщиной 3 мм. Кромки листа усилены отбортовкой 3, а средняя часть гофрами 2. Борт продольной стороны платформы состоит из четырех секций длиной 3 039,5 мм, которые подвешены к раме на шарнирных петлях 4. В поднятом состоянии борта закрепляются бортовым запором 1.

При транспортировке груза, который имеет ширину большую, чем ширина пола платформы, борта откидываются вниз (рис. 150, в) и в этом положении закрепляются к боковым балкам рамы бортовыми кольцами *б*, которые надеваются на специальные крючки *7*, приваренные на боковых балках. Такое крепление бортов в опущенном состоянии предохраняет их от раскачивания

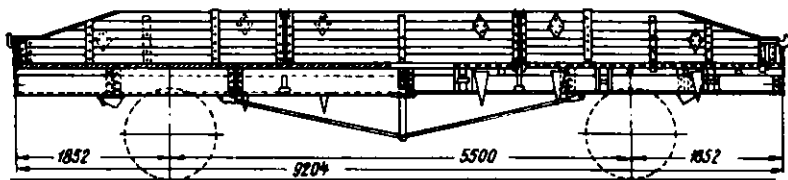


Рис. 151. Двухосная платформа грузоподъемностью 20 т

при движении вагона, а также от выхода за габарит. На боковых и буферных балках рамы установлены скобы для стоек, увязочные кольца *5* и бортоотбойные пружины.

Кроме четырехосных, имеются и двухосные платформы грузоподъемностью 20 т (рис. 151) с металлической рамой, имеющей хребтовую балку. Боковые балки рамы усилены одноколоночными шпренгелями. Пол настилается из досок толщиной 48—50 мм встык. Концы досок пола связывают металлическим уголком и болтами прикрепляют к раме.

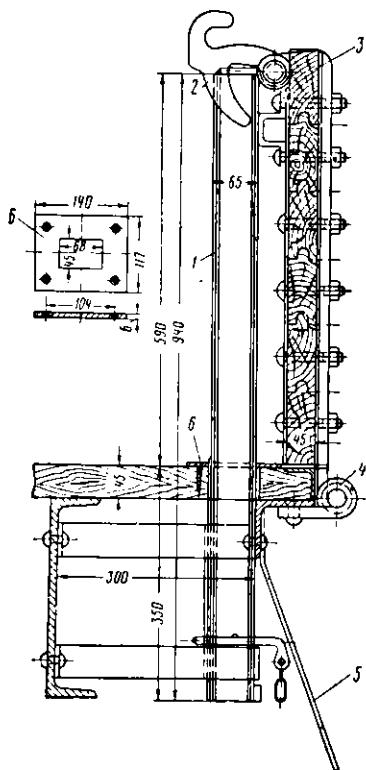


Рис. 152. Расположение продольного борта двухосной платформы грузоподъемностью 20 т

Продольные (рис. 152) и поперечные борта подвешиваются на петлях *4* к обвязочному угольнику и буферному брусу. Высота продольных бортов 625 мм по концам понижается до высоты, одинаковой с торцовыми бортами, т. е. до 310 мм. В закрытом положении борта *3* удерживаются специальным запором, который состоит из подъемной стойки *1* (швеллера 65×45×6 мм) с приваренной к нему сверху планкой *2*, шарнирно укрепленный на бортовой петле. Кроме того, крайние боковые борта соединяются с торцовыми при помощи закидок. При открытых бортах стойка опускается вниз до шайбы *б*, расположенной на полу. В опущенном состоянии боковые борта опираются на упругие пластины *5*, называемые отбойными пружинами. Чтобы при ударе пружины борта не повреждались, на их наружной стороне предусмотрены металлические предохранительные планки ромбической формы. Торцовые борта в поднятом положении закрепляются крючками за скобы продольных бортов. В открытом положении торцовые борта опираются на кронштейны, прикрепленные к буферному брусу. Борты занимают горизонтальное положение и образуют мостик между двумя платформами.

Для установки деревянных стоек, необходимых при перевозке лесных материалов, в полу платформы имеется 12 гнезд со скобами по *6* с каждой стороны. Кроме этого, к обвязочным угольникам прикреплены кольца, используемые при увязке грузов.

6. ТРАНСПОРТЕРЫ

Для перевозки громоздких, тяжеловесных грузов (крупных отливок станин, ферм мостовых кранов, трансформаторов, роторов, генераторов, турбин и т. п.) применяются специальные многоосные платформы, называемые транспортерами. На наших железных дорогах применяют транспортеры с количеством

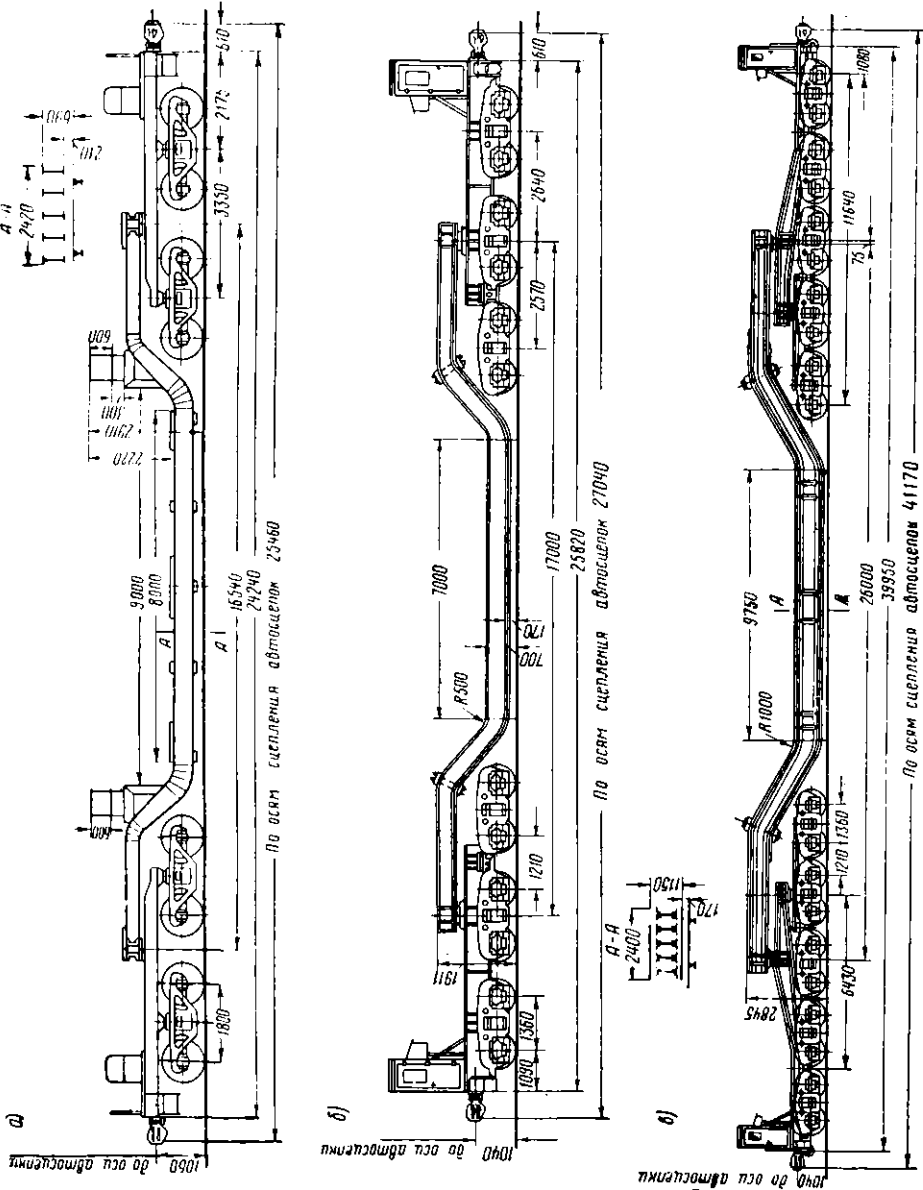


Рис. 153. Транспортеры

от 6 до 20 осей и более с грузоподъемностью некоторых свыше 230 т. Транспортер имеет несущую раму особой формы, равномерно опирающуюся через концевые балки на несколько двухосных, трехосных, а иногда и четырехосных тележек.

По конструкции транспортеры разделяются на следующие типы:

- а) с пониженной погрузочной площадкой, состоящей из сплошного листа, не имеющего отверстий для крепления груза;
- б) с пониженной погрузочной площадкой, состоящей из сплошного листа с отверстиями для крепления груза;

в) с продольными балками несущей рамы, соединенными в пониженной части, а также в консольных частях поперечными связями и перекрытыми узкими поперечными листами;

г) колодеобразные, несущая рама которых состоит из двух продольных балок, соединенных по концам между собой.

Восьмиосный транспортер грузоподъемностью 80 *t* (рис. 153, *a*) имеет симметрично изогнутую главную балку, шарнирно соединенную с концевыми рамами. В средней части балка имеет низкую погрузочную площадку, предназначенную для установки высоких грузов, а по концам, опирающимся на опорные рамы транспортера, расположены добавочные погрузочные площадки, используемые для перевозки длинномерных громоздких грузов.

Главная балка — стальная сварная, с поперечным сечением закрытой коробчатой формы, образована несколькими вертикальными листами, которые сверху перекрыты сплошными листами, а снизу усилены горизонтальными полосами. Криволинейная часть главной балки, где возникают значительные местные напряжения, усиливается дополнительными накладками и ребрами.

Опорные рамы сварные; они состоят из хребтовой балки, трех шкворневых балок и буферного бруса. На них монтируются ударно-тяговые приборы и тормозное оборудование.

У двенадцатиосного транспортера грузоподъемностью 130 *t* (рис. 153, *b*) главная балка по концам опирается через пятники промежуточных балок, а последние в свою очередь на пятники двух трехосных тележек с каждой стороны.

Несколько иную конструкцию имеет двадцатиосный транспортер (рис. 153, *в*) грузоподъемностью 230 *t*. Главная балка транспортера через сферические пятники опирается концами на две специальные балки, каждая из которых в свою очередь опирается на пятники двух тележек, причем одним концом на продольной балке четырехосной тележке, а другим — на шестиосной тележке.

Кроме указанных транспортеров, существуют еще и другие конструкции разной грузоподъемности. Нашей промышленностью созданы транспортеры грузоподъемностью до 320 *t*.

7. ИЗОТЕРМИЧЕСКИЕ ВАГОНЫ

Назначение и классификация

Изотермические вагоны служат для перевозки скоропортящихся грузов, такие вагоны оборудованы приборами охлаждения и отопления, поддерживающими внутри кузова постоянную температуру за все время перевозки. Перевозка грузов в вагоне может производиться навалом, в таре или подвешенным на крюках.

К скоропортящимся грузам относятся главным образом продукты питания (мясо, рыба, масло, фрукты, овощи и т. п.); живые растения и другие грузы, которые при хранении и транспортировке требуют вентиляции, соблюдения соответствующих режимов температуры и влажности. Так, например, при перевозке мяса температура воздуха в вагонах должна быть в пределах от $+1$ до $+4^{\circ}$, молока от 0 до $+1^{\circ}$ и т. д.

Изотермические вагоны появились в России в 1862 г. За период почти столетнего развития холодильного транспорта такие вагоны претерпели большие изменения как в отношении конструкции кузова, так и способов охлаждения.

Оборудование изотермического вагона должно обеспечивать внутри грузового помещения вагона постоянную и равномерную температуру воздуха, удаление паров и газов, возникающих при перевозке разных грузов. Приборы для охлаждения, отопления и вентиляции, установленные в вагоне, должны отличаться простотой устройства, надежностью действия и быть удобными в обслуживании. Грузовое помещение вагона должно обеспечить необходимые условия для

перевозки упакованных и неупакованных грузов (ящиков, бидонов, мясных туш и т. д.). Изотермические вагоны, являясь разновидностью грузовых крытых вагонов, должны удовлетворять всем требованиям, предъявляемым к грузовым вагонам.

В зависимости от назначения, внутреннего оборудования и рода перевозимых грузов изотермические вагоны подразделяются на универсальные и специализированные.

В универсальных вагонах перевозят массовые скоропортящиеся грузы в теплом, охлажденном и замороженном состоянии. Эти вагоны имеют приборы для охлаждения и вентиляции, а также приспособления и оборудование для укладки груза, перевозимого в таре.

Специализированные вагоны предназначены для перевозки определенных грузов — молока и молочных продуктов, фруктов, минеральных вод, живой рыбы и других грузов.

По способу применяемого охлаждения вагоны подразделяются на две основные группы: первая группа включает вагоны, охлаждаемые льдом или смесью льда и соли (вагоны-ледники), которые в свою очередь подразделяются на вагоны с пристенными решетчатыми карманами и на вагоны, в которых приборы охлаждения в виде металлических баков размещены под потолком; ко второй группе относятся поезда, секции и отдельные вагоны с машинным охлаждением и электрическим отоплением.

По температурному режиму и обеспечению сохранности грузов наиболее совершенными являются вагоны с машинным охлаждением, далее идут вагоны с потолочными приборами охлаждения и, наконец, вагоны, у которых приборы охлаждения размещены у торцовых стен.

По конструкции кузова изотермические вагоны могут быть подразделены на вагоны с деревянным кузовом; вагоны с металлическим каркасом и деревянными внутренней и наружной обшивками кузова; цельнометаллические вагоны, имеющие металлические каркас и наружную обшивку. Цельнометаллические вагоны имеют прочный кузов, обеспечивающий более постоянную температуру в грузовом помещении.

Устройство кузовов

Характерной особенностью кузовов изотермических вагонов является их надежная тепловая изоляция и создание условий для размещения внутреннего оборудования. Поэтому такие кузова, кроме высокой прочности и устойчивости, должны обеспечивать удобство размещения термоизоляции и возможность укрепления необходимого внутреннего оборудования (балки с крючьями, полки, решетки и др.).

Изотермические вагоны до 1936 г. строились с деревянным каркасом. В 1937 г. началось строительство четырехосных изотермических вагонов с металлическим каркасом кузова, который представляет собой раскосно-стоечную конструкцию, состоящую из боковых, лобовых ферм и потолочных дуг. Угловые и дверные стойки кузова выполнены из уголка $120 \times 80 \times 8$ мм, стойки боковых и лобовых стен — из зетового профиля $80 \times 65 \times 6,5$ мм, промежуточные стойки — из уголка $65 \times 65 \times 8$ мм. Верхний пояс боковых ферм выполнен из уголка $120 \times 80 \times 8$ мм, а нижним поясом является боковой швеллер рамы сечением $200 \times 73 \times 7,5$ мм. В лобовых фермах имеются раскосы из стальных полос, верхняя обвязка из уголка и стойки из стали зетового профиля.

Каркас этого кузова сварной конструкции. Для крепления изоляции и деревянной обшивки стен, крыши и пола металлические элементы каркаса армируются деревянными брусками. Замена в каркасе деревянных элементов металлическими значительно повысила прочность кузова. Вес кузова облегчен за счет снятия шпренгелей хребтовой балки рамы.

Для изотермических вагонов более совершенным кузовом является цельнометаллический (рис. 154, а). В такой конструкции кузов вместе

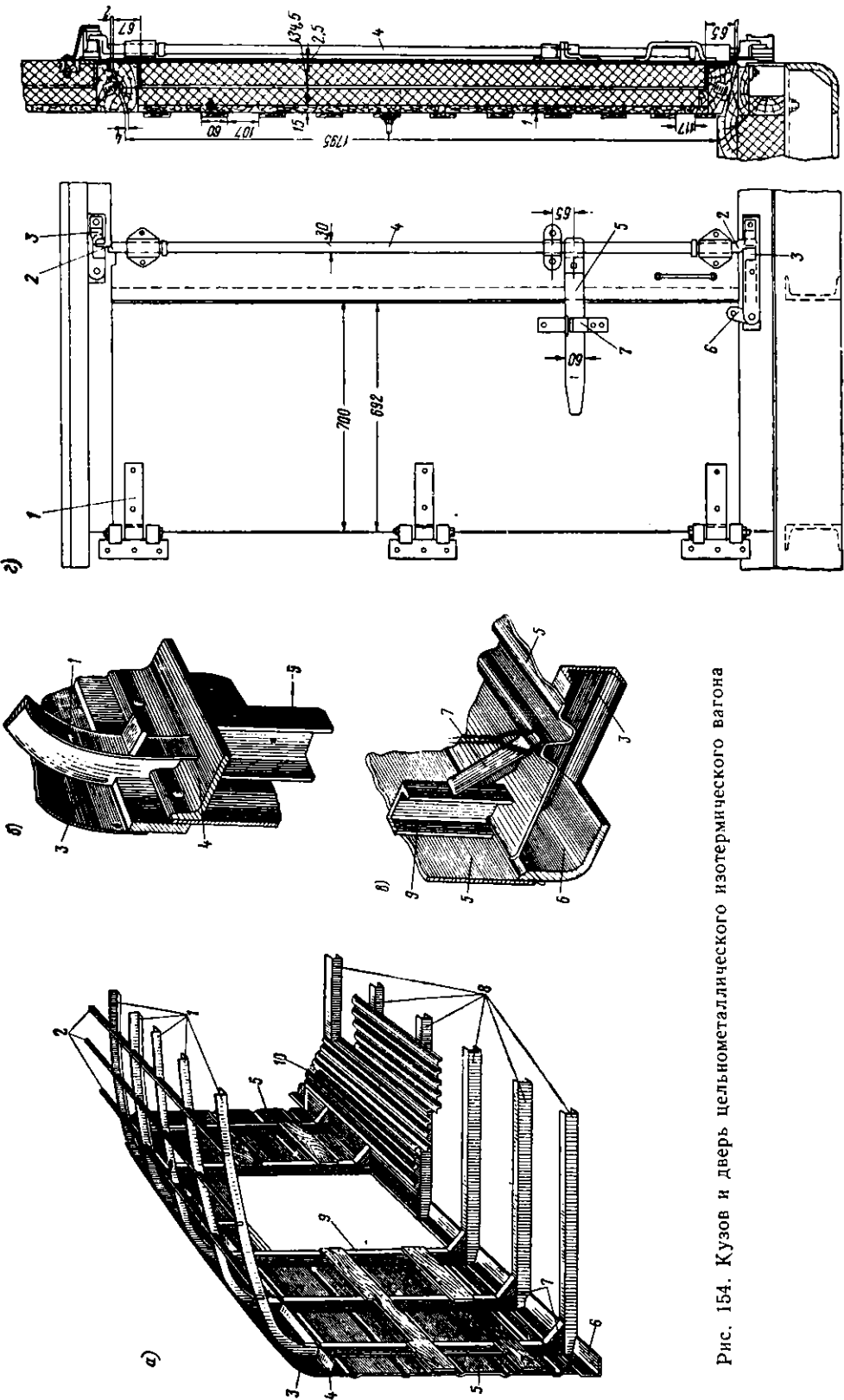


Рис. 154. Кузов и дверь цельнометаллического изотермического вагона.

с рамой воспринимает все нагрузки, что позволяет облегчить раму за счет упразднения хребтовой балки на участке между шкворневыми балками. Кроме того, металлические стены кузова воздухонепроницаемы, тогда как деревянная обшивка при высыхании пропускала воздух через трещины, вследствие чего ухудшалась тепловая изоляция и требовалось дополнительное охлаждение грузового помещения вагона.

Каркас такого кузова состоит из ряда поперечных замкнутых колец (шпангоутов), образованных из поперечных балок пола 8, стоек боковых стен 9 и дуг 1 крыши 3, соединенных между собой продольным нижним 6 и верхним 4 поясами. Стойки с боковыми продольными балками (поясами) рамы соединены электродуговой сваркой и дополнительно усилены раскосами 7. В верхней части стойки скреплены с обвязочными поясами крыши вагона (рис. 154, б).

К каркасу кузова снаружи приварены металлические листы 5 (см. рис. 154, а) толщиной 2,5 мм с гофрами, горизонтально расположенными вдоль всей стены. Лобовые стены вагона образуются угловыми и двумя промежуточными стойками, обшитыми стальными листами с гофрами. Крыша покрыта гладкой листовой сталью толщиной 2 мм, приваренной к потолочным дугам 1, продольным связям 2 и к обшивке стен. Гофрированный пол 10 с высотой гофра 40 мм из стальных листов толщиной 2 мм приварен к поперечным 8 и продольным 6 балкам каркаса (рис. 154, в). В первых выпусках вагонов гофрированный пол покрывал всю площадь рамы, а в последующих — на консольных частях рамы стали ставить гладкие стальные листы толщиной 8 мм, которые приваривали к буферному брусу, шкворневой балке, упорным диагональным балкам и боковым продольным поясам. Средняя часть рамы вагона между шкворневыми балками осталась перекрытой гофрированными листами. Внутренняя деревянная обшивка стен толщиной 15 мм прибивается гвоздями к армировочным брускам, прикрепленным болтами к металлическим стойкам каркаса, а обшивка потолка толщиной 12 мм прибивается к деревянным дугам крыши, жестко прикрепленным к металлическим дугам.

В эксплуатации выявилось, что деревянные бруски кузова, имея значительную большую теплопроводность, чем мипора изоляции стен, являются тепловыми мостиками кузова вагона. Кроме того, вес дерева намного больше веса мипоры. Для устранения этого недостатка в последние годы стали строить вагоны с металлической внутренней обшивкой стен вместо деревянной. Наружная обшивка и каркас этих вагонов примерно такие же, как и описанного выше вагона-ледника, а обшивка внутренних стен выполнена из гофрированной листовой оцинкованной стали толщиной 2 мм. Она состоит из отдельных панелей с вертикальными гофрами и прикрепляется к стойкам каркаса кузова болтами.

Вагон имеет два дверных проема по одному с каждой стороны размером 1 892 × 1 430 мм, закрываемые двустворчатыми дверями (рис. 154, г) с резиновым уплотнением створок. Последние имеют металлический каркас, армированный брусками из твердых пород дерева, обшитый с обеих сторон стальными оцинкованными листами, между которыми уложен слой изоляции. К дверной стойке кузова створка прикреплена шарнирно тремя петлями 1. Двери снабжены типовым для изотермических вагонов коленчатым затвором 4. Кривошип его 2 входит в гнезда 3 на обвязочных брусках. На двери укрепляют закладку 5 и ушко 7, предназначенные для навешивания замка и пломбы и закрепления ручки затвора от самопроизвольного открывания. На нижнем гнезде затвора стоит защелка 6 для закрепления левой створки двери.

Изоляция кузовов

Сохранение постоянной температуры воздуха в грузовом помещении достигается применением хорошей тепловой изоляции стен, потолка и пола вагона. Изоляция препятствует прониканию тепла снаружи в летнее время, а зимой уменьшает потери тепла из вагона. Следовательно, от качества изоляционного материала и правильного расположения его на вагоне зависят термические свойства вагона и экономичность его эксплуатации.

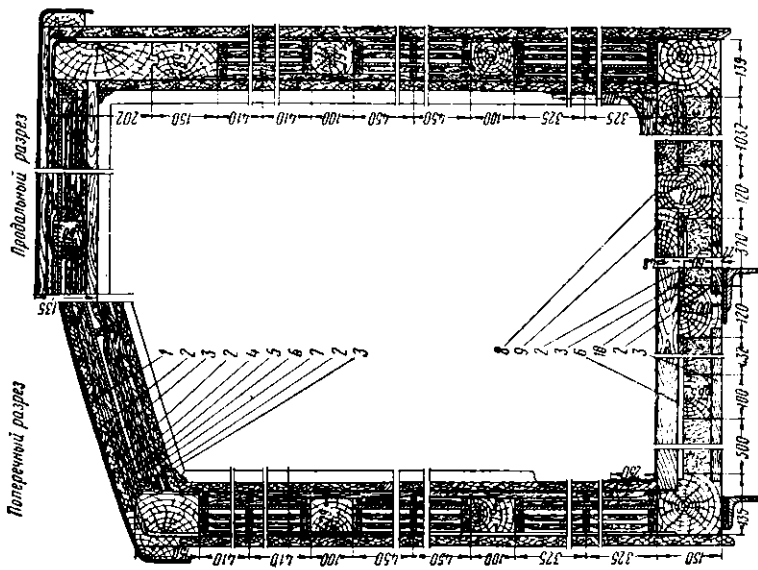


Рис. 155. Разрезы кузова изотермического вагона с деревянным каркасом:
 1 — кровельная сталь; 2 — руберойл; 3 — обшивка; 4 — шевели (два слоя); 5 — фанера; 6 — воздушная прослойка; 7 — шевели (четыре слоя); 8 — оцинкованная сталь; 9 — доска пола; 10 — торфолитеум

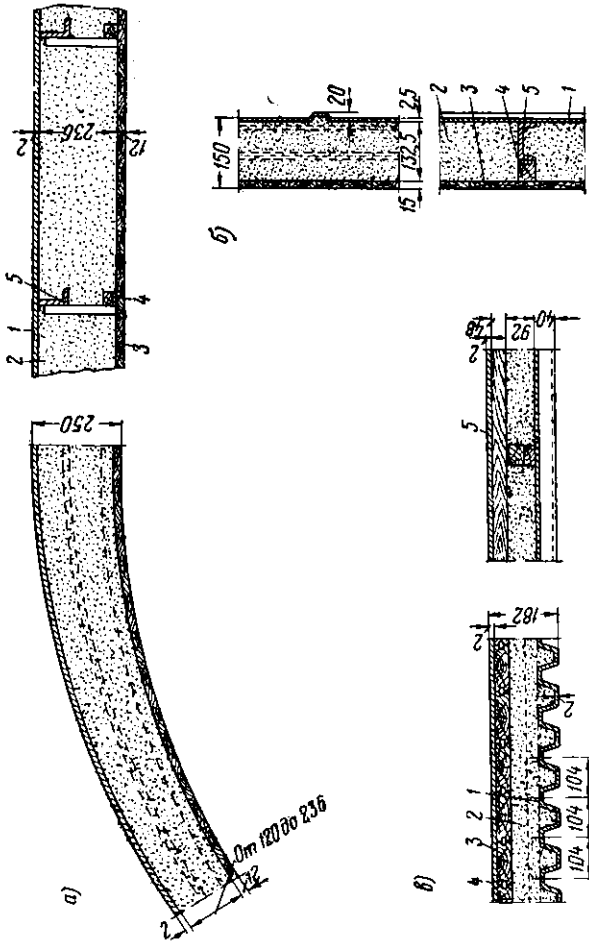


Рис. 156. Поперечный разрез цельнометаллического изотермического вагона:
 а — сечение боковой стены; б — сечение боковой крыши; в — сечение пола; 1 — металлическая обшивка; 2 — мипора; 3 — деревянная обшивка; 4 — деревянный брус; 5 — дуга крыши

Изоляционные материалы должны иметь низкий коэффициент теплопроводности, минимальный объемный вес и незначительную гигроскопичность, так как даже небольшое увлажнение изоляции значительно увеличит коэффициент теплопроводности; быть огнестойкими и прочными; выдерживать сотрясения, вибрации и удары, возникающие при движении вагона; не иметь запахов, которые могут восприниматься перевозимыми грузами; быть дешевыми и достаточно просто и удобно устанавливаться на кузове вагона. В качестве изоляционного материала употребляется шевелин, мипора, пробка, торфолеум, альфоль (алюминиевая фольга), минеральная вата, войлок минеральный и шерстяной, ипорка и т. д.; в качестве влагонепроницаемого слоя — руберойд, перфоль, паронит и пр. Наиболее распространенным видом изоляции являются мипора и шевелин.

Перед укладкой на вагон изоляцию собирают в отдельные пакеты. В вагонах с деревянным кузовом изоляция укладывается небольшими пакетами размером, соответствующим пространству между стойками, раскосами и поперечными брусками. На рис. 155 показаны разрезы кузова и размещение шевелина. Коэффициент теплопередачи, являющийся одним из основных теплотехнических показателей изоляционного материала, для такого кузова равен $0,6 \text{ ккал/м}^2 \text{ч}^\circ \text{С}$. В вагонах с металлическим каркасом изоляция укладывается целыми панелями, состоящими из семи слоев шевелина, двух слоев руберойда и воздушных прослоек. На фанерный лист размером, соответствующим секции каркаса кузова, прикрепляют изоляцию и затем эти панели присоединяют к армировке стен кузова. Коэффициент теплопередачи таких стен равен $0,55 \text{ ккал/м}^2 \text{ч}^\circ \text{С}$. С 1950 г. в вагонах с металлическим каркасом кузова и в цельнометаллических (рис. 156) применяется для изоляции мипора, толщина слоя которой в стенах равна 132,5 мм, в полу в среднем 112 мм и в крыше 170 мм. В междустенное пространство мипора укладывается пакетами, обернутыми перфолем или пластиком № 239. Затем пакеты сверху покрывают гидроизоляционным слоем из руберойда или пластика. Коэффициент теплопередачи ограждения с мипорой равен $0,5 \text{ ккал/м}^2 \text{ч}^\circ \text{С}$.

Внутреннее оборудование вагонов с льдосоляным охлаждением

К внутреннему оборудованию изотермических вагонов относятся приборы охлаждения, устройства для циркуляции воздуха, приборы для слива рассола, погрузочные приспособления и напольные решетки, упоры для настила при укладке груза в два яруса, устройства отопления и вентиляции. Основными из этого оборудования являются приборы для охлаждения воздуха в грузовом помещении вагона, конструкция которых зависит от температуры, подерживаемой внутри вагона.

В зависимости от конструкции приборов охлаждения и их размещения имеются вагоны с пристенными и потолочными приборами охлаждения.

Вагоны с пристенными приборами охлаждения. Пристенные приборы льдосоляного охлаждения устанавливаются у торцовых стен внутри вагона и бывают с решетчатыми и танковыми карманами. Решетчатые карманы имеются деревянные и металлические, а по конструкции — одинарные и двойные. Решетчатые одинарные карманы, которыми преимущественно оборудованы двухосные изотермические вагоны, располагаются по одному у каждой торцовой стены кузова. Такой карман представляет собой клетку прямоугольного сечения, изготовленную из вертикальных реек сечением $50 \times 25 \text{ мм}$. Для очистки от загрязнений и остатков льда он со стороны погрузочного помещения внизу имеет дверцы. Карман устанавливается на подставку, под которой находится желобчатое корыто из оцинкованной стали для стока воды.

Двойные карманы устроены так же, как и одинарные, располагаются по два у каждой торцовой стены на некотором расстоянии друг от друга для увеличения поверхности охлаждения. Вместимость таких карманов составляет около 4,2 т дробленого льда. Поверхность охлаждения равна $33,6 \text{ м}^2$. Лед

загружается в обе половины кармана через один люк, имеющий ледорез, благодаря которому лед равномерно заполняет обе половины кармана.

Решетчатые металлические двойные карманы изготавливаются из оцинкованных прутков диаметром 13 мм, которые устанавливаются вертикально на расстоянии между центрами 50 мм и связываются сверху обвязкой из уголка. Нижняя часть кармана делается в виде корыта из листовой оцинкованной стали толщиной 4 мм. На дне его установлена деревянная решетка для предохранения дна от ударов при загрузке кармана льдом. Два двойных кармана вмещают 6,4 т льда, поверхность охлаждения составляет 45 м².

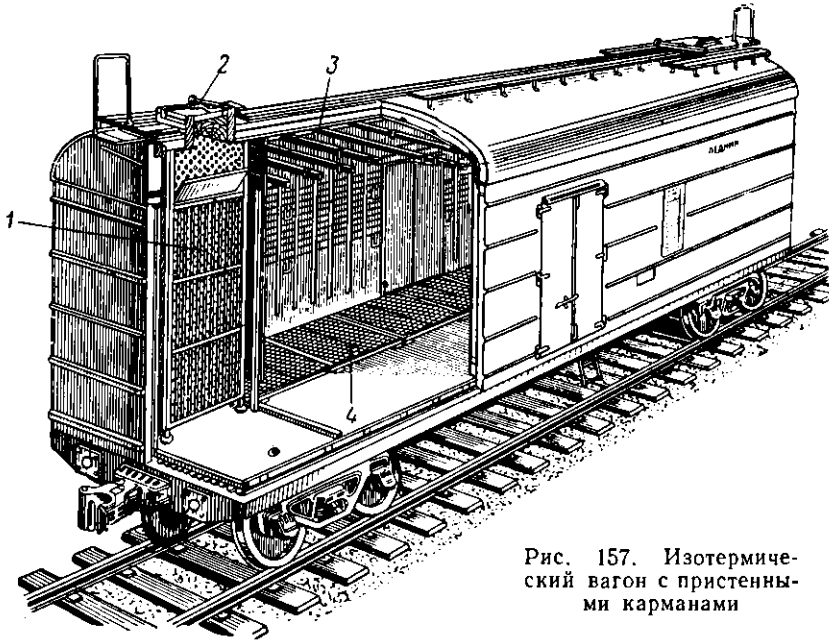


Рис. 157. Изотермический вагон с пристенными карманами

В цельнометаллических изотермических вагонах (рис. 157) применены решетчатые двойные карманы иной конструкции. Стены их состоят из листов перфорированной (дырчатой) оцинкованной стали 1, закрепленных на каркасе из уголков и вертикальных прутков. Такие стены, частично препятствуют просыпанию соли из кармана на поддон и задерживают ее на наружных гранях льда, чем обеспечивается более низкая температура воздуха. Днища карманов могут перемещаться вверх на $\frac{1}{3}$ высоты кармана, уменьшая объем кармана. В случае понижения температуры наружного воздуха с уменьшением объема кармана уменьшается количество загружаемого льда.

Для загрузки карманов льдом в каждом конце вагона на крыше над карманами устраиваются загрузочные люки 2. Крышки люков состоят из двух щитов со слоем изоляции между ними. В закрытом состоянии крышка с войлочным уплотнением плотно прилегает по всему периметру люкового отверстия. Люки имеют затвор кривошипного типа, подобный дверному.

Для сбора талой воды и избытка рассола под карманом для льда на полу устроены поддоны, обитые оцинкованной сталью. Вода и рассол из поддона сливаются наружу по трубе. На конце трубы имеется водяной затвор, называемый сифоном, который обеспечивает автоматический выпуск излишней воды и недопущение в то же время наружного воздуха и пыли внутрь вагона.

Вентилирование изотермических вагонов ранее осуществлялось вытяжными дефлекторами, устанавливаемыми на крыше вагона. Долголетний опыт эксплуатации вагонов показал, что применявшиеся конструкции дефлекторов не обеспечивали существенного выравнивания температуры внутри кузова, и поэтому на вновь строящихся вагонах такие дефлекторы не устанавливают. Венти-

рование грузовых помещений вагонов производится на пунктах снабжения льдом при помощи переносных вентиляторов. Необходимый температурный режим в грузовом помещении с пристенными приборами охлаждения поддерживается за счет таяния льда и непрерывной естественной циркуляции воздуха. Для улучшения циркуляции воздуха внутри грузового помещения на расстоянии 125 мм от карманов устанавливаются циркуляционные щиты, изготовляемые в виде двустворчатых дверей сплошными, не доходящими до потолка на 300 и до пола на 200 мм. Через эти щели воздух проходит снизу (рис. 158). Такие щиты также предохраняют груз от попадания льда и соли при загрузке их в карманы вагонов.

Для размещения в изотермическом вагоне грузов имеются специальные приспособления. Так, например, для перевозки мясных туш в подвешенном состоянии имеются балки с крюками 3, которые бывают подвижные и неподвижные; для укладки грузов, упакованных в мягкую тару, имеются постоянные полки на стенах, которые в открытом состоянии поддерживаются поворотными кронштейнами.

Для образования воздушного пространства между полом и грузом в вагоне устанавливаются напольные решетки 4. В цельнометаллических вагонах напольные решетки металлические. Они изготовлены из полос волнистой стали толщиной 2 мм, поставленных на ребро. Окантовка решеток сделана из уголка 75 × 50 мм. Решетки шарнирно прикреплены к боковым стенам кузова вагона.

При перевозке скоропортящихся грузов зимой некоторые из них требуют защиты от низких температур, что достигается различными способами обогрева грузового помещения. Наиболее распространенным видом отопления являются суховоздушные печи. Индивидуальное суховоздушное отопление состоит из чугунных печей, установленных в вагоне по диагонали в противоположных углах. Отопление печей и чистка поддувала производятся снаружи без захода в вагон. Для доступа к топочному отверстию и поддувалу на продольной стене вагона имеются крышки.

Печное отопление вагона имеет ряд недостатков, основными из которых являются большая неравномерность температур, резкое колебание температур во времени в связи с разной интенсивностью горения топлива в печи. Наиболее совершенным способом отопления изотермических вагонов является электрическое.

Внутреннее оборудование вагонов с потолочными приборами охлаждения. Вагоны с пристенными приборами охлаждения имеют ряд существенных недостатков, к которым в основном относятся: неравномерность распределения температуры воздуха по длине и высоте вагона, колебание температуры, зависящее от изменения количества льда в карманах, и малая площадь грузового помещения из-за размещения приборов охлаждения внутри вагона. Для устранения этих недостатков изотермические вагоны стали строить с потолочной системой охлаждения (рис. 159), у которых баки, загружаемые льдом и солью, расположены под крышей вагона. При такой системе охлаждения по всей длине вагона создается примерно одинаковый поток холодного воздуха, обеспечивающий более равномерную температуру внутри вагона. Размещение приборов охлаждения под крышей увеличивает погрузочную площадь и погрузочный объем кузова. Приборами охлаждения в этом вагоне являются 12 металлических баков из нержавеющей стали с общей поверхностью охлаждения 74,5 м², емкостью 10,4 м³ и вместимостью льда 5,5 т, которые укрепляются с помощью продольных балок к каркасу кузова. Смежные баки вдоль вагона соединены

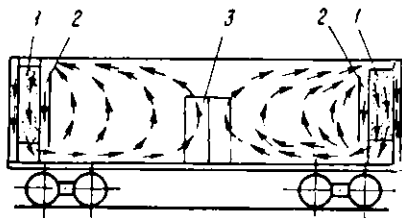


Рис. 158. Схема циркуляции воздуха в вагоне:

1 — пристенные карманы со льдом;
2 — циркуляционные щиты; 3 — дверь

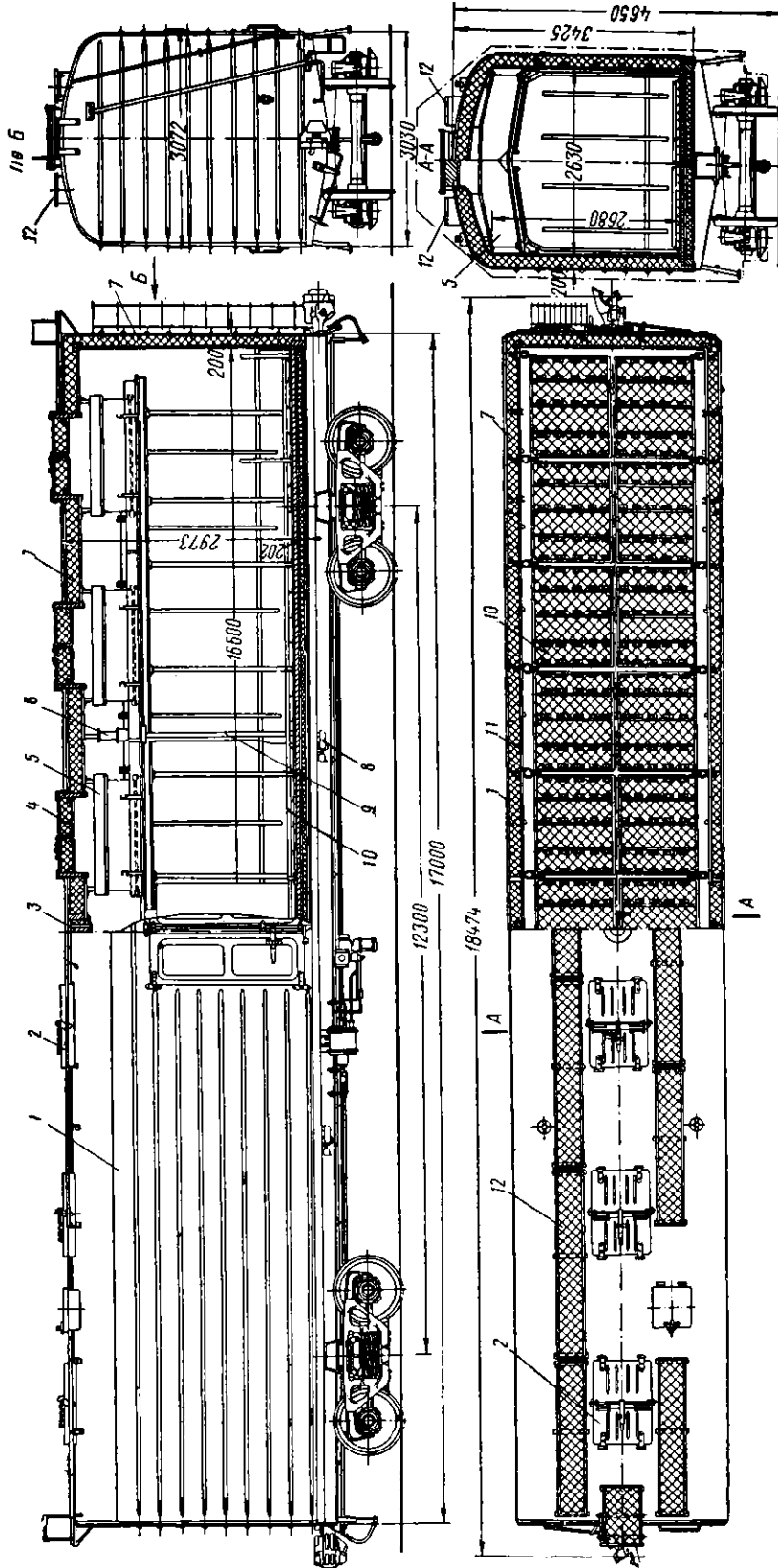


Рис. 159. Изотермический вагон с погребной системой охлаждения:

1—металлическая обшивка кузова; 2—кронштейн запорного механизма; 3—лестная разделка; 4—крышка льдозагрузочного люка; 5—охлаждающие баки для льда; 6—устройство для слива рассола; 7—пакеты изоляции; 8—гидравлический затвор; 9—распашная сливная труба; 10—напольная решетка; 11—внутренняя обшивка боковой стены; 12—помост на крыше

патрубками диаметром 100 мм для слива рассола из двух баков через одно сливное устройство и поддержания одинакового уровня рассола в баках.

В крыше вагона над каждой парой баков имеется льдозагрузочный люк с двустворчатыми крышками, откидывающимися вдоль вагона. Вдоль продольных стен над потолочными баками расположены циркуляционные щиты. Для вентилирования грузового помещения на крыше вагона имеются два люка.

Рабочая поверхность пола представляет собой настил из досок толщиной 45 мм, покрытых сверху оцинкованной сталью. Напольные решетки металлические высотой 100 мм, конструкция их обеспечивает циркуляцию воздуха.

Вагоны с потолочными баками постройки с 1952 по 1957 г. имеют по 6 гидравлических затворов, а у вагонов постройки с 1957 г. — по 4 затвора, расположенных около продольных стен между вторым и третьим баками, считая от торцевой стены. Внутри вагона для подвески мясных туш установлены балки с двусторонними передвижными оцинкованными крюками. Подвесные балки свободно опираются на опорные продольные швеллеры и в случае необходимости могут быть легко сняты. Вагон имеет две погрузочные двери шириной 1 358 и высотой 2 004 мм. Для удобства обслуживания в эксплуатации вагон оборудован поручнями, подножками, лестницами для влезания на крышу и помостами вдоль всей крыши, расположенными по обе стороны льдозагрузочных люков.

На отечественных вагоностроительных заводах строились два типа вагонов с потолочными приборами охлаждения: универсальный вагон, предназначенный для перевозки всех видов скоропортящихся грузов, и вагон для перевозки молока и молочных продуктов.

Внутреннее оборудование вагонов с машинным охлаждением и электрическим отоплением

В настоящее время вагонный парк железных дорог СССР оснащается изотермическими вагонами с машинным охлаждением и электрическим отоплением. Применение этого типа вагонов улучшает условия перевозок, так как обеспечивает поддержание необходимого температурного режима в грузовых помещениях и позволяет увеличить скорость перевозок скоропортящихся грузов.

При эксплуатации этих вагонов устраняется надобность задержек вагонов в пути для экипировки на льдопунктах и отпадает необходимость в льдохранилищах и загрузочных приспособлениях.

В качестве источника холода для изотермических вагонов с машинным охлаждением применяются компрессионные холодильные машины. Машинное охлаждение вагонов осуществляется двумя системами: индивидуальной и групповой.

При индивидуальной системе машинного охлаждения каждый вагон оборудуется самостоятельной холодильной установкой с индивидуальным источником электроснабжения (рис. 160). В вагоне перевозятся мороженые грузы при температурах в грузовом помещении — 20° и наружного воздуха +30°, фрукты и овощи при наружной температуре +30° и при условии их охлаждения в течение суток с +25 до +4°, грузы при температуре +12° в помещении и наружной температуре —40°. Вагон оборудован устройствами для вентиляции и побудительной циркуляции воздуха в грузовом помещении. Кроме того, в вагоне имеется машинное и служебное отделения для двух человек. В машинном отделении установлены два компрессионных холодильных агрегата, работающих на фреоне-12. Каждый агрегат состоит из вертикального двухцилиндрового компрессора, маслоотделителя, конденсатора с ресивером, воздухоохладителя, приборов для автоматического регулирования работы установки и контроля температур. Холодопроизводительность компрессора при 940 об/мин составляет 12 400 ккал/ч. Воздух для охлаждения компрессора подается осевым вентилятором мощностью 0,63 квт при 2 800 об/мин через жалюзи и удаляется через решетку. Циркуляция воздуха поддерживается двумя другими осевыми вентиляторами. В грузо-

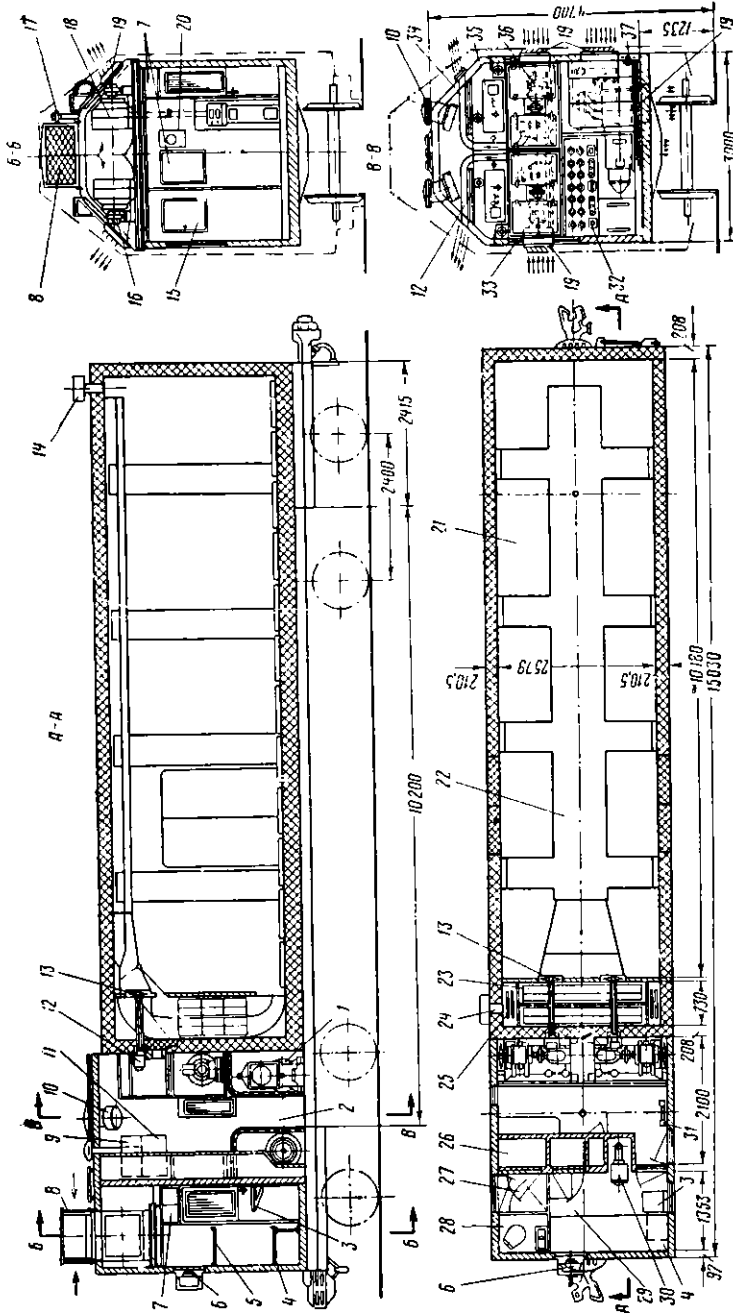


Рис. 160. Индивидуальный вагон с машинным охлаждением и электрическим отоплением.

1 — дизель-генераторный агрегат; 2 — машинное отделение; 3 — откидной столик; 4 — нижняя полка для лежащих; 5 — верхняя полка для лежащих; 6 — вентилятор; 7 — шкаф; 8 — воздуховодящая колпак шахты конденсатора; 9 — расходный топливный бак; 10 — поточный вентилятор; 11 — бак для воды; 12 — электродвигатель вентилятора воздухоохладителя; 13 — вентилятор воздухоохладителя; 14 — дефлектор; 15 — шит дистанционного управления двигателями; 16 — вентилятор конденсатора; 17 — дымовая труба; 18 — конденсатор; 19 — жалюзи; 20 — шит контроля температуры; 21 — грузовое помещение; 22 — воздухопровод; 23 — воздухоохладитель; 24 — воздухоприемная коробка; 25 — электрочелнок; 26 — ящик с приборами автоматики двигателя; 27 — тамбур; 28 — туалет; 29 — служебное отделение; 30 — котел водяного отопления и плита для приготовления пищи; 31 — радиатор водяного отопления; 32 — главный распределительный щит; 33 — вентилятор компрессора; 34 — воздушный канал; 35 — регулирующая станция; 36 — компрессорный агрегат; 37 — вентилятор двигателя

вом помещении вагона установлены четыре электропечи общей мощностью 8 квт, из них две по 3 квт служат для отопления грузового помещения и две по 1 квт для удаления «снеговой шубы» с секций испарителя.

Питание электроэнергией холодильных машин и приборов отопления осуществляется двумя дизель-генераторами, установленными в машинном отделении. Каждый агрегат состоит из дизеля мощностью 25 л. с. и генератора трехфазного тока мощностью 19 квт при 1 500 об/мин. Кузов вагона цельнометаллический сварной, имеет стальную наружную обшивку стен и крыши толщиной 3 мм. Внутренняя обшивка деревянная из досок толщиной 10 мм. Кузов изолирован мипорой в герметичных перфолевых пакетах. Толщина слоя изоляции: в стенах 200 мм, в потолке 220 мм и в полу 110 мм.

При групповой системе машинного охлаждения в поезд (группу вагонов), состоящий из нескольких изотермических вагонов, включаются вагон-холодильная станция и вагон-электростанция, обеспечивающие охлаждение вагонов-холодильников, предназначенных для перевозки скоропортящихся грузов.

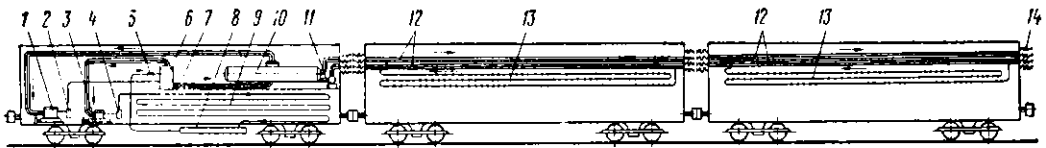


Рис. 161. Принципиальная схема группы вагонов с холодильной установкой

В настоящее время на железных дорогах СССР эксплуатируются следующие виды изотермического подвижного состава с групповой системой машинного охлаждения: поезда и секции с центральной холодильной установкой с последующим распределением по изотермическим вагонам вторичного хладоносителя (рассола). Такая система охлаждения осуществлена в 23-вагонных поездах и 12-вагонных секциях. 5 и 3-вагонные секции с центральной электростанцией, снабжающей электроэнергией изотермические вагоны, оборудованы автоматизированными холодильными установками.

Поезда и секции с машинным охлаждением предназначены для перевозки грузов любого вида термической подготовки (мороженых, охлажденных и теплых).

Действие холодильной установки 12-вагонной секции заключается в следующем (рис. 161). Компрессор высокого давления 3 нагнетает пары аммиака через маслоотделитель 4 в конденсатор 9, где эти пары охлаждаются и конденсируются, отдавая тепло прогоняемому через конденсатор воздуху. Жидкий аммиак собирается в ресивере 8 и направляется к первому регулирующему вентилю 5, при прохождении через который давление его снижается от давления в конденсаторе до давления в промежуточном сосуде (охладителе) и соответственно понижается температура. После прохождения через вентиль 5 аммиак поступает в промежуточный сосуд 6, где от него отделяется часть паров, образовавшихся при дросселировании.

Жидкая часть аммиака из промежуточного сосуда подводится ко второму регулирующему вентилю 7. При прохождении через последний давление аммиака понижается до давления в испарителе, в который он и поступает. В испарителе 10 аммиак кипит, отнимая тепло от рассола, проходящего по трубам внутри испарителя. Рассол охлаждается и рассольным насосом 11 по магистральным трубопроводам 12 и междувагонным соединениям 14 нагнетается в рассольные батареи 13 вагонов-холодильников и, охлаждая вагоны, сам нагревается, вновь возвращается в испаритель и цикл повторяется. Пары аммиака отсасываются компрессором низкого давления 1, сжимаются и нагнетаются через маслоотделитель 2 в промежуточный сосуд 6.

Холодильное оборудование подобрано так, что при среднесуточной температуре наружного воздуха $+30^{\circ}$ оно обеспечивает температуру в грузовых

помещениях при перевозке мороженого груза —12° и охлажденного груза +2°, а также создает условия для охлаждения плодоовощей с 25 до 4° в течение трех суток.

12-вагонная секция с машинным охлаждением состоит из вагона-дизель-электростанции со служебным помещением; вагона-машинного отделения и десяти вагонов-холодильников.

Вагон-дизель-электростанция и вагон-машинное отделение находятся в середине секции и соединены между собой со стороны расположения дизель-генераторов переходной площадкой с защитной гармоникой.

Силовая установка вагон-дизель-электростанции (рис. 162) состоит из трех дизель-генераторных агрегатов 4. Каждый агрегат имеет дизель мощностью 90 л. с. и генератор переменного тока. Вал дизеля с валом генератора соединен муфтой. Генератор трехфазного тока напряжением 220/380 в при 1 000 об/мин имеет мощность 70 квт. На главном распределительном щите 7 смонтированы измерительные приборы и необходимые переключатели. Рядом с главным распределительным щитом 7 на стене размещен щит 6 для контроля температур. В углу дизельного отделения установлен бак 5 для масла. Непосредственно у перегородки, отделяющей дизельное отделение вагона от служебного, у боковой стены кузова размещен верстак 8. В служебном помещении имеется два купе 12, кухня 11, тамбур 10 с туалетом 3 и котел водяного отопления 9.

В торцовой части прохода расположен шкаф 2, в котором размещены трансформаторы, выпрямитель и другие приборы электрооборудования. Аккумуляторные ящики 1 расположены у боковых стен вагона с каждой стороны между торцовой стеной и перегородкой крайнего купе.

В вагоне-машинном отделении (рис. 163) размещена двухагрегатная холодильная установка, обслуживающая вагоны-холодильники.

В конце вагона, примыкающего к вагону-дизель-электростанции, размещены компрессор низкого 2 и высокого 1 давления. Компрессоры охлаждаются водой, которая подается насосом 3. Внизу расположены шахты 12, ведущие к воздушным ребристым конденсаторам 13. Воздух через конденсатор продувается вентилятором 14 производительностью 50 000 м³/ч. Мощность электродвигателя 15 вентилятора равна 14 квт.

На промежуточном полу 11 смонтированы маслоотделители низкого 7 и высокого 6 давления, промежуточный сосуд 5, центробежный насос 8, рассольный фильтр 9 и рассольный испаритель 10. Центробежный насос 8, поддерживающий циркуляцию рассола, имеет производительность 35 м³/ч; мощность его электродвигателя 9,2 квт. В вагоне установлен распределительный щит 16, ручной рассольный насос 4, а также необходимое количество измерительной аппаратуры (манометры, термометры и др.), контролирующей работу холодильных установок. Междувагонные соединения магистрали, в которой циркулирует рассол, выполнены в виде гибких гофрированных резиновых рукавов с внутренним диаметром 100 мм с защищенными теплоизолированными соединительными головками. Общий вид и планировка вагона-холодильника показаны на рис. 164. Стены и крыша внутри облицованы шпунтованной обшивкой толщиной 15 мм, а пол — фальцованными брусками толщиной 48 мм. Стены до высоты 1 м и пол обиты оцинкованными листами. Для изоляции проложена мипора или пютерм, упакованные в перфоль. На полу вагона уложены металлические оцинкованные откидные напольные решетки.

В важдом вагоне-холодильнике установлены четыре потолочные ребристые рассольные батареи 7, каждая из которых состоит из шести труб. Общая поверхность теплопередачи четырех батарей 325 м². Рассол в батареи поступает через соленоидный вентиль, который включается и выключается автоматически в зависимости от изменения температуры в вагоне. Он может быть включен и выключен со щита, расположенного в вагоне-электростанции. Для отопления в вагонах-холодильниках имеются четыре двухсекционные электропечи 19, расположенные у торцовых стен. Общая мощность печей 8 квт. Температура в грузовом помещении каждого вагона-холодильника контролируется по показаниям приборов на щите, расположенном в вагоне-электростанции.

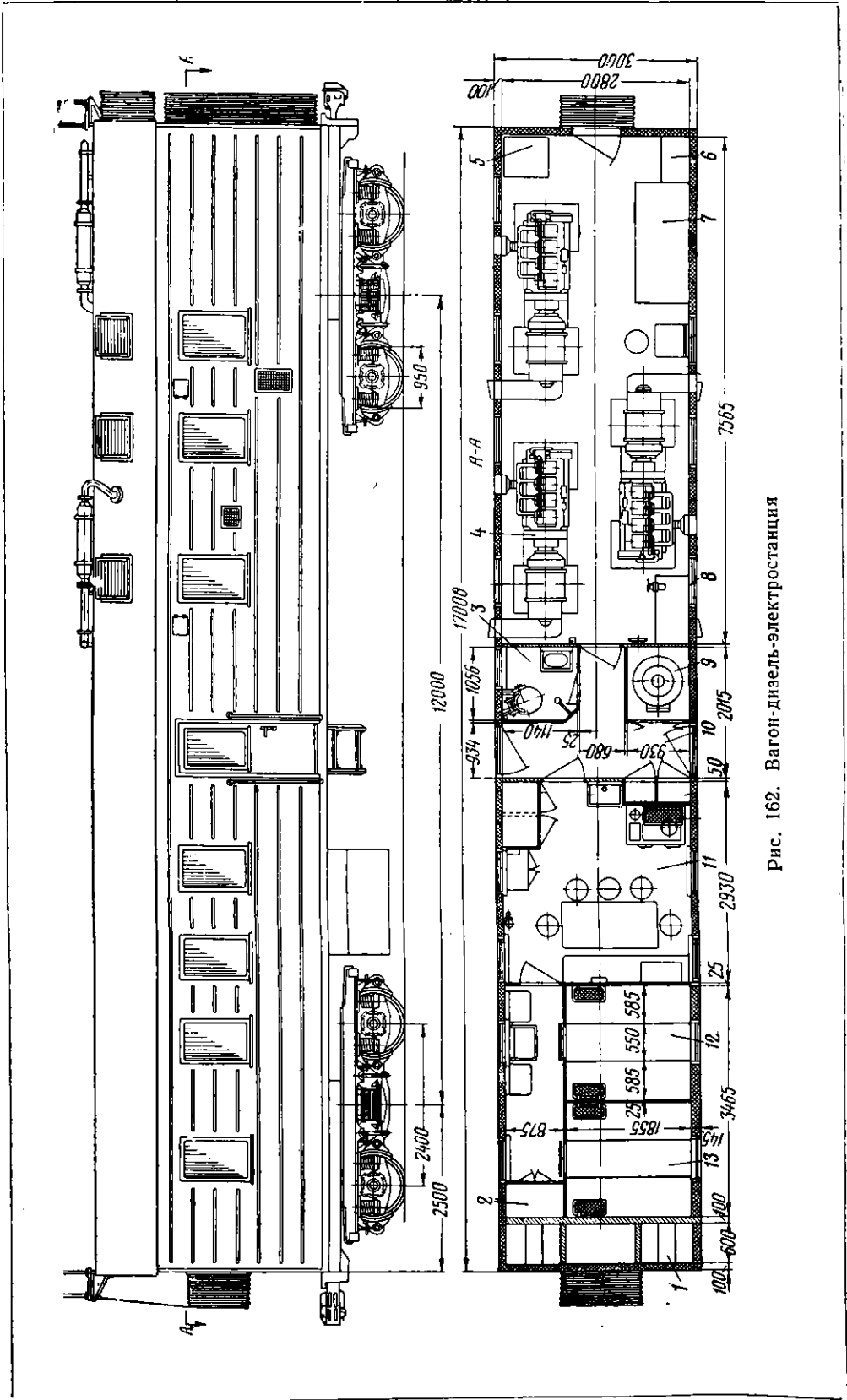


Рис. 162. Вагон-дизель-электростанция

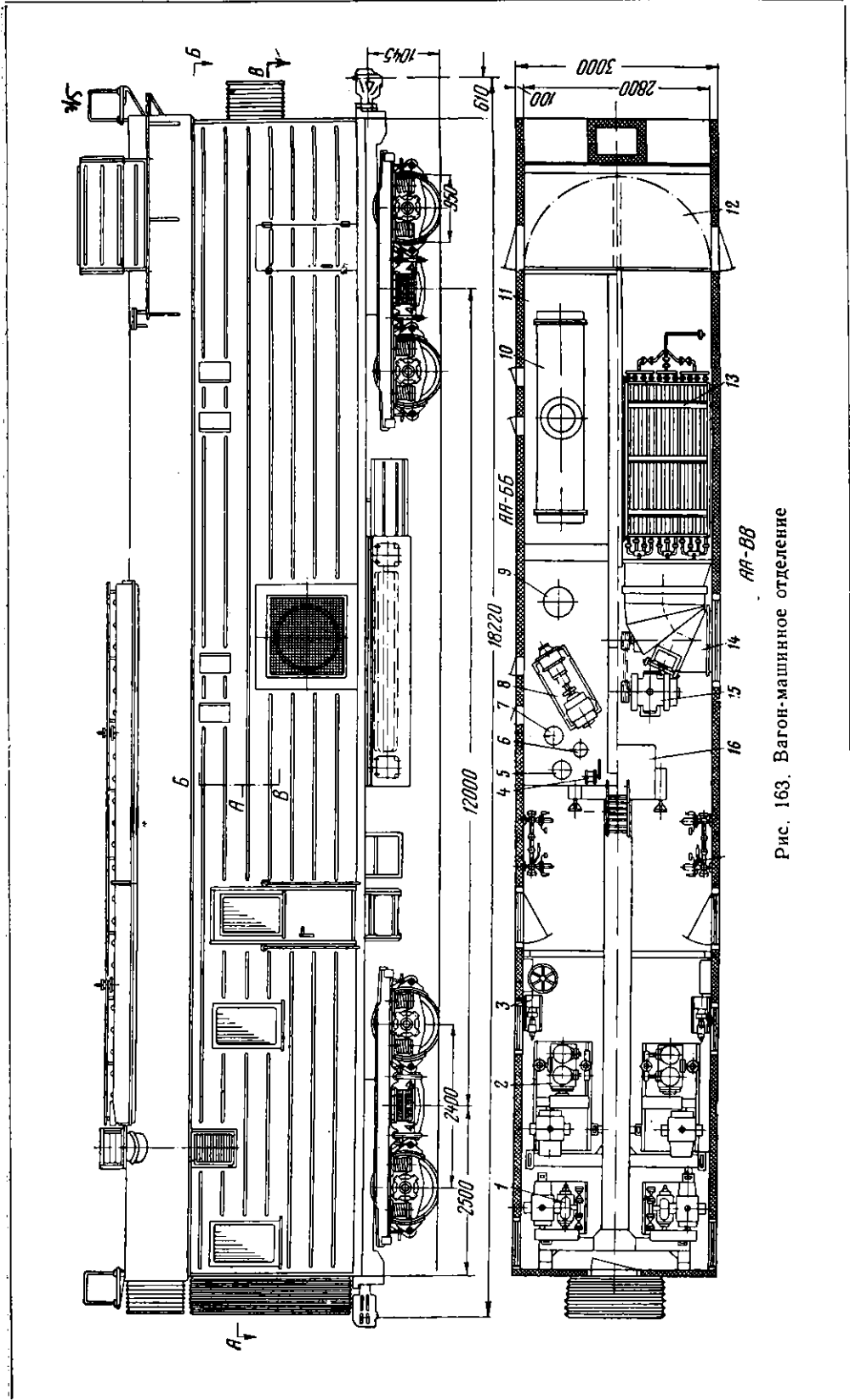


Рис. 163. Вагон-машинное отделение

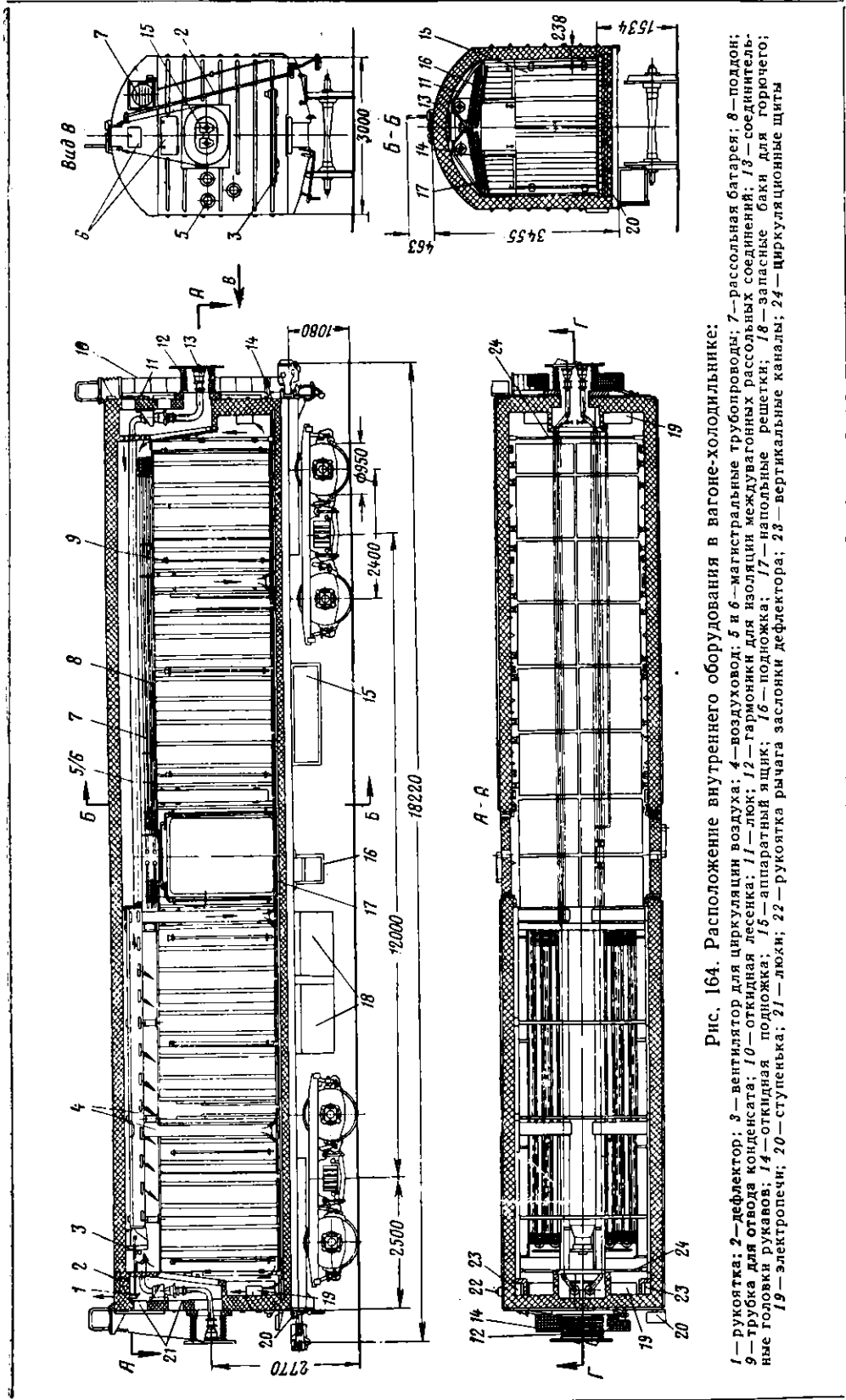


Рис. 164. Расположение внутреннего оборудования в вагоне-холодильнике:

1 — рукоятка; 2 — дефлектор; 3 — вентилятор для циркуляции воздуха; 4 — воздуховод; 5 и 6 — магистральные трубопроводы; 7 — рассольная батарея; 8 — поддон; 9 — трубка для отвода конденсата; 10 — откидная лесенка; 11 — люк; 12 — гармоника для изоляции междувагонных рассольных соединений; 13 — соединительные головки рукавов; 14 — откидная подложка; 15 — аппаратный ящик; 16 — подложка; 17 — аппаратные решетки; 18 — запасные баки для горючего; 19 — электропечи; 20 — ступенька; 21 — люки; 22 — рукоятка рычага заслонки дефлектора; 23 — вертикальные каналы; 24 — циркуляционные щиты

8. ВАГОНЫ ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ ЖИВОЙ РЫБЫ

В крытом четырехосном вагоне с металлическим кузовом установлено оборудование для перевозки живой рыбы на большие расстояния. В вагоне можно перевезти за один рейс до 8 т живой рыбы.

Для размещения рыбы в грузовом помещении установлено два водяных резервуара 1 и 2 (рис. 165) емкостью 13,3 и 17,2 м³ со специальными устройствами 4 для наполнения свежей водой и спуска загрязненной воды. Обогащение воды в баках кислородом осуществляется аэрационной установкой, состоящей из центробежных насосов 3 и 6, всасывающих шлангов и трубопроводов с форсунками 5. Вода засасывается насосами и по трубопроводам поднимается

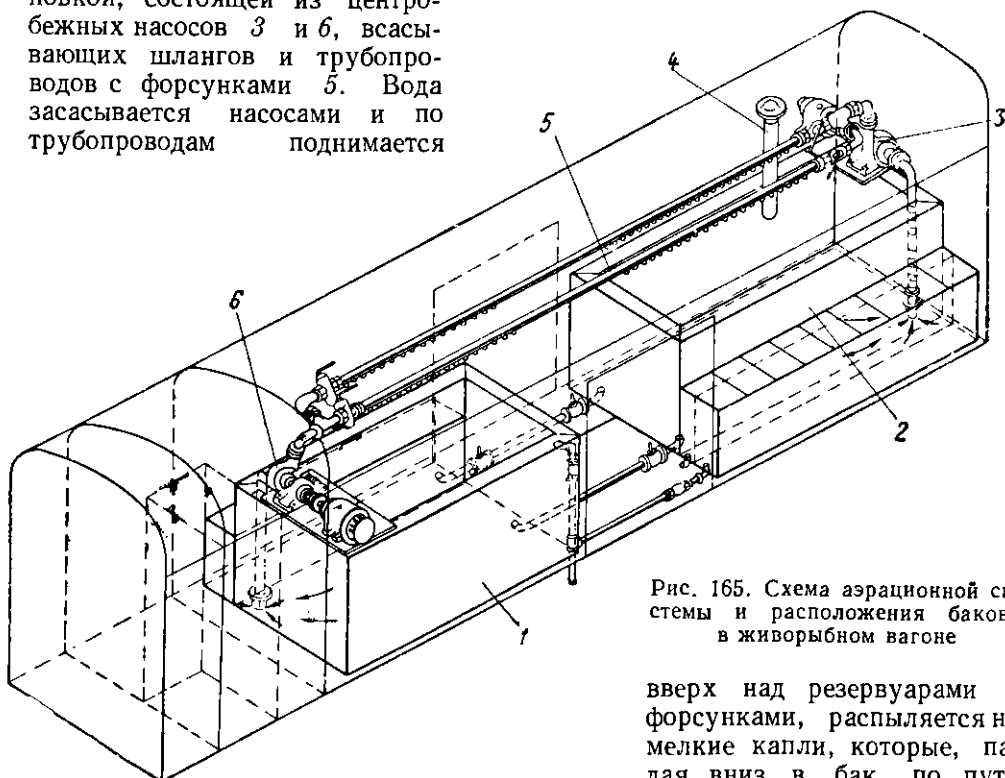


Рис. 165. Схема аэрационной системы и расположения баков в живорыбном вагоне

вверх над резервуарами и форсунками, распыляется на мелкие капли, которые, падая вниз в бак, по пути насыщают кислородом, необходимым для живой рыбы. Для питания аэрационной установки электроэнергией под вагоном подвешены два генератора РД-2Б, приводимые в действие от колесной пары вагона.

В целях предохранения изоляции от попадания влаги внутренняя деревянная обшивка боковых стен и пол вагона покрыты оцинкованной листовой сталью. В холодное время года для поддержания необходимой температуры воздуха в вагоне устанавливается печь.

* * *

Кроме перечисленных вагонов, на железных дорогах СССР имеются в обращении вагоны для перевозки молока (молочные), минеральных вод (нарзанные) и др. В молочных вагонах, кроме приборов охлаждения, имеются постоянные приборы отопления — парового, водяного или печного сухого. Для перевозки молочных бидонов вагоны оборудованы полками в два яруса, откидными или постоянного типа.

В нарзанных вагонах охлаждение воздуха достигается усиленным вентилированием грузового помещения. Для этого вагон оборудуется воздухоподогревателями с раструбами, расположенными у продольных стен под полом вагона. Над раструбами поставлены сетки для предохранения от попадания в вагон пыли. Вытяжка воздуха осуществляется обычными дефлекторами, установленными на крыше вагона.

9. ЦИСТЕРНЫ

Цистерна представляет собой четырехосный или двухосный грузовой вагон, у которого вместо кузова установлен стальной цилиндрический котел со сферическими днищами, предназначенный для перевозки наливных (жидких) грузов.

Котлы бывают клепаной и сварной конструкции. В настоящее время котлы изготавливаются только сварной конструкции. Котел прочно устанавливается на раме вагона и прикрепляется к ней в трех местах специальными устройствами. Жидкость в цистерну наливается через верхнее отверстие колпака, а сливается снизу или сверху в зависимости от наличия сливного прибора.

По роду перевозимых наливных грузов цистерны разделяются на нефтяные, керосиновые, бензиновые, битумные, кислотные, масляные, спиртовые, молочные и газовые. Основными типами цистерн в современном вагонном парке являются четырехосные цельносварные цистерны емкостью 50 и 60 м³.

Четырехосная цистерна емкостью 50 м³

Котлы четырехосных цистерн строились клепаной конструкции. Впоследствии с развитием электросварки заводы освоили производство сварных кот-

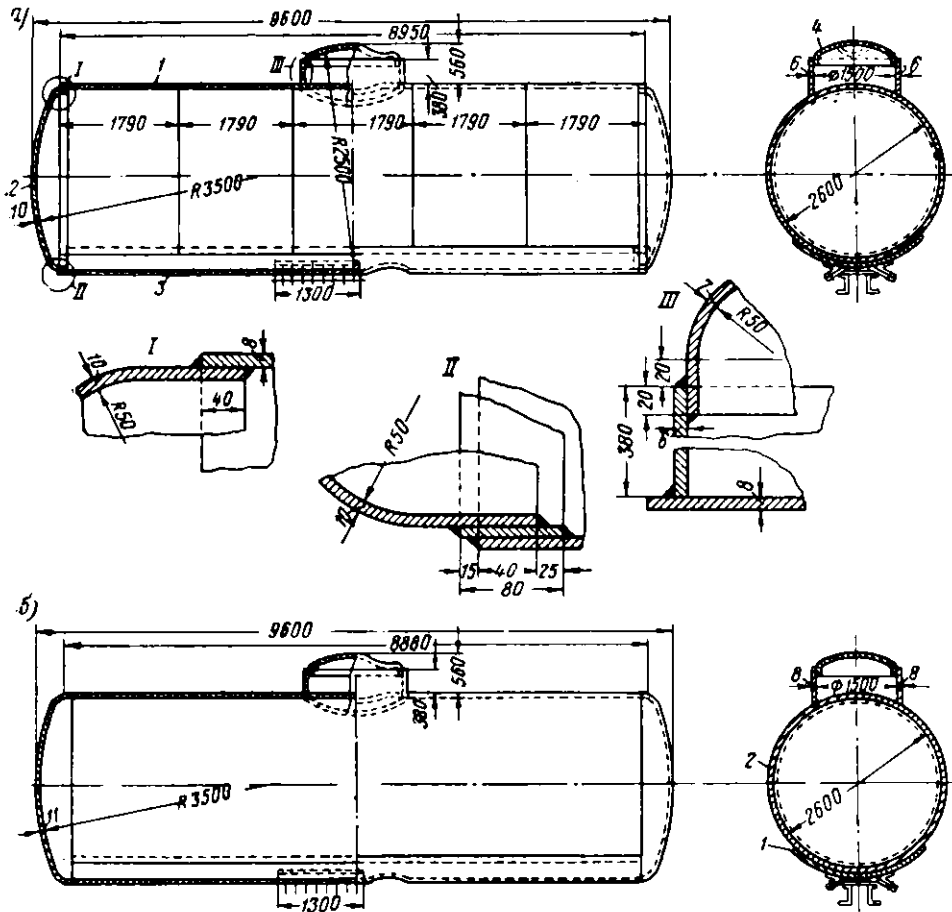


Рис. 166. Сварные котлы цистерн емкостью 50 м³

лов. Сварной котел первых выпусков (рис. 166, а) имеет цилиндрическую часть, составленную из пяти полубарабанов (обечаек) I из листов толщиной 7—8 мм,

двух отштампованных днищ сферической формы 2 из листа толщиной 10 мм и нижнего продольного (броневое) листа 3 толщиной 10 мм. На верхней части котла укреплен цилиндрический колпак 4 со стенками толщиной 6 мм, имеющий люк с крышкой. Колпак служит дополнительной емкостью, обеспечивающей сохранение груза при его расширении. Все части котла соединены сваркой; обечайки приварены друг к другу в стык, а броневой лист сварен с обечайками внахлестку. Днища с цилиндрической частью котла соединены

(сварены) внахлестку. Отбортовки краев днищ входят внутрь цилиндрической части котла

Котел, собранный из цилиндрических обечайек, имел большое разнообразие швов (круговые, продольные, угловые и стыковые). Наличие пересечений продольных и поперечных швов способствовало концентрации сварочных и термических напряжений в этих местах и снижало прочность котла, кроме того, при такой конструкции затруднялось применение автоматической сварки.

В настоящее время вагоностроительные заводы строят большегрузные цистерны с котлами, сваренными из продольных стальных листов (рис. 166, б). В этой конструкции котел собирается из четырех продольных листов: броневое 1

(нижнего), верхнего и двух боковых 2, свариваемых между собой в стык. Важным преимуществом стыковых соединений по сравнению с нахлесточными является возможность контроля качества шва при помощи рентгеновских снимков. Кроме того, замена нахлесточных соединений стыковыми даже при сохранении толщины листов снижает вес котла цистерны. Толщина броневое листа и днищ 11 мм, а верхнего и боковых — 9 мм. В конструкции котла, собранного из одних продольных листов, улучшается работа сварных швов и основного металла котла. При этом значительно повышается прочность цистерн и надежность их в эксплуатации. Новая конструкция облегчает внедрение автоматической сварки и механизированной сборки котла.

Для подъема на цистерну с обеих сторон колпака укреплены металлические лестницы и наверху котла устраивается площадка. Для доступа в котел (при осмотре или промывке) внутри него поставлена лестница, опирающаяся на броневой лист.

Котел устанавливается на раму вагона так, что средняя часть его ложится на хребтовую балку и укрепляется болтами (рис. 167, а и б). Концы котла свободно располагаются на прокладках из дуба или лиственницы, которые предохраняют нижнюю часть концов котла от протирания о шкворневую балку. К крайним опорам котел притягивается стяжными хомутами (рис. 167, в), удерживающими его от вертикальных и поперечных перемещений относительно рамы.

Соединение котла с рамой отличается от старых конструкций тем, что средняя часть его на длине 1 300 мм имеет фасонные лапы 2 (рис. 167, а), приваренные к броневому листу котла 1 и укрепленные точеными болтами 3 к верхней

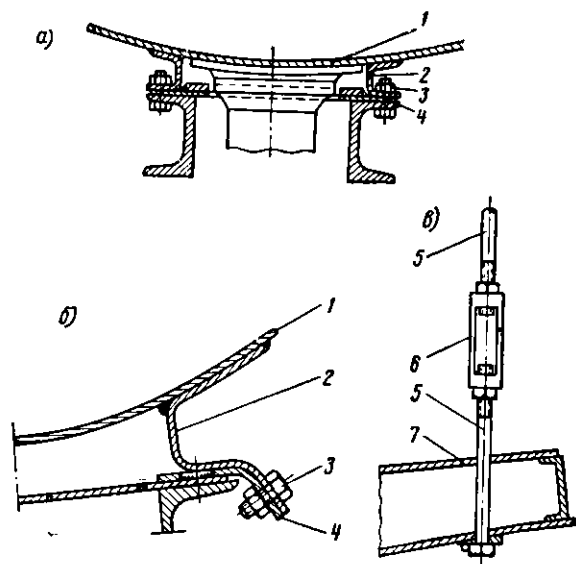


Рис. 167. Узлы соединения котла цистерны емкостью 50 м³ с рамой:

а — первый вариант; б — второй вариант; в — стяжной хомут; 1 — котел; 2 — лапа; 3 — болты; 4 — опорная планка; 5 — стяжные болты; 6 — хомут; 7 — шкворневая балка рамы

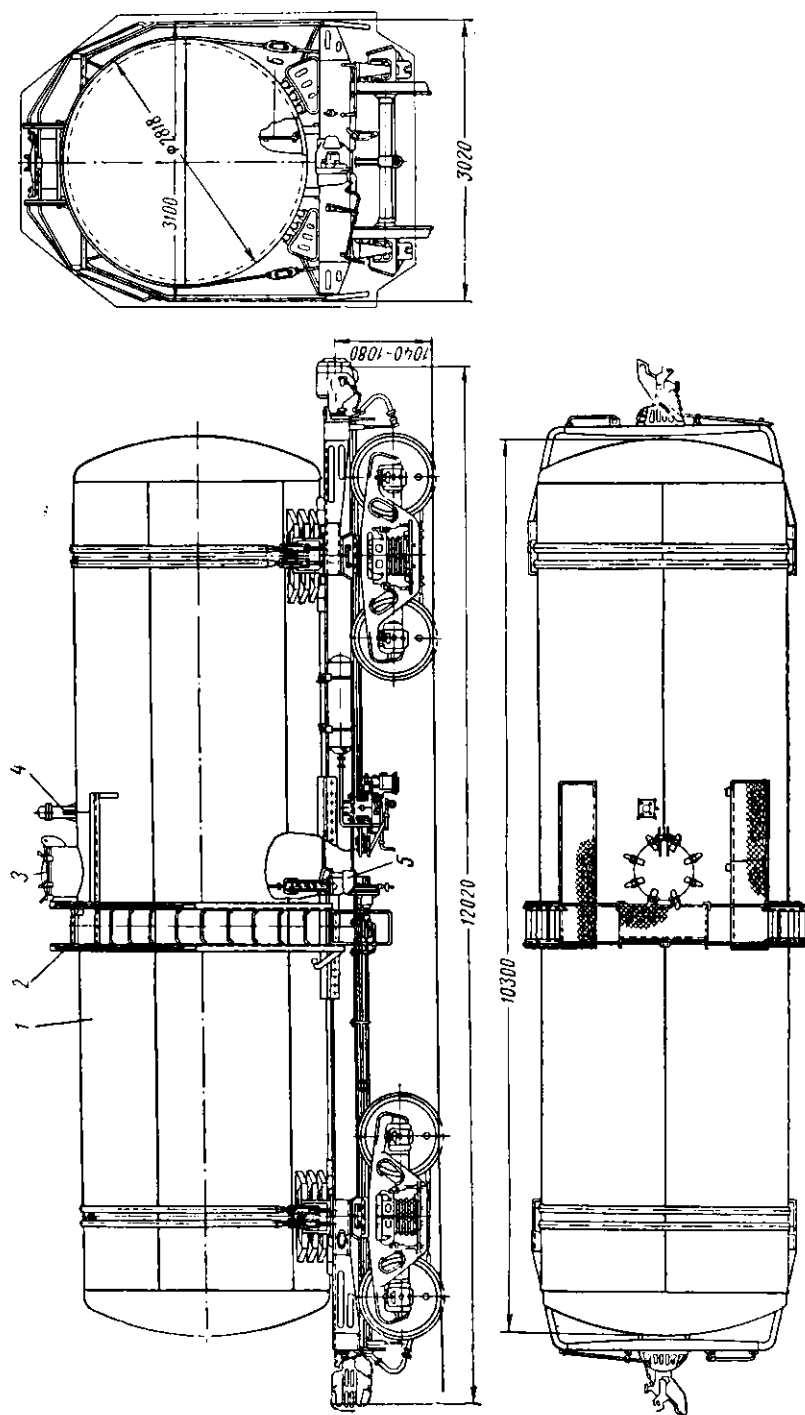


Рис. 168. Четырехосная цистерна с увеличенным объемом котла:
 1 — котел; 2 — лестница; 3 — люк; 4 — предохранительный клапан; 5 — сливной прибор; 6 — внутренний прибор

полке хребтовой балки. Такое соединение предотвращает продольный сдвиг котла, что наблюдалось у цистерн старой постройки. Вначале фасонные лапы крепились непосредственно к хребтовой балке, а затем на ее верхнюю полку стали приваривать опорные планки 4 (рис. 167, б). Так как котел при температурном воздействии может несколько изменяться в размерах, его концевые части не имеют жесткого крепления с рамой и свободно лежат на соединенных между собой деревянных брусках. У цистерн первых выпусков эти бруски имели длину 700 мм с опорной площадью, равной 1,2 м². В процессе эксплуатации было выявлено, что малая площадь создает условия для появления вмятин и трещин котла вблизи опорного места, поэтому длина брусков сначала была увеличена до 1 080 мм и соответственно опорная площадь до 1,84 м².

С 1957 г. начата постройка четырехосных цистерн с объемом котла, увеличенным до 60 м³ (рис. 168), и новым усовершенствованным сливным прибором, дающим возможность перевозить как темные, так и светлые нефтепродукты.

Котел состоит из продольных листов и двух днищ, приваренных к цилиндрической части в стык. Все продольные листы между собой сварены в стык.

Этот котел не имеет большого колпака для компенсации расширения налитого в цистерну продукта при температурных изменениях; вместо него имеется только патрубок для налива перевозимого груза. Для компенсации при расширении налитого груза предусматривается неполный налив груза в котел цистерны.

Двухосная цистерна емкостью 25 м³

Котел цистерны сварной, имеет нижний броневой лист толщиной 6 мм и верхние листы — 5 мм. К цилиндрической части котла приварены сферические днища из листа толщиной 8 мм. Колпак имеет диаметр 1 300 мм и высоту 680 мм. Котел концевыми частями опирается на подбрюшники с деревян-

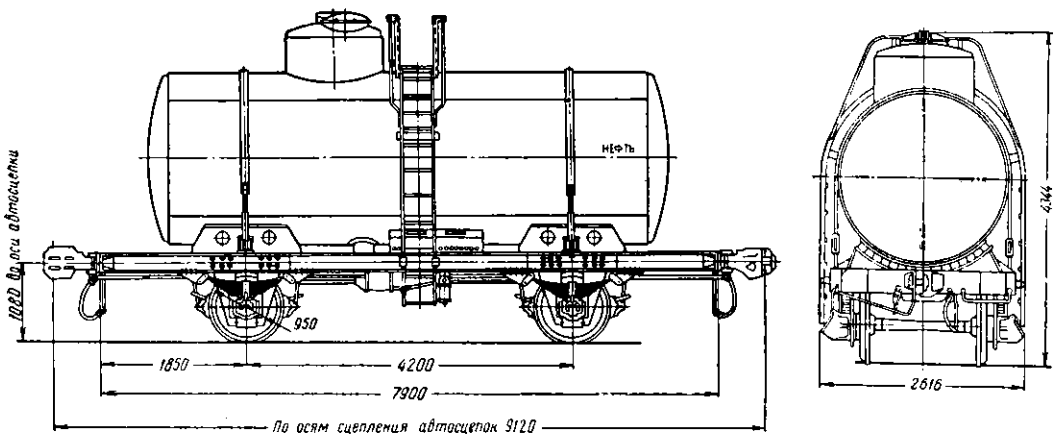
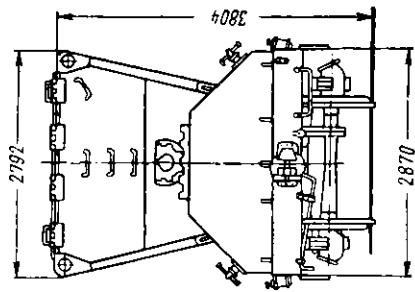


Рис. 169. Двухосная цистерна емкостью 25 м³

ными прокладками на раме и прижимается двумя хомутами с каждого конца. В средней части котел крепится к хребтовой балке двумя лапами. Диаметр котла 2 200 мм, а длина — 6 300 мм.

В процессе эксплуатации ряд узлов этой цистерны оказался слабым; часто появлялись трещины в котле, рама прогибалась, а в хребтовой балке в местах соединения ее с поперечными диафрагмами образовывались трещины. Поэтому рамы и котел цистерн последующих выпусков были усилены. Хребтовая балка стала изготавливаться из швеллера № 30, броневой лист котла имел толщину 8 мм, а верхний — 6 мм.

Цистерны, построенные в 1945—1948 гг., имеют котлы, собранные из продольных листов без поперечных обечаяек (рис. 169). Броневой лист толщиной 10 мм соединен с верхними листами внахлестку, так же соединены днища с цилиндрической частью котла, а колпак — в тавр.



Битумные цистерны и полувагоны

Для перевозки битума применяются специально приспособленные четырехосные и двухосные цистерны емкостью соответственно 50 и 25 м³. В отличие от других цистерн битумные имеют наружную изоляцию и приспособление для подогрева застывшего битума.

Битум, остывая, густеет и при 80° становится настолько густым, что слив его из котла без подогрева невозможен. Поэтому в котел цистерны битум загружается подогретым до 200—220°. Благодаря изоляции подогретый битум длительное время сохраняет высокую температуру и при необходимости может быть слит.

Для перевозки битума используются также специальные бункерные полувагоны (рис. 170). На четырехосных платформах устанавливаются четыре опрокидывающихся бункера емкостью по 11,4 м³, а на двухосной — три бункера емкостью по 5 м³. Бункера имеют двойные стенки, выполненные из листовой стали толщиной 4 мм.

Перед разгрузкой бункеров в пространство между стенками подводится пар, который подогревает внутренние стенки бункера и подплавляет прилегающий к ним битум. При опрокидывании бункера его содержимое свободно вываливается. Кон-

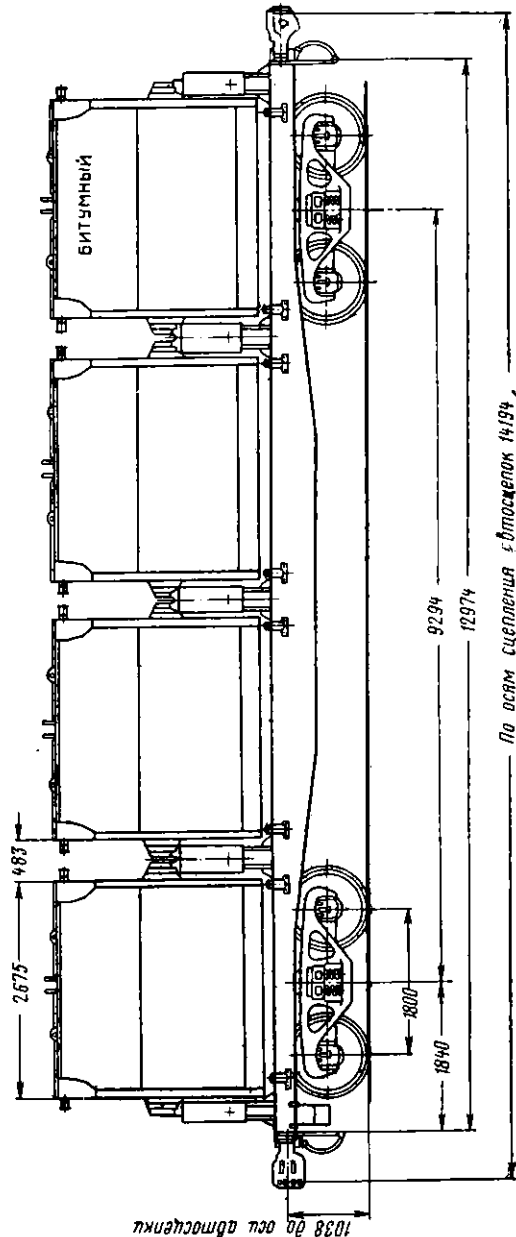


Рис. 170. Бункерный полувагон для перевозки битума

струкция бункерных вагонов обеспечивает загрузку вагона и выгрузку при небольшом расходе пара. Груз в этих вагонах может перевозиться на большие расстояния и при любых атмосферных условиях.

Из недостатков, характерных для битумных полувагонов, следует отметить высокий коэффициент тары (у четырехосного вагона коэффициент тары равен 0,8 и у двухосного — 0,93) и частые случаи повреждения внутренних стенок бункера, ведущие к заполнению паровой рубашки битумом, что в свою очередь ухудшает условия выгрузки битума.

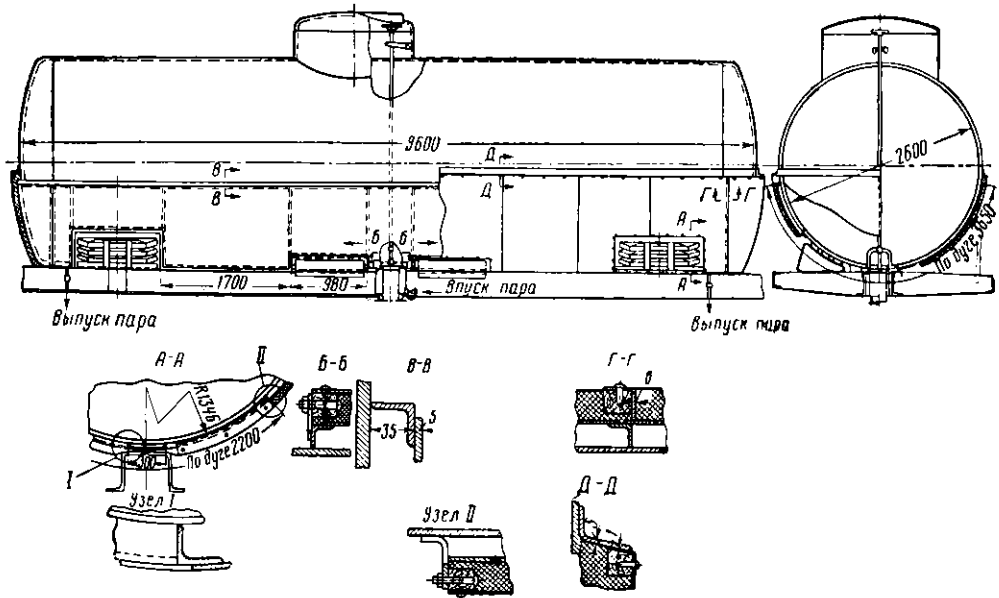


Рис. 171. Котел цистерны с камерным подогревом для перевозки высоковязких грузов

Цистерна с камерным подогревом предназначена для перевозки высоковязких и застывающих грузов и строится на базе цистерны емкостью 50 т для перевозки нефтепродуктов. Котел цистерны (рис. 171) в отличие от нефтяных имеет наружную камеру для подогрева в виде паровой рубашки. Эта камера обхватывает лишь нижнюю часть котла; наружной ее стенкой является стальной лист толщиной 5 мм, а внутренней — стенки котла (броневой лист и часть верхних листов). Наружный лист расположен от стенок котла на расстоянии 35 мм и укреплен на каркасе. Пар через штуцер подается в паровую рубашку сливного прибора и проходит между стенкой камеры и броневым листом котла цистерны. Пар отдает свое тепло через броневой лист, подогревает и расплавляет застывший в цистерне груз, который стекает по горячей стенке котла цистерны и выливается через патрубок сливного прибора. Диаметр сливного патрубка этих цистерн увеличен со 160 до 210 мм для ускорения слива продуктов.

Кислотные цистерны

Кислоты (соляная, серная, азотная и др.) перевозятся в специальных цистернах, которые по своему устройству в основном похожи на цистерны для перевозки нефтепродуктов.

Для предохранения от вредного воздействия кислот внутренняя поверхность котла покрывается предохранительным слоем соответствующего металла (свинца, никеля и др.), резины или другого защитного материала. Некоторые кислоты и продукты химической промышленности перевозятся в цистернах с котлами из алюминиевых сплавов и других кислотоупорных металлов.

Кислотные цистерны не имеют нижнего сливного прибора; слив производят через верхний колпак цистерны. Котлы большинства этих цистерн укрепляют на рамах с небольшим уклоном в одну сторону для обеспечения полного слива жидкости. С пониженной стороны котла устанавливается колпак с внутренним диаметром 1 300 мм. На колпаке укреплены предохранительные и сливные приборы. Четырехосная цистерна для перевозки серной кислоты и меланжа (смесь азотной и серной кислот) грузоподъемностью 50 т (рис. 172) имеет котел объемом 26 м³, сваренный из продольных листов толщиной 10 мм, нижнего бронированного листа толщиной 12 мм и двух отштампованных днищ такой же толщины.

У современной цистерны, предназначенной для перевозки меланжа, объем котла увеличен до 33 м³, чем достигнуто лучшее использование грузоподъемности по сравнению с цистерной, имеющей емкость котла 26 м³. Котел меланжевой цистерны имеет внутренний диаметр 2 200 мм, длину цилиндрической части 8 250 мм и общую длину 8 780 мм. Котел сварен из бронированного листа толщиной 12 мм, трех верхних продольных листов толщиной 10 мм, соединенных между собой стыковыми швами, и двух днищ толщиной 12 мм, приваренных нахлестку к цилиндрической части котла.

Четырехосная цистерна для перевозки соляной кислоты грузоподъемностью 50 т имеет котел объемом 42,3 м³. Внутренний диаметр котла 2 380 мм, а его полная длина—9 600 мм. Котел сварен из пяти обечаек и бронированного листа толщиной 10 мм. Вся внутренняя поверхность котла для защиты от вредного действия кислоты покрыта слоем резины толщиной 5 мм. Такое же покрытие имеется с внутренней стороны колпака и на цилиндрической части котла около колпака.

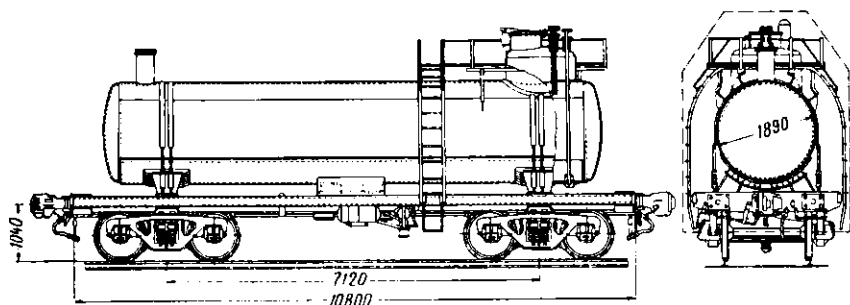


Рис. 172. Четырехосная цистерна для перевозки серной кислоты и меланжа

Для перевозки крепкой азотной кислоты применяется цистерна, имеющая котел (рис. 173) из алюминия марки А1 (ГОСТ 3549—47). Цистерна четырехосная, грузоподъемностью 50 т. Объем котла 34 м³, общая длина 9 400 мм и внутренний диаметр 2 160 мм. Тара цистерны с ручным тормозом составляет 23,4 т. Котел сварен из пяти обечаек толщиной 20 мм и двух выпуклых днищ толщиной 20 мм, присоединенных к цилиндрической части котла стыковыми швами. Для увеличения жесткости внутри цилиндрической части котла поставлены четыре вертикальные диафрагмы из алюминиевого листа толщиной 12 мм. Колпак цистерны цилиндрический, диаметром 1 400 мм, приварен в стык к отбортовкам отверстия. В колпаке размещены патрубки сливных труб, патрубков для установки манометра, предохранительный и впускной клапаны и предохранительный диск. На крышке колпака укреплен патрубок для налива и штуцер для отбора газа. Колпак вместе с арматурой сверху закрыт предохранительным кожухом. Вокруг колпака имеются площадка из рифленого стального листа, огражденная поручнями, и наружные лестницы, спускающиеся вниз с одной и с другой стороны котла.

Котел четырехосной цистерны емкостью 50 т (рис. 174) для перевозки слабой (до 58 %) азотной кислоты сварной конструкции изготовлен из не-

ржавеющей стали марки IX18H9T (ГОСТ 5632—51). Объем котла 36 м^3 при общей длине $9\,600 \text{ мм}$ и внутреннем диаметре $2\,180 \text{ мм}$. Тара цистерны $25,0 \text{ т}$.

Цилиндрическая часть сварена из шести обечаек, из которых две крайние имеют толщину 12 мм , а остальные — 10 мм . Сферические днища отштампова-

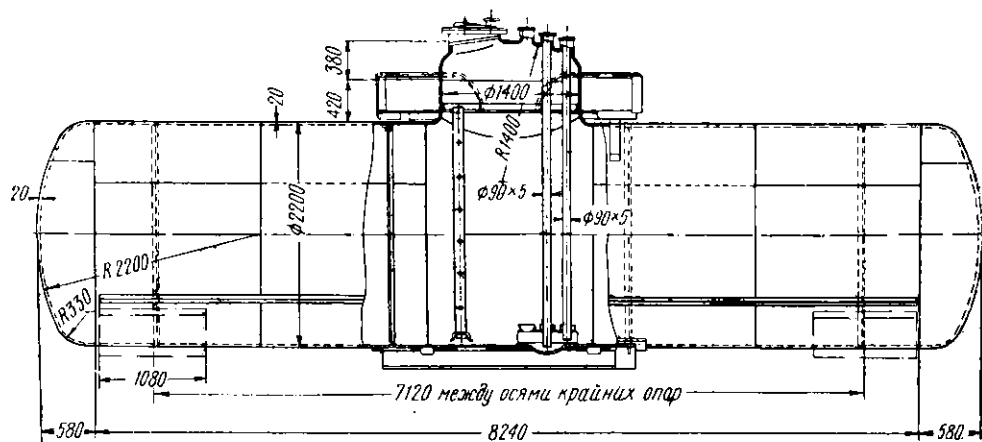


Рис. 173. Котел цистерны для перевозки крепкой азотной кислоты

ны из листа 12 мм . По середине котла наверху установлен колпак со стенками толщиной 8 мм , в котором размещены наливные, сливные и предохранительные устройства. Колпак с арматурой закрывается предохранительным кожухом.

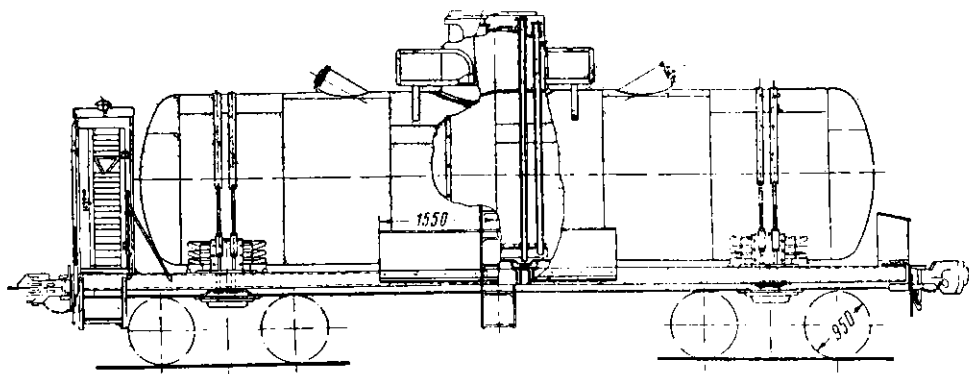


Рис. 174. Цистерна с котлом из нержавеющей стали для перевозки слабой азотной кислоты

хом. По обе стороны от колпака в котле имеются два промывных люка, расположенных под углом 30° к продольной оси котла. Отверстия люков плотно закрываются заглушками на болтах.

На буферном бруске рамы цистерны укреплен ящик для извести, предназначенный для нейтрализации кислоты.

Цистерны для перевозки газов

На сети железных дорог имеются специальные цистерны для перевозки газов — кислорода, аммиака, хлора и др. Газ обычно перевозится в сжиженном состоянии и при повышенном давлении. Высокое давление газа в котле требует прочности его конструкции, что достигается применением соответствующих материалов и увеличенной толщиной стенок котла. Для предохранения от нагрева солнечными лучами снаружи котел покрывается слоем изоляции, защищенной сверху металлическим кожухом.

Такие котлы подвергаются специальным испытаниям котлонадзора при изготовлении, а также периодическому осмотру и проверке в эксплуатации.

Крепление котла на раме и конструкция рамы подобны конструкции цистерны для нефтепродуктов. Котел изготавливается из стальных листов: четырех продольных толщиной 16 мм и двух днищ толщиной 26 мм; общая длина 10 196 мм, внутренний диаметр 2 816 мм. Объем котла составляет 60 м³, но заполняется сжиженным газом только 54 м³. Рабочее давление газа 8 атм. Наполнение и опоражнивание котла производят через сливное устройство, размещенное на крышке люка колпака. Кроме таких типов, имеются еще специальные цистерны для перевозки других сжиженных газов.

Цистерны для перевозки молока

Котел цистерны изготавливается из алюминиевых сплавов или нержавеющей стали. Для того чтобы сохранить температуру молока, котел снаружи покрывается изоляцией. Благодаря этому молоко не нагревается летом и не замерзает зимой.

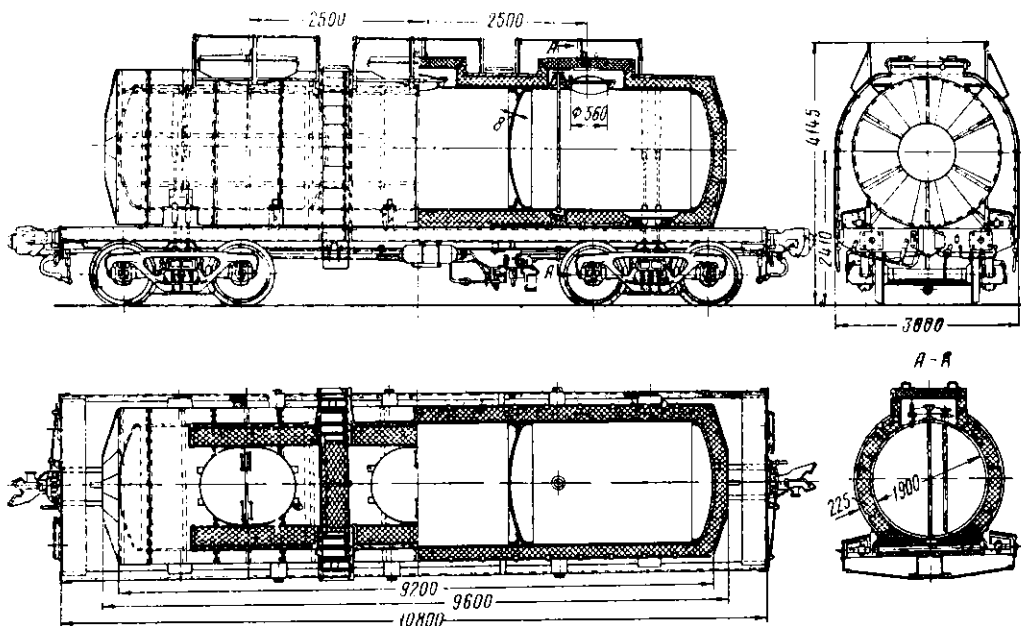


Рис. 175. Цистерна грузоподъемностью 26 т для перевозки молока

Цистерна грузоподъемностью 26 т для перевозки молока (рис. 175) имеет котел из нержавеющей стали со стенками толщиной 8 мм, а в зоне опор — 10 мм. Внутренний диаметр котла 1 900 мм, длина 9 200 мм. Котел разделен на три отдельные секции емкостью 8,4 м³. В каждой секции сверху расположен герметически закрываемый люк с устройством для налива молока. Такая конструкция позволяет заполнять цистерну молоком на нескольких станциях и разгружать по мере необходимости по секциям. Наливают молоко через патрубки, опущенные внутрь секций котла. Слив можно производить на обе стороны цистерны через сливные приборы, имеющие двойной запор. В молочные цистерны молоко наливают охлажденным (примерно до +5°). Благодаря изоляции температура молока летом, спустя сутки после налива, не поднимается выше чем на 2°. Нержавеющая сталь, из которой изготовлен котел, хорошая его изоляция и закрытый способ налива и слива обеспечивают сохранение необходимого качества перевозимого молока.

Кроме описанных конструкций цистерн, на железных дорогах эксплуатируются специальные цистерны для перевозки вина, спирта и других жидких грузов.

Сливные приборы цистерн

Для слива (выгрузки) перевозимых жидкостей из котла на цистернах устанавливаются сливные приборы. В зависимости от места установки и конструкции сливных приборов цистерны могут иметь нижний или верхний слив. Приборы для нижнего слива ставятся на цистерны, предназначенные для перевозки нефти, мазута, керосина, битума, масел и других грузов. Приборами для верхнего слива оборудованы цистерны, предназначенные для перевозки легко воспламеняющихся и взрывоопасных грузов, например бензина, лигроина, спирта, кислот и т. п. Слив жидкости производится сифоном или с помощью насоса.

В котле цистерны размещена одна сливная труба диаметром 76 мм; нижний конец ее, срезанный под углом 45°, укреплен в поддоне. Верхний конец трубы проходит через днище колпака и оканчивается приваренным к нему наконечником для присоединения сифонного устройства при сливе. Наконечник закрывается крышкой (заглушкой).

В цистернах, предназначенных для перевозки бензина, спирта, кислот и тому подобных грузов, образуются газы. При увеличении давления в котле излишек газов уходит в атмосферу через предохранительный клапан, установленный на колпаке котла.

В настоящее время цистерны железных дорог СССР оборудованы приборами нижнего слива с самопритирающимися клапанами, приборами системы Утешинского и универсальным сливным прибором.

Сливной прибор с самопритирающимся клапаном (рис. 176, а) состоит из сливной трубы 1, приклепанной или приваренной своим фланцем к броневому листу 8 котла. На резьбе трубы установлена клапанная коробка 6 с клапаном 2. Хвостовик 7 последнего имеет внутреннее квадратное отверстие, в которое свободно вставлен нижний конец штанги 3, имеющий квадратное сечение. Верхний конец штанги с маховиком 4 расположен в колпаке. Наружная поверхность хвостовика клапана имеет резьбу, на которую навинчена крестовина 5. Последняя в клапанной коробке не вращается, а только перемещается вверх и вниз на 10 мм. При вращении маховика штанга вращает клапан, заставляя его переместиться вниз и сесть в седло клапанной коробки. Дальнейшее вращение маховика сопровождается вращением клапана в седле, чем достигается притирка его к седлу. При этом крестовина на резьбе поднимается вверх и, как только она достигает верхнего упора, вращение клапана прекращается, и он прижимается к своему седлу, плотно закрывая сливное отверстие. Открывание клапана происходит в обратном порядке.

С 1935 г. все строящиеся цистерны оборудовались сливным прибором системы Утешинского (рис. 176, б).

Прибор состоит из трех основных частей:

1) внутренней, в состав которой входят: съемное гнездо 1, клапан 2, пружина 3, упорное кольцо 4, шплинт, две шпильки 8 диаметром $\frac{3}{4}$ " , соединяющие клапан со штангой, хомут 7, штанга 6. На верхнем конце штанги укреплен маховик 5;

2) наружной, состоящей из стального патрубка 9 с внутренним диаметром 160 мм. Верхний фланец патрубка приварен к броневому листу котла, а фланец, расположенный внизу, предназначен для крепления нижней части сливного прибора;

3) нижней, которая состоит из наконечника с фланцем 11, соединенного с нажимным кольцом, имеющим на наружной поверхности зубья под специальный ключ и резьбу для присоединения шланга. С наконечником шарнирно связана задвижка 10 с уплотнительным кольцом. Для предупреждения ослабления и смещения задвижки 10 установлена щеколда 12.

Таким образом, в сливном приборе съемными комплектами являются внутренняя и нижняя части, наружная же часть — несъемная, так как патрубок приварен к броневому листу котла. Такая конструкция обеспечивает возможность замены или исправления его внутренней части в груженом и порожнем

состоянии цистерны без влезания внутрь котла и без слива груза из цистерны.

Универсальный сливной прибор конструкции Шадур, Бойчевского и Сигина (рис. 176, а) предназначен для цистерн, перевозящих как темные, так и светлые нефтепродукты.

Прибор состоит из стального корпуса 5, сваренного из трех частей. Внутренний диаметр корпуса увеличен по сравнению с другими сливными приборами со 160 до 200 мм, что ускоряет слив продукта из цистерны.

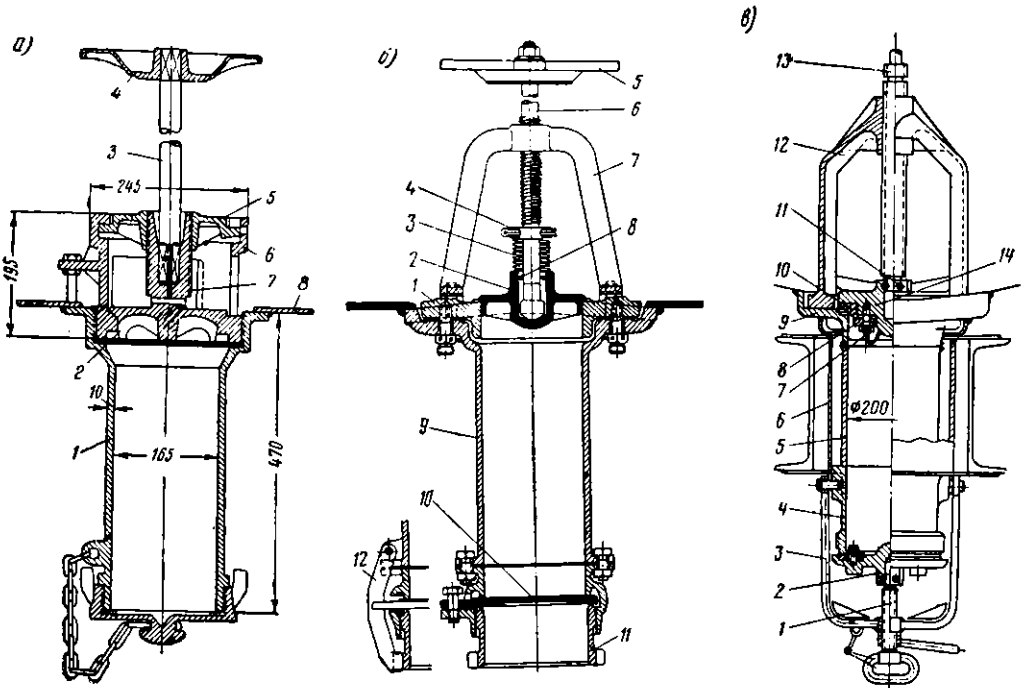


Рис. 176. Сливные приборы

Верхняя часть 9 корпуса, примыкающая к броневому листу котла цистерны, служит седлом для клапана 14. Она связана со стойкой 12, через которую проходит винтовая часть штанги 13, выведенной в колпак цистерны. Конец винта имеет выточку, в которой помещается шпилька 11, связывающая штангу с клапаном. Такое соединение позволяет надежно прижать клапан к седлу без вращения резинового кольца 10, уплотняющего клапан. Чтобы клапан не вращался в момент касания к седлу, верхняя его часть снабжена также приливами, упирающимися в лапы стойки. Резиновое кольцо 10 прикреплено к клапану металлическим кольцом 8 и болтами 7.

Нижняя часть прибора имеет клапан-крышку 2, прижимаемую к нижней части патрубка 4 винтом 1, проходящим через хомут 3, один конец которого шарнирно укреплен на корпусе нижней части прибора. При сливе продукта из цистерны нижний клапан отводится в сторону и закрепляется в этом положении прижимами.

Патрубок прибора имеет паробогривательную рубашку 6 для прогрева прибора паром при сливе продукта в зимних условиях.

Калибровка цистерн

Вес жидких грузов, перевозимых в цистернах, определяется не взвешиванием на вагонных весах, а путем измерения глубины груза в котле и таблиц калибровки.

Принятый на наших дорогах калибровочно-замерный способ определения веса грузов привел к калибровке всех цистерн, заключающейся в том, что каж-

дой цистерне присвоен определенный калибровочный номер, характеризующий объем котла. Для определения веса жидкого груза измеряется высота наполнения цистерны деревянной или металлической рейкой и определяется удельный вес груза. Затем, пользуясь таблицами калибровки, в которых указана емкость котла в зависимости от уровня его налива, легко подсчитывается вес груза.

Таким образом, при этом способе определения веса груза отпадает необходимость взвешивания цистерн, ликвидируются непроизводительные простои, благодаря чему ускоряется оборот цистерн.

Контрольные вопросы

1. Как классифицируются кузова вагонов и каким требованиям они должны отвечать?
2. Из каких основных частей состоит кузов крытого четырехосного вагона?
3. Опишите устройство четырехосных и шестносных полувагонов.
4. Какие части имеют платформы вместо кузова и их устройство?
5. Чем отличаются кузова изотермических вагонов от кузовов крытых и какое они имеют внутреннее оборудование?
6. Опишите устройство системы охлаждения, отопления и вентиляции в изотермических вагонах.
7. Как устроены вагоны для перевозки живой рыбы?
8. Как устроены цистерны для перевозки нефтепродуктов?
9. Как устроена цистерна для перевозки молока?
10. Какие сливные приборы применяются в цистернах?

ГЛАВА IX

КУЗОВА ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

Парк пассажирских вагонов состоит в основном из цельнометаллических вагонов современной конструкции и незначительного количества старотипных вагонов с деревянным кузовом.

Пассажирские вагоны различаются между собой планировкой и внутренним оборудованием, конструкцией кузова и рамы, а также конструкцией ходовых частей.

Кроме того, вагоны этого парка по назначению поездов разделяются на вагоны дальнего следования, местного и пригородного сообщения.

1. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ ВАГОНОВ И ИХ ПЛАНИРОВКА

Вагоны поездов дальнего следования призваны создавать наибольшие удобства для пассажиров. Для этого вагоны должны иметь: достаточный объем пассажирского помещения; удобные места для сидения и лежания; рациональное размещение и надлежащее оборудование туалетных; исправно действующие отопление, вентиляцию и систему охлаждения; достаточное освещение (естественное и искусственное); хорошую внутреннюю отделку.

Вагоны поездов дальнего следования разделяются на некупированные (открытые) и купированные. Купированные вагоны, в зависимости от устройства спальных мест, подразделяются на жесткие и мягкие. Мягкие вагоны отличаются лучшим внутренним оборудованием. Они имеют двух- и четырехместные купе с задвижной дверью, выходящей в продольный коридор.

Пассажирское помещение (рис. 177, а) цельнометаллического некупированного жесткого вагона длиной 23,6 м имеет 10 отделений 6 открытого типа на 58 спальных мест. В отделении, примыкающем к служебному помещению 3, имеется 4 спальных места, а в остальных — по 6 (4 поперечных и 2 продольных). Верхние места расположены на подъемных полках.

По концам вагона размещены коридор 5, два туалетных отделения 2 и два тамбура 1 и с одной стороны вагона котельное отделение 4 с входом из тамбура. В каждом тамбуре имеются две боковые входные двери и торцовая — для перехода из вагона в вагон.

В пассажирском помещении жесткого купированного цельнометаллического вагона (рис. 177, б) в девяти четырехместных купе и одном двухместном, примыкающем к служебному отделению, размещается 38 спальных мест. Каждое купе оборудовано диванами и верхними откидными спальными полками

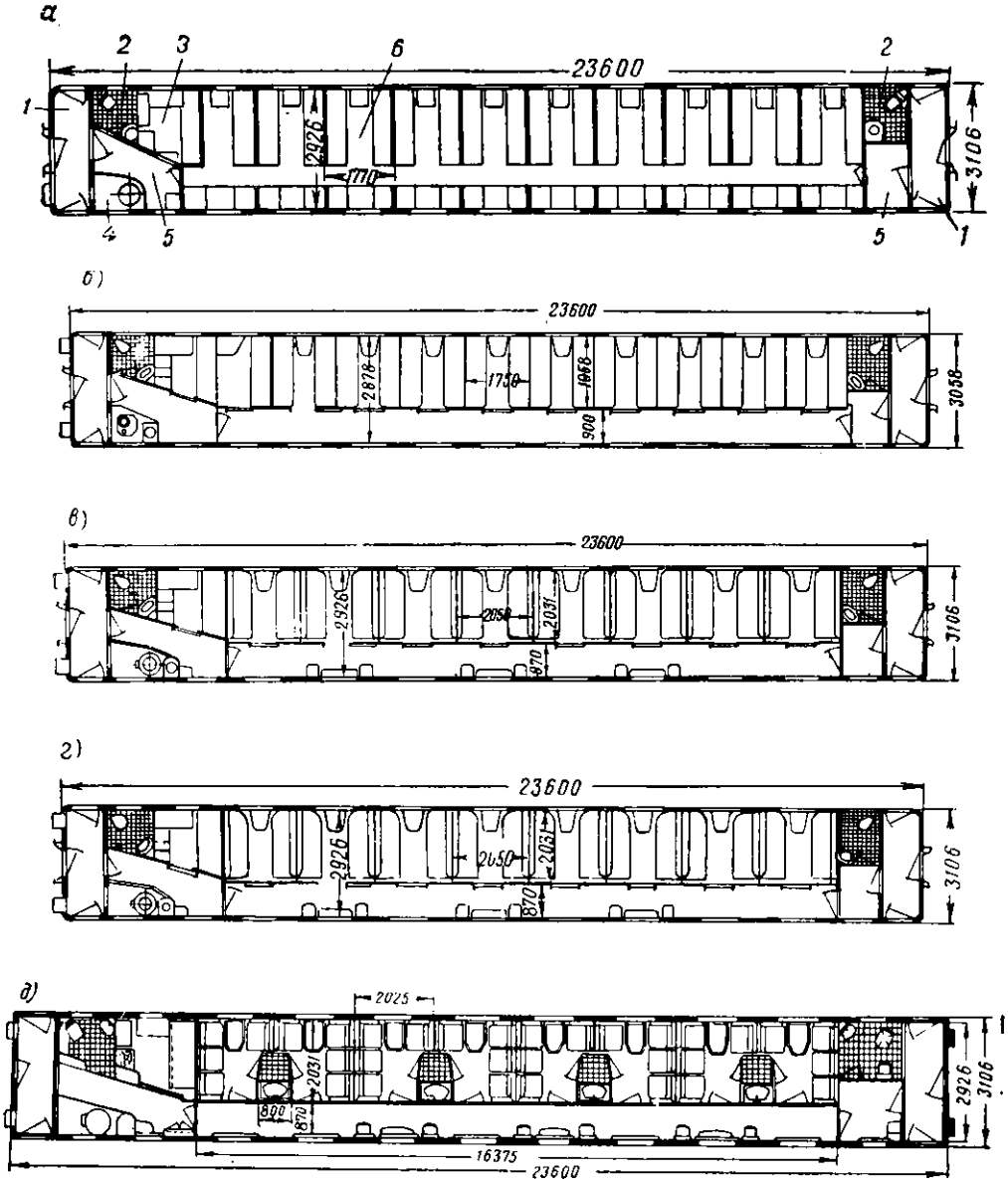


Рис. 177. Планировка цельнометаллических пассажирских вагонов

и имеет задвижную дверь для выхода в общий коридор. В служебном отделении расположены две спальные полки, столик, шкаф для постельного белья и щит управления электрооборудованием вагона.

В мягком цельнометаллическом вагоне (рис. 177, в) так же, как и в жестком купированном, спальные места расположены с одной стороны вагона и разделены поперечными перегородками на восемь четырехместных купе.

В каждом купе имеются мягкие диваны и верхние спальные мягкие полки. Стены вагона и перегородки купе оклеены линкрустом или пластиком, потолок покрыт белым пластиком и деревянными раскладками.

В мягком вагоне, план которого показан на рис. 177, *г*, купе оборудовано мягкими диванами с опорными спинками и верхними мягкими спальными полками. Диваны, в отличие от обычно применяемых в мягких вагонах, сделаны не на всю длину купе. Таким образом, между диваном и перегородкой остается пространство шириной 130 мм для размещения одежды. Это создает дополнительные удобства для пассажиров.

В мягком вагоне с двухместными купе (первая категория) постройки 1955—1957 гг. (рис. 177, *д*) в каждом купе расположены мягкие спальные диваны с опорными мягкими спинками и спальными полками, которые днем поднимаются вверх. Между двумя смежными купе размещается умывальное отделение. В конструкции этих вагонов предусмотрена возможность оборудования их климатическими установками.

В 1957 г. на сеть железных дорог поступила в эксплуатацию партия мягко-жестких вагонов (микстов), имеющих 8 отдельных купе, из которых 4 первых имеют по четыре жестких места и 4 остальных купе по два мягких спальных места. Устройство кузова, габаритные размеры, устройство отопления, вентиляции и т. д. у этих вагонов одинаковы с мягкими цельнометаллическими вагонами, имеющими хребтовую балку.

На базе пассажирских цельнометаллических вагонов длиной 23,6 м в настоящее время строятся цельнометаллические вагоны-рестораны, почтовые и багажные вагоны.

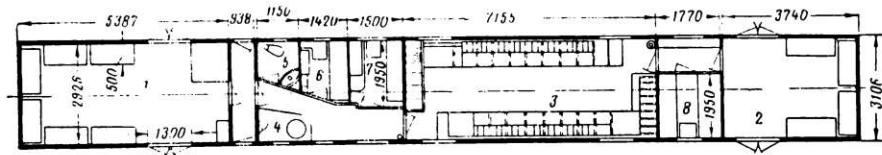
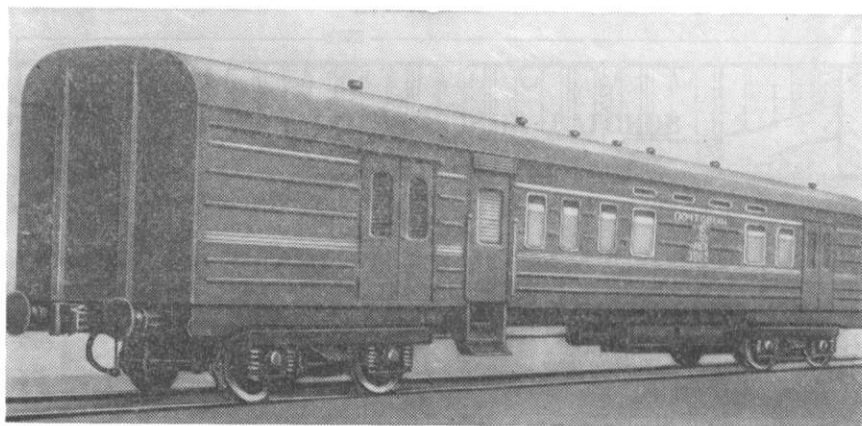


Рис. 178. Общий вид и планировка почтового вагона

У почтового вагона, предназначенного для перевозки почтовых отправок (рис. 178), все основные размеры такие же, как у некупированного вагона, но планировка почтового вагона другая. На одном его конце находится трактовая кладовая 1, которая снабжена откидными полками для хранения посылок и имеет две (по одной с каждой стороны) двустворчатые двери, запирающиеся снаружи и изнутри. На другом конце вагона расположена транзитная кладовая 2, служащая для размещения посылок, следующих на конечную станцию. В средней части вагона имеется сортировочный зал 3 со столами для обработки почты, котельное отделение 4, туалет 5 с душем, служебные отделения 6 и 7. В сортировочном зале имеется большое количество светильников на по-

толке и бра для освещения стола при сортировке писем. Здесь также установлен пылесос для отсоса пыли с писем, высыпаемых из мешков. Между сортировочным залом и транзитной кладовой проходит коридор и расположено купе 8 для бригады на шесть спальных мест.

Багажный вагон (рис. 179) предназначен для перевозки багажа пассажиров, а также багажа, отправляемого большой скоростью. В вагоне, кроме того, помещаются обслуживающий персонал и багажные раздатчики. Вагон

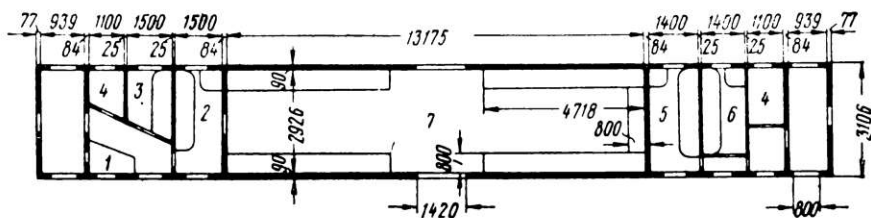
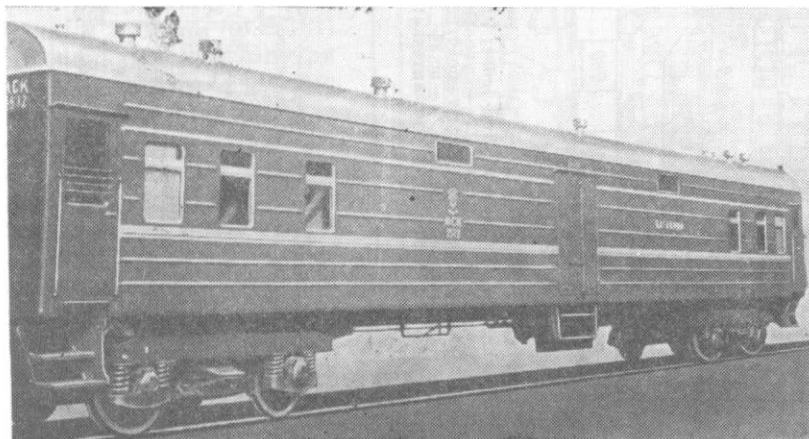


Рис. 179. Общий вид и планировка багажного вагона

имеет два концевых тамбура. К тамбуру, расположенному около котельного отделения 1, примыкают туалет 4, служебное купе 3 и помещение для раздатчиков багажа 2, в котором размещены: жесткий диван, откидная полка, стол, стул, полка для документов и шкаф для распределительного щита.

К другому тамбуру примыкают туалет 4 и два двухместных купе 5 и 6. Эта часть вагона не имеет сообщения с багажным отделением. Вход в купе из тамбура. В середине вагона размещено багажное отделение 7. Оно изолировано от остальных помещений глухими металлическими перегородками, имеющими изоляцию и деревянную обшивку со стороны купе. С каждой продольной стороны вагона в отделении имеется по одной двустворчатой двери с наружным и внутренним замками.

Вагон-ресторан (рис. 180) отличается от пассажирского вагона планировкой и внутренним оборудованием. Вагон имеет два тамбура, кухню с раздаточным отделением, буфетную стойку, обеденный зал на 48 чел. с 12 четырехместными столиками и буфет с витриной. Кроме того, в вагоне находится котельное отделение, туалет, помещение для инструмента и запасных частей к электрооборудованию, кладовая и отделение для обслуживающего персонала. Вход в кухню из тамбура устроен отдельно от входа в коридор. В кухне установлены плита, мойка для посуды и продуктов, шкаф для овощей и холодильник.

Под полом вагона размещены ящики для хранения продуктов и бутылок с минеральными водами. Ящики оборудованы люками, расположенными в полу

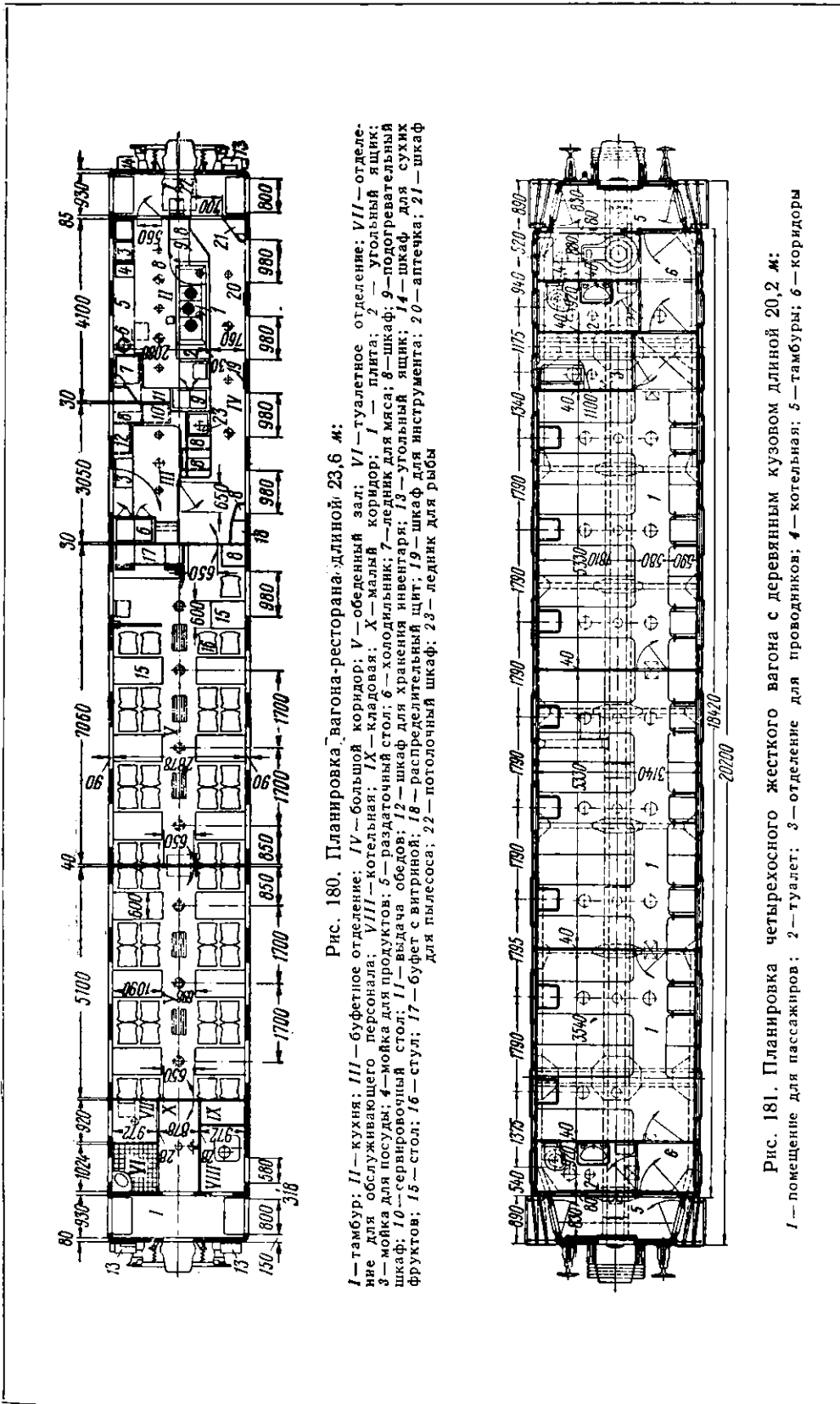


Рис. 180. Планировка вагона-ресторана: длиной 23,6 м:

I — тамбур; II — кухня; III — буфетное отделение; IV — большой коридор; V — обеденный зал; VI — туалетное отделение; VII — отделение для обслуживающего персонала; VIII — котельная; IX — кладовая; X — малый коридор; I — плита; 2 — угольный ящик; 3 — мойка для посуды; 4 — мойка для продуктов; 5 — разделочный стол; 6 — холодильник; 7 — ледник для мяса; 8 — шкаф; 9 — подогревательный шкаф; 10 — сервировочный стол; 11 — выдача обедов; 12 — шкаф для хранения инвентаря; 13 — угольный ящик; 14 — шкаф для сухих фруктов; 15 — стол; 16 — стул; 17 — буфет с витриной; 18 — распределительный щит; 19 — шкаф для инструмента; 20 — аптечка; 21 — шкаф для пылесоса; 22 — потолочный шкаф; 23 — ледник для рыбы

Рис. 181. Планировка четырехосного жесткого вагона с деревянным кузовом длиной 20,2 м:

I — помещение для пассажиров; 2 — туалет; 3 — отделение для проводников; 4 — котельная; 5 — тамбуры; 6 — коридоры

зала и коридоре. В вагонах-ресторанах постройки до 1957 г. подвагонные ящики и ледники для продуктов охлаждались льдом, а с 1957 г. эти ледники имеют машинное охлаждение.

Жесткий четырехосный пассажирский вагон длиной 20,2 м с деревянным кузовом (рис. 181) имеет 46 спальных мест. Внутри он разделен на три отделения поперечными перегородками, с дверями для прохода вдоль вагона. С одной стороны прохода размещены поперечные деревянные диваны и над ними полки, опускающиеся вниз, а также верхние багажные полки, с противоположной стороны прохода такие полки и диваны расположены вдоль продольной стены. Служебное отделение, котельная и оба туалета размещены по концам вагона.

Мягкий четырехосный вагон с деревянным кузовом длиной 20,2 м имеет семь четырехместных купе. Нижние диваны и верхние полки — мягкие. Опущенные в нижнее положение верхние полки образуют спинки диванов. В одном конце вагона размещены служебное отделение, котельная и туалет, с другого конца расположен только туалет.

Для перевозки пассажиров на расстояния 400—600 км построены два типа вагонов межобластного сообщения с удобными мягкими креслами для сидения. В одном вагоне, кресла с откидными спинками могут поворачиваться (рис. 182) и устанавливаться в направлении хода поезда, а в другом кресла закреплены симметрично оси окна с постоянными мягкими спинками. Кресла имеют высокие спинки с подголовниками и боковыми упорами для головы.

Вагоны таких типов при увеличении скоростей движения поездов будут более удобны для пассажиров при переездах на 600—700 км, чем вагоны дальнего следования.

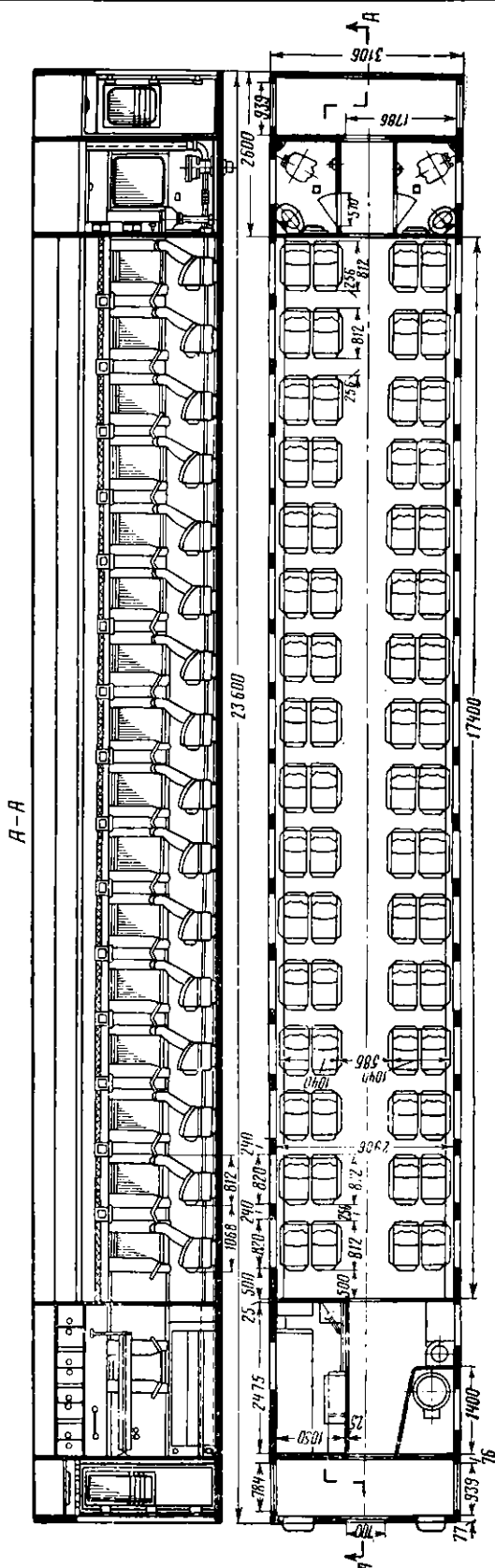


Рис. 182. Планировка вагона для межобластного сообщения с креслами, имеющими откидные спинки

Вагоны пригородного сообщения служат для перевозки пассажиров на короткие расстояния.

Работа пригородных поездов характеризуется массовостью перевозки пассажиров, а также частыми и кратковременными остановками, поэтому эти вагоны должны иметь максимальное количество мест для сидения с необходимыми удобствами и достаточное количество широких выходных дверей.

Современные цельнометаллические четырехосные вагоны длиной 23,6 м электропоездов построены по габариту 2-В. Это позволило разместить 100 мест для сидения (трехместные диваны по обе стороны прохода). Вагон имеет два широких тамбура с двойными раздвижными дверями, кабину машиниста и помещение для инвентаря обслуживающей бригады. Наличие широких тамбуров способствует быстрому входу и выходу пассажиров.

2. КУЗОВА ЦЕЛЬНОМЕТАЛЛИЧЕСКИХ ВАГОНОВ

Кузов цельнометаллического вагона является несущей конструкцией, которая состоит из трех основных элементов — рамы с полом, боковых продольных стен и крыши, образуя единую тонкостенную трубчатую конструкцию с мощными лобовыми стенами.

Каждый из этих элементов имеет каркас, покрытый листовой сталью. Каркасы боковых стен и крыши состоят из поперечных и продольных элементов жесткости — стоек, дуг, обвязки продольных балочек. Вместо продольных балочек для увеличения устойчивости стен в листах обшивки выштамповывают гофры.

Вагоны с металлическими несущими кузовами, по сравнению с деревянными, обладают большей прочностью, износоустойчивостью и позволяют значительно снизить вес вагона, приходящийся на одно пассажирское место. Ряд кузовов цельнометаллических пассажирских вагонов (рис. 183) имеет раму с хребтовой балкой, идущей по всей длине кузова, а в некоторых (рис. 184) хребтовые балки расположены только в консольных частях рамы между буферными и шкворневыми брусьями. На участке рамы, где отсутствуют хребтовые балки, для повышения прочности вагона пол изготавливается из гофрированной стали толщиной 1,5 мм.

Кузова с хребтовыми балками вначале строились с гладкими (до 1950 г.), а затем с гофрированными боковыми стенами и подоконными поясами. Штампованные гофры и пояса значительно увеличивают жесткость обшивки кузова. Они заменяют часть продольных элементов жесткости (стрингеров) и уменьшают количество сварных соединений в вагоне.

Каркас кузова жесткого вагона с гофрированными стенами (см. рис. 183) собран из продольных 1, 3, 5, 6, 9 и поперечных 4, 7, 10 элементов в виде замкнутых жестких рамок (шпангоутов). Снаружи каркас покрыт листовой сталью 2 с вырезами для оконных и дверных проемов. Толщина обшивки стен и пола 3 мм, крыши 8—2 мм.

В зависимости от места расположения элементы каркаса имеют различные форму и толщину поперечного сечения. Шпангоуты, расположенные по обеим сторонам оконных проемов, образуются из поперечной балки пола 10 зетового сечения (25 × 63 × 85 × 44 × 3 мм), стоек 4 зетового сечения (37 × 55 × 50 × 4 мм) и дуги такой же формы сечения 7 (50 × 65 × 35 × 3 мм). Между шпангоутами расположены промежуточные балки, сечение которых такое же, как у балок шпангоутов.

Все продольные стержни каркаса неразрезные и проходят по всей длине вагона. Хребтовая балка 11 изготавливается из двух двутавров № 30. Нижний обвязочный пояс 1 имеет зетовое сечение 100 × 75 × 6,5 мм. Верхний обвязочный пояс 6 сварен из балочек зетового профиля 50 × 70 × 34 × 4 мм и уголка 57 × 60 × 4 мм. Остальные продольные стержни боковой стены 3, 5 и крыши 9 (9 шт.) имеют зетовое сечение 40 × 30 × 2 мм. Стойки каркаса кузова, дуги крыши, балочки пола и все продольные элементы штампуются из листовой стали,

кроме нижней обвязки боковых стен, которая выполнена из стали стандартного прокатного профиля.

Стойки лобовых стен двутаврового сечения № 24 связаны между собой внизу буферным брусом, а сверху — верхним обвязочным поясом (швеллер № 20).

К каркасу лобовой стены прикреплена сваркой наружная обшивка толщиной 3 мм. В тамбуре вагона установлены металлические перегородки с вырезами для торцовых дверей и усиленные дверными стойками. Все соединения каркаса и обшивки выполнены точечной и электродуговой сваркой прерывистым и сплошным швом.

Буферный брус имеет два ребра жесткости, соединенные сварными

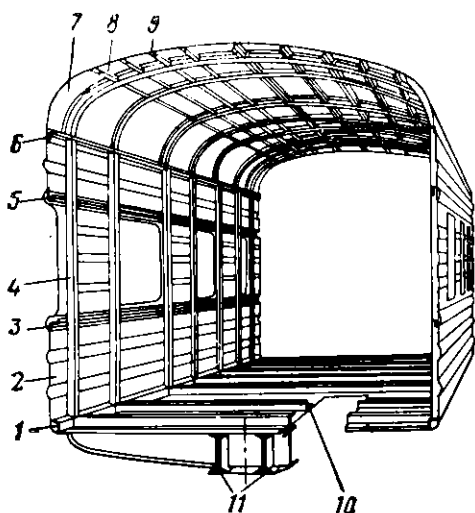


Рис. 183. Каркас кузова цельнометаллического вагона с хребтовой балкой

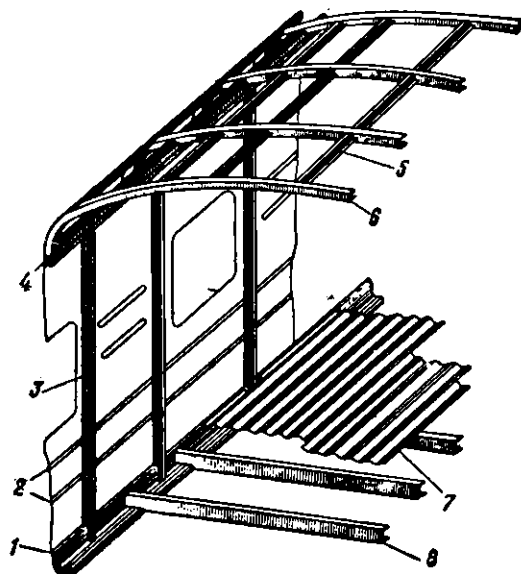


Рис. 184. Конструкция кузова цельнометаллического вагона без хребтовой балки; 1 — нижняя обвязка; 2 — продольные гофры; 3 — стойка; 4 — верхняя обвязка; 5 — стрингеры крыши; 6 — дуга крыши; 7 — гофрированная обшивка; 8 — нижние поперечные балки

швами с торцовыми швеллерами, с верхним и нижним армировочным и угловым листами, связывающими буферный брус и хребтовую балку.

Металлическая часть пола вагона сделана из листа толщиной 3 мм, окаймленного по контуру балочкой зетового сечения $75 \times 100 \times 75$ мм и соединенного сваркой с хребтовой балкой и поперечными балками зетового профиля.

Каркас крыши состоит из поперечных дуг зетового сечения с вырезами для стрингеров, двух обвязочных угольников $50 \times 60 \times 4$ мм, продольных стрингеров зетового сечения, концевых поперечных швеллеров № 20. Обшивку крыши образуют листы толщиной 2 мм, сваренные между собой в стык и приваренные к каркасу крыши.

С 1957 г. отечественные вагоностроительные заводы выпускают вагоны с цельнометаллическим кузовом облегченной конструкции (рис. 185). Общий вес такого вагона на обычных бесчелюстных тележках составляет 51 т, а на тележках с гидравлическими амортизаторами 48 т вместо 55 т у вагонов старой постройки. Облегченный кузов имеет гофрированные боковые стены из углеродистой стали марок Ст. 3 и стали 15. От кузовов вагонов прежней постройки он отличается в основном тем, что толщина обшивки пола, лобовых стен, стен, отделяющих тамбур от вагона, и толщина верхней (надоконной) части стены уменьшены с 3 до 2 мм. Уменьшено также количество поперечных балок пола с 34 до 27, а форма их поперечного сечения выполнена без вертикальной отгибки верхних горизонтальных полок. Стойки боковых и лобовых

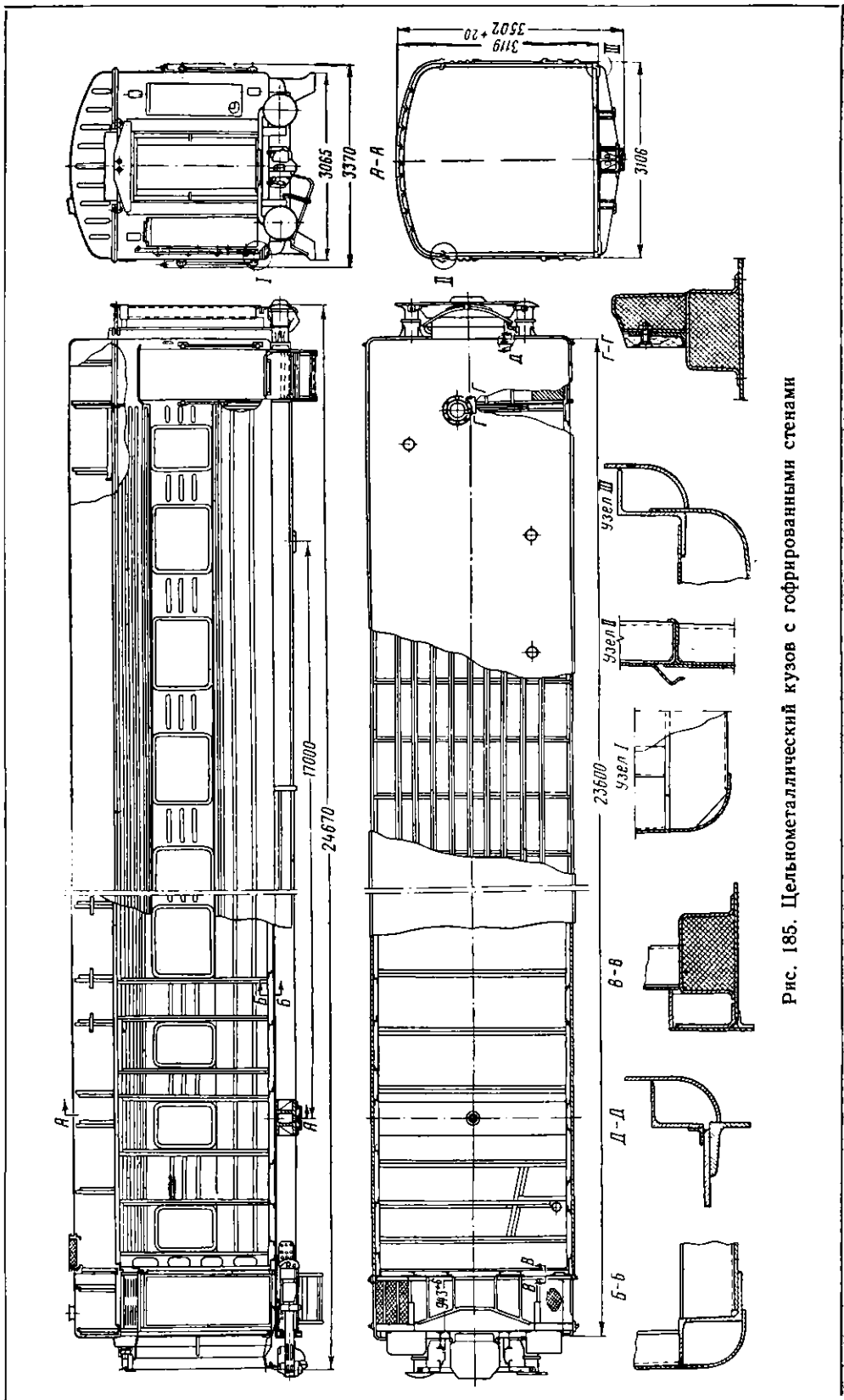


Рис. 185. Цельнометаллический кузов с гофрированными стенами

стен и перегородок, отделяющих тамбур от вагона, отштампованы из листа толщиной 3 вместо 4 мм. Верхняя обвязка зетового сечения и боковой обвязочный угольник крыши изготовлены из листа толщиной 3 вместо 4 мм.

Уменьшено количество продольных элементов жесткости крыши с 9 до 7, а обшивка крыши выполнена из листа толщиной 1,5 вместо 2 мм в средней части крыши и 2 вместо 3 мм на свесах. В дальнейшем крышу стали изготавливать с 9 гофрами без стрингеров.

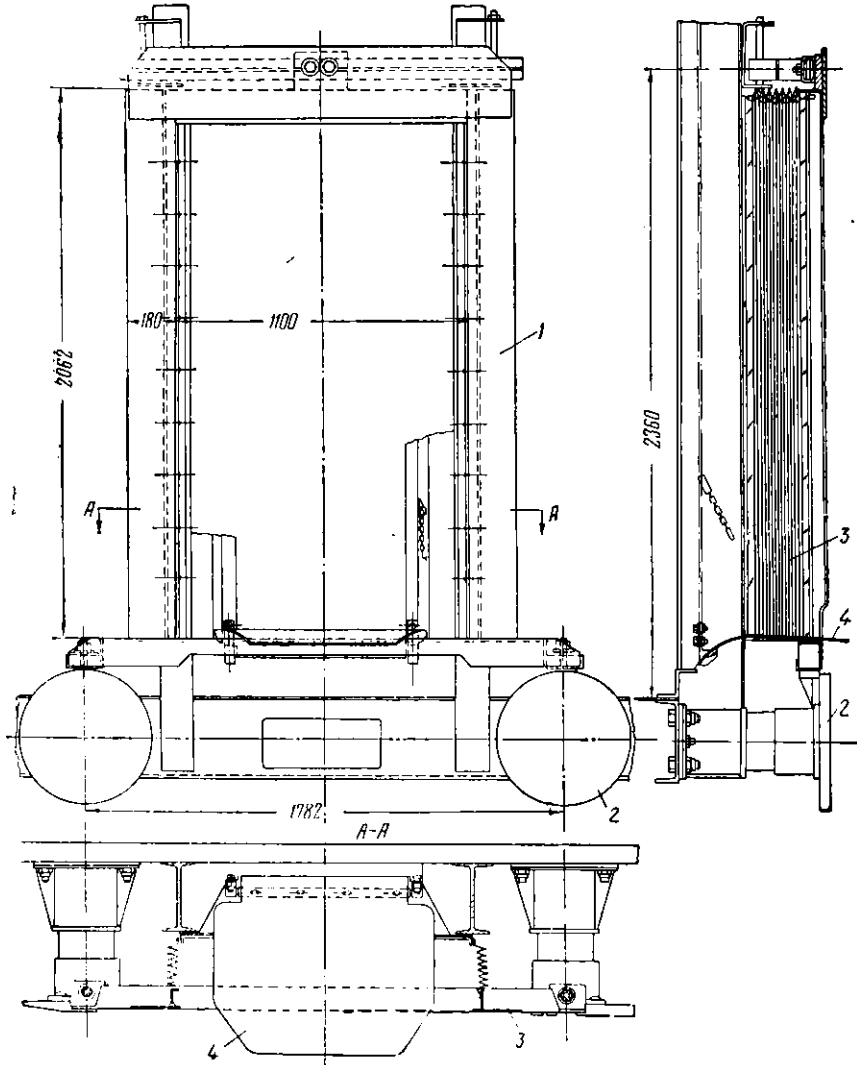


Рис. 186. Упругая площадка

В целях увеличения жесткости стен в кузове облегченной конструкции увеличено количество гофров — над окнами с одного до трех, между окнами с двух до трех и под окнами с двух до пяти.

Кузов без хребтовой балки также цельнонесущей конструкции. Он представляет собой единую сварную систему (см. рис. 184).

Каркас кузова состоит из нижней и верхней обвязок, стоек, боковых стен и нижних поперечных балок, выполненных из швеллеров $140 \times 50 \times 4$ и $140 \times 60 \times 7$ мм. Нижняя обвязка, она же боковая балка рамы, выполнена из уголка специального проката толщиной 18 мм с закругленным углом. Верхняя обвязка и стойки имеют корытообразный профиль размером $60 \times 38 \times 4$ мм. Каркас кузова обшит металлическими листами. Толщина листов боковых стен

принята в надоконной части 2 мм, а в подоконной — 2,5 мм. Толщина листов крыши 1,5 мм, а ее карниза — 3 мм.

Для придания большей жесткости листы боковой стены усилены продольными гофрами. Междуоконные части также усилены двумя рядами гофр. Листам крыши придана жесткость с помощью дуг и шести продольных связей (стрингеров).

Лобовые стены образованы из листов толщиной 3 мм, дверных вертикальных стоек из двутавра № 24, угловых стоек из штампованного профиля толщиной 4 мм и промежуточных стоек из уголка 40 × 60 × 5 мм. Концевые перегородки изготовлены из стоек сечением 40 × 40 × 5 мм и металлической обшивки толщиной 2,5 мм. Рама вагона без хребтовой балки состоит из боковых продольных балок, имеющих форму уголка с закругленным углом размером 160 × 160 × 18 мм и одновременно служащих нижней обвязкой боковых стен, двух буферных брусев из швеллера № 30, двух поперечных балок и двух коробчатых шкворневых балок. Вдоль продольных балок между шкворневыми балками поставлены 18 легких балок коробчатого сечения, поддерживающих гофрированный пол. В консольных частях рамы между буферным брусом и шкворневой балкой имеются вставки из швеллера № 26, образующие как бы хребтовые балки и служащие для установки автосцепного оборудования.

Для придания раме вагона необходимой прочности и жесткости обшивка пола изготовлена из волнистого (гофрированного) стального листа толщиной 1,5 мм.

Для защиты кузова и его деталей от коррозии внутренняя поверхность должна быть очищена до металлического блеска, обезжирена и дважды покрыта стойким антикоррозийным составом (свинцовым суриком на натуральной олифе) и слоем водостойкой краски. Снаружи кузов после грунтовки и масляной шпаклевки красят эмалями.

На лобовой стене вагона размещена упругая переходная площадка (рис. 186). При сцеплении вагонов площадки смежных вагонов поезда прижимаются одна к другой амортизаторами 1 и буферами 2, чем создают упругую связь между торцами вагонов, обеспечивающую более спокойный ход состава. Гармоника 3 (суфле) и откидной фартук 4 при этом образуют закрытый проход (коридор) для перехода из вагона в вагон. В настоящее время упругие переходные площадки изготавливаются с металлическими суфле.

Для входа в вагон и выхода из него у боковых тамбурных дверей устроены подножки, углубленные внутрь тамбура. Для выхода на высокие платформы и перроны над подножками имеется откидной фартук. В нерабочем положении фартук поднимается и закрепляется вертикально, в рабочем положении он опускается до уровня пола и закрепляется специальным механизмом, перекрывая при этом подножку тамбура.

3. ВНУТРЕННЯЯ ОБШИВКА И ИЗОЛЯЦИЯ ЦЕЛЬНОМЕТАЛЛИЧЕСКИХ ВАГОНОВ

Внутренняя обшивка и перегородки вагонов. Боковые стены и крыша цельнометаллических кузовов имеют внутри деревянную обшивку, которая прикрепляется к деревянным брускам, заложенным в стойках, дугах и обвязке каркаса на некотором расстоянии от наружной металлической обшивки.

Для внутренней обшивки перегородок и других частей внутреннего оборудования применяются клееная фанера, фанерные и столярные плиты толщиной до 12 мм и фанерные щиты толщиной от 16 до 43 мм, склеенные из слоев лущеного шпона толщиной 0,7—2,0 мм водостойким бакелитовым клеем под давлением. По сравнению с обычными досками и дощатыми щитами преимущества клееной фанеры состоят в том, что она не растрескивается, не усыхает, не коробится и имеет одинаковую прочность во всех направлениях.

В жестких некупированных вагонах внутренняя обшивка продольных стен состоит из клееной многослойной фанеры толщиной 10 мм, облицованной с лицевой стороны дубовой ножевой фанерой толщиной 1,2 мм. У вагонов с гофрированными боковыми стенами внутренняя обшивка стен под окнами и над окнами сделана из столярной плиты толщиной 19 мм, а в простенках между окнами из фанеры толщиной 10 мм. Плиты и фанерные листы плотно прикрепляют к деревянным брускам, соединенным с вертикальными металлическими стойками каркаса кузова шурупами. Стыки отдельных плит или листов тщательно закрывают дубовыми раскладками. Внутреннюю обшивку можно легко снять, не разбирая перегородок.

Все перегородки в вагоне выполнены из деревоплит толщиной 25 мм. Каждая такая перегородка между отделениями состоит из двух частей: фрамуги размером 2 936 × 720 мм с профилем потолка вагона и вырезом для размещения вентиляционного короба и нижнего щита. Фрамуга прикрепляется к каркасу шурупами посредством угольников. Стыки сверху закрыты карнизом, а внизу плинтусами. Нижний щит перегородки собран из двух деревоплит одинакового размера толщиной 25 мм.

В вагонах современной постройки стены и перегородки оклеены мягким пластиком, а в вагонах старых выпусков шпоном из светлого дуба.

Материал для отделки купе должен быть легким, негорючим, немарким, звукопоглощающим, не выгорающим и допускающим чистку и дезинфекцию.

Полы настилают из деревянных плит толщиной 19 мм размером 1 800 × 1 900 мм, который соответствует размерам купе. Таким образом, одна плита перекрывает полностью ширину пола в купе. Кромки боковой стороны плиты идут по линии перегородки. Выбранная конфигурация плит для пола и ее размеры позволяют при ремонте сменить отдельную плиту без разборки поперечных перегородок купе. Плиты прикрепляются к деревянным брускам, которые в свою очередь прикреплены к ребрам жесткости металлического каркаса.

Для покрытия потолка используют клееную фанеру толщиной 4 мм, которую укладывают сверху изоляционного слоя. Фанера шурупами прикрепляется к обрешетке. Верхняя поверхность потолка покрывается белым пластиком или окрашивается белой краской.

Изоляция вагона. Пространство между наружной металлической и внутренней деревянной обшивками вагона заполняется изоляционным материалом, который вкладывается в ячейки, образованные элементами каркаса кузова. Изоляция предотвращает проникновение холода (или тепла) внутрь вагона. Теплоизоляция кузова одновременно является и звукоизоляцией.

В цельнометаллических вагонах, построенных до 1950 г., для изоляции применяли альфоль (алюминиевая фольга) толщиной листов 0,011—0,013 и 0,04—0,05 мм. Однако альфоль как изоляционный материал для вагонов себя не оправдал и в настоящее время не применяется.

В вагонах современной постройки в качестве изоляционного материала применяется пористый материал — мипора, ипорка и пиатерм, представляющие собой продукт химической переработки формалина и мочевиновой кислоты. В результате такой переработки получается пена, затвердевающая в виде пористого материала белого цвета. Материал обладает низким коэффициентом теплопроводности (0,027—0,03 ккал/м·ч·°С) и малым объемным весом (20—30 кг/м³), не горит и не подвержен гниению. Мипора, ипорка и пиатерм поступают на вагоностроительные заводы в виде отдельных блоков.

Перед постановкой на вагон блоки разрезают на плиты, размеры которых соответствуют объемам ячеек стены, крыши или пола, куда закладываются плиты. Плиты завертывают в непроницаемый для воды и пара гибкий материал (перфоль, пластик № 239 и др.), концы которого склеивают специальными (мифолиевыми) клеями. Завернутые в перфоль и заклеенные блоки (пакеты) укладывают в ячейки на листы металлического кузова, предварительно покрытые гидроизоляционным слоем из руберойда или пластика. При укладке необходимо стремиться, чтобы пакеты мипоры плотно входили в ячейки и

не было воздушных пространств, в которых мог бы скапливаться влажный воздух. Толщина пакета также должна быть наибольшей для того, чтобы исключить образование воздушной прослойки между наружной и внутренней обшивками кузова. Уложенные пакеты минеральной ваты сверху покрывают одним слоем гидроизоляционной бумаги, прикрепляемой толевыми гвоздями к деревянной обрешетке.

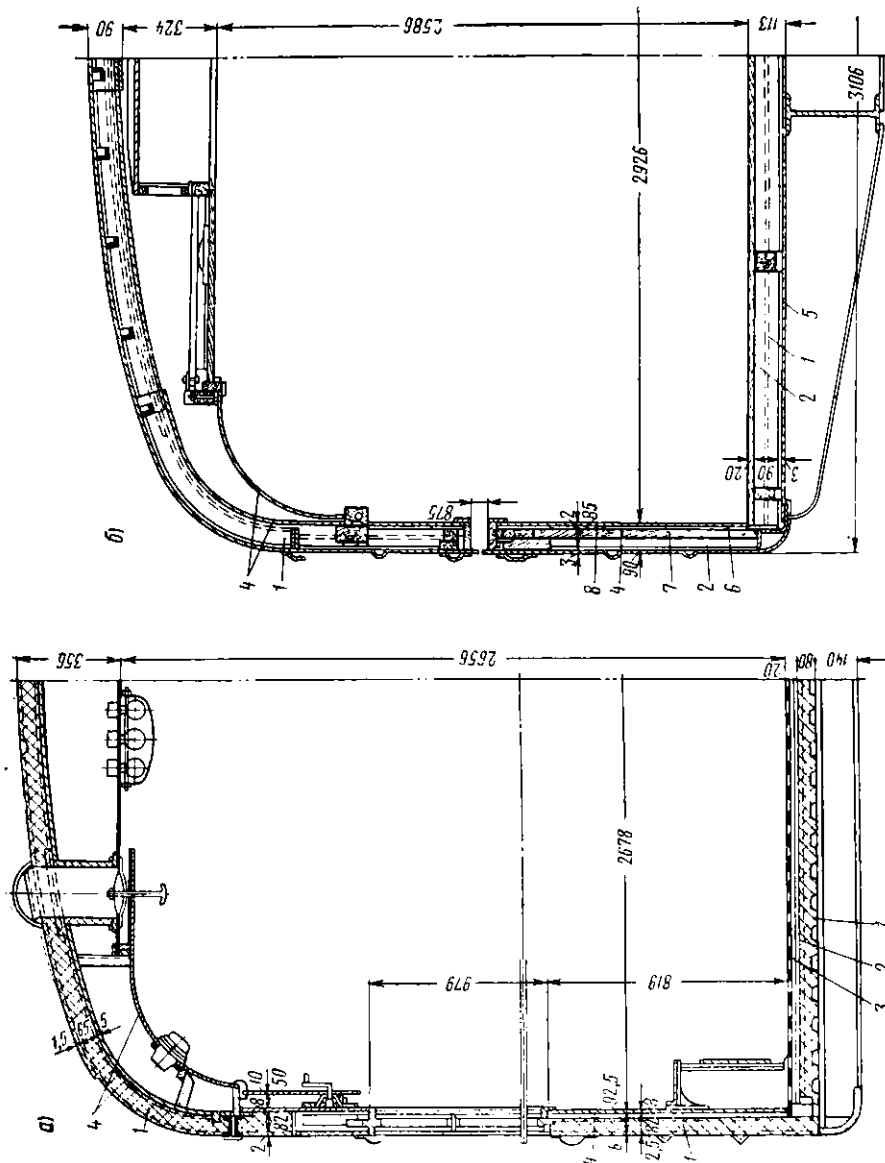


Рис. 187. Поперечные разрезы кузовов с изоляцией и обшивкой:
а — вагон без хребтовой балки; б — вагон с хребтовой балкой; 1 — изоляция; 2 — столлярная плита; 3 — линолеум;
4 — асбест; 5 — обшивка пола; 6 — брус; 7 — брусок; 8 — линкруст

Полки дуг и балки пола оклеивают полосами войлока, а стойки поперечных стен — грубошерстным сукном. Люк крыши над котельным отделением изолируют несколькими слоями асбестового картона. При изоляции стен котельного отделения вместо гидроизоляционной бумаги применяют асбест. Каналы для труб и пола в котельном отделении покрывают стекловатой или отходами асбеста. На рис. 187 показаны поперечные разрезы кузовов вагонов с изоляцией и внутренней обшивкой.

4. ДВЕРИ И ОКНА ВАГОНОВ

Пассажирский вагон имеет несколько конструкций дверей. В зависимости от устройства двери бывают створчатые и задвижные.

Входные наружные боковые двери тамбура (рис. 188) делаются одностворчатыми; они открываются внутрь вагона, чтобы избежать выхода их в открытом положении за габарит. В верхней части тамбурная дверь имеет одинарные рамы со стеклом, защищенным с обеих сторон металлическими решетками. В нижней части дверь закрыта двойными филенками, между которыми уложена изоляция. Снаружи дверь покрыта металлической обшивкой, а внутри фанерой, облицованной дубовым шпоном. Для плотного прилегания дверей к деревянным коробам наружные кромки двери по всему периметру обшиты губчатой свернутой прорезиненной тканью.

Тамбурные двери некупированных вагонов постройки последних лет и двери купированных вагонов изготавливаются металлическими. Такая дверь имеет металлический каркас из штампованного профиля, покрытый с двух сторон металлическим листом. В верхней части двери имеется окно с предохранительной решеткой. Внизу между металлическими листами уложена изоляция.

Внутренние двери вагона делаются более легкими, чем наружные. Они изготовлены из древесоплит толщиной 25 мм, облицованных дубовой ножевой фанерой толщиной 1,2 мм, на кромках дверных полотен приклеены массивные дубовые планки.

Дверь, отделяющая тамбур от малого коридора вагона, изготовлена из двух стелярных плит, соединенных по толщине клеем и шурупами. Такая конструкция предохраняет дверь от промерзания.

В двери, ведущей из малого коридора в пассажирское отделение, вместо филенок в верхней части вставляется зеркальное стекло. В нижней части этой двери имеются отверстия, предназначенные для воздухообмена. Для предохранения от повреждений и преждевременного износа на нижней части дверей прикреплены защитные алюминиевые листы.

Пассажирские купе и служебное помещение имеют задвижные двери, которые вверху перекатываются по рельсу на роликах, а внизу направляются угольником, прикрепленным к полу. Со стороны купе на двери установлено зеркало, а со стороны коридора — филенка, оклеенная светлым пластиком.

Двери туалетного отделения изготовлены из деревянной плиты, облицованной с двух сторон дубовым шпоном. Они снабжены двойным замком, в нижней части имеются отверстия для воздухообмена.

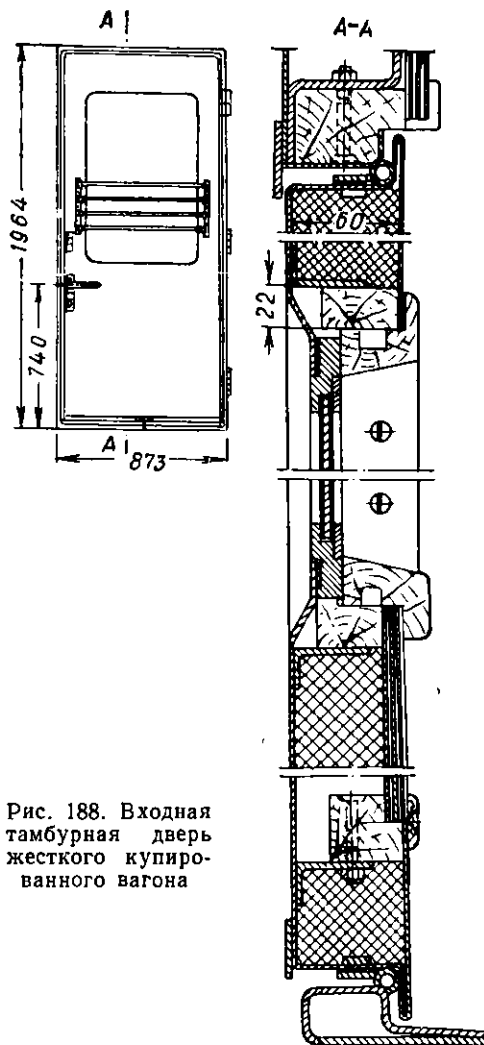


Рис. 188. Входная тамбурная дверь жесткого купированного вагона

Дверь котельного отделения створчатая, сварной конструкции, состоит из металлического каркаса, покрытого с обеих сторон стальными листами. Для смягчения ударов при закрывании по контуру двери укреплено резиновое уплотнение.

Окна в стенах пассажирских вагонов, располагаемые симметрично с каждой стороны кузова, имеют по две рамы. Окна в туалетных и котельном отделениях и в дверях тамбура одинарные, наглухо закрепленные в закрытом положении.

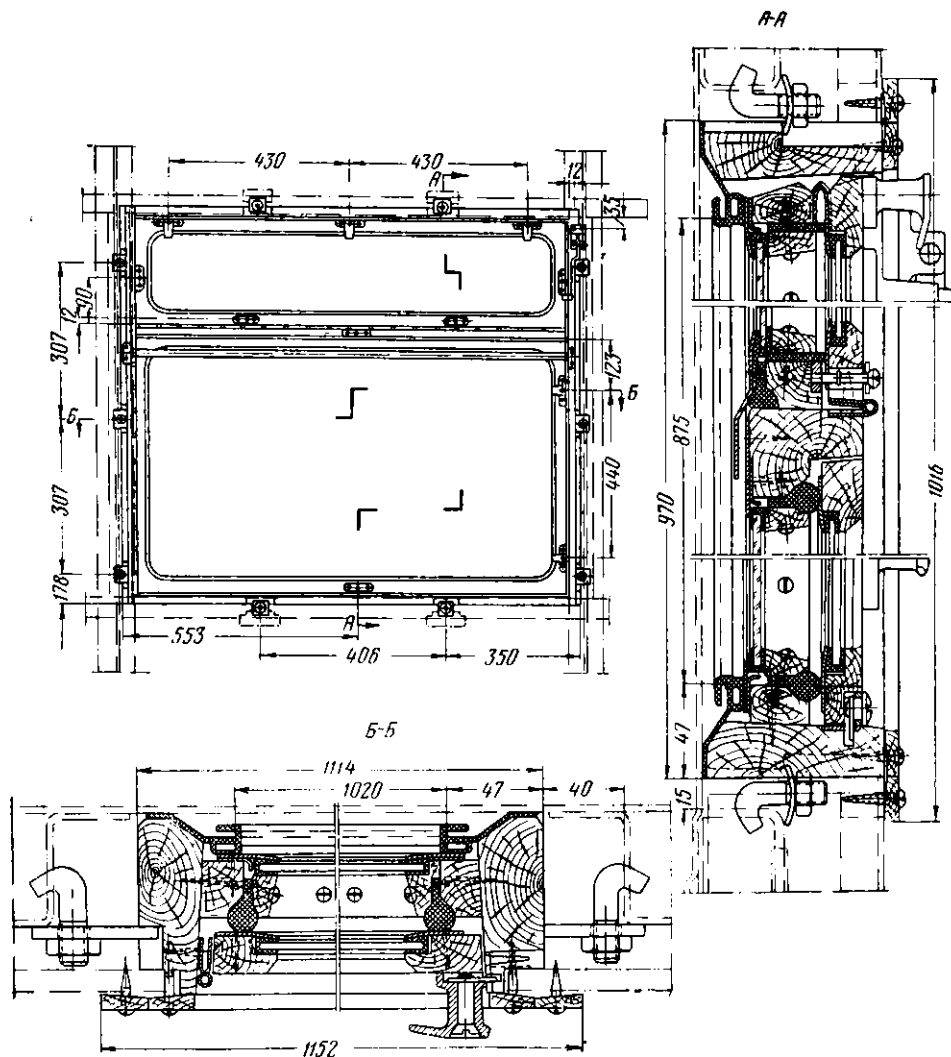


Рис. 189. Окно с металлической армировкой рамы вагона с хребтовой балкой

У большинства цельнометаллических вагонов фрамуга окна открывается на петлях внутрь вагона или поднимается вверх специальным механизмом.

В цельнометаллических жестких купированных и мягких вагонах и вагонах с деревянными кузовами оконные рамы опускаются вниз в подоконный паз между наружной и внутренней обшивками.

Окно купе пассажирского отделения современного вагона с хребтовой балкой имеет разъемную конструкцию (рис. 189). Оно состоит из коробки, прикрепленной шурупами к кузову вагона, и двух застекленных оконных рам. Коробки, рамы и фрамуги внутренних и наружных окон изготавливаются из дуба. Наружные рамы и фрамуги имеют металлическую армировку.

Наружная рама плотно вставлена в оконную коробку и наглухо закреплена шурупами, а внутренняя подвешена с одной стороны на петлях и может открываться внутрь вагона.

Наружная и внутренняя фрамуги связаны между собой специальной серьгой и при открывании перемещаются одновременно в одну сторону. Фрамуги и внутренние рамы нижней части запираются особыми замками.

Чтобы исключить попадание дождевой воды снаружи или влажного воздуха из вагона в междуоконное пространство, места прилегания оконных рам к коробке уплотнены губчатой резиной. Для окон применяется шлифованное стекло толщиной 5—6 мм с фасетом; в раме оно уплотнено П-образной резиной.

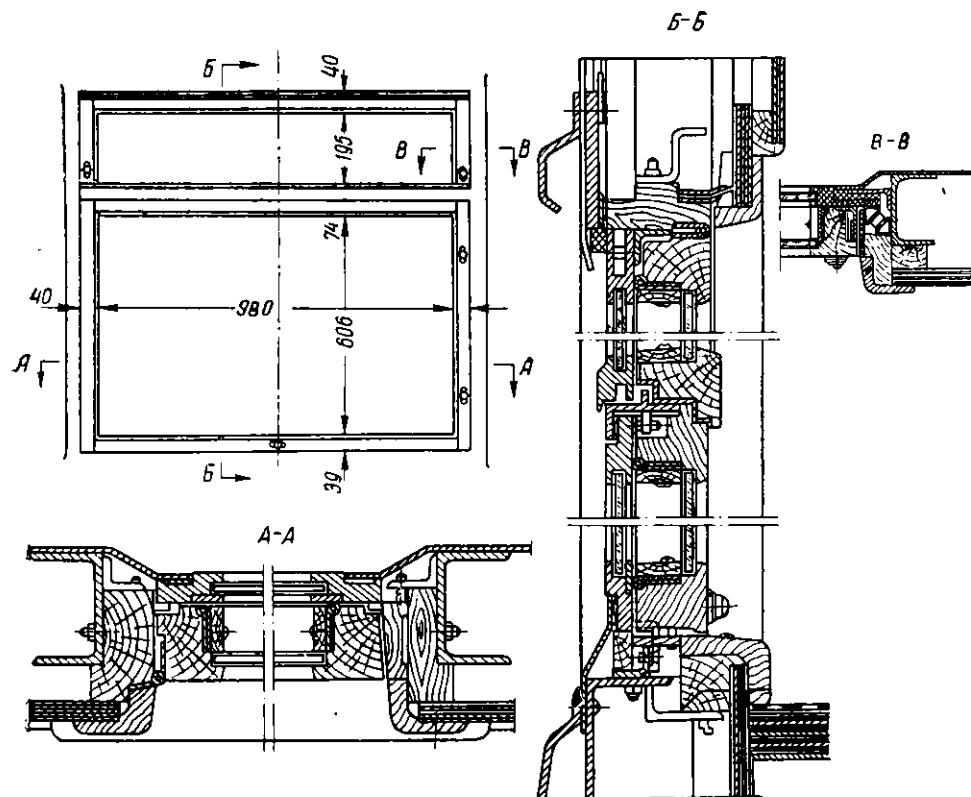


Рис. 190. Окно вагона без хребтовой балки

Окна вагона без хребтовых балок (рис. 190) имеют наружные рамы алюминиевые, а внутренние — дубовые. Внутренние рамы прикреплены с одной стороны к вертикальной стойке оконного проема на петлях и при необходимости могут открываться внутрь вагона. В закрытом состоянии они также заперты.

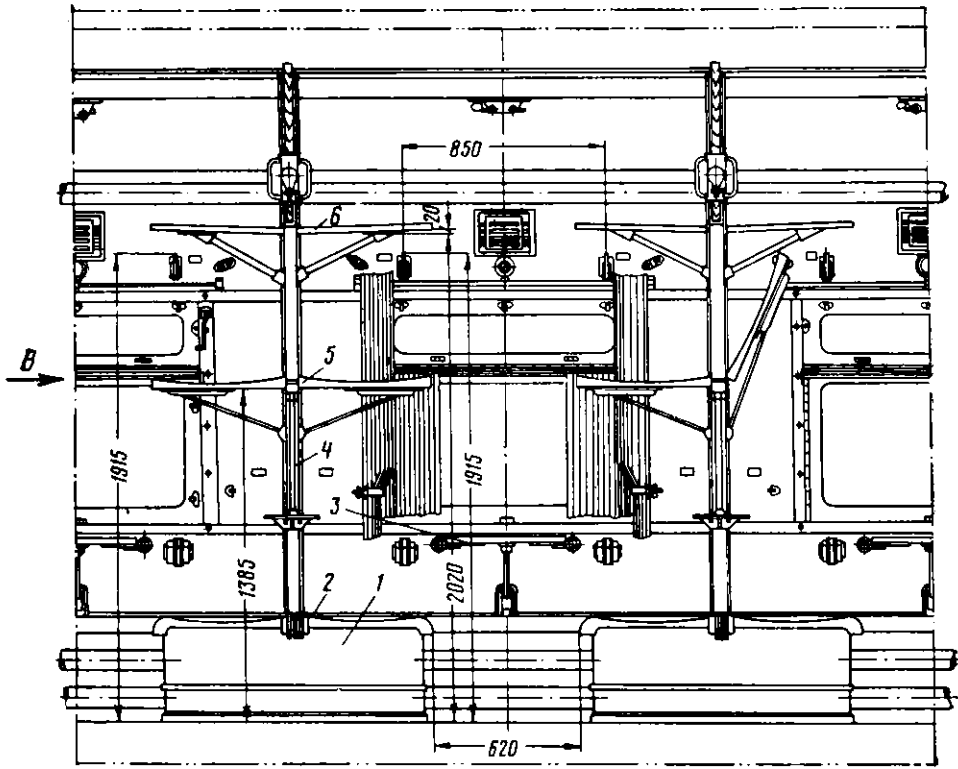
Фрамуги, расположенные в верхней части окна, поднимаются на высоту до 200 мм, что дает возможность в летний период усилить обмен воздуха в пассажирском помещении.

Фрамуги наружного и внутреннего окон поднимаются одновременно подъемным механизмом, установленным над окном; для приведения его в действие служит рукоятка, расположенная вверху на боковой стене вагона с правой стороны от окна.

5. ВНУТРЕННЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ ВАГОНОВ

Внутреннее оборудование пассажирских вагонов зависит от их типа и назначения. В вагонах дальнего следования размещаются диваны и полки, приспособленные для лежания пассажиров. Диваны могут быть жесткими и мяг-

Вид А



Вид Б

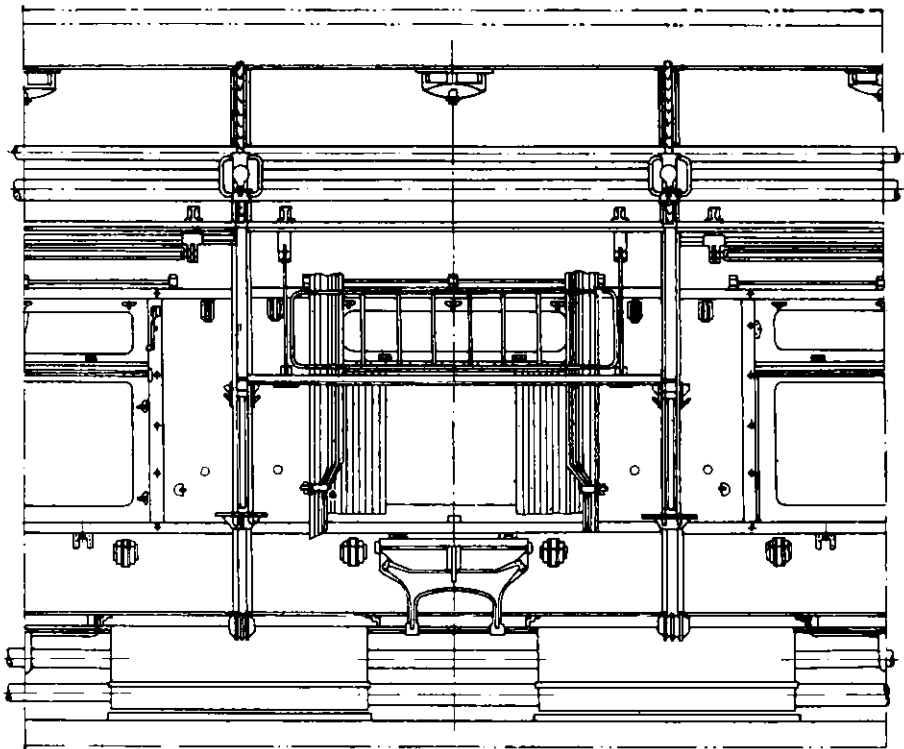


Рис. 191. Пассажирское отделение на 6 мест жесткого

кими. В вагонах пригородного сообщения диваны предназначены только для сидения. Расположение внутреннего оборудования в пассажирском помещении вагона должно быть удобным для пассажиров с тем, чтобы были обеспечены достаточная ширина проходов, свободный доступ к диванам и полкам и удобное размещение пассажиров на сиденьях и спальных местах.

Часть пассажирского отделения на шесть спальных мест жесткого некупированного вагона длиной 23,6 м (рис. 191) имеет нижние диваны 2 с откидными сиденьями, под которыми расположены ящики 1 для постельных принадлежностей. Нижний продольный диван состоит из двух боковых сидений 8 и средней откидной части 7.

Средние поперечные полки 5 для лежания, подвешенные на петлях, в дневное время могут подниматься и удерживаться в наклонном положении при помощи пружинного запора. В вагоне имеются подоконные столики 3, багажные полки 6, лестницы и поручни 4 для влезания на верхние полки и другое оборудование.

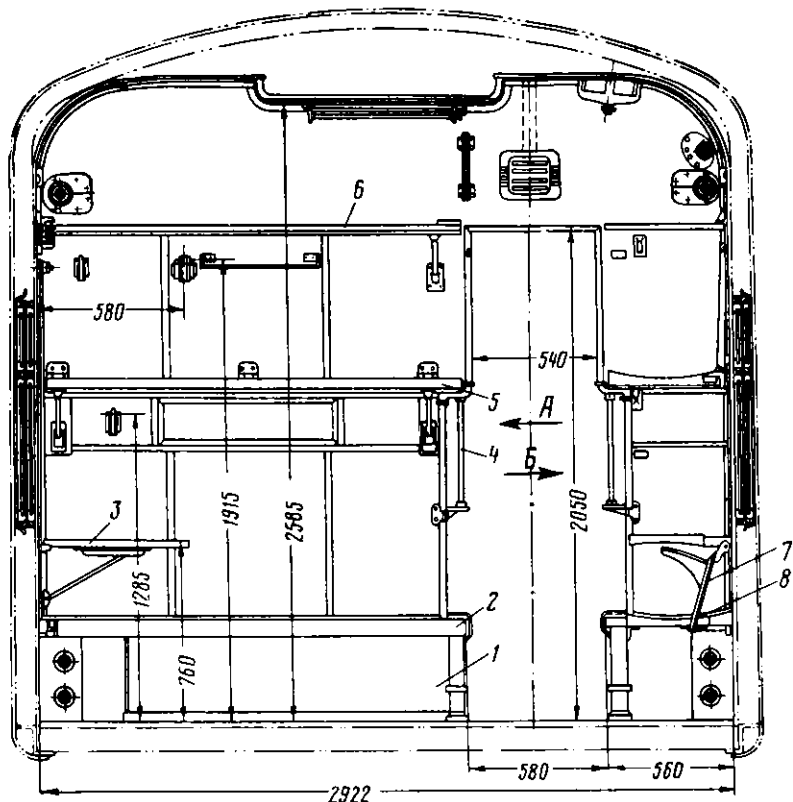
Четырехместное купе мягкого вагона оборудовано нижними диванами и откидными полками. Полки днем откидываются вверх.

6. УСТРОЙСТВО СИСТЕМЫ ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Основное назначение системы водоснабжения состоит в обеспечении водой туалетов; при необходимости вода из баков, установленных в туалетах, используется и для нужд отопления.

Все пассажирские вагоны имеют самотечную систему водоснабжения. Некоторая часть цельнометаллических некупированных вагонов первого выпуска была оборудована пневматической системой водоснабжения.

Вид В



некупированного вагона длиной 23,6 м

Система водоснабжения пассажирского вагона (рис. 192) имеет три бака для воды, из них два больших 1 емкостью по 290 л, установленные в туалете некотлового конца вагона, и малый 2 емкостью 80 л,

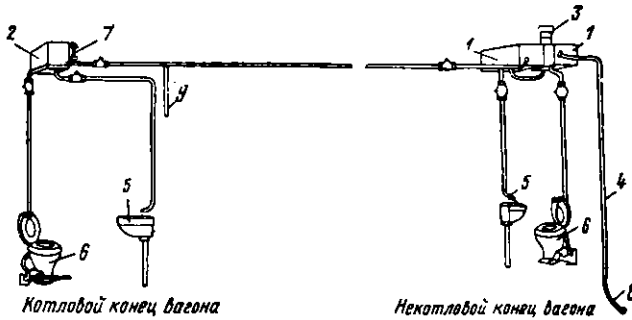


Рис. 192. Схема устройства самотечного водоснабжения жесткого некупированного вагона

расположенный в другом туалете, трубопроводы, вентили, краны и другую арматуру. Все баки соединены между собой трубами диаметром 2". Под баками установлены поддоны для сбора конденсационной воды, образующейся на поверхности баков при наполнении их холодной водой. Баки для воды размещены выше приборов, потребляющих воду (умывальников 5, унитазов 6 и др.), поэтому вода к ним поступает самотеком. Вентили, соединяющие трубопроводы, обычно находятся в открытом положении и закрываются только при наличии неисправностей соответствующих трубопроводов.

На малом баке установлено водомерное стекло 7 для наблюдения за уровнем воды. Большие баки имеют воронку 3 для налива воды с крыши и две трубы 4 для подачи воды в баки снизу вагона. Такие трубы с наконечниками для присоединения к шлангу станционного водопровода расположены с каждой боковой стороны вагона. Заполнение малого бака происходит через трубу от большого бака. Один из больших баков имеет востовую трубу, через которую уходит избыток воды при переполнении бака водой. Малый бак соединен с атмосферой трубой, которая выведена в расширитель системы отопления. Для промывки в баках имеются люки и спускные патрубки, закрытые пробками. Вода из системы водоснабжения выливается через краны умывальников и клапаны унитазов. Бак, расположенный рядом с котельным отделением, соединен трубой 9 с запасным бачком, установленным в этом отделении. Поступившая в этот бачок вода ручным насосом подается в котел отопления.

В настоящее время вагоны выпускаются с улучшенной системой водоснабжения, схема устройства которого показана на рис. 193. Головки наливных

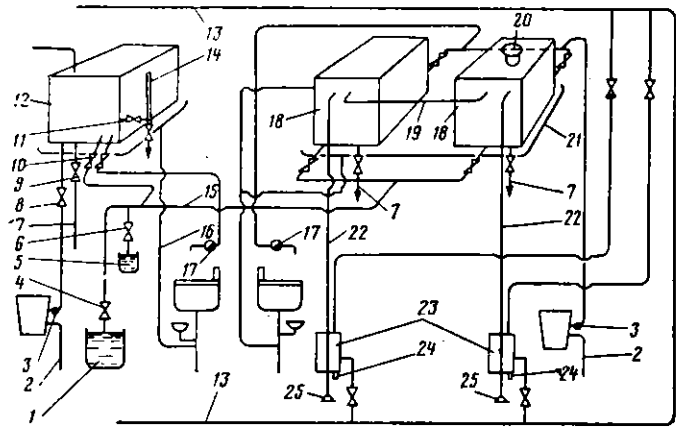


Рис. 193. Схема улучшенной системы водоснабжения жесткого некупированного вагона:

1—бак для воды котельного отделения; 2—труба подвода горячей воды к унитазу из системы отопления; 3—промывочный клапан унитазу; 4—кран к баку 1; 5—бачок для запаса воды кипятивника; 6—кран; 7—спускная труба малого бака; 8—кран трубы к унитазу; 9—спускной кран; 10—разобцительный кран на трубе, соединяющей баки котлового и некотлового концов вагона; 11—кран водомерного стекла; 12—бак в туалетной со стороны котельного отделения; 13—труба сети отопления; 14—водомерное стекло; 15—труба, соединяющая большие баки с малым баком; 16—спускная труба от поддона бака; 17—кран умывальника; 18—баки для воды, расположенные в туалете с некотловой стороны вагона; 19—труба, соединяющая большие баки; 20—воронка для налива воды в баки с крыши вагона; 21—поддон; 22—наливные трубы; 23—обогревательный кожух; 24—спускные пробки; 25—головки наливных труб

Головки наливных труб, которая выведена в расширитель системы отопления. Для промывки в баках имеются люки и спускные патрубки, закрытые пробками. Вода из системы водоснабжения выливается через краны умывальников и клапаны унитазов. Бак, расположенный рядом с котельным отделением, соединен трубой 9 с запасным бачком, установленным в этом отделении. Поступившая в этот бачок вода ручным насосом подается в котел отопления.

В настоящее время вагоны выпускаются с улучшенной системой водоснабжения, схема устройства которого показана на рис. 193. Головки наливных

труб оборудованы специальными обогревателями, исключаящими замерзание этих труб зимой. Обогреватель состоит из кожуха, в котором циркулирует горячая вода от сети отопления. Запас воды в количестве 630 л размещен в трех баках, из которых два емкостью 275 л размещены под крышей над туалетом и малым коридором с некотловой стороны вагона, а один емкостью 80 л установлен в туалете со стороны котельного отделения. Все три бака соединены между собой трубами.

В системе водоснабжения жесткого купированного вагона емкость бака в туалетной на котловой стороне увеличена до 365 л, а на некотловой — до 500 л. Для контроля уровня воды на баках установлено по два водомерных крана. Вода из бака туалетной котловой конца вагона подведена к мойке в служебном отделении и в бачок котельного отделения, который размещен над кипяtilьником. Бачок разделен перегородкой на два отделения. В одном находится сырая вода для кипяtilьника, в другом кипяченая, которая поступает к крану питьевой воды, расположенному в нише стенки около кипяtilьника. Сырая вода в бак поступает из туалетной по трубопроводу, расположенному в потолке коридора.

С 1957 г. в купированных вагонах в системе водоснабжения устроена подача горячей воды в умывальники туалетных и в мойку в служебном отделении. Зимой вода нагревается в котле водяного отопления, а летом — в бойлере над плиткой, установленной в котельном отделении вагона. Для подачи горячей воды к умывальникам и мойке имеется дополнительный трубопровод. Головки наливных труб системы отопления в таких вагонах оборудованы электрическими обогревателями.

К и п я т и л ь н и к. Для кипячения питьевой воды в жестком некупированном вагоне около котельного отделения установлен огневой кипяtilьник емкостью 30 л со столиком, вытяжной трубой с дефлектором и небольшим зонтом. Для обеспечения пожарной безопасности труба изолирована и закрыта кожухом. В местах прохода трубы через потолок и крышу вагона устроены специальные разделки. Перегородки и боковые стены вагона в месте установки кипяtilьника покрыты металлическими листами и асбестом.

В жестком купированном вагоне установлен кипяtilьник непрерывного действия типа КС30/2 емкостью 30 л (рис. 194), имеющий закрытый нижний резервуар с топкой 1, в которой помещена коробка для воды 2, заканчивающаяся сверху воронкой. Конец этой воронки располагается выше уровня сырой воды на 50—80 мм. Верхняя часть кипяtilьника является сборным резервуаром кипяченой воды. При кипячении бурлящая вода из верхней части воронки выбрасывается в сборный резервуар 3 кипяченой воды.

Кипяtilьник наполняется водой через трехходовой кран 4, которая затем проходит через фильтр. Это предохраняет клапан регулятора от загрязнений. Сетка 5 фильтра расположена в стеклянном колпаке 6, благодаря чему загрязнение ее легко обнаруживается обслуживающим персоналом. При загрязнении стеклянный колпак можно снять и очистить сетку фильтра.

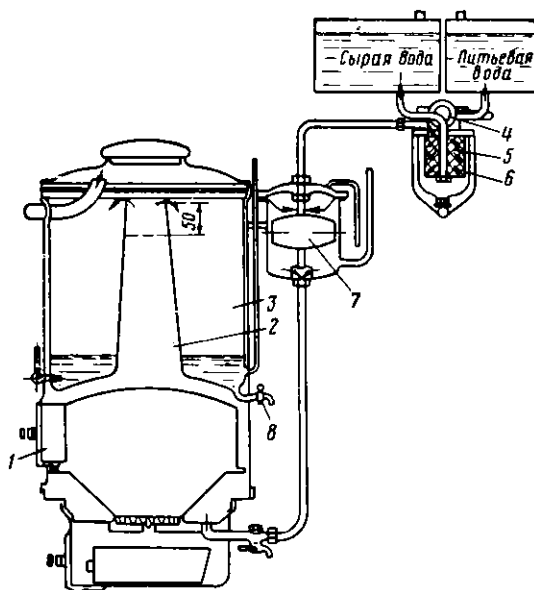


Рис. 194. Кипяtilьник непрерывного действия КС30/2

Вода в бачке регулятора и в воронке поплавковым клапаном регулятора 7 поддерживается на одном уровне. Когда кипящая вода из воронки выбрасывается в верхний резервуар и уровень воды в ней понижается, одновременно понижается и уровень воды в бачке. Поплавок при этом опускается и открывает входное отверстие крана, через которое в бачок поступает сырая вода.

По мере поступления воды в бачок поплавков вновь поднимается, отверстие клапана закрывается, и тогда поступление воды в бачок прекращается. Нагревание кипящего пространства происходит очень быстро. Через 10 мин кипяченая вода уже начинает поступать в сборный резервуар 3. При нормальном нагревании кипяtilьник дает 1,1—1,4 л кипяченой воды в минуту. Выдача кипятка пассажирам производится через кран 8.

Для снабжения питьевой водой пассажиров в купированных вагонах у кипяtilьника установлен разборный кран клапанного типа, который состоит из корпуса, колпачка, направляющего клапана и пружины. Клапан имеет мягкую прокладку и гайку.

Водоснабжение багажного, почтового вагона и вагона-ресторана. Запас воды в багажном вагоне содержится в двух баках, расположенных под потолком по одному в каждом конце вагона над туалетными. Каждый бак имеет самостоятельную воронку для налива воды с крыши вагона и трубы для набора воды снизу от водоразборных колонок; для этих целей на концах этих труб установлены соединительные головки.

В системе водоснабжения почтового вагона один бак для запаса воды размещен под потолком коридора против купе для служебной корреспонденции и другой меньшей емкости — в туалетной. Оба бака соединены между собой трубой диаметром 2". На малом баке имеется водомерное стекло. Под этим баком расположена душевая сетка, снабжаемая водой из этого же бака.

Систему заполняют водой из большого бака, который имеет наливную воронку, выходящую на крышу вагона, и наливную трубу внизу вагона.

В цельнометаллических вагонах-ресторанах (постройки 1957 г.) установлены две самостоятельные системы водоснабжения, первая — для кухни с буфетным отделением, вторая — для котельной с умывальным отделением. Запас холодной и горячей воды помещается в цилиндрических баках, расположенных на котловой стороне вагона. Нагревание воды происходит при естественной циркуляции воды между бойлером и баком. В зимнее время, когда работает отопление, вода нагревается в бойлере, обогреваемом отходящими горячими газами котла отопления.

С кухонной стороны вагона запас воды помещается в специальных баках емкостью 800 л. Заполнение системы производится через наливные головки снизу или через воронку, расположенную на крыше вагона. Заполнение системы водой проверяется по водомерным стеклам, установленным на одном из баков.

Для нагрева воды в баке до 95—98° в кухонной плите вмонтирован водоподогреватель.

Контрольные вопросы

1. Как подразделяют пассажирские вагоны по их назначению?
2. В чем состоят преимущества цельнометаллических кузовов и их особенности?
3. Как устроен кузов цельнометаллического вагона?
4. Какие особенности имеют багажные и почтовые вагоны?
5. Как произведена планировка и внутренняя отделка купированных и мягких вагонов?
6. Как устроена система водоснабжения пассажирских вагонов?
7. Какие типы кипяtilьников применяются в пассажирских вагонах и как они устроены?

РАСЧЕТ ВАГОНОВ

ГЛАВА I

ПОНЯТИЕ О ВЫБОРЕ ТИПА, ПАРАМЕТРОВ И РАЗМЕРОВ ВАГОНОВ

1. ВЫБОР ТИПОВ ВАГОНОВ

Выбор типов вагонов представляет собой сложную задачу. Основные положения состоят в том, чтобы выбранный тип вагона, его размеры и конструкция соответствовали объему и составу грузооборота, технической оснащенности железных дорог, обеспечивали выполнение перевозок с наименьшими затратами подвижного состава и минимальными эксплуатационными расходами, с соблюдением установленных правил безопасности движения. При выборе типов вагонов большое значение имеют технико-экономические расчеты для сравнения различных вариантов, помогающие оценить выгоду перевозок в вагонах различных типов.

При сравнительных технико-экономических расчетах пользуются основными показателями (параметрами), характеризующими технические и эксплуатационные качества вагонов. Для грузовых и пассажирских вагонов в соответствии с их назначением приняты различные параметры.

Технические и эксплуатационные качества грузовых вагонов определяются следующими показателями: использованием грузоподъемности, коэффициентом тары, нагрузкой от колесной пары на рельс, нагрузкой на 1 пог. м пути, простоем вагонов под грузовыми операциями и себестоимостью перевозок основных родов грузов в рассматриваемом типе вагона.

Важнейшим показателем затрат, учитываемым при оценке экономической эффективности сопоставляемых типов грузовых вагонов, являются эксплуатационные расходы, связанные с работой дорог, с погрузочно-разгрузочными операциями. Исходя из этого, при сравнении и выборе типов вагонов обычно подсчитывают себестоимость перевозок и затраты, связанные с погрузочно-разгрузочными работами.

Технические и эксплуатационные качества пассажирских вагонов определяются следующими показателями: вместимостью вагона, отношением собственного веса порожнего вагона к числу пассажирских мест в нем (коэффициент тары).

Экономичность пассажирских вагонов в основном характеризуется коэффициентом тары и коэффициентом населенности, показывающим число пассажиров, приходящееся на 1 пог. м длины кузова. Для вагонов пригородного сообщения имеет значение величина тары вагона, приходящаяся на 1 м² площади пола.

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВАГОНОВ

Основными параметрами вагонов являются грузоподъемность, тара, осность (количество осей), линейные размеры вагона, объем кузова, площадь пола, тара вагона и коэффициент тары.

При определении параметров вагона учитывают роль и значение железных дорог в общей системе транспорта и в обороне страны, размеры и состав грузооборота, величины отправок, дальность перевозок, габариты подвижного состава, состояние пути и мостов, мощность локомотивов, длину станционных путей и др.

Наиболее важным показателем, характеризующим выгодность вагона в экономическом отношении, является коэффициент тары.

Техническим коэффициентом тары (для грузового вагона) называется отношение тары вагона (собственного веса порожнего вагона) к его номинальной грузоподъемности. Технический коэффициент тары K_T может быть выражен следующей формулой:

$$K_T = \frac{T}{Q_n}, \quad (1)$$

где T — тара вагона в m ;

Q_n — грузоподъемность в m .

Коэффициент тары зависит от конструкции вагона, рода и качества материалов, из которых изготовлен вагон, и назначения (типа) вагона: чем меньше коэффициент тары, тем экономичнее вагон в эксплуатационном отношении.

Учитывая, что технический коэффициент тары недостаточен для раскрытия эксплуатационных достоинств вагона, вводят дополнительные коэффициенты.

Погрузочный коэффициент тары K_n , учитывающий использование грузоподъемности вагона, равен

$$K_n = \frac{T}{Q_n \lambda}, \quad (2)$$

где $\lambda = \frac{Q_n^{gp}}{Q_n}$ — коэффициент использования грузоподъемности вагона данного типа;

Q_n^{gp} — фактическая грузоподъемность вагона в m ;

Q_n — номинальная грузоподъемность вагона в m .

Эксплуатационный коэффициент тары K_s , учитывающий, кроме того, пробеги вагона в груженом и порожнем состояниях, может быть выражен следующей формулой:

$$K_s = \frac{T \left(1 + \frac{\beta}{100} \right)}{P_d}, \quad (3)$$

где β — порожний пробег вагона (отношение порожнего пробега к груженому) в %;

P_d — средняя динамическая нагрузка груженого вагона, получаемая от деления тонно-километров на вагоно-километры.

При полном использовании грузоподъемности и отсутствии порожнего пробега все три коэффициента тары могут быть равны $K_T = K_n = K_s$. В случае неравенства коэффициентов их взаимозависимость примет вид $K_s > K_n > K_T$.

Наиболее целесообразным и эффективным будет тот вагон, у которого значение технического коэффициента тары наименьшее или близкое к значениям погрузочного и эксплуатационного коэффициентов.

Весьма важными показателями экономичности вагонов являются удельный объем и удельная площадь вагона.

Удельным объемом вагона V_y называется отношение полного (геометрического) объема V к его номинальной грузоподъемности Q_n ,

$$V_y = \frac{V}{Q_n} \text{ м}^3/\text{м}, \quad (4)$$

где V — полный, или геометрический, объем кузова по верхней обвязке в м^3 ;

Q_n — грузоподъемность вагона в m .

Удельной площадью вагона F_y называется отношение площади пола F к его номинальной грузоподъемности Q_n .

$$F_y = \frac{F}{Q_n} \text{ м}^2/\text{т}, \tag{5}$$

где F — полная площадь пола в м^2 ;
 Q_n — грузоподъемность вагона в т .

На рис. 195 показана зависимость между коэффициентом использования грузоподъемности и удельным объемом для разных типов вагонов¹.

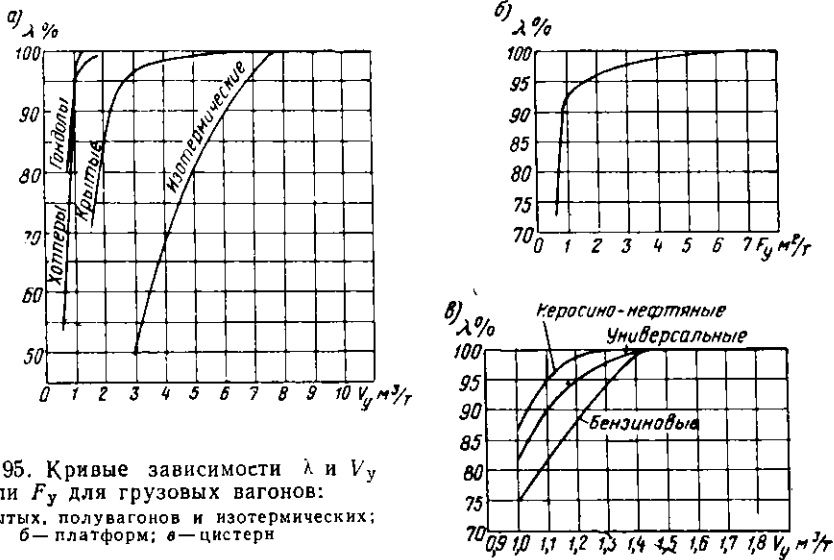


Рис. 195. Кривые зависимости λ и V_y или F_y для грузовых вагонов:
 а — крытых, полувагонов и изотермических;
 б — платформ; в — цистерн

Оптимальные значения V_y и F_y определяются структурой перевозочной работы для каждого типа вагонов. Оптимальные удельные объемы вагонов по данным ЦНИИ МПС при современном и перспективном составе грузооборота показаны в табл. 18.

Таблица 18

Оптимальные удельные объемы для разных типов вагонов

Типы вагонов	Удельный объем в $\text{м}^3/\text{т}$	Типы вагонов	Удельный объем в $\text{м}^3/\text{т}$
Крытый	2,7	Бензиновая цистерна	1,3—1,4
Полувагон	1,1	Хоппер для угля	1,2
Нефте-керосиновая цистерна	1,15—1,2	Изотермический	3,4—4,8

Удельная площадь платформ для разных родов грузов, при которых достигается лучшее использование площади и грузоподъемности платформы, находится в пределах от 0,6 до 7,0 $\text{м}^2/\text{т}$.

Грузоподъемность. При разработке параметров проектируемого вагона необходимо стремиться к максимальным значениям грузоподъемности в пределах допускаемых нагрузок от колесной пары на рельсы и на погонный метр пути. Выгодность применения вагонов большой грузоподъемности ясно видна из опыта постройки и эксплуатации большегрузных вагонов на отечественных железных дорогах. Переход на четырехосные и частично на специальные многоосные вагоны позволил построить при тех же затратах в 1,2 раза

¹ Г. П. Виноградов, Л. А. Коган, И. М. Трещалин. Выбор параметров и конструктивных схем грузовых вагонов. Трансжелдориздат, 1960.

больше вагонов, рационально оборудовать их автосцепкой, увеличить вес поезда на 60—70%, сократить длину состава (при том же весе поезда), сократить затраты металла на единицу грузоподъемности на 19—23%, снизить коэффициент тары вагонов на 15—25%. Помимо этого, введение большегрузных вагонов значительно снизило расходы на документальное оформление перевозок, разгрузочные операции, маневровую работу, взвешивание вагонов, а также затраты по содержанию и ремонту вагонов.

Грузоподъемность определяется исходя из следующих условий.

Максимальный вес брутто вагона $Q_{бр}$ не должен превышать

$$Q_{бр} = Q_n + T = nq,$$

где n — число осей вагона;

q — допускаемая нагрузка на ось.

Задав коэффициент тары $K_T = \frac{T}{Q_n}$, находим, что $T = Q_n K_T$; подставив это значение в равенство

$$Q_n + T = nq,$$

получим максимально допустимую грузоподъемность вагона Q_n

$$Q_n = \frac{nq}{1 + K_T}. \quad (6)$$

Для того чтобы получить экономические выгоды от увеличения грузоподъемности вагона, необходимо полностью использовать его грузоподъемность.

Кроме рассмотренных параметров, экономичность вагона в значительной степени зависит от совершенства конструкции вагона, обеспечивающей минимальную стоимость изготовления вагона, удобство погрузки и выгрузки, сохранность грузов при перевозках, минимальные расходы на содержание и ремонт вагонов в процессе их эксплуатации.

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЛИНЕЙНЫХ РАЗМЕРОВ ВАГОНОВ

Основными размерами вагона, определяющими его вместимость (объем), являются его длина, ширина и высота.

При этом соотношение между линейными размерами кузова должно быть таким, чтобы обеспечивались: свободная погрузка и выгрузка вагона; наиболее рациональное размещение грузов, перевозимых в вагонах; наиболее выгодный коэффициент тары; наименьшее сопротивление движению; соблюдение условий прочности и устойчивости вагона с сохранением технической целесообразности конструкции.

По установленным грузоподъемности вагона Q_n , удельному объему V_y или удельной площади F_y определяют объем кузова V_k , для цистерн объем котла, а для платформы площадь пола F_n по следующим формулам:

$$V_k = Q_n V_y;$$

$$F_n = Q_n F_y.$$

Исходя из условий габарита, находят поперечное сечение кузова F_k или внутреннюю ширину $2B_b$. Например, длина кузова крытого вагона L_b определяется по формуле

$$L_b = \frac{V_k}{F_k}$$

или длина платформы

$$L_{\text{в}} = \frac{F_{\text{п}}}{2B_{\text{в}}}.$$

У цистерн длина котла определяется делением геометрического объема на площадь поперечного сечения котла.

При расчете внутренних размеров кузова необходимо также учитывать условия рационального размещения штучных длинномерных грузов.

Внутренняя ширина кузова крытых вагонов по условиям взаимозаменяемости съемного оборудования принимается равной 2 750 мм, а ширина кузова полувагонов и платформ, исходя из размеров контейнеров, берется не менее чем 2 740 мм. В то же время для этих вагонов, а также изотермических и цистерн внутренняя ширина кузова (диаметр котла) принимается максимально возможной по габариту. При выборе диаметра котла цистерн учитывается, кроме того, возможность понижения их центра тяжести.

Высота кузова вагона также не должна выходить из пределов выбранного габарита. Для крытых и изотермических вагонов высоту целесообразно принимать возможно большей.

При выборе высоты стенок полувагонов необходимо учитывать высоту погрузочных бункерных устройств, а также возможность разгрузки на вагоноопрокидывателях. Высота бортов у платформ определяется удобствами закрытия и открывания, при этом борта в опущенном состоянии не должны выходить за пределы габарита.

После установления внутренних размеров определяются наружные размеры кузова с учетом толщины стен, пола и крыши, а также выступающих деталей вагона. Наружная длина кузова, как правило, совпадает с длиной вагона по раме. Исключения составляют цистерны и некоторые типы специальных вагонов. Установив длину вагона по раме, определяют длину по осям сцепления автосцепок. Затем наружные размеры уточняют исходя из вписывания в заданный габарит подвижного состава и других требований, предъявляемых к вагонам.

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТРОИТЕЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

В соответствии с требованиями ГОСТ 9238—59 «Габариты приближения строения и подвижного состава железных дорог колеи 1 524 мм» основные строительные размеры проектируемых вагонов определяются по следующей методике.

Вертикальные размеры габарита подвижного состава поверху являются максимальными размерами высоты, которые может иметь подвижной состав в ненагруженном состоянии.

Наименьшие допускаемые вертикальные размеры проектируемого подвижного состава понизу (с высоты 1 370 мм) получаются путем увеличения соответствующих вертикальных размеров габарита подвижного состава на величину возможного в эксплуатации статического параллельного понижения состава вследствие достижения максимального допускаемого износа ходовых частей, а для обрессоренных деталей и вследствие равномерной осадки рессор.

Для подвижного состава, в процессе эксплуатации которого возможна смена колесных пар с колесами одного диаметра на колесные пары с колесами другого диаметра, вертикальные размеры должны определяться для частей, расположенных сверху вагона при колесах наибольшего возможного диаметра, а для частей, расположенных внизу, — при колесах наименьшего возможного диаметра.

Максимально допускаемые горизонтальные строительные размеры подвижного состава определяются уменьшением соответствующих размеров габарита подвижного состава с каждой стороны на величину поперечных смещений E_0 , $E_{\text{в}}$ и $E_{\text{н}}$ подвижного состава при вписывании его в кривые участки пути с уче-

том наибольшего допустимого износа деталей ходовых частей вагона. Поэтому максимально допустимая ширина подвижного состава на некоторой высоте H над уровнем верха головки рельса определяется по формуле

$$2B = 2(B_0 - E), \quad (7)$$

где B — максимальная полуширина подвижного состава на высоте H ;
 B_0 — полуширина соответствующего габарита подвижного состава на той же высоте;
 E — одно из указанных выше ограничений E_0 , E_v или E_n .

Для направляющих поперечных сечений, т. е. сечений по шкворням тележек или по направляющим осям нетележечных единиц подвижного состава, ограничение E_0 определяется по формуле

$$E_0 = 0,5(S - d) + q + w + (K_1 + K_3) - K \text{ мм.} \quad (8)$$

Для поперечных сечений подвижного состава, лежащих между шкворнями тележек или направляющими осями нетележечных единиц подвижного состава, ограничение E_v , называемое внутренним, определяется по формуле

$$E_v = 0,5(S - d) + q + w + [K_2(l - n)n + K_1 - K_3] - K + \alpha \text{ мм.} \quad (9)$$

Для поперечных сечений подвижного состава, лежащих снаружи шкворней тележек или направляющих осей нетележечных единиц подвижного состава, ограничение E_n , называемое наружным, определяется по формуле

$$E_n = [0,5(S - d) + q + w] \frac{2n + l}{l} + [K_2(l + n)n - K_1 - K_3] - K + \beta \text{ мм.} \quad (10)$$

В приведенных формулах:

- l — расстояние между шкворнями тележек или осями нетележечных единиц подвижного состава (база подвижного состава) в м;
- n — расстояние рассматриваемого поперечного сечения подвижного состава от ближайшего шкворня тележки или направляющей оси в м;
- S — максимальная ширина колеи в кривой расчетного радиуса в мм;
- d — минимальное расстояние между наружными гранями предельно изношенных гребней колесной пары в мм;
- q — наибольшее возможное перемещение поперечного сечения состава по шкворню тележки или по направляющей оси в одну сторону из центрального положения вследствие зазоров при максимальных износах — подшипника по шейке оси, буксы по подшипнику и клину, а также буксовой лапы по буксе в мм;
- w — наибольшее возможное перемещение поперечного сечения подвижного состава в одну сторону из центрального положения вследствие износа деталей пятника и отклонения люльки в мм;
- K — величина, на которую допускается выход подвижного состава, проектируемого по габаритам 01-Т, 02-Т, 03-Т и 0-Т (в нижней части), за очертания этих габаритов в кривой $R = 250$ м;
- K_1 — величина дополнительного поперечного смещения в кривой тележечного подвижного состава;
- K_2 — коэффициент, зависящий от величины расчетного радиуса кривой;
- K_3 — половина принятой на железных дорогах СССР величины увеличения горизонтального расстояния между осями путей на перегонах в расчетной кривой $R = 200$ м;
- α и β — дополнительные ограничения внутренних и наружных сечений подвижного состава, проектируемого по габаритам 01-Т, 02-Т, 03-Т и 0-Т (в нижней части), имеющие место только у очень длинного подвижного состава и определяемые из условия вписывания в кривую радиуса $R = 150$ м; у обычного подвижного состава массовой постройки величины α и β равны нулю.

Определение величин возможных поперечных перемещений $q + w$, а также возможных понижений подвижного состава в эксплуатации устанавливается указаниями Министерства путей сообщения по применению ГОСТ 9238—59.

Числовые значения коэффициентов K, K_1, K_2 и K_3 , входящих в формулы, приведены в табл. 19.

Таблица 19

Значения коэффициентов K, K_1, K_2, K_3

Коэффициенты	Т и 1-Т	0-Т		01-Т и 03-Т	
		В верхней части (на высоте 430 мм и выше над уровнем верха головки рельса)	В нижней части (на высоте 430 мм и ниже над уровнем верха головки рельса)	В верхней части (на высоте 430 мм и выше над уровнем верха головки рельса)	В нижней части (на высоте 430 мм и ниже над уровнем верха головки рельса)
		K	0	0	25
K_1	$0,625 p^2$	$0,625 p^2$	$0,5 p^2$	$0,5 p^2$	$0,5 p^2$
K_2	2,5	2,5	2	2	2
K_3	180	180	0	0	0

p — база тележки в м.

Числовые значения коэффициентов α и β , входящих в формулы, принимаются:

$$\alpha = 0, \text{ если } ln - n^2 + 0,25 p^2 \leq 100;$$

$$\alpha = 1,333 (ln - n^2 + 0,25 p^2 - 100), \text{ если } ln - n^2 + 0,25 p^2 > 100;$$

$$\beta = 0, \text{ если } ln + n^2 - 0,25 p^2 \leq 120;$$

$$\beta = 1,333 (ln + n^2 - 0,25 p^2 - 120), \text{ если } ln + n^2 - 0,25 p^2 > 120.$$

Если при проектировании подвижного состава по габаритам Т, 1-Т или 0-Т (в верхней части) в приведенных выше формулах для определения ограничений E_0, E_n и E_n отдельно взятая величина в скобках ($K_1 - K_3$)

$$[2,5 (l - n)n + 0,625 p^2 - K_3] \text{ или } [2,5 (l + n)n - 0,625 p^2 - K_3]$$

окажется отрицательной, то она не учитывается, т. е. принимается равной нулю.

При проектировании подвижного состава, проходящего через сортировочные горки (грузовых вагонов и др.), размеры его должны быть дополнительно проверены, исходя из условий пропуска через сортировочные горки при минимальном радиусе вертикальной кривой горба горки 250 м.

Проектируемый подвижной состав не должен выходить за пределы строительного очертания, определенного ГОСТ 9238—59, не только по номинальным размерам, но и с учетом заводских допусков на сборку и изготовление деталей.

Контрольные вопросы

1. Какие основные положения учитываются при выборе типа вагонов?
2. Назовите основные параметры грузовых вагонов.
3. Что называется коэффициентом тары грузового вагона и от каких факторов он зависит?
4. Как определяется величина грузоподъемности грузового вагона?
5. Укажите порядок определения линейных размеров вагона.
6. Как проверяются линейные размеры проектируемого вагона по вписыванию их в заданный габарит подвижного состава?

ГЛАВА II

ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ВАГОНОВ НА ПРОЧНОСТЬ

I. НАГРУЗКИ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ВАГОН¹

Нагрузки, действующие на вагон, можно разделить на две основные группы: статические и динамические. Статическими нагрузками называются такие нагрузки, которые действуют на вагон, находящийся в покое. В процессе движения вагон подвергается, кроме того, динамическим нагрузкам.

Статическая нагрузка $Q_{бр}$ состоит из собственного веса вагона и веса перевозимого груза или пассажиров. Под собственным весом понимается вес всех элементов вагона, а для пассажирских вагонов в этот вес также условно включается вес запаса воды, топлива и других предметов экипировки вагона.

Вес груза, находящегося в вагоне, называется полезной нагрузкой. У грузовых вагонов она равна его грузоподъемности (с учетом допускаемой перегрузки). В пассажирских вагонах поездов дальнего следования полезная нагрузка определяется по количеству мест для сидения, принимая условно вес одного пассажира с багажом в 120 кг, а в пригородных — по числу мест для сидения и из расчета 7 человек стоящих пассажиров на 1 м² свободной площади пола при условном весе одного пассажира в 70 кг.

Статическая нагрузка вагона $Q_{бр}$ (вес вагона брутто) выражается формулой $Q_{бр} = Q + T$ кг,

где Q — полезная нагрузка вагона в кг,

T — тара в кг.

Она является основной для конструктивного расчета узлов вагона на прочность. К статическим нагрузкам относятся также распирающие усилия от насыпного груза (зерно, цемент, уголь, кокс, руда, песок и др.), действующие на боковые и торцовые стены крытого вагона, полувагона, платформы и т. п. Эти нагрузки учитывают только при расчете кузова вагона, предназначенного для перевозки сыпучих грузов. На остальные узлы вагона распирающие усилия почти не влияют и обычно в понятие «статической нагрузки вагона» они не входят.

Сыпучие грузы оказывают значительное распирающее давление на стены вагона, подобное гидростатическому давлению жидкости на стенки сосуда. Величина этого усилия P (рис. 196) определяется на единицу длины по закону

$$P = \frac{\gamma H^2}{2} \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\alpha}{2} \right) \text{ кг/м,} \quad (11)$$

где γ — объемный вес груза в кг/м³;

α — угол естественного откоса груза (угол между горизонтальной плоскостью и образующей конуса свободно насыпанного груза) в градусах;

H — высота засыпки груза в м.

Таблица 20

Значение γ и α для некоторых грузов

Наименование груза	Объемный вес γ в кг/м ³	Угол естественного откоса α°
Зерно	800	25
Каменный уголь	900	30
Кокс	500	35
Древесный уголь	200	35
Железная руда	2 500	35
Торф	500	50
Соль	1 000	45
Песок средней влажности	1 800	40

Значения γ и α для некоторых грузов приведены в табл. 20.

Давление насыпного груза пропорционально высоте груза над рассматриваемым сечением. Следовательно, давление распределяется по закону треугольника, а равнодействующая этого давления (центр тяжести треугольника) лежит на высоте $1/3 H$ от основания.

¹ Расчет вагонов на прочность. Под редакцией проф. А. А. Попова. Трансжелдориздат, 1960.

Кроме статического давления, насыпные грузы оказывают дополнительное воздействие на боковые стены вагонов от центробежной силы, возникающей в кривых участках пути. Однако для обычных кривых и скоростей движения, предусмотренных ПТЭ, это давление оказывается достаточно малым и в расчет не принимается. Влияние динамики вагона на напряжение распора в элементах каркаса кузова учитывается тем, что, рассчитывая прочность элементов кузова при учете сил, действующих при максимальной скорости движения, объемный вес принимается по табл. 1 и умножается на $1 + \kappa_{дв}$, где $\kappa_{дв}$ — коэффициент вертикальной динамики, вычисленный по формулам (22) и (23), а угол естественного откоса принимается равным нулю¹.

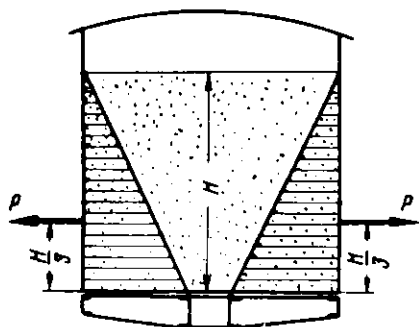


Рис. 196. Схема давления сыпучего груза на стенки вагона

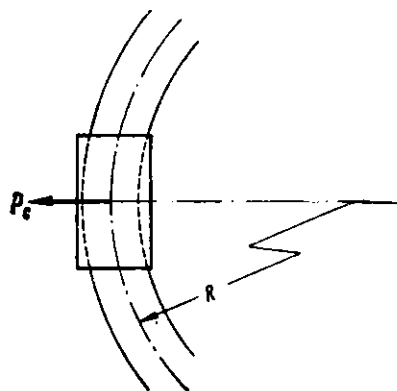


Рис. 197. Схема действия центробежной силы на вагон

Динамические нагрузки. Центробежная сила. При движении вагона по кривым участкам пути возникает центробежная сила, направленная наружу кривой и приложенная в центре тяжести вагона с грузом (рис. 197). Эта сила стремится повернуть вагон относительно наружного рельса кривой.

Из механики известно, что центробежная сила P_c кг, действующая на некоторую массу M кг сек²/м при движении ее по траектории радиуса R м со скоростью v м/сек, равна

$$P_c = \frac{Mv^2}{R} \text{ кг.} \tag{12}$$

Для случая расчета вагона заменим массу его через вес

$$M = \frac{Q + T}{g} \text{ кг сек}^2/\text{м}, \tag{13}$$

где Q — полезная нагрузка вагона в кг;

T — тара вагона в кг;

g — ускорение силы тяжести, равное 9,81 м/сек².

На железнодорожном транспорте принято скорость измерять не в м/сек, а в км/ч.

Поэтому

$$v \text{ м/сек} = v \text{ км/ч} \frac{1000}{3600} = v \text{ км/ч} \frac{1}{3,6};$$

¹ Известно, что под действием вибраций как вертикальных, так и особенно горизонтальных между частицами сыпучего груза теряется сцепление и при определенном уровне ускорений (7–10 м/сек²) сыпучий груз приобретает свойство жидкости, т. е. угол естественного откоса, равный в статическом состоянии 25–45°, уменьшается до нуля.

тогда

$$P_c = \frac{Q + T}{gR} \left(\frac{v}{3,6} \right)^2 \text{ кг}, \quad (14)$$

где Q и T в кг; R в м; $g = 9,81 \frac{\text{м}}{\text{сек}^2}$; v в км/ч.

Так как центробежная сила, стремясь опрокинуть вагон, перегружает отдельные его части, то, чтобы уменьшить действие этой силы на перегонах и кривых участках пути, устраивают возвышение наружного рельса над внутренним (рис. 198) с таким расчетом, чтобы при средней скорости движения по кривому участку пути давление на оба рельса оставалось одинаковым. Это условие важно также для равномерного износа обеих рельсовых нитей в кривых участках пути.

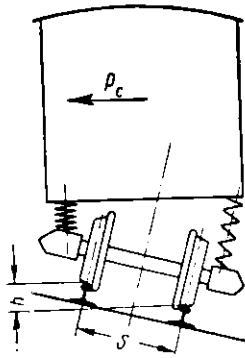


Рис. 198. Возвышение наружного рельса над внутренним

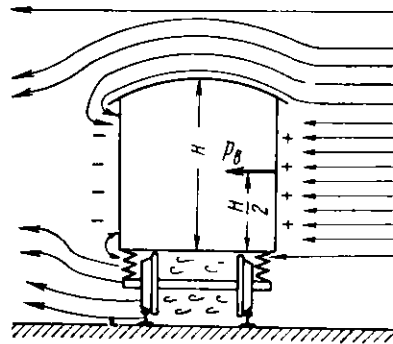


Рис. 199. Схема действия ветра на вагон

Возвышение наружного рельса рассчитывается по формуле

$$h = \frac{v^2 S}{gR} \text{ м}, \quad (15)$$

где S — расстояние между кругами катания колес одной колесной пары в м.

При расчетах на прочность принимается наибольшая величина центробежной силы по формуле (14), для этого необходимо выбрать наименьший радиус R и соответствующую ему наибольшую скорость v .

Для поверочных расчетов Всесоюзный научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта и Научно-исследовательское бюро по вагоностроению при Госкомитете Совета Министров СССР по автоматизации и машиностроению (ЦНИИ и НИБ) рекомендуют принимать величину центробежной сил $P_c = 0,075 Q_{\text{бр}}$ кг.

Давление ветра. Ветер, воздействуя на боковую поверхность вагона (рис. 199), может создавать на некоторые узлы дополнительную нагрузку, особенно в случае, если направление ветра перпендикулярно боковой стене вагона.

Результирующая сила давления ветра в этом случае равна

$$P_B = F_0 p_B \text{ кг}, \quad (16)$$

где F_0 — боковая поверхность вагона или, точнее, площадь проекции кузова и рамы на вертикальную плоскость, параллельную продольной оси вагона, в м^2 ;

p_B — удельная сила давления ветра в $\text{кг}/\text{м}^2$.

В расчетах величину p_B выбирают в зависимости от географического места обращения вагона. Для вагонов, обращающихся по всей территории СССР, $p_B = 50 \text{ кг}/\text{м}^2$, в районах низовья рек и на побережьях морей $p_B = 75 \text{ кг}/\text{м}^2$ и в районе Новороссийска $p_B = 100 \text{ кг}/\text{м}^2$.

Точка приложения ветровой, нагрузки находится в геометрическом центре площади F_6 . При расчетах принимают, что сила ветра действует одновременно с центробежной силой.

Силы инерции возникают при изменении скорости движения любого тела. Вагоны, находящиеся в поезде, также подвергаются воздействию сил инерции при уменьшении или увеличении скорости движения поезда, при разгоне или его остановке. Силы инерции направлены вдоль вагона и действуют в сторону, противоположную направлению действия активных сил, вызвавших появление сил инерции. Величина сил инерции для кузова вагона с грузом рассчитывается на основании первого закона Ньютона:

$$Q_{\text{и}} = Mj \text{ кг}, \quad (17)$$

где $M = \frac{Q + T'}{g}$ — масса груженого кузова в $\text{кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}$;

j — ускорение или замедление скорости движения вагона в $\text{м}/\text{сек}^2$;

T' — вес кузова вагона в кг ;

$g = 9,81 \text{ м}/\text{сек}^2$ — ускорение силы тяжести.

Наибольшее замедление (ускорение) возникает при экстренном торможении поезда. Ускорения при трогании поезда с места или при увеличении скорости движения его обычно бывают меньшими, за исключением резких рывков.

Так как торможение осуществляется нажатием тормозных колодок на обод колеса, то сила инерции будет тем больше, чем выше тормозное усилие. Величина наибольшего тормозного усилия, которое может быть реализовано тормозными средствами вагона, равна произведению $Q_{\text{бр}}\mu$, где μ — коэффициент сцепления колес вагона с рельсом при качении.

При большем тормозном усилии колеса вагона заклинятся и будут двигаться «юзом», что недопустимо.

Принимая во внимание, что силы инерции по величине равны активным силам, вызвавшим появление сил инерции, можем сказать, что силы инерции будут равны тормозному усилию, т. е.

$$Q_{\text{и}} = Q_{\text{бр}}\mu \text{ кг}. \quad (18)$$

Так как коэффициент сцепления колеса вагона с рельсом при качении принимается обычно равным $\mu = 0,2$, то

$$Q_{\text{и}} = 0,2 Q_{\text{бр}} \text{ кг}. \quad (19)$$

Силы инерции дополнительно нагружают переднюю по ходу тележку и разгружают на ту же величину заднюю. Действительно, по рис. 200, а ясно, что сила инерции будет стараться повернуть кузов по часовой стрелке, передавая нагрузку на подпятники надрессорных балок тележек.

Если в плоскости опор надрессорных балок приложим две равные и противоположные силы $Q'_{\text{и}} = Q''_{\text{и}} = Q_{\text{и}}$, равные силе инерции, то можно считать, что силы $Q'_{\text{и}}$ и $Q''_{\text{и}}$ образуют момент $M_{\text{и}} = Q_{\text{и}}h \text{ кгм}$.

Заменим этот момент равным ему моментом $M'_{\text{и}}$ пары сил $P'_{\text{и}}$ и $P''_{\text{и}}$, приложенных в точках А и Б с плечом, равным базе вагона S .

Определим силы $P'_{\text{и}} = P''_{\text{и}}$ из условия равенства $M_{\text{и}} = M'_{\text{и}}$

$$Q_{\text{и}}h_{\text{и}} = P'_{\text{и}}S,$$

откуда

$$P'_{\text{и}} = P''_{\text{и}} = \frac{Q_{\text{и}}h_{\text{и}}}{S} \text{ кг}, \quad (20)$$

где $h_{\text{и}}$ — высота центра тяжести кузова с грузом над плоскостью пятников в м ;

S — база вагона в м .

Следовательно, силы инерции реализуются в виде следующих силовых факторов (рис. 200, б):

$P'_n = P''_n$ — дополнительные нагрузки на пятник в кг и Q'_n — сила, действующая на наддресорные балки тележек поперек продольной оси этих балок, в кг.

Усилия в рычажной передаче при торможении определяют исходя из суммы сил нажатия колодок на колеса вагона, принимая величину этих сил для грузовых вагонов 140% от тары вагона $P_{\text{торм. груз}} = 1,4 T$ в кг и для пассажирских — 80% тары $P_{\text{торм. пасс}} = 0,8 T$ в кг.

Продольные силы. К ним относятся сжимающие и растягивающие ударно-тяговые усилия, возникающие в процессе поездной и маневровой работы вагона при различных режимах его движения. Для анализа прочности грузового вагона общего назначения нормами МПС для расчета на прочность железнодорожных вагонов установлено три расчетных режима.

I режим — трогание поезда с места или торможение пневматическим тормозом при малой скорости, а также маневровые соударения вагонов. Сжимающие и растягивающие силы, приложенные по оси автосцепки, принимаются равными 250 т. Полученные от действия продольной силы напряжения в элементах кузова вагона суммируются с напряжениями от статической вертикальной нагрузки, равной весу вагона брутто.

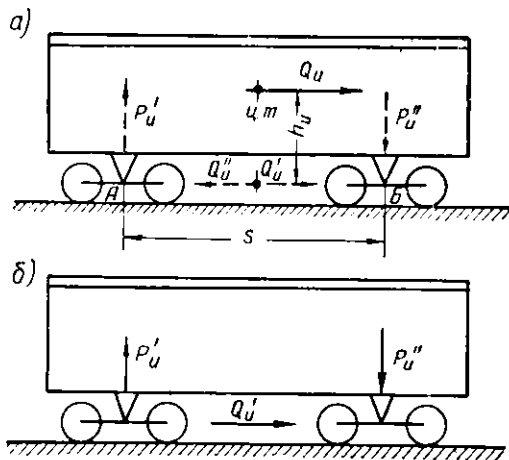


Рис. 200. Схема действия сил инерции

II режим — движение поезда на расчетном подъеме с расчетной скоростью $v_p = 45 \text{ км/ч}$. Величина продольной растягивающей силы принимается равной 150 т. Полученные напряжения в элементах кузова от указанной продольной силы суммируются с напряжениями от вертикальной статической нагрузки, а также вертикальной динамической нагрузки, соответствующей скорости движения $v_p = 45 \text{ км/ч}$, и боковой нагрузки от центробежной силы и давления ветра.

III режим — движение поезда с максимальной скоростью, установленной техническим заданием на проектирование вагона. Сжимающая и растягивающая сила при этом режиме принимается равной 100 т. Напряжения, возникающие от продольной силы, суммируются с напряжениями как от статической нагрузки, так и от динамических вертикальных и горизонтальных сил, соответствующих максимальной скорости по техническому заданию.

При проектировании пассажирских вагонов основным расчетным режимом принимаются условия III режима, установленные для грузовых вагонов. В качестве дополнительного режима, учитывающего возможную работу пассажирского вагона в грузовых поездах, а также для обеспечения безопасности пассажиров при случайных аварийных соударениях вагонов принимается I режим с установленными для него продольными расчетными нагрузками.

Для пассажирских вагонов, у которых, кроме автосцепки, имеются буферные устройства, сжимающее усилие для обычных боковых буферов принимается 50 т на каждый буфер.

Усилия колебаний вагона на рессорах. При движении вагона по рельсовому пути вследствие наличия стыков, возвышения наружного рельса в кривых, дефектов пути (выбоины, неровности и пр.) и дефектов вагона (овальность колес, эксцентричность шеек, выбоины и выщербины на поверхности качения и др.) ходовые части его совершают вынуж-

денные перемещения в вертикальной плоскости. Эти перемещения передаются через систему рессорного подвешивания на кузов вагона и вызывают его колебания, вследствие которых узлы и элементы вагона испытывают дополнительную нагрузку.

Анализ и точный учет указанных нагрузок весьма затруднительны. Поэтому принято учитывать такие нагрузки при помощи введения специального «коэффициента динамичности» β

$$\beta = \frac{Q_{\max}}{Q_{\text{стат}}}, \quad (21)$$

где Q_{\max} — наибольшие нагрузки, возникающие при колебаниях вагона во время движения, в кг;

$Q_{\text{стат}}$ — статические нагрузки в кг.

Величина коэффициента β зависит главным образом от типа рессорного подвешивания и определяется по формуле

$$\beta = 1 + \kappa_{\text{дв}},$$

где $\kappa_{\text{дв}}$ — коэффициент вертикальной динамики.

Для скоростей движения в диапазоне 50—100 км/ч этот коэффициент определяется по формуле

$$\kappa_{\text{дв}} = a + \frac{0,01 v}{f_{\text{ст}}}; \quad (22)$$

для скоростей движения 100—120 км/ч грузовых вагонов и 100—160 км/ч пассажирских

$$\kappa_{\text{дв}} = a + \frac{0,022 (v - 55)}{f_{\text{ст}}}, \quad (23)$$

где v — скорость движения в км/ч;

$f_{\text{ст}}$ — статический прогиб рессорного подвешивания в см;

a — коэффициент, равный 0,05 для элементов кузова; 0,10 — для обрессоренных частей тележки; 0,15 — для необрессоренных частей тележки.

Формулы (22) и (23) применимы при $f_{\text{ст}} \geq 1,8$ см.

При $f_{\text{ст}} < 1,8$ см для определения коэффициента динамики статический прогиб принимается равным $f_{\text{ст}} = 1,8$ см.

Усилия, возникающие при механизированной погрузке и выгрузке вагона, устанавливаются техническим заданием на проектирование в зависимости от типа вагона, вида груза и механизмов, применяемых для разгрузки и выгрузки. Из условия его разгрузки на вагоноопрокидывателе полувагон должен рассчитываться на вертикальную равномерно распределенную на длине 80 см силу, приложенную в любом месте верхнего пояса боковой стены. Эта сила принимается равной 12 т для четырехосного и 20 т для шестиосного полувагона. Пол вагонов, для загрузки которых предусматривается использование автопогрузчиков, должен рассчитываться на вертикальную силу 2,2 т.

Усилия, возникающие в результате неравномерной или односторонней подъемки домкратами порожнего или груженого кузова, вызывают его скручивание. Расчетным является момент M , возникающий при подъемке порожнего грузового вагона двумя домкратами, диагонально расположенными под концами шкворневых балок рамы

$$M = \frac{Q_{\text{т}} b_0}{2},$$

а также сила $P_{\text{р}}$, возникающая при подъемке груженого вагона за один конец шкворневой балки для смены рессорного комплекта,

$$P_{\text{р}} = \frac{4f_{\text{ст}} + \Delta}{3} c,$$

где Q_T — вес порожнего кузова в кг;
 b_0 — расстояние от оси пятника до опорной площадки домкрата в см;
 $f_{ст}$ — статический прогиб рессорного комплекта в см;
 c — жесткость одного рессорного комплекта в кг/см;
 Δ — высота предохранительных буртов против выпадания рессор в см.
 Сила P_p условно считается приложенной к кузову по вертикальной оси рессорного комплекта.

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ЦЕНТРА ТЯЖЕСТИ ВАГОНА ПО ВЫСОТЕ

При расчете центробежной силы отмечалось, что эта сила приложена к центру тяжести вагона. Следовательно, ее воздействие на различные узлы вагона будет определяться не только ее величиной, но и положением центра тя-

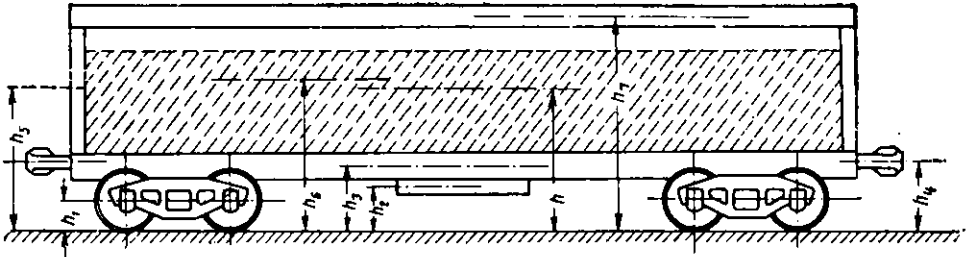


Рис. 201. Расчетная схема для определения ординаты центра тяжести

жести вагона. Ордината центра тяжести по вертикали, т. е. высота его расположения, определяется по весам отдельных частей вагона и по ординатам их центров тяжести от уровня головок рельсов (рис. 201).

Обозначения ординат отдельных частей вагона и груза приведены в табл. 21.

Таблица 21

Обозначение ординат центра тяжести частей вагона и груза

Наименование частей	Количество частей на вагон	Вес частей на вагон в кг	Ординаты центра тяжести в см	Статический момент веса частей в кг.см
Груз	1	P_0	h_0	$P_0 h_0$
Тележки	2	P_1	h_1	$P_1 h_1$
Тормоза	1	P_2	h_2	$P_2 h_2$
Рама вагона	1	P_3	h_3	$P_3 h_3$
Автосцепное устройство	2	P_4	h_4	$P_4 h_4$
Лобовые стены	2	P_5	h_5	$P_5 h_5$
Боковые стены	2	P_6	h_6	$P_6 h_6$
Крыша	1	P_7	h_7	$P_7 h_7$
Итого	—	ΣP	—	$\Sigma P_i h_i$

По теореме Вариньона, известной из курса механики, статический момент равнодействующей относительно любой точки плоскости или прямой равен сумме статических моментов составляющих.

Если обозначим через $P_0, P_1, P_2, \dots, P_{n-1}, P_n$ веса отдельных частей вагона и груза, то их равнодействующая будет равна $\Sigma P =$

$= P_0 + P_1 + P_2 + \dots + P_{n-1} + P_n$, а расстояние центров тяжести этих частей от головки рельса соответственно $h_0, h_1, h_2, \dots, h_{n-1}, h_n$, тогда

$$\Sigma Ph = P_0 h_0 + P_1 h_1 + P_2 h_2 + \dots + P_{n-1} h_{n-1} + P_n h_n,$$

откуда высота центра тяжести над уровнем рельса

$$h = \frac{P_0 h_0 + P_1 h_1 + P_2 h_2 + \dots + P_{n-1} h_{n-1} + P_n h_n}{\Sigma P} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} P_i h_i}{\sum_{i=1}^{i=n} P_i}$$

Положение центра тяжести в горизонтальной плоскости в случае несимметричности вагона определяется подобным образом, но сумма моментов сил определяется относительно края буферного бруса или оси автосцепки.

Устойчивость вагона. Положение центра тяжести существенно влияет на устойчивость вагона. Рассмотрим условия равновесия вагона от действия горизонтальных сил, перпендикулярных его продольной оси. Возьмем максимальные горизонтальные силы (давление ветра и центробежная сила):

$$P_r = P_c + P_v \text{ кг.}$$

Сила P_r (рис. 202) стремится опрокинуть вагон относительно головки рельса (точка B), действуя на плече h по часовой стрелке. Сила $Q_{бр}$, действуя на плече a , стремится удержать вагон от опрокидывания.

Напишем уравнение моментов сил относительно точки B для случая предельного равновесия

$$P_r h = Q_{бр} a. \quad (24)$$

Так как

$$a = \frac{1524}{2} + 30 = 792 \text{ мм,}$$

где 1524 — ширина железнодорожной колеи в мм;

30 — расстояние от внутренней грани рельса до точки опоры колеса в мм;

h — высота центра тяжести вагона над головкой рельса в мм,

то из формулы (24) следует, что

$$P_r = \frac{Q_{бр}}{h} 792. \quad (25)$$

Из формулы (25) видно, что предельно допустимая по условиям опрокидывания горизонтальная сила P_r обратно пропорциональна h и зависит от положения центра тяжести вагона. Поэтому одной из величин, определяющей устойчивость данного вагона, служит расстояние центра тяжести его с грузом от головки рельса. Кроме того, положение центра тяжести оказывает значительное влияние на ходовые (динамические) качества вагона.

Высота центра тяжести крытого грузового вагона равна $h \approx 2000$ мм. Следовательно, наибольшая допустимая горизонтальная сила для него

$$P_r = \frac{792}{2000} Q_{бр} = 0,4 Q_{бр} \text{ кг.}$$

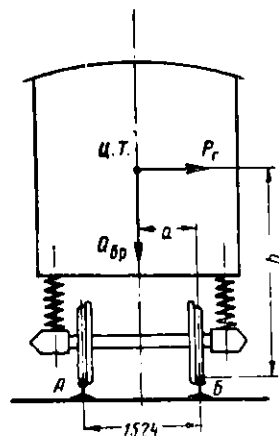


Рис. 202. Схема определения высоты центра тяжести

3. ПРИМЕНЯЕМЫЕ МАТЕРИАЛЫ И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

В вагоностроении применяются главным образом сталь и дерево. Кроме них, все большее распространение получили также много других материалов — алюминиевые сплавы, пластические массы, а также ткани, резина и т. п.

В настоящее время все несущие элементы кузова изготавливаются преимущественно из стали, которая различается по сортам с определенными химическим составом и механическими свойствами. Лесоматериалы различаются по породам древесины и по сортам, каждый из которых характеризуется физико-механическими качествами. При выборе материала учитывают его прочность, теплопроводность, удельный вес, стоимость, температурную устойчивость, стойкость против коррозии или гниения, а также возможность ремонта деталей из этого материала простейшими способами.

Для изготовления вагонов применяется углеродистая сталь, полученная мартеновским способом или в электрических печах, следующих марок: горячекатаная обыкновенного качества Ст. 2, Ст. 3, Ст. 4 (ГОСТ 380—60); качественная конструкционная горячекатаная сортовая 10, 15, 20 (ГОСТ 1050—60).

Таблица 22

Допускаемые напряжения в кг/см² для металлических деталей

Наименование элементов вагона	Вид деформации	Сталь по ГОСТ 380—60, 6713—53 и 1050—60 марки		Рессорная сталь термобработанная марок		Стальные отливки				Металл сварного шва, выполненного		Алюминиевые сплавы марок			
		Ст. 3, М16с и 20	Ст. 5 и 30	Сталь по ГОСТ 5038—57 марки 09Г2	55	55С2	15Л11	35Л11	35Л11	Группа I	электродами Э42 автосварочной сваркой	точечной сваркой	АМГ5 (ГОСТ 4784—49); АМГ6 (ГОСТ 443—59); АМГ7 (ГОСТ 443—59); АМГ8 (ГОСТ 443—59)	АМГ6 нагартованный	АМК; АМТУ 258—48
Детали кузова	Рассчетные режимы	I Изгиб, растяжение и сжатие	2 000	—	2 500	—	—	—	—	—	2 000	—	1 300	1 800	1 400
		II То же	1 650	—	2 000	—	—	—	—	—	1 650	—	1 100	1 500	1 200
		III »	1 550	—	1 900	—	—	—	—	—	1 550	—	1 000	1 400	1 100
Хребтовая и шворневые балки рамы	I Изгиб, растяжение и сжатие	2 100	2 300	2 600	—	1 600	1 750	1 800	1 900	2 000	1 300	1 400	1 900	1 500	
		1 750	1 900	2 200	—	1 400	1 600	1 650	1 700	1 650	1 100	1 200	1 600	1 300	
		1 650	1 850	2 000	—	1 300	1 500	1 550	1 600	1 550	1 000	1 100	1 500	1 200	
Остальные элементы кузова	II То же	1 550	1 650	1 800	—	1 200	1 400	1 450	1 500	1 550	2 000	1 300	1 400	1 900	1 500
		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
		1 400	1 800	1 800	—	1 200	1 250	1 400	1 450	1 500	1 550	—	—	—	—
Детали тележек, за исключением колесных пар	III Смятие	1 550	1 650	1 800	10 000	1 200	1 250	1 400	1 450	1 500	1 550	—	—	—	—
		—	—	—	7 500	—	—	—	—	—	950	—	—	—	—
		1 400	1 800	1 800	—	1 200	1 250	1 400	1 450	1 500	—	—	—	—	—

Примечание. Во всех металлических деталях вагона, за исключением рессор, допускаемые напряжения при чистом сдвиге принимаются равными 0,6 от допускаемых при растяжении.

Такие стали при достаточной прочности обладают необходимыми пластическими свойствами и хорошо свариваются. Их применяют как в виде листов, так и в виде прокатных и штампованных профилей.

Для изготовления рессор и пружин применяется специальная рессорно-пружинная сталь (ГОСТ 2052—53).

Фасонное стальное литье изготавливается из углеродистой стали (ГОСТ 977—58 и ГОСТ 88—55), для ответственных частей вагона — деталей автосцепного устройства по ГОСТ 88—55 и тележек вагонов по специальным ТУ; отливки из серого чугуна — по ГОСТ 1412—54.

В современном вагоностроении наряду с обыкновенной углеродистой сталью применяются низколегированные стали повышенной прочности (ГОСТ 5058—57). Их применение позволяет облегчить тару вагона.

Допускаемые напряжения для перечисленных сталей, применяемых при изготовлении различных деталей и частей вагона, кроме колесных пар, приводятся в табл. 22.

Древесина широко применяется для изготовления деталей внутреннего оборудования, обшивки боковых стен, потолков и настила пола вагонов.

Основными древесными породами являются сосна, ель, дуб, лиственница, ясень и др. Широкое распространение в вагоностроении находит фанера, столярные и фанерные плиты, а также древеснослоистые пластики.

В последнее время при изготовлении вагонов начинают применяться различные искусственные или синтетические материалы, обладающие рядом ценных механических и физико-технических свойств (табл. 23).

Таблица 23

Механические свойства искусственных и синтетических материалов

Название искусственного или синтетического материала	№ технических условий	Временное сопротивление σ_b в кг/см ² при		
		сжатия	растяжения	статическом изгибе
Волокнит	ТУХП 459-41	1 200—1 600	300	500—800
Пенопласт ПВХ жесткий	ХП-8; ХП-10	3,5—18	18,5—38	—
Пенопласт ПВХ эластичный	ВТУ 2963-51	—	56	—
Полиэтилен высокого давления	ВТУ ВХП 4138-55	125	120—160	120—170
Полиэтилен низкого давления	—	—	220—450	200—380
Стеклопластик	—	2 100—4 000	2 800—3 500	3 500—4 400
Винипласт прессованный	ВТУГХП 88-48	800—1 600	400—600	1 000—1 200
Слоистый пластик на основе бумаги	—	—	—	1 300—1 800

Для деталей из сосны и ели допускаемые напряжения принимаются по табл. 24.

Таблица 24

Допускаемые напряжения для сосны и ели в кг/см² при различной деформации

Направление деформации	Растяжение	Изгиб	Сжатие и смятие	Смятие местное	Срез
Вдоль волокон	60	85	85	—	4
Поперек волокон	—	—	12	20	40

Для деталей, изготавливаемых из других пород древесины (по ГОСТ 3191—46), допускаемые напряжения определяются умножением допускаемых напряжений, приведенных в табл. 24, на поправочные коэффициенты, показанные в табл. 25.

Поправочные коэффициенты для допускаемых напряжений различных пород древесины

Порода древесины	Вид деформации		
	растяже- ние, изгиб, сжатие вдоль во- локон	сжатие и смятие по- перек во- локон	скалыва- ние
Дуб, ясень европейский, граб и клен	1,3	2,0	1,6
Лиственница	1,2	1,2	1,0
Береза, бук, ясень дальневосточный	1,1	1,6	1,3
Пихта кавказская	0,9	0,9	0,8
Сосна и ель Кольского полуострова и пихта сибирская	0,8	0,8	0,7

Контрольные вопросы

1. Какие силы учитываются при расчете вагонов и их частей?
2. Как определяется центробежная сила и силы инерции при изменении скорости движущегося вагона?
3. Каковы ударные и тяговые усилия, действующие на вагон, их числовые значения, принимаемые при расчетах вагонов на прочность?
4. Как определяется положение центра тяжести вагона по высоте?
5. Какие основные материалы применяются в вагостроении?

Г Л А В А III

РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ЧАСТЕЙ ВАГОНОВ

1. РАСЧЕТ ОСЕЙ КОЛЕСНЫХ ПАР

Во время движения вагона по рельсовому пути колесная пара подвергается воздействию различных статических и динамических сил. К основным силам, учитываемым при расчете вагонной оси на прочность, относятся:

- собственный вес (тара) вагонов и вес груза, находящегося в нем;
- усилия, вызываемые центробежной силой при проходе вагоном кривых участков пути;
- усилия, вызываемые давлением ветра на поверхность кузова;
- силы инерции при торможении;
- силы, возникающие от давления тормозных колодок на обод колеса;
- усилия при колебании вагонов на рессорах и силы от ударов колес на стыках рельсов;
- силы, возникающие при вписывании колесной пары в кривую при движении по стрелкам и кручение оси при качении колес с разными диаметрами кругов катания.

Существует несколько методов расчета вагонных осей. Наиболее точный из них — это метод раздельного определения основных сил, действующих на ось при их наихудшем сочетании. На практике применяют также упрощенные методы расчета осей, так называемый метод МПС и методы ЦНИИ МПС и НИИБ.

Расчет оси с определением основных сил, действующих на ось (уточненный метод)

Расчет оси по этому методу производится с учетом раздельного определения основных сил, действующих на ось при их наихудшем, но возможном сочетании. Местами приложения этих сил являются шейки и подступичные части оси.

В отдельных типах вагонов (моторные, вагоны с приводом электрогенератора от оси и др.) усилия могут прикладываться и к средней части оси.

Рассмотрим основные расчетные нагрузки, действующие на ось.

Вертикальная статическая нагрузка от веса груза и тары вагона за вычетом веса колесной пары распределяется равномерно между шейками оси. Тогда нагрузка $Q_{ст}$ на одну ось будет

$$Q_{ст} = \frac{Q + T}{n} - nq \text{ кг}, \quad (26)$$

а нагрузка на одну шейку равна

$$\frac{Q_{ст}}{2} \text{ кг},$$

где Q — полезная нагрузка вагона в кг;

T — тара вагона в кг;

n — число колесных пар вагона;

q — условный вес одной колесной пары, принимаемый при расчетах равным 1200 кг.

Сила ветра P_v и центробежная сила P_c , стремясь опрокинуть кузов вагона, создают дополнительные вертикальные нагрузки Q_v и Q_u на шейки осей, расположенные с одной стороны вагона, и настолько же разгружают шейки с другой стороны (рис. 203). Величина этих нагрузок будет равна

$$Q_v = \frac{P_v h_v}{L}; \quad Q_u = \frac{P_c h_u}{L}, \quad (27)$$

где h_v и h_u — расстояние от точки приложения равнодействующих сил ветра и центробежных сил до оси в м;

L — расстояние между серединами шеек в м.

На каждую шейку оси соответственно действует сила, зависящая от числа колесных пар n , равная

$$\frac{Q_v}{n} \text{ и } \frac{Q_u}{n}.$$

Кроме того, горизонтальные силы P_v и P_c , действуя в одну сторону, прижимают колесную пару к левому рельсу (по рис. 203), который ее удерживает, и оказывают горизонтальное давление на гребень левого колеса. В результате суммарная горизонтальная сила H , действующая вдоль шейки оси, будет равна

$$H = \frac{P_v + P_c}{n} \text{ кг}. \quad (28)$$

Сила инерции Q_n при торможении будет нагружать передние (по ходу вагона) оси и разгружать задние.

Согласно формуле (20) и распределению сил инерции (см. рис. 200) каждая шейка передних осей получит дополнительную вертикальную нагрузку, равную

$$\frac{P_n}{n} = \frac{Q_n h_n}{Sn}. \quad (29)$$

Если тормозной вагон тележечный, то вследствие действия на пятник силы $\frac{Q_n}{2}$ передняя ось тележки получит дополнительную нагрузку P_T (рис. 204), равную

$$P_T = \frac{Q_n h_1}{2b} \text{ кг}, \quad (30)$$

где h_1 — расстояние от плоскости пятника до головки рельса в см;

b — база тележки в см.

Давление на одну шейку оси будет равно $\frac{P_T}{2}$.

В случае, если вагон нетормозной, двухосный или тележечный, то дополнительной нагрузки P_T не возникает и тогда в формуле (29) h_n будет обозначать расстояние от центра тяжести кузова до горизонтальной плоскости осей.

Кроме вертикальных нагрузок P_n и P_T , вызываемых силой инерции Q_n в тормозном вагоне, сила Q_n будет непосредственно передаваться на шейки оси в горизонтальном направлении. Для каждой шейки горизонтальное давление $F_1 = \frac{Q_n}{2n}$. Очевидно, что тормозная сила, возникающая вследствие торможения колес между колесом и рельсом, будет также равна F_1 . Следует иметь в виду, что эта сила на оси приложена в середине шейки, а на ободе колеса — в плоскости круга катания. Расстояние между плоскостями действия этих сил равно l_1 (рис. 204).

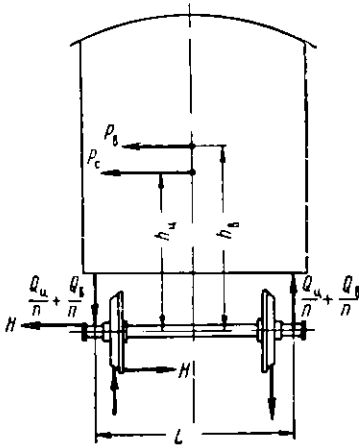


Рис. 203. Схема опрокидывающего действия силы ветра и центробежной силы на вагон

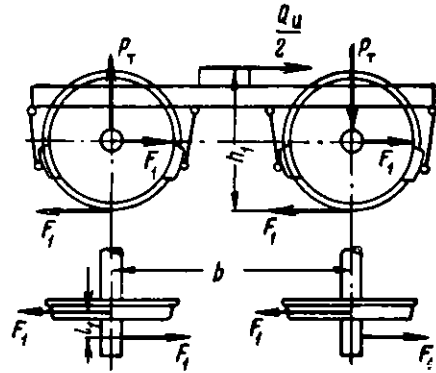


Рис. 204. Схема дополнительной нагрузки на шейки оси от силы $\frac{Q_u}{2}$

Сила давления тормозных колодок. Если торможение двустороннее (на каждое колесо действуют две колодки), то силы давления двух колодок на колесо практически уравниваются, и их можно не учитывать. В случае одностороннего торможения влияние этих сил при расчете учитывается.

Силы от вертикальных колебаний вагона на рессорах учитываются введением коэффициента динамичности β , на который умножается вертикальная статическая нагрузка, действующая на шейку оси.

После определения каждой силы суммируют все силы и затем находят изгибающие моменты, по которым и подсчитывают искомые размеры осей. Общая вертикальная нагрузка Q_A , действующая через подшипник на наиболее нагруженную шейку оси, определяется как сумма отдельных усилий

$$Q_A = \beta \frac{Q_{ст}}{2} + \frac{Q_v}{n} + \frac{Q_u}{n} + \frac{P_n}{n} + \frac{P_T}{2},$$

или

$$Q_A = \frac{\beta Q_{ст} + P_T}{2} + \frac{Q_v + Q_u + P_n}{n}. \quad (31)$$

Нагрузка на противоположную менее нагруженную шейку оси Q_B определяется из равенства

$$Q_B = \beta \frac{Q_{ст}}{2} - \frac{Q_v}{n} - \frac{Q_u}{n} + \frac{P_n}{n} + \frac{P_T}{2},$$

или

$$Q_B = \frac{\beta Q_{ст} + P_{т}}{2} + \frac{P_{ш} - Q_B - Q_{ц}}{n} \quad (32)$$

Горизонтальная сила H на шейке, направленная вдоль оси и равная реакции рельса, равна

$$H = \frac{1}{n} (P_B + P_C) \quad (33)$$

Вертикальная реакция рельса N_A определяется из уравнения моментов относительно точки приложения реакции N_B (рис. 205, а)

$$N_A = \frac{Q_A (L - l_1) - Q_B l_1}{b} + \frac{H(r + r_0)}{b} + \frac{q}{2} \quad (34)$$

Реакцию рельса N_B определим, составляя сумму моментов всех сил относительно точки A , в которой приложена сила N_A

$$N_B = \frac{Q_B (L - l_1) - Q_A l_1}{b} - \frac{H(r + r_0)}{b} + \frac{q}{2} \quad (35)$$

где L, b, l_1, r — размеры, показанные на рис. 205, а, r_0 — радиус шейки оси; q — вес колесной пары.

Горизонтальное усилие, действующее на шейку оси в вертикальной плоскости, перпендикулярной оси, равно

$$F_1 = \frac{Q_{ш}}{2n}$$

Определив все силы, действующие на оси, и рассматривая ось как балку, лежащую на двух опорах, определим изгибающие моменты в опасных сечениях. В каждом сечении от силы F_1 будет возникать момент как в вертикальной, так и горизонтальной плоскости.

Результирующий изгибающий момент будет равен геометрической сумме вертикального и горизонтального изгибающих моментов. В поперечном сечении шейки около задней галтели (сечение I—I) результирующий изгибающий момент определится из выражения

$$M_{ш} = \sqrt{\left(Q_A \frac{l_0}{2} + H r_0\right)^2 + \left(F_1 \frac{l_0}{2}\right)^2} \quad (36)$$

Результирующий изгибающий момент в подступичной части у внутренней грани ступицы (сечение II—II) находится из выражения

$$M_{п.ч} = \sqrt{[Q_A (l_1 + l_2) - N_A l_2 + H (r + r_0)]^2 + (F_1 l_1)^2} \quad (37)$$

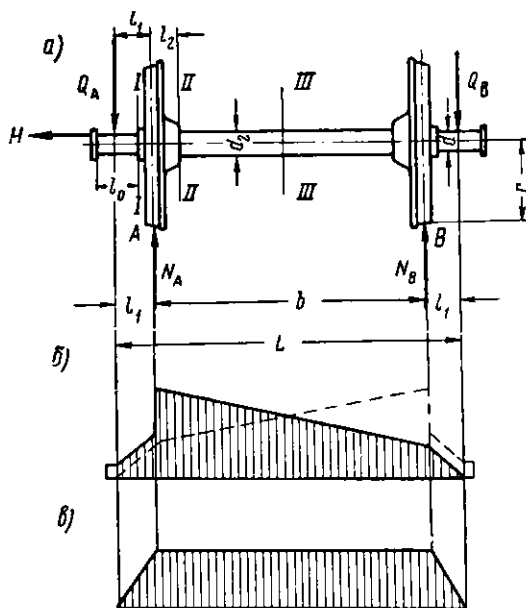


Рис. 205. Схема действия сил на ось колесной пары и эпюры изгибающих моментов: а—схема сил; б—эпюра моментов в вертикальной плоскости; в—эпюра моментов в горизонтальной плоскости

Результирующий изгибающий момент в середине оси (сечение III—III) равен

$$M_c = \sqrt{\left[Q_A \frac{L}{2} - N_A \frac{b}{2} + H(r + r_0) \right]^2 + (F_1 l_1)^2}. \quad (38)$$

Из эпюры изгибающих моментов в вертикальной плоскости для оси, изображенной на рис. 205, б, видно, что наибольший изгибающий момент при действии комплекса сил, принятых в расчет, и данном направлении горизонтальных сил получился в подступичной части у левого колеса. Если горизонтальные силы P_b и P_c будут действовать в противоположную сторону, эпюра изгибающих моментов соответственно изменится и примет вид, показанный на рис. 205, б штриховыми линиями.

Расчетные напряжения в рассмотренных поперечных сечениях оси определяются по следующим формулам:

для шейки

$$\sigma_{ш} = \frac{M_{ш}}{W_{ш}} + \frac{H}{f}; \quad (39)$$

для подступичной части

$$\sigma_{п.ч} = \frac{M_{п.ч}}{W_{п.ч}}; \quad (40)$$

для средней части

$$\sigma_c = \frac{M_c}{W_c}, \quad (41)$$

где $W_{ш}$, $W_{п.ч}$, W_c — моменты сопротивления изгибу в соответствующих сечениях оси;

f — площадь поперечного сечения шейки.

В случае, если оси снабжены роликовыми подшипниками, сила H не будет вызывать на шейке изгибающего момента, а будет только растягивать шейку, поэтому в формулах (36), (37) и (38) плечо r_0 нужно считать равным нулю.

Полученные по формулам (39), (40) и (41) действительные напряжения не должны превышать допускаемых напряжений R , т. е. $\sigma \leq R$.

Выбирая допускаемое напряжение, нужно помнить, что ось при вращении испытывает знакопеременные напряжения и поэтому возможны разрушения от усталости металла. Для осевой стали, учитывая знакопеременный характер изменения напряжений, допускаемое напряжение ориентировочно принято 1 000—1 200 кг/см².

Расчет оси по методу МПС

Ось колесной пары по этому методу рассчитывается только на силы от вертикальной статической нагрузки. Другие силы учитываются выбором более низких допускаемых напряжений.

Шейки рассчитываются как балки, заделанные одним концом (в данном случае в ступицу колеса) и равномерно нагруженные (подшипником по всей длине шейки).

Из схемы (рис. 206) видно действие статической нагрузки $Q_{ст}$ на шейку длиной l см и диаметром $d_{ш}$ см.

Уравнение прочности шейки на изгиб у задней галтели в опасном сечении будет

$$\frac{Q_{ст}}{2} \cdot \frac{l}{2} = W_{ш} R_{ш},$$

где $W_{ш} = \frac{\pi d_{ш}^3}{32}$ — момент сопротивления изгибу в см³;

$R_{ш}$ — допускаемое напряжение на изгиб в шейке в кг/см²;

тогда

$$\frac{Q_{ст}}{4} l = \frac{\pi d_{ш}^3}{32} R_{ш}.$$

Отсюда наименьший допускаемый диаметр шейки

$$d_{ш} = \sqrt[3]{\frac{8Q_{ст}l}{\pi R_{ш}}} \text{ см.} \quad (42)$$

Уравнение прочности на изгиб для подступичной части в плоскости круга катания будет

$$\frac{Q_{ст}}{2} L = W_{п.ч} R_{п.ч}.$$

Подставляя

$$W_{п.ч} = \frac{\pi D^3}{32} \text{ см}^3,$$

получим наименьший диаметр подступичной части

$$D = \sqrt[3]{\frac{16Q_{ст}L}{\pi R_{п.ч}}} \text{ см,} \quad (43)$$

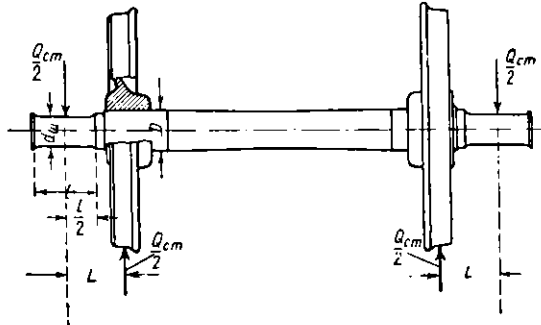


Рис. 206. Схема приложения сил к колесной паре при расчете по методу МПС

где D — диаметр подступичной части оси в см;

L — расстояние от середины шейки до круга катания колеса в см;

$R_{п.ч}$ — допускаемые напряжения изгиба в подступичной части оси в кг/см^2 .

Допускаемые напряжения на изгиб в шейке $R_{ш}$ и в подступичной части при расчете по методу МПС приведены в табл. 26.

Таблица 26

Допускаемые напряжения в кг/см^2 при расчете осей по методу МПС

Тип вагона	Для шейки оси	Для подступичной части
Пассажирский	550	440
Грузовой	700	560

Если подставить значения допускаемых напряжений в формулы (42) и (43) и вынести постоянные величины за знак корня, то получим следующие расчетные формулы:

для пассажирских вагонов

$$d_{ш} = 0,167 \sqrt[3]{Q_{ст}l} \text{ см;}$$

$$D = 0,288 \sqrt[3]{Q_{ст}L} \text{ см;}$$

для грузовых вагонов

$$d_{ш} = 0,154 \sqrt[3]{Q_{ст}l} \text{ см;}$$

$$D = 0,209 \sqrt[3]{Q_{ст}L} \text{ см.}$$

Расчет оси по методу ЦНИИ МПС и НИБ

При расчете этим методом учитываются вертикальная нагрузка (сумма статической и динамической) на шейки оси, равная $1,25 Q_{ст}$, и горизонтальная нагрузка H , равная $0,5 Q_{ст}$, высота h приложения горизонтальной нагрузки H над осью колесной пары принимается равной 145 см.

По принятой расчетной схеме (рис. 207) изгибающие моменты определяются формулами:

$$M_{ш} = \left(1,25 + \frac{h}{2} \right) \frac{Q_{ст} l}{4};$$

$$M_{п. ч} = \left[\left(1,25 + \frac{h}{2b_2} \right) \left(b_2 - \frac{S}{2} \right) + r \right] \frac{Q_{ст}}{2};$$

$$M_c = \left[1,25 \left(b_2 - \frac{S}{2} \right) + \frac{r}{2} \right] \frac{Q_{ст}}{2},$$

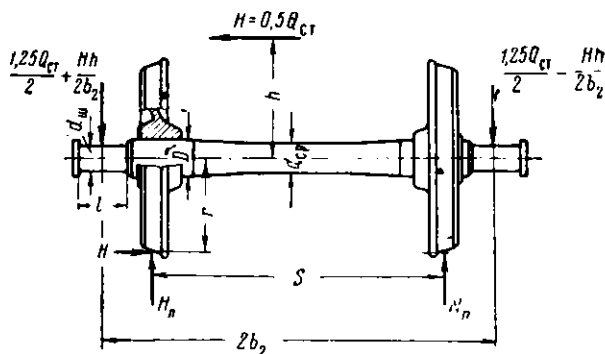


Рис. 207. Схема приложения сил к колесной паре при расчете оси методом ЦНИИ МПС и НИИ

где b_2 — расстояние от середины шейки до середины оси;

S — расстояние между линиями приложения сил;

r — радиус колеса по кругу катания;

h — высота приложения горизонтальной нагрузки H .

Из этих уравнений найдем наименьший предельный диаметр оси.

Диаметр шейки

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

Диаметр подступичной части

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 M_{п. ч}}{\pi R_{п. ч}}}. \quad (45)$$

Таблица 27

Диаметр средней части оси

Допускаемые напряжения в $кг/см^2$ при расчете осей по методу ЦНИИ МПС и НИИ

Тип вагона	Для шей- ки	Для под- ступич- ной части	Для сред- ней части
Пассажирский	1 200	1 400	1 300
Грузовой	1 400	1 650	1 550

$$d_{ср} = \sqrt[3]{\frac{32 M_c}{\pi R_c}}. \quad (46)$$

Допускаемые напряжения на изгиб $R_{ш}$, $R_{п. ч}$ и R_c при расчете методом ЦНИИ МПС и НИИ приведены в табл. 27.

2. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

При расчете вагонного подшипника скольжения определяют среднее удельное давление на поверхности подшипника, которое не должно превышать определенной нормы во избежание выдавливания смазки, быстрого срабатывания антифрикционного слоя и нагрева подшипника или шейки.

При определении удельного давления q принимается, что давление распределено равномерно по горизонтальной поверхности соприкосновения подшипника и осевой шейки (рис. 208).

Если обозначим через d — диаметр шейки в $см$, l — длину рабочей части подшипника в $см$, α — угол обхвата шейки подшипником (в рабочей части) в градусах, то площадь проекции будет

$$d \sin \frac{\alpha}{2} l,$$

а удельное давление на поверхности подшипников составит

$$q = \frac{P}{ld \sin \frac{\alpha}{2}} \text{ кг/см}^2, \quad (47)$$

где P — полное давление на поверхность подшипника в $кг$.

Величина q для типовых вагонных подшипников с заливкой из кальциевого баббита колеблется в пределах 35—45 $кг/см^2$. Конструкция большинства вагонных подшипников предусматривает обхват $1/3$ поверхности шейки, поэтому угол $\alpha = 120^\circ$.

Чтобы шейки оси не нагревались, работа трения T (в $кгм/сек$) не должна превышать определенного предела.

Работа трения шейки о подшипник выражается как произведение силы трения F (в $кг$) на окружную скорость вращения шейки v (в $м/сек$)

$$T = Fv \text{ кгм/сек.}$$

Сила трения в свою очередь равна произведению полного давления P (в $кг$) на коэффициент трения μ , т. е.

$$F = P\mu.$$

Выражая скорость через число оборотов n ,

$$v = \frac{\pi dn}{60},$$

где d — диаметр шейки в $м$, получим

$$T = \frac{P\pi dn\mu}{60} \text{ кгм/сек.}$$

Так как работа сил трения подшипника о шейку оси превращается в тепло и если A — механический эквивалент тепла, то количество тепла, выделяющегося в течение 1 $сек$ при вращении шейки, равно

$$Q = \frac{T}{A} = \frac{P\pi dn\mu}{60 A} \text{ кал/сек.}$$

Чтобы подшипник и шейка не грелись, большая часть тепла должна быть отведена через корпус буксы и ось. Количество тепла, которое может быть отведено с 1 $см^2$ площади проекции подшипника, должно равняться или быть больше количества тепла, выделяющегося с 1 $см^2$ в секунду, т. е.

$$b \geq \frac{Q}{ld},$$

где l — длина подшипника.
Откуда

$$l \geq \frac{Q}{bd}.$$

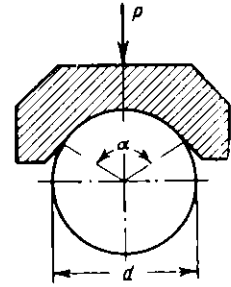


Рис. 208. Схема нагружения подшипника

Подставляя значение Q , получим

$$l \geq \frac{P n d n \mu}{d A b \cdot 60}.$$

Обозначая $\frac{A b \cdot 60}{\mu}$ через C , получим

$$l \geq \frac{P n}{C}. \quad (48)$$

Значение C зависит от материала подшипника, размеров и конструкции боксы и определяется опытным путем. По опытным данным вагонные подшипники работают удовлетворительно, если $C = 190\,000$. Тогда длина шейки

$$l \geq \frac{P n}{190\,000},$$

где P — полная нагрузка на шейку в кг;
 n — число оборотов шейки в 1 мин (об/мин).

3. РАСЧЕТ РОЛИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ

Упрощенный расчет роликовых подшипников сводится к проверке прочности рабочих элементов подшипника, т. е. к определению величины деформаций и напряжений в роликах и кольцах, а также к проверке долговечности подшипников.

При проверке прочности определяется наибольшая нагрузка, приходящаяся на ролик, по формуле

$$P_0 = \frac{4,6 Q}{z} \text{ кг}, \quad (49)$$

где Q — радиальная нагрузка на подшипник;
 z — число роликов в подшипнике.

Распределение давления между остальными роликами будет происходить так, как показано на рис. 209. Очевидно, что в каждый момент в восприятии нагрузки будут участвовать ролики, расположенные в верхней половине боксы. Любой из нагруженных роликов (кроме верхнего) будет воспринимать силу, равную

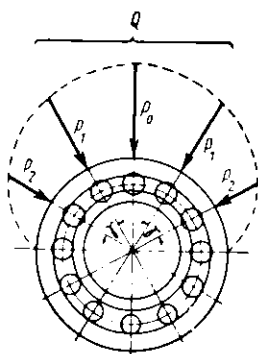


Рис. 209. Распределение давления между роликами подшипника

$$P_n = \frac{5Q}{z} \cos n\gamma \text{ кг},$$

где γ — угол между радиусами подшипников, проведенными через центры двух соседних роликов;

n — порядковый номер рассматриваемого ролика.

Максимальные напряжения в ролике определяются по формуле

$$\sigma_{\max} = 0,418 \sqrt{\frac{P_0}{l} E \left(\frac{2}{d} \pm \frac{1}{R_1} \right)} \text{ кг/см}^2, \quad (50)$$

где P_0 — наибольшая нагрузка, приходящаяся на ролик, в кг;

d — диаметр ролика в см;

E — модуль упругости при растяжении в кг/см²;

l — длина ролика в см;

R_1 — радиус беговой дорожки колец подшипника в м.

Знак плюс предусмотрен при напряжении в точке контакта с внутренним кольцом радиусом R_1 ; знак минус при определении напряжения в точке контакта с наружным кольцом радиусом R_2 .

Коэффициент работоспособности подшипника определяется по формуле

$$C = Q (nT_n)^{0,3}, \quad (51)$$

где n — число оборотов оси в минуту;

T_n — число часов работы подшипника до замены;

Q — условная радиальная нагрузка на подшипник в кг, определяемая из выражения

$$Q = (P_\phi + mH_\phi) K_\sigma K_k,$$

где P_ϕ — фактическая радиальная нагрузка в кг;

H_ϕ — фактическая осевая нагрузка в кг;

m — коэффициент учета горизонтальной нагрузки, действующей вдоль оси;

K_σ — коэффициент, учитывающий характер нагрузки на подшипник и условия работы;

K_k — коэффициент, учитывающий, какое кольцо подшипника вращается, наружное или внутреннее. Для вагонных букс, как правило, вращается внутреннее кольцо и $K_k = 1$.

Среднее число оборотов в минуту n обычно определяется по средней технической скорости $v_{ср}$ в км/ч, характерной для вагона данного типа при среднем диаметре колеса D_k , в мм

$$n = \frac{10^5 v_{ср}}{6\pi D_k}.$$

Установив требуемую долговечность работы подшипника T_n в часах и определив по формуле (51) коэффициент работоспособности C , по каталогам подбирают подшипник, обеспечивающий необходимое C .

4. РАСЧЕТ РЕССОР И ПРУЖИН

Основной задачей расчета рессор и пружин является определение их прочности и величины допустимой деформации (прогиба). Расчетом определяются также и главные размеры рессор и пружин.

Расчет рессор. Рассмотрим отдельно расчет вначале теоретической рессоры, а затем покажем, при каких условиях он может быть применен для существующих листовых рессор.

Наиболее целесообразной формой рессоры является такая, при которой рессора окажется наиболее легкой, т. е. будет иметь наиболее высокий коэффициент использования материала. Из курса «Сопротивление материалов» известно, что наибольший прогиб при наименьшей затрате материала имеют тела (балки) равного сопротивления изгибу, из которых наиболее подходящей является треугольная пластина ABC (рис. 210) постоянной толщины h .

Однолистовая рессора, состоящая из двух соединений в виде треугольных листов постоянной толщины, получается такой большой ширины и длины, что практически весьма трудно ее разместить под вагоном. Поэтому в результате попыток преодолеть указанные трудности была сконструирована многолистовая рессора, образованная из балок равного сопротивления при постоянной высоте h и переменной ширине b . Таким образом, чтобы перейти к рессоре, треугольник можно представить разрезанным на несколько частей, которые, будучи наложены друг на друга, и образуют теоретическую листовую рессору с n листами.

Условия работы такой рессоры не отличаются от условий работы треугольной (в плане) пластины; усилия на нижележащие листы рессоры передаются по концам и каждый из листов изгибается по цилиндрической поверхности.

Теоретическая рессора под действием силы $\frac{P}{2}$ деформируется так же, как и пластина ABC , из которой она составлена (если пренебречь трением между листами).

Напряжения, возникающие в материале рессоры, определяются по величине изгибающего момента $M = \frac{P}{2}l$ и момента сопротивления $W = \frac{nbh^2}{6}$, где nb — длина всей стороны AC , или, что то же, ширина всех n

листов

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{3Pl}{nbh^2}, \quad (52)$$

где n — число листов.

Чтобы убедиться, что такая пластина является брусом равного сопротивления, определим напряжения σ_x в любом сечении xx , отстоящем от конца пластины на расстоянии x от конца балки. Изгибающий момент в этом сечении будет равен

$$M_x = \frac{P}{2}x.$$

Ширина сечения определится из подобных треугольников

$$\frac{b_x}{x} = \frac{nb}{l},$$

откуда

$$b_x = \frac{xn b}{l}.$$

Момент сопротивления в сечении xx равен

$$W_x = \frac{b_x h^2}{6} = \frac{xn b h^2}{6l}.$$

Полученные значения M_x и W_x подставим в формулу и найдем напряжение изгиба

$$\sigma_x = \frac{M_x}{W_x} = \frac{3Pl}{nbh^2}, \quad (53)$$

т. е. такое же, как и в сечении закрепления AC .

Отсюда видно, что в любом сечении треугольной пластины напряжение будет одинаковым, следовательно, принятая форма пластины ABC является брусом равного сопротивления изгибу.

Под нагрузкой листы рессоры будут изгибаться по дуге окружности, т. е. радиус кривизны в каждом сечении листа будет одинаков. Определим его значение.

Из курса «Сопротивление материалов» известно, что радиус кривизны ρ_x нейтральной оси изгибаемой балки в некотором ее сечении xx (рис. 211) будет равен

$$\rho_x = \frac{EI_x}{M_x} \text{ см}, \quad (54)$$

где E — модуль упругости материала балки в кг/см^2 ;

I_x — момент инерции балки в см^4 ;

M_x — изгибающий момент в кгсм .

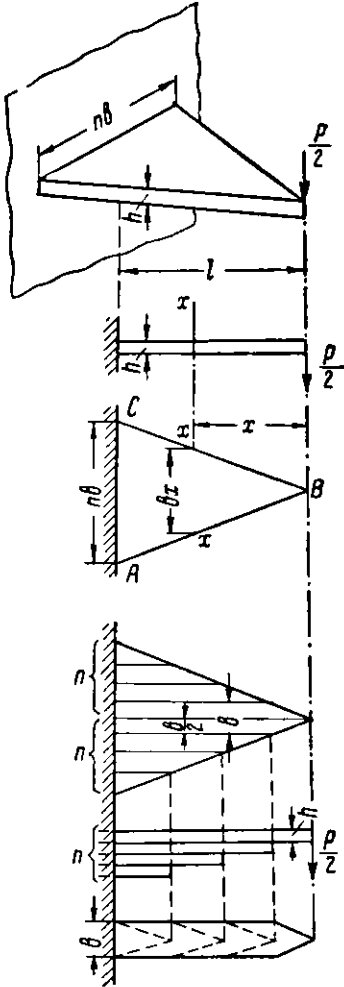


Рис. 210. Схема для расчета на прочность листовой рессоры

Зная, что для треугольной рессоры ABC момент инерции

$$I_x = \frac{b_x h^3}{12} = \frac{nbxh^3}{12l}$$

и изгибающий момент

$$M_x = \frac{P}{2} x,$$

где b — ширина листа;
 h — толщина листа, тогда

$$\rho_x = \frac{Enbxh^3}{12l \frac{P}{2} x} = \frac{Enbh^3}{6lP} = \text{const.}$$

Следовательно, радиус кривизны в любой точке листа одинаков. Число листов в рессоре n найдем из равенства

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{3Pl}{nbh^3}; \quad n = \frac{3Pl}{\sigma_{\text{изг}} bh^3}.$$

Прогиб рессоры как бруса равного сопротивления изгибу найдем, пользуясь формулой

$$f = \frac{Ql^3}{2EI}.$$

Для нашего случая

$$Q = \frac{P}{2} \text{ кг; } l = \frac{L}{2} \text{ см; } I = \frac{nbh^3}{12} \text{ см}^4.$$

Подставив эти значения, получим

$$f = \frac{\frac{P}{2} l^3}{2En \frac{bh^3}{12}} = \frac{Pl^3}{2 \cdot 2E \frac{nbh^3}{12}} = \frac{3Pl^3}{Enbh^3} \text{ см.} \quad (55)$$

Формулы (53) и (55) являются основными в расчете теоретической рессоры.

При выводе этих формул не учтено влияние хомута рессоры. В действительности, листы рессоры посередине соединены жестким хомутом с шириной a , поэтому рессору нужно рассматривать как состоящую из двух половинок длиной $l = \frac{L-a}{2}$ каждая (рис. 212).

Чтобы учесть влияние хомута при определении напряжения и прогиба, необходимо в формулах (52) и (55) из полной длины L вычесть ширину хомута a , т. е. значение l заменить выражением $\frac{L-a}{2}$; тогда формулы примут вид

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{3}{2} \frac{P(L-a)}{nbh^2}. \quad (56)$$

Прогиб рессоры с учетом влияния хомута

$$f = \frac{3P(L-a)^3}{8Enb^3} \text{ см,} \quad (57)$$

где P — нагрузка на рессору в кг;
 L — длина рессоры между центрами ушков в см;
 a — ширина хомута в см;

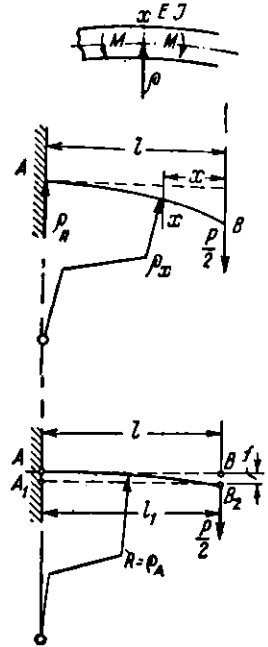


Рис. 211. Радиус кривизны нейтральной оси листовой рессоры

n — общее число листов в рессоре;

b — ширина листа в см;

E — модуль упругости в кг/см².

Число листов в рессоре

$$n = \frac{3P(L - a)}{2\sigma_{изг}bh^2}. \quad (58)$$

При выводе этих формул предполагалось, что хомут достаточно плотно обхватывает листы рессоры. Однако было установлено, что с течением времени нижние кромки хомута, на которые опирается нижний лист, несколько обминаются и хомут ослабевает. Вследствие этого хомут жестко скрепляет рессорные листы на ширине, меньшей a . На основании опыта считают, что на прогиб рессоры влияет $1/3$ ширины хомута, т. е. $\frac{a}{3}$.

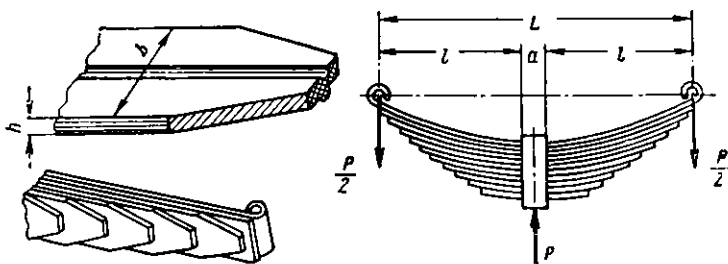


Рис. 212. Действительная листовая рессора

Концы всех листов такой рессоры, как правило, обрезаются по трапеции (рис. 212), кроме одного или двух верхних листов, расположенных около коренного. Обрезка концов листов по принятой конфигурации (трапеции) также несколько изменяет их жесткость.

Между листами действительной (эксплуатационной) рессоры имеется трение, которое значительно изменяет величину прогиба; кроме того, трение при передаче нагрузки от одного листа к другому несколько уменьшает действие нагрузки на нижние листы. Влияние этого трения учитывается соответствующим изменением формул, предложенным в 1907 г. проф. М. В. Гололобовым, заключающимся в том, что в знаменателе формулы прогиба (57) величина n заменяется

$$\frac{3m + 2n_1}{2},$$

где m — число верхних (коренных) листов;

n_1 — число наборных листов.

Подставив в формулу (57) значение n , а также заменив в числителе полную длину L ее полудлиной

$$L - \frac{a}{3} = 2l - \frac{a}{3} = 2 \left(l - \frac{a}{6} \right),$$

получим формулу для определения прогиба листовых незамкнутых рессор

$$f = \frac{6P \left(l - \frac{a}{6} \right)^3}{Ebh^3(3m + 2n_1)} \text{ см}, \quad (59)$$

где P — максимальная допускаемая статическая нагрузка в кг;

l — половина длины рессоры в выпрямленном состоянии в см;

a — ширина хомута в см;

E — модуль упругости; для стали $E = 2,05 \cdot 10^6$ кг/см²;
 b и h — ширина и толщина листов в см;
 m — число коренных листов (призматических);
 n_1 — число наборных листов.

По рекомендации ЦНИИ МПС и НИИ в формуле (59) половину длины в выпрямленной рессоре заменяют расчетной полухордой

$$l_p = \frac{L_1}{2} - \frac{a}{2} + 1,5 \text{ см},$$

где L_1 — хорда рессоры под нагрузкой брутто в см, вследствие чего формула прогиба незамкнутой листовой рессоры получает вид

$$f = \frac{6Pl_p^3}{Eh^3b(3m + 2n_1)} \text{ см}. \quad (60)$$

Как указывалось ранее, эллиптические рессоры, применяемые в вагонах, представляют собой две листовые незамкнутые рессоры (пакеты), соединенные между собой по концам в форме эллипса. Поэтому расчет пакетов эллиптических рессор, например Галахова, производится по формулам, выведенным для расчета листовой незамкнутой рессоры. Прогиб однорядной эллиптической рессоры равен двойной величине прогиба незамкнутой рессоры (пакета).

Расчет цилиндрических пружин. В вагоностроении наиболее распространена витая цилиндрическая пружина (рис. 213) из стали круглого сечения диаметром d и со средним диаметром пружины D . Под действием сил, направленных по оси пружины и сжимающих ее, пружина в основном испытывает напряжения кручения.

Чтобы определить напряжения в пружине радиусом r , сжимаемой двумя силами P , разрежем эту пружину вертикальной плоскостью, проходящей через ось пружины, и отбросим верхнюю часть. Действие отброшенной верхней части заменим силами P , приложенными в середине сечения m . В результате получим, что материал пружины в этом сечении подвержен скручиванию парой сил, момент которой равен $M = Pr$, и действию перерезывающей силы P , перенесенной в центр поперечного сечения прутка пружины.

Оба эти фактора вызывают в сечении касательные напряжения.

Скручивающий момент M вызывает в сечении m пружины напряжения кручения τ_1 , равные

$$\tau_1 = \frac{M}{W_p},$$

где $W_p = \frac{\pi d^3}{16}$ — полярный момент сопротивления сечения прутка.

Подставив значения M и W_p , получим

$$\tau_1 = \frac{Pr}{\frac{\pi d^3}{16}} = \frac{16Pr}{\pi d^3} \text{ кг/см}^2. \quad (61)$$

Перерезывающая сила P вызывает в сечении m напряжение сдвига τ_2 . При равномерном распределении τ_2 по всему сечению величина его равна

$$\tau_2 = \frac{P}{F} = \frac{P}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{4P}{\pi d^2} \text{ кг/см}^2, \quad (62)$$

где $F = \frac{\pi d^2}{4}$ — площадь поперечного сечения прутка.

Из рис. 214 видно, что на внутренних волокнах витка напряжения τ_1 и τ_2 действуют в одну сторону и их величины будут суммироваться. Поэтому эти волокна будут наиболее напряженными.

Суммарное напряжение в этих волокнах равно

$$\tau = \tau_1 + \tau_2 = \frac{16Pr}{\pi d^3} + \frac{4P}{\pi d^2},$$

или

$$\tau = \frac{16Pr}{\pi d^3} \left(1 + \frac{d}{4r} \right) \text{ кг/см}^2. \quad (63)$$

На основании равенства

$$\tau_1 = \frac{16Pr}{\pi d^3},$$

формулу (63) можно написать иначе:

$$\tau = \tau_1 \left(1 + \frac{d}{4r} \right) = \tau_1 \left(1 + \frac{1}{2C} \right) \text{ кг/см}^2, \quad (64)$$

где $C = \frac{2r}{d} = \frac{D}{d}$ — отношение среднего диаметра пружины к диаметру прутка; оно называется индексом, или фактором, пружины.

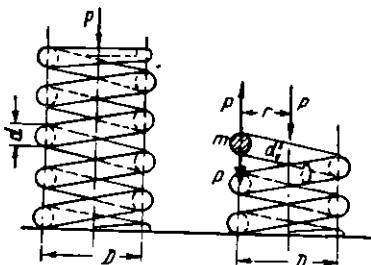


Рис. 213. Схема сил, действующих на витую пружину

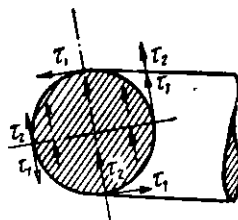


Рис. 214. Касательные напряжения в пружине

Фактор пружины C характеризует прочность пружины. Как видно из формулы (64), чем больше C , тем меньше суммарное напряжение. Кривизну витка характеризуют также этим фактором: чем он меньше, тем круче завит пружина из прутка одного и того же диаметра и тем прочность пружины меньше.

Допускаемая нагрузка на витую пружину определяется по следующей формуле:

$$P = \frac{\pi d^3}{16r} \tau \text{ кг}$$

без учета наклона винтовой линии и перерезывающих сил или

$$P = \frac{\pi d^3}{8C} \tau_1 = \frac{\pi d^3}{8D} \tau_1, \quad (65)$$

где d — диаметр прутка пружины в мм;

D — средний диаметр пружины в мм;

r — средний радиус пружины в мм;

τ_1 — напряжение кручения в кг/мм², равное наибольшему допускаемому напряжению на скручивание R_d независимо от фактора C и марки стали пружины; $R_d = 65 \text{ кг/мм}^2$.

Осадка или прогиб пружины определяется по формуле

$$= \frac{64Pr^3n}{Id^4} \text{ мм}. \quad (66)$$

Заменяв в этой формуле $r = \frac{D}{2}$, получим

$$f = \frac{8PD^3n}{d^4I} \text{ мм.} \quad (67)$$

Из формулы (66) определяется жесткость пружины

$$ж = \frac{P}{f} = \frac{Id^4}{64nr^3} \text{ кг/мм.} \quad (68)$$

Решив формулу (68) относительно числа витков, получим

$$n = \frac{fId^4}{64Pr^3} \text{ витков.} \quad (69)$$

В формулах (66) — (69) обозначены:

P — нагрузка на пружину в кг;

d — диаметр прутка в мм;

D — средний диаметр пружины в мм;

r — средний радиус пружины в мм;

n — число рабочих витков;

τ_1 — напряжение кручения прутка в кг/мм²;

I — модуль сдвига, равный 8000 кг/мм².

Развернутая длина пружины приблизительно равна $L = 2\pi rn$.

Расчет многорядных витых пружин. При больших нагрузках целесообразно применять многорядные пружины, образованные из нескольких цилиндрических пружин, вставленных одна в другую. К многорядным пружинам прибегают в тех случаях, когда желают уменьшить размеры однорядной.

Полная нагрузка P равна сумме нагрузок, воспринимаемых составляющими пружинами $P = P_1 + P_2 + \dots + P_n$ (обычно $n = 2$ и редко $n > 3$).

В вагоностроении, как правило, применяют двухрядные пружины, вставленные одна в другую, чем обеспечивается малый габарит комплекта пружин.

Обычно пружины смонтированы так, что осадка у всех пружин одинакова

$$\lambda_1 = \lambda_2 = \dots = \lambda_n.$$

Желательно также, чтобы наибольшие напряжения у всех пружин были одинаковы

$$\tau_1 = \tau_2 = \dots = \tau_n.$$

Предполагается, что все пружины комплекта достигают предельного сжатия почти одновременно, т. е. что

$$Hd = i_1 d_1 \approx i_2 d_2 \approx \dots \approx i_n d_n.$$

Поскольку напряжения пружины зависят от ее фактора, то для получения одинаковых напряжений в пружинах требуется иметь одинаковые факторы (индексы):

$$C_1 = \frac{D_1}{d_1} = \frac{D_2}{d_2} = \dots = \frac{D_n}{d_n}.$$

Рассмотрим, каким условиям должна удовлетворять двухрядная пружина, чтобы вполне заменить эквивалентную однорядную. При подборе размеров и размещении пружин необходимо, чтобы они удовлетворяли указанным условиям.

Если требуется выбрать комплект двухрядной пружины, эквивалентный однорядной пружине, диаметр прутка которой d , средний радиус r , диаметр пружины D , число витков n и фактор пружины C , при условии, что напряжения τ , прогиб f и фактор C в двухрядной пружине должны быть соответственно

равны напряжению, прогибу и фактору в однорядной пружине, то по формуле (65) находим силу, действующую на однорядную пружину

$$P = \frac{\pi d^2}{8C} \tau \text{ кг.}$$

Для двухрядной пружины силы P_1 и P_2 , сжимающие каждую пружину отдельно (наружную и внутреннюю) до одинакового напряжения, определяются аналогично:

$$P_1 = \frac{\pi d_1^2}{8C} \tau; \quad P_2 = \frac{\pi d_2^2}{8C} \tau \text{ кг.}$$

Общая сила P , сжимающая комплект двухрядной пружины до одинакового прогиба f , будет

$$P = P_1 + P_2 = \frac{\pi \tau}{8C} (d_1^2 + d_2^2).$$

Из сравнения величин рассматриваемой двухрядной пружины и эквивалентной ей однорядной получаем

$$\frac{\pi \tau}{8C} d^2 = \frac{\pi \tau}{8C} (d_1^2 + d_2^2),$$

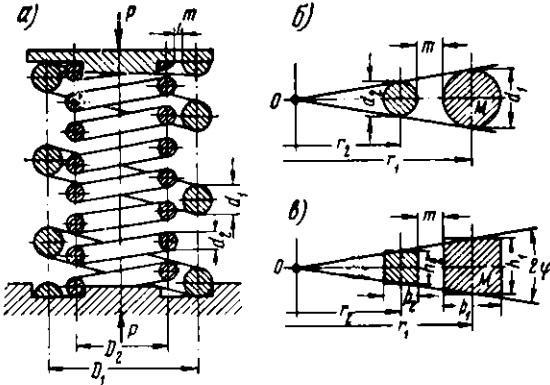


Рис. 215. Радиальный зазор между витками: а — двухрядной пружины; б — пружины из прутка круглого сечения; в — пружины из прутка квадратного сечения откуда

$$d^2 = d_1^2 + d_2^2. \quad (70)$$

Здесь d — диаметр однорядной пружины, а d_1 и d_2 — диаметры двухрядной пружины.

Согласно принятым условиям все три пружины, имеющие одинаковый фактор C , должны иметь одинаковый прогиб.

Следовательно, число рабочих витков должно выбираться так, чтобы

$$nr = n_1 r_1 = n_2 r_2,$$

или

$$nD = n_1 D_1 = n_2 D_2.$$

Таким образом, для замены однорядной пружины эквивалентной двухрядной имеем следующее уравнение:

$$\frac{D}{d} = \frac{D_1}{d_1} = \frac{D_2}{d_2} = C.$$

При сборке комплекта двухрядной пружины необходимо предусмотреть, чтобы не было трения внутренней пружины о наружную. Для этого между витками пружин делается радиальный зазор m (рис. 215) около 3 мм.

Для обеспечения указанного выше условия найдем следующую зависимость между d_1 и d_2 , с одной стороны, r_1 и r_2 , — с другой.

Рассматривая отрезок MO , можно написать:

$$\frac{d_1}{2} + m + \frac{d_2}{2} = r_1 - r_2 = \frac{D_1 - D_2}{2}.$$

Заменив

$$D_1 = Cd_1$$

и

$$D_2 = Cd_2,$$

получим

$$\frac{d_1}{2} + m + \frac{d_2}{2} = \frac{d_1 - d_2}{2} C,$$

откуда

$$d_2 = \frac{(C-1)d_1 - 2m}{C+1}.$$

Величина d_1 определяется из уравнения (70) путем подстановки значения d_2 . Получив квадратное уравнение

$$d_1 = \frac{m(C-1)}{\alpha} + \sqrt{\frac{(C+1)^2}{2\alpha} d^2 + \left[\frac{m^2(C-1)^2}{\alpha^2} - \frac{2m^2}{\alpha} \right]},$$

где $\alpha = C^2 + 1$, решим его и найдем величину d_1 .

Далее, из вышеприведенных уравнений находим значения d_2 , D_1 и D_2 и, наконец, число витков n_1 и n_2 .

Для удобства расчета двухрядных пружин по эквивалентной однорядной в табл. 28 приведены значения C , d_1 , d_2 , D_1 , P_1 , P_2 .

Таблица 28

Значения величин C , d_1 , d_2 , D_1 , P_1 и P_2

C	d_1	d_2	D_1	P_1	P_2
3,5	$0,875d + 0,6$	$0,486d - 1,0$	$0,875D + 2,0$	$0,765 \left(1 + \frac{1,4}{d}\right) P$	$0,235 \left(1 - \frac{4,5}{d}\right) P$
4,0	$0,857d + 0,5$	$0,514d - 0,9$	$0,851D + 2,0$	$0,734 \left(1 + \frac{1,2}{d}\right) P$	$0,264 \left(1 - \frac{3,4}{d}\right) P$
4,5	$0,845d + 0,5$	$0,536d - 0,8$	$0,845D + 2,2$	$0,714 \left(1 + \frac{1,2}{d}\right) P$	$0,287 \left(1 - \frac{3,0}{d}\right) P$
5	$0,836d + 0,5$	$0,554d - 0,7$	$0,836D + 2,3$	$0,697 \left(1 + \frac{1,1}{d}\right) P$	$0,303 \left(1 - \frac{2,6}{d}\right) P$

5. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ГЛАВНЫХ ЧАСТЕЙ ТЕЛЕЖЕК

Части тележек грузовых и пассажирских вагонов рассчитываются на наибольшие нагрузки, действующие в наиболее невыгодном, но возможном в эксплуатации сочетании.

Расчет главных частей тележек грузовых вагонов

Расчет надрессорной балки

Действующие силы. Статическая нагрузка на подпятник от кузова вагона. Рассматривая условия равновесия вагона относительно подпятников задней 2 (рис. 216) и передней 1 тележек по ходу движения, получим:

для подпятника передней тележки

$$Q_{ст1} = Q_{ст} \frac{l_2}{S} \quad (71)$$

и для подпятника задней тележки

$$Q_{ст2} = Q_{ст} \frac{l_1}{S}, \quad (72)$$

где l_1 — расстояние от центра тяжести вагона с грузом до подпятника передней тележки по горизонтали в см;

l_2 — расстояние от центра тяжести вагона с грузом до подпятника задней тележки в см;

S — база вагона в см;

$Q_{ст} = Q + T'$ кг;

Q — вес груза в вагоне в кг;

T' — вес кузова вагона и укрепленных на нем частей (автосцепное устройство, тормозные детали и др.) в кг.

Для расчета выбирается наиболее нагруженная тележка.

Обычно же при грузе, равномерно распределенном по всему вагону, симметричной конструкции кузова

$$Q_{ст1} = Q_{ст2} = \frac{Q_{ст}}{2}. \quad (73)$$

Дополнительная нагрузка на подпятники от сил инерции, как было показано выше (стр. 223), составляет: вертикальная

$$P_n = Q_n \frac{h_n}{S} \text{ кг} \quad (74)$$

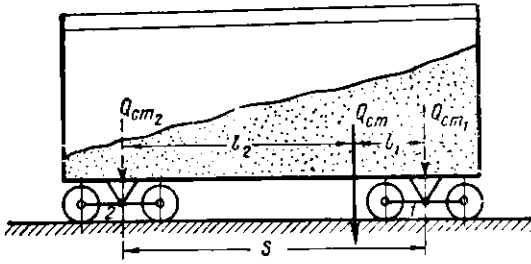
и продольная горизонтальная

$$Q_n = 0,2 Q_{бр} \text{ кг}. \quad (75)$$

Нагрузка от центробежной силы и давления ветра. Горизонтальные боковые силы

$$P_r = P_c + P_v \text{ кг}$$

Рис. 216. Схема распределения нагрузки между тележками вагона



(значения P_c и P_v см. на стр. 222) наклоняют кузов вагона до тех пор, пока боковые скользуны, расположенные на шкворневой балке, не соприкоснутся со скользунами надрессорной балки. При этом возникает реакция, направленная вверх и создающая возвращающий момент (рис. 217, а). В этом случае кузов будет опираться не только на подпятники, но и на пару скользунов, по одному на передней и задней тележках, передавая на них часть нагрузки. Нагрузка на один скользящий подсчитывается следующим образом.

Перенесем силу P_r параллельно самой себе в плоскость шкворневых опор. Для этого, как известно, необходимо приложить в плоскости переноса две силы, равные по величине P_r , но противоположно направленные P'_r и P''_r . Силы P'_r и P''_r создают опрокидывающий момент $P_r h$ и заставляют наклоняться кузов вагона до тех пор, пока он скользунами рамы не будет опираться на скользуны надрессорных балок тележек. Тогда часть веса передастся на скользуны, реакции которых обозначим $Q_{св}$ (на один скользящий), а восстанавливающий момент $Q_{св} a$. На шкворневую опору будет действовать сила $Q_{ш} - Q_{св}$. Определим сумму моментов сил, действующих на кузов вагона, относительно точки O . Тогда из расчета на одну тележку получим

$$\frac{P_c + P_v}{2} h - Q_{св} a = 0,$$

откуда

$$Q_{св} = \frac{P_c + P_v}{2a} h \text{ кг}, \quad (76)$$

где P_c — центробежная сила, действующая на вагон, в кг;

P_v — давление ветра в кг;

a — расстояние между осями скользуна и подпятника в см;

h — расстояние по вертикали от результирующей горизонтальных сил P_r до плоскости подпятника в см.

Подпятник в этом случае получает разгрузку на величину давления на скользун — $Q_{св}$.

Все вертикальные силы, действующие на наддресорную балку, будут равны

$$Q_{ш} = Q_{ст} \beta + P_{и} \text{ кг,} \quad (77)$$

где β — динамический коэффициент, учитывающий возрастание нагрузки вследствие колебаний наддресорной балки и кузова на рессорах (см. стр. 225);

$P_{и}$ — вертикальная нагрузка от сил инерции, действующих на вагон (см. стр. 223), в кг.

Рассмотрим действие вертикальных сил при отсутствии боковых нагрузок (движение вагона на прямом горизонтальном пути при отсутствии ветра). В этом случае вертикальная нагрузка $Q_{ш}$ приложена к

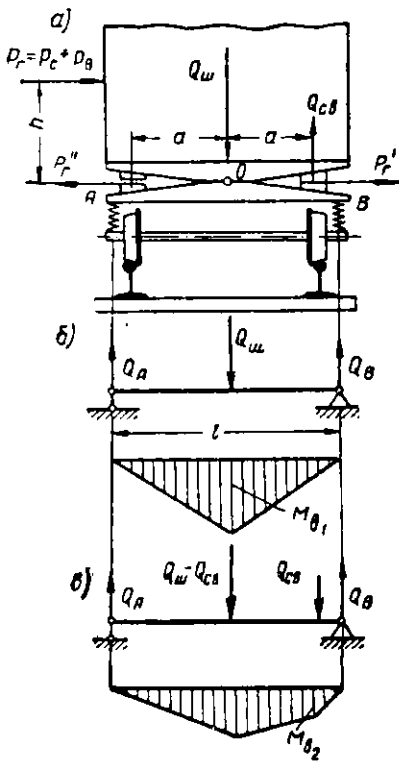


Рис. 217. Схема загрузки наддресорной балки

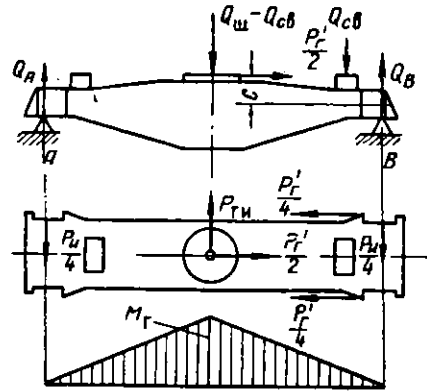


Рис. 218. Схема действия горизонтальных сил на наддресорную балку

центру подпятника наддресорной балки, свободно лежащей на двух опорах (рессорных комплектах) (рис. 217, б). Максимальный изгибающий момент от вертикальных сил действует в середине наддресорной балки и равен

$$M_{в1} = \frac{Q_{ш} l}{4} = \frac{\beta Q_{ст} + P_{и}}{4} l \text{ кгсм,} \quad (78)$$

где l — расчетная длина балки, равная расстоянию между центрами рессорных комплектов.

В случае движения вагона по кривому участку пути при наличии ветра кузов, как мы выяснили выше, наклонится, ляжет на боковые скользуну и при этом вертикальная нагрузка распределится между шкворневой опорой и скользуну (рис. 217, в).

Для определения реакции левой опоры Q_A составим уравнение моментов относительно правой опоры $\sum M_B = 0$

$$(Q_{ш} - Q_{св}) \frac{l}{2} + Q_{св} \left(\frac{l}{2} - a \right) - Q_A l = 0,$$

откуда

$$Q_A = \frac{Q_{ш} \frac{l}{2} - Q_{св} \frac{l}{2} + Q_{св} \frac{l}{2} - Q_{св} a}{l} = \frac{Q_{ш}}{2} - Q_{св} \frac{a}{l} \quad (79)$$

Реакцию правой опоры B определим, составляя уравнение моментов относительно левой опоры A , $\sum M_A = 0$.

$$-(Q_{ш} - Q_{св}) \frac{l}{2} - Q_{св} \left(\frac{l}{2} + a \right) + Q_B l = 0,$$

откуда

$$Q_B = \frac{Q_{ш} \frac{l}{2} - Q_{св} \frac{l}{2} + Q_{св} \frac{l}{2} + Q_{св} a}{l} = \frac{Q_{ш}}{2} + Q_{св} \frac{a}{l}. \quad (80)$$

Изгибающий момент посередине равен

$$M_{B_1} = Q_A \frac{l}{2} = \frac{Q_{ш} l}{4} - \frac{Q_{св} a}{2} \text{ кгсм}. \quad (81)$$

Как видно из выражения (81), момент в среднем сечении в этом случае меньше, чем в первом [см. формулу (80)] на величину $\frac{Q_{св} a}{2}$. Поэтому для расчета надрессорной балки в среднем сечении принимается первая схема действия сил, т. е. без боковой нагрузки.

В сечении балки в месте установки скользуна (см. рис. 217, е) при второй схеме действия сил создается больший момент, чем при первой (см. рис. 217, б). Поэтому расчетный изгибающий момент для этого сечения будет равен

$$\begin{aligned} M_{B_2} &= Q_B \left(\frac{l}{2} - a \right) = \left(\frac{Q_{ш}}{2} + Q_{св} \frac{a}{2} \right) \left(\frac{l}{2} - a \right) = \\ &= \frac{Q_{ш} l}{4} - \left(\frac{Q_{ш} a}{2} + \frac{Q_{св} a}{2} - \frac{Q_{св} a^2}{l} \right) \text{ кгсм}. \end{aligned} \quad (82)$$

Кроме рассмотренных сил, изгибающий момент в вертикальной плоскости будет создаваться горизонтальной силой.

Горизонтальная сила $\frac{P'_r}{2}$ изгибает и сжимает надрессорную балку (рис. 218), возникающие при этом напряжения сжатия и изгиба являются крайне малыми и поэтому их обычно не учитывают.

Основной силой, изгибающей балку в горизонтальной плоскости поперек ее продольной оси, является сила инерции, возникающая при экстренном торможении. Считают, что она воспринимается одновременно обеими тележками. Поэтому на одну тележку в плоскости шкворневой опоры действует горизонтальная сила

$$P_{гн} = \frac{Q_{ш}}{2} = \frac{0,2Q_{бр}}{2} = 0,1 Q_{бр}. \quad (83)$$

Максимальный момент от горизонтальной силы $P_{гн}$, действующий в среднем сечении, равен

$$M_{гн} = \frac{P_{гн} l}{4} = \frac{0,1Q_{бр} l}{4} = 0,025 Q_{бр} l \text{ кгсм}. \quad (84)$$

Выявив силовые факторы, действующие на надрессорную балку, и определив их максимальные значения, можно узнать напряжения, возникающие в надрессорной балке.

Напряжения от момента, изгибающего балку в вертикальной плоскости, составляют:

в среднем сечении

$$\sigma_{x_1} = \frac{M_{B_1}}{W_{x_1}} \text{ кг/см}^2, \quad (85)$$

в сечении по скользяну

$$\sigma_{x_1} = \frac{M_{B_2}}{W_{x_1}} \text{ кг/см}^2, \quad (86)$$

где W_{x_1} и W_{x_2} — соответственно моменты сопротивления сечений посередине и по скользянам относительно оси x в см^3 .

Распределение напряжений в среднем сечении показано на рис. 219.

Напряжения от момента, изгибающего балку в среднем сечении в горизонтальной плоскости (рис. 220), равны:

$$\sigma_{y_1} = \frac{M_{Г_1}}{W_{y_1}} \text{ кг/см}^2, \quad (87)$$

в сечении в месте установки скользяна

$$\sigma_{y_1} = \frac{M_{Г_2}}{W_{y_1}} \text{ кг/см}^2, \quad (88)$$

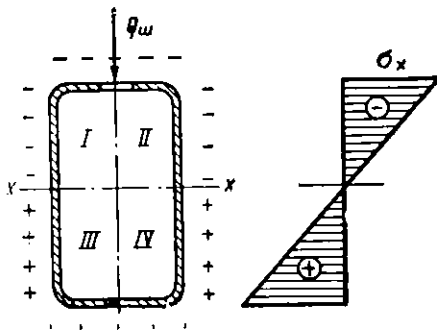


Рис. 219. Эпюра напряжений в сечении наддресорной балки от вертикальных сил

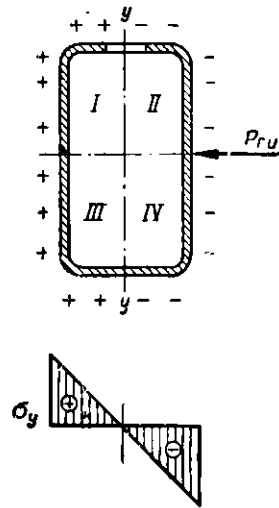


Рис. 220. Эпюра напряжений в сечении наддресорной балки от горизонтальных сил

где W_{y_1} и W_{y_2} — соответственно моменты сопротивления сечений посередине и по скользяну относительно оси y в см^3 .

Рассматривая рис. 219 и 220, мы видим, что в квадрантах II и III знаки напряжений совпадают. Следовательно, в этих квадрантах при принятом направлении сил материал наддресорной балки будет подвержен наибольшему напряжению, равным сумме напряжений от горизонтальных и вертикальных сил.

Поэтому можем написать для среднего сечения

$$\sigma_1 = \sigma_{x_1} + \sigma_{y_1}. \quad (89)$$

Аналогично для сечения в месте установки скользяна

$$\sigma_2 = \sigma_{x_1} + \sigma_{y_1}. \quad (90)$$

По условиям прочности конструкции эти суммарные напряжения не должны превышать предельно допустимых. Нормами для стали марки Ст. 3 $\sigma \leq 1550 \text{ кг/см}^2$, для литой — $\sigma = 1400 \text{ кг/см}^2$.

Напомним, что наддресорную балку рассчитывают по среднему сечению при отсутствии боковой нагрузки, а сечение в месте установки скользяна лишь проверяют с учетом действия боковых сил.

Расчет литой боковины

В литой стальной боковине тележки вследствие жесткости узлов изгибающие усилия передаются не только на пояса, к которым приложена нагрузка,

но и на другие элементы рамы, вызывая дополнительные напряжения от изгиба.

Взаимное влияние деформаций стержней создает дополнительные неизвестные усилия в стержнях, и число неизвестных получается больше, чем число уравнений статики. В этом случае говорят, что система статически неопределима, и для получения дополнительных уравнений применяют специальные методы расчета, одним из которых является метод сил.

Сущность расчета боковин методом сил состоит в следующем.

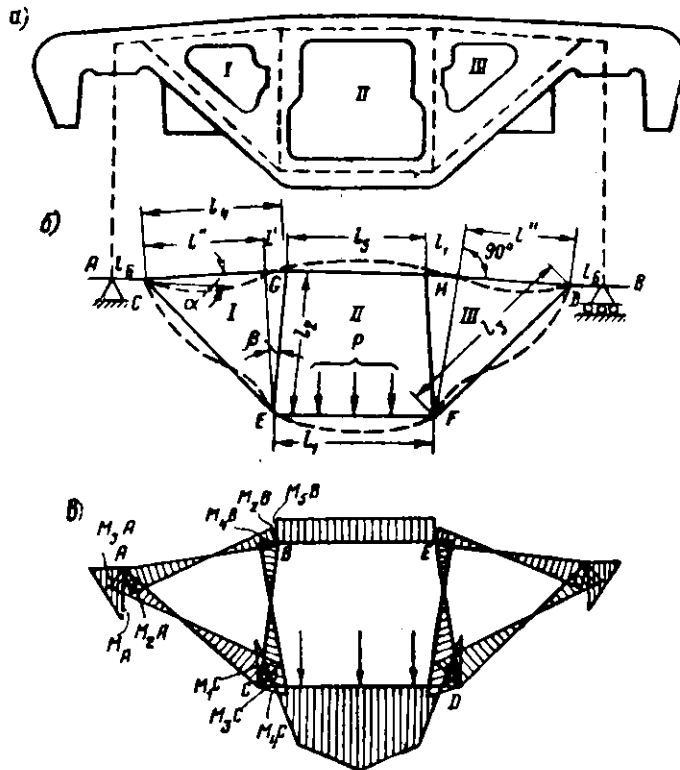


Рис. 221. Расчетная схема боковины тележки:
а — боковина; б — расчетная схема; в — окончательная эпюра моментов

1. Предварительно по опыту, на основе уже имеющихся конструкций или по приблизительному подсчету, выбирают основные линейные размеры боковины, углы наклона ее стержней, форму и размеры сечений всех ее элементов.

2. На основании этих данных составляют расчетную схему боковины, которая условно образуется осевыми линиями, проходящими через центры тяжести сечений элементов боковин; приводят линейные размеры и показывают схему действия нагрузки (рис. 221). Обычно считают, что нагрузка передается на нижний пояс в трех точках (для комбинированного рессорного комплекта) соответственно жесткости элементов рессорного комплекта.

3. Превращают расчетную схему в статически определимую систему путем устранения лишних связей. Для этого каждый замкнутый контур боковины разрезается в одном месте и внутренние силы, действующие в месте разреза, становятся, следовательно, внешними. Так как мы не знаем величин этих сил, то вынуждены в месте разреза прикладывать возможные силовые факторы — нормальные силы, поперечные силы, изгибающие моменты.

Учитывая, что левая и правая части разрезанного элемента должны остаться в положении равновесия, соответствующие силовые факторы, действующие

на правую и левую части элемента, должны быть равны по величине и иметь обратное относительно друг друга направление. Направление же силовых факторов, например справа от разреза, может быть выбрано любым, лишь бы оно было противоположно соответствующему силовому фактору слева от разреза. Правильно ли выбрано направление, покажет нам знак перед числовым значением данного силового фактора, который мы получим в процессе решения задачи. Эту уже статически определимую систему, в которой внешними силами являются теперь не только нагрузка, но и неизвестные силовые факторы в разрезах, называют основной системой.

4. Для основной системы записывают систему уравнений с числом уравнений, равным числу неизвестных усилий. Решая систему уравнений, находят неизвестные силовые факторы. Уравнения записывают исходя из следующего принципа. Относительное перемещение стержня в месте его разреза от суммы всех действующих внешних и внутренних сил, т. е. внешней нагрузки и неизвестных силовых факторов, должно равняться нулю, так как в действительности боковина не имеет этих разрезов и, следовательно, отсутствует относительное перемещение стержня в местах мнимого разреза.

5. Определив неизвестные силовые факторы, строят окончательные полные эпюры изгибающих моментов, поперечных и нормальных сил. Затем подсчитывают напряжения от изгиба, растяжения (сжатия) и среза исходя из предварительно выбранных размеров и форм сечений элементов боковины и полученных эпюр. По результатам подсчета напряжений корректируют размеры поперечных сечений.

Для составления понятия о работе стержней в литых боковинах ниже приводится только результат расчета. Литая боковина, схематически изображенная тонкими линиями на рис. 221, б, имеет точки опоры A и B и равномерно нагружена на участке l_1 нижнего стержня EF . Под действием этой нагрузки все стержни изогнутся, как это показано на рис. 221 б, в сильно преувеличенном виде, штриховыми линиями.

Величина моментов, изгибающих каждый стержень, изображена в масштабе на рис. 221, в, из которого видно, что наибольшие моменты возникают в середине нижнего пояса и в точках A и B , где сечения соответственно усилены. Эпюры моментов показаны со стороны растянутых волокон.

Расчет главных частей тележек пассажирских вагонов

Расчет надрессорной балки

Надрессорная балка представляет собой балку, свободно лежащую на двух опорах. В отличие от тележек грузовых вагонов скользуны у пассажирских тележек обычно располагаются непосредственно над опорами (эллиптическими рессорами или пружинами). Это оказывает существенное влияние на расчет надрессорной балки пассажирской тележки, так как освобождает от необходимости проверять ее на прочность в сечении под скользуном. Из рис. 222 ясно, что независимо от распределения нагрузок на надрессорную балку изгибающий момент под скользунами от вертикальных сил всегда будет равен нулю. Действительно, в случае нагрузки только на подпятник реакции будут равны

$$A = B = \frac{Q_{\text{ш}}}{2}, \quad (91)$$

максимальная величина изгибающего момента будет

$$M_{\text{макс}} = \frac{Al}{2} = \frac{Q_{\text{ш}}l}{4}, \quad (92)$$

а величина моментов на опорах

$$M_A = M_B = 0. \quad (93)$$

В случае распределения нагрузки на подпятник и на один из скользунов, например B , будем иметь $A + B = 0$, но $A < B$ и $M'_{\max} = A \frac{1}{2} < \frac{Q}{2} \cdot \frac{l}{2}$,

т. е. $M'_{\max} < M_{\max}$, моменты же над опорами по-прежнему равны нулю

$$M'_A = M'_B = 0.$$

Из этого следует, что в расчете на прочность должна быть принята нагрузка первого вида (M_{\max}) и расчетные формулы такие же, как и для тележек грузовых вагонов, т. е. формулы (77), (83), (84), (85), (87) и (88).

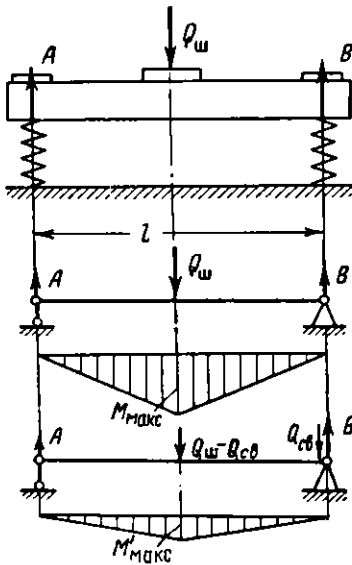


Рис. 222. Схема наддресорной балки тележки пассажирских вагонов

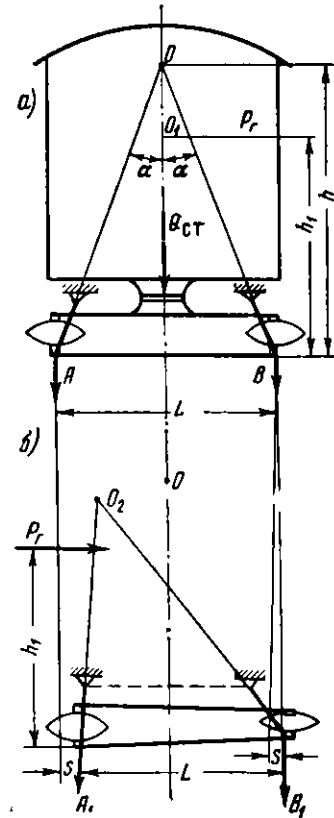


Рис. 223. Схема люльчатого подвешивания

Расчет люльчатого устройства

Расчет смещений люльчатого устройства. При проектировании люльки ее геометрические размеры необходимо выбирать так, чтобы при максимально возможных поперечных отклонениях люльки от положения равновесия не происходило ударов торца наддресорной балки о продольную балку рамы тележки.

Обозначим через S поперечное смещение люльки под действием горизонтальной силы P_r (рис. 223, б). На рис. 223, б видно, что в этом случае происходит смещение всей люльки, т. е. смещение подвесок, изменение угла их наклона, смещение точки пересечения подвесок (полюса) из положения O в положение O_2 . Вертикальные нагрузки на рессоры при этом также изменяются.

Если величины их (рис. 223, а) были $A = B = \frac{Q_{ст}}{2}$, то после смещения люльки (рис. 223, б) они стали равны

$$A_1 = \frac{Q_{ст}}{2} - \frac{P_r h_1}{L}, \quad (94)$$

$$B_1 = \frac{Q_{ст}}{2} + \frac{P_r h_1}{L}. \quad (95)$$

[Формула выводится аналогично формулам (79), (82)],
 где P_r — горизонтальная сила, приходящаяся на одну тележку, равная

$$P_r = \frac{P_c + P_v}{2}, \tag{96}$$

$Q_{ст}$ — статическая нагрузка вагона на одну тележку [определяется по формуле (73)];

h_1 — высота точки приложения силы от уровня головки рельса;

L — расстояние между опорами рессор.

Отметим, что

$$A_1 + B_1 = \frac{Q_{ст}}{2} - \frac{P_r h_1}{L} + \frac{Q_{ст}}{2} + \frac{P_r h_1}{L} = Q_{ст}. \tag{97}$$

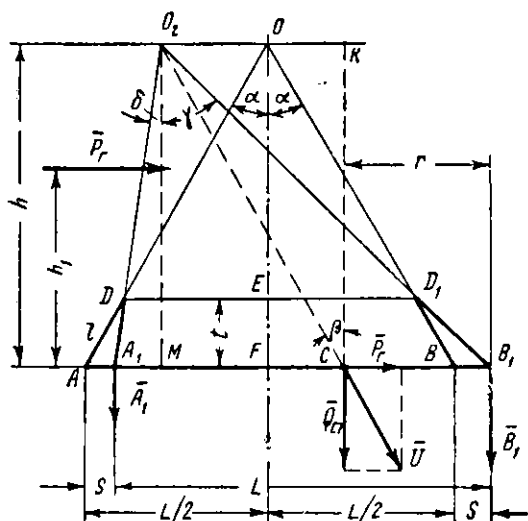


Рис. 224. Схема для расчета бокового перемещения люльки

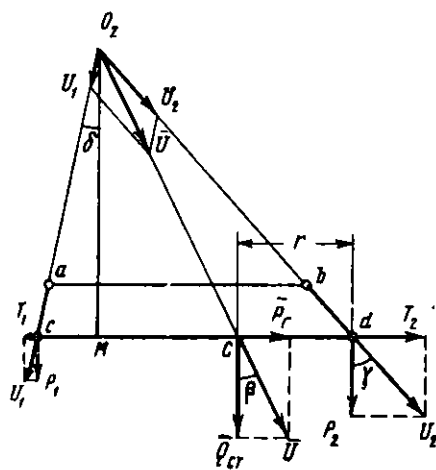


Рис. 225. Схема для расчета возвращающей силы люльечного подвешивания

На рис. 223, б показано действие сил на люльечное устройство, что позволяет вывести зависимости между силами, геометрическими размерами и перемещениями люльки. Для упрощения вычислений принимают (рис. 224), что при смещении люльки полюс подвесок перемещается из точки O в точку O_2 , не изменяя своего положения по высоте, и люлька, в свою очередь, переместившись в сторону, не нарушает параллельности наддрессорной и подрессорной балок.

Вначале определяют точку приложения равнодействующей сил $\bar{Q}_{ст}$ и \bar{P}_r ; $\bar{U} = \bar{Q}_{ст} + \bar{P}_r$. Черточки над значениями сил показывают, что силы складываются геометрически и определяется не только величина результирующей силы \bar{U} , но и ее направление.

Так как люлька (рис. 225) представляет собой шарнирно связанный четырехугольник и силы, воспринимаемые ею от кузова, передаются через рессоры непосредственно в шарниры c и d , то при этом в элементах люльки должны возникать напряжения растяжения или сжатия без изгиба, а для этого действующие силы должны быть направлены вдоль стержней строго по их оси. Так как люлька прикреплена к раме тележки своими верхними шарнирами, а нагрузка от кузова передается на нижние шарниры, то ясно, что равнодействующая сила и будет передаваться прежде на подрессорную балку, а затем на стержни ac и bd , составляющие равнодействующей силы \bar{U} . \bar{U}_1 и \bar{U}_2 будут направлены вдоль этих стержней, причем $\bar{U} = \bar{U}_1 + \bar{U}_2$.

В результате геометрических построений и соображений (см. рис. 224 и 225), а также алгебраических преобразований находится значение величины S — бокового смещения люльки

$$S = \frac{P_r}{Q_{ст}} \cdot \frac{l \cos \alpha \left(\frac{L}{2} \operatorname{ctg} \alpha - h_1 \right)}{\frac{L}{2} \operatorname{ctg} \alpha - l \cos \alpha + l \cos \alpha} = \frac{P_r}{Q_{ст}} l \left(\cos \alpha - \frac{2h_1}{L} \sin \alpha \right). \quad (98)$$

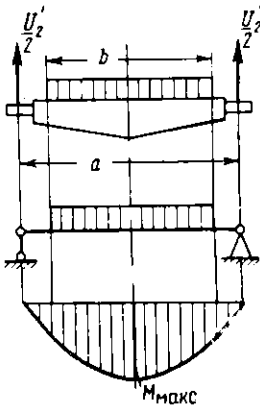


Рис. 226. Схема для расчета опорной балки

Из формулы (98) следует, что боковое смещение люльки тем больше, чем больше значения силы P_r и длина подвесок l и чем меньше значения угла α , так как, когда α стремится к 0, $\cos \alpha$ стремится к 1, а $\sin \alpha$ стремится к 0 и выражение в скобках стремится к своему наибольшему значению. Из формулы (98) также следует, что чем больше статическая нагрузка вагона $Q_{ст}$, тем меньше будут его боковые смещения S .

Расчет люлечных подвесок и опорных балок. Люлечная подвеска рассчитывается на наибольшую нагрузку U_2 (рис. 226), равную

$$U_2 = \frac{P_2}{\cos \gamma}.$$

При определении вертикальной нагрузки P_2 для данного случая следует вместо $Q_{ст}$ принимать максимальную вертикальную силу $(1 + K_d) Q_{ст} + P_n = Q$, определяемую по формуле, подобной формуле (77). Тогда, обозначив для данного случая P_2, P_2 , получим для одной подвески по формуле (95):

$$P'_2 = \frac{(1 + K_d) Q_{ст} + P_n}{2 \cdot 2} + P_r \frac{h_1}{2L}$$

и

$$U'_2 = \frac{P'_2}{\cos \gamma}. \quad (99)$$

Напряжения σ определяются в зависимости от величины силы U'_2 .
Условие прочности

$$\sigma = \frac{U'_2}{2F_n} \leq R_b \text{ кг/см}^2, \quad (100)$$

где F_n — расчетная площадь поперечного сечения подвески в см^2 ;

2 — коэффициент, учитывающий наличие двух подвесок с каждой стороны люльки;

R_b — допускаемое напряжение в кг/см^2 .

Так как подвески несут на себе кузов пассажирского вагона, то обычно их выполняют из прочных сортов стали, однако допускаемое напряжение принимают такое же, как для стали марки Ст. 3, чтобы иметь повышенный запас прочности.

Опорные (подлюлечные) балки рассчитываются по схеме, приведенной на рис. 226. Расчетными формулами являются:

$$M_{\max} = \frac{U'_2}{2} \cdot \frac{a}{2} - \frac{U'_2}{2} \cdot \frac{b}{4} = \frac{U'_2}{4} \left(a - \frac{b}{2} \right);$$

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W} \leq R_{\text{доп}} \text{ кг/см}^2. \quad (101)$$

6. РАСЧЕТ РАМ ВАГОНОВ

Для расчета рам вагонов на прочность существует два принципиально отличных метода:

1) рама рассматривается как одна сложная система с жесткими узлами связи между ее элементами. В этом случае она получается в зависимости от типа рамы много раз статически неопределимой и расчет ее ведется методом сил;

2) каждая балка рамы рассчитывается отдельно без учета совместной деформации балок. В этом случае рама является статически определимой системой как в отношении распределения нагрузок между балками, так и в отношении опорных реакций.

Расчет рам по второму методу отличается простотой; недостаток его заключается в неточности подсчетов, поэтому он является приближенным.

Схема расчета рам будет зависеть от принципиальных конструктивных особенностей деревянного или металлического кузова, а также от отсутствия кузова (платформы), от устройства ходовых частей вагона (тележек).

На раму каждого вагона действуют следующие основные силы:

статическая нагрузка вагона $Q_{ст}$;

нагрузки от ветра и центробежной силы, определяемые по формулам (14) и (16);

тяговое усилие, удар в автосцепку и буфера вагона;

динамическая нагрузка, вызываемая колебаниями вагона во время хода.

Динамическую нагрузку обычно определяют как произведение статической нагрузки и коэффициента динамичности β .

Рамы с хребтовой балкой являются наиболее распространенными в современных грузовых и пассажирских вагонах. При расчете таких рам ввиду жесткости всех элементов приходится учитывать совместную работу продольных и поперечных балок, так как они, воспринимая нагрузку от кузова, являются несущими. Поэтому рама представляет собой с точки зрения механики сложную статически неопределимую систему и для точного расчета ее требуется применение соответствующих методов, в частности, может быть применен метод сил, а при ориентировочном расчете — приближенный метод — метод отдельных балок.

При расчете рамы независимо от метода расчета необходимо предварительно выяснить, каким образом распределяется вертикальная статическая нагрузка между элементами рамы.

Распределение вертикальной статической нагрузки между элементами рамы

Различают две основные схемы распределения вертикальной нагрузки в зависимости от конструкции хребтовой балки и настила пола.

Крытые вагоны имеют настил пола, выполненный из уложенных поперек вагона досок. В этом случае настил пола можно рассматривать как балку, лежащую на трех опорах (рис. 227). Опорами служат две боковые и хребтовые балки. Нагрузка, передаваемая на опоры, распределяется соответственно величинам реакций опор трехопорной неразрезной балки. Реакции опор определяются на основании «теоремы о трех моментах».

При расчетах в большинстве случаев по этой схеме полезную нагрузку можно принимать распределенной равномерно по всей площади пола. При равномерно распределенной нагрузке уравнение трех моментов будет иметь вид

$$M_{n-1} l_n + 2M_n (l_n + l_{n+1}) + M_{n+1} l_{n+1} = -\frac{q}{4} (l_n^3 + l_{n+1}^3). \quad (102)$$

Для рассматриваемого случая $l_n = l_{n+1} = l$.

$$M_{n-1} = M_0; \quad M_n = M_2; \quad M_{n+1} = M_2; \quad (103)$$

$$q = \frac{Q}{2l} \text{ кг/см,}$$

где Q — вес груза в вагоне в кг; тогда

$$M_0 l + 2M_1(l + l) + M_2 l = -\frac{Q}{8l}(l^3 + l^3).$$

Опорные моменты на крайних опорах равны нулю $M_0 = M_2 = 0$, и уравнение примет вид

$$4M_1 = -\frac{Q}{4}l^2,$$

откуда

$$M_1 = \frac{Ql}{16} \text{ кг/см.}$$

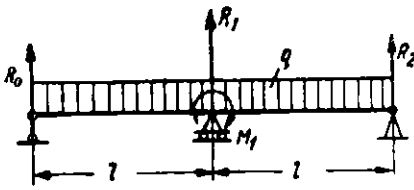


Рис. 227. Схема распределения нагрузки между хребтовой и боковыми балками крытого вагона

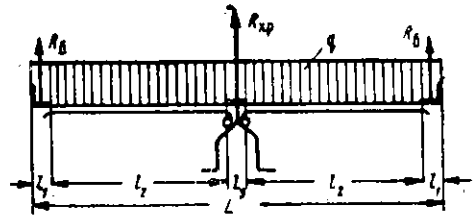


Рис. 228. Схема распределения нагрузки между хребтовой и боковыми балками у полувагонов

Реакцию средней опоры определяем по формуле

$$R_1 = R'_1 + \frac{M_0}{l_0} - M_1 \left(\frac{1}{l_1} + \frac{1}{l_2} \right) + M_2 \frac{1}{l_2} = R'_1 - \frac{2M_1}{l};$$

для нашего случая

$$R'_1 = \frac{q(l_1 + l_2)}{2} = ql = \frac{Q}{2} \text{ кг};$$

нагрузка, приходящаяся на хребтовую балку, будет

$$R_{xp} = R_1 = \frac{Q}{2} - \left(-\frac{Ql}{16} \right) \frac{2}{l} = \frac{5}{8} Q \text{ кг.} \quad (104)$$

Тогда на две боковые балки приходится нагрузка

$$R_0 + R_2 = Q - \frac{5}{8} Q = \frac{3}{8} Q \text{ кг};$$

на одну боковую балку

$$R_6 = R_0 = R_2 = \frac{3}{16} Q \text{ кг.} \quad (105)$$

Следовательно, в случае равномерно распределенной нагрузки вагона с настилом пола из досок, опирающихся на хребтовую и боковые балки, полезная нагрузка распределяется следующим образом: $\frac{5}{8} Q$ на каждую хребтовую балку и по $\frac{3}{16} Q$ — на боковые продольные балки.

Полувагоны имеют в полу люки, крышки которых шарнирно подвешены к хребтовой балке. В закрытом состоянии крышки с помощью специальных замков крепятся к боковым балкам и могут рассчитываться как обычные разрезные двухопорные балки (рис. 228).

Крышки люков воспринимают нагрузку лишь на длине l_2 . Часть нагрузки на длине l_3 передается непосредственно на хребтовую балку, а на длине l_1 — на боковую.

Нагрузки на балку (реакции опор) при расчете рам полувагонов определяются следующим образом:
для хребтовой балки

$$R_{xp} = q \left(l_3 + 2 \frac{l_2}{2} \right) = q (l_2 + l_3) \text{ кг}; \quad (106)$$

для боковой балки

$$R_{\delta} = q \left(l_1 + \frac{l_2}{2} \right) \text{ кг}, \quad (107)$$

где l_1 , l_2 и l_3 — линейные размеры (см. рис. 228).

Рассмотренные здесь основные случаи не исчерпывают всех возможных вариантов распределения нагрузок, среди которых могут встретиться и сосредоточенные силы, и неравномерно распределенная нагрузка, и другие комбинации нагрузок. Однако во всех этих случаях, прежде чем начать расчет рамы вагона, необходимо выяснить схему распределения нагрузок между хребтовой и продольными боковыми балками.

При расчете рамы следует учитывать, кроме нагрузки, передаваемой на раму через пол вагона, также нагрузки, непосредственно действующие на тот или иной элемент рамы. Так, вес боковых стен и крыши считается приложенным к боковым балкам, на которые они опираются: вес лобовых стен — к буферным брусьям, а вес автосцепного устройства и тормозных цилиндров — к хребтовой балке, на которой они укреплены, и т. д.

Приближенный расчет рамы методом отдельных балок

Пользуясь этим методом, расчет каждой балки рамы (хребтовой, шкворневой, буферных брусьев, средних поперечных и продольных балок) производят отдельно, без учета совместной деформации балок.

Хребтовая балка рассматривается как неразрезная балка, лежащая на жестких опорах, число которых равно числу несущих поперечных балок, включая шкворневые балки и буферные брусья.

Для расчета воспользуемся уравнением трех моментов, выраженным в общем виде для многоопорной балки с любым расположением нагрузок (рис. 229)

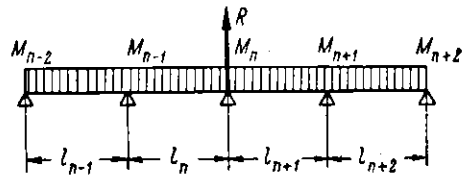


Рис. 229. Схема неразрезной балки на жестких опорах

$$M_{n-1} l_n + 2M_n (l_n + l_{n-1}) + M_{n+1} l_{n+1} = -\frac{6F_n a_n}{l_n} - \frac{6F_{n+1} b_{n+1}}{l_{n+1}}, \quad (108)$$

где M_{n-1} , M_n и M_{n+1} : — изгибающие моменты на соответствующих опорах $n-1$, n и $n+1$;

l_{n-1} , l_n и l_{n+1} — расстояние между опорами;

F_n и F_{n+1} — площадь эпюр изгибающих моментов на соответствующих пролетах от нагрузок, действующих на этих пролетах;

a_n — расстояние центра тяжести площади эпюры от левой для данного участка опоры;

b_{n+1} — расстояние центра тяжести эпюры от правой для данного пролета опоры.

Величины $\frac{6F_n a_n}{l_n}$ и $\frac{6F_{n+1} b_{n+1}}{l_{n+1}}$ приведены в табл. 29*. Составляя уравнение трех моментов последовательно для каждой пары смежных пролетов, получим столько уравнений, сколько промежуточных опор, т. е. соответственно числу неизвестных моментов. Решая совместно эти уравнения, определим моменты на опорах. Реакции опор определяются по следующему уравнению

$$R_n = C_n + \frac{M_{n-1}}{l_n} - M_n \left(\frac{1}{l_n} + \frac{1}{l_{n+1}} \right) + \frac{M_{n+1}}{l_{n+1}},$$

где C_n — реакция рассматриваемой опоры, определенная в предположении, что балка разрезана над опорами. Следовательно, в случае равномерно распределенной нагрузки

$$C_n = \frac{q(l_n + l_{n+1})}{2}.$$

Таблица 29

Значения величин правой части уравнения трех моментов (108)

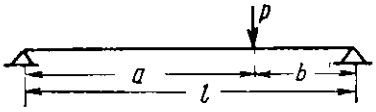
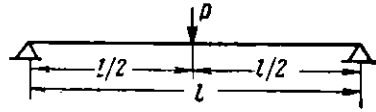
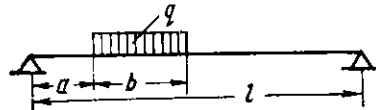
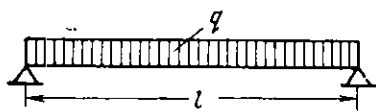
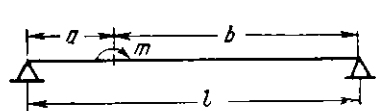
Схема нагрузки	Значения $\frac{6F_n a_n}{l_n}$ (нагрузка в левом пролете)	Значения $\frac{6F_{n+1} b_{n+1}}{l_{n+1}}$ (нагрузка в правом пролете)
	$+\frac{Pab(2a+b)}{l}$	$+\frac{Pab(2b+a)}{l}$
	$+\frac{3}{8}Pl^2$	$+\frac{3}{8}Pl^2$
	$+\frac{q[b^2(2l^2-b^2)}{4l} - \frac{a^2(2l^2-a^2)}{4l}]$	$+\frac{q[b^2(2l-b)^2}{4l} + \frac{a^2(2l-a^2)}{4l}]$
	$+\frac{ql^3}{4}$	$+\frac{ql^3}{4}$
	$-m\left(\frac{3a^2}{l} - 1\right)$	$+m\left(1 - \frac{3b^2}{l}\right)$

Схема загрузки хребтовой балки крытого большегрузного вагона с равномерно распределенной нагрузкой q_{xp} и сосредоточенной силой P (от веса тормозного цилиндра) показана на рис. 230.

Равномерно распределенная нагрузка q_{xp} на основании формулы (104) равна

$$q_{xp} = \frac{5}{8} \frac{Q}{L},$$

* Л. Н. Никольский. Теория и расчет вагонов. Машгиз, 1947.

где Q — общая нагрузка на всю поверхность пола;

L — общая длина хребтовой балки.

Как видно из схемы (см. рис. 230), моменты на крайних опорах M_0 и M_5 равны нулю. Моменты $M_1 = M_4$ и $M_2 = M_3$ вследствие симметрии хребтовой балки относительно ее середины. Таким образом, остаются неизвестными только два опорных момента: M_1 и M_2 . Пользуясь уравнением трех моментов, которое для пролетов l_1 и l_2 , а затем для l_2 и l_3 напишется в следующем виде (см. табл. 29):

$$2M_1(l_1 + l_2) + M_2 l_2 = -\frac{q_{xp}}{4}(l_1^3 + l_2^3);$$

$$M_1 l_2 + 2M_2(l_2 + l_3) + M_3 l_3 = \frac{q_{xp}}{4}(l_2^2 + l_3^2) - \frac{3}{8}Pl_3.$$

Имея два уравнения с двумя неизвестными, найдем значения M_1 и M_2 .

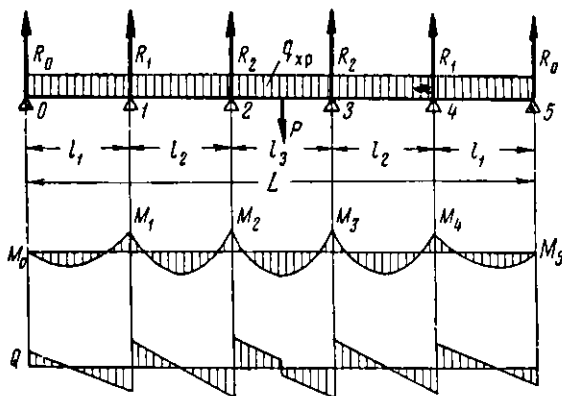


Рис. 230. Схема для расчета хребтовой балки на жестких опорах

Опорные реакции определим по формулам

$$R_0 = \frac{ql_1}{2} + \frac{M_1}{l_1}; \quad (109)$$

$$R_1 = \frac{q(l_1 + l_2)}{2} - M_1 \left(\frac{1}{l_1} + \frac{1}{l_2} \right) + \frac{M_2}{l_2}; \quad (110)$$

$$R_3 = \frac{q(l_2 + l_3)}{2} + \frac{M_1}{l_2} \left(\frac{1}{l_2} + \frac{1}{l_3} \right) + \frac{M_3}{l_3} + \frac{P}{2}. \quad (111)$$

Зная реакции, можно определить изгибающие моменты между опорами для любого сечения.

Найдем изгибающий момент в произвольном сечении первого пролета хребтовой балки (рис. 230)

$$M_{x1} = R_0 x_1 - \frac{q_{xp} x_1^2}{2}; \quad (112)$$

во втором пролете

$$M_{x2} = R_0 x_2 - \frac{q_{xp} x_2^2}{2} + R_1(x_2 - l_1); \quad (113)$$

в третьем пролете

$$M_{x_3} = R_0 x_3 - \frac{q_{кр} x_3^2}{2} + R_1 (x_3 - l_1) + R_2 (x_3 - l_1 - l_2), \quad (114)$$

где x_1 , x_2 и x_3 — расстояния от опоры O_{Δ} до рассматриваемого сечения балки.

Наибольший изгибающий момент в каждом пролете хребтовой балки определяется путем исследования уравнений (112), (113), (114) на максимум.

Определив все изгибающие моменты, построим их эпюры (рис. 230).

Напряжения от изгиба в вертикальной плоскости определяются для тех сечений, в которых изгибающие моменты имеют наибольшие значения. Величина напряжений $\sigma_{в}$ и $\sigma_{н}$ для верхних и нижних волокон поперечного сечения будет

$$\sigma_{в} = \frac{M}{W_{в}}; \quad \sigma_{н} = \frac{M}{W_{н}},$$

где $W_{в}$ и $W_{н}$ — моменты сопротивления сечения для верхних и нижних волокон.

При расчете хребтовой балки, кроме вертикальной нагрузки, необходимо учитывать влияние на ее прочность и действие продольных сил — силы удара в автосцепку P_y и тяговые усилия P_{τ} .

Уравнение прочности при центральном ударе имеет вид

$$P_y = F\sigma,$$

где F — площадь поперечного сечения хребтовой балки.

Однако при ударе в автосцепку осевая линия автосцепки не всегда совпадает с осью симметрии сечения хребтовой балки и может иметь место отклонение (эксцентриситет) на величину ϵ , при этом продольные силы P_y и P_{τ} , кроме сжатия и растяжения, вызывают дополнительный изгиб балки в вертикальной плоскости.

Величина изгибающего момента при эксцентричном ударе равна

$$M_y = P_y \epsilon.$$

Напряжения от сжатия и изгиба при действии силы удара для верхних и нижних волокон сечения

$$\sigma'_{в} = -\frac{P_y}{F\varphi} + \frac{P_y \epsilon}{W_{в}}; \quad \sigma'_{н} = -\frac{P_y}{F\varphi} - \frac{P_y \epsilon}{W_{н}}, \quad (115)$$

где φ — коэффициент продольного изгиба¹.

Напряжения при действии силы тяги

$$\sigma''_{в} = +\frac{P_{\tau}}{F} - \frac{P_{\tau} \epsilon}{W_{в}}; \quad \sigma''_{н} = +\frac{P_{\tau}}{F} + \frac{P_{\tau} \epsilon}{W_{н}}. \quad (116)$$

Суммарные расчетные напряжения в хребтовой балке от действия вертикальных и горизонтальных сил будут следующими: при действии силы удара P_y

$$\begin{aligned} \sigma_{в} &= +\frac{M}{W_{в}} - \frac{P_y}{F\varphi} + \frac{P_y \epsilon}{W_{в}} \text{ кг/см}^2; \\ \sigma_{н} &= -\frac{M}{W_{н}} - \frac{P_y}{F\varphi} - \frac{P_y \epsilon}{W_{н}} \text{ кг/см}^2; \end{aligned} \quad (117)$$

¹ С. Р. Дадько, И. И. Драйчик. Вагоностроение (справочное пособие). Машгиз, 1954, стр. 38.

при действии тягового усилия P_T

$$\sigma_{\text{в}} = + \frac{M}{W_{\text{в}}} + \frac{P_T}{F} - \frac{P_T \varepsilon}{W_{\text{в}}} \text{ кгс/см}^2; \quad (118)$$

$$\sigma_{\text{н}} = - \frac{M}{W_{\text{н}}} + \frac{P_T}{F} + \frac{P_T \varepsilon}{W_{\text{н}}} \text{ кгс/см}^2.$$

Шкворневая балка (рис. 231) при расчете рассматривается как консольная балка, жестко заделанная в хребтовую и на которую действуют следующие вертикальные силы:

нагрузка S , передаваемая на конец шкворневой балки от боковой стены, и равномерно распределенная нагрузка q от собственного веса.

Расчетный изгибающий момент от вертикальной нагрузки равен

$$M_1 = Sl_1 + \frac{ql_1^2}{2}. \quad (119)$$

Напряжения в расчетном сечении

$$\sigma = \frac{M_1}{W}, \quad (120)$$

где W — момент сопротивления поперечного сечения шкворневой балки.

Особенности расчета рамы платформы. Особенность расчета рам платформ обуславливается отсутствием у них стен, что заставляет усиливать боковые балки рамы, выполняя их в виде бруса равного сопротивления изгибу с таким расчетом, чтобы деформации хребтовой и боковых балок были примерно одинаковы.

При приближенном методе расчета рамы платформы изгибающие моменты от вертикальных сил считают для всей рамы как для обычной двухопорной балки (рис. 232, а). Общий изгибающий момент в сечении распределяют между хребтовой и боковыми балками прямо пропорционально их моментам инерции в данном сечении, т. е.

$$\frac{M_{\text{хр}}}{M_{\text{общ}}} = \frac{I_{\text{хр}}}{I_{\text{общ}}}. \quad (121)$$

Общий момент инерции равняется сумме моментов инерции хребтовой и двух боковых балок

$$I_{\text{общ}} = I_{\text{хр}} + 2I_6, \quad (122)$$

где $I_{\text{хр}}$ — момент инерции хребтовой балки;

I_6 — момент инерции боковой балки.

Из равенств (121) и (122)

$$M_{\text{хр}} = M_{\text{общ}} \frac{I_{\text{хр}}}{I_{\text{хр}} + 2I_6} \text{ кгсм}. \quad (123)$$

Подобным образом для боковой балки

$$M_6 = M_{\text{общ}} \frac{I_6}{I_{\text{хр}} + 2I_6} \text{ кгсм}. \quad (124)$$

Напряжения в хребтовой балке и боковых балках определяют по формулам

$$\sigma_{\text{хр}} = \frac{M_{\text{хр}}}{W_{\text{хр}}}; \quad \sigma_6 = \frac{M_6}{W_6}, \quad (125)$$

где $W_{\text{хр}}$ и W_6 — моменты сопротивления поперечного сечения соответственно хребтовой и боковой балок.

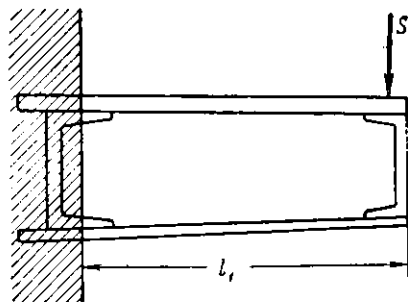


Рис. 231. Расчетная схема шкворневой балки

Точный расчет рамы платформы производится методом сил с учетом деформаций всех балок, в том числе и боковых.

Рама платформы, кроме расчета на равномерно распределенную по всему полу и равную грузоподъемности платформы нагрузку, проверяется на загрузку ее сосредоточенной нагрузкой, распределенной на небольшой длине l посередине платформы (рис. 232, б).

Особенности расчета рам цистерн. Котел цистерны опирается на раму в трех точках, из которых две находятся на шкворневых балках, а третья — на средней поперечной балке.

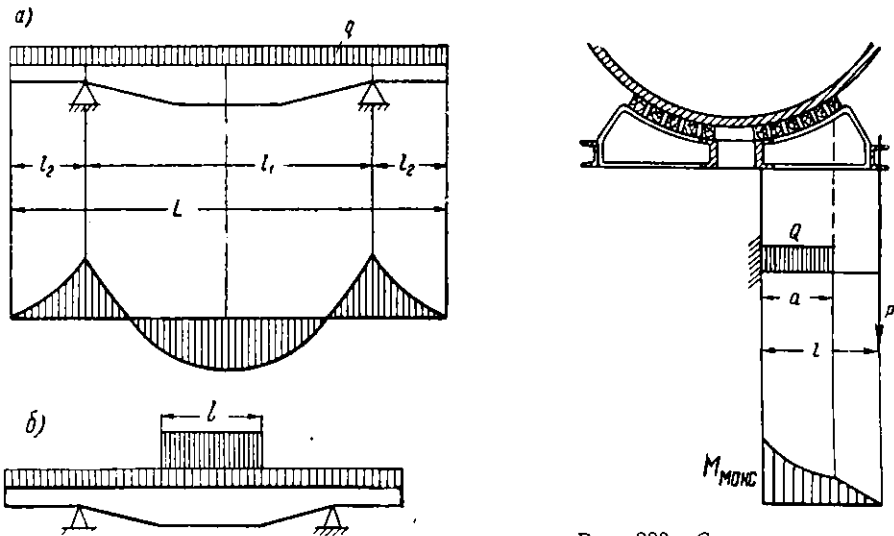


Рис. 232. Расчетные нагрузки для рамы платформ

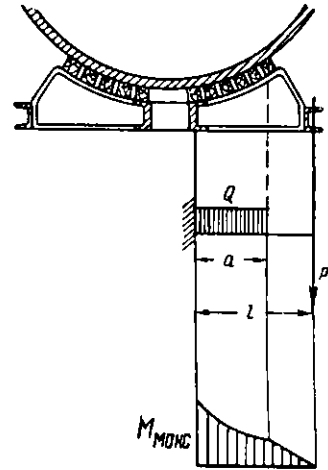


Рис. 233. Схема для расчета шкворневой балки рамы цистерны

Имея большую жесткость, котел цистерны передает вертикальные нагрузки лишь крайним опорам там, где рама опирается на тележки. Поэтому рама цистерны, за исключением шкворневых балок, почти не испытывает напряжений от вертикальных нагрузок. Большая жесткость котла позволяет использовать его для восприятия всех нагрузок, приходящихся на раму, что дает возможность создания безрамных цистерн.

Большинство цистерн обычно имеет рамы, которые служат главным образом для передачи тяговых и ударных нагрузок.

Основным элементом рамы, несущим вертикальную нагрузку от котла, является шкворневая балка. Схема ее загрузки (рис. 233) несколько отличается от схем загрузки шкворневых балок других типов вагонов.

Расчетная сила

$$Q = \frac{G + T}{4} \text{ кг,}$$

где G — вес перевозимой жидкости в кг;

T — вес котла цистерны в кг;

Q — равномерно распределенная на длине a нагрузка.

Кроме того, на конце шкворневой балки считают приложенной сосредоточенную силу P , равную половине веса боковой балки рамы.

Расчетным является максимальный момент в заделке $M_{\text{макс}}$

$$M_{\text{макс}} = \frac{Qa}{2} + Pl, \quad (126)$$

где a и l — размеры, показанные на рис. 233.

Напряжения в вертикальной плоскости определяются обычным методом как частное от деления изгибающего момента на момент сопротивления

$$\sigma = \frac{M}{W},$$

где W — момент сопротивления шкворневой балки в месте заделки.

Остальные балки рамы цистерны рассчитываются на тяговое усилие, передаваемое через автосцепку 150 t , и удар в автосцепку 250 t .

7. РАСЧЕТ КУЗОВА ВАГОНА

Расчет боковой фермы раскосно-стойечной конструкции на вертикальные нагрузки

Раскосно-стойечную металлическую конструкцию боковой фермы кузова имеют четырехосные крытые грузовые вагоны грузоподъемностью 60 и 50 t , полувагон грузоподъемностью 60 t , изотермические вагоны и другие типы вагонов.

Вертикальная нагрузка на боковую ферму складывается из следующих нагрузок:

равномерно распределенной по длине вагона части веса груза, приходящейся на боковую балку, определяемую по формуле (113) или (115) в зависимости от конструкции настила пола;

равномерно распределенной нагрузки от собственного веса боковой фермы, веса половины крыши и части веса пола вагона;

равномерно распределенной дополнительной нагрузки от опрокидывающего действия центробежной силы и давления ветра;

реакций X_1 со стороны поперечных балок рамы в виде сосредоточенных сил;

сосредоточенных сил от веса лобовых стен кузова и буферных брусьев.

Все эти нагрузки приводятся к сосредоточенным силам, действующим в узлах нижнего пояса боковой фермы, причем в расчет вводится коэффициент динамичности β для учета динамического действия всех этих сил.

При приближенном расчете боковая ферма рассматривается как статически определимая двухопорная система с шарнирным креплением стержней в узлах.

Определение усилий в стержнях в этом случае можно вести на основании уравнений статики для плоской системы. Рассчитывать ферму можно аналитическим путем, рассматривая равновесие каждого узла в отдельности или применяя метод Риттера, при котором рассматривают равновесие не отдельных узлов, а целых частей фермы, отсекая ее так, чтобы в сечении попали, например, три стержня, два из которых пересекались бы в одной точке. Затем составляют уравнение моментов относительно этой точки (точки Риттера) и находят неизвестное усилие в стержне, не проходящем через точку Риттера.

Еще более удобен графический метод, сущность которого заключается в построении многоугольников сил для каждого узла, совмещая их одинаковые стороны. В результате такое построение дает диаграмму Кремоны — Максвелла.

Рассмотрим расчет боковой фермы кузова большегрузного вагона (рис. 234), применив для этой цели способ Риттера в комбинации с методом вырезания узлов.

На боковую ферму действуют следующие силы:

а) Равномерно распределенная по длине фермы нагрузка от перевозимого груза, определяемая по формуле (105)

$$Q_1 = \frac{3}{16} G \text{ кг}, \quad (127)$$

где G — вес груза в кузове в кг.

б) Равномерно распределенная нагрузка от собственного веса боковой фермы, веса половины крыши и части веса пола, определяемая по формуле

$$Q_2 = G_1 + \frac{G_2}{2} + \frac{3}{16} G_3 \text{ кг}, \quad (128)$$

где G_1 — вес боковой фермы кузова в кг;

G_2 — вес крыши кузова в кг;

G_3 — вес настила пола кузова в кг.

в) Дополнительная равномерно распределенная нагрузка Q_3 от опрокидывающего действия силы ветра P_B и центробежной силы P_C (см. рис. 234). Сила Q_3 определится как сила, создающая восстанавливающий момент, противоположный опрокидывающему

$$Q_3 B = P_C h_1 + P_B h_2 \text{ кг}, \quad (129)$$

где Q_3 — восстанавливающая сила, действующая на боковую ферму кузова, в кг;

B — расчетная ширина вагона (расстояние между плоскостями ферм) в см;

h_1 и h_2 — расстояние точек приложения равнодействующих сил P_C и P_B от пола вагона в см.

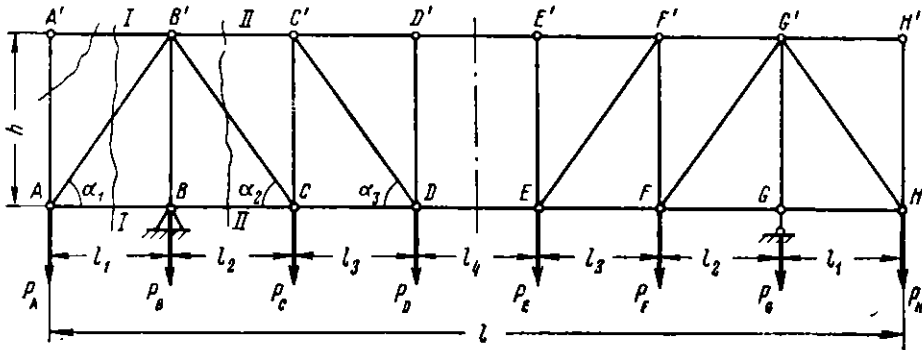


Рис. 234. Схема для расчета боковой фермы кузова большегрузного вагона

Из равенства (129) находим

$$Q_3 = \frac{P_C h_1 + P_B h_2}{B}. \quad (130)$$

Силы P_C и P_B определяются по формулам (14) и (16).

Интенсивность равномерно распределенных нагрузок равна

$$q_1 = \frac{Q_1 + Q_2}{l} \text{ кг/см} \text{ и } q_2 = \frac{Q_3}{l} \text{ кг/см},$$

где l — расчетная длина боковой фермы в см.

г) Реакция X_1 со стороны поперечных балок рамы вагона.

На боковую ферму в узлах A и H действуют силы X_1 , в узлах C и F силы X_2 , а в узлах D и E силы X_3 , определяемые при расчете рам.

д) Сосредоточенные силы от веса лобовых стен и буферных брусьев в узлах A и H , равные Q_4 .

$$Q_4 = G_4 + G_5 \text{ кг}, \quad (131)$$

где G_4 — вес лобовой стены вагона в кг;

G_5 — вес буферного бруса в кг.

Итак, сосредоточенные силы будут:
в узлах *A* и *H*

$$P_A = P_H = \frac{l}{2} (\beta q_1 + q_2) + \beta Q_4 + X_1 \text{ кг};$$

в узлах *B* и *G*

$$P_B = P_G = \frac{l_1 + l_2}{2} (\beta q_1 + q_2) \text{ кг};$$

в узлах *C* и *F*

$$P_C = P_F = \frac{l_2 + l_3}{2} (\beta q_1 + q_2) + X_2 \text{ кг};$$

в узлах *D* и *E*

$$P_D = P_E = \frac{l_3 + l_4}{2} (\beta q_1 + q_2) + X_3 \text{ кг},$$

где l_1, l_2, l_3 и l_4 — линейные размеры (по рис. 234).

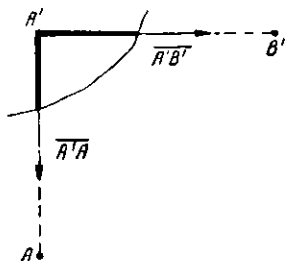


Рис. 235. Схема для расчета узла фермы *A'*

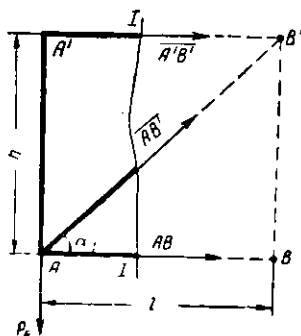


Рис. 236. Схема для расчета узла фермы *A*

Реакции опор в точках *B* и *G*

$$R_B = R_G = P_A + P_B + P_C + P_D \text{ кг}.$$

Приведя внутренние действующие силы к узлам и определив реакции опор, можно перейти к определению усилий в стержнях.

Усилия в разрезанных стержнях будем считать растягивающими, т. е. направленными от узла. В случае, если при решении получим отрицательное значение усилия, это будет означать, что в действительности усилие направлено к узлу, т. е. стержень сжат.

Стержень будем обозначать буквами, стоящими на его концах, например, стержень *A'B'* или *EF'* и т. д., а усилия в стержнях теми же буквами, но с чертой сверху, например, усилие в стержне *A'B'* обозначим $\overline{A'B'}$, а в стержне *EF'* — \overline{EF} и т. д.

Вырежем узел *A'* и рассмотрим его равновесие (рис. 235).

Из условия $\sum P_x = 0$ получим $\overline{A'B'} = 0$, а из условия $\sum F_y = 0$ получим $\overline{A'A} = 0$.

Далее проведем сечение *I—I* (см. рис. 234) и рассмотрим равновесие отрезанной части (рис. 236). Напишем выражение суммы моментов всех действующих на отсеченную часть сил относительно точки *B'* (точка Риттера); считая направление вращения около точки *B'* против часовой стрелки положительным $\sum M_{B'} = 0$,

$$\overline{A'B'O} + \overline{AB'O} + P_A l_1 + \overline{AB} h = 0,$$

откуда

$$\overline{AB} = -\frac{P_A l_1}{h},$$

т. е. усилие \overline{AB} в действительности сжимает стержень AB .

Для определения усилия $\overline{AB'}$ воспользуемся условием $\sum F_y = 0$, причем за положительное направление сил вдоль оси примем направление вверх,

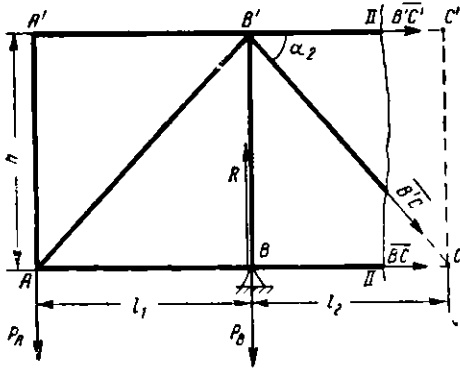


Рис. 237. Схема для определения усилий в стержнях $B'C'$, BC и $B'C$

тогда

$$-P_A + \overline{AB'} \sin \alpha = 0,$$

откуда

$$\overline{AB'} = \frac{P_A}{\sin \alpha_1}.$$

Проведем сечение $II-II$ (см. рис. 234) и рассмотрим равновесие отрезанной части (рис. 237).

Из выражений

$$\sum M_C = 0,$$

$$P_A(l_1 + l_2) + P_B l_2 - R l_2 - \overline{B'C'} h = 0$$

получим

$$\begin{aligned} \overline{B'C'} &= \frac{P_A l_1 + (P_A + P_B + R) l_2}{h} = \frac{P_A l_1 - (P_C + P_D) l_2}{h} = \\ &= P_A \operatorname{ctg} \alpha_1 - (P_C + P_D) \operatorname{ctg} \alpha_2. \end{aligned}$$

И далее из выражений

$$\begin{aligned} \sum M_{B'} &= 0; \\ P_A l_1 + \overline{BC} h &= 0 \end{aligned}$$

получим

$$\overline{BC} = -\frac{P_A l_1}{h} = -P_A \operatorname{ctg} \alpha_1,$$

т. е. в действительности сила \overline{BC} сжимает стержень BC и направлена к узлу B .

Из выражения

$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \\ -P_A - P_B + R - \overline{B'C} \sin \alpha_2 &= 0 \end{aligned}$$

получим

$$\overline{B'C} = \frac{-P_A - P_B + R}{\sin \alpha_2} = \frac{P_C + P_D}{\sin \alpha_2}.$$

Из условия равновесия узла B (рис. 238) $\sum F_y = 0$ найдем усилие $\overline{BB'}$ в стержне BB'

$$\overline{BB'} + R + P_B = 0,$$

откуда

$$\overline{BB'} = -(R - P_B) = -(P_A + P_C + P_D).$$

Произведя подобные операции для остальных стержней, получим выражения для определения усилий в них:

$$\begin{aligned} \overline{CD} &= (P_C + P_D) \operatorname{ctg} \alpha_2 - P_A \operatorname{ctg} \alpha_1; \\ \overline{BC} &= -P_A \operatorname{ctg} \alpha_1; \\ \overline{CC'} &= -P_D; \end{aligned}$$

$$\overline{C'D'} = P_A \operatorname{ctg} \alpha_1 - (P_C + P_D) \operatorname{ctg} \alpha_2 - P_D \operatorname{ctg} \alpha_3;$$

$$\overline{DD'} = 0;$$

$$\overline{C'D} = \frac{P_D}{\sin \alpha_3};$$

$$\overline{DE} = (P_C + P_D) \operatorname{ctg} \alpha_2 + P_D \operatorname{ctg} \alpha_3 - P_A \operatorname{ctg} \alpha_1;$$

$$\overline{D'E'} = P_A \operatorname{ctg} \alpha_1 - (P_C + P_D) \operatorname{ctg} \alpha_2 - P_D \operatorname{ctg} \alpha_3.$$

Все стойки, за исключением угловой и дверной, оказываются сжатыми, а раскосы при данной схеме фермы — растянутыми.

Определив усилия в стержнях фермы, найдем напряжения в них. В растянутых стержнях напряжения вычисляются по формуле

$$\sigma = \frac{P}{F} \text{ кг/см}^2, \quad (132)$$

где P — усилие в стержне в кг;

F — площадь поперечного сечения стержня в см^2 .

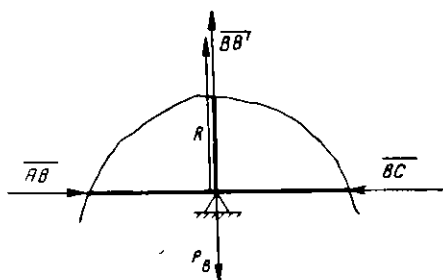


Рис. 238. Схема для расчета узла фермы В

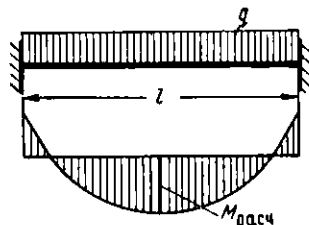


Рис. 239. Схема для расчета нижней панели фермы

Сжатые стержни рассчитывают с учетом продольного изгиба по формуле

$$\sigma = \frac{P}{\varphi F} \text{ кг/см}^2, \quad (133)$$

где φ — коэффициент понижения допускаемого напряжения для учета продольного изгиба стержня.

Панели нижнего пояса необходимо, кроме того, проверить на изгиб от распределенной нагрузки, передаваемой на них настилом пола. При расчете на изгиб от распределенной нагрузки панели рассматриваются как балки, обоими концами жестко закрепленные в узлах фермы (рис. 239).

Расчетный изгибающий момент определяется по формуле

$$M_{\text{расч}} = \frac{ql^2}{24} \text{ кгсм} \quad (134)$$

и напряжение по формуле

$$\sigma_q = \frac{M_{\text{расч}}}{W} \text{ кг/см}^2, \quad (135)$$

где W — момент сопротивления сечения нижнего пояса в см^3 .

Приведенный выше расчет боковой фермы выполнен в предположении, что стержни фермы имеют общие шарнирные узлы. Однако обычное конструктивное выполнение узла имеет вид, показанный на рис. 240, из которого видно, что в действительности нейтральные оси всех стержней, сходящихся в узле, не пересекаются в одной общей точке. Усилие раскоса I создает некоторый изгибающий момент верхней панели, поэтому ее и стойки следует рассчитывать также

и на этот местный изгиб. Приближенно можно рассматривать каждую панель как балку с жестко закрепленными в стойках концами (рис. 241).

Из схемы расчета панелей на дополнительный изгиб следует, что усилие

$$T = U \sin \alpha$$

и величина момента, изгибающего панель верхнего пояса и стойку, будут

$$M_e = T \frac{e(l-e)^2}{l^2} \text{ кгсм.} \tag{136}$$

Напряжения, вызываемые этим местным изгибом, могут иногда достигать довольно значительных величин. Так, например, за счет ликвидации этих напряжений, достигнутой улучшением центрирования узлов каркаса кузова четырехосного крытого грузового вагона, удалось повысить грузоподъемность с 50 до 60 т почти не изменяя его тары.

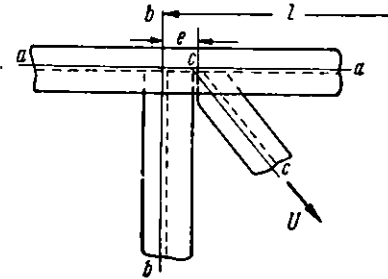


Рис. 240. Конструкция узла фермы

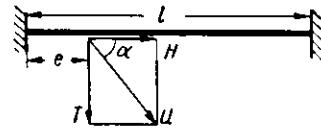


Рис. 241. Схема расчета панелей на дополнительный изгиб

Расчет на местный изгиб от нецентрированности узла панелей нижнего пояса, в случае если конструкция фермы обеспечивает растяжение раскосов, можно не производить, как как усилие T будет даже разгружать их.

Расчет боковой фермы на давление насыпных грузов

При загрузке вагонов насыпным грузом (зерно, уголь, руда, песок) стенки кузова испытывают распирающее давление от этого груза.

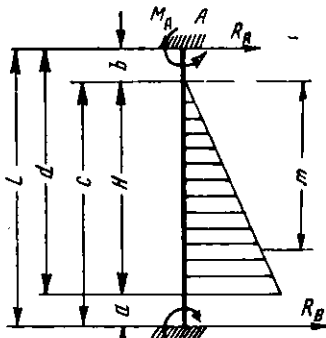


Рис. 242. Схема расчета элементов фермы (первый случай)

Величина распирающего усилия, приходящегося на 1 пог. м длины кузова, определена в разделе «Силы, действующие на вагон» формулой (11).

При расчете боковых ферм обычных неспециализированных вагонов распирающее усилие подсчитывают исходя из загрузки вагона зерном, так как при этом возникают усилия наибольшей величины [чем меньше α , тем больше P в формуле (11)]. При расчете специализированных вагонов распирающее усилие определяют исходя из загрузки вагона тем грузом, для которого он предназначен.

При расчете элементов фермы на прочность от распирающего давления насыпного груза необходимо различать два случая закрепления стоек и раскосов в направлении распирающей силы.

В первом случае: для крытого вагона приближенно можно принять, что стойки и раскосы рассматриваются как балки, жестко закрепленные с двух концов: одним концом в раме вагона, другим — к крышевой дуге. Элементы фермы рассчитываются по схеме, показанной на рис. 242.

На рис. 243 и 244 показаны пространственная эпюра и схема давления сыпучего груза для стоек и раскосов, у которых нагрузка имеет форму

клина (призмы) постоянной ширины. Расчетные формулы имеют следующий вид: момент на опоре *A* (см. рис. 242) у верхнего пояса фермы

$$M_A = \frac{2P_i}{H^2L^2} \left[\frac{Lc(c^3 - a^3)}{3} + \frac{(L + c)(a^4 + c^4)}{4} + \frac{c^5 + a^5}{5} \right],$$

момент на опоре *B* у нижнего пояса фермы

$$M_B = \frac{2P_i}{H^2L^2} \left[\frac{Lb(b^3 - d^3)}{3} + \frac{(L + b)(d^4 - b^4)}{4} + \frac{b^5 - d^5}{5} \right].$$

В этих формулах индекс *i* при *P* показывает, что на место *P_i* должны быть подставлены конкретные значения *P*, *P_{B'C}* и т. д., подсчитанные по соответствующим формулам.

Размер *a* равен толщине настила пола кузова.

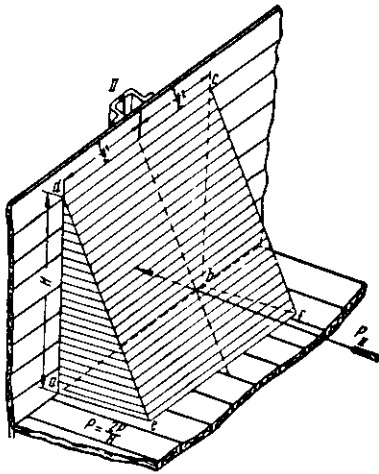


Рис. 243. Пространственная эпюра интенсивности давления, приходящегося на шкворневую стойку

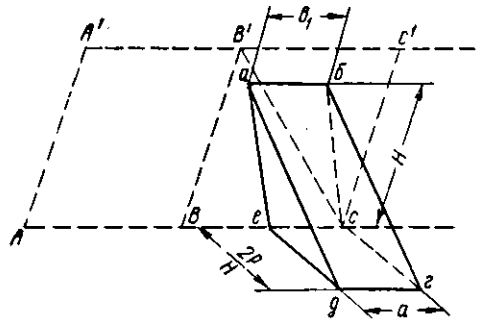


Рис. 244. Схема давления сыпучего груза на раскос *B'C*

Реакция опоры *A*

$$R_A = \frac{2P_i}{H^2L^2} \left[Lc(c^3 - a^3) + \frac{(3L + 2c)(a^4 + c^4)}{4} + \frac{2(c^5 - a^5)}{5} \right],$$

Максимальный расчетный изгибающий момент действует на расстоянии *m* от поверхности загрузки (рис. 242)

$$m = H \sqrt{\frac{R_A}{P_i}};$$

он равен

$$M_m = M_A = R_A \left(\frac{2}{3} m + b \right).$$

Для стоек и раскосов, у которых нагрузка имеет форму клина и прилегающих к нему пирамид (рис. 245 и 246), изгибающие моменты определяются для клина и пирамид отдельно и затем складываются.

Наибольший изгибающий момент от пирамидальной нагрузки *абижэ* (см. рис. 245) в месте заделки стержня вычисляется по формуле

$$M_B = \frac{2P d_1}{H^3L^2} \left[\frac{Lc^2(c^3 - a^3)}{3} - \frac{(2L + c)(c^5 - a^4c)}{4} + \frac{(L + 2c)(c^5 - a^5)}{5} - \frac{c^6 - a^6}{6} \right],$$

где *P* — нагрузка на 1 пог. м. Остальные обозначения даны на схемах.

Во втором случае для полувагона стойки и раскосы рассматриваются как балки, у которых нижний конец жестко заделан в раме вагона, а верхний свободен (рис. 247).

Момент на опоре B равен

$$M_B = P_i \left(\frac{H}{3} + a \right).$$

Здесь P_i — нагрузка на стержень фермы от распора в виде клина (призмы) постоянной ширины (см. рис. 243).

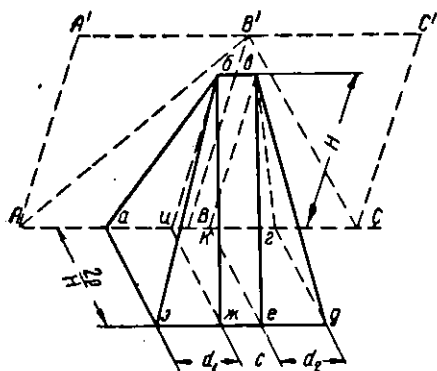


Рис. 245. Схема давления сыпучего груза на шкворневую стойку

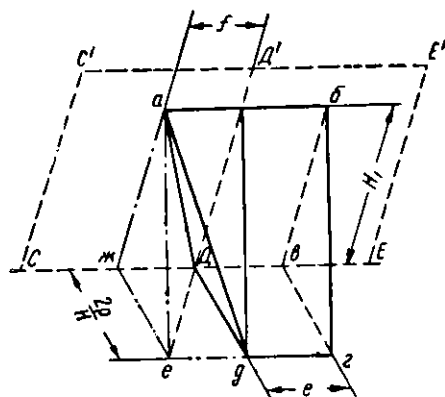


Рис. 246. Схема давления сыпучего груза на дверную стойку

Доски обшивки рассчитываются как балки, нагруженные равномерно распределенной нагрузкой q с концами, свободно лежащими на угловой и дверной стойках и закрепленными на промежуточных стойках по схеме рис. 248.

Наибольший изгибающий момент будет в этом случае на опоре B

$$M_B = -\frac{ql^2}{8} \text{ кгм,} \quad (137)$$

где l — длина панели фермы кузова в м.

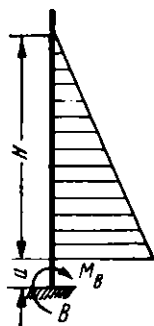


Рис. 247. Схема для расчета элементов фермы (второй случай)

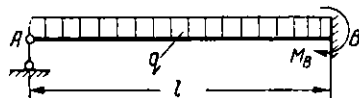


Рис. 248. Расчетная схема доски обшивки

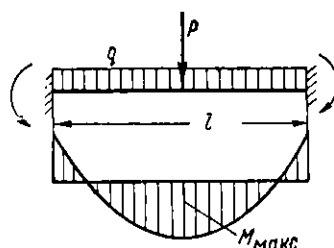


Рис. 249. Расчетная схема дуги крыши

Лобовые стены вагонов обычно не рассчитывают на нагрузки, приходящиеся на них, а выбирают по принятым нормам сечения их стоек (без учета угловых) или сечения гофрированного металлического листа, часто применяемого для устройства лобовых стен, причем эти сечения берутся из соображений главным образом аварийной прочности вагона в соответствии с типом вагона, характером груза и условиями эксплуатации.

Так, например, по рекомендациям ЦНИИ МПС и НИБ, сечения лобовых стоек (их должно быть не менее 2 шт.) в грузовых вагонах должны быть такими, чтобы суммарный момент сопротивления этих стоек (не считая угловых) относительно оси, параллельной буферному брусу, был бы не менее 150 см^3 .

Дуги крыши приближенно могут рассчитываться как балки, упруго заделанные по концам (рис. 249), причем момент упругой заделки принимают равным половине момента жесткой заделки.

Расчет ведется на сосредоточенную силу P от веса одного человека (80 кг) и равномерно распределенной нагрузки от собственного веса потолочной дуги, веса деревянной обшивки и кровли, приходящихся на одну дугу.

Расчетный изгибающий момент посередине дуги (с учетом влияния упругой заделки)

$$M_{\max} = \frac{3Pl}{16} + \frac{ql^2}{12} \text{ кгсм}, \quad (138)$$

где l — расчетная длина дуги.

Понятие о расчете кузова грузового вагона с металлическими стенами

В настоящее время с металлическими стенами строятся шестиосные большегрузные полувагоны и грузовые вагоны некоторых других типов.

Сплошная стена обычно представляет собой гладкий металлический лист, прочно скрепленный со стойками кузова, а также с его верхней и нижней обвязками точечной сваркой или заклепками. Часто для придания большей жесткости листы изготовляют гофрированными.

Листы, идущие на боковые несущие стены, обычно изготовляют из мартеповской стали марки Ст.2 или Ст.3. В современном вагоностроении применяются для этих целей низколегированные стали, увеличивающие прочность кузова и уменьшающие его тару.

Однако при выборе марки низколегированных сталей необходимо учитывать при переменных нагрузках их повышенную чувствительность к надразам и предъявлять дополнительные требования к улучшению качества сварки.

При расчете несущей цельнометаллической стены расчетные нагрузки принимаются те же, что и для расчета фермы боковой стены раскосно-стойечной конструкции.

Различают два случая напряженного состояния панелей боковой стены: панели, работающие без потери устойчивости и с потерей устойчивости.

В первом случае стена работает как обычная сплошная балка. Во втором распределение напряжений нарушается, но это еще не свидетельствует о разрушении стены. На поверхности панели обшивки, укрепленной по периметру двумя стойками верхней и нижней обвязкой, образуются диагональные волны в результате действия касательных напряжений τ , превышающих некоторую критическую величину $\tau_{кр}$. Аналогию этого явления можно наблюдать в бумажном листе, зажатом по краям с двух противоположных сторон. При сдвиге этих сторон относительно друг друга на поверхности листа также образуются диагональные волны. Критическое значение касательных напряжений существенно зависит от размеров и конфигурации панели, а также от способа закрепления ее по периметру. Формулы теории упругости дают возможность подсчитать как критическое значение касательных напряжений $\tau_{кр}$, при которых стена теряет устойчивость, так и действительные напряжения τ .

Если действительные касательные напряжения τ окажутся меньше критических $\tau_{кр}$, то обшивка сохраняет устойчивость, если же действительные напряжения больше, то обшивка работает с потерей устойчивости.

Запас устойчивости определяют коэффициентом запаса устойчивости

$$n = \frac{\tau_{кр}}{\tau}.$$

Для первого случая устойчивость сохраняется

$$\tau < \tau_{кр} \text{ и } n = \frac{\tau_{кр}}{\tau} > 1.$$

Для второго случая устойчивость нарушается

$$\tau \gg \tau_{кр} \text{ и } n = \frac{\tau_{кр}}{\tau} \ll 1.$$

Понятие о расчете цельнометаллического кузова вагона

Расчет цельнометаллического кузова, проведенный обычным методом распределения нагрузок между рамой вагона и боковыми стенами, весьма приближенно отразит действительную картину работы кузова и не позволит использовать рациональные свойства сооружения, заложенные в самой конструктивной схеме вагона как длинной коробчатой балки с замкнутым сечением.

Для правильного расчета данной конструкции необходимо рассматривать условия ее работы в целом, не выделяя рамы и боковых стен.

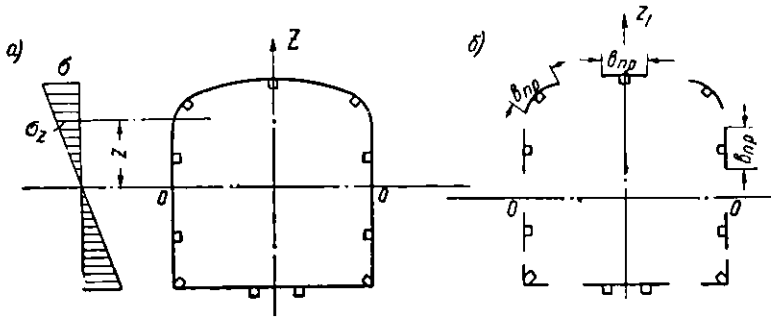


Рис. 250. Схема поперечного сечения кузова ЦМВ:
а — действительное; б — приведенное

Отметим, что цельнометаллический кузов во многом напоминает конструкцию фюзеляжей и крыльев современных самолетов и корпусов судов. Это позволяет использовать для расчета таких кузовов теоретические выводы и экспериментальные результаты исследований соответствующих конструкций самолетов и кораблей.

Рассмотрим расчет цельнометаллического кузова на вертикальную статическую нагрузку. Весь кузов представляет собой коробчатую балку с тонкой стенкой, лежащую на двух опорах — подпятниках. Предположим, что поперечное сечение кузова симметрично относительно вертикальной оси (рис. 250). Листы обшивки совершенно гладкие, а боковые стены имеют одинаковое количество оконных вырезов и дверных проемов. Все элементы кузова имеют одинаковый модуль упругости E ; отсутствуют дополнительный изгиб и кручение кузова (считаем, что равнодействующая вертикальных сил проходит через центр изгиба сечения). При увеличении нагрузки кузова все элементы претерпевают деформации в соответствии с законом Гука. При этих условиях можно считать, что напряженное состояние соответствует элементарной теории изгиба и нормальные напряжения по сечению кузова распределяются обычным образом, т. е. по закону прямой линии.

При этом верхний пояс средней части кузова, включающий крышу, будет сжат, а нижний — растянут. Нейтральная ось сечения займет положение $O-O$. Распределение напряжений определится формулой

$$\sigma = \frac{Mz}{I_0} \text{ кг/см}^2, \quad (139)$$

где M — изгибающий момент для данного сечения в кгсм ;

I_0 — момент инерции всего сечения относительно оси $O-O$ в см^4 ;

z — расстояние по вертикали от нейтральной оси до точки, где определяется напряжение, в см .

Такое положение сохраняется, как сказано выше, пока все элементы конструкции будут следовать закону Гука, т. е. не потеряют устойчивости, а вся нагрузка не достигнет определенной величины, соответствующей критическому напряжению для какого-либо из сжатых элементов, обычно для части обшивки.

После того, как наступит потеря устойчивости обшивки, распределение напряжений для панели будет криволинейным. В середине панели обшивка будет иметь меньше напряжения, чем по краям (рис. 251). После этого работа конструкции в целом несколько изменится. Однако и часть обшивки, потерявшая устойчивость, не только будет продолжать нести нагрузку, но эта нагрузка может даже увеличиваться.

Если изобразить графически зависимость напряжений от внешней нагрузки для любой точки сечения, то пока вся конструкция работает в области упругих деформаций и все элементы не теряют устойчивости, зависимость выразится прямой OA (рис. 252) с определенным углом наклона α_1 .

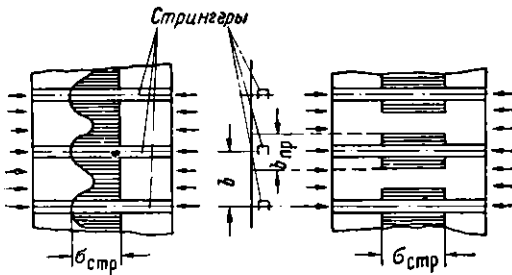


Рис. 251. Эпюра напряжений в сжатых панелях обшивки

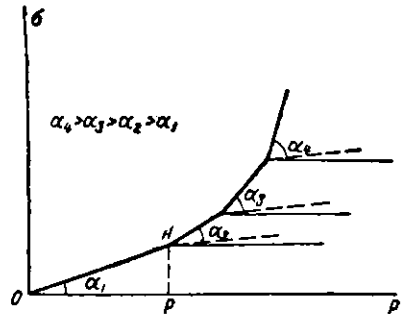


Рис. 252. График напряжений при потере устойчивости отдельными элементами кузова

По мере того как элементы сечения теряют устойчивость, кривая начинает разветвляться. Напряжения в элементах, потерявших устойчивость, изображены штриховыми линиями. Для всех остальных элементов сечения кривая будет подниматься все круче. Таким образом, кузов может воспринимать все возрастающую нагрузку вплоть до разрушения.

Величина разрушающей нагрузки на кузов весьма далека от нагрузки P , при которой началась местная потеря устойчивости.

Рассматривая расчет кузова, мы сделали допущение, что листы обшивки в ненагруженном состоянии совершенно гладкие. В действительности, по ряду технологических обстоятельств они всегда имеют начальную волнистость, что снижает для них величину критического напряжения, соответствующую началу потери устойчивости.

Сжатые листы работают аналогично листам, потерявшим устойчивость. Это обстоятельство учитывается при расчетах. Обшивка в растянутой зоне также по технологическим причинам и наличию начальной кривизны неполностью участвует в работе по восприятию нагрузки.

Практически степень участия обшивки по восприятию нагрузки в растянутой зоне рекомендуется принимать 60—80%.

Чтобы при расчете можно было учесть перечисленные выше обстоятельства и на всем диапазоне расчетных нагрузок применить расчетную формулу (139), вводится понятие о редуционных коэффициентах φ , с помощью которых учитывается степень участия обшивки, потерявшей устойчивость в восприятии нагрузки.

В момент инерции сечения I_0 вводится не вся площадь F обшивки, а некоторая приведенная площадь $F_{пр}$, эквивалентная ей с точки зрения участия ее в восприятии нагрузки.

Тогда редуционный коэффициент будет

$$\varphi = \frac{F_{пр}}{F} \tag{140}$$

Таким образом, напряжения, имеющие криволинейное распределение в обшивке, подкрепленной ребрами, приводятся к прямолинейным напряжениям (см. рис. 251), равномерно распределенным на приведенной ширине $b_{пр}$ у каждого стрингера.

Величину приведенной ширины можно подсчитать по формуле

$$b_{пр} = 1,9 \delta \sqrt{\frac{E}{\sigma_{стр}}} \text{ см}, \quad (141)$$

где δ — толщина обшивки в см;

E — модуль упругости материала в кг/см²;

$\sigma_{стр}$ — напряжение в стрингере (см. рис. 251) в кг/см².

Редукционный коэффициент подсчитывается по формуле

$$\varphi = 1,9 \frac{\delta}{b} \sqrt{\frac{E}{\sigma_{стр}}}, \quad (142)$$

где b — расстояние между соседними подкрепляющими ребрами в см.

Значения $b_{пр}$ и φ , подсчитанные по формулам, справедливы лишь для совершенно гладких листов. Для листов, имеющих предварительную технологическую волнистость, значения редукционного коэффициента φ , как показывает опыт, снижаются в 2—3 раза¹.

Таким образом, мы можем определить приведенную ширину для всех сжатых панелей обшивки. Поперечное сечение кузова, для которого вычисляется расчетный момент инерции, будет выглядеть, как показано на рис. 250, б. Момент инерции сечения, показанного на этом рисунке, называется приведенным моментом инерции $I_{пр}$. При вычислении его следует также учитывать, что в растянутых элементах поперечного сечения кузова обшивка полностью принимает участие в работе вследствие наличия начальной волнистости. По сравнению с целым сечением кузова (см. рис. 250) нейтральная ось изменит свое положение (переместится вниз) вследствие изменения эффективной площади поперечного сечения.

Основным уравнением для определения напряжения в среднем расчетном сечении кузова будет

$$\sigma = \frac{Mz}{I_{пр}} \leq R_n \text{ кг/см}^2, \quad (143)$$

где M — изгибающий момент в данном сечении в кгсм;

$I_{пр}$ — приведенный момент инерции в см⁴;

z — расстояние по вертикали от нейтральной оси $O-O$ (см. рис. 250, б) до точки, в которой определяется напряжение, в см;

R_n — допускаемое напряжение на изгиб в кг/см².

Полный расчет кузова, кроме определения напряжений в расчетном сечении, должен включать расчеты на местную прочность и устойчивость всех стержней и панелей.

Важнейшим условием при проектировании вагонов является улучшение их конструкций и снижение тары.

Этого условия можно достичь применением штампованных специальных профилей с высокими прочностными характеристиками, профилей и листов из легированных сталей, легких сплавов, а также сокращением количества деталей, усовершенствованием литейной технологии, более тщательным расчетом частей вагона.

8. РАСЧЕТ КОТЛА ЦИСТЕРНЫ

Цистерны, предназначенные главным образом для перевозки жидких грузов, имеют горизонтально расположенный котел, опирающийся на шкворневые балки.

¹ Для гофрированной обшивки с направлением гофров вдоль вагона редукционный коэффициент φ принимается равным единице, а поперек вагона — нулю.

Основными нагрузками, действующими на котел, являются: статическая нагрузка от веса груза и собственного веса котла; внутреннее избыточное давление, которое имеется в герметически закрытом котле при перевозке специальных грузов или при испарении жидкости, а также создаваемое при гидравлическом испытании котла; продольная сила инерции, возникающая при ударах в автосцепку и при экстренном торможении, результатом чего является удар жидкости в днище цистерны.

Этими нагрузками не ограничивается многообразие силовых факторов, действующих на котел цистерны, поэтому расчет его на эти три основные нагрузки будет приближенным, что вызывает снижение допустимых напряжений.

Вследствие значительной жесткости котла по сравнению с жесткостью продольных балок рамы котел почти целиком воспринимает вертикальную нагрузку, а рама — главным образом ударно-тяговые нагрузки.

При расчете на статическую нагрузку котел рассматривается как двухопорная балка, нагруженная равномерно распределенной нагрузкой.

Напряжения от изгиба определяются по формуле

$$\sigma_0 = \frac{M}{W} \text{ кг/см}^2, \quad (144)$$

где M — изгибающий момент в кгсм ;

W — момент сопротивления поперечного сечения котла в см^3 .

Момент сопротивления котла изгибу берется, как для кольца, по формуле

$$W = \frac{\pi (D_{\text{нар}}^4 - D_{\text{вн}}^4)}{32} \text{ см}^3,$$

где $D_{\text{нар}}$ — наружный диаметр котла в см ;

$D_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр котла в см .

Напряжения от внутреннего давления в котле определяются по известным формулам Лапласа для расчета котлов.

Растягивающие напряжения σ_1 для сечения $I-I$ по образующей котла (см. рис. 253)

$$\sigma_1' = \frac{pD_{\text{вн}}}{2\delta} \text{ кг/см}^2, \quad (145)$$

где p — избыточное давление в котле в кг/см^2 ;

$D_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр котла в см ;

δ — толщина стенки котла в см .

Растягивающие напряжения σ_2 для сечения $II-II$, перпендикулярного оси котла,

$$\sigma_2' = \frac{pD_{\text{вн}}}{4\delta} \text{ кг/см}^2. \quad (146)$$

Растягивающие напряжения в днище котла

$$\sigma_3' = \frac{pR}{2\delta} \text{ кг/см}^2, \quad (147)$$

где R — внутренний радиус днища в см .

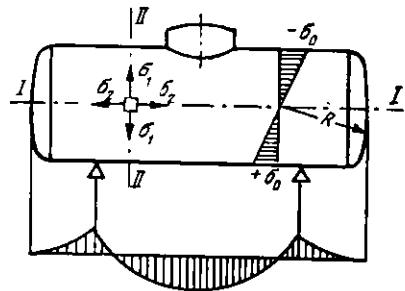


Рис. 253. Расчетная схема котла

Силу давления жидкости на днище при ударе в автосцепку и экстренном торможении можно определить по второму закону Ньютона

$$V = \frac{G}{g} j \text{ кг},$$

где G — вес жидкости в котле в кг;

g — ускорение силы тяжести, равное $9,81 \text{ м/сек}^2$;

j — величина ускорения (замедления) вагона в м/сек^2 .

Поскольку величину j трудно определить, то расчет обычно ведут для общепринятой силы удара в автосцепку, принимая, что сила удара распределяется пропорционально между весом самой жидкости, находящейся в цистерне, и весом котла цистерны

$$V = P_y \frac{G}{Q_{бр}} \text{ кг}, \quad (148)$$

где P_y — сила удара в автосцепку, равная 100 т ;

$Q_{бр}$ — вес вагона брутто (вес вагона + вес груза) в кг.

Среднее давление на поверхность днища

$$p_1 = \frac{V}{\frac{\pi D_{вн}^2}{4}} = \frac{4V}{\pi D_{вн}^2} \text{ кг/см}^2.$$

Растягивающие напряжения в днище от этого давления

$$\sigma_3'' = \frac{p_1 R}{2\delta} \text{ кг/см}^2. \quad (149)$$

Сила давления на днище будет создавать дополнительные растягивающие напряжения в сечении II—II. Эти напряжения рассчитываются по формуле

$$\sigma_2'' = \frac{V}{F_{кот}}, \quad (150)$$

где $F_{кот}$ — площадь поперечного сечения котла, равная

$$F_{кот} = \frac{\pi}{4} (D_{нар}^2 - D_{вн}^2) \text{ см}^2.$$

Наибольшие напряжения в днище котла будут

$$\sigma_3 = \sigma_3' + \sigma_3'', \quad (151)$$

в сечении II—II котла

$$\sigma_2 = \sigma_0 + \sigma_2' + \sigma_2''. \quad (152)$$

Контрольные вопросы

1. Охарактеризуйте силы, действующие на колесную пару во время движения вагона.
2. Какими методами производится расчет вагонной оси?
3. Как определяются основные размеры подшипников скольжения?
4. Как определяются максимальные напряжения в ролике подшипника качения?
5. Какие напряжения возникают в листах рессоры при ее нагружении?
6. По какой формуле определяется прогиб листовой рессоры?
7. Какие основные силы действуют на детали тележки и как они определяются?
8. Как производится расчет надрессорной балки?
9. В чем состоит сущность расчета рамы вагона методом отдельных балок с применением уравнений трех моментов?
10. Какие особенности расчета рам платформ?
11. Из каких сил складываются расчетные нагрузки на кузов крытого четырехосного грузового вагона?
12. В чем состоит сущность расчета кузова раскосно-стойечной конструкции крытого четырехосного вагона?

ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.

РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ УСТРОЙСТВО ВАГОНОВ

Глава I. Общие сведения о вагонах	3
1. Классификация вагонов	3
2. Основные части вагона и их назначение	8
3. Техничко-экономические характеристики вагонов	9
4. Габариты подвижного состава	10
5. Краткий исторический обзор отечественного вагоностроения	12
Глава II. Колесные пары	18
1. Назначение и устройство колесных пар	18
2. Оси	20
3. Колеса	23
4. Формирование колесных пар	28
5. Основные размеры сформированной колесной пары	33
6. Расположение и устойчивость колесных пар на рельсовом пути	34
Глава III. Буксовый узел	36
1. Назначение и типы букс	36
2. Буксы с подшипниками скольжения	36
3. Буксы с подшипниками качения	49
4. Буксовые лапы	62
Глава IV. Рессорное подвешивание	63
1. Назначение рессорного подвешивания	63
2. Конструкция рессор и пружин	64
3. Основные характеристики рессор и пружин	70
4. Материал для рессор и пружин	72
5. Изготовление рессор	72
6. Приемка и испытание рессор	74
7. Изготовление пружин	76
8. Приемка и испытание пружин	77
9. Увеличение срока службы рессор и пружин	78
10. Амортизаторы	78
11. Устройство рессорного подвешивания вагонов	81
Глава V. Тележки вагонов	84
1. Назначение и классификация тележек	84
2. Тележки грузовых вагонов	86
3. Тележки пассажирских вагонов	97
Глава VI. Рамы вагонов	110
1. Назначение и классификация рам	110
2. Рамы тележечных вагонов	110
3. Рамы нетележечных вагонов	121
Глава VII. Ударно-тяговые устройства	123
1. Назначение ударно-тяговых устройств	123
2. Классификация ударно-тяговых устройств	124
3. Назначение и устройство буферных приборов	124
4. Автосцепное устройство	125
5. Переходные приспособления для сцепления автосцепки с винтовой упряжью	140
Глава VIII. Кузова грузовых вагонов	141
1. Классификация и устройство кузовов	141
2. Кузова крытых вагонов	142

О Г Л А В Л Е Н И Е

	Стр.
3. Кузова вагонов для перевозки скота	151
4. Кузова полувагонов	152
5. Платформы	160
6. Транспортёры	163
7. Изотермические вагоны	164
8. Вагоны для перевозки живой рыбы	180
9. Цистерны	181
Глава IX. Кузова пассажирских вагонов	192
1. Основные типы вагонов и их планировка	192
2. Кузова цельнометаллических вагонов	198
3. Внутренняя обшивка и изоляция цельнометаллических вагонов	202
4. Двери и окна вагонов	205
5. Внутреннее оборудование вагонов	207
6. Устройство системы водоснабжения	209
 РАЗДЕЛ ВТОРОЙ РАСЧЕТ ВАГОНОВ 	
Глава I. Понятие о выборе типа, параметров и размеров вагонов	213
1. Выбор типов вагонов	213
2. Определение параметров вагонов	213
3. Определение линейных размеров вагонов	216
4. Определение строительных размеров подвижного состава	217
Глава II. Основные данные для расчета вагонов на прочность	220
1. Нагрузки, действующие на вагон	220
2. Определение положения центра тяжести вагона по высоте	226
3. Применяемые материалы и допускаемые напряжения	227
Глава III. Расчет основных частей вагонов	230
1. Расчет осей колесных пар	230
2. Расчет подшипников скольжения	236
3. Расчет роликовых подшипников	238
4. Расчет рессор и пружин	239
5. Расчет на прочность главных частей тележек	247
6. Расчет рам вагонов	257
7. Расчет кузова вагона	265
8. Расчет котла цистерны	276

Иван Фомич Скиба

ВАГОНЫ

Обложка художника А. А. Медведева

Технический редактор П. А. Хитров

Корректор А. И. Левина

Сдано в набор 13/IV 1961 г. Подписано к печати 20/VII 1961 г.
 Формат бумаги 70 × 108/16. Печатных листов 17,5 (условных 24,5), бум. листов 8,75,
 учетно-изд. листов 24,76. Тираж 17 000. Т06976. ЖДИЗ 22494. Заказ тип. 1301
 Цена 87 коп. Переплет 15 коп.

ТРАНСЖЕЛДОРИЗДАТ, Москва, Басманный туп., 6а

1-я типография Трансжелдориздата МПС. Москва, Б. Переяславская, 46

