

*И. А. Морозов*



# ТЕЛЕЖКИ

ПАССАЖИРСКИХ  
ВАГОНОВ  
ОТЕЧЕСТВЕННОГО  
ПРОИЗВОДСТВА

МАШГИЗ

ТЕЛЕЖКИ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ ОТЕЧЕСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА

И. А. МОРОЗОВ

ТЕЛЕЖКИ  
ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ  
ОТЕЧЕСТВЕННОГО  
ПРОИЗВОДСТВА



ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО  
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Москва 1960

В книге рассматриваются конструкции тележек пассажирских вагонов, особенности их эксплуатации, а также эксплуатационные и стендовые испытания новых конструкций тележек и их отдельных узлов. Дается краткий обзор истории развития конструкции тележек вагонов.

Книга предназначена для инженерно-технических работников, занятых производством и эксплуатацией вагонов, а также может быть полезна для студентов вузов и техникумов соответствующих специальностей.

Рецензент-инж. Г. А. Казанский

Редакторы: инж. *Е. М. Филатова* и инж. *А. А. Егоров*

---

*Редакция общетехнической литературы*  
*Зав. редакцией инж. А. П. КОЗЛОВ*



## ОТ АВТОРА

Настоящей книгой автор ставил задачу обобщить опыт работы отечественных заводов по созданию конструкций тележек пассажирских вагонов и дать возможность читателю, интересующемуся этой областью техники, найти максимум сведений в одной книге. Целесообразность выполнения такой работы оправдывается, по нашему мнению, двумя обстоятельствами:

во первых, за последнее время наша техническая литература пополнилась несколькими книгами и брошюрами, освещающими работу промышленности зарубежных стран в области пассажирских тележек. Опыт же нашей отечественной промышленности в этой части освещен недостаточно;

во вторых, железнодорожному транспорту в нашей стране принадлежит решающее значение не только в грузовых, но и в пассажирских перевозках. Около 80% всех пассажирских перевозок в настоящее время падает на долю железных дорог. Преобладающее значение железных дорог перед всеми видами транспорта сохранится и надолго впредь.

Тележки являются важнейшей частью вагона. От их устройства и качества работы зависит скорость и безопасность движения поездов. Хорошая работа тележек является первым условием создания необходимого комфорта для пассажиров.

В связи с насущной необходимостью увеличения скорости движения железнодорожных поездов тележки пассажирских вагонов заслуживают особого внимания.

Исходя из изложенного в книге освещаются вопросы конструкции и результаты эксплуатационных и стендовых испытаний тележек и их отдельных узлов.

При написании книги автором использовались материалы Калининского, Рижского, Ленинградского и Мытищинского вагоностроительных заводов, а также научно-исследовательских институтов и бюро, занимающихся вопросами вагоностроения. Эти материалы позволили автору полнее осветить тему о тележках пассажирских вагонов и значительно облегчили его труд.

Все замечания читателей автор примет с благодарностью.

---



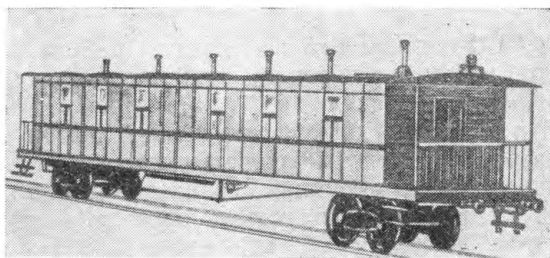


## ГЛАВА I

### ТИПЫ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

#### Краткие сведения из истории развития конструкции пассажирского вагона

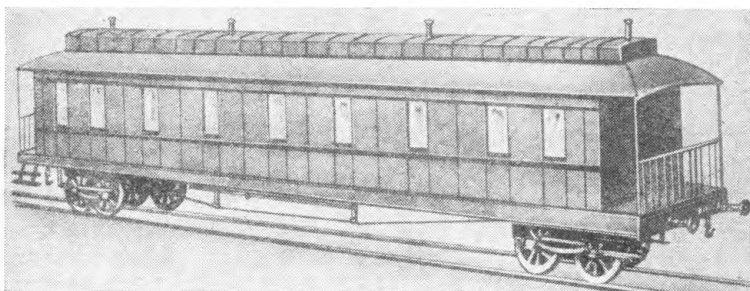
В техническом развитии отечественного пассажирского вагоностроения можно отметить несколько периодов. Период зарождения вагоностроения относится к 1846—1865 гг. На фиг. 1 и 2 показаны первые пассажирские вагоны русской постройки. Оба вагона жесткие III класса, построенные на раме из деревянных брусьев, сечением  $300 \times 250$  мм и длиной 17 124 мм, усиленных



Фиг. 1.

шпренгелями. Вагон имел 90 мест для сидения. Площадь пола на одного пассажира равнялась примерно  $0,4 \text{ м}^2$ . Вагоны II класса в тех же габаритах имели 52 места, с площадью пола на одного пассажира  $0,8 \text{ м}^2$ . Вагоны I класса были рассчитаны на 28 пассажиров с площадью пола  $1,43 \text{ м}^2$  на пассажира. Вагоны строились без отопления, вентиляции, уборных, умывальников, служебных помещений, багажных полок, с открытыми площадками без тамбуров. Освещение в ночное время производилось свечами. Вагоны III и II классов оборудовались жесткими скамьями для сидения. В вагонах I класса ставились мягкие диваны. Тара первых вагонов отечественной постройки равнялась приблизительно 22 т; нагрузка на ось 5,5 т. Вагоны ставились на две двухосные тележки.

Период 1865—1890 г. характеризуется тем, что от первых тележечных четырехосных вагонов перешли на постройку безтележечных двух и трехосных вагонов, введением отопления печного в жестких и водяного в мягких вагонах, устройством уборных во всех и умывальников в некоторых вагонах, улучшением вентиляции путем установки на крыше вытяжных флюгарок, введением опускающихся окон с двойными стеклами, некоторой стандартизацией мест для пассажиров в зависимости от класса вагона и т. д.



Фиг. 2.

В период 1890 г. проводится некоторая работа по установлению норм при постройке вагонов, особенно в части их внутреннего оборудования.

В 1900 г. и в последующие годы до революции восстанавливается производство тележечных четырехосных вагонов в измененной улучшенной конструкции, создается вагон IV класса с увеличенным числом мест, стоимость проезда в нем по сравнению с вагонами III класса была ниже, строятся вагон-рестораны и ряд других типов вагонов. В вагонах уже имеются отделения для проводников, спальные места для пассажиров. В классных вагонах устраиваются закрытые тамбуры. Печное отопление вытесняется паровым и водяным с установкой индивидуальных котлов. Свечное освещение заменяется газовым, а в дальнейшем появляется электрическое освещение.

Из двухосных тележек прочное место завоевывает тележка с продольным балансиром, а в 1912 г. появляется тележка типа «Фетте» с отдельным на каждую ось балансиром.

Устаревшие, ветхие вагоны заменяются новыми. Так, например, в одном 1913 г. было заменено 579 вагонов. Тем не менее пассажирский парк вагонов к концу существования царской России был крайне пестрым, устаревшим и физически изношенным. Большинство вагонов было двухосными с деревянной рамой и деревянным кузовом, система отопления, освещения и вентиляции была несовершенной.



Приближенные данные, характеризующие численность пассажирского парка вагонов к началу революции, таковы: на государственных железных дорогах царской России насчитывалось 30 000 вагонов, на частных железных дорогах 6600 вагонов. По типам вагоны распределялись примерно так:

Мягких вагонов I класса . . . . .	1 500
То же I и II классов (миксты) . . . . .	1 750
То же II класса . . . . .	4 000
Смешанных II и III классов . . . . .	450
Жестких III класса . . . . .	12 600
То же IV класса . . . . .	10 000
Санитарных . . . . .	652
Служебных всех назначений . . . . .	1 400
Тюремных . . . . .	508
Почтовых . . . . .	850
Багажных . . . . .	2 300
Разных . . . . .	590

### Магистральные вагоны периода 1925—1940 гг.

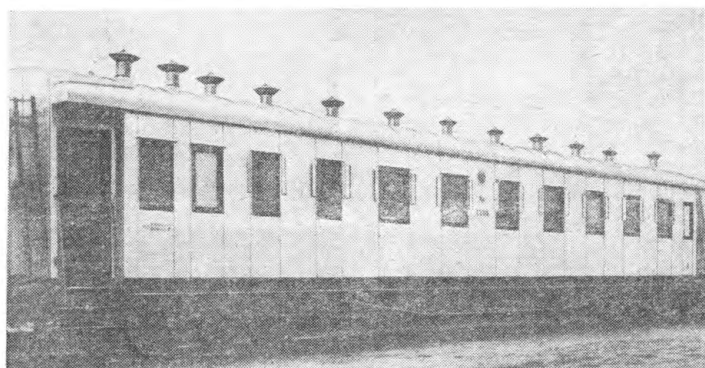
За годы гражданской войны и интервенции парк пассажирских вагонов особенно пострадал и резко сократился. За время с 1917—1925 гг. новых пассажирских вагонов в стране не строилось. Все заводы были заняты восстановительным ремонтом имевшегося парка вагонов. В 1925 г. Мытищинский завод разработал конструкцию двухосного пассажирского вагона длиной 14 м для пригородного сообщения. Вагон имел стальную клепаную раму с хребтовой балкой и деревянный кузов с дубовыми стойками, обшитый снаружи листовым железом. Эти вагоны строились в небольшом количестве на Мытищинском и Ленинградском им. Егорова заводах. На базе этого вагона в 1926 г. заводом им. Егорова были разработаны чертежи двухосного пассажирского вагона дальнего следования. Вагон имел 30 спальных мест (для лежаания) или 55 мест для сидения.

В это же время Путиловский завод начал строить так называемые «курортные» вагоны длиной 20,2 м.

В 1927 г. по чертежам Калининского завода было начато производство четырехосных почтовых вагонов длиной 20 м, грузоподъемностью 16 т. В 1928 г. на том же заводе стали строить магистральные пассажирские четырехосные жесткие вагоны дальнего следования (фиг. 3) некупейного и купейного типов, мягкие и багажные вагоны. Длина вагона была принята 20,2 м. Рама стальная клепаной конструкции с хребтовой балкой и боковыми швеллерами, усиленными шпренгелями. В 1934—1935 гг. клепаная конструкция рамы была заменена сварной. Снаружи кузов обшит листовым сталью толщиной 1,5 мм. Вагоны освещаются электричеством, для чего каждый пятый из них имеет генератор с приводом от оси и аккумуляторную батарею. Вентиляция естественная (через дефлекторы системы Коршунова). Вагон имеет водяной котел для отопления, закрытые тамбуры, слу-

жебное отделение, две уборных с умывальниками. Внутри вагоны некупейного типа оборудованы продольными и поперечными жесткими диванами, над которыми вторым ярусом расположены полки для лежания пассажиров, а третьим ярусом полки для багажа.

Вагон рассчитан на 86 пассажиров, при использовании его неплацкартным, и на 48, при использовании плацкартным, со



Фиг. 3.

спальными местами. Купейные вагоны имеют восемь четырехместных купе на 32 пассажира.

Эти вагоны с внесением в конструкцию их небольших изменений строились до 1941 г. Большое количество таких вагонов находится в эксплуатации до настоящего времени, в основном в поездах местного назначения.

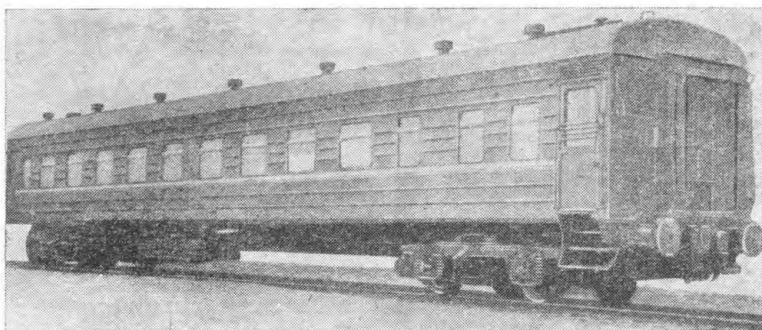
### **Современные магистральные вагоны**

Железные дороги в нашей стране являются основным видом грузового и пассажирского транспорта. Быстрое развитие автомобильного, авиационного и других видов сообщений не меняет решающей роли железных дорог. Поэтому внимание к совершенствованию техники железных дорог не может быть ослаблено. В частности вагоностроительная промышленность должна более настойчиво заниматься вопросами совершенствования пассажирских вагонов и создания наибольших удобств для пассажиров.

После Великой Отечественной войны 1941—1945 гг. одновременно с восстановлением железных дорог в нашей стране было уделено большое внимание и восстановлению вагоностроительной промышленности. Производство пассажирских вагонов было возобновлено в 1947 г. на заводе — им. Егорова в Ленинграде, а с 1951 г. на Калининском вагоностроительном заводе. По кон-

струкции вагоны послевоенной постройки коренным образом отличаются от довоенных.

Выпускаемый ныне пассажирский магистральный вагон (фиг. 4) имеет цельнометаллический кузов, представляющий в приближении форму трубы большого диаметра, длиной 23,6 м, со стальной рамой и мощными лобовыми стенками, что делает его прочным и устойчивым против ударов, достигающих большой силы при резких толчках и авариях. Эта особенность делает вагон безопасным для пассажиров при железнодорожных авариях.



Фиг. 4.

Кузов вагона состоит из отдельно собранных и сваренных узлов: рамы с настилом пола, двух боковых и двух лобовых стен и крыши. Рама вагона имеет сквозную хребтовую балку, сваренную из двух швеллеров № 30, две буферные и две шкворневые балки сварной конструкции из листовой стали толщиной 8 и 10 мм и швеллера № 30 (для буферных балок) и три поперечных балки. Буферные и шкворневые места рамы усилены стальными отливками. Часть вагонов, в основном жесткие купейные, изготавливаемые по нашим заказам за границей, делаются без хребтовых балок.

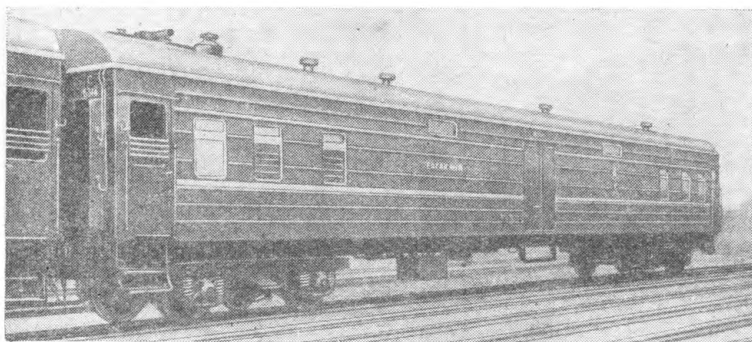
Настил пола представляет собой жесткую сварную конструкцию, состоящую из двух боковых балок зетобразного сечения, сплошного настила из листовой стали толщиной 3 мм и поперечных штампованных балочек, уложенных сверху листового настила. Боковые и лобовые стены и крыша собираются и свариваются из гнутых профилей зетобразного и коробчатого сечения и гофрированной листовой стали. Все элементы кузова представляют собой единую конструкцию, воспринимающую все силовые нагрузки, действующие на вагон, в отличие от вагонов с деревянным кузовом.

На базе описанного цельнометаллического вагона (ЦМВ) производится выпуск вагонов жестких некупейных, жестких ку-



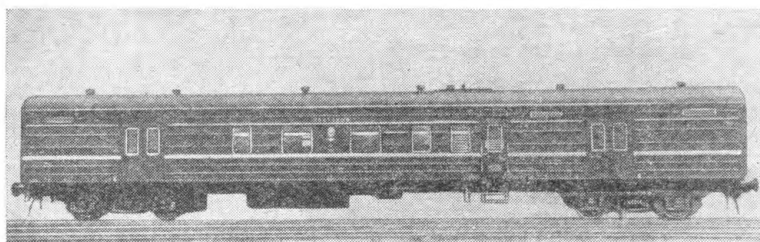
пейных с четырехместными купе, мягких с четырехместными и двухместными купе, вагон-ресторанов, вагонов для межобластного сообщения, багажных (фиг. 5) и почтовых (фиг. 6).

Сравнительные данные по этим вагонам приведены в табл. 1. Под перечисленными типами вагонов устанавливаются тележки



Фиг. 5.

унифицированной конструкции. Все пассажирские вагоны, кроме багажных, имеют свою электростанцию, состоящую из аккумуляторной батареи, генератора, приводимого в действие от оси колесной пары. Кроме вытяжной естественной вентиляции через



Фиг. 6.

дефлекторы в крыше, вагоны (кроме багажного) оборудованы принудительной приточной вентиляцией с подогревом воздуха в зимнее время. Отопление вагонов индивидуальное, водяное. Каждый вагон имеет запас воды, обеспечивающий нормальную работу водоснабжения при полной заселенности вагона.

Все пассажирские вагоны дальнего следования оборудованы кипятильниками непрерывного действия для обслуживания в пути пассажиров чаем и питьевой водой. Внутренняя планировка и оборудование вагонов различна в зависимости от их назначения. Различна также и населенность вагонов.

Таблица 1

## Технические характеристики основных типов цельнометаллических вагонов

Наименование параметров	Тип вагона							
	Жесткий			Мягкий		Почтовый	Багажный	Вагон-ресторан
	некупе- ный	купе с четырёх- местными купе	межобласто- ного сообщения	с четырёх- местными купе	с двух- местными купе			
Количество мест:								
спальных . . . . .	58	38	—	32	16	—	—	—
для сидения . . . . .	87	—	72	—	—	—	—	48
Тара вагона в т . . . . .	51	57	51	57	62	53,5	48,5	60
Длина вагона по осям сцепления автосцепки в мм . . . . .	24 537	24 540	24 537	24 537	24 537	24 537	24 537	24 540
Длина кузова в мм . . . . .	23 600	23 600	23 600	23 600	23 600	23 600	23 600	23 600
Наружная ширина кузова в мм . . . . .	3 106	3 058	3 106	3 106	3 106	3 106	3 106	3 058
Внутренняя ширина кузова в мм . . . . .	2 926	2 878	2 926	2 926	2 926	2 926	2 926	2 878
Высота вагона от головки рельс до верха крыши в мм . . . . .	4 377	4 355	4 377	4 377	4 377	4 377	4 377	4 355
База вагона в мм . . . . .	17 000	17 000	17 000	17 000	17 000	17 000	17 000	17 000
База тележки в мм . . . . .	2 700	2 700	2 700	2 700	2 700	2 700	2 700	2 700
Ширина коридора в мм . . . . .	—	900	—	870	870	—	—	—
Длина купе в мм . . . . .	—	1 958	—	2 030	2 031	—	—	—

Дальнейшая работа над улучшением конструкции вагонов направлена на обеспечение более высоких скоростей движения (140—160 км/час), создание наибольших удобств для пассажиров, снижение эксплуатационных расходов и т. п.

Очень большое внимание уделяется снижению веса тары вагона. Снижением веса тары решаются две задачи: сокращаются удельные расходы материалов, а следовательно, как правило, удешевляется изготовление вагонов и уменьшаются расходы по эксплуатации. Причем сумма экономии на эксплуатации значительно превышает экономию на производстве.

Магистральные цельнометаллические жесткие некупейные вагоны до 1957 г. строились с тарой 56,5 т. Начиная с того же года Калининский завод выпускает вагоны с тарой 51 т на серийных тележках и 48 т на тележках с гидравлическими амортизаторами. В 1960 г. начинают выпускаться вагоны с тарой 45—42 т. Ведется работа по созданию опытного образца вагона с алюминиевым кузовом весом 35—37 т.

Снижение веса тары вагона с 56,5 до 45 т произведено в основном за счет более рационального размещения металла в конструкции и пересмотра конструкции деталей внутреннего оборудования. Дальнейшее снижение веса вагона будет идти за счет применения новых, более легких, но не менее прочных материалов, в том числе низколегированных сталей и алюминиевых сплавов.

### **Электровагоны пригородного сообщения**

Передовые русские ученые и инженеры задолго до революции придавали огромное значение применению электрической тяги на железных дорогах. Уже в начале девятисотых годов были разработаны проекты электрификации железнодорожных участков Москва — Обираловка, Москва — Одинцово, Москва — Воскресенск, Москва — Подольск, Петербург — Медный завод — Финляндская граница, Сурамский перевал и другие.

Незадолго до начала первой мировой войны решено было приступить к электрификации участка Петербург — Ораниенбаум на постоянном токе напряжением 1200 в. Однако в связи с войной эта работа не была начата.

Причиной сдерживания электрификации железных дорог была общая промышленная и хозяйственная отсталость дореволюционной России; слабое развитие электропромышленности и зависимость ее от иностранного капитала. Так в 1913 г. 55% всего электротехнического оборудования ввозилось из-за границы, а 70% электротехнических предприятий царской России принадлежало иностранному капиталу.

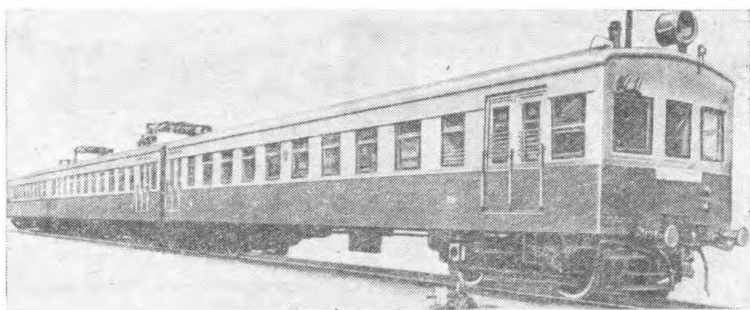
Великая Октябрьская Социалистическая революция создала условия для быстрой электрификации железных дорог.

В 1926 г. было открыто движение на первом электрифицированном участке: Баку — Сабунчи — Сурханы.



В 1928—1929 гг. началась эксплуатация пригородного электрифицированного участка Москва — Мытищи Северной ж. д.

Бурный рост в годы довоенных пятилеток городского населения, особенно в столичных городах и промышленных центрах, вызвал быстрое заселение пригородов. Потребность в пригородном сообщении настолько возросла, что удовлетворить ее обычными вагонами с локомотивной тягой становилось невозможным. Большими темпами начинается электрификация железных дорог. Для обеспечения электрифицированных участков появляется новый тяговой и подвижной составы — электросекции.

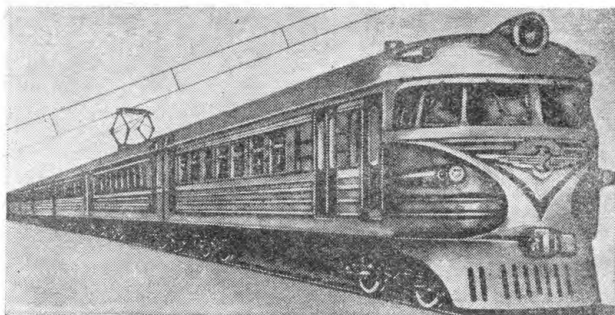


Фиг. 7.

В 1928 г. Мытищинский завод совместно с заводом Динамо начал строить моторвагонные секции С<sup>Д</sup> для пригородного сообщения, состоящие из трех вагонов — одного моторного и двух прицепных. Вагоны секции имели в основном унифицированную конструкцию и отличались между собой электрооборудованием и частично внутренней планировкой. Первоначально конструкция этих вагонов была клепаной, с 1935 г. клепка заменена сваркой. Вагоны серии С<sup>Д</sup> рассчитаны на напряжение 1500 в.

Постройка моторвагонных секций после Великой Отечественной войны была передана Рижскому вагоностроительному заводу, который в 1947 г. освоил выпуск секций серии С<sup>Р</sup> (фиг. 7). Каждая секция представляет собой самостоятельную поездную единицу, состоящую из трех вагонов: моторного, расположенного в середине секции и двух прицепных по концам. Поезд может формироваться из одной, двух и трех секций. Независимо от количества секций в поезде, управление им осуществляется с одного места — из головной кабины любого вагона. Кузов вагона цельнометаллический, сварной. Планировка всех вагонов одинакова (кроме вагонов с багажным отделением). Пассажирское помещение представляет собой единый салон с деревянными жесткими диванами. Освещение вагона электрическое напряжением 50 в. Вентиляция естественная вытяжная осуществляется при помощи дефлекторов ЦАГИ, установленных на

крыше вагона. Отопление вагона производится электрическими печами, питающимися непосредственно от контактной сети. Включение и выключение печей производится из кабины машиниста. Одна из группы печей каждого вагона управляется автоматически, термостатом, установленным в пассажирском помещении вагона. Все три вагона одной секции соединены упругими переходными площадками. Моторный вагон электросекции оборудован четырьмя тяговыми электродвигателями типа ДК-А мощностью 180 *квт*, каждый. Под рамой моторного вагона подвешен динамотор типа ДК-601 А, который вращает якорь гене-



Фиг. 8.

ратора типа ДК-405 Б для питания цепей управления и освещения низким напряжением 50 *в*. Мощность динамотора 5,5 *квт*, ток 3 *а*. Питание динамотора производится непосредственно от контактной сети. Мощность генератора 4,5 *квт*.

Оборудование вагонов серии С<sup>Р</sup> рассчитано на два напряжения — 1500 и 3000 *в*.

В условиях быстро нарастающей интенсивности пригородного сообщения, особенно Москвы и Ленинграда, моторвагонные секции С<sup>Р</sup> и С<sub>3</sub><sup>Р</sup> рассчитанные на напряжение 3000 *в*, выпускаемые с 1953 г., перестают отвечать требованиям, предъявляемым к пригородному сообщению.

Возрастающие пригородные перевозки и их исключительная напряженность требуют от электропоездов больших скоростей движения, коротких стоянок на промежуточных станциях, быстрого затормаживания, короткого тормозного пути и быстрого набирания скорости.

Эти показатели у электросекции С<sup>Р</sup> и С<sub>3</sub><sup>Р</sup> не удовлетворяют современным требованиям.

Электропоезд ЭР-1 (фиг. 8), строящийся в настоящее время Рижским заводом, значительно больше отвечает этим требованиям. Электропоезд из десяти вагонов принят за основную поездную единицу. Он состоит из двух головных вагонов с обте-

каемой формой переднего конца (безмоторных), пяти моторных и трех прицепных. Возможны и другие варианты формирования поезда из четырех, шести и восьми вагонов в зависимости от условий и требований эксплуатации. Причем, сокращение числа вагонов в поезде происходит за счет исключения пары, состоящей из одного моторного и одного прицепного вагонов.

В лобовой части головного вагона расположена кабина машиниста, помещение главного кондуктора, служебное помещение и туалетная с унитазом, умывальник с запасом воды в 300 л. Планировка пассажирского помещения моторного и прицепного вагонов одинакова. Длина каждого вагона 19,6 м. Кузов вагона нового электропоезда — цельнометаллический, сварной конструкции. В отличие от кузовов магистральных вагонов и вагонов секции С<sup>Р</sup> рама вагонов поезда ЭР-1 не имеет сквозной на всю длину вагона хребтовой балки. Она состоит из боковых продольных элементов зетобразной формы с высотой 200 мм, отштампованных из листовой стали толщиной 6 мм поперечных балок, из швеллера № 14а и гофрированного настила из листа толщиной 1,5 мм. В результате произведенных конструктивных изменений кузов моторного вагона на 1500 кг, а прицепного на 1600 кг легче кузовов соответствующих вагонов секции С<sup>Р</sup> при повышенной прочности первых перед вторыми примерно в два раза.

Каждый вагон электропоезда оборудован приточной вентиляцией, обеспечивающей 20-кратный обмен воздуха в час. Зимой отопление вагонов производится путем подогрева вентилируемого воздуха в электрических калориферах, рассчитанных на поддержание температуры в вагоне +14°С при наружной температуре воздуха —20°С.

Пневматическое оборудование поезда состоит из двух основных сетей: напорной с давлением 6—8 ат и тормозной магистрали с давлением 5 ат. Для создания запаса сжатого воздуха на электропоезде установлено пять мотор-компрессоров типа Э-400, производительностью 700 л/мин каждый. Они расположены на прицепных и головных вагонах вблизи тормозных цилиндров. Подвешивание компрессоров осуществлено с применением резиновых амортизаторов. Очистка засасываемого воздуха производится фильтрами. На этих же вагонах устанавливаются по два главных резервуара емкостью по 170 л каждый. Сжатый воздух расходуется на работу тормозов, стеклоочистителей, звуковых сигналов, механизма закрывания и открывания дверей, подъем и опускание пантографа и на пневматические приводы электрических аппаратов управления.

Каждый моторный вагон оборудован четырьмя тяговыми электродвигателями типа ДК-106 Б. Мощность двигателя 200 кВт каждый при номинальном напряжении на коллектор 1500 в. Внутренняя планировка вагонов поезда ЭР-1Б отличается от вагонов секции С<sub>3</sub><sup>Р</sup>. Весь пиломатериал для внутреннего обору-



дования заменен более экономичным — фанерой, деревоплитой и фанероплитой. В большом количестве используется отделочный материал — пластикаты. Диваны для пассажиров полумягкие с использованием губчатой резины и текстовинита. В табл. 2 приведены сравнительные технические характеристики моторвагонной секции  $C_3^P$  и электропоезда ЭР-1.

Таблица 2

Техническая характеристика поезда ЭР-1 и поезда  
из трех моторвагонных секций  $C_3^P$

Сравнительные данные	Электропоезд ЭР-1	Поезд из трех моторвагонных секций $C_3^P$
База вагона в мм . . . . .	13 300	14 000
Длина вагона по лобовым стенкам в мм . . . . .	19 600	19 316
Ширина кузова в мм . . . . .	3480	3480
Наружная высота вагона от головки рель- сов в мм . . . . .	4253	4110
Вес порожнего моторного вагона в т . . . . .	52,5	62,0
Тоже прицепного в т . . . . .	36,9	38,5
» головного в т . . . . .	38,5	—
База моторной тележки в мм . . . . .	2600	2600
База прицепной тележки в мм . . . . .	2420	2420
Вес моторной тележки в т . . . . .	14,00	14,00
Вес прицепной тележки в т . . . . .	7,00	7,00
Диаметр колес по кругу качения в мм . . . . .	1050	1050
Расчетное ударное усилие в т . . . . .	100,00	40,00
Длина поезда в м . . . . .	200,5	178,5
Расчетный вес поезда в т . . . . .	575,00	517,00
Количество мест для сидения . . . . .	1056	963
Общее число мест при нормальном запол- нении . . . . .	1790	1425
Число моторных вагонов . . . . .	5	3
Конструктивная скорость в км/час . . . . .	130	85
Расчетное пусковое ускорение в м/сек <sup>2</sup> . . . . .	0,65	0,45
Расчетно-тормозное замедление в м/сек <sup>2</sup> . . . . .	0,90	0,60
Общая номинальная мощность поезда в квт . . . . .	4000	2160
Род тока . . . . .	Постоянный	Постоянный
Номинальное напряжение в сети в в . . . . .	3000	3000
Подвеска тяговых двигателей . . . . .	Опорно-рамная	Опорно-осевая
Коэффициент тормозного нажатия (про- цент от тары вагона) . . . . .	170	70

Дальнейшее совершенствование вагонов электропоездов направлено по линии снижения веса тары, повышения скоростей движения и создания условий к быстрому освобождению и заполнению вагона пассажирами при кратковременных остановках на промежуточных станциях. В частности, Рижский завод совместно с заводом Динамо готовит выпуск поезда ЭР-5. Сравнительная характеристика его с поездом ЭР-1 приведена в табл. 3.

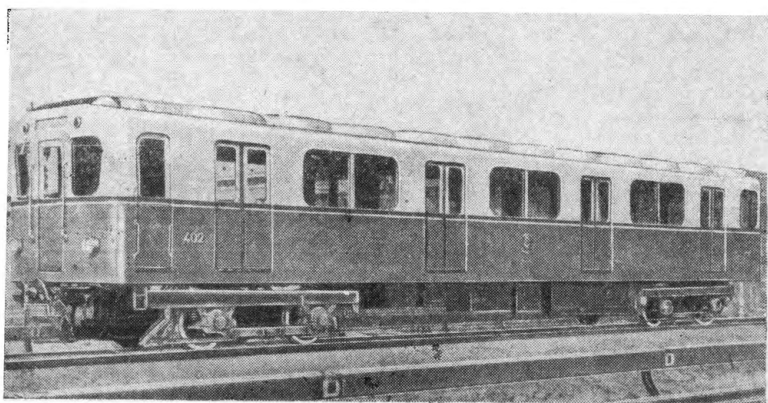
Таблица 3

## Техническая характеристика поезда ЭР-1 и поезда ЭР-5 (проект)

Сравнительные данные	Поезд	
	ЭР-1	ЭР-5
Длина вагона в м . . . . .	19,6	24,2
Количество вагонов в поезде . . . . .	10	8
в том числе:		
моторных . . . . .	5	4
прицепных . . . . .	5	4
Длина поезда в м . . . . .	200,5	197,5
Число дверей в вагоне . . . . .	2	3
Число мест для сидения . . . . .	1056	1012
Вес тары поезда в т . . . . .	450	394
Вес тары поезда на одно место для сидения в кг	425	389
Общая номинальная мощность двигателей в квт	4000	3200

## Вагоны городского подземного транспорта — метрополитена

Перегрузка наземного городского транспорта, особенно городов-столиц, обусловило необходимость строительства подземных городских дорог. Этот самый удобный и быстрый вид городского общественного транспорта уже около двух с половиной десятков



Фиг. 9.

лет эксплуатируется в Москве, несколько лет в Ленинграде и в ближайшем будущем войдет в строй в других городах нашей страны. Новый вид транспорта потребовал создания специальных вагонов. В 1934 г. на Мытищинском заводе было начато изготовление четырехосных пассажирских вагонов для подземных дорог Москвы. Первоначально вагоны метрополитена выпу-

скались секциями, состоящими из одного моторного и одного прицепного. В послевоенный период все вагоны выпускаются моторными. За двадцать пять лет изготовления вагонов метрополитена конструкция их подверглась значительным изменениям. Основное внимание конструкторов при совершенствовании вагонов направлено на снижение веса вагона, повышение скоростей движения, увеличение ускорения при разгоне поезда и увеличение замедления при торможении, а также улучшение внутренней отделки вагона и создание большего комфорта для пассажиров. На фиг. 9 показан вагон выпуска 1960 г. Рама и кузов вагона — цельнометаллические, сварной конструкции из штампованных профилей и листового металла. Пол состоит из металлического гофрированного настила толщиной 1,4 мм, покрытого листовым асбестом, на который кладется 10 мм фанера. На фанеру настилается шумопоглощающий картон и поверх него линолеум. Простенки и подфанерная часть потолка обшиты листовым алюминиевым сплавом толщиной 1,2 мм. Стены пассажирского помещения оклеиваются павиномом. Двери вагона двухстворчатые, раздвижные с пневматическим приводом. Управление открыванием и закрыванием дверей централизовано и производится из кабины машиниста, расположенной в головном вагоне.

Вагон с каждой стороны имеет по 4 двери для входа и выхода пассажиров. Внутри вагон оборудован продольно расположенными мягкими диванами, обитыми искусственной кожей. Число мест для сидения — 44. Максимальная населенность вагона за счет плотного использования мест в проходах между диванами — 270 человек.

Таблица 4

Техническая характеристика вагонов метрополитена

Сравнительные данные	Тип вагона		
	Первого выпуска	Выпуска 1960 г.	Проект
Длина вагона в мм . . . . .	18 400	18 770	18 770
Ширина вагона в мм . . . . .	2700	2700	2700
Высота вагона от головки рельса в мм . . . . .	3700	3695	3658
База вагона в мм . . . . .	12 400	12 600	12 600
Вес тары вагона в т . . . . .	44	36,2	30—31
Количество мест для сидения . . . . .	44	44	40
Максимальное количество мест . . . . .	270	270	270
Максимальная скорость в км/час . . . . .	65	75	90
Пусковое ускорение в м/сек <sup>2</sup> . . . . .	0,8	1,0	1,3
Среднее замедление в м/сек <sup>2</sup> . . . . .	0,7—0,8	1,0	1,3
Число вагонов в секции . . . . .	Один моторный и один прицепной	Все моторные	Все моторные

Вентиляция вагона естественная, приточно-вытяжная, осуществляемая дефлекторами, расположенными с обеих сторон крыши. В настоящее время ведутся работы над устройством искусственной вентиляции, которая наряду с другими преимуществами будет создавать повышенное давление в пассажирском помещении в сравнении с наружным, что весьма важно при движении на открытых участках пути.

Каждый вагон имеет сложное электротехническое и пневматическое оборудование, обеспечивающее движение поезда, управление им и работу его отдельных механизмов.

В табл. 4 приведены характеристики вагонов метрополитена первого выпуска, постройки 1960 г. и вновь запроектированных.

---

## ГЛАВА II

# РАЗВИТИЕ КОНСТРУКЦИИ ТЕЛЕЖЕК ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

### Классификация тележек

Одновременно с развитием вагоностроения конструкция тележек прошла также длинный путь всевозможных изменений. Конструкция тележек позволяет сделать некоторую классификацию их:

1. По числу осей тележки бывают двух-, трех- и многоосные. Число осей в тележке диктуется условиями прочности железнодорожного пути и мостов. На железных дорогах СССР допускаемая нагрузка на рельс от оси третьего типа принята: для грузовых вагонов 20 т, для пассажирских 18 т. Нагрузка на один погонный метр пути, что особенно важно при эксплуатации железнодорожных мостов, на магистральных железных дорогах, допускается до 8 т.

Поэтому, практически, количество осей в тележке определяется весом брутто вагона — его тары и находящегося в нем груза и пассажиров.

Для всех современных пассажирских вагонов общего пользования вполне достаточно применять двухосные тележки. Трехосные тележки применяются обычно для служебных и специальных вагонов с весом тары, превышающем 72 т.

2. По устройству рессорного подвешивания тележки разделяются на:

а) тележки с одинарным рессорным подвешиванием. В этих тележках вес вагона с находящимся в нем грузом передается на колесные пары через одну систему рессор.

Такие тележки, как необеспечивающие достаточную плавность хода для пассажирских вагонов, применяются только для грузовых вагонов:

б) тележки с двойным рессорным подвешиванием. В этих тележках нагрузка на колесные пары передается последовательно через две системы рессор. Такие тележки обеспечивают плавный ход вагона и, будучи просты по конструкции, заняли преобладающее место в пассажирском вагоностроении;



в) тележки с тройным рессорным подвешиванием, где нагрузка на колесные пары передается последовательно через три системы рессор;

г) тележки с четверным рессорным подвешиванием, в которых нагрузка на колесные пары передается последовательно через четыре системы рессор.

Тележки с тройным и четверным рессорным подвешиванием обеспечивают лучшую плавность хода вагона, но они более сложны, чем тележки с двойным рессорным подвешиванием. Поэтому некоторое повышение ходовых качеств не оправдывается более сложным изготовлением рессорного подвешивания и уходом за ним в эксплуатации. В настоящее время тележки с тройным и четверным рессорным подвешиванием применяются в редких случаях.

При выборе типа рессорного подвешивания следует учитывать, что на качество хода вагона влияет не само по себе количество последовательно установленных рессор, а их суммарный статический прогиб и распределение его между надбуксовым и центральным рессорным подвешиванием, а так же величин относительного трения в рессорном комплекте и наличия гасителей колебания (амортизаторов).

3. По способу передачи нагрузки от вагона на раму тележки разделяются на:

а) тележки с центральным люлечным подвешиванием, когда кузов вагона опирается на надрессорную балку люлечного подвешивания фиг. 10, а (способ наиболее распространенный);

б) тележки с центральным безлюлечным подвешиванием, когда кузов опирается на надрессорную балку, которая своими концами опирается на рессоры, расположенные на продольных балках рамы тележки, фиг. 10, б (способ применен в тележках с подвешиванием системы инж. Ханина и тележках грузовых вагонов);

в) тележки с продольными рессорами центрального подвешивания; в этом случае нагрузка передается на надрессорную балку, опирающуюся на продольные рессоры, шарнирно подвешенные к балкам рамы, фиг. 10, в (способ примененный в первых опытных двадцатипятиметровых вагонах; такой тип подвешивания характерен для немецких тележек типа «Герлиц»);

г) тележки без центрального рессорного подвешивания, фиг. 10, г; в этом случае кузов опирается на среднюю поперечную балку рамы тележки, жестко связанную с его продольными балками.

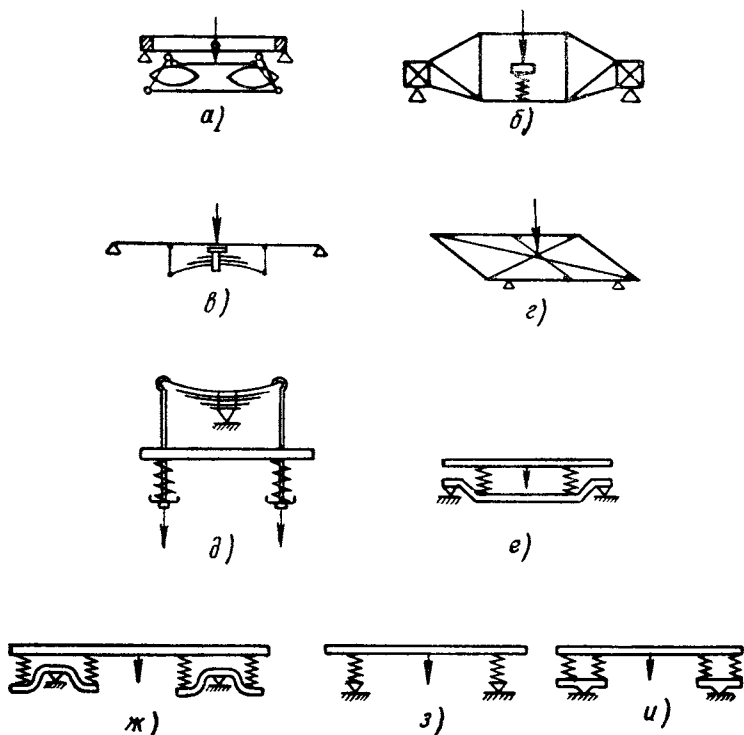
4. По способу подвешивания рамы тележки к колесным парам, тележки разделяются на:

а) тележки с необрессоренной рамой, в которых рама опирается непосредственно на буксы (фиг. 10, б, в);

б) тележки, у которых рама опирается на буксы через пружины

жины или рессоры, параллельно или последовательно установленные (фиг. 10, *б*);

в) тележки с продольными балансирами, у которых рама опирается на пружины, установленные на балансирах, опирающихся на буксы (фиг. 10, *е*);



Фиг. 10. Схемы рессорного подвешивания тележек.

г) тележки балансирные с отдельными на каждую буксу балансирами (фиг. 10, *ж*);

д) тележки безбалансирные, у которых рама опирается на пружины, поставленные непосредственно на верхние стенки букс (фиг. 10, *з*);

е) тележки безбалансирные, у которых рама опирается на пружины, установленные на кронштейны букс (фиг. 10, *и*).

5. По типу применяемых букс тележки можно разбить на челюстные и бесчелюстные. В челюстных тележках рама имеет буксовые лапы с прикрепленными к ним наличниками, а букса соответствующие направляющие. В бесчелюстных тележках буксовые лапы заменены шпинтонами. В том и другом варианте букса может быть со скользящими и роликовыми подшипниками.

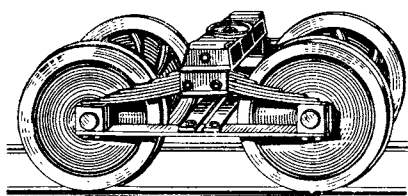
6. По типу применяемых подшипников тележки можно разбить на тележки со скользящими и на тележки с роликовыми подшипниками. Уместно оговориться, что это различие надо отнести к колесным парам и буксам, так как тележки последних конструкций дают возможность постановки колесных пар с буксами на скользящих и на роликовых подшипниках.

7. В зависимости от конструкции рамы тележки выполнялись с деревянно-металлическими и металлическими рамами, а металлические рамы клепаной и сварной конструкций.

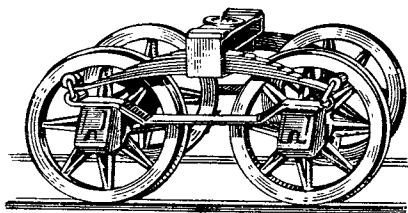
### Тележки вагонов дореволюционного периода

Впервые тележки отечественного производства были спроектированы и построены в 1846 г. на Александровском заводе в Петербурге и установлены под пассажирские вагоны (фиг. 1 и 2), выпущенные тем же заводом для Петербурго-Московской ж. д.

Первая тележка фиг. 11 состояла из двух колесных пар, с надетыми на шейки осей коробчатыми буксами с медными подшипниками. Буксы обеих осей снизу связывались с каждой



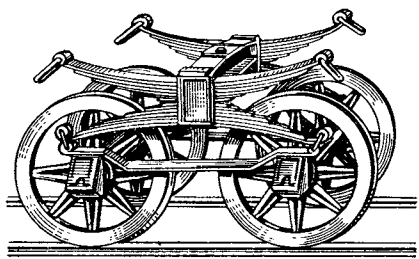
Фиг. 11.



Фиг. 12.

стороны тележки продольной металлической балкой из полосового железа. На верхнюю часть букс опирались концы листовой, выгнутой вверх продольной рессоры, для чего у букс предусматривались соответствующие углубления. Рессора делалась из полосовой стали толщиной 12,5 мм и шириной 102 мм. Длина ее была примерно 1300 мм. К средней части выгнутой рессоры прикреплялась поперечная надрессорная балка, которая и воспринимала нагрузку от вагона. В середине балки имелось пятниковое место и отверстие для шкворня, а на концах ее располагались скользуны. Колеса отливались из чугуна. Диаметр колеса по кругу качения 915 мм. Расстояние между осями — база тележки — 1228 мм, вес ее 3,8 т. Тележка применялась для пассажирских и грузовых вагонов и имела одностороннее торможение, осуществлявшееся деревянными осиновыми колодками, вложенными в чугунные башмаки. В таком виде тележка оставалась длительное время.

Примерно в начале 1860-х гг. ее конструкция была улучшена. Продольные балки, связывающие две колесные пары, стали крепить не снизу букс, а сверху (фиг. 12). Концы балок были отогнуты для крепления к ним рессоры. Продольная выгнутая вверх рессора опиралась концами не на буксу, а через серьги крепилась к загнутым концам продольной балки. Длина рессоры была доведена до 1400 мм. Такое изменение создавало более гибкое подвешивание, которое лучше смягчало передачу ударов от тележки кузову при прохождении вагоном неровностей железнодорожных путей.



Фиг. 13.

В 1870-х гг. на Александровском заводе инж. Рехневским была спроектирована новая тележка (фиг. 13), в которой была дополнительно применена еще одна листовая рессора. Средней частью выгнутой стороны вторая рессора ус-

танавливалась на первую. В этом же месте монтировалась над-рессорная балка, связанная жестко с обеими рессорами. Рама кузова вагона опиралась на надрессорную балку и через серьги на концы верхней рессоры.

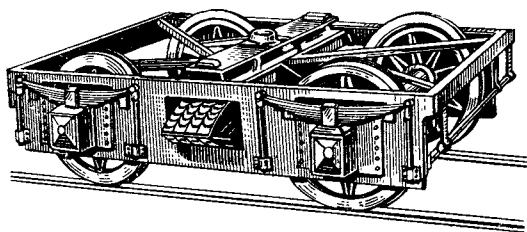
Описанная тележка представляла собой первую попытку применения двойного рессорного подвешивания. Такие тележки были поставлены под многие пассажирские вагоны Петербурго-Московской железной дороги. Однако широкого распространения эта тележка, как и две предыдущие, не получила, так как в этот период наряду с общим снижением выпуска пассажирских вагонов выпуск тележечных четырехосных вагонов был вообще прекращен. В основном строились безтележечные двух- и трехосные вагоны.

В 1873—1874 гг. Александровский завод спроектировал по рисункам американских журналов новую тележку с продольным балансиром по типу американской тележки с центральным подвешиванием и опорой рамы на буксы по принципу указанному на фиг. 10, е. Описание тележки дано ниже. На тележках подобного типа в 1879 г. Ковровские мастерские построили большую партию вагонов.

В 1882—1884 гг. Русско-Балтийский завод разработал собственную конструкцию тележки с двойным подвешиванием. Эта тележка (фиг. 14) имела продольные надбуксовые рессоры, опиравшиеся средней частью на буксу. К концам рессоры через державки подвешивалась рама тележки. Так была осуществлена вторая ступень подвешивания. Первая ступень подвешивания осуществлялась поперечными рессорами, воспринимавшими на

себя нагрузку от вагона, передаваемую через надрессорную балку. Такая конструкция тележки исключала применение тяжелых продольных балансиров, характерных для тележки, описанной выше. Поэтому эта тележка получила широкое применение при постройке вагонов в период 1890—1910 гг.

На некоторых железных дорогах России — Московско-Казанской, Владикавказской, а также на Китайско-Восточной ж д. — применялись тележки тройного подвешивания. Бывшее Международное общество спальных вагонов также не имело тележек



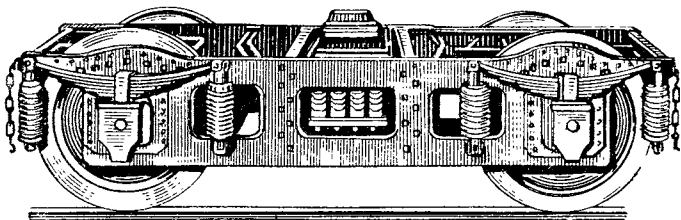
Фиг. 14.

с продольным балансиром, а применяло тележки тройного подвешивания. На фиг. 15 показана тележка тройного подвешивания постройки 1907 г. Конструкция ее была последовательным развитием конструкции тележки двойного подвешивания, приведенной на фиг. 14.

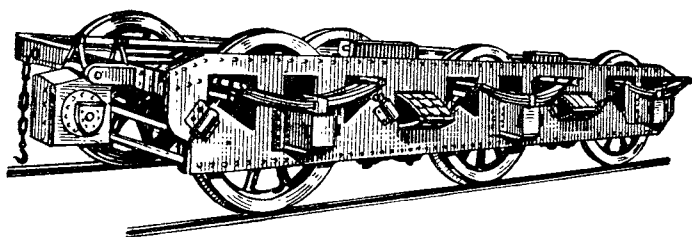
Следует отметить, что уже в период 1890-х гг. наша вагоностроительная промышленность строила тележки трех- и четырехосные. Правда, постройка их носила единичный характер. Предназначались эти тележки для вагонов служебного пользования, имевших большой вес. На фиг. 16 показана трехосная тележка постройки 1898 г. Рессорное подвешивание в этой тележке выполнялось по типу тележки Русско-Балтийского завода. Трехосная тележка имела две поперечные балки, воспринимавшие на себя нагрузку от кузова через продольный подшкворневый брус.

На фиг. 17 показана четырехосная тележка постройки 1885 г. Эта тележка была развитием конструкции двухосной тележки с продольным балансиром. Она имела четыре балансира по два балансира с каждой стороны. На каждом балансире было установлено по две спиральных пружины, воспринимавших нагрузку от рамы тележки.

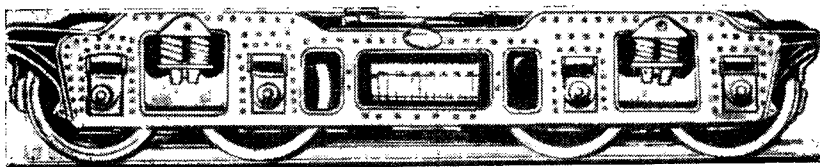
На этом довольно позднем этапе развития вагоностроения промышленность вновь вернулась к постройке тележек одинарного подвешивания с применением продольных надбуксовых рессор большой длины — 1400 мм. На фиг. 18 показана тележка,



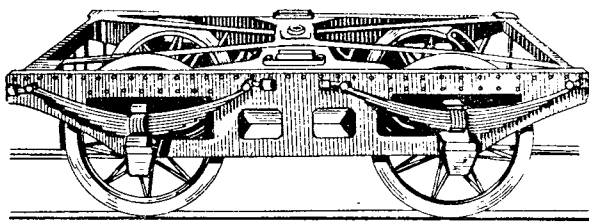
Фиг. 15.



Фиг. 16.



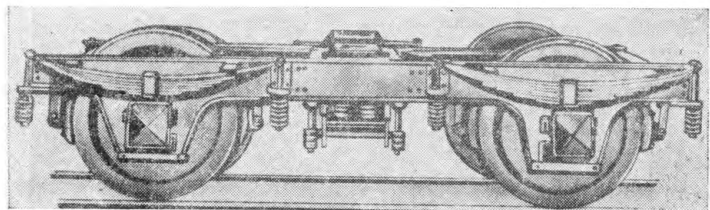
Фиг. 17.



Фиг. 18.



построенная в 1894 г. Она предназначалась для пассажирских вагонов длиной 16 м. Длинные рессоры обеспечивали значительную гибкость и достаточно плавный ход вагона. Однако по сравнению с другими, уже существовавшими типами тележек двойного подвешивания, она была более жесткой. К тому же, длинная рессора создавала эксцентричную передачу на-



Фиг. 19.

грузки на буксу, вызывая перекос их и сильный износ направляющих букс. Тележка не получила распространения под пассажирскими вагонами, но нашла применение под багажными вагонами.

Позднее эта тележка была улучшена и получила вид, показанный на фиг. 19. Этот вариант тележки нашел применение под багажными и почтовыми вагонами.

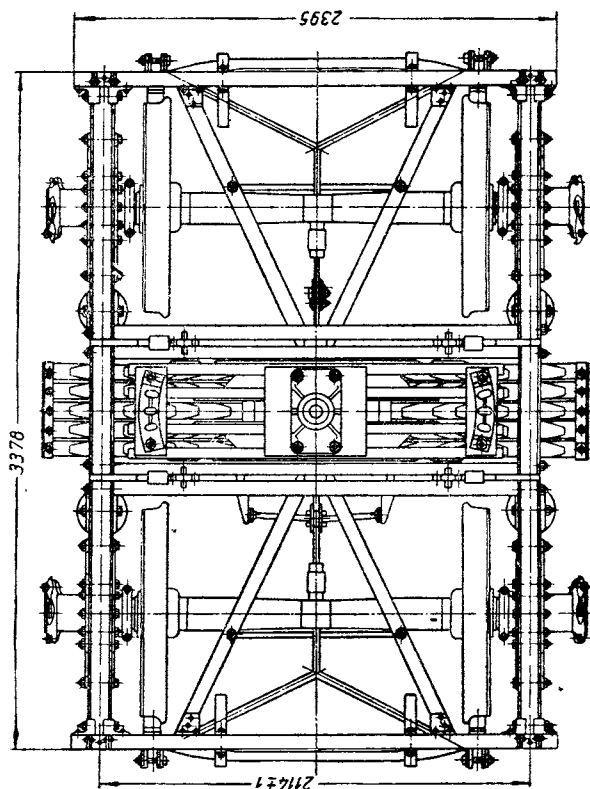
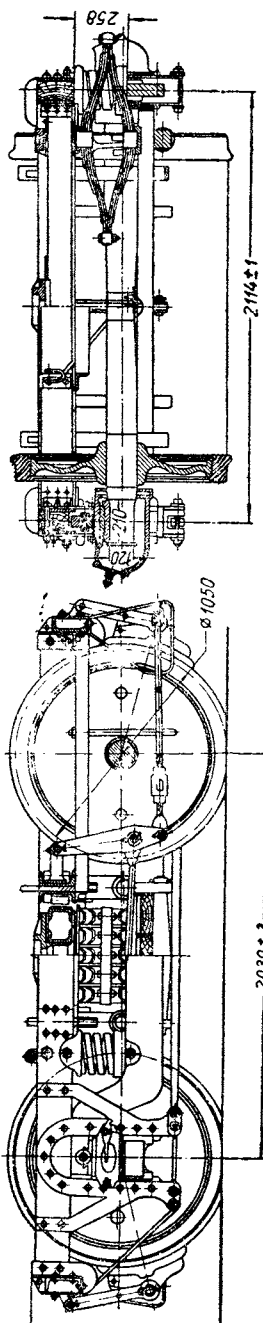
### **Тележки пассажирских вагонов периода 1925—1940 гг.**

Наиболее распространенным типом пассажирских тележек после революции была тележка с продольным балансиром. Эти тележки начали строить задолго до революции. К 1917 г. ими было оборудовано несколько тысяч вагонов. В производстве тележек наряду с металлом в значительной степени использовалось дерево — дуб. Дубовые брусья применялись для изготовления рамы, а так же подрессорной и надрессорной балок тележки.

На фиг. 20 показана тележка указанного типа после многократного улучшения ее конструкции.

Кузов вагона опирается на люльку, состоящую из надрессорной и подрессорной балок, между которыми установлены листовые эллиптические рессоры. Подрессорная балка через подвески соединена с рамой тележки. Надрессорная балка имеет подпятник с отверстием для шкворня и боковые скользуны. Нагрузка от кузова воспринимается пятниковым местом надрессорной балки.

Центральным люлечным подвешиванием с применением листовых эллиптических рессор осуществлена первая ступень подвешивания. Вторая ступень подвешивания — подрессоривание



Фиг. 20.

рамы тележки — осуществлена специальными пружинами, установленными на балансирах и воспринимающими на себя нагрузку от рамы тележки.

Характерной особенностью данного типа тележки является наличие двух большого размера и веса балансиров, расположенных по обеим сторонам тележки. Опираясь концами на потолок бокса, они создают одностороннюю нагрузку на них, вызывая преждевременный износ буксовых направляющих. Наличие тяжелых балансиров резко увеличивает неподдрессированный вес тележки, что является большим недостатком этой конструкции.

Техническая характеристика тележки приведена в табл. 5.

Рама описываемой тележки имеет продольные боковые балки, выполненные из дубовых брусьев сечением 180×95 мм, армированные с обеих сторон стальными листами, толщиной 12,5 мм. Средние и концевые поперечные балки выполнены из швеллеров № 18 и соединены с боковыми балками с помощью угольников, болтов и заклепок. Для придания большей жесткости в раму введены диагональные угольники. Наряду с металлическими концевыми балками в этом типе тележек применялись также и деревянные. Поддрессорная балка тележки выполнялась и из металла, и из дерева.

В тележках с продольными балансирами применялись, как правило пятирядные, пяти- или шестилистовые рессоры Брауна и спиральные пружины из стали прямоугольного сечения. Характеристика пружин надбуксового подвешивания приведена в табл. 6, рессор центрального подвешивания — в табл. 7.

Отмеченные в тележке с продольным балансиrom недостатки в значительной степени устраняются в тележке типа Фетте. Тележка типа Фетте (фиг. 21) спроектирована на русских заводах. Она впервые была изготовлена в 1912 г. и установлена под пассажирские, почтовые, пригородные и другие вагоны длиной 20 м. Тележка получила широкое признание и применение. Конструкция ее, претерпев многократные улучшения, изготовлялась до середины 30-х гг. Техническую характеристику тележки см. табл. 5.

Тележка делалась в двух вариантах с деревянной и стальной рамой. Буксовое подвешивание значительно изменено по сравнению с предыдущей тележкой. Вместо двух тяжелых продольных балансиров здесь имеются четыре балансира меньшего веса, по одному на каждую буксу. Буксовые двухрядные пружины ставятся на концы балансира и воспринимают на себя нагрузку от рамы тележки. Характеристика надбуксовых пружин тележки Фетте приведена в табл. 6.

Воспринятая пружинами нагрузка передается на балансир и с балансира на буксу по центру, что исключает перекося бокса и преждевременный износ буксовых направляющих, как это имело место в предыдущей тележке. Балансиры тележки Фетте

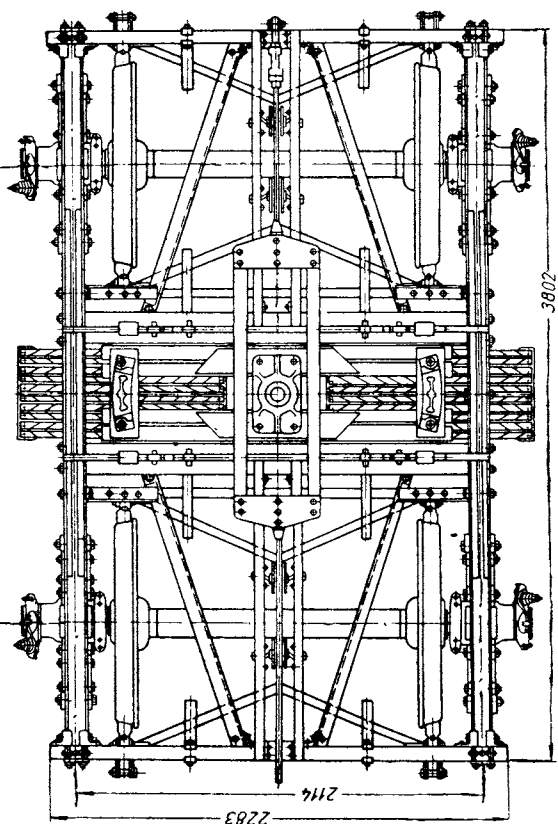
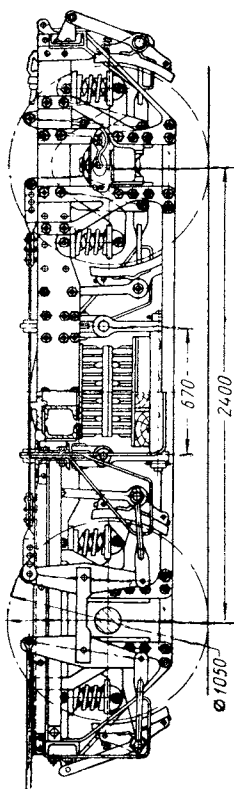
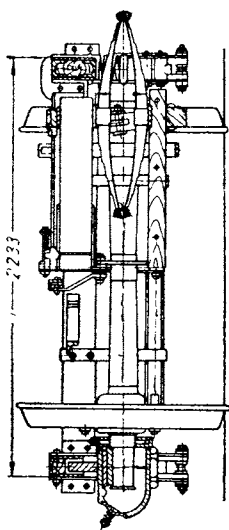
# Техническая характе

Сравнительные данные	С прогильным баланси́ром	Фетте	Безбаланси́рных
			нормальная
Число осей . . . . .	2	2	2
Тип оси . . . . .	II	II	II
Диаметр колеса в мм	1050	1050	1050
База тележки в мм .	2030	2400 <sup>а</sup>	2400
Высота от головки рельса до опорной поверхности подпятника в свободном состоянии в мм	1036	1012	1050
Наибольшая допускаемая нагрузка на подпятник в т	19,3	21,2	21,25
Вес тележки в т . .	6,1 с металличе-ской концевой балкой	6,2	6,05
Рессорное подвешивание			
а) центральное .	Люлечное, с эллиптическими рессорами Брауна	Люлечное, с эллиптическими рессорами Галахова	Люлечное, с эллиптическими рессорами Галахова
б) надбуксовое .	По одной четырехрядной пружине у каждой буксы	По две двухрядных пружины у каждой буксы	Одна двухрядная пружина на буксу
Гибкость рессорного подвешивания в мм/т . . . . .	При пятилистовой рессоре 6,05, при шестилистовой — 5,6	7,78	7,81
Тормоз . . . . .	С односторонним нажатием колодок на колесо	С двухсторонним нажатием колодок на колесо	С двухсторонним нажатием колодок на колесо
Габариты:			
а) длина тележки по выступающим частям рамы в мм . . . . .	3378	3802	3838
б) ширина тележки по выступающим частям рамы в мм . . . . .	2395	2283	2434

Таблица 5

ристика тележек

	Балансирных		Двухосных тройного подвешивания
	усиленной	нормальной	усиленной
2	2	2	2
II	II	III	III
1050	1050	1050	1050
2400	2400	2400	2350
901,5	1020	1015	1035
26	21,25	26	25
Нет данных	6,87	7,3	7,2
Люлечное, с эллиптическими рессорами Галахова	Люлечное, с эллиптическими рессорами Галахова	Люлечное, с эллиптическими рессорами Галахова	Люлечное, с эллиптическими рессорами Галахова
Две двухрядные пружины на буксу	Две двухрядные пружины на буксу	Две двухрядные пружины на буксу	Двойное: листовая рессора и цилиндрические пружины
Нет данных	7,52	5,31	9,14
С двухсторонним нажатием колодок на колесо	С двухсторонним нажатием колодок на колесо	С двухсторонним нажатием колодок на колесо	С двухсторонним нажатием колодок на колесо
3838	3838	3838	3990
2356	2434	2324	2036



Фиг. 21.



Таблица 6

## Характеристика надбуксовых пружин тележек

Наименование технических данных	С продольным балансиром				Фетте		Безбалансирных нормальных		Балансирных нормальных и усиленных		Двухосная тройного подвешивания
	первая	вторая	третья	четвертая	наружная	внутренняя	наружная	внутренняя	наружная	внутренняя	
Высота в свободном состоянии в мм . . . . .	230	230	230	230	215	215	300	281	247	210	450
Сечение заготовки в мм . . . . .	40×18	35×16	28×15	20×14	35×16	28×15	Ø 33	Ø 19	Ø 33	Ø 16/19	Ø 30
Внутренний диаметр в мм . . . . .	167	131	99	69	114	82	83	43	117	41/66	90
Число витков:											
полное . . . . .	4,25	4,7	6	8	5	6,25	7,95	12,5	6	11/10	7
рабочее . . . . .	2,75	3,2	4,5	6,5	3,5	4,75	6,45	11	4,5	9,5/8,5	5,5
Высота в сжатом состоянии в мм . . . . .	150	147	154	150	157,5	161	246	228	181	168	195
Гибкость в мм/т . . . . .	30,7	30	30,7	34,2	22,2	20	8,7	20	13	25	11,2
Рабочая статическая нагрузка в кг . . . . .	1300	1300	1300	1200	1600	1540	3900	1700	2600	700	2500
Прогиб под рабочей нагрузкой в мм . . . . .	40	39	40	41	34	36	34	34	34	18	28

Примечание. Цифры в знаменателе относятся к усиленной тележке.

Таблица 7

## Характеристика эллиптических рессор Брауна

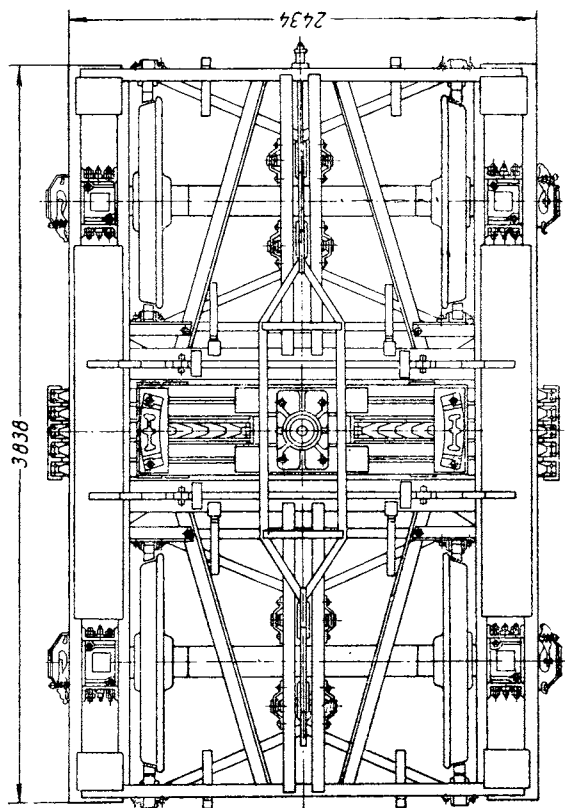
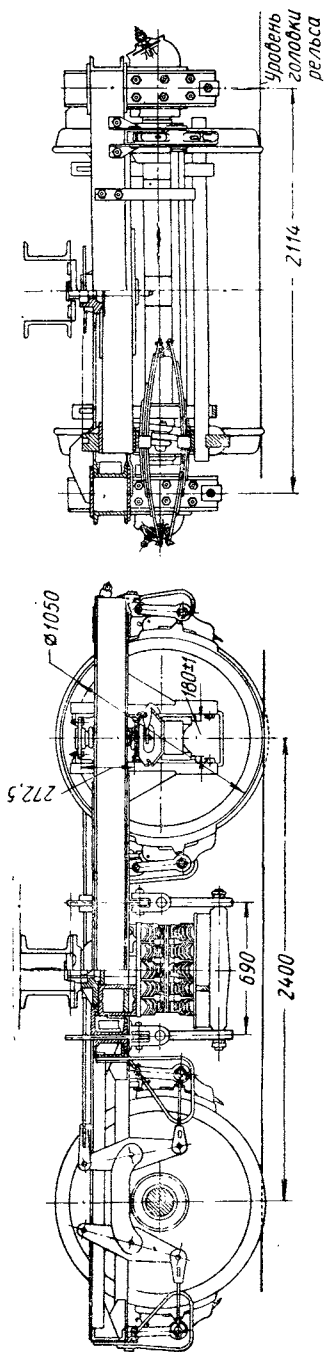
Сравнительные данные	Пятилисто- вая	Шести- листовая
Сечение стали первого коренного листа в мм . . .	76×8	76×8
Сечение стали второго коренного листа в мм . . .	76×10	76×10
Число рядов . . . . .	5	5
Число листов, собранных в один хомут . . . . .	5	6
Гибкость рессоры при нагрузке 1000 кг . . . . .	Перемен- ная	Перемен- ная
Длина между наружными концами коренных ли- стов (в свободном состоянии) в мм . . . . .	1025	1025
Фабричная высота в мм:		
по наружным поверхностям хомутов . . . . .	350	350
между внутренними листами . . . . .	214	194
Пробный груз при статическом испытании в кг . . . . .	12 500	15 000
Рабочая статическая нагрузка в кг . . . . .	9900	12 100
Прогиб под рабочей нагрузкой в мм . . . . .	80	89

значительно проще в изготовлении, чем балансиры ранее рассмотренной тележки. В этом также одно из преимуществ тележки Фетте перед предыдущей. Центральное подвешивание тележки Фетте осталось таким же как и в тележках с продольным балансиром, но чаще ставились эллиптические рессоры Галахова.

К недостаткам этой тележки надо отнести, так же как и у тележки с продольным балансиром, большое расхождение от головки рельсов до пятника тележки, что приводит к необходимости уменьшения по высоте шкворневой балки рамы вагона с соответствующим увеличением в ней напряжений. Наличие балансиров увеличивает неподрессоренный вес, а его жесткая связь с буксой увеличивает динамическое воздействие на шейку оси при прохождении вагона через стыки рельса и другие неровности пути. Невозможна регулировка зазора между рамой тележки и балансиром.

С целью отказа от балансиров и устранения порождаемых ими недостатков, заводом им. Егорова в 1931 г. была разработана тележка безбалансирной конструкции (фиг. 22). Центральное подвешивание в этой тележке осталось такое же, как и в описанных выше. Надбуксовое подвешивание значительно изменено. Вместо балансира и двух пружин у тележки Фетте, здесь непосредственно на каждой буксе установлена двухрядная спиральная пружина, передающая нагрузку от рамы тележки прямо на буксу. Конструктивное исполнение буксового узла рамы тележки показано на фиг. 23.

Продольная балка рамы состоит из двух швеллеров, поставленных полками в наружную сторону. Буксовые лапы проходят между швеллерами и выступают вверх над продольной балкой,

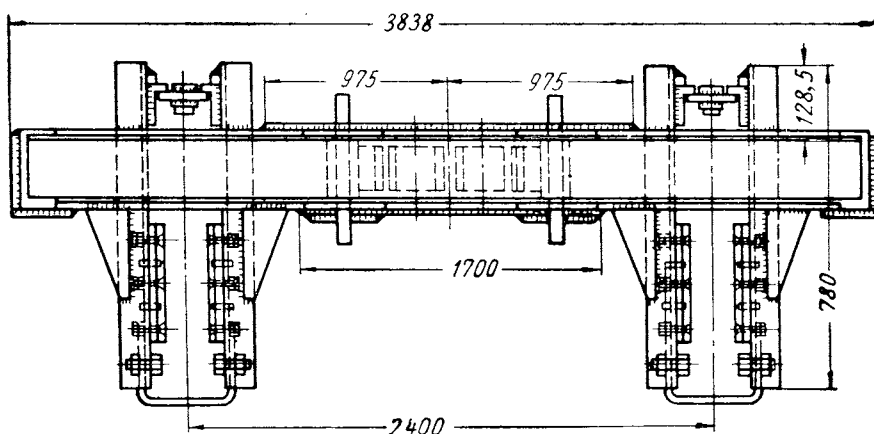


Фиг. 22.

создавая опору верхнему концу пружины. Особенность этой тележки перед всеми предыдущими заключается еще в том, что рама тележки сделана из более легких катаных профилей и выполнена сваркой вместо клепки.

В 1934—1935 г. этим же заводом была разработана усиленная безбалансирная тележка для вагонов с повышенным весом тары. В отличие от нормальной в ней установлены оси III типа и две двухрядные надбуксовые пружины.

Большим недостатком рассматриваемой тележки является трудность осмотра и замены пружин, которые, кроме вертикальной нагрузки, воспринимают и горизонтальные усилия при



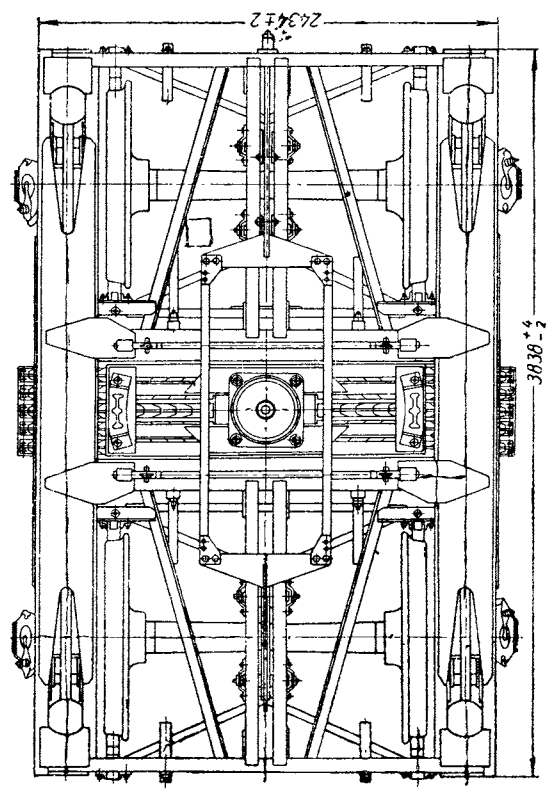
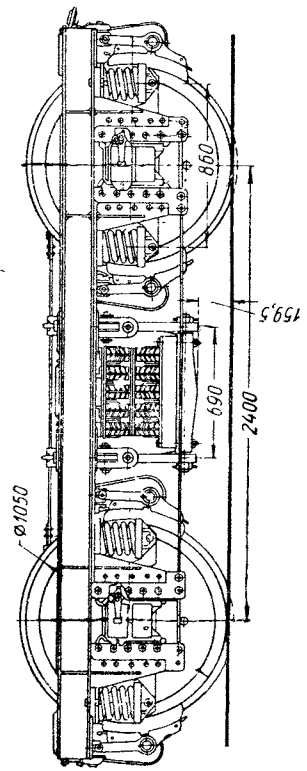
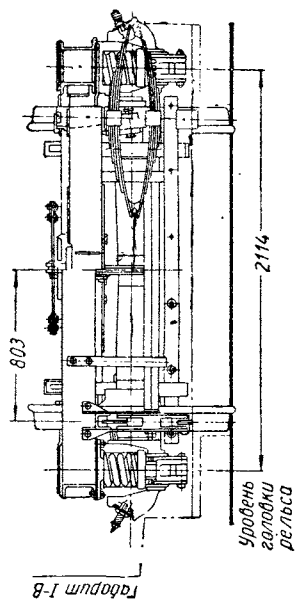
Фиг. 23.

торможении, поэтому часто ломаются. Без выкатки тележки из под вагона замена пружин невозможна. Наблюдается также быстрый износ буксовых направляющих. Эти недостатки послужили основной причиной к прекращению производства этих тележек.

Центральное подвешивание в безбалансирных тележках осталось таким же, как у тележек Фетте.

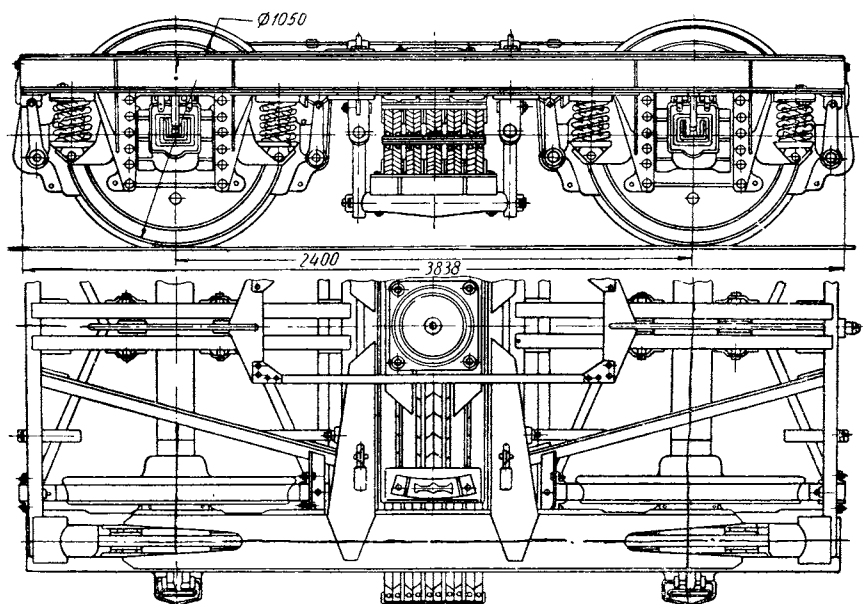
Характеристика тележек приведена в табл. 5, а надбуксовых пружин — в табл. 6.

В 1937 г. заводом им. Егорова и конструкторским отделом Центрального Вагонного управления НКПС была разработана тележка новой конструкции — нормальная балансирующая тележка, которую иногда называют тележкой ЦВТК (фиг. 24). С 1938 г. эта тележка была принята в серийное производство на отечественных вагоностроительных заводах для подкатки их под четырехосные пассажирские вагоны с длиной кузова 20,2 м. Конструкция этой тележки во многом сходна с конструкцией тележки типа Фетте.



Фиг. 24.

Рама тележки имеет боковые балки, сваренные из двух швеллеров № 18, перекрытые сверху и снизу полосовой сталью толщиной 10 мм. Средние и концевые поперечные балки сварены также из швеллеров и соединены с боковыми балками косынками из стали толщиной 10 мм. К боковым балкам рамы приварены буксовые лапы, вырезанные из листовой стали толщиной 14 мм. Тележка имеет двойное подвешивание: центральное и надбуксовое.



Фиг. 25.

Центральное подвешивание — люлевное — состоит из подрессорной и наддрессорной балок. Между концами балок установлены эллиптические рессоры. Подрессорная балка на подвесках (по две на каждый конец) подвешена к средним поперечным балкам рамы. Наддрессорная балка через пятниковое место воспринимает на себя нагрузку от кузова вагона и через рессоры, подрессорную балку, подвески передает ее на раму тележки.

Надбуксовое подвешивание осуществлено так: на потолок каждой буксы устанавливается дугообразный балансир. На концах балансира крепятся поддоны, на поддоны устанавливаются двухрядные пружины. На верхние концы пружин поддонами, укрепленными на продольных балках, опирается рама тележки. Следовательно, воспринятая тележкой нагрузка от кузова передается рамой тележки на надбуксовые пружины, а через них на балансиры, дальше на буксу и шейку оси.



В 1938 г. Калининским вагоностроительным заводом была разработана усиленная балансирующая тележка, которая также называется иногда тележкой ЦВТК (фиг. 25). Тележки эти предназначались под пассажирские вагоны, для которых нормальная тележка была недостаточно прочной. Впоследствии эту тележку стали подкатывать под все пассажирские вагоны.

В усиленной тележке ставились оси типа III. Тележка имела более прочные средние балки. Конструкцией тележки предусмотрена возможность замены скользящих подшипников роликовыми без переделки челюстей. В усиленной тележке применена эллиптическая пятирядная семилистовая рессора с сечением листов  $76 \times 10$  мм. Длина хорды рессоры в свободном состоянии 870 мм. Надбуксовые пружины сделаны: наружная из прутка диаметром 33 мм, внутренняя из прутка диаметром 19 мм. Внутренний диаметр пружин соответственно 117 и 66 мм.

Сравнительная характеристика нормальной и усиленной балансирующих тележек приведены в табл. 5, характеристика надбуксовых пружин приведена в табл. 6, а эллиптических рессор в табл. 8.

Таблица 8

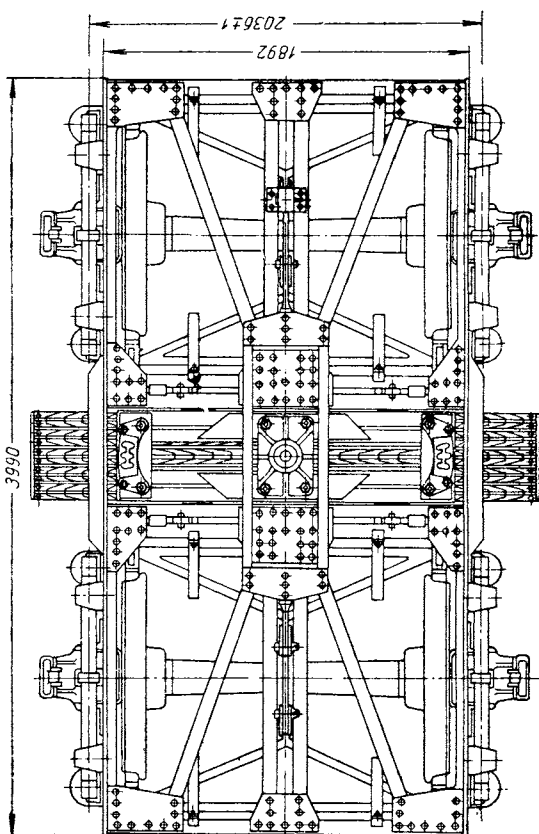
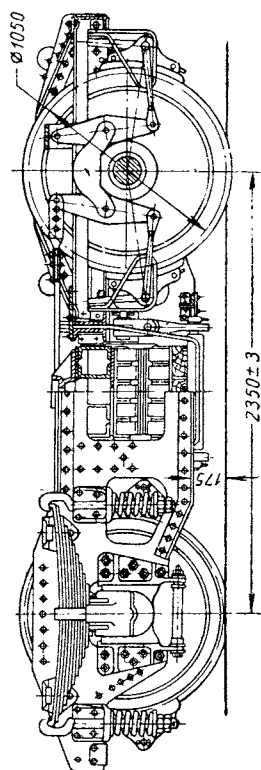
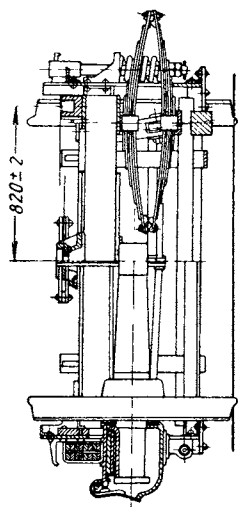
**Характеристика эллиптических рессор балансирующих тележек (ЦВТК)**

Сравнительные данные	Количество листов в рессоре	
	6	7
Сечение рессорной стали в мм . . . . .	$76 \times 10$	$76 \times 10$
Число рядов . . . . .	5	5
Число листов, собранных в один хомут . . . . .	6	7
Пробный груз при статических испытаниях в кг . . . . .	15 000	17 400
Рабочая статическая нагрузка в кг . . . . .	10 400	12 200
Прогиб под рабочей нагрузкой в мм . . . . .	124	128
Гибкость в мм/т . . . . .	11,9	10,5

**Тележки с тройным рессорным подвешиванием**

В эксплуатации на железных дорогах до сих пор имеются тележки с тройным рессорным подвешиванием (фиг. 26), построенные Путиловским (Ленинград) и Тверским (ныне Калининским) заводами в период 1926—1928 гг. Эти тележки отличаются между собой размерами базы и размерами других деталей, связанных с изменением этого основного размера. Тележка Путиловского завода имеет базу 2350, а Тверского завода 2250 мм. Характеристика тележки приведена в табл. 5.

Рама тележки клепаной конструкции. Основанием рамы служат два стальных листа (боковины) толщиной 16 мм. Боковины имеют по пяти вырезов: центральный для установки эллиптических рессор, два крайних для букс и два средних для до-



Фиг. 26.

ступа к тормозным башмакам и колодкам. Боковины по периметру, а также в местах выреза усилены отбуртовкой или стальными накладками из полосовой стали или угольниками. В местах буксовых вырезов они усилены стальными скобами толщиной 32 мм, а у тележек производства Путиловского завода — 35 мм. Концевые балки рамы, а также каждая средняя поперечная балка сделаны из двух швеллеров № 18. Внизу боковины связаны нижними балками, изготовленными из угольников сечением 75×75×10 мм.

Центральное рессорное подвешивание осуществлено с помощью люльки с эллиптическими пятирядными шести- или семилистовыми рессорами в зависимости от веса вагона. Характеристика рессор такая же, как и у балансирных тележек.

Надбуксовое подвешивание осуществлено с помощью цилиндрических винтовых пружин, характеристика их приведена в табл. 6, и листовых рессор, опирающихся своим хомутом на потолок буксы. Характеристика листовых рессор приведена в табл. 9. Надбуксовые рессоры применяются 12-, 13- и 14-листовые; 13- и 14-листовые рессоры ставились под вагоны электросекций и вагоны специального назначения.

Таблица 9

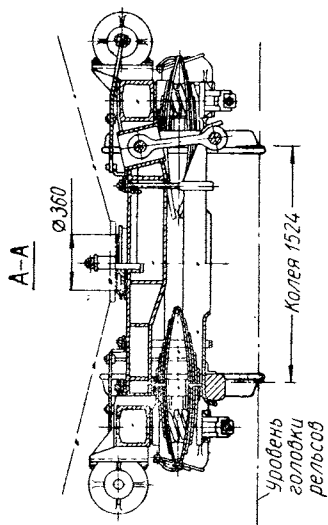
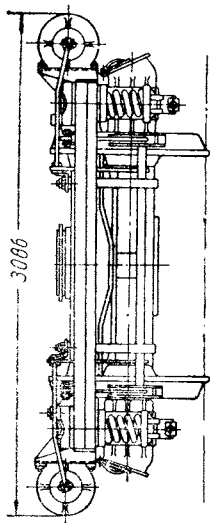
**Характеристика листовых надбуксовых рессор тележки тройного подвешивания**

Сравнительные данные	Количество листов в рессоре		
	12	13	14
Сечение стали в мм . . . . .	76×13	76×13	76×13
Фабричная хорда в мм . . . . .	1130	1133	1136
Фабричная стрела в мм . . . . .	117	108	97
Рабочая статическая нагрузка в кг	5900	6500	7000
Прогиб под рабочей нагрузкой в мм	74	75	75
Теоретический вес рессоры в кг . .	77,6	82,6	87,75

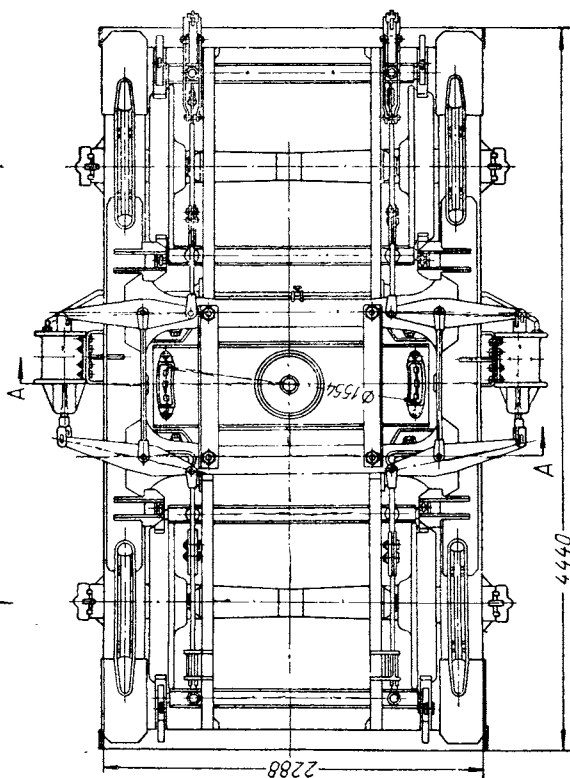
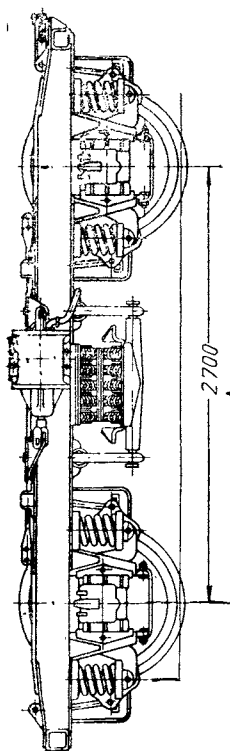
Подобные тележки тройного подвешивания нашли широкое применение в пригородных вагонах электрической тяги. Такие тележки со штампованной боковиной впервые были изготовлены в 1928 г. Мытищинским заводом для электровагонов пригородного сообщения.

### **Тележки цельнометаллических пассажирских вагонов**

Совершенствование конструкции пассажирских тележек в послевоенный период связано с выпуском цельнометаллических вагонов. Под начатые производством в 1947 г. цельнометаллические вагоны была разработана и построена тележка новой конструкции — челюстная тележка ЦМВ, указанная на фиг. 27. В ней сохранены надбуксовые балансиры, буксовые челюсти



Фиг. 27.



и буксы со скользящими подшипниками. Тормозные цилиндры, расположенные на раме тележки, были вскоре сняты и перенесены под раму вагона. Конструкция такой тележки указана на фиг. 28. Последующая работа над ее совершенствованием дала возможность создать более простую в производстве, удобную и надежную в эксплуатации тележку бесчелюстной конструкции, указанную на фиг. 29.

Над дальнейшим совершенствованием конструкции тележки много работал Калининский вагоностроительный завод. На фиг. 30 указана тележка ЦМВ конструкции Калининского завода выпуска 1955—1960 гг. Тележка двойного подвешивания. Центральное люлечное подвешивание осуществлено, как и у предыдущих тележек, с применением эллиптических рессор Галахова. Буксовое подвешивание состоит из спиральных пружин, установленных на кронштейны букс. Букса бесчелюстная, роликовая.

Тележка единая, пригодна для всех цельнометаллических вагонов пассажирских жестких купейных и некупейных, мягких, багажных, почтовых, а также для единичных вагонов служебного назначения с весом тары не превышающим 72 т. Все детали и узлы, за исключением рессор, у тележки одинаковы независимо от того под какой вагон она предназначена.

Тележка имеет следующую характеристику:

База тележки в мм . . . . .	2700
Габарит вписывания . . . . .	1 — В
Длина по концам боковых балок в мм . . . . .	4460
Диаметр колеса по кругу качения в мм . . . . .	1050
Тип колеса . . . . .	Цельнокатанное
Тип оси . . . . .	Р. У.
Подвешивание . . . . .	Двойное: центральное и надбуксовое
Центральное подвешивание . . . . .	Люлечное с эллиптическими рессорами Галахова
Надбуксовое подвешивание . . . . .	Две одинарные пружины на каждую буксу
Вес в кг . . . . .	8500

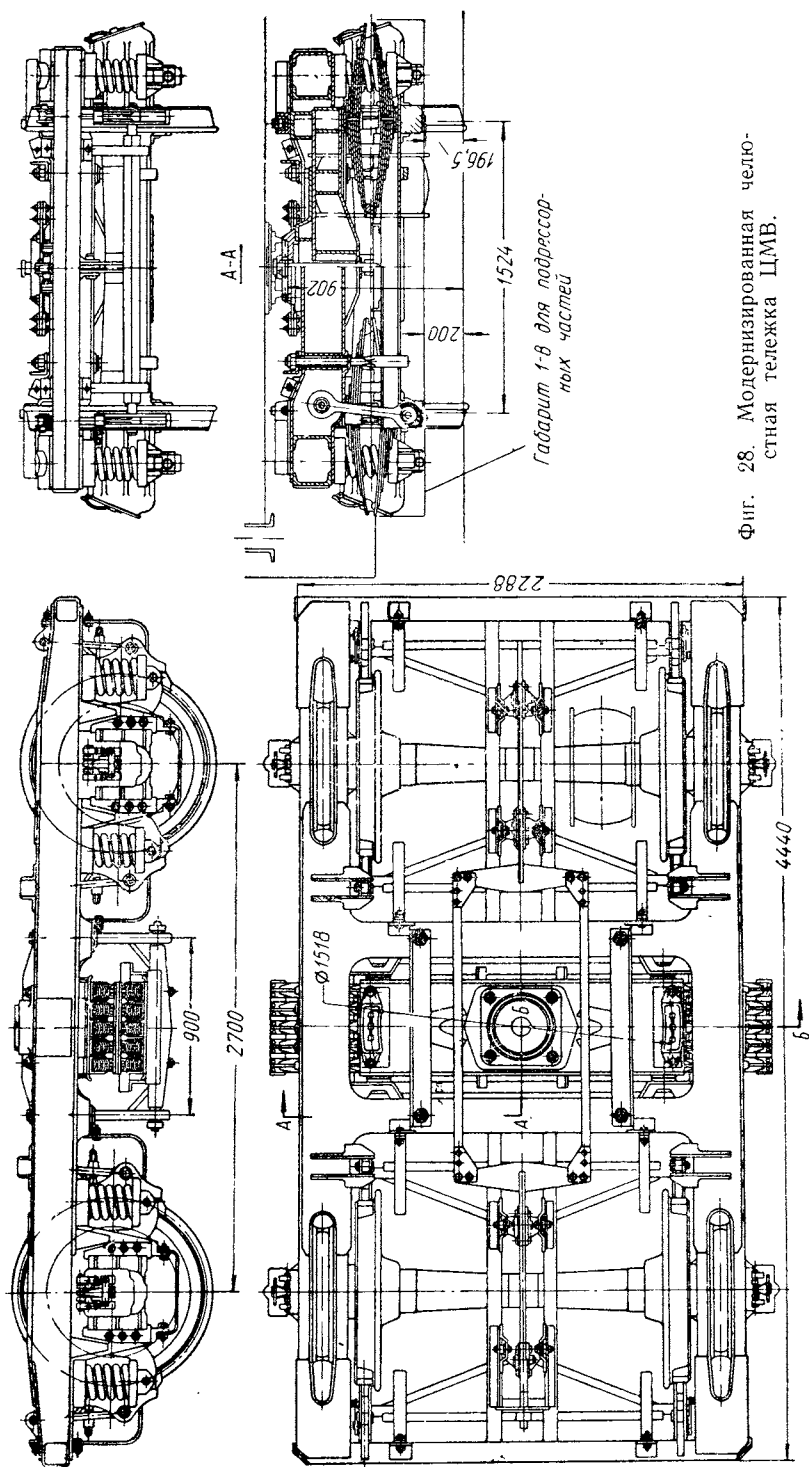
Примечание. В тележках челюстной конструкции первого выпуска (фиг. 27) применялись колеса диаметром 950 мм.

Переменные величины характеристики тележки, в зависимости от типа вагона под который она подкатывается, приведены в табл. 10.

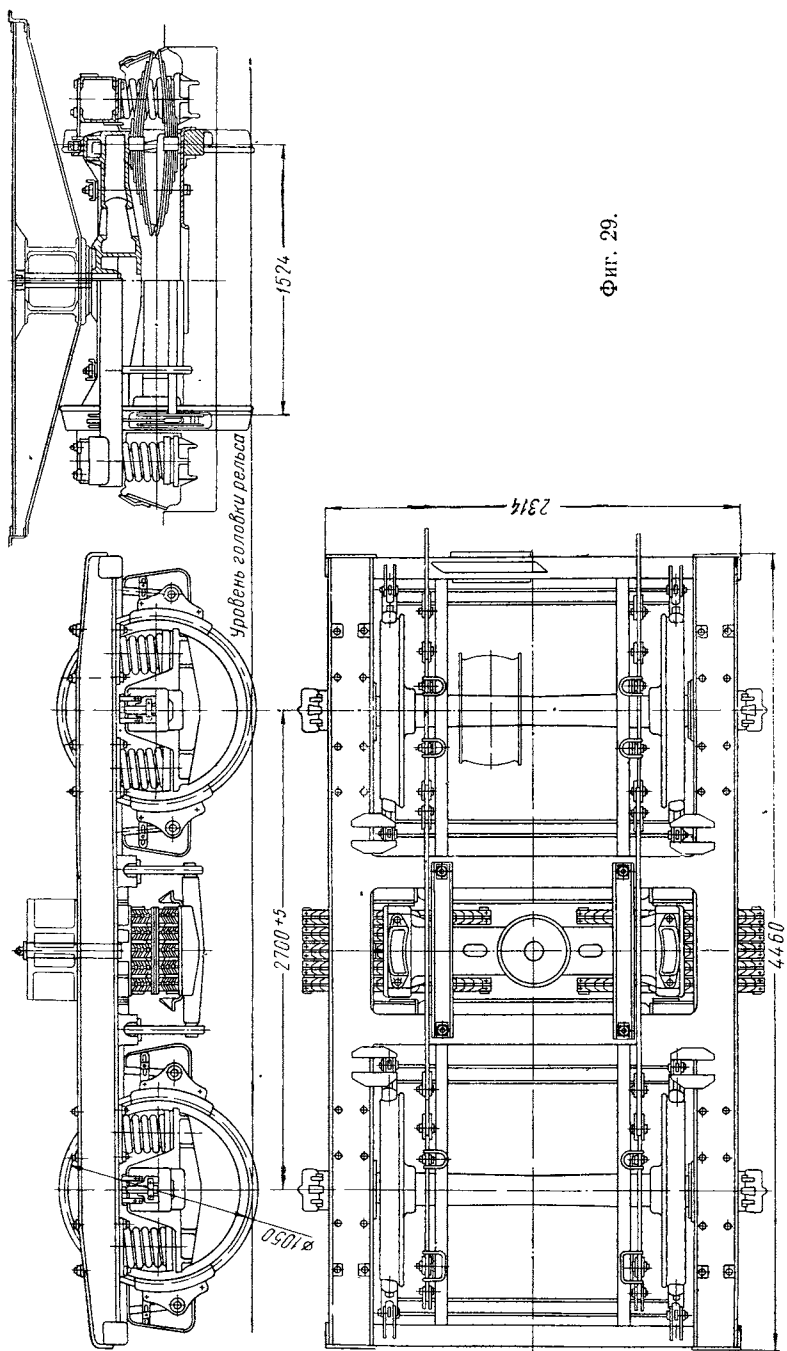
Тележка состоит из узлов, показанных на фиг. 31.

1-й узел — рама тележки с установленными на ней восемью шпинтонами, по два шпинтона на буксу.

2-й узел — центральное люлечное подвешивание, в которое входят: подрессорный брус с двумя планками для установки рессор и двумя подлюлечными балками, 2 комплекта рессор Галахова, 4 подвески, 2 предохранительных скобы, 2 предохранительные балочки и надрессорная балка.

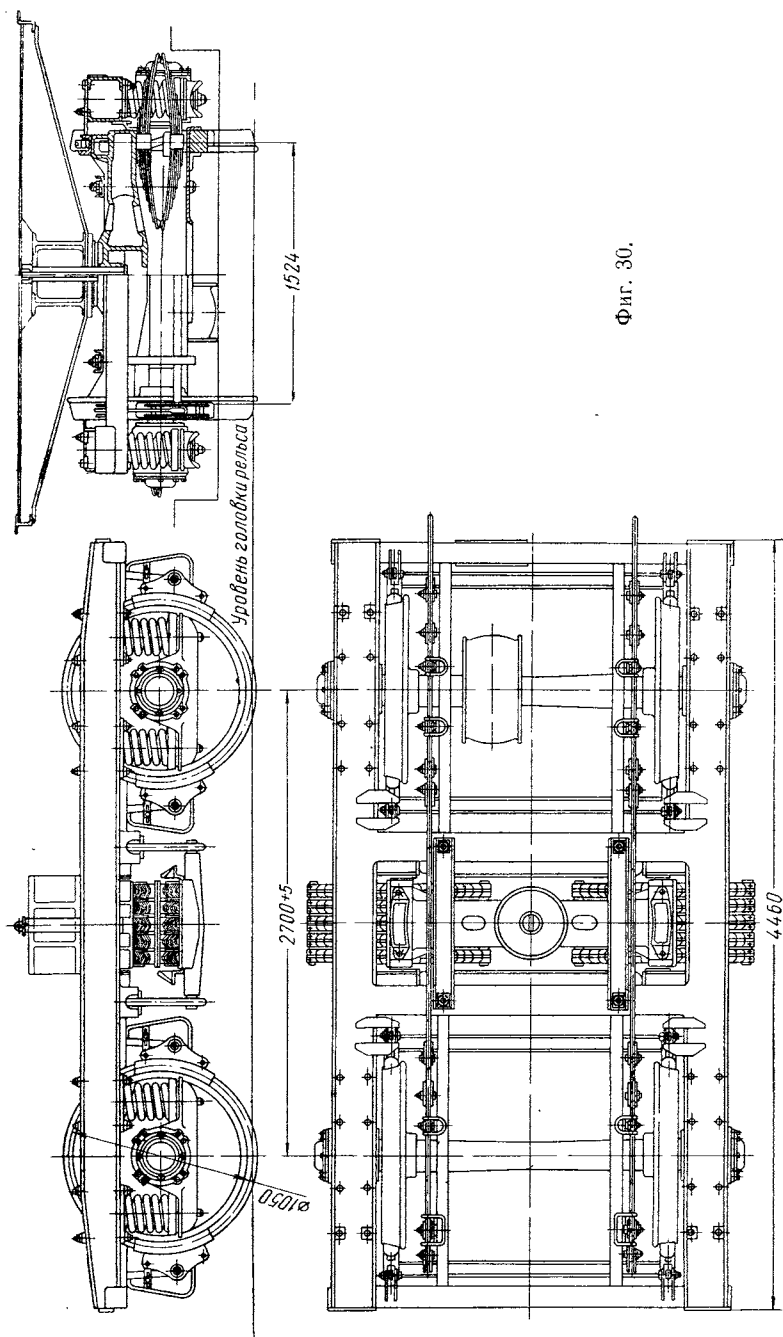


Фиг. 28. Модернизированная цело-  
стная тележка ЦМВ.

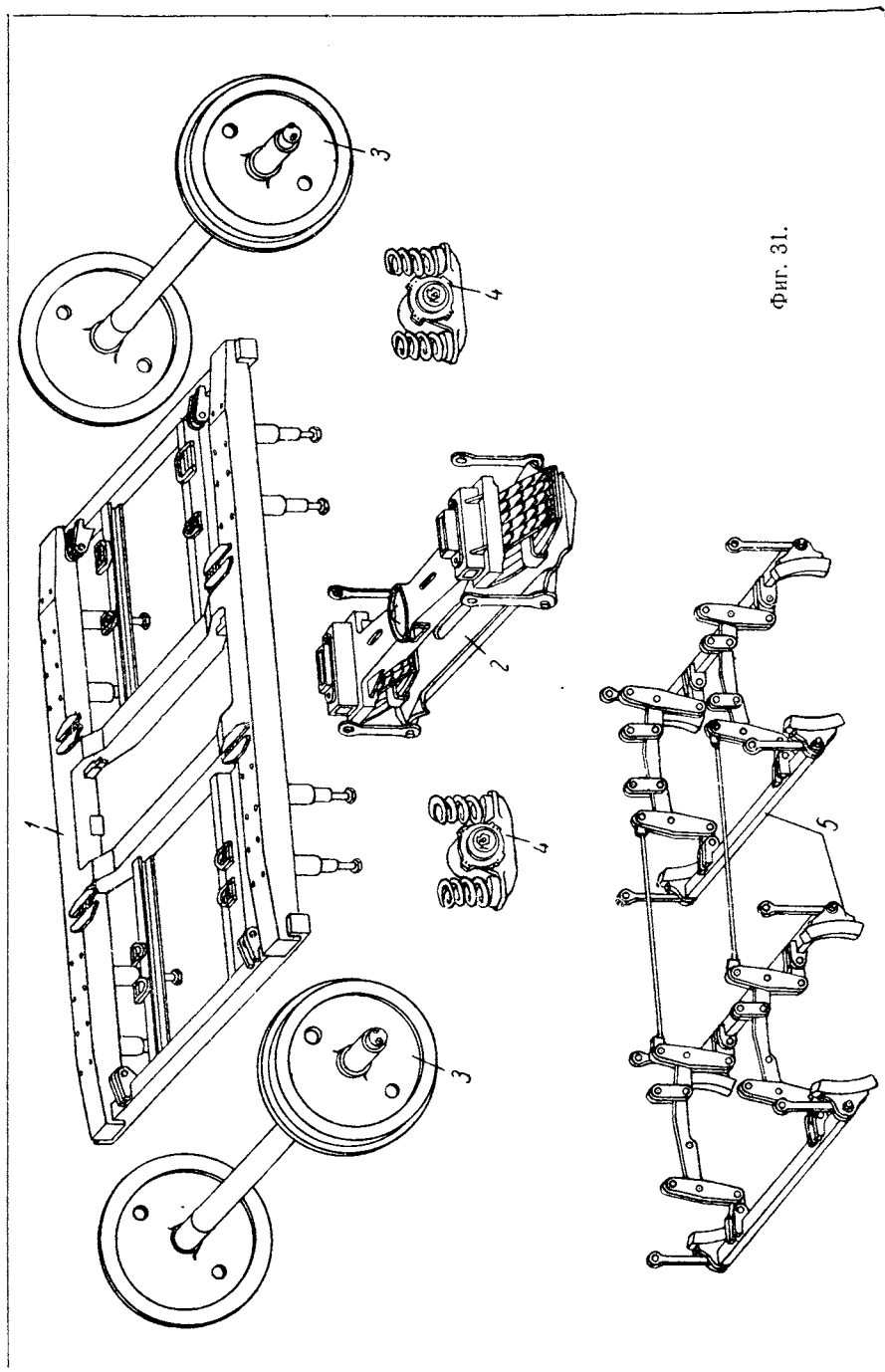


Фиг. 29.





Фиг. 30.



Фиг. 31.

Таблица 10

**Характеристика тележки в зависимости от назначения вагона,  
под который она подкатывается**

Тип вагонов	Тара вагона в т	Высота от го- ловки рельсов до пятника под тарой в мм	Расстояние между голо- ком буксы и рамой тележ- ки в мм	Расстояние от головки рельса до скользунов в мм	Расстояние между хому- тами рессор под тарой в мм	Гибкость рес- сорного под- вешивания в мм/т	Средний ста- тический про- гиб в мм
Жесткий некупей- ный . . . . .	55,5	853	53	963	105	6,61	145
Жесткий купей- ный . . . . .	51,0	853	53	963	105	6,61	133
Мягкий . . . . .	55,5	853	54	963	105	6,61	145
Почтовый . . . .	53,5	851	56	966	112	4,56	93
Багажный . . . .	51,5	852	57	967	112	4,56	88

3-й узел — колесная пара.

4-й узел — надбуксовое подвешивание в количестве четырех комплектов со смонтированными на буксах пружинами и резиновыми амортизаторами.

5-й узел — тормозное устройство в количестве четырех комплектов, состоящих из одной траверсы, двух тормозных колодок, двух тормозных башмаков, двух чек, двух фиксаторов колодок, двух подвесок и рычажной тормозной передачи.

Рама тележки проста по конструкции и состоит из узлов, показанных на фиг. 32.

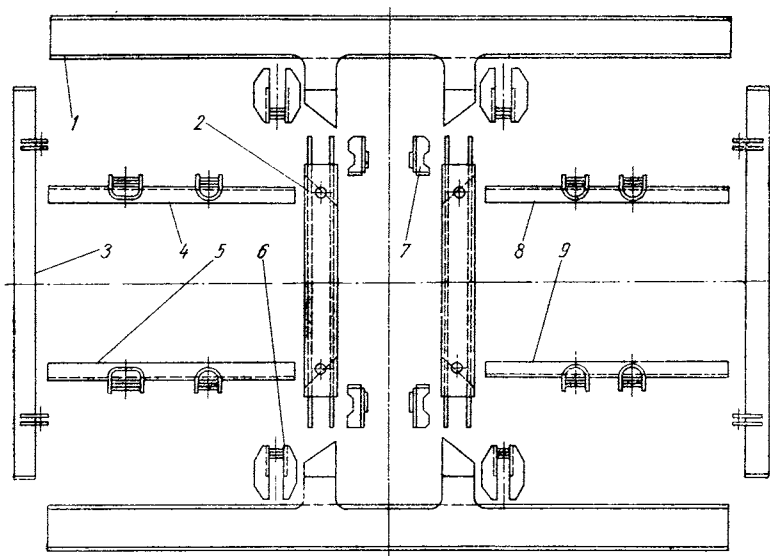
Продольные балки 1 коробчатого сечения собираются и свариваются из двух швеллеров № 20. Полки швеллеров обращены во внутреннюю сторону коробки. Сверху и снизу на всю длину балки ставятся металлические накладки толщиной 14 мм. Внутри коробки устанавливаются диафрагмы жесткости. Соединение всех деталей сварное.

Средние поперечные балки 2, воспринимающие на себя нагрузку от люлечного подвешивания, имеют также коробчатое сечение с большим размером по вертикальной оси. Свариваются балки из листовой или полосовой стали толщиной 14 мм. Внутри коробки устанавливаются дополнительные планки, увеличивающие опорные поверхности для валика подвески. Усиливаются также и места крепления предохранительных скоб. Соединение всех деталей балки сварное.

Концевые, поперечные и средние продольные балки — 3, 4, 5, 8, 9, штампованные, из полосовой стали толщиной 14 мм. Штамповки имеют открытый корытообразный профиль. Концевые балки свариваются из двух штамповок и имеют замкнутое овальное сечение. Одна из концевых балок котловой тележки имеет вырез в средней части для прохода ремня привода генератора. Скользуны и кронштейны рамы 6, 7 свариваются

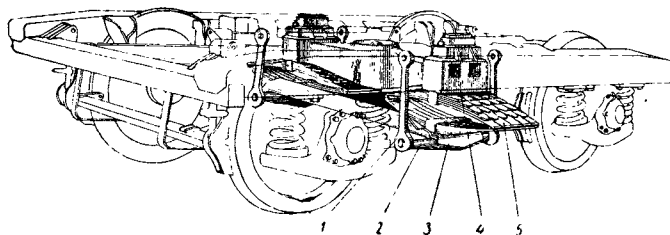
из полосовой или листовой стали. Соединение всех узлов производится сваркой.

К нижней стороне продольных балок 1 крепятся шпинтоны. Для обеспечения перпендикулярной установки шпинтонов на



Фиг. 32.

балке и расположения опорных поверхностей четырех шпинтонов каждой балки в одной горизонтальной плоскости, к надшпинтонным местам рамы привариваются накладки, которые затем подвергаются механической обработке.

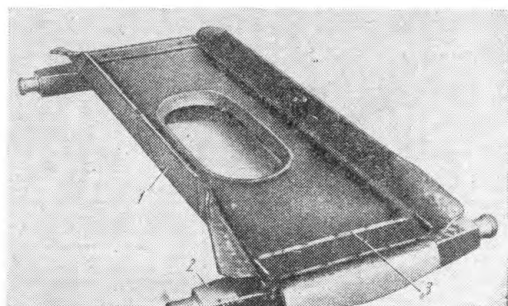


Фиг. 33. Схема центрального рессорного подвешивания тележки:

1 — подвески, 2 — подлючная балка, 3 — подрессорный брус, 4 — надрессорная балка, 5 — рессора

Центральное рессорное подвешивание тележки — люлочное (фиг. 33). Подрессорный брус люльки — штампованный, из листовой стали толщиной 14 мм. Для облегчения веса в средней части бруса вырезано большое отверстие. Крайя отверстия.

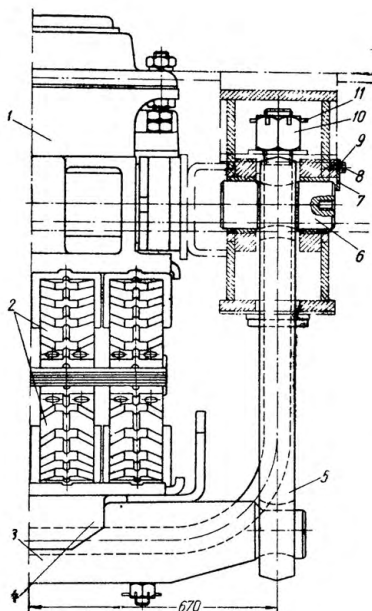
а также концы бруса имеют отбуртовку для придания ему большей жесткости. К каждому концу подрессорного бруса с нижней стороны крепятся подлюлочные балки с цапфами



Фиг. 34. Подрессорный брус тележки:  
1 — подрессорный брус, 2 — подлюлочная балка,  
3 — фиксирующая планка.

для опоры на подвески. Подлюлочные балки — штампованные, из катаного металла. С внутренней стороны к подрессорному брусу по обоим концам крепятся штампованные планки для фиксации хомутов рессор при их установке на балку (фиг. 34).

С помощью подвесок подрессорный брус подвешивается к средним поперечным балкам рамы. Соединения подвесок с брусом и рамой шарнирные (фиг. 35). Это дает возможность свободного перемещения подрессорного бруса вдоль и поперек вагона при его движении, создавая подобие люльки.

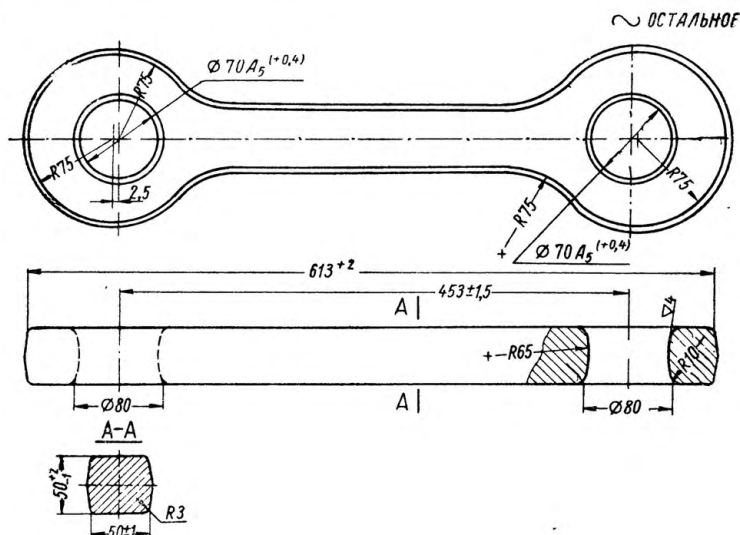


Подвески (фиг. 36) являются весьма ответственными деталями тележки. Размер подвесок (сечение и длина) определяются расчетом. Длина подвесок принята 453 мм. Верхняя и нижняя точки подвески в тележке не находятся на одной вертикали, а смещены так, что подвеска располагается под углом  $6^{\circ}40''$  к

Фиг. 35. Шарнирное соединение люльки с рамой тележки:

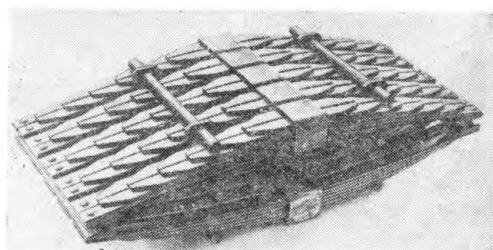
1 — наддрессорная балка, 2 — рессора, 3 — подлюлочная балка, 4 — подрессорный брус, 5 — подвеска, 6 — валик, 7, 8, 9 — стопорное устройство, 10, 11 — гайка крепления и предохранительная скоба

вертикали. Это увеличивает действие сил, возвращающих люльку, а следовательно и кузова вагона при их отклонении от середины тележки в нормальное положение. Длина подвески постоянна, регулирование высоты центра автосцепки производится подбором и заменой рессор.



Фиг. 36.

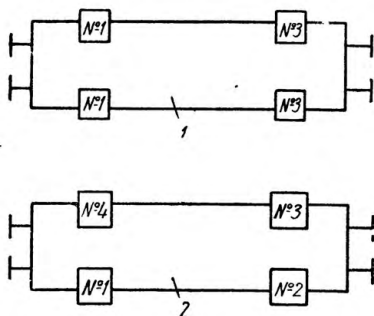
На случай обрыва подвесок установлены две предохранительные скобы. Предохранительные скобы охватывают снизу подрессорный брус и крепятся к средним поперечным балкам рамы тележки.



Фиг. 37.

Рессоры люльчатного подвешивания показаны на фиг. 37. Рессора показана «запряженной», т. е. сжатой и зафиксированной в таком состоянии специальными планками и стержнями. «Запряженную» рессору легче устанавливать в тележку. «Рас-

пряжка» рессоры производится после подкатки тележки под вагон, когда она воспримет нагрузку от веса вагона. Конструкция рессор, как указывалось выше, не меняется в зависимости от типа вагона, под который подкатывается тележка. Меняются только параметры рессоры. Параметры ее меняются не только



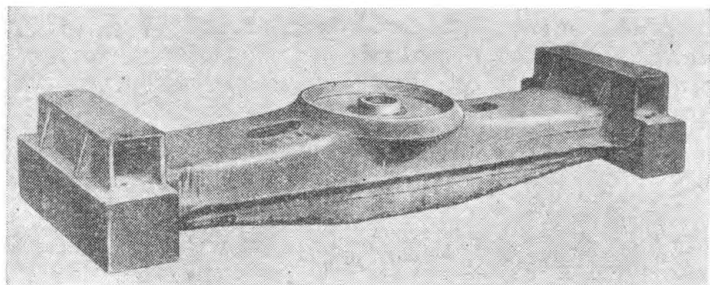
Фиг. 38. Схема расположения рессор под вагоном:

1 — жесткий вагон, 2 — мягкий вагон.

в зависимости от типа вагона, но и от расположения рессоры в пределах одного и того же вагона. Объясняется это тем, что вес внутреннего оборудования расположен на площади вагона неравномерно. Так, например, котловый конец вагона тяжелее некоторого, поэтому рессора, расположенная ближе к котлу отопления, нагружена больше, чем противоположная ей по диагонали.

Параметры рессоры устанавливаются расчетом. При изготовлении рессор в производство выдается задание с указанием параметров согласно табл. 11. Рессоры, выполненные по заданию, наделяются соответствующими бирками с указанием номера рессоры. Постановка рессор в тележки осуществляется в соответствии со схемой, указанной на фиг. 38.

Рессоры, выполненные по заданию, наделяются соответствующими бирками с указанием номера рессоры. Постановка рессор в тележки осуществляется в соответствии со схемой, указанной на фиг. 38.



Фиг. 39.

Надрессорная балка фиг. 39 изготавливается из стального литья. До 1952 г. балка выполнялась сварной конструкции из проката. Оба варианта балки имеют коробчатое сечение. Сечение средней части балки, особенно размер по вертикальной оси, значительно больше, чем по концам, что делает ее балкой равного сопротивления изгибу.

Балка опирается своими концами на хомуты рессор, для чего на концах нижней стороны сварная балка имеет фикси-

рующие пленки, а литая — опорные площадки с буртами. С верхней стороны наддрессорная балка имеет подпятниковое место и коробки для скользунов. Между скользунами и коробкой прокладывается пластичная резина с целью поглощения шума и металлические пластины для регулировки зазоров между скользунами тележки и вагона. С той же целью в тележках со сварной наддрессорной балкой между плавающим подпятником тележки и верхним листом наддрессорной балки прокладывается листовая резина.

При литом варианте наддрессорной балки подпятниковое место отливается заодно с балкой. Подпятниковое место балки подвергается механической обработке. Одновременно на балке обрабатываются места для установки коробок верхних скользунов, соприкасающихся со скользунами кузова, а также поверхности боковых скользунов, соприкасающихся со скользунами последних поперечных балок рамы тележки.

Весь груз вагона передается на наддрессорную балку через пятник. Между боковыми скользунами тележки и рамой кузова на прямом участке пути должны быть за-

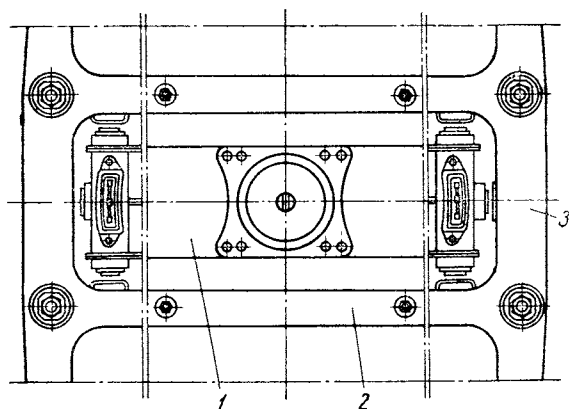
Таблица 11  
Задание для изготовления эллиптических рессор в зависимости от типа вагона и расположения рессоры под вагоном

Параметры	Некупленный жесткий вагон с тарой 53,5 т		Некупленный жесткий вагон с тарой 51,0 т		Мягкий вагон			Почтовый		Багажный	
	Рессора № 1	Рессора № 3	Рессора № 1	Рессора № 3	Рессора № 1	Рессора № 2 и 4	Рессора № 3	Рессора № 1 и 2	Рессора № 3 и 4	Рессора № 1 и 4	Рессора № 2 и 3
	10,500 9,7	9,500 9,7	9,500 9,7	8,500 9,7	11 880 9,7	10,850 9,7	9,500 9,7	10,000 5,57	9,000 5,57	9450 5,57	8450 5,57
Нагрузка на рессору от тары вагона в кг . . . . .											
Гибкость рессоры в мм/т											
Высота фабричной стрелы в мм . . . . .	227	217	217	207	230	230	217	190	185	190	185
Высота (внутри) между листами под тарой в мм . . . . .	125 <sup>+5</sup>	125 <sup>±5</sup>	125 <sup>+5</sup>	125 <sup>±5</sup>	115 <sup>±5</sup>	125 <sup>±5</sup>	125 <sup>±5</sup>	134 <sup>-3</sup> <sup>+5</sup>	135 <sup>-3</sup> <sup>+5</sup>	137 <sup>-3</sup> <sup>+5</sup>	138 <sup>-3</sup> <sup>+5</sup>



зоры от 2 до 4 мм. Величина суммарного зазора между скользящими с обеих сторон тележки не более 6 мм. Боковые скользящие воспринимают временную нагрузку только при прохождении вагона по кривым участкам железнодорожного пути.

Надрессорная балка расположена между средними поперечными и продольными балками рамы тележки (фиг. 40). Как указывалось, наличие люльки обеспечивает надрессорной балке независимые от рамы тележки перемещения вдоль и поперек ее. В зависимости от величины этого перемещения возможны удары



Фиг. 40. Схема взаимного расположения надрессорной, поперечной и продольной балок тележки:

1 — надрессорная балка, 2 — средняя поперечная балка рамы тележки, 3 — продольная балка рамы тележки

балки о раму тележки. При расчете люльчатного подвешивания подбираются такие параметры (длина подвески и угол ее наклона к вертикали), чтобы не допустить ударов надрессорной балки о боковые продольные балки рамы тележки. Удары о средние поперечные балки рамы неизбежны, поэтому зазор между надрессорной и средними поперечными балками делается небольшой не более 6 мм в сумме.

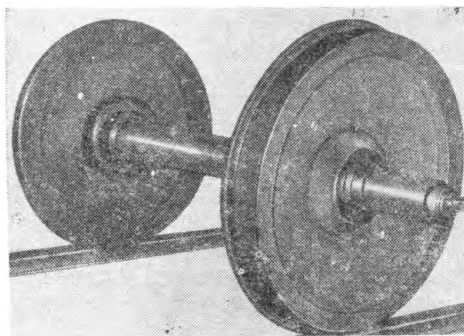
При проведении в 1956—1957 гг. испытаний мягкого вагона I класса был отмечен сильный шум и стук, нарушающий плавность хода вагона и удобства пассажира. Изучение причин показало, что очагом шума являются удары надрессорной балки о средние поперечные балки рамы тележки. Были проведены эксперименты с увеличением и уменьшением зазора между ними. Установлено, что лучший результат получается при зазорах в пределах 4—6 мм.

Практически надрессорная балка находится в постоянном перемещении со скольжением относительно средних поперечных балок рамы, для чего у средних поперечных балок рамы те-

лежки делают специальные скользуны (фиг. 32, поз. 7). У литой надressорной балки скользуны отливаются заодно с балкой и обрабатываются. В сварном варианте скользуны привариваются к надressорной балке. Планки скользунов по мере их износа заменяются.

У опытных тележек электропоездов применены пружинящие скользуны. Пробная эксплуатация показала сложность регулировки их и поэтому в последующих тележках их перестали ставить. В тележках вагонов метрополитена зазор между надressорной балкой и средними балками рамы принимается значительно меньше, чем у вагонов железных дорог.

Колесная пара тележки фиг. 41 состоит из усиленной оси типа РУ (под роликовые подшипники) с диаметром шейки 135 мм, подступичной части 190 мм и цельнокатаного колеса с диаметром по кругу качения 1050 мм. Так как при конической форме поверхности катания колесо в разных местах по ширине обода имеет различные диаметры, то под диаметром колеса принято понимать диаметр круга, расположенного от внутренней грани стального колеса на расстоянии 70 мм. Этот круг называют кругом катания колеса. В его плоскости измеряется толщина обода колеса.



Фиг. 41.

Расстояние между внутренними гранями колес колесной пары равно 1440 мм с допуском +1—3 мм. Шейка оси упрочняется накаткой. В месте, прилегающем к галтели, во избежание повреждения шейки концом посадочно-закрепительной втулки роликподшипника делается разгружающая канавка. Средняя часть оси подвергается механической обработке и упрочнению накаткой, чего до недавнего времени не делалось.

Механической обработкой средней части устраняется эксцентрично расположенный верхний слой металла, вызывающий дисбаланс колесной пары. Кроме того, верхний слой металла обычно имеет пороки (волосовины, плены, закаты и т. п.), которые являются концентраторами напряжений и снижают усталостную прочность металла.

Для еще большего повышения усталостной прочности металла введена накатка средней части оси. Уместно отметить, что введенная в 1953 г. накатка шейки осей полностью себя оправдала.

Колесные пары составляют основной неподрессоренный вес вагона. Этим объясняется особое стремление конструкторов к облегчению их веса, не снижая при этом их прочностных показателей. Обточка и упрочнение средней части оси служат упомянутым целям. Оправданным является выдвигаемое за последнее время требование введения операции балансировки колесных пар при их выпуске в эксплуатацию, так как неравномерно расположенный в ободе и диске колеса металл создает большой дисбаланс, разрушающе действующий на верхнее строение путей и ухудшающий плавность хода вагона.

В 1953 г. вагоностроительная промышленность перешла на выпуск тележек для цельнометаллических вагонов на подшипниках качения. Тележки таких вагонов, ранее выпущенных вагоностроительными заводами на подшипниках скольжения, переоборудуются ремонтными базами Министерства путей сообщения под роликоподшипники.

Переход с подшипников скольжения на подшипники качения является большим прогрессивным мероприятием в вагоностроении. Основные преимущества роликовых подшипников перед скользящими заключаются в следующем:

1. Полное отсутствие нагрева букс при роликовых подшипниках и отцепок вагонов от поездов для постановки их в ремонт по этой причине. При скользящих подшипниках отмеченные явления весьма часты.

2. Роликовые буксы исключают необходимость смазки и осмотра их в пути, что уменьшает простой поездов на станциях и сокращает обслуживающий персонал — смазчиков.

3. Уменьшается расход смазочных и совершенно исключается расход подбивочных материалов.

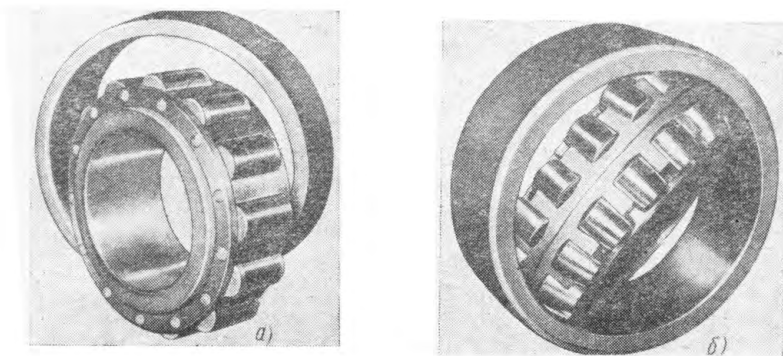
4. Отсутствует износ шеек осей, что ведет к увеличению срока их службы.

5. Не требуется перевод букс на зимнюю и летнюю смазку, исключается необходимость иметь запасы смазки на станциях.

6. Снижается сопротивление движению при трогании с места. Переходу на подшипники качения предшествовала большая экспериментальная работа по выбору типа подшипника и установлению других сопутствующих параметров.

При выборе типа подшипников были испытаны подшипники различной конструкции (с цилиндрическими и сферическими роликами, с медными и стальными сепараторами и т. д.). Была проверена различная комбинация постановки подшипников на шейку оси (одного подшипника со сферическими роликами, двух подшипников со сферическими роликами, различные комбинации подшипников со сферическими и цилиндрическими роликами). В результате испытаний признан лучшим вариант установки на шейку оси двух подшипников: одного с цилиндрическими роликами (подшипник № 72727) и одного со сферическими роликами (подшипник № 73727) (см. фиг. 42, а, б).

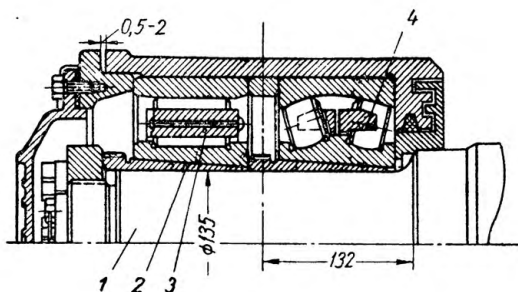
Одновременно с выбором конструкции подшипника решался вопрос о методе его посадки на ось: втулочная холодная посадка или горячая посадка без втулок. Для тележек цельнометаллических пассажирских вагонов был принят вариант втулочной посадки (фиг. 43). Втулочная посадка не требует индивидуального подбора подшипника по шейке оси для обеспе-



Фиг. 42. Подшипники:

*а* — с цилиндрическими роликами, *б* — со сферическими роликами

чения натяга, не требует таких жестких допусков при обработке (особенно в условиях ремонта) соединяемых поверхностей, не ограничивает количество постановок одного и того же подшипника на данную шейку оси и имеет ряд других преимуществ, создающих большие удобства в эксплуатации. На фиг. 44 показаны детали буксового узла.

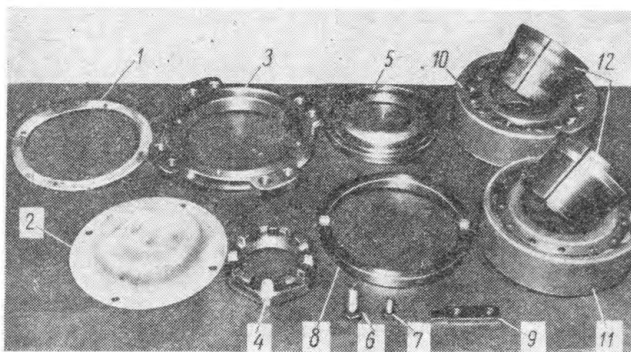


Фиг. 43. Втулочная посадка:

*1* — шейка оси, *2* — посадочные втулки, *3* — подшипник с цилиндрическими роликами  
*4* — подшипник со сферическими роликами.

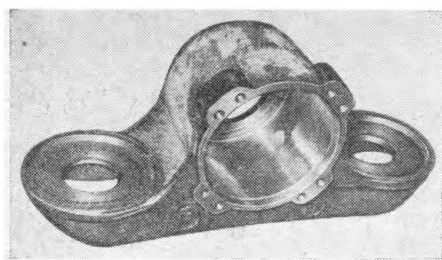
В первой партии тележек, выпущенных на роликовых подшипниках с втулочной посадкой, имелось много случаев поломки осей. Излом происходил в одном и том же сечении шейки

около предподступичной части, под концом внутренней посадочной втулки. Анализ привел к заключению, что причиной излома была усталость металла шейки оси в месте контакта конца втулки с шейкой. Введение на шейке оси в этом месте разгружающей канавки, скругление кромок конца посадочной втулки, повышение качества обработки шейки и внутренней поверхности втулки для обеспечения большей поверхности прилегания их друг к другу, а также установление параметров натяга втулки при посадке исключили случай поломки осей.



Фиг. 44. Детали буксового узла:

1 — прокладка, 2 — смотровая крышка, 3 — крепительная крышка, 4 — крепительная гайка, 5 — уплотняющий воротник, 6 — болт крепительной крышки, 7 — болт смотровой крышки, 8 — дистанционное кольцо, 9 — стопорная планка, 10 — подшипник со сферическими роликами, 11 — подшипник с цилиндрическими роликами, 12 — посадочные втулки.



Фиг. 45.

Букса для роликовых подшипников (фиг. 45) — стальная литая, бесчелюстной конструкции. В период 1947—1949 гг. в тележках применялась челюстная букса и надбуксовый балансир. Буксовый узел этих тележек имел вид, указанный на фиг. 46.

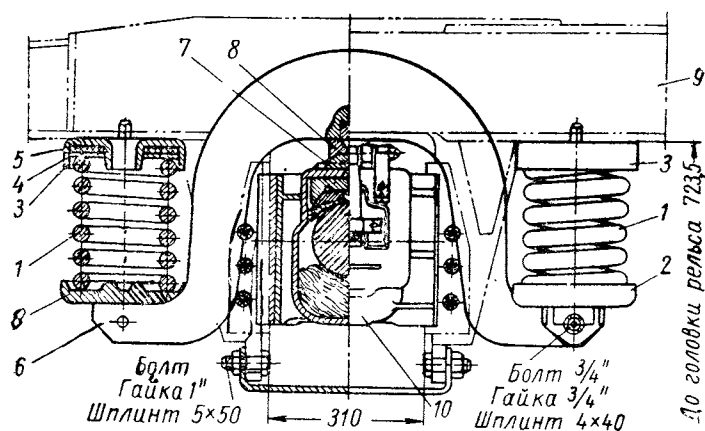
Ныне применяемая бесчелюстная букса исключает постановку надбуксовых ба-

лансиров, буксовых направляющих и челюстей. Буксовый узел тележки выпуска 1955—1960 гг. на фиг. 47.

Появление конструкции бесчелюстного буксового узла (бесчелюстной тележки) и проверка работоспособности этой конструкции имеет некоторый интерес. Выше отмечалось, что до войны и после войны до 1950 г. тележки делались с челюстным буксовым узлом. Производство челюстей и монтаж их были

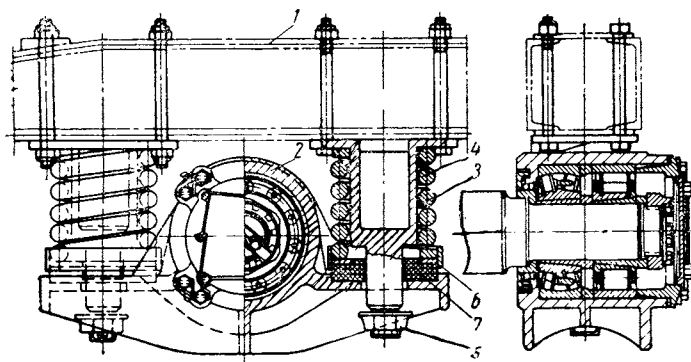
очень трудоемки, так как требовали достаточной точности и чистоты обработки.

Зазор между буксой и челюстями был строго регламентирован и допускал весьма незначительные отклонения. На фиг. 48 показано монтажное положение челюстной буксы.



Фиг. 46. Буксовый узел челюстной тележки:

- 1 — надбалансирная пружина, 2 — нижний поддон, 3 — верхний поддон, 4 — шайба под пружину, 5 — прокладка резиновая, 6 — балансир, 7 — вкладыши балансира, 8 — сухарь балансира, 9 — рама тележки, 10 — букса.



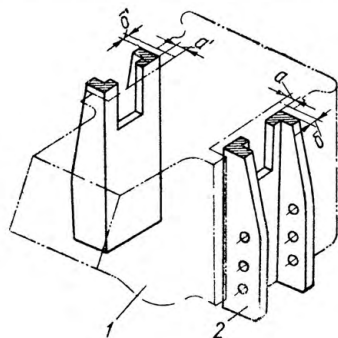
Фиг. 47. Буксовый узел бесчелюстной тележки:

- 1 — продольная балка рамы тележки, 2 — букса, 3 — пружина, 4 — шпиритон, 5 — гайка шпиритона, 6 — направляющее кольцо, 7 — резиновая шайба.

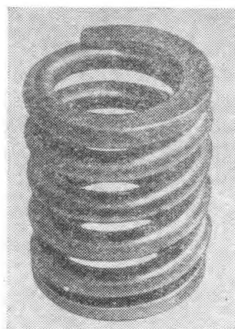
Зазор между буксой и челюстями в одном направлении не должен быть более 3 мм. Однако слишком тугая посадка буксы в направляющих (челюстях) вызывала ее заклинивание. Поэтому зазор меньше одного миллиметра также не допускался. В эксплуатации челюсти очень быстро изнашивались и тележка

поступала в ремонт. Железные дороги предъявляли рекламации на быстрый износ челюстей и требовали от завода возмещения запасных деталей.

Проведенные в 1946—1947 гг. специальные обследования причин отцепок от поездов пассажирских вагонов показали, что отцепки по причине больших зазоров между буксами и челюстями составляют 16% от общего числа отцепок. Введение тер-



Фиг. 48. Монтажное положение буксы в челюстях:  
1 — букса, 2 — направляющие челюсти.



Фиг. 49.

мической обработки буксовых наличников и челюстей, повышение качества монтажа и ухода в эксплуатации не дали заметного снижения отцепок.

В порядке изучения и изыскания путей к устранению этого недостатка Калининский вагоностроительный завод в 1940—1941 гг. построил первый вагон на бесчелюстных тележках. Испытать пригодность новой тележки до войны не удалось. В первые послевоенные годы в вагонное депо Московского железнодорожного узла вагон поступил в ремонт. Оказалось, что вагон на новых бесчелюстных тележках эксплуатировался во время всей войны не требуя ремонта и был вновь пущен в эксплуатацию.

Наблюдения за тележками подтвердили целесообразность отказа от буксовых направляющих и челюстей. Работа вагоностроительной промышленности в послевоенный период над буксовым роликовым узлом привела к созданию работоспособной тележки бесчелюстной конструкции. Эта конструкция настолько себя оправдала, что Министерство путей сообщения переделывает сейчас на своих вагоноремонтных заводах все ранее выпущенные челюстные тележки на бесчелюстные.

Надбуксовое рессорное подвешивание в этой тележке осуществлено цилиндрическими пружинами. Пружины устанавливаются непосредственно на кронштейны буксы и воспринимают

на себя нагрузку от рамы тележки. Буксовые пружины (фиг. 49) делаются из круглой стали. Высота пружины зависит от типа вагона, от места ее установки (котловой или некотловой конец вагона), т. е. зависит от величины приходящейся на нее нагрузки. Характеристика надбуксовых пружин для бесчелюстной тележки ЦМВ приведена ниже.

Высота в свободном состоянии в мм . . . . .	309 $\pm$ <sub>2</sub> <sup>7</sup>
Высота в сжатом состоянии в мм . . . . .	216
Диаметр прутка в мм . . . . .	40
Средний диаметр пружины в мм . . . . .	160
Наружный диаметр пружины в мм . . . . .	200
Число витков:	
полное . . . . .	5,9
рабочее . . . . .	4,4
Гибкость в мм/т . . . . .	13,6
Рабочая статическая нагрузка в кг . . . . .	3500

При постановке на вагон пружины подбирают по высоте. Так при постановке пружины под котловой конец вагона ее высота в свободном состоянии должна быть для первой группы вагонов 315—313 мм, под некотловым концом вагона 311—309 мм, — для второй группы вагонов при постановке пружины под котловой конец вагона высота в свободном состоянии должна быть 313—311 мм, под некотловым концом — 309 — 306 мм.

Пружина обладает большой жесткостью в горизонтальной плоскости, прочно фиксирует положение буксы в отношении рамы тележки и исключает тем самым применение каких-либо направляющих буксы. На кронштейны буксы под пружины устанавливаются резиновые шайбы для амортизации ударов и поглощения шума и металлические опорные кольца (см. фиг. 47). Положение пружины на раме фиксируется шпинтонами, указанными на фиг. 47. При правильном монтаже и изготовлении деталей взаимного трения шпинтонов и пружин не должно быть. Не должно быть также и трения конца шпинтона о края отверстия в кронштейнах букс. Между ними должен быть кольцевой зазор.

Тормозное устройство тележки (фиг. 31, поз. 5) состоит из двух траверс с тормозными башмаками и колодками, установленными на ее концах, чек и фиксаторов колодок.

Назначение траверсы, башмаков и колодок — передать создаваемое в тормозном цилиндре и увеличенное рычажной передачей усилие непосредственно на колесо. Нажатие тормозных колодок на обод колес вызывает силы трения, затормаживающие движение вагона. Чем больше нажатие колодок на колеса вагона, тем больше сила трения, тем в более короткое время можно остановить поезд.



С целью увеличения силы нажатия и создания симметричной нагрузки на колесную пару применяется двустороннее нажатие колодок на колесо. Большое нажатие можно получить, увеличивая диаметр тормозного цилиндра и передаточное число рычажной передачи. Нажатие колодок на колесо измеряется в тоннах. Величина его принимается в процентах от веса тары вагона. В данной тележке нажатие равно 75—80% от веса тары вагона.

В электропоездах ЭР-1 при опытных поездках с высокими скоростями, нажатие колодок принималось равным 170% от тары, при этом на вагонах ставились регуляторы тормозного нажатия в зависимости от скорости. Увеличение силы нажатия колодок на колеса вызывается увеличением скорости движения поездов.

Необходимо отметить, что приведенные данные о силе нажатия колодок на колеса являются максимальными и допустимыми при высоких скоростях движения поезда. Максимальное нажатие при низких скоростях движения может привести к заклиниванию колеса с вытекающими из него последствиями. Поэтому сила нажатия колодок на колесо регулируется в зависимости от скорости движения поезда.

Из материалов исследования фрикционных свойств колодок из чугуна и пластмассы, помещенных в III главе, видно, что коэффициент трения колодки о колесо зависит не только от материала трущихся пар, но и от скорости движения. При высоких скоростях коэффициент трения значительно ниже, чем при низких скоростях.

Этим объясняется необходимость регулирования силы нажатия колодок на колеса в зависимости от скорости движения.

Величина силы трения в значительной степени зависит от материалов трущейся пары, т. е. колеса и тормозной колодки. До недавнего времени тормозная колодка делалась из серого чугуна с отбеленной поверхностью. В настоящее время ведутся работы по замене применяемого серого чугуна фосфористым, а также замены вообще чугуна другими материалами, в частности пластмассой. Цель замены — повысить коэффициент трения, а стало быть и силу трения при одном и том же нажатии колодок на колеса. Расход материала на тормозные колодки для обеспечения ими годовой потребности железных дорог достигает очень большой величины. Поэтому замена чугуна другими более стойкими против истирания материалами имеет большое народнохозяйственное значение. В главе III приведены опытные данные по применению тормозных колодок из пластмассы.

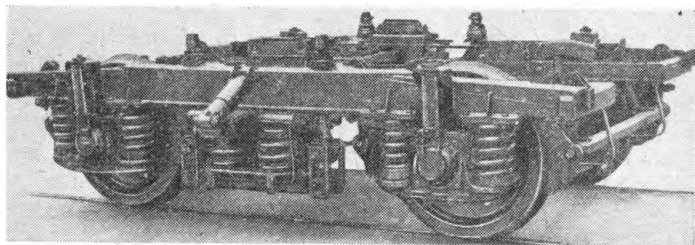
Остальные детали рассматриваемого узла: траверса, подвески башмака, чека тормозной колодки, фиксатор колодки делаются из катаной стали. Тормозной башмак отливается из стали.

Назначение рычажной передачи тормоза — воспринять, увеличить и передать созданное в тормозном цилиндре усилие тормозной траверсе, а через нее на обод колес тележки.

Увеличение полученного от тормозного цилиндра усилия производится за счет соотношения плеч рычагов. Передаточное число рычажной передачи рассматриваемой тележки находится в пределах 10. Детали рычажной передачи требуют качественного исполнения. Во все отверстия рычажной передачи, начиная с 1959 г., вставляются втулки с цементированной или закаленной поверхностью, для того чтобы избежать быстрого их износа, снижающего эффективность работы тормоза.

### Тележки ЦМВ с амортизаторами

Необходимость повышения скоростей движения пассажирских поездов, стремление создать лучшие условия для пассажиров путем более плавного хода вагона и настоятельная потреб-



Фиг. 50. Тележка с гидравлическими амортизаторами.

ность снижать вес вагонов заставляет постоянно работать над совершенствованием вагонов и, в первую очередь, тележек.

На фиг. 50 показана тележка новой конструкции разработанная Калининским вагоностроительным заводом в 1956 г. В основу проекта тележки было положено задание:

- 1) Обеспечить плавность хода вагона при движении со скоростью 140—160 км/час.

- 2) Снизить вес тележки, не снижая прочности ее узлов и деталей.

- 3) Увеличить мощность тормозных средств.

В 1956 г. была построена первая партия таких тележек в количестве 24 штук. Центральное люлечное подвешивание в этих тележках было резко изменено по сравнению с предыдущей конструкцией. Кроме того, как в центральное, так и в надбуксовое подвешивание были установлены гидравлические амортизаторы. После устранения единичных дефектов, выявленных первыми испытаниями, были проведены повторные испы-

тания этой тележки на участке Клин — Калинин Октябрьской ж. д. со скоростью до 180 км/час. Испытания подтвердили улучшение ходовых качеств новых тележек по сравнению с серийными бесчелюстными тележками.

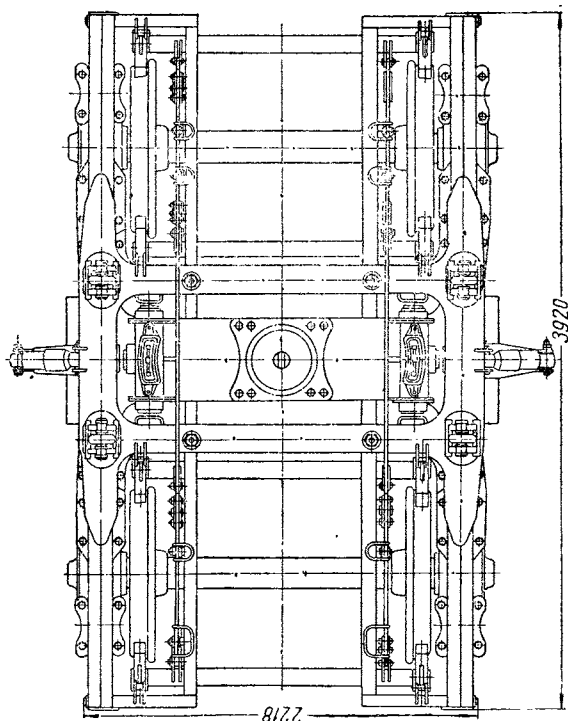
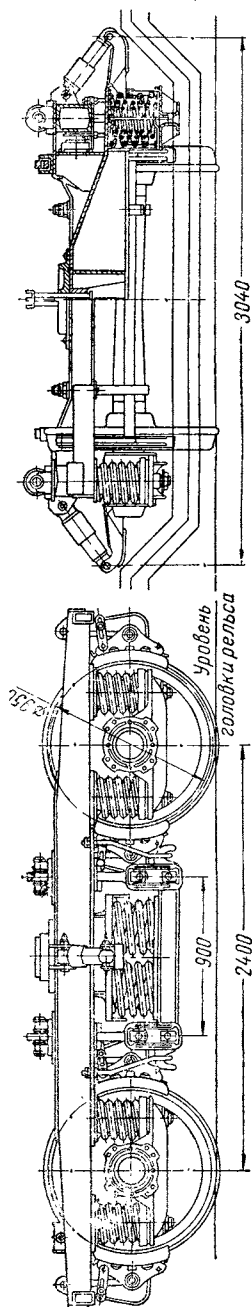
В 1957 г. было построено 78, а в 1958 г. — 400 таких тележек. Одновременно не прекращались испытания и доработка конструкции тележки. В частности было найдено целесообразным отказаться от применения надбуксовых гидравлических амортизаторов и заменить их фрикционными. В результате этих работ создана новая конструкция тележки, указанная на фиг. 51. Тележка получила название КВЗ-5 и с 1960 г. принята на серийное производство. Тележка КВЗ-5, так же как и предыдущий опытный вариант (фиг. 50), взаимозаменяема с ранее выпускавшейся серийной тележкой (фиг. 30), что обеспечивает возможность подкатки ее как под вновь выпускаемые, так и под находящиеся в эксплуатации цельнометаллические вагоны всех типов.

Характеристика тележек цельнометаллических вагонов приведена в табл. 12.

Рама тележки (фиг. 52) сварной конструкции изменена и облегчена по сравнению с серийной (бесчелюстной). Она имеет Н-образную форму без концевых поперечных балок. Продольные балки коробчатого сечения из двух швеллеров № 20 с повернутыми внутрь полками. В средней части между средними шпинтонами сверху и снизу балка перекрыта стальными листами толщиной 14 мм, шириной 218 мм. Балки имеют переменную высоту. Между средними шпинтонами размер балки 200×150 мм. Средние поперечные балки рамы такой же конструкции, что и у стандартной тележки, за исключением мест подвешивания тяг и предохранительных скоб.

Для подвешивания рычажной передачи тормоза на раме имеются четыре вспомогательные балки, расположенные параллельно боковым. Один конец их соединен с средней поперечной балкой, второй с помощью специальной консоли того же сечения с продольной боковой балкой, придавая тем самым раме большую жесткость. Вспомогательные балки, штампованные из листовой стали толщиной 14 мм корытообразной формы с размерами 120×69 мм. Для крепления шпинтонов к боковым продольным балкам привариваются плиты толщиной 25 мм, а для крепления гидроамортизаторов — специальные кронштейны.

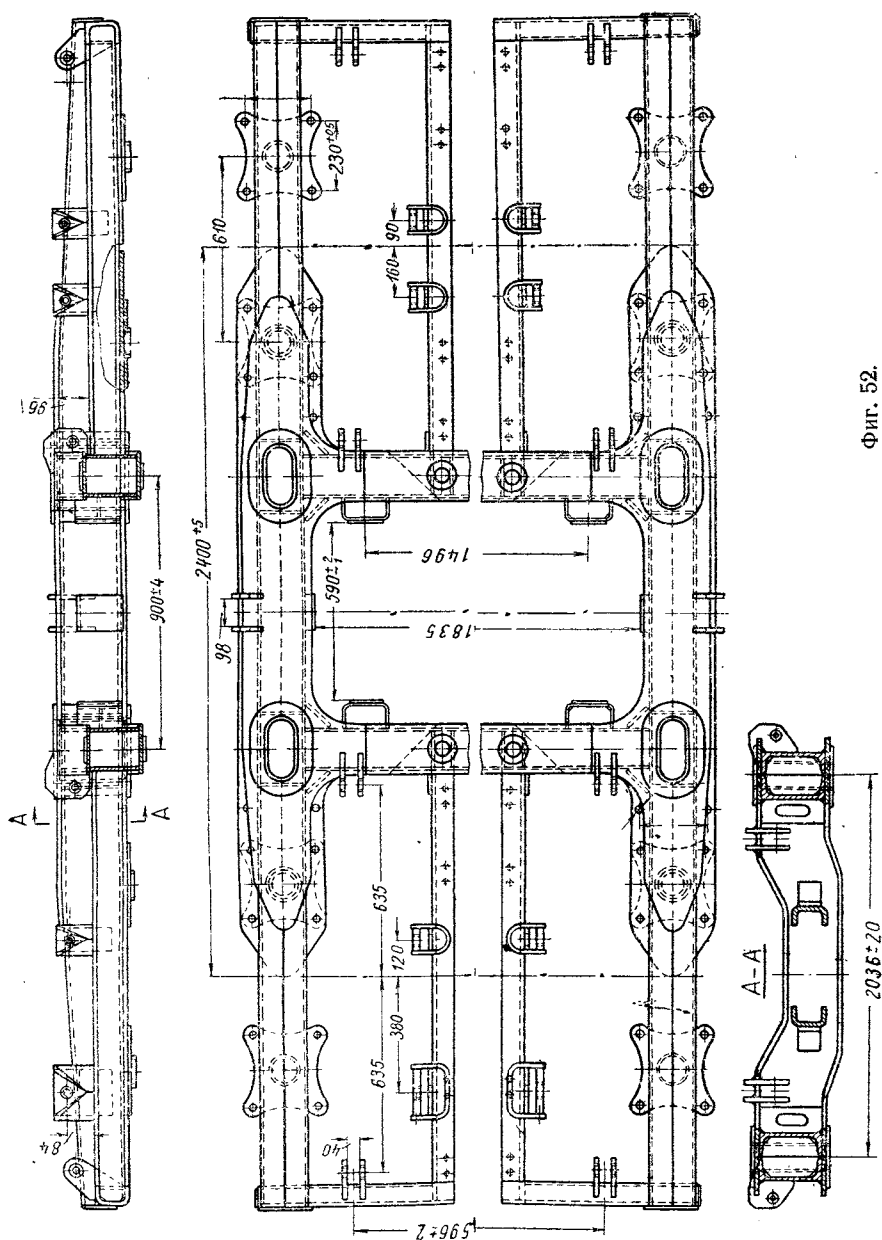
Центральное подвешивание в новой тележке принципиально отлично от стандартной. Оно состоит из двух самостоятельных, не связанных между собой люлек (фиг. 53). Люлька состоит из поддона сварной конструкции, шарнирно соединенного с серьгами. Серьги, в свою очередь, шарнирно соединены с тягами-подвесками. Последние соединены с продольной балкой рамы. Конструкция подвески позволяет регулировать ее длину, чего нет в предыдущей конструкции тележки.



Фиг. 51.

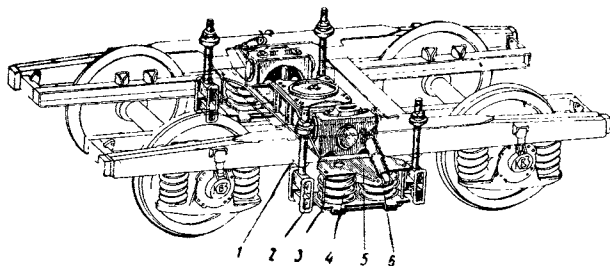
Характеристика тележек цельнометаллических вагонов

Сравнительные данные	Двухосная бесчелюстная стандартная выпуска 1955—1959 г. фиг. 39	Двухосная с гидравлическими амортизаторами фиг. 50	Двухосная KB3-5 фиг. 51	Двухосная безчелюстная с подвешиванием системы ниж. Хавина фиг. 63	Трехосная с гидравлическими амортизаторами фиг. 88
Число осей . . . Тип осей . . . . . Диаметр колеса в мм . . . . . База тележки в мм Высота опорной поверхности над головкой рельса, под тарой в мм Вес тележки в т Рессорное подвешивание а) центральное	2 ру 1050 2700  См. таблицу 11 8500	2 ру 950 2400  850 6600	2 ру 950 2400  850 6600	2 ру 1050 2700  848 7693	3 ру 950 4000  855 10 000
б) надбуксовое	Люлочное с эллиптическими рессорами Галахова  Две цилиндрические пружины на буксу	Люлочное с цилиндрическими пружинами и гидроамортизаторами  С цилиндрическими пружинами и гидравлическими амортизаторами	Люлочное с цилиндрическими пружинами и гидравлическими амортизаторами  С цилиндрическими пружинами и фрикционными амортизаторами	Безлюлочное с цилиндрическими пружинами  С цилиндрическими пружинами	Люлочное с цилиндрическими пружинами и гидравлическими амортизаторами  С цилиндрическими пружинами и фрикционными амортизаторами
Гибкость рессорного подвешивания в мм . . . . . Тормоз . . . . .	6,51 С двухсторонним нажатием	6,48 С двухсторонним нажатием	6,5 С двухсторонним нажатием	6,9 С двухсторонним нажатием	4,88 С двухсторонним нажатием



Фиг. 52.

Крепление тяг-подвесок на продольной балке рамы тележки осуществлено, как указано на фиг. 54,а, при помощи плиты и ножевой опоры. Ранее примененный метод крепления с помощью сферической опоры, как указано на фиг. 54,б, себя не оправдал. Подвеска получала дополнительную нагрузку от преодоления усилия трения сферических поверхностей. Не дожидаясь результатов опытной эксплуатации ножевой подвески,



Фиг. 53. Схема центрального подвешивания тележки с гидроамортизаторами.  
1 — тяга, 2 — серьга, 3 — поддон, 4 — пружина, 5 — надрессорная балка, 6 — гидравлический амортизатор.

заводом разработана шарнирная подвеска фиг. 54,в, оправдавшая себя в стандартных тележках. В отличие от стандартной эта подвеска дает возможность регулировки высоты подпятника над головкой рельс.

Регулировка высоты производится за счет установки прокладок под подшипник подвески. Эта подвеска принята для серийного производства в тележке КВЗ-5.

На каждую люльку установлено по две трехрядных цилиндрических пружины (фиг. 55). Размеры и характеристика пружин приведены в табл. 13.

Центральное подвешивание дополнено гидравлическими амортизаторами (см. описание устройства фиг. 58), установленными с каждой стороны тележки между надрессорной балкой и боковой балкой рамы тележки, с которыми они соединены шарнирно.

Гидроамортизатор установки под углом  $35-45^\circ$  к горизонтальной плоскости. Угол наклона гидравлического амортизатора выбран опытным путем (см. главу III «Испытания тележек»).

Надрессорная балка фиг. 56 опирается на пружины обеих люлек, для чего в конструкции балки предусмотрены опорные гнезда. Балка сварная из листа толщиной 10 мм. Она имеет коробчатое сечение с размерами в средней части — шириной 460 мм, высотой 318 мм. Высота концов балки снижена до 131 мм, что обеспечивает возможность поместить их под боковой балкой рамы тележки. На концах балки имеются кронштейны

Фиг. 54. Крепление подвесок на боковой балке рамы:

а — ножовое регулируемое, б — сферическое, в — шарнирное: 1 — подвеска, 2 — упор, 3 — валик, 4 — подшипник, 5 — валик, 6 — втулка, 7 — серьга, 8 — гайка, 9 — валик, 10 и 11 — шайба.

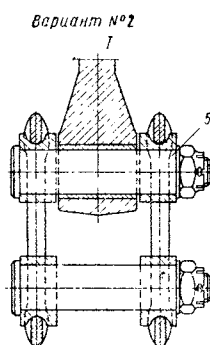
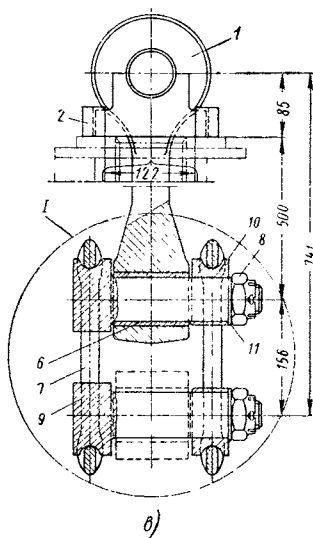
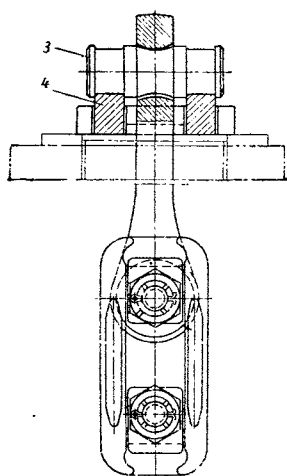
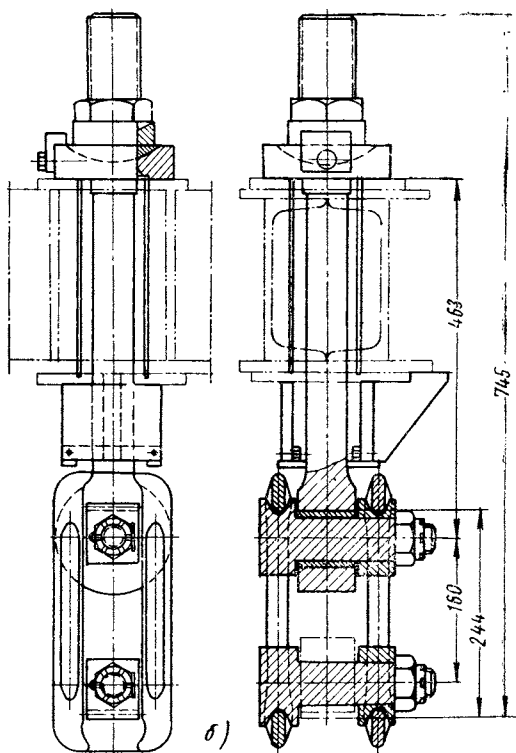
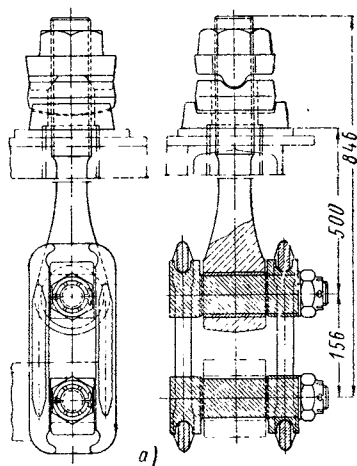




Таблица 13

Характеристика пружин центрального подвешивания тележек

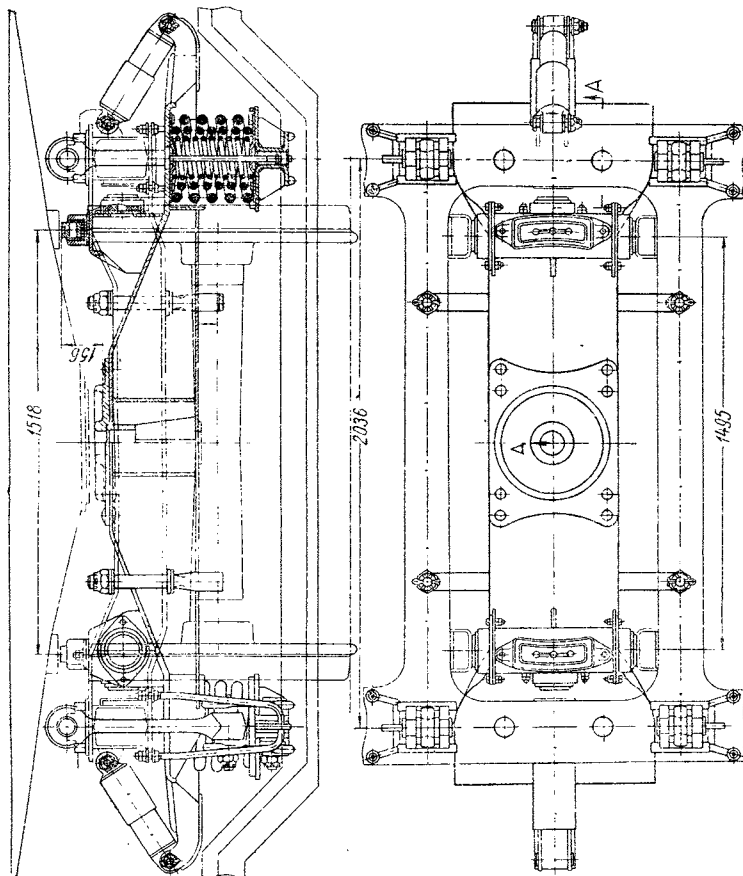
Сравнительные данные	С гидравлическими амортизаторами и КВЗ-5			С подвешиванием инж. Ханина						Трехосная	
				I-й вариант			II-й вариант			Наружная	Внутренняя
	Наружная	Средняя	Внутренняя	Наружная	Средняя	Внутренняя	Наружная	Средняя	Внутренняя		
Средний диаметр пружин в мм . . . . .	280	200	140	244	181	132	244	181	132	230	160
Диаметр прутка заготовки в мм . . . . .	40	30	20	33	25	19	33	25	19	36	26
Число витков рабочих . . . . .	4,1	5,8	9,2	4	5,6	7,7	5	6,9	9,4	6	8,5
Высота в свободном состоянии в мм . . . . .	371	371	371	342	342	342	420	420	420	424	424
Высота под тарой в мм . . . . .	280	280	280	256	256	256	313,5	313,5	313,5	309	309
Гибкость пружины в мм/т . . . . .	35,16	57,3	157,6	49	85	135,8	61,2	104,7	165,7	43,46	76,18

для крепления гидроамортизаторов. На верхнем листе балки смонтированы пятниковое место и надстройка для крепления боковых скользунов.

Колесная пара имеет стандартную ось типа РУ и цельнокатанные колеса диаметром 950 мм. Часть тележек изготовлена с опытными колесными парами (фиг. 57), которые по сравнению с колесными парами стандартной бесчелюстной тележки значительно изменены. Изменения проводились в целях снижения веса тележки и особенно ее колесных пар. Ось колесной пары — полая, имеющая по всей длине внутреннее отверстие диаметром 80 мм. Шейки предподступичной, подступичной и средней частей имеет те же размеры, что и ось стандартной тележки. Средняя часть оси цилиндрической формы, диаметром 160 мм. Колесо цельнокатаное, диаметр по кругу катания 950 мм. С целью снятия лишнего веса ступица, обод и диск колеса подверглись небольшой механической обработке. Вес колесной пары доведен до 1070 кг, что на 370 кг легче стандартной колесной пары. Снижение веса тары вагона за счет колесных пар составляет около 1,5 т.

Надбуксовое подвешивание также изменено по сравнению с бесчелюстной стандартной тележкой за счет введения амортизаторов. В

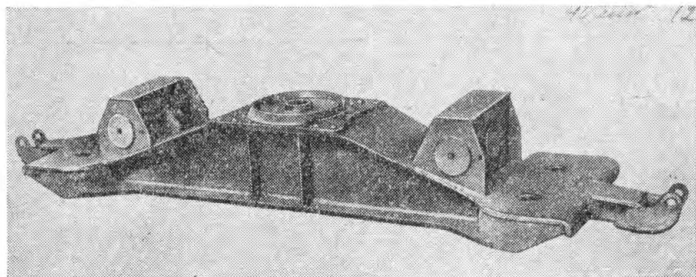
A-A



Фиг. 55. Центральное подвешивание тележки с гидравлическими амортизаторами:

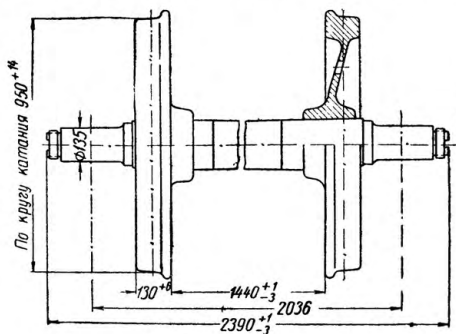
- 1 — продольный брус наддрессорной балки, 2 — поперечный брус наддрессорной балки, 3 — подвеска, 4 — серьга, 5 — предохранительная скоба, 6 — скользящий поперечный брус наддрессорной балки, 7 — скользящий поперечный брус наддрессорной балки, 8 — поддон, 9 — подпятник, 10 — гидравлический амортизатор, 11 — резиновые ограничители тяги, 12 — внутренняя пружина, 13 — наружная пружина, 14 — прокладка скользуна, 15 — корпус скользуна правый, 16 — резиновая прокладка, 17 — скользящий правый, 18 — скользящий левый, 19 — корпус скользуна левый, 20 — предохранительный болт.

первых опытных партиях тележек (фиг. 50) были установлены гидравлические амортизаторы по типу указанных на фиг. 58, но с измененными размерами и измененной величиной хода поршня. Эксплуатационные испытания таких тележек не показали преимущества постановки надбуксовых гидроамортизато-



Фиг. 56.

ров. В тележках КВЗ-5 гидравлические амортизаторы в надбуксовом подвешивании не применяются. Они заменены фрикционными амортизаторами (см. ниже). Размеры и характеристика надбуксовых пружин такие же, как и у бесчелюстной стандартной тележки. Корпус буксы отличается меньшим весом и расстоянием между отверстиями под шпинтоны.



Фиг. 57.

Как видно из характеристики тележки КВЗ-5 значительно легче бесчелюстной стандартной. Она обеспечивает лучшую плавность хода вагона. Поэтому Калининский завод одновременно с совершенствованием конструкции тележки взял ее за

основу при разработке унифицированной тележки для вагонов магистральных и прицепных вагонов электропоездов.

**Амортизаторы.** С повышением скоростей движения железнодорожных поездов амортизирующих свойств пружинно-рессорного подвешивания становится недостаточным для обеспечения плавности хода вагона. Для уменьшения амплитуды и числа колебаний подрессоренных масс вагона, стали применять различного рода амортизаторы.

Существуют амортизаторы фрикционные, пневматические, гидравлические, резиновые и смешанные. По принципу действия они разделяются на амортизаторы одностороннего и двухстороннего действия.

При одностороннем действии энергия в момент удара на стыке рельсов поглощается только рессорным комплектом. Амортизатор вступает в работу только после того, как пружины начинают разжиматься. Амортизаторы двухстороннего действия при ударах на стыке рельс, крестовинах и т. д. поглощают часть получаемой энергии и в момент сжатия пружин. Эти амортизаторы разделяются на одинаково и различно действующие. В первом случае усилие при прямом и обратном ходе одинаково; во втором случае усилие при прямом ходе меньше, чем при обратном.

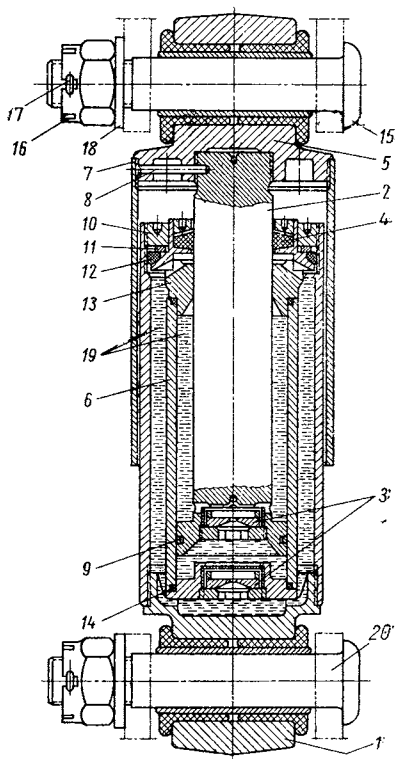
Гидравлический амортизатор центрального подвешивания (фиг. 58) состоит из цилиндра 6 с находящимся внутри него поршнем 2.

Шток поршня верхней головкой 5 и болтом 15 прикрепляется к продольной балке рамы тележки. В штоке поршня на расстоянии 28 мм от его нижней кромки просверлено четыре радиальных отверстия диаметром 6 мм, благодаря которым подпоршневая полость цилиндра имеет сообщение с надпоршневой полостью при открытом поршневом клапане.

Поршневой клапан 3 состоит из конической пружины, шайбы, семнадцати прокладок, гайки и дистанционного кольца. Одна из прокладок, на которую опирается шайба, имеет дроссельные вырезы. Шайба имеет шесть отверстий диаметром 3,5 мм, расположенных по окружности диаметром 25 мм.

Пружина верхним основанием опирается на площадку в поршне, а нижним на шайбу и прижимает ее и все прокладки к гайке. В таком положении масло, заполняющее амортизатор, может протекать только через дроссельные отверстия клапана. Сжатие пружины, а следовательно, и сила прижатия шайбы к прокладкам определяются высотой дистанционного кольца.

В верхней части цилиндра расположены головка и сальниковое уплотнение 13, а в нижней — нижний клапан 3. Устройство его такое же, как и описанного выше, с той лишь разницей,



Фиг. 58.

что пружина верхним основанием опирается в корпус клапана через специальную прокладку-звездочку.

Поршень и цилиндр в собранном виде вставляется в нижнюю головку 1 и закрепляются в ней с помощью кожуха, гайки 10, кольца 11 и резинового кольца 12. Нижняя головка с помощью болта 20 крепится к кронштейну надрессорной балки.

На верхней головке установлен кожух амортизатора 7 для защиты от попадания грязи, закрепленный с головкой шпилькой 8.

В полости над поршнем, под поршнем и между цилиндром и кожухом нижней головки заливается смесь масла 19, состоящего, как частный случай, из 0,36 кг трансформаторного масла и 0,24 кг турбинного. Смесь может быть и другой. Позициями 9 и 14 показаны сальниковые уплотнения, 16, 17 и 18 — гайка, шплинт, шайба.

Ход поршня центрального амортизатора — 145 мм.

Принцип работы гидравлического амортизатора основан на следующем:

**Сжатие.** При сжатии поршень движется вниз, масло в подпоршневой полости сжимается и под давлением дросселируется через нижний клапан. Когда давление в подпоршневой полости достигнет такой величины, что сила давления масла на клапан поршня будет равна силе прижатия шайбы клапана пружиной, то клапан поршня откроется и масло устремится через открытый клапан в надпоршневую полость.

Так как объем вытесняемого поршнем масла больше, чем объем, освобождаемый в надпоршневой полости, масло будет одновременно дросселироваться через нижний клапан в полость между цилиндром и кожухом.

Усилие сжатия зависит от давления в подпоршневой полости, создаваемого штоком при своем движении, которое регламентируется скоростью дросселирования масла и момента открытия поршневого клапана. Таким образом, сила сжатия амортизатора зависит от:

- а) скорости перемещения поршня и
- б) силы прижатия шайбы клапана пружиной.

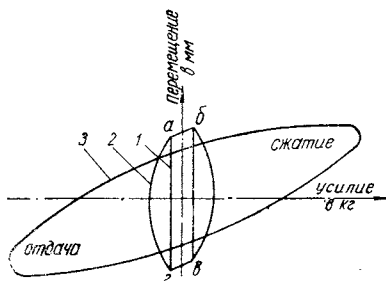
Первое свойство амортизатора важно тем, что с ростом амплитуды и частоты колебаний возрастает и сила, гасящая эти колебания. Второе свойство амортизатора используется при его регулировке.

**Отдача.** При отдаче поршень движется вверх. Масло в надпоршневой полости сжимается и под давлением дросселируется в подпоршневую полость. Так как объем, освобождаемый поршнем в подпоршневой полости больше, чем объем вытесняемого из надпоршневой полости масла, то в подпоршневой полости создается разрежение и нижний клапан, поднимаясь, перепускает масло из полости между кожухом и цилиндром под поршень.

Масло, увлекаемое поршнем вверх, задерживается сальником 4 и через отверстия в головке цилиндра 13 попадает в полость между кожухом и цилиндром. Усилие отдачи зависит от давления в надпоршневой полости, создаваемого за счет сжатия масла и разрежения в подпоршневой полости.

На фиг. 59 показана диаграмма работы амортизатора при различных частотах колебаний:

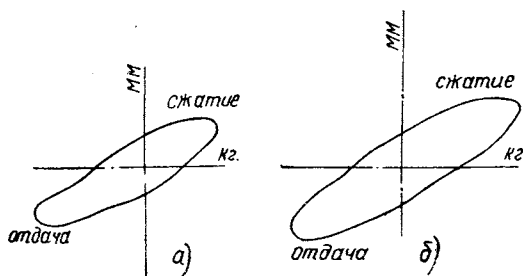
1 — частота . . .	2,85 кол/мин
2 — „ . . .	7,5 „
3 — „ . . .	60 „



Фиг. 59.

точка б соответствует открытию клапана поршня при сжатии, в закрытию клапана поршня при сжатии, г — открытию нижнего клапана при отдаче, а — закрытию нижнего клапана при отдаче.

**Регулировка амортизаторов.** На фиг. 60 приведены две диаграммы работы амортизатора. Диаграмма а изображает работу амортизатора до регулировки. Ход поршня 13 мм, максимальное усилие сжатия 194 кг, отдачи 274 кг. Из диаграммы видно, что



Фиг. 60.

амортизатор развивает усилие сжатия меньше необходимого. Для повышения усилия сжатия надо, чтобы поршневой клапан открывался несколько позже, для чего необходимо увеличить жесткость пружины клапана.

Жесткость пружины клапана пытались менять двумя способами:

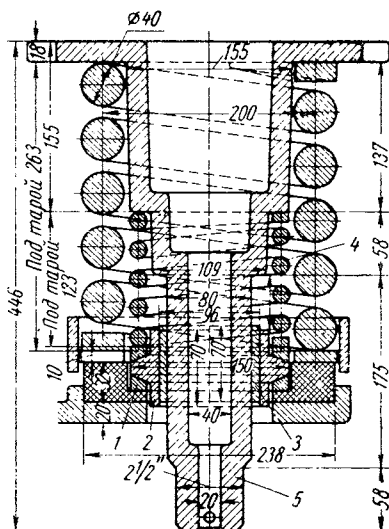
а) Увеличить предварительное сжатие пружины увеличением количества прокладок. Этот способ не дал положительных результатов.

б) Изменить высоту пружины в свободном ее состоянии. Этот способ дает положительные результаты.

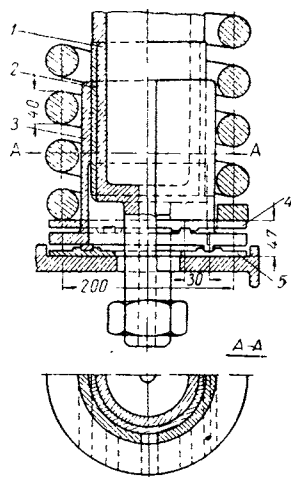
Диаграмма б изображает работу амортизатора после его регулировки. Ход поршня амортизатора 14 мм. Максимальное усилие сжатия 294 кг, отдачи 278 кг.

Необходимо отметить, что регулировка амортизаторов очень трудоемка, так как требует полной разборки их. Целесообразно производить тарировку клапанных пружин. Это снизит потребность в регулировках.

**Фрикционные амортизаторы.** При проведении эксплуатационных испытаний тележек выявлен ряд недостатков гидроаморти-



Фиг. 61.



Фиг. 62.

заторов вообще, а надбуксовых в особенности. Поэтому были проведены испытания тележек с применением фрикционных надбуксовых амортизаторов.

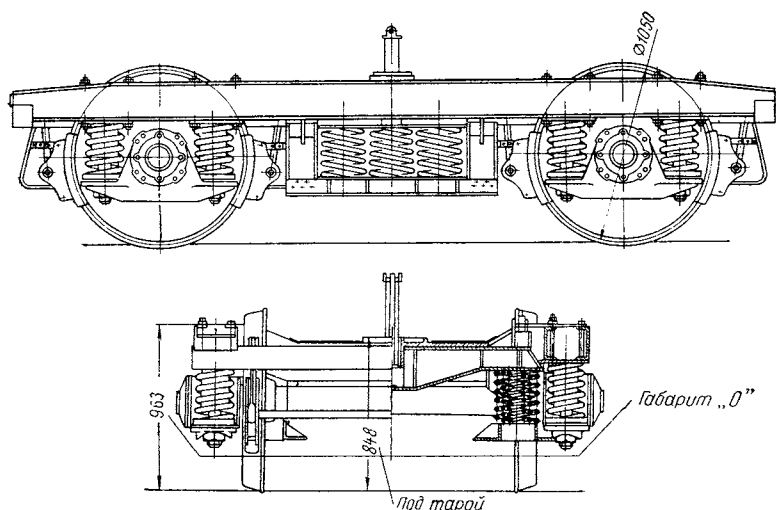
В 1959 г. была изготовлена и испытана партия тележек с фрикционными надбуксовыми амортизаторами системы Ханина и системы Бородая.

Амортизатор системы инж. Ханина фиг. 61 ставится внутри существующей надбуксовой пружины тележки и состоит из дополнительной пружины 4, передающей усилие от рамы тележки на кольца 1. Кольца передают усилия через конические поверхности на сухарь 2, последние через втулку 3, прижимаясь к хвостовику шпинтона 5, при его вертикальных перемещениях относительно втулки и сухарей создают силы трения, которые гасят колебания вагона на пружинах. Такая конструкция фрикционного амортизатора применена в надбуксовом подвешивании тележек КВЗ-5.

Амортизатор системы Бородая (фиг. 62) имеет кольцо 2, насаженное на шпинтон 1, башмаки 3, верхнее и нижнее кольца 4 и 5. Трение, гасящее колебания, происходит между кольцом шпинтона и башмаками.

### Безлюлочная тележка с центральным рессорным подвешиванием системы инж. Ханина

Во всех рассматриваемых в настоящей книге тележках центральное подвешивание осуществляется с помощью люльки различной конструкции. Инж. Ханин предложил конструкцию центрального подвешивания без люльки. Первая тележка с подвешиванием системы инж. Ханина была построена в 1931 г. на



Фиг. 63.

заводе им. Егорова в Ленинграде на базе безбалансирной тележки. Возвращающие усилия в тележке с подвешиванием системы инж. Ханина создаются пружинами центрального подвешивания при их отклонении от вертикали. Первоначально были применены конические пружины. Предполагалось, что они устранят незатухающие колебания кузова, но опытные поездки не подтвердили этого.

В 1935 г. в конструкцию тележки были введены клиновые амортизаторы. Угол скольжения клина по плоскости наддрессорной балки был равен  $50^\circ$ . Суммарный статический прогиб не превышал 105 мм.

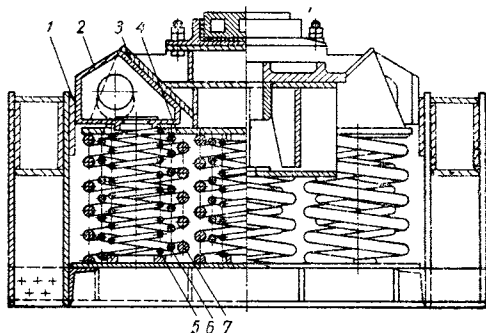
В 1947 г. на базе тележки цельнометаллического пассажирского вагона были построены тележки с подвешиванием системы инж. Ханина с цилиндрическими пружинами. Угол скольжения



клина амортизатора по плоскости наддрессорной балки был  $45^\circ$ , по балке рамы тележки в вертикальном направлении  $2^\circ$ .

В 1955—1956 гг. Калининский вагоностроительный завод построил серию тележек с таким подвешиванием (фиг. 63). Техническая характеристика тележки приведена в табл. 12.

Кроме центрального подвешивания и наддрессорной балки, конструкция всех остальных узлов рассматриваемой тележки осталась неизменной по сравнению с стандартной бесчелюстной тележкой цельнометаллического вагона.



Фиг. 64. Центральное подвешивание системы инж. Ханина:

1 — скользуны рамы тележки, 2 — клин (фрикцион), 3 — скользуны наддрессорной балки, 4 — нижний пояс наддрессорной балки, 5 — внутренняя пружина, 6 — средняя пружина, 7 — наружная пружина

Центральное подвешивание системы инж. Ханина показано на фиг. 64. Оно состоит из трех трехрядных спиральных пружин на каждой стороне тележки. Пружины установлены на основании жестко связанном (сваркой) с продольной балкой рамы тележки. Концы нижнего пояса наддрессорной балки развиты, чтобы обеспечить возможность опоры ее на все три пружины. Между нижними и верхними поясами концов балки устанавливаются клинья. Внутренние пружины крайних трехрядных пружин проходят через вырезы в нижнем поясе наддрессорной балки и подпирают клинья, создавая усилия давления клиньев на наклонные плоскости скольжения наддрессорной балки и скользуны рамы тележки. Как нетрудно видеть из фиг. 64, при колебаниях наддрессорной балки на наклонных и вертикальных плоскостях клиньев, наклонных плоскостях балки и скользунах рамы тележки возникают силы трения, противодействующие нарастанию амплитуды колебаний вагона.

Тележки были выполнены в двух вариантах в зависимости от характеристик пружин, приведенных в табл. 13.

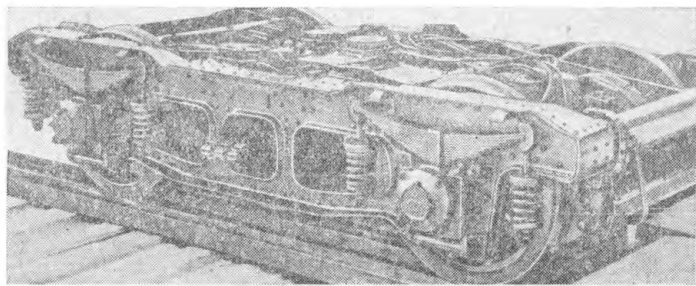
Тележки после их испытания были сняты с эксплуатации, так как они показали худшие ходовые качества вагона против стандартных тележек. Автором тележки ведется дальнейшая работа над совершенствованием предложенной им системы подвешивания.

### Тележки электросекций

Первая тележка для электросекций была построена одновременно с вагоном на Мытищинском заводе в 1928 г. Этот же завод продолжал постройку электросекций и тележек к ним и в годы первых пятилеток.

В послевоенный период на производстве электросекций специализировался Рижский вагоностроительный завод. Положив в основу своего производства чертежи Мытищинского завода, Рижский завод проделал большую работу по дальнейшему совершенствованию вагонов и тележек электросекции.

Тележка моторного вагона электросекции С приведена на фиг. 65. Она имеет тройное подвешивание: центральное люлочное подвешивание с эллиптическими рессорами и буксовое подвешивание с надбуксовой листовой рессорой и цилиндрическими пружинами. Листовая рессора хомутом опирается на буксу, на концы ее подвешены специальные шпинтоны.



Фиг. 65.

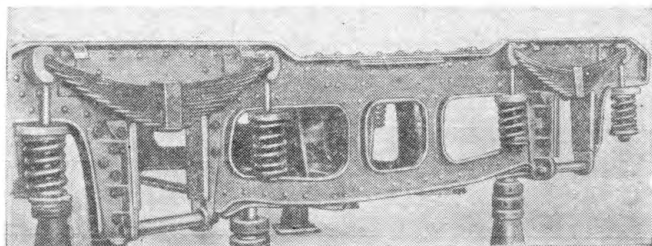
Цилиндрические пружины устанавливаются на шпинтонах между опорными шайбами шпинтонов и кронштейнами рамы тележки. Кронштейны соединены с рамой жестко и служат направляющими для шпинтонов. Шпинтоны с закрепленными на них опорными шайбами имеют возвратно поступательное движение в вертикальном направлении в зависимости от деформации пружин и рессор. Тележка имеет челюстную буксу. Подвешивание тяговых моторов — опорно-осевое. В табл. 14 приведена характеристика рассматриваемой тележки.

Рама тележки клепаной конструкции состоит из двух боковин, двух концевых, средних и двух нижних поперечных балок (фиг. 66). Боковина тележки представляет из себя штамповку из стального листа толщиной 13 мм с высокой отбуртовкой по всему контуру. В боковине предусмотрены места для установки буксовых лап и три больших окна, одно для установки рессор центрального подвешивания и два отверстия для обслуживания и наблюдения за тормозными колодками и тяговыми двигателями. Одновременно эти окна сделаны в целях облегчения веса тележки. Периметр окон, как и контур боковины, имеет высокую отбуртовку. Благодаря этим отбуртовкам боковина приобретает большую жесткость.

Характеристика тележек электросекций и электропоездов

Сравнительные данные тележек	Моторные вагоны		Прицепные вагоны	
	Электропоезд ЭР-1	Электросекция СР •	Электропоезд ЭР-1	Электросекция СР
Габарит вписывания . . . . .	2-B	2-B	2-B	2-B
Количество осей . . . . .	2	2	2	2
Подвешивание . . . . .	Двойное	Тройное	Двойное	Тройное
База тележки в мм . . . . .	2600	2600	2420	2600
Вес тележки в кг . . . . .	14 000	14 000	7000	7000
Высота опорной поверхности подпятника от головки рельсов, под тарой, в мм . . . . .	878	905	882	905
Диаметр колеса по кругу качения в мм . . . . .	1050	1050	1050	1050
Тип колеса . . . . .	Сборное	Сборное	Цельнокатаное	Цельнокатаное
Диаметр шейки оси в мм . . . . .	135	120	120	120
Диаметр подступичной части в мм . . . . .	197	185	182	165
Гибкость рессорного подвешивания тележки в мм/т	6,24	6,5	6,24	7,68
Максимальное конструктивное нажатие тормозных колесок в процентах от тары вагона . . . . .	170	70	170	70
Количество тяговых электродвигателей . . . . .	2	2	—	—
Мощность одного электродвигателя в квт . . . . .	200	180	—	—
Передаточное число редукторов . . . . .	3,17	3,69	—	—

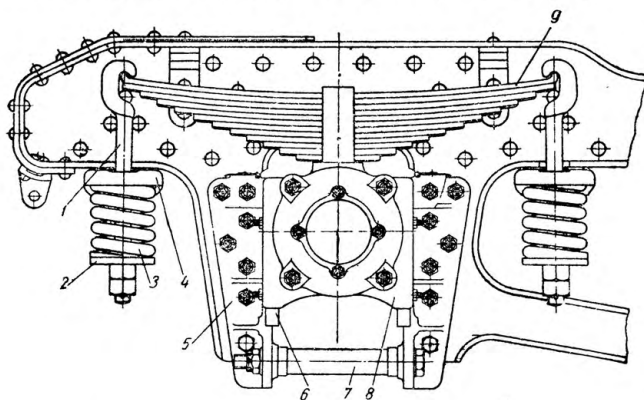
Производство боковин штамповкой, особенно правка после штамповки, очень трудоемка. К боковине прикреплены стальные литые кронштейны, опирающиеся на буксовые пружины, о чем упоминалось выше. Буксовые направляющие — чугунные — прикреплены к раме призонными болтами. Направляю-



Фиг. 66.

щие имеют съемные наличники (челюсти) из антифрикционного чугуна, снизу буксовые направляющие соединены между собой струнками (фиг. 67).

Концевые поперечные балки, также штампованные из стального листа толщиной 13 мм, имеют открытый профиль корыто-



Фиг. 67. Буксовый узел тележки электросекций СР:

1 — шпиртон, 2 — поддон, 3 — пружина, 4 — кронштейн, 5 — направляющие буксы, 6 — наличники, 7 — струнка, 8 — букса, 9 — рессора.

образного сечения. Средние поперечные балки, воспринимающие на себя нагрузку от люльки и часть веса моторов, изготовлены из профильной и листовой стали. Соединение узлов рамы осуществлено с помощью заклепок. Несмотря на видимую массивность и кажущуюся жесткость, в действительности рама имеет недостаточную прочность и жесткость, особенно при по-

вышенных скоростях движения, поэтому описанная конструкция рамы во всех последующих вариантах тележек, в том числе и в тележках электропоездов ЭР-1, применения не нашла.

Центральное рессорное подвешивание люлечное, с эллиптическими рессорами Галахова, с регулируемыми по длине подвесками — люлечными болтами. Характеристика рессор указана в табл. 15.

Таблица 15

**Характеристика эллиптических рессор центрального подвешивания тележек электросекций и электропоездов**

Сравнительные данные	Электросекция СР		Электропоезд ЭР-1	
	Моторный вагон	Прицепной вагон	Моторный вагон	Прицепной вагон
Число рядов в рессоре . . . . .	3	3	4	4
Число листов, собранных на один хомут . . . . .	6	6	5	6
Нагрузка на рессору от веса тары вагона в кг . . . . .	9025	7020	6326	—
Рабочая статическая нагрузка в кг . . . . .	14 025	12 020	11 326	—
Гибкость рессоры в мм/т . . . . .	5,97	7,87	9,09	9,09
Фабричная высота рессоры (между коренными листами) в мм . . . . .	188	189	373,5	—
Прогиб под тарой в мм . . . . .	54	55	57	—
Поперечное сечение рессорной стали в мм . . . . .	13×76	13×76	13×76	13×76

На наддресорной балке установлены: сферический подпятник и роликовые скользуны, через которые балка воспринимает на себя нагрузку от вагона.

Буксовое подвешивание состоит из двенадцати листовых полуэллиптических рессор и двух однорядных цилиндрических пружин. Характеристика надбуксовых рессор и пружин показана в табл. 16 и 17.

Таблица 16

**Характеристика надбуксовых листовых рессор тележек электросекции СР**

Сравнительные данные	Моторный вагон	Прицепной вагон
Число листов в рессоре . . . . .	12	10
Нагрузка на рессору от веса тары вагона в кг . . . . .	6180	4245
Рабочая статическая нагрузка в кг . . . . .	8680	6745
Гибкость рессоры в мм/т . . . . .	8,38	9,97
Фабричная высота рессоры в мм . . . . .	114+5	121+5
Прогиб под тарой в мм . . . . .	52—62	42—50
Поперечное сечение стали для изготовления рессор в мм . . . . .	13×76	13×76

Таблица 17

## Характеристика надбуксовых пружин тележек

Сравнительные данные	Электросекция СР	Электропоезд ЭР-1
Расчетное количество витков . . . . .	4,5	4,4
Нагрузка на пружину от веса тары вагона в кг	3060	2662
Рабочая статическая нагрузка в кг . . . . .	4310	—
Гибкость пружины в мм/т . . . . .	10,1	13,6
Прогиб под тарой в мм . . . . .	30,9	36
Средний диаметр пружины в мм . . . . .	122	200
Диаметр прутка в мм . . . . .	30	40
Высота пружины в свободном состоянии в мм .	219	309
Высота пружины при полном сжатии . . . . .	—	216

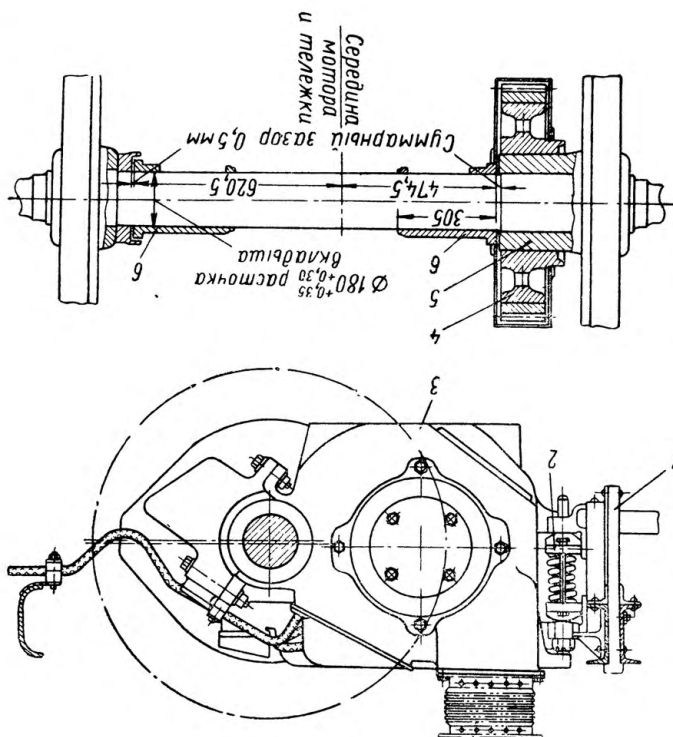
Нагрузка от вагона, воспринимаемая рамой тележки через центральное люлечное подвешивание, передается на цилиндрические пружины через приклепанные к раме тележки кронштейны. Пружины передают эту нагрузку на опорную шайбу шпинтона и на шпинтон. Посредством шпинтонов нагрузка передается на надбуксовую листовую рессору, а от нее на буксу и колесную пару.

**Тяговые электродвигатели тележки мощностью по 180 кВт каждый, типа ДК-103 Г.** Подвешивание электродвигателя опорно-осевое. Сущность этого подвешивания заключается в том, что электродвигатель опирается моторно-осевыми подшипниками на среднюю часть оси колесной пары, передавая на нее основную свой вес. Дополнительная опора осуществлена лапами корпуса мотора на пружинную траверсу, расположенную на средних поперечных балках рамы тележки (фиг. 68).

Основным недостатком такого подвешивания является то, что масса электродвигателя подрессорена лишь частично. В результате непрорессоренный вес тележки резко возрастает. В связи с этим возрастает и вредное динамическое воздействие тележки на рельсовый путь при проходе стыков рельс, крестовин и прочих неровностей пути. В свою очередь, неровности пути оказывают вредное влияние на работу и долговечность тягового электродвигателя.

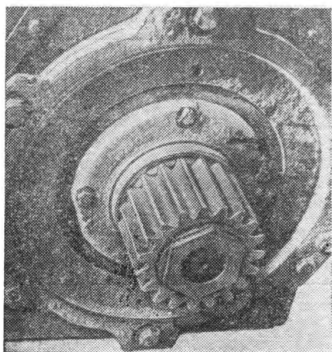
Привод от электродвигателя к колесу осуществляется через пару цилиндрических с прямыми зубьями шестерен (колес), из которых ведущая шестерня (малая) с числом зубьев 19, насажена на конический хвостовик вала электродвигателя (фиг. 69), а ведомое зубчатое колесо (большое) с числом зубьев 70 (фиг. 70) напрессовано на удлиненную ступицу центра правого колеса колесной пары.

Передаточное число зубчатой передачи 3,68, модуль 10 мм. Зубчатая передача заключена в кожух, сваренный из листовой стали (фиг. 71). Кожух предназначен для удержания смазки

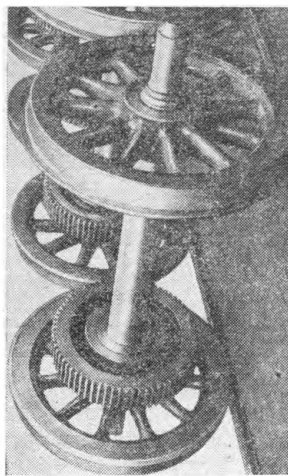


Фиг. 68. Подвешивание электродвигателя.

1 — средняя балка рамы, 2 — пружинная траверса, 3 — тяговый двигатель, 4 — зубчатое колесо привода, 5 — фолесный центр с удлиненной ступицей, 6 — моторно-осевые подшипники.



Фиг. 69.



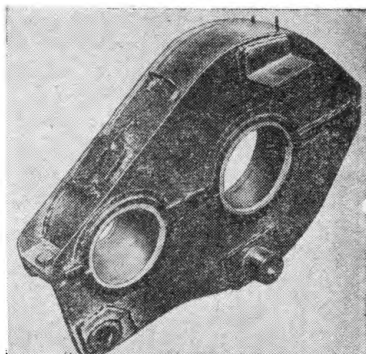
Фиг. 70.

и предохранения передачи от попадания песка, пыли и других посторонних предметов. Кожух заливается нигролом Л (ГОСТ 542-50).

Колесные пары, показанные на фиг. 72, имеют правые колеса с удлиненными ступицами. Колесо сборное с литым спицевым центром и катаным бандажом. Ось колесной пары кругом обработана. Букса челюстная. В буксу на конец оси монтируются два цилиндрических роликовых подшипника: внутренний № 42624 к-1 и наружный № 52624 к-1 (ГОСТ 294-41).

Посадка подшипников на ось — горячая, натяг соответствует посадке Т. Внутреннее кольцо подшипника перед посадкой его на шейку оси нагревается в масле до температуры 120°.

Тормозная передача тележки имеет двухстороннее нажатие колодок на колесо. Коэффициент нажатия колодок принят 70% от веса тары вагона. Все шарнирные соединения рычажной передачи снабжены сменными цементированными или закаленными стальными втулками.



Фиг. 71.

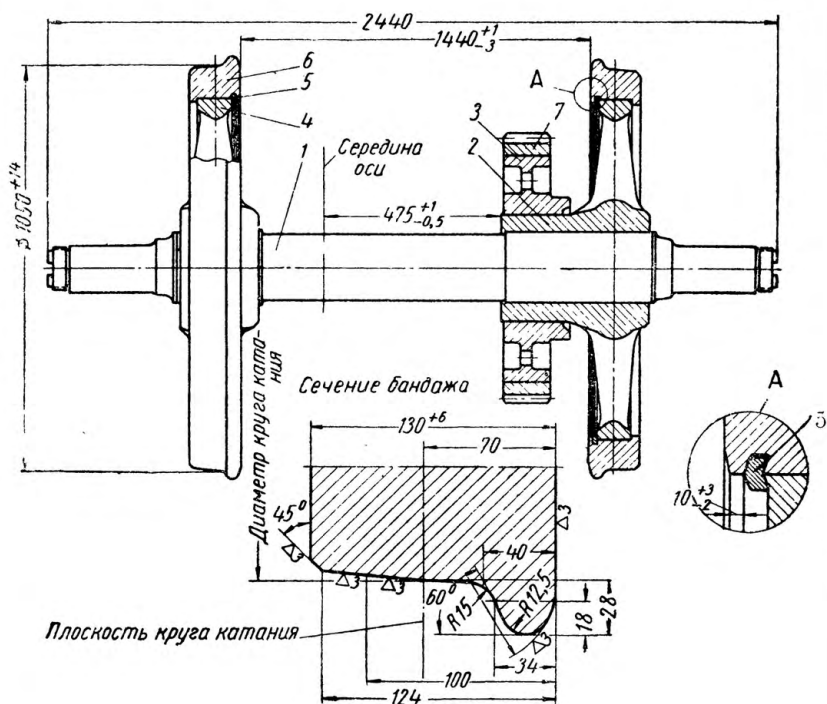
Тележка прицепного вагона электросекции С<sup>Р</sup> показана на фиг. 73. Характеристика тележки приведена в табл. 14.

Конструктивно тележка прицепного вагона выполнена так же, как и тележка моторного вагона. Она имеет такую же раму клепаной конструкции и такой же принцип рессорного подвешивания. От моторной тележки она отличается колесными парами, которые имеют оба колеса цельнокатанные, с одинаковыми ступицами, оси с меньшим диаметром подступичной части. Средняя часть оси свободна от посадки электродвигателя и зубчатого колеса. На тележке отсутствует тяговый электродвигатель и все узлы, связанные с его подвешиванием. Тормозная рычажная передача имеет более простую схему по сравнению с моторной, что обуславливается более свободным пространством внутри рамы тележки. Характеристика рессор тележки приведена в табл. 15, 16 и 17. Характеристика пружин надбуксового подвешивания обеих тележек одинакова.

### Тележки электропоезда ЭР-1

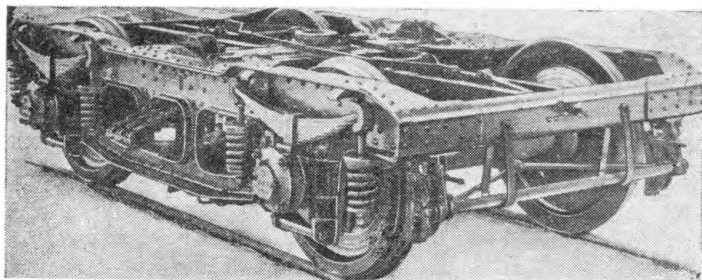
Последний тип тележки разработан Рижским заводом в связи с выпуском нового электропоезда ЭР-1. Выше описывалось, что этот электропоезд состоит из десяти вагонов: пяти моторных и пяти прицепных. В числе прицепных два головных вагона





Фиг. 72. Колесная пара:

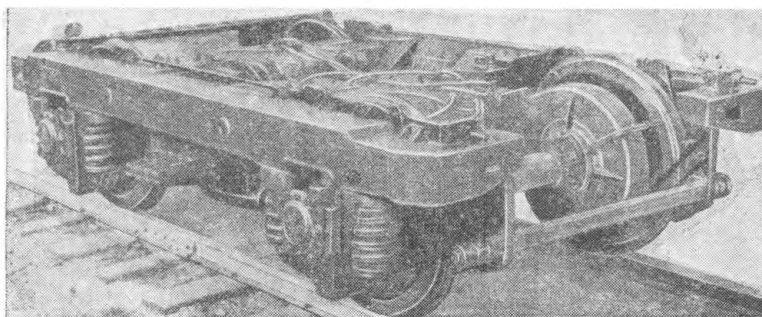
1 — ось, 2 — колесный центр с удлиненной ступицей, 3 — зубчатое колесо, 4 — колесный центр с нормальной ступицей, 5 — заводное кольцо, 6 — бандаж, 7 — зубчатый венец.



Фиг. 73.

с обтекаемым в передней части кузовом, приспособленным для пульта управления поездом. Поезд рассчитан на повышение скорости движения до 120—130 км/час, короткие стоянки, большое ускорение при трогании и большое замедление при остановках. Всего в поезде десять моторных тележек с двумя электродвигателями мощностью по 200 кВт на каждой тележке. Общая мощность электродвигателей поезда 4000 кВт.

**Тележка моторного вагона.** На фиг. 74 показана тележка моторного вагона электропоезда ЭР-1. Характеристика тележки приведена в табл. 14.



Фиг. 74.

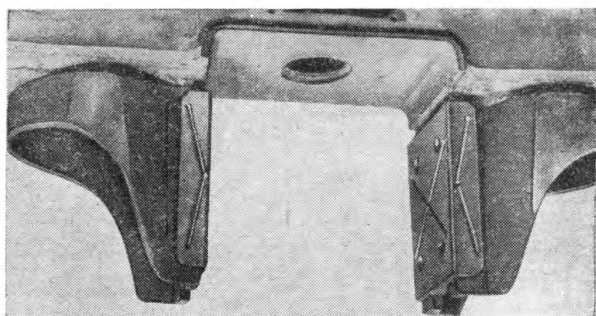
Основное внимание при проектировании тележки было обращено на обеспечение высоких скоростей движения с большим ускорением и замедлением, на обеспечение прочности основных элементов ходовых частей, повышение динамических качеств и снижение трудоемкости изготовления основных узлов и деталей.

Рама тележки сварной конструкции Н-образной формы состоит из двух боковых продольных и двух средних поперечных балок. Концевые поперечные балки отсутствуют. Продольные балки рамы сварены из швеллеров № 24 и полосовой стали толщиной 12 и 10 мм и имеют коробчатое сечение с большим размером по вертикальной оси. Направляющие букс выполнены из стальных отливок, приваренных к продольным балкам. К направляющим букс (челюстям) прикреплены болтами с потайной головкой сменные чугунные наличники (фиг. 75). Поперечные средние балки (фиг. 76) с кронштейнами для подвески из тягового электродвигателя и редуктора выполнены сварными из полосовой стали толщиной 10, 12 и 14 мм. Балки имеют коробчатое прямоугольное сечение с большим размером по вертикальной оси.

Соединение продольных и поперечных балок рамы выполнено сваркой. Места сварных соединений усилены накладками, реб-

рами и сухарями, соединенными с основными узлами также при помощи сварки. Центральное люлечное подвешивание конструктивно выполнено так же, как у тележек цельнометаллических вагонов (фиг. 33). В узел люлечного подвешивания входят эллиптические рессоры системы Галахова. Характеристика их приведена в табл 15.

Надрессорная балка фиг. 77 стальная литая, со съёмными подпятниками и коробками скользунов. Подпятник плоский. Под вкладыш скользуна прокладывается пластинчатая резина для поглощения стука при движении поезда.



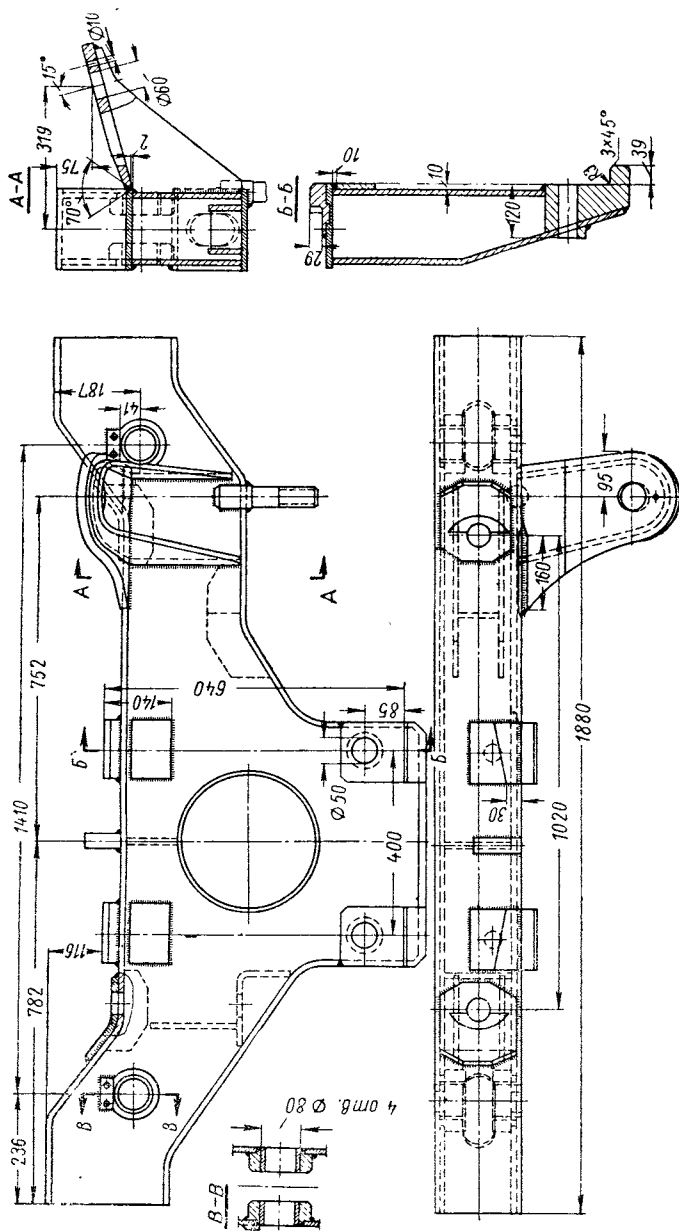
Фиг. 75.

Выше говорилось, что при движении поезда надрессорная балка тележки приходит в постоянное соприкосновение с поперечными балками рамы. Поэтому на балках предусматриваются скользуны, которые по мере их износа заменяются.

Колесные пары тележки моторного вагона имеют сборные колеса с литыми спицевыми центрами. Центры выполняются двух типов: с фланцем для крепления зубчатого венца большой шестерни (фиг. 78, а) и с обычной ступицей длиной 210 мм (фиг. 78,б). Ось колесной пары в связи с увеличением проектной скорости до 130 км/час выполняется с усиленными, против вагонов С<sup>р</sup>, шейками и подступичными частями: диаметр шейки 135 мм, диаметр подступичной части 197 мм; расстояния между серединами шеек оси для тележки моторного вагона 2130 мм и для тележки прицепного вагона 2036 мм, диаметр колеса по кругу катания 1050 мм. Бандаж колеса насаживается на центр после напрессовки его на ось.

Надбуксовое подвешивание состоит из однорядных цилиндрических пружин. Характеристика пружин приведена в табл. 17.

Букса тележки моторного вагона (фиг. 79) выполнена стальной литой с приливом для установки балансира, несущего на своих концах поддоны для опоры пружин. При установке пружин между ними и поддонами прокладываются резиновые шайбы.

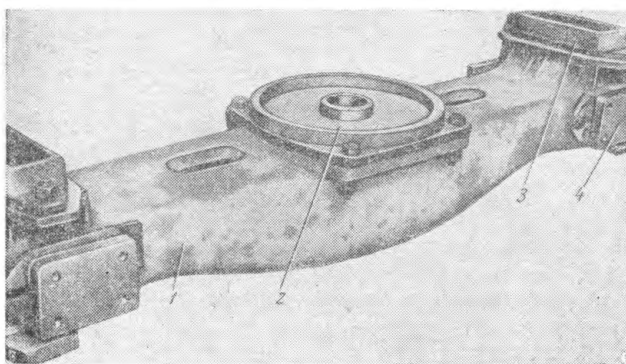


Фиг. 76.

На верхние торцы пружин чашками буксовых направляющих (фиг. 75) опирается рама тележки. В корпус буксы устанавливается два цилиндрических роликовых подшипника ЦКБ-561 и ЦКБ-562.

Посадка подшипников на ось непосредственная, без посадочных втулок, с нагревом внутренних колец подшипника. Натяг при этом принимается согласно посадки Т.

Тяговый электродвигатель крепится к поперечной балке рамы тележки консольно: нижняя часть корпуса электродвигателя опирается на кронштейн поперечной балки и притягивается дву-



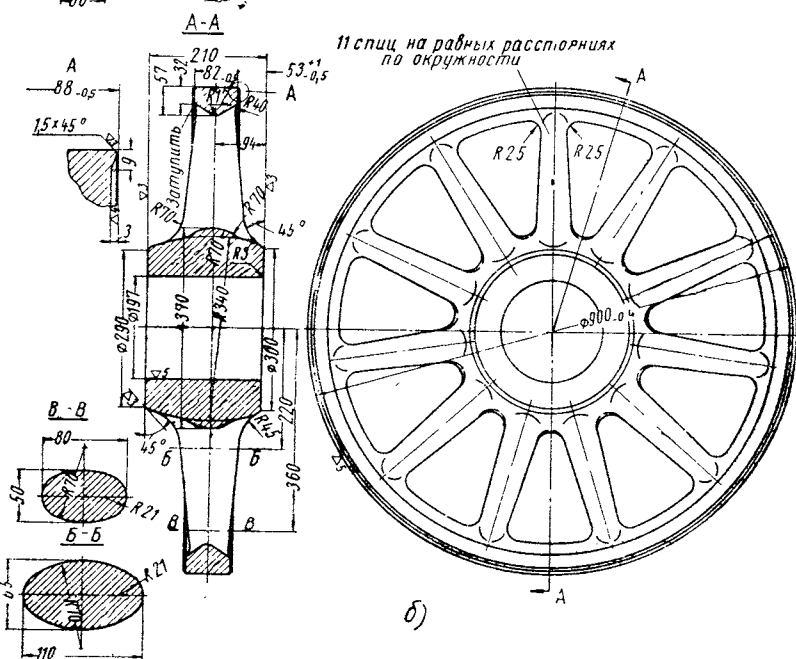
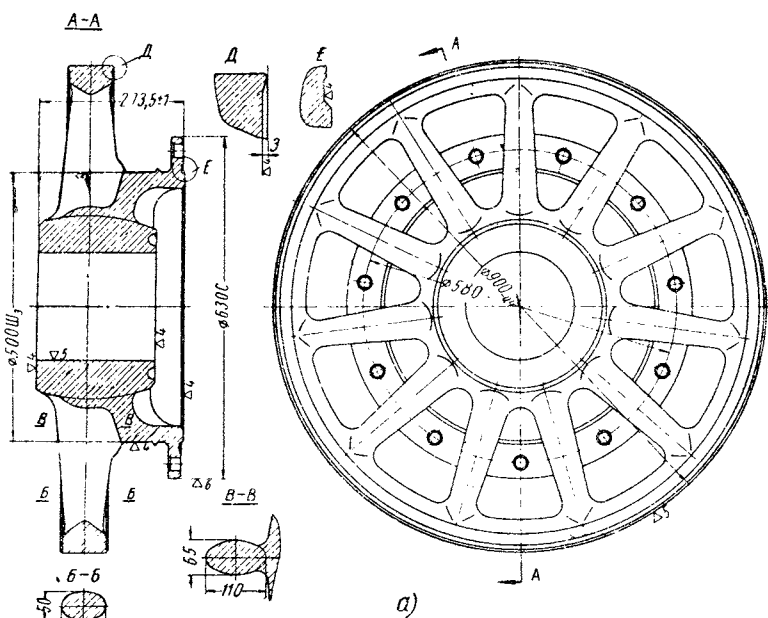
Фиг. 77. Надрессорная балка моторной тележки электропоезда ЭР-1:

1 — надрессорная балка, 2 — подпятник, 3 — коробка скользяна, 4 — скользян (трущийся о поперечную балку рамы).

мя болтами, а верхняя часть с помощью клиньев прижимается к поперечной балке фиг. 80. Электродвигатель ДК-106Б имеет вес 2200 кг. В конструкции привода применена кулачковая муфта (фиг. 81, а и б), аналогичная муфте для вагонов метрополитена. В отличие от них эта муфта усилена в соответствии с мощностью тягового электродвигателя. Редуктор (фиг. 82) привода тележки состоит из двух цилиндрических зубчатых колес, имеющих прямой зуб. Передаточное число редуктора 3,17, число зубьев у большого колеса 73, у малого 23, модуль 10 мм. Малое зубчатое колесо редуктора представляет собой венец, крепящийся болтами к валу, на конический конец которого монтируется полумуфта. Устанавливается она в корпусе редуктора на двух сферических роликоподшипниках № 3518. Большое зубчатое колесо состоит также из венца, прикрепленного к фланцу колеса (фиг. 83) при помощи призонных болтов.

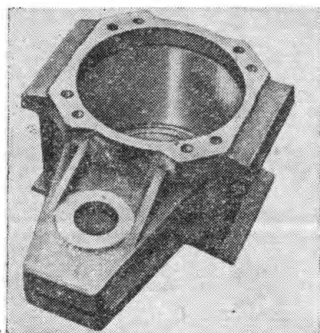
Постоянство межцентрового расстояния зубчатой пары фиксируется в жестком корпусе редуктора.

Корпус редуктора со стороны большого зубчатого колеса крепится одной боковой стенкой к стакану, посаженному на ось

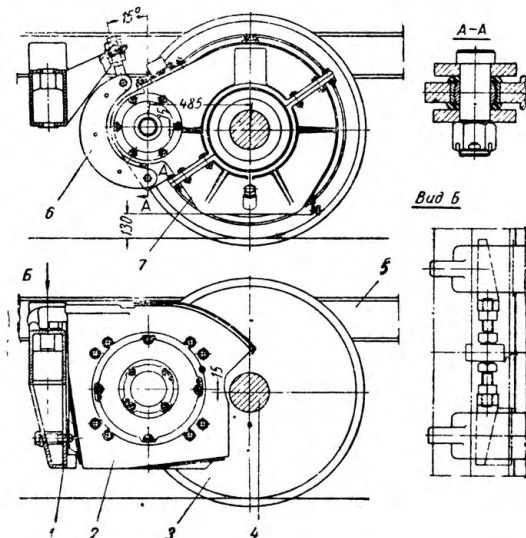


Фиг. 78.

колесной пары на двух цилиндрических роликоподшипниках № 32140 Д1 и № 92140. Вторая стенка корпуса редуктора охватывает цилиндрическую часть центра колеса (между фланцем и спицами) и имеет лабиринтные канавки, препятствующие вытеканию смазки из редуктора. Со стороны малого зубчатого колеса корпус редуктора подвешен с помощью специального рычага, имеюще-



Фиг. 79.



Фиг. 80. Крепление тягового двигателя:

1 — поперечная балка рамы тележки, 2 — тяговый электродвигатель, 3 — колесо, 4 — ось, 5 — продольная балка рамы тележки, 6 — рычаг подвешивания редуктора, 7 — редуктор.

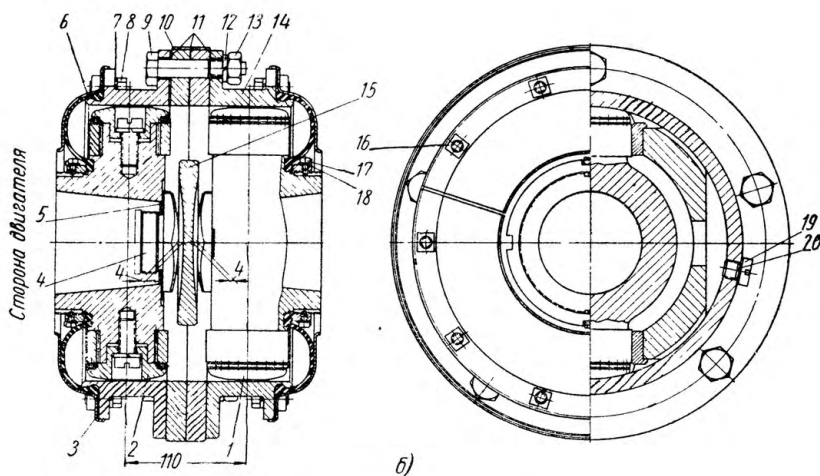
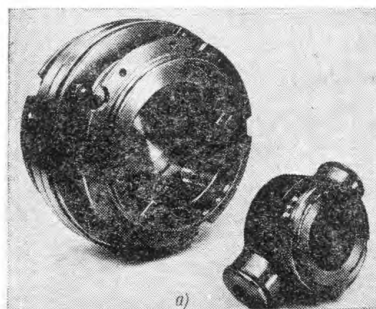
го два шарнирных соединения с поперечной балкой рамы тележки (фиг. 82).

Конструкция подвешивания выполнена так, что она допускает параллельные и продольные смещения, а также поворот оси якоря электродвигателя относительно оси малого зубчатого колеса редуктора. Смещения вала электродвигателя относительно вала малого колеса в процессе эксплуатации воспринимаются кулачковой муфтой без проявления каких-либо ненормальностей в работе всей передачи.

Рычажная передача тормоза тележки моторного вагона предусматривает двухстороннее нажатие колодок на колесо. Средние тормозные башмаки подвешены к раме тележки на вертикальных подвесках коробчатого сечения.

Вертикальные рычаги и затяжка выполнены из стального листа. На продольных балках рамы тележки укрепляются съемные опорно-направляющие кронштейны головок тяг, соединительных звеньев балансира и мертвых точек. Головки упомянутых деталей соединены шарнирно с вертикальными рычагами и, опираясь на направляющие кронштейны, удерживают рычаги тормоза тележки от вертикальных перемещений. Шарнирные

соединения рычажной передачи снабжены сменными стальными втулками. Конструкция рычажной передачи предусматривает максимальное усилие нажатия колодок тормоза на колеса (суммарное нажатие всех шестнадцати колодок на восемь колес вагона) при максимальной скорости движения вагона до 170% от веса тары вагона.

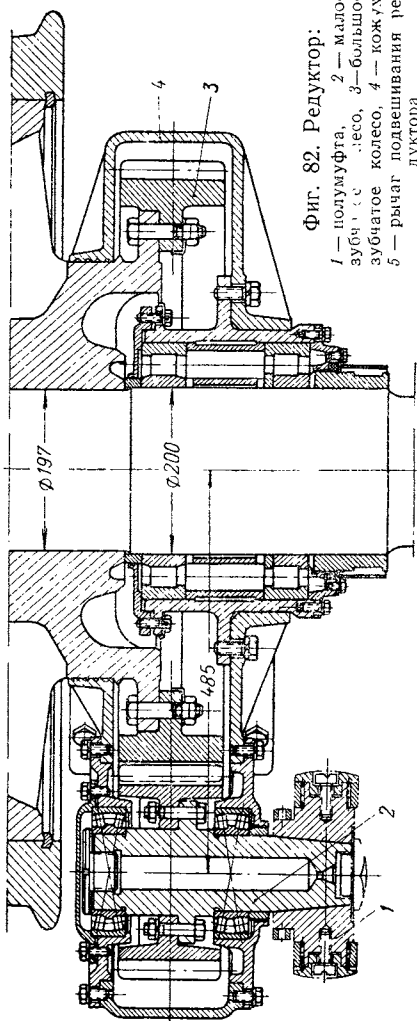
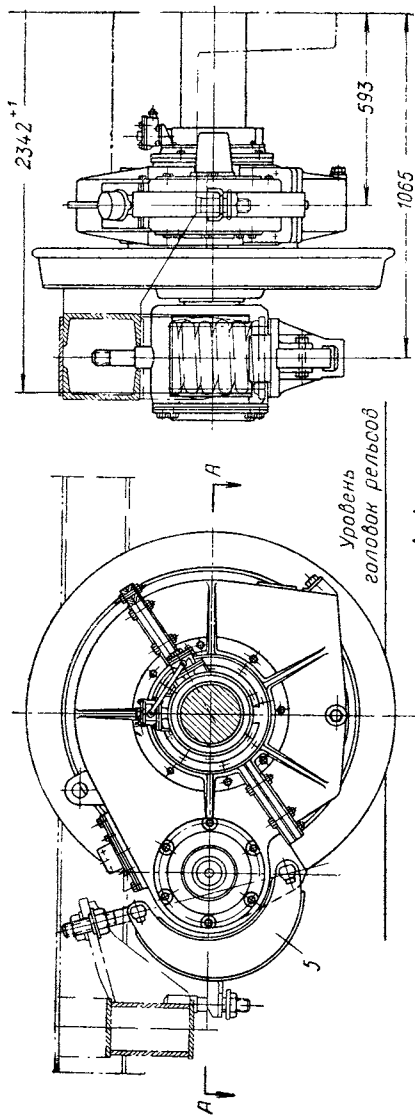


Фиг. 81 Муфта привода:

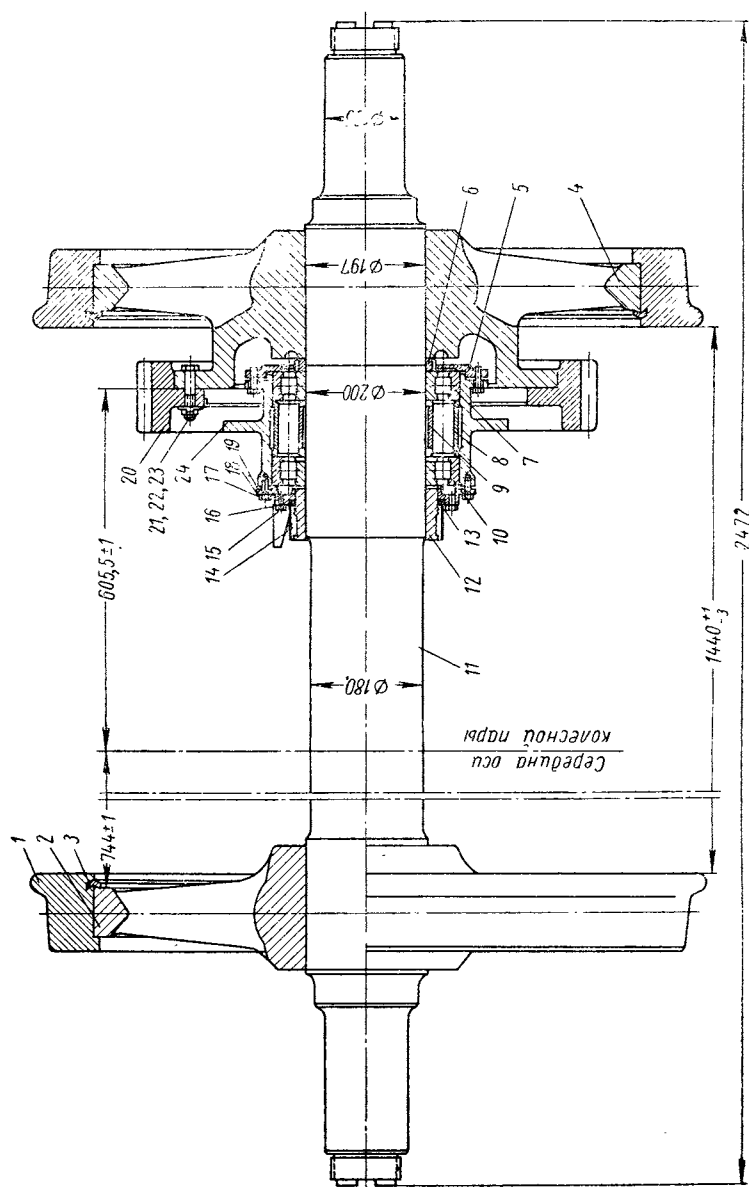
*a* — общий вид, *б* — разрез муфты: 1 — кулачок редуктора, 2 — кулачок электродвигателя, 3 — шит, 4 — винт со сферической головкой, 5 — шайба стопорная, 6 — резиновый шит, 7 и 12 — шайба, 8, 9 — болт, 10 — корпус с упорами, 11 — прокладка, 13 — гайка, 14 — корпус, 15 — центрирующий диск, 16 — бабышка, 17 — болт, 18 — кольцо крепления резинового шита, 19 — винт, 20 — прокладка.

**Тележка прицепного и головного вагонов.** На фиг. 84 показана тележка прицепного вагона электропоезда ЭР-1. При разработке конструкции тележки особое внимание было обращено на повышение прочности основных узлов и улучшение ее эксплуатационных качеств. Конструкторами был учтен опыт не только





Фиг. 82. Редуктор:  
 1 — полумуфта, 2 — малое  
 зубчатое колесо, 3 — большое  
 зубчатое колесо, 4 — кожух,  
 5 — рычаг подвешивания ре-  
 дуктора



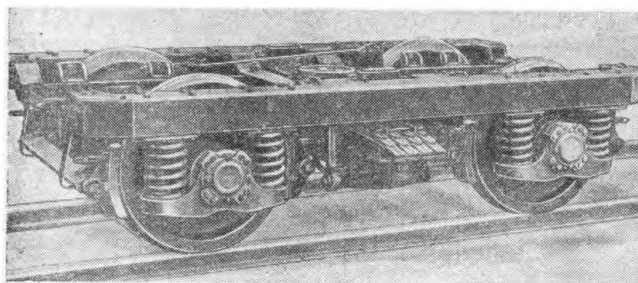
Фиг. 83. Большое зубчатое колесо редуктора с колесной парой:

1 — бандаж, 2 — центр, 3 — заводное кольцо, 4 — центр с фланцем, 5 — упорная крышка, 6 — упорное кольцо, 7 — подшипник, 8 — наружное дистанционное кольцо, 9 — внутреннее дистанционное кольцо, 10 — подшипник, 11 — ось, 12 — заземляющее кольцо, 13 — сальниковое уплотнение, 14 — лабиринтная крышка, 15, 16, 17, 18, 19 — крепление (болты, шайбы, гайки), 20 — зубчатый венец, 21, 22, 23 — болт, шайба, гайка, 24 — стакан

своего завода, но и опыт эксплуатации бесчелюстной тележки цельнометаллических пассажирских вагонов.

Рама, так же как и у тележки моторного вагона, состоит из двух продольных и двух поперечных балок замкнутого коробчатого сечения. Продольная балка сварена из двух швеллеров № 20 и накладок толщиной 10 мм. Поперечные балки коробчатого сечения, сварены из листовой стали. Толщина вертикальных элементов балки — 12 мм, а горизонтальных — 10 мм. Рама выполнена без концевых поперечных балок и имеет поэтому Н-образную форму. Конструкция рамы позволяет широко применить автоматическую сварку.

Колесная пара тележки прицепного вагона имеет цельнокатанные колеса с диаметром круга качения 1050 мм. В связи с увеличением скорости до 130 км/час подступичная часть оси



Фиг. 84.

увеличена до 182 мм, диаметр шейки оси принят 120 мм. Расстояние между серединами шеек оси колесной пары равно 2036 мм, так же как у тележек цельнометаллических пассажирских вагонов

Центральное подвешивание люлевное с эллиптическими рессорами системы Галахова, подрессорным брусом, наддрессорной балкой и наклонными подвесками. Длина подвесок не регулируется. Крепление их к поперечным балкам шарнирное. Подрессорная балка, наддрессорная балка и подлюлевный брус аналогичны тележке моторного вагона. На случай обрыва подвески предусмотрены предохранительные скобы.

Надбуксовое подвешивание такое же, как и в тележке моторного вагона. Передача нагрузки от рамы тележки на буксу, а через нее на шейку оси колесной пары производится через цилиндрические надбуксовые пружины. Средний диаметр пружины 200 мм, диаметр прутка 40 мм. Корпус буксы — стальной литой. Внутри корпуса монтируются два роликовых подшипника типа 52624к-1 и 42624к-1 Гост 294-41 с цилиндрическими роликами на горячей посадке на ось. Характеристику тележки см. табл. 14, рессор и пружин табл. 15 и 17.

Калининский вагоностроительный завод, начав в 1959 г. производство прицепных и в 1960 г. головных вагонов электропоезда ЭР-1, изменил конструкцию тележки прицепного и головного вагонов. Цель изменения конструкции — максимально унифицировать конструкцию тележек электровагонов с тележками вагонов ЦМВ. На фиг. 85 указана тележка прицепного вагона электропоезда ЭР-1 конструкции Калининского вагоностроительного завода, начатая производством в 1960 г. Тележка аналогична тележке КВЗ-5 цельнометаллического вагона. Она имеет следующую характеристику:

База тележки в мм . . . . .	2400
Гибкость рессорного подвешивания в мм/т . . . . .	7,95
Средний статический прогиб в мм:	
центрального подвешивания . . . . .	77,5
надбуксового подвешивания . . . . .	25,5
Высота опорной поверхности подпятника над головкой рельса	
под тарой в мм . . . . .	882
Вес тележки в кг . . . . .	6600

На фиг. 86 показана тележка головного вагона электропоезда ЭР-1 конструкции Калининского завода. От тележки прицепного вагона она отличается дополнительным устройством привода скоростемера 7; приводом генератора скоростемера 8; установкой приемных катушек КЭБ-сигнализации 9 и кронштейном для монтажа КЭБ-сигнализации 10.

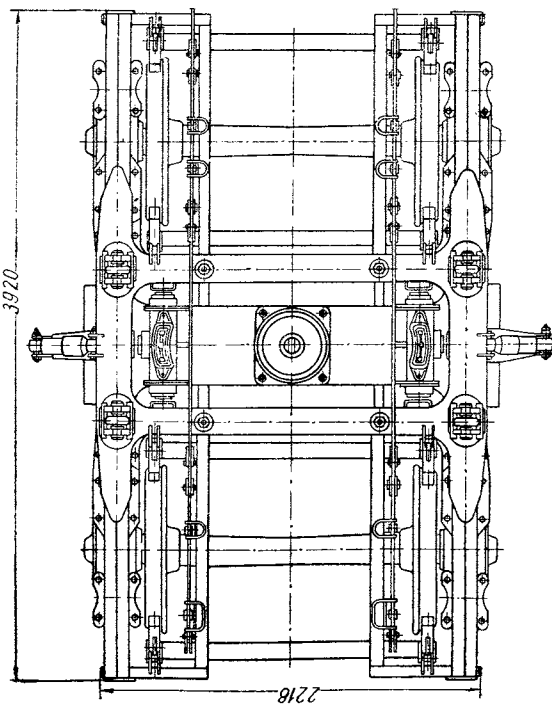
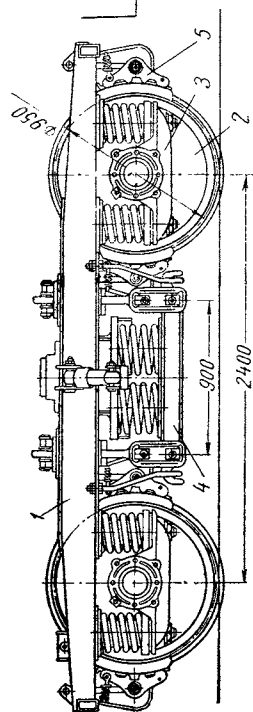
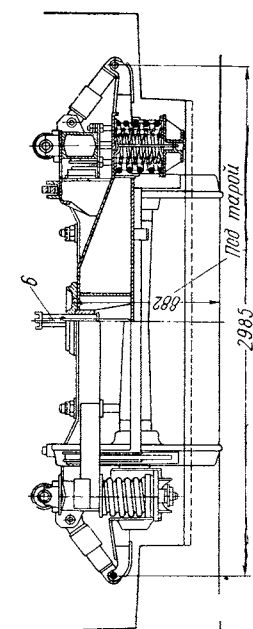
Механический привод скоростемера и привод генератора скоростемера устанавливаются в корпусе букс. Приемные катушки КЭБ-сигнализации устанавливаются на специальных кронштейнах 10, приваренных к концам продольных балок рамы.

Характеристика тележки следующая:

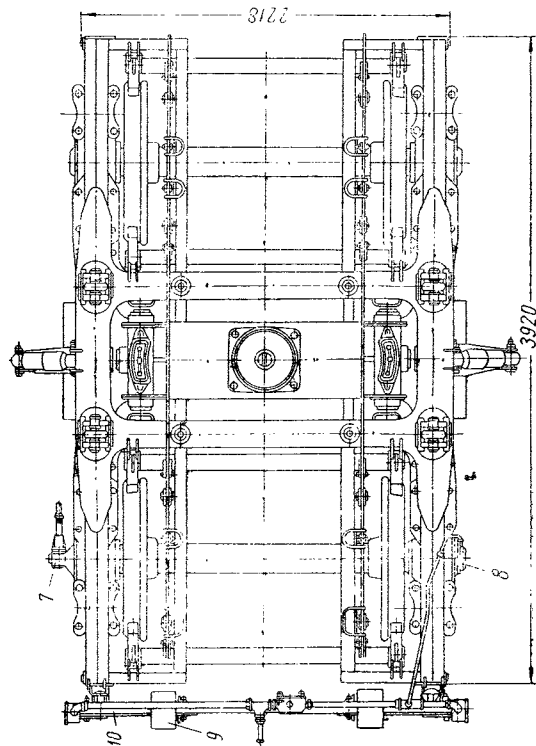
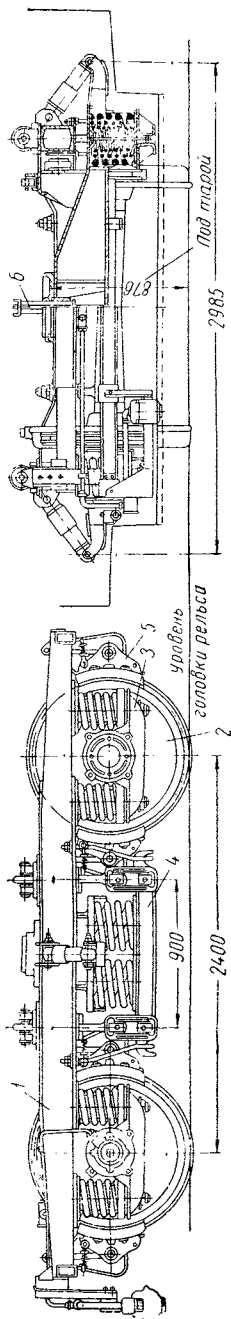
База тележки в мм . . . . .	2400
Гибкость рессорного подвешивания в мм/т . . . . .	6,49
Средний статический прогиб в мм:	
центрального подвешивания . . . . .	60,9
надбуксового подвешивания . . . . .	27,1
Высота опорной поверхности подпятника над головкой рельса	
под тарой в мм . . . . .	876
Вес тележки в кг . . . . .	6800

### Тележки вагонов метрополитена

Одновременно с изменениями вагона метрополитена, подверглась изменению и конструкция тележки. Оставалась неизменной для всех типов тележек основная цель преследуемая изменениями конструкции: обеспечить повышение скорости движения поездов, облегчить вес, добиться большей величины ускорения при разгоне и замедления при торможении поезда, создать большие удобства для пассажира и повысить надежность в эксплуатации. В табл. 18 приведена сравнительная характеристика тележек разных типов вагонов метрополитена, выпу-



Фиг. 85. Тележка прицепного вагона электропоезда  
ЭР-1 конструкции Калининского завода:  
1 — рама тележки, 2 — колесная пара, 3 — буксовое подвешивание, 4 — центральное подвешивание, 5 — рычажно-тор-  
мозная передача, 6 — шкворень.



Фиг. 86. Тележка головного вагона электропоезда  
ЭР-1 конструкции Калининского завода:

1 — рама тележки, 2 — колесная пара, 3 — буксовое подвешивание, 4 — центральное подвешивание, 5 — рычажно-тормозная передача, 6 — шкворень, 7 — привод скоростемера, 8 — привод генератора скоростемера, 9 — установка приемных катушек КЭБ-сигнализации, 10 — кронштейн для установки КЭБ-сигнализации.

# Характеристика тележек

Сравнительные данные тележек	Типы			
	А	Б	В.2	
База тележки в мм	2315	2500	2200	
Диаметр колеса по кругу качения в мм	900	900	900	
Диаметр шейки оси в мм	120	120	95	
Тип колеса	Сборное, с литым центром	Сборное, с литым центром	Сборное с литым центром	
Тип буксы	Роликовая	Роликовая	Роликовая	
Тип привода	Зубчатая передача	Зубчатая передача	Зубчатая передача	
Тип редуктора	Одноступенчатый цилиндрический	Одноступенчатый цилиндрический	Одноступенчатый цилиндрический	
Зацепление	С прямыми зубьями	С прямыми зубьями	С прямыми зубьями	
Корпус редуктора	Стальной сварной кожух	Стальной сварной кожух	Стальной сварной кожух	
Тип рамы тележки	Сварная из штампованных профилей	Сварная из штампованных профилей	Листовая клепаная	
Рессорное подвешивание:				
а) надбуксовое	Безбалансирное с листовой рессорой	Балансирное с двухрядными цилиндрическими пружинами	Безбалансирное с листовой рессорой	
б) центральное	Люлечное, с эллиптическими рессорами переменной гибкости	Люлечное с эллиптическими рессорами переменной гибкости	С листовыми рессорами и двухрядными цилиндрическими пружинами	
Гибкость надбуксового подвешивания в мм/т	—	—	—	
Прогиб рессор центрального подвешивания под тарой вагона в мм	—	47	—	
Прогиб рессор центрального подвешивания под рабочей нагрузкой в мм	—	181	—	

Таблица 18

## вагонов метрополитена

вагонов		
Г	Д	Е-проект
2500	2100	2100
900	900	780
120	120	100
Цельнокатаное или сборное с литым центром	Сборное с литым центром	Сборное подрезиненное
Роликовая	Роликовая	Роликовая
Зубчатая передача	Карданно-редукторная передача	Карданно-редукторная передача
Одноступенчатый цилиндрический	Одноступенчатый с малой шестерней на роликоподшипниках	Одноступенчатый с малой шестерней на роликоподшипниках
С косыми зубьями	С косыми зубьями	С косыми зубьями
Стальное литье	Стальное литье	Стальное литье
Сварная из штампованных профилей	Сварная из штампованных профилей замкнутого сечения	Сварная из штампованных профилей замкнутого сечения
Балансирное с двухрядными пружинами	Безбалансирное с двухрядными цилиндрическими пружинами	Безбалансирное с цилиндрическими пружинами и гидроамортизатором
Люлочное, с эллиптическими рессорами переменной гибкости	Люлочное, с рессорами переменной гибкости	Люлочное, с двойными цилиндрическими пружинами и гидроамортизаторами
1,22	1,58	1,77
44	45,5	39,2
75	85,5	80,5



Сравнительные данные тележек	Типы		
	А	Б	В-2
Тип подвешивания тяговых электродвигателей	Опорно-осевое	Опорно-осевое	Опорно-осевое
Тип пятника	Плоский	Сферический	Сферический с резиновым амортизатором
Тип тормоза на тележке	Колодочный, двухсторонний с двумя цилиндрами на тележку	Колодочный двухсторонний с двумя цилиндрами на тележку	Дисковый, распорный с одним цилиндром на вагоне

ценных нашей промышленностью с начала их производства и до настоящего времени.

Тележка вагона типа Д выпуска Мытищинского завода 1959—1960 гг. показана на фиг. 87. Тележка имеет два тяговых электродвигателя (по одному на каждую ось) типа ДК-104Г мощностью 73 кВт каждый. Подвешивание двигателя опорно-рамное, электродвигатель подвешен к средним поперечным балкам рамы тележки, таким образом основной вес электродвигателя передается на раму тележки, а к колесной паре передается частично через карданно-редукторную передачу. Редуктор одноступенчатый с косозубчатым зацеплением. Число зубьев большого колеса 86, малого 15, модуль зуба в нормальном сечении — 7,5. Передаточное число редуктора равно 5,73. Между малым колесом редуктора и электродвигателем имеется кулачковая муфта по типу, показанному на фиг. 81. Эта муфта применена конструкторами Рижского завода для тележек электропоездов ЭР-1, конструкция ее при этом усилена в соответствии с увеличенной мощностью моторов. Редуктор подвешен к средней поперечной балке рамы тележки.

Тележка имеет двойное рессорное подвешивание: центральное люлечное с листовыми эллиптическими рессорами и надбуксовое с цилиндрическими пружинами. Эллиптические замкнутые рессоры системы Галахова — переменной гибкости. Рессоры пятилистовые — трехрядные. Характеризуются они следующими данными:

Число листов собранных в один хомут	5
Число рядов в рессоре	3
Нагрузка на рессору от тары вагона в кг	4525
Рабочая статическая нагрузка на рессору в кг	9125
Фабричная высота рессоры (расстояние между коренными листами) в мм	134
Наибольший испытательный груз при напряжении 10 000 кг/см <sup>2</sup> в кг	14500
Прогиб под тарой в мм	45,5

ВАГОНОВ		
Г	Д	Е проект
Опорно-осевое	Опорно-рамное	Опорно-рамное
Плоский, плавающий с резиновым амортизатором	Сферический, плавающего типа с резиновыми амортизаторами	Сферический плавающего типа с резиновыми амортизаторами
Колодочный, двухсторонний с двумя цилиндрами на тележку	Колодочный, двухсторонний с отдельными цилиндрами на каждое колесо—4 цилиндра на тележку	Двухколодочный, двухсторонний с отдельным цилиндром на колесо—4 цилиндра на тележку

На хомуты верхней половины рессоры опирается надрессорная балка сварной конструкции. Балка воспринимает на себя нагрузку от вагона и передает ее через люлечное подвешивание на раму тележки. Нагрузка от вагона на балку осуществляется через сферический подпятник плавающего типа. Между подпятником и верхним листом надрессорной балки установлен резиновый амортизатор для смягчения ударов и шумопоглощения. Боковые скользящие надрессорной балки имеют также сферическую поверхность и шаровую опору.

Выше отмечалось, что при движении тележки происходит постоянное соударение надрессорной балки о средние поперечные балки рамы. Чтобы эти удары свести к минимальным, зазор между скользящими делают не больше определенных значений. В данном случае он принят 1—3 мм в сумме на обе стороны. Подрессорная балка (вместо штампованной из листа, как у тележки ЦМВ) в данном случае выполнена в виде двух трубчатых штанг, соединенных по концам подлюлечными балками, воспринимающими через установленные на них эллиптические рессоры нагрузку от вагона. Подрессорная балка подвешена на глухих, нерегулируемых по длине подвесках к средним поперечным балкам рамы тележки. Схема крепления подвесок к раме показана на фиг. 35. Надбуксовое подвешивание осуществлено цилиндрическими двухрядными пружинами. Характеристика пружин приводится ниже:

	Наружная пружина	Внутренняя пружина
Количество рабочих витков . . . . .	6	9
Нагрузка на пружину от тары вагона в кг . . . . .	1120	520
Рабочая статическая нагрузка в кг . . . . .	1890	880
Напряжение в пружине под рабочей статической нагрузкой в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	4600	4720
Гибкость пружины в мм/т . . . . .	36,65	78,2

Наибольший груз испытания при напряжении в пружине 6500 кг/см <sup>2</sup> в кг . . . . .	2690	1215
Прогиб от груза испытания в мм . . . . .	98	95
Прогиб под тарой в мм . . . . .	41	41
Диаметр прутка в мм . . . . .	27	18
Высота пружины в свободном состоянии в мм . . . . .	301	301
Средний диаметр пружины в мм . . . . .	148	97

С каждой стороны буксы установлено по две пружины — наружная и внутренняя. Пружины устанавливаются на кронштейны буксы. Между буксой и пружиной устанавливается специальная нижняя опора. Верхняя опора пружин крепится к продольной балке рамы. Букса — стальная литая. Конструкция буксы безбалансирная, челюстная. Трущиеся части буксы (наличники) сделаны из стали 20 ГОСТ 1050-57. В буксу монтируются два роликовых подшипника 42624к-1 и 52624к-1. Посадка подшипников на ось безвтулочная, горячая. Средняя часть оси чисто обработана. Рама тележки Н-образной формы, без концевых балок, сварной конструкции изготавливается из штампованных профилей и листовой стали 20 ГОСТ 1050-57. К боковым балкам рамы приварены буксовые направляющие и литые консольные кронштейны для крепления тормозной рычажной передачи.

Тележка имеет двухсторонний тормоз. Привод рычажной системы тормоза и нажатие колодок на колеса осуществляется с помощью четырех тормозных цилиндров, установленных на раме тележки по одному для каждого колеса.

Колодки сделаны из пластмассы КФ-16, обеспечивающей повышенный против чугуна коэффициент трения. Колодка прилегает не только к кругу катания, но охватывает и гребень колеса.

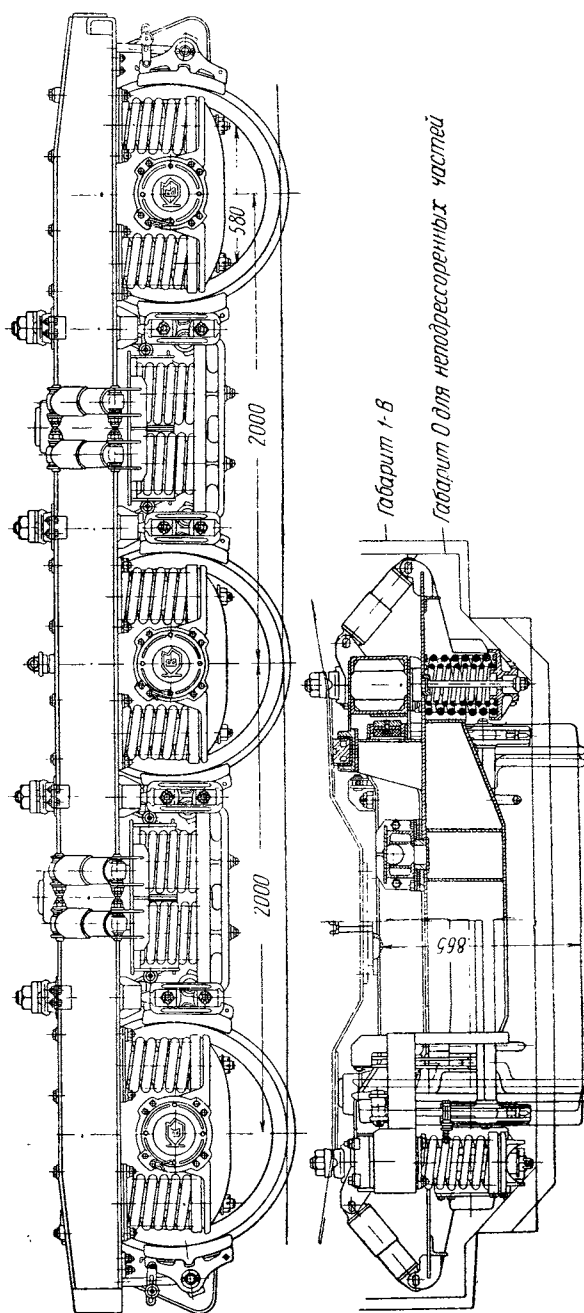
### Трехосная тележка конструкции 1959 г.

Выше было сказано, что трехосные тележки не получили широкого распространения, что они применялись для вагонов с большим весом тары. Применение трехосных тележек необходимо для уменьшения нагрузки, приходящейся на одну ось и, как следствие, для уменьшения давления от оси на рельс. Калининским заводом спроектирована и в 1959 г. построена трехосная тележка, показанная на фиг. 88. Тележка рассчитана на постановку ее под пассажирский вагон с весом тары 108 т. Характеристика тележки приведена в табл. 12.

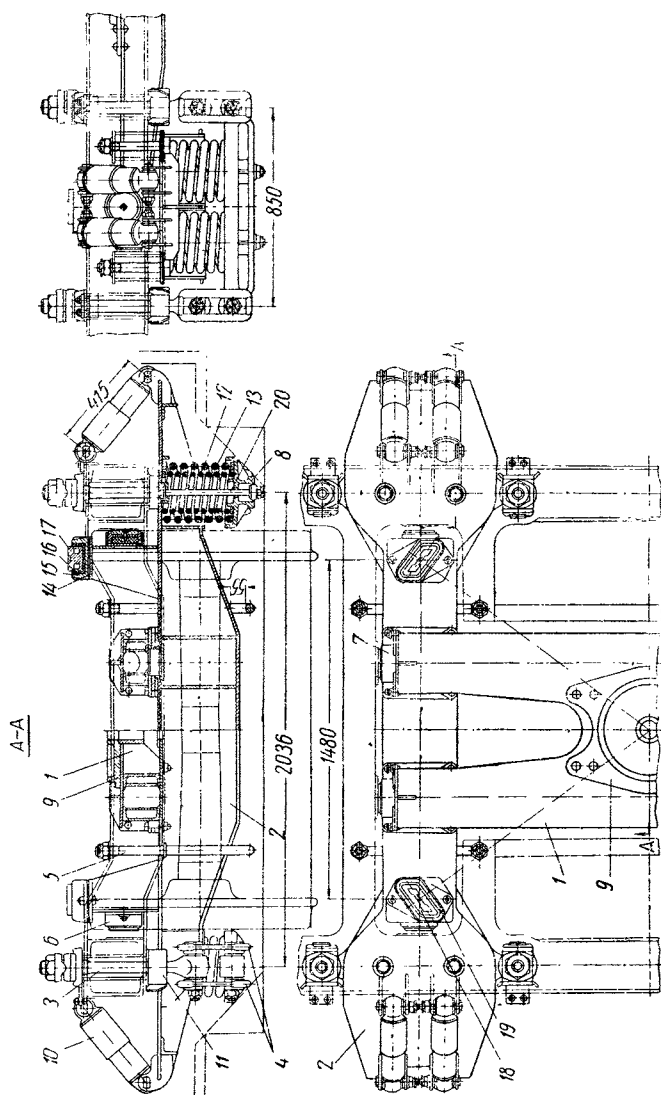
Тележка обеспечивает прохождение вагона на кривых участках железнодорожного пути с радиусом 150 м и по кривым участкам заводских железнодорожных путей с радиусом 100 м.

Центральное подвешивание трехосной тележки (фиг. 89) осуществляется четырьмя несвязанными между собой люльками, подвешенными на продольных балках рамы тележки в проме-





Фиг. 88.



Фиг. 89.

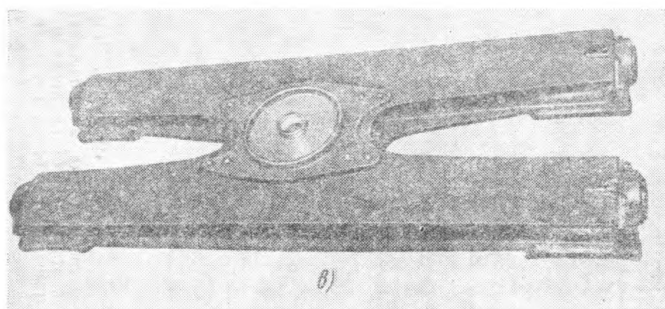
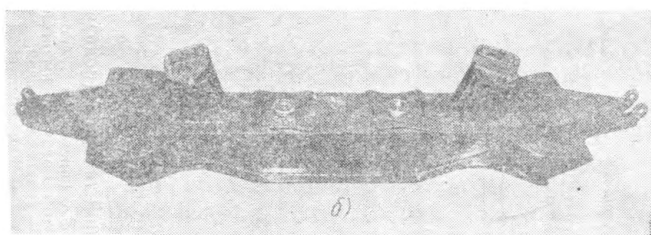
жутках между колесными парами. Конструкция люлечного подвешивания такая же, как и у тележки КВЗ-5, но с установкой не одного, а двух гидравлических амортизаторов. Люлька состоит из поддона, на который ставится два комплекта двухрядных пружин. Характеристика пружин приведена в табл. 13. Поддон с помощью серег и подвесок крепится к продольной балке рамы, как было указано при описании тележки КВЗ-5 и дает возможность регулировать длину тяг, а следовательно высоту наддрессорной балки над уровнем рельс. Для обеспечения плавности хода вагона над каждой люлькой установлено два гидравлических амортизатора, указанных на фиг. 58. Одним концом амортизаторы соединены с наддрессорной балкой, вторым с продольной балкой рамы тележки.

Надрессорная балка фиг. 90, а сварной конструкции, состоит из трех частей: двух поперечных брусьев фиг. 90, б и продольного бруса фиг. 90, в. Поперечные брусья своими концами опираются на пружины люлек. Продольный брус, несущий на себе подпятник, опирается на поперечные брусья и крепится к ним болтами. Поперечные брусья имеют надстройки для установки скользунов. Конструкция буксового подвешивания крайних букс такая же, как у тележки КВЗ-5 — цилиндрические пружины и фрикционные амортизаторы. Буксовое подвешивание средней буксы осуществлено через цилиндрические пружины без амортизаторов, как у бесчелюстных стандартных тележек цельнометаллических пассажирских вагонов. Расстояние между шпигонами принято 580 мм. Надбуксовые пружины поставлены удлиненными с высотой в свободном состоянии 357 мм с повышенной гибкостью в горизонтальной плоскости для того, чтобы обеспечить лучшее прохождение вагона на кривых участках пути.

Тележка имеет роликовую буксу с установкой на каждый конец оси двух роликовых подшипников № 73727 и № 72727Г.

Рама тележки (фиг. 91) сварная. Состоит из двух продольных балок, двух поперечных, шести вспомогательных балок для крепления тормозной рычажной передачи. Продольные балки рамы коробчатого сечения собираются и свариваются из двух швеллеров № 24-а с расположением полок внутри коробки. Сверху и снизу швеллеры перекрываются листовой сталью толщиной 14 мм. Поперечные балки также коробчатого сечения, сваренные из листовой или полосовой стали толщиной 14 мм. Вспомогательные продольные балки, предназначенные для подвешивания тормозной рычажной передачи, штампованные, из листовой стали.

Первоначальный вариант тележки был выполнен с гидравлическими амортизаторами как в центральном, так и в надбуксовом подвешивании, причем в центральном подвешивании был применен один амортизатор на люльку. Испытания таких тележек на Октябрьской и Закавказской ж. д. дали неудовлетворительные показатели по горизонтальной плавности хода вагона.



Фиг. 90. Надрессорная балка трехосной тележки:  
*а* — общий вид балки, *б* — поперечный брус, *в* — продольный брус.





Тележка была снята с испытаний и подвергнута конструктивной доработке. Основные изменения, внесенные в конструкцию тележки, таковы: вместо одного гидравлического амортизатора на люльку, четырех на тележку, было установлено по два амортизатора на люльку или восемь амортизаторов на центральное подвешивание тележки. Гидравлические амортизаторы с надбуксового подвешивания были сняты и в крайних буксах заменены фрикционными, а подвешивание средних букс осталось без амортизаторов.

Зазор между продольным брусом надрессорной балки (фиг. 90, а) и средними поперечными балками рамы был доведен до нуля. Больше того продольный брус поставлен в распор с натягом. Зазор между упорами поперечных брусьев надрессорной балки (фиг. 90, б) и боковыми балками рамы увеличен до 70—90 мм в сумме на обе стороны.

В люлочное подвешивание введены резиновые ограничители, препятствующие перемещению подвесок при отклонениях люльки в направлении, перпендикулярном оси пути. В этих условиях перемещение люльки обеспечивается только серьгами, т. е. на укороченной длине подвески, чем вызывается увеличение возвращающего люльку усилия.

Изменен угол профиля круга катания колес с  $1/20$  на  $1/40$ , что способствует смягчению качения колесной пары.

Тележка с внесенными в нее конструктивными изменениями при испытаниях показала удовлетворительные результаты по вертикальной и горизонтальной плавности хода вагона.

Статический прогиб рессорного подвешивания вагона на описанных тележках установлен в 168 мм с разбивкой на 114 мм у центрального и 54 мм у буксового подвешивания.

Гибкость рессорного подвешивания тележки 4,88 мм/т.

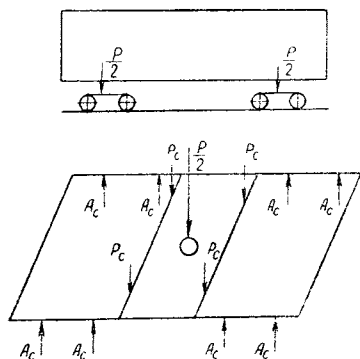
### **О силах, действующих на элементы тележки в процессе ее эксплуатации**

Взаимодействие тележки и вагона при движении поезда весьма сложно. В процессе движения тележка и ее элементы подвергаются воздействию сложного комплекса сил, вызывающих в ее узлах разнообразные напряжения.

**Вертикальные силы.** Прежде всего тележка воспринимает статическую вертикальную нагрузку от веса самого вагона и размещенного в нем груза и пассажиров. Вес пассажира в вагонах дальнего следования принимается в среднем 100 кг, а количество их по наибольшему количеству мест. В пригородном сообщении 70 кг, а количество пассажиров по числу мест для сидения и заполнения вагона стоящими пассажирами из расчета семи человек на  $1\text{ м}^2$  свободной площади пола. Площадь, занятая ногами сидящих пассажиров шириной 200 мм от края дивана, не учитывается. Эта нагрузка вызывает в узлах тележки соответствующие усилия и напряжения.

На фиг. 92 показана схема распределения нагрузок по элементам тележки. Наддрессорная балка, представляющая собой балку на двух опорах, воспринимает груз от вагона в пятнико-вом месте и передает его через рессоры, подрессорную балку и люлечные подвески на средние и боковые балки рамы тележки.

Существуют конструкции тележек, не получившие пока боль-шого распространения, с передачей нагрузки на наддрессорную балку не в центре ее, а по концам через скользуны. Однако в обоих случаях силы, передающиеся над-дрессорной балкой на раму тележки, распределяются поровну на обе ее стороны. Это условие сохраняется



Фиг. 92. Схема действия на тележку вертикальных сил:

$\frac{P}{2}$  — груз, воспринимаемый наддрессорной балкой тележки;  $P_c$  — нагрузка, передаваемая подвесками люльки на среднюю балку рамы тележки;  $A_c$  — нагрузка, передаваемая продольными балками рамы тележки на надбуксовые пружины.

равномерность распределения на-грузки, передаваемой наддрессорной балкой, нарушается. Следует отме-тить, что нагрузка от кузова пасса-жирского вагона распределяется на обе его тележки не одинаково. Кот-ловой конец вагона обычно более тяжелый, следовательно, нагрузка на котловую тележку больше чем на некотловую. Однако, разница в нагрузке на тележки не вызы-вает изменения в их конструк-

ции. Некоторое различие между собой имеют по технической характеристике только пружины и рессоры.

Второй балкой в приведенной схеме нагрузок является про-дольная боковая балка тележки. Таких балок две. Точками при-ложения действующих на них сил являются точки крепления люльки. При этом нужно отметить, что в тележках с люлечным подвешиванием, указанным на фиг. 53, подвески укреплены к продольным балкам, следовательно, и нагрузки от них прило-жены непосредственно к продольным балкам, а в тележках с люлечным подвешиванием по типу, указанному на фиг. 33, под-вески прикреплены к средним поперечным балкам в точках, близко расположенных к продольной балке. В первом случае продольные балки будут подвержены изгибу, а во втором — одновременно с изгибом будет происходить скручивание про-дольной балки.

Опорами продольных боковых балок являются буксы, на которые передается воспринимаемая балками нагрузка. Как было сказано выше, продольные балки связаны с буксами не непосредственно, а через пружины или рессоры. Равномерность распределения нагрузок на буксы каждой колесной пары будет обеспечиваться в том случае, если точки опор обоих колес расположены в одной горизонтальной плоскости. При вертикальном смещении опоры одного колеса относительно опоры другого (на стыках рельс, при переезде через крестовины и т. д.), а также при разнице в размерах диаметров колес условие равномерности распределения нагрузок на буксы нарушается. Такова схема статических вертикальных нагрузок, действующих на балки тележки.

Это условие действительно для вагона, находящегося в состоянии покоя, на горизонтальном пути. При движении вагона вертикальные нагрузки на тележку меняются. Появляются вертикальные динамические составляющие. Известно, что идеально гладких и ровных путей нет. При движении тележка проходит через стыки рельс, через крестовины и переезды, где стыкуемые концы рельс лежат не в одной плоскости, следовательно, колеса совершают вертикальные перемещения. Подобные перемещения колеса совершают и при движении вагона по рельсам с неравномерным износом и рельсам с загрязненной поверхностью. Наконец, сам круг катания колеса не является идеальным даже при его выпуске с завода, а в процессе эксплуатации он неравномерно изнашивается. Все это также вызывает вертикальные колебания буксы и опирающихся на нее узлов тележки. Следует учитывать и вертикальную деформацию рельсов в местах стыков под действием колеса. В сумме все эти факторы вызывают вертикальные перемещения тележки и вагона, создавая тем самым дополнительную вертикальную динамическую нагрузку.

Величина этих нагрузок не поддается точному определению. Она зависит от степени неровности и состояния пути, состояния колесных пар, скорости движения поезда и от жесткости пружинно-рессорного подвешивания.

Допустим, что амплитуда неровности путей равна 10 мм. Предположим, что неровности будут выпуклыми и пружинно-рессорное подвешивание при движении по этому пути будет подвергаться дополнительному сжатию на величину, примерно равную величине неровности. Тогда на кузов и элементы тележки будет передаваться дополнительное усилие, равное усилию, вызвавшему дополнительный прогиб пружинно-рессорного подвешивания.

При определении воздействия динамической нагрузки приобретает особое значение частота импульсов ударов, которая зависит от скорости движения поезда. Весьма важно учитывать явление резонанса, который может служить дополнительным фактором, резко повышающим динамическую нагрузку. Извест-

но, что толчок от неровности пути, переданный колесной парой через рессорное подвешивание раме тележки, вызывает ее сложное колебательное движение. Это колебание будет постепенно затухающим. Представим себе, что следующий удар колеса о стык рельса произойдет в тот момент, когда подрессорная часть тележки, продолжая колебание, движется вверх. Тогда от нового удара мы получим дополнительную силу, заставляющую раму перемещаться вверх с большей амплитудой. Если такое совпадение повторится на третьем, четвертом и последующих стыках, мы будем иметь явление резонанса. Фактор весьма опасный и недопустимый в эксплуатации. (Резонанс — совпадение частоты возмущающей силы с частотой собственных колебаний самой системы).

Для определения возможностей резонансных явлений надо найти путем расчета или эксперимента собственную частоту колебаний системы. Зная длину рельс, можно определить критическую скорость движения поезда, при которой появится резонанс. Эту скорость поезд обычно преодолевает в короткий промежуток времени и резонансные явления не успевают проявляться. Приведенные выше факторы, способствующие появлению резонанса, в большинстве своем непостоянны, поэтому действие их резонанса не вызывает.

Разница высот над уровнем рельсов подпятника надрессорной балки и центров осей, а также смещение их в вертикальной плоскости создают под действием силы тяги пару сил, действующую по разному на переднюю и заднюю оси тележки. Передняя ось (по ходу вагона) получает дополнительную вертикальную нагрузку, задняя — отрицательную.

Величина динамических нагрузок, зависящая от скорости движения, статического прогиба рессорного подвешивания, от состояния железнодорожного пути, состояния колесных пар и т. д., не поддается точному определению. Поэтому для силовых расчетов элементов, воспринимающих вертикальные нагрузки, принимают величину динамической составляющей в процентах (20—40%) от статической, которая определяется с учетом веса неподдрессоренных частей вагона.

Практически вертикальная динамическая нагрузка определяется путем умножения веса брутто вагона на коэффициент динамики. Коэффициент динамики равен величине «а» плюс 0,01 наибольшей скорости, деленной на статический прогиб рессорного подвешивания вагона.

Величина «а» принимается равной 0,05 веса для элементов кузова, 0,10 — для обрессоренных частей тележки и 0,15 — для необрессоренных частей тележки.

Говоря о вертикальных нагрузках уместно отметить, что величина нагрузки от одной оси пассажирского вагона на рельс не должна превышать 18 т. Именно это обстоятельство и обуславливает применение двух- или трехосных тележек. Разумеется,

что от величины допускаемой на ось нагрузки зависят и ее размеры.

**Горизонтальные продольные силы**, действующие на тележку, вызываются в основном усилиями тяги и торможения. В первом случае они проявляются во взаимодействии колеса и рельса, во втором — тормозной колодки, колеса и рельса. Величины этих сил зависят от нагрузки колеса на рельс, нажатия тормозной колодки на колесо и коэффициента трения трущейся пары.

Сила тяги, обеспечивающая движение тележки вперед, приложена к пятниковому месту надрессорной балки. Силы, препятствующие движению, приложены в точках касания колес с рельсами и подшипников к шейкам осей, а их горизонтальная равнодействующая прилагается к центру оси. Сила трения качения колеса по рельсу равна нагрузке на ось, умноженной на коэффициент трения качения. Сила трения качения подшипника имеет ту же природу, но отличается величиной коэффициента трения. Известно, что коэффициент трения качения подшипника, работающего в масле, значительно меньше коэффициента трения качения колеса по рельсу. При торможении к силам, противодействующим силе тяги, прибавляется сила торможения, возникающая при давлении тормозных колодок на колеса. Величина ее зависит от силы нажатия колодок на колеса и коэффициента трения пары — материала колодки с материалом колеса.

Сила нажатия колодки на колесо зависит от принятых размеров тормозного цилиндра, давления сжатого воздуха и соотношения размеров плеч системы рычажной передачи. Коэффициенту трения тормозных колодок о колесо уделяется очень большое внимание. До сих пор колодка была из серого чугуна с отбеленной кромкой, а колесо стальным, что обуславливало коэффициент трения при скорости движения 50—70 км/час, равным примерно 0,09. Этот коэффициент мал, он требует большой силы нажатия, что не всегда конструктивно выполнимо. Износ чугунных тормозных колодок настолько велик, что замена чугуна другими более стойкими против истирания материалами приобретает важнейшее значение. Над решением этой задачи работают научно-исследовательские институты.

К продольным силам, действующим на вагон, относятся также и буферные удары. Сила буферных ударов может быть весьма различной: от легкого соприкосновения буферных устройств вагона при нормальном торможении и остановке поезда до катастрофического соударения. Всякий буферный удар представляет собой действие силы разной величины в продольном направлении в течение короткого времени. Вследствие кратковременности приложения силы различные части вагона участвуют в ударе пропорционально их массам. Это касается как тележки, так и ее элементов, которые являются точками приложения инерционных сил. Величины сил, воспринимаемых элементами, пропорциональны их весу. Пример: сила удара автосцепки 100 т,

вес вагона 50 т, вес тележки 7,5 т. Сила инерции тележки будет  $\frac{7,5}{50} \times 100 = 15$  т. Эта сила распределяется между всеми элементами тележки пропорционально их весу. Она также вызывает в тележке напряжения, как и продольные силы, рассмотренные выше.

Поскольку величины этих сил больше, следовательно и вызываемые ими напряжения также больше. Это надо предусматривать при определении коэффициента безопасности при проектировании тележки. Особое внимание при проектировании надо обратить на скругление (обтекаемость) мест соединения различных узлов. Можно считать бесспорным фактом необходимость снятия внутренних напряжений, полученных в процессе изготовления в конструкциях, работающих при подобных ударах.

Мы рассмотрели случай буферного удара, когда тележка стоит на прямом участке пути. В эксплуатации не исключены случаи, когда буферный удар происходит на кривом участке пути. В этом случае его сила и направление действия на элементы тележки могут быть различны в зависимости от величины радиуса кривого участка железнодорожного пути.

**Горизонтальные поперечные силы.** В процессе эксплуатации тележка воспринимает не только вертикальные и горизонтально-продольные усилия, но и горизонтально-поперечные: ветровую нагрузку, центробежные силы. Центробежные силы возникают при движении поезда по кривым участкам железнодорожного пути и прилагаются к центру тяжести системы. Величина центробежных сил прямо пропорциональна квадрату скорости движения поезда и обратно пропорциональна радиусу кривой пути. Расчетами определено, что составляющая боковой нагрузки от центробежных сил не превышает 7,5% от статической нагрузки брутто.

Значительную по величине составляющую боковой поперечной силы составляет ветровая нагрузка, действующая на боковую поверхность вагона кузова. Ветровая нагрузка зависит от удельного давления ветра и его направления по отношению к боковой поверхности вагона и иногда достигает значительной величины. Результирующая сила давления ветра определяется путем перемножения площади проекции кузова на вертикальную плоскость на удельное давление ветра. Удельное давление ветра принимается равным  $50 \text{ кг/м}^2$ . Результирующая сила при расчетах принимается приложенной к центру тяжести боковой проекции кузова. Действие ветровой нагрузки обычно учитывается совместно с центробежной силой.

К поперечной силе надо отнести усилие, возникающее на путях с превышением одного рельса над другим. Поперечные силы возникают также при колебательных движениях вагона относительно продольной и вертикальной осей вагона.

Кроме рассмотренных, на тележку действуют и другие силы, вызывающие в ней сложные напряжения. Так, например, при вхождении тележки в кривой участок пути и выходе из него возникают усилия, вызывающие в элементах тележки изгибы и скручивание. Такие же усилия появляются при прохождении тележкой участка железнодорожного пути, где стыки рельс сделаны вразбежку. При движении тележки по кривой малого радиуса возникают силы, стремящиеся привести раму тележки в состояние параллелограмма и т. д.

### **Колебательные движения тележки и вагона**

Рассматривая действующие на тележку силы, мы видели, что под влиянием их тележка и вагон подвергаются и колебательным движениям. Продолжим их рассмотрение.

Как известно, расстояние между рельсами железнодорожного пути больше чем расстояние между наружными сторонами гребней колесной пары. Поверхность качения колес имеет коническую форму. Диаметры колес по кругу качения могут иметь разницу для одной колесной пары до 1 мм, а для одной тележки до 10 мм. Известно также, что идеально ровных железнодорожных путей нет. Имеет место превышение одного рельса над другим, неодинаковая жесткость шпал, неодинаковая упругость балласта, неровности в стыках и соединениях рельс и т. д. При указанных условиях исключается возможность качения колес одной колесной пары по кругу качения одинакового диаметра.

Практически колеса катятся одно по меньшему, другое по большему кругу, поэтому при одинаковом числе оборотов, колесо, катящееся по большему кругу, будет забегать вперед. Вследствие давления боковой грани рельса на гребень забежавшего вперед колеса, колесная пара несколько перемещается вдоль своей оси поперек пути. Поэтому колесо, катившееся по большему кругу, переходит на меньший круг качения, а колесо, катившееся по меньшему кругу, переходит на больший круг качения. Первое начнет отставать, а второе забегать вперед и т. д. Колеса поочередно будут касаться гребнем рельса. Это касание часто происходит с ударами, отчего наблюдается характерный стук при движении поезда. Движение колесной пары по рельсовому пути происходит синусоидообразно.

Такая возможность обеспечивается наличием зазоров между гребнями колес и внутренними боковыми гранями рельс. Рама тележки, связанная с колесными парами в большой степени, следует за перемещением колесных пар. Следовательно, движение тележки даже на прямом участке железнодорожного пути не будет прямолинейным, параллельным оси пути. Движение тележки будет происходить по синусоиде.

Амплитуда синусоиды определяется величиной указанных зазоров, износа колес и рельсов, а также гибкостью буксового подвешивания в горизонтальной плоскости.



Длина волны синусоиды зависит от диаметра колеса, расстояния между кругами качения колес, величины конуса поверхности качения. При неизношенных рельсах и колесах длина волны находится, примерно, в пределах 17 м. При изношенных рельсах и колесах длина волны может достигать до 10 м. При скорости движения 100 км/час тележка может сделать от 100 до 170 колебаний в минуту. Колебания тележки передаются вагону. Они особенно заметны и ощутимы в последнем вагоне поезда, так как все предыдущие вагоны связаны между собой автосцепкой, что снижает действие вращательных сил от «влияния» тележки.

При прохождении колесной пары по кривому участку железнодорожного пути, колеса одной и той же колесной пары должны пройти разные линейные расстояния при одинаковом числе оборотов вследствие того, что колесо по внешнему рельсу катится по кругу большего диаметра, чем колесо, катящееся по внутреннему рельсу.

Такая возможность обеспечивается конусообразной поверхностью плоскости качения колеса.

Теоретически чем меньше радиус кривой железнодорожного пути, тем по большему диаметру должно катиться внешнее колесо и по меньшему внутреннее. Очевидно между радиусом кривой пути и положением колес на рельсах должно быть какое-то определенное соответствие. На практике это соответствие нарушается, что особенно проявляется на кривых малого радиуса, в этом случае возникает трение вследствие проскальзывания внешнего колеса относительно рельса, затормаживающее его продвижение по рельсу. При высоких скоростях движения это трение будет создавать упругие контакты колесной пары с другими узлами тележки и вызывать дополнительные усилия в буксовом узле и раме тележки. Поэтому на кривых участках пути малого радиуса необходимо снижать скорость движения поезда, хотя с точки зрения центробежных сил в этом нет необходимости.

Практически на кривых радиусом 1000 м и более трение проскальзывания колес отсутствует. На кривых участках пути малого радиуса трение скольжения колеса по рельсу вызывает усилие, стремящееся придать раме тележки форму параллелограмма. По размерам эти силы достигают величины суммы сил трения колес о рельсы.

Колебания вагона вокруг его осей во время движения (фиг. 93, а) можно разложить на следующие виды:

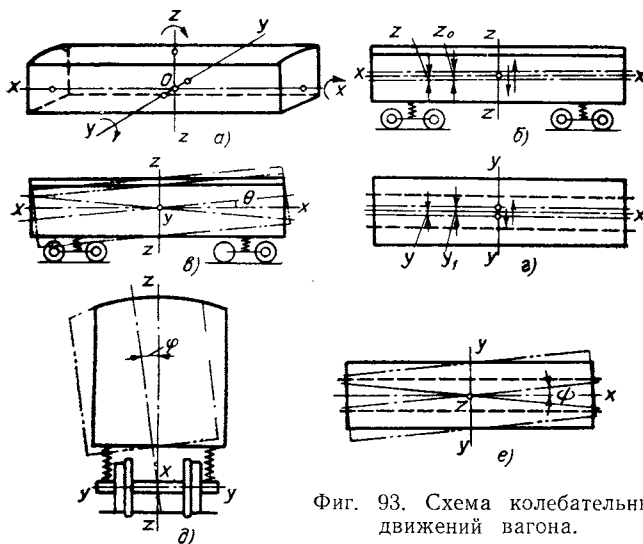
1. Подпрыгивание, когда под действием вертикальных сил происходит перемещение по вертикальной оси обрессоренных частей вагона и тележки фиг. 93, б.

2. Продольная качка или галопирование, когда колебание (вращение) обрессоренных частей происходит относительно поперечной оси фиг. 93, в. Этот вид колебания происходит также

под действием вертикальных сил, проявляющихся на стыках рельсов, от выбоин на колесах и т. п.

3. Боковое параллельное колебание кузова или тележек вагона вдоль поперечной оси. Этот вид колебаний создается под действием горизонтальных сил, параллельных поперечной оси вагона (фиг. 93, г).

4. Боковая качка, когда колебания (вращения) обрессоренных частей происходит около продольной оси (фиг. 93, д). Бо-



Фиг. 93. Схема колебательных движений вагона.

ковая качка происходит от ударов на смещенных стыках рельс, при выбоинах на одном из колес, от действия ветра, действия центробежных сил при входе в кривые участки пути.

5. Вилание кузова, когда он вращается на некоторый угол вокруг вертикальной оси (фиг. 93, е). Вилание вызывается конической поверхностью катания колеса о чем говорилось выше.

6. Подергивание — перемещение вагона вдоль продольной оси. Подергивание появляется при трогании вагона с места, при торможении. Перечисленные колебания могут проявляться как в отдельности каждое, так и совместно с другими.

### Пути улучшения эксплуатационных качеств тележек

Снижение веса тележки является одним из важнейших условий улучшения ее эксплуатационных качеств. В первую очередь стараются снизить вес неподдресоренных частей тележки. К ним относятся ось, колесо, букса, подшипник, а в моторных тележках все детали, смонтированные на оси. Неподдресоренные части действуют разрушающе на верхнее строение пути.

Облегчение веса оси идет за счет обточки ее средней части, что делается сейчас для всех вагонов как пассажирских, так и грузовых. Обточкой средней части не только снижается вес и удаляется поверхностный слой дефектного металла, но и устраняется дисбаланс оси, так как металл на поковке оси расположен эксцентрично. Чтобы сократить расход металла в стружку, научно-исследовательские организации работают над технологией винтовой прокатки осей, что даст возможность получать с прокатных станов ось нужной конфигурации и исключить необходимость механической обработки средней части.

Давно установлено, что вагонная ось может быть полой, и от этого ее прочность и надежность в эксплуатации не уменьшается. Калининским вагоностроительным заводом выпущена партия тележек с полыми осями, что облегчает ось на 90 кг. Поэтому напрашивается решение делать оси из труб соответствующего размера, путем обжатия и последующей обработки концов. Кроме снижения веса оси, это дает экономию металла 360 кг на один вагон.

Не менее важной и многообещающей является работа по снижению веса колеса. В тех же опытных тележках, где применены полые оси, Калининский вагоностроительный завод обработал все колеса, доведя их размеры до допустимых расчетных значений. Это дало резкое снижение веса колеса при сохранении необходимой прочности и надежности в эксплуатации. При обработке колеса выявилась крайне большая разностенность диска, ступицы и обода. Такая разностенность элементов колеса создает основной дисбаланс колесной пары, разрушающе действующий на верхнее строение путей. Однако операция обточки колеса резцом очень трудоемка и не может быть принята в крупносерийном производстве. Должно быть найдено другое решение, в поисках которого Калининский вагоностроительный завод, совместно с заводом им. Карла Либкнехта, резко ужесточили допуски на изготовление катаных колес, чем снизили их вес.

Большие возможности снижения веса колеса дает уменьшение его диаметра. Кое что в этом отношении вагоностроительная промышленность уже делает. Так например, Калининский вагоностроительный завод в тележках с гидравлическими амортизаторами применил колеса диаметром 950 мм вместо колес диаметром 1050 мм у стандартной тележки. Мытищинский завод в проектируемом вагоне метрополитена типа Е применяет колесо диаметром 780 мм вместо колеса диаметром 900 мм у ныне строящихся вагонов. Но этого мало. В уменьшении диаметра колес и снижении их веса можно, видимо, идти значительно дальше, на что указывает заграничная практика.

Существенный неподрессоренный вес составляют буксы и подшипники. Эти детали взаимно связаны, облегчение первых зависит от облегчения вторых.

Уменьшение веса подшипников может быть осуществлено в роликовых буксах путем оборудования букс одним роликовым подшипником, вместо типового оборудования их двумя подшипниками. Такими подшипниками оборудована часть вагонов и предварительные результаты их эксплуатационных испытаний оказались не в пользу этого варианта. На серию принята, как описывалось выше, установка двух подшипников на каждую шейку оси. Поэтому реальный путь снижения буксового узла — это уменьшение наружного диаметра подшипников.

В этом направлении за период с 1953 г. (год перехода на роликовые подшипники) по 1960 г. сделана некоторая работа. С наружного диаметра подшипника 300 мм в 1955 г. перешли на 280 мм в 1958 г. В 1960 г. выпускается партия тележек с подшипником, наружный диаметр которого 230 мм. Здесь одновременно ставится вопрос об изменении самой конструкции подшипника, при этом также, видимо, можно найти возможности снижения веса. С уменьшением наружного размера подшипника уменьшается соответственно и размер цилиндра буксы, что ведет к резкому снижению ее веса.

Изменение размеров буксы идет и по пути уменьшения межшпинтонных размеров буксы. Вместо принятого в стандартных тележках размера 640 мм выпущена опытная партия тележек с размером между шпинтонами 580 и 550 мм.

Работа, проделанная Калининским заводом и Научно-исследовательским бюро вагоностроения, с роликобуксовым узлом дала значительный эффект.

Говоря о снижении веса неподрессоренных частей тележки, необходимо остановиться на следующем. В тележках моторных вагонов электропоездов и вагонов метрополитена до недавних пор вес электродвигателя в основном передавался на ось колесной пары, так как применялось опорно-осевое подвешивание двигателя, от этого резко увеличивалась неподрессоренная масса тележки.

В последних моделях электровагонов и вагонов метрополитена способ подвески электродвигателей изменен. Они стали крепиться к поперечным балкам рамы тележки, поэтому масса их стала поддрессоренной.

На ось тележки крепятся также еще некоторые узлы: шкив или редуктор электропривода динамомашин у котловой тележки цельнометаллического вагона, зубчатое колесо привода электродвигателя и кожух редуктора у моторных тележек, датчик скоростемера и т. д. Необходимо все эти детали максимально облегчить и изменить их расположение, перенести их в поддрессоренную часть тележки.

Из поддрессоренных деталей и узлов тележки большой вес составляют рама, порессорная и надрессорная балки и эллиптические рессоры. Облегчение веса рамы идет за счет применения более легких профилей металла.

Облегчение веса подрессорной балки и рессор идет за счет изменения системы люлочного подвешивания, при котором подрессорная балка упраздняется, а эллиптические рессоры заменяются спиральными пружинами или другим видом подвешивания. Замена литой наддрессорной балки на сварную также дала снижение веса, но привела к увеличению трудоемкости изготовления, что нежелательно.

Не менее важным мероприятием, улучшающим эксплуатационные качества тележек, является совершенствование тормозной системы. В частности, замена тормозных колодок из серого чугуна колодками из фосфористого чугуна или пластмассы является первоочередной задачей. Колодка из фосфористого чугуна имеет повышенную износоустойчивость. Работоспособность этих колодок в два раза выше чем колодок из серого чугуна. Пластмассовые колодки из материала 6КВ-10, как показали испытания, имеют коэффициент трения, мало изменяющийся от скорости движения. Они дают возможность уменьшить силу нажатия на колеса с 70—80% до 30—35% от веса тары вагона без увеличения тормозного пути.

Следовательно, при применении тормозных колодок из пластмассы можно значительно облегчить вес рычажной передачи.

Одним из мероприятий по повышению эксплуатационных качеств тележки является переход на постановку дисковых тормозов (фиг. 94). Это позволит поднять эффективность действия тормоза, повысить долговечность колес и сократить расход материала на колодки.

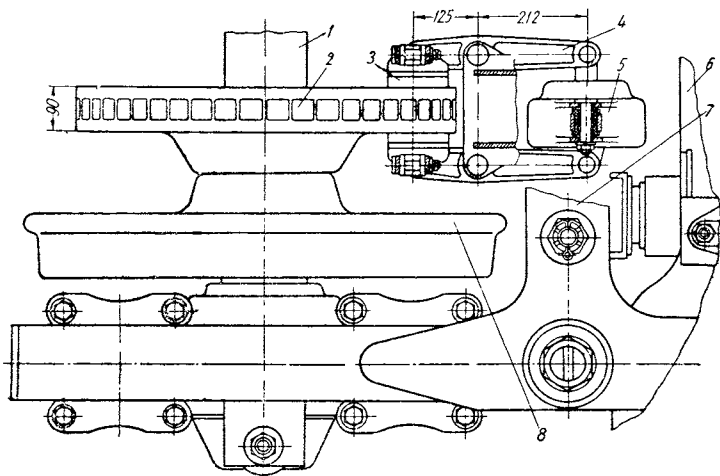
Ходовые качества тележки определяются поведением вагона в процессе движения поезда, степенью вертикальной и горизонтальной качки, плавностью хода вагона.

Выше рассматривались колебательные движения, которым подвергаются тележки и вагон. Причем, колебания вагона принимают более сложную форму чем у тележки, поскольку ему передаются колебания от двух тележек, колебания которых ни во времени, ни в пространстве никогда не совпадают. В результате вагон, кроме линейных перемещений в направлении осей координат, получает еще и вращательное движение вокруг тех же осей. Стремление конструкторов в улучшении ходовых качеств тележки направлено на то, чтобы исключить повторение вагоном тех же колебаний, которые воспроизводят тележки, сделать вагон как бы независимым от тележки. Полностью решить эту задачу не удалось, однако в значительной степени она разрешена путем рациональной конструкции подвешивания тележки.

Люлочное подвешивание является основным элементом этого решения. Как указывалось, люлочное подвешивание, появившись в 1870 г. в ранний период вагоностроения, остается до сих пор основным конструктивным элементом тележек пассажирского вагона. Изменение конструкции люльки не меняет принципиаль-

но ее назначения. Люлочное подвешивание как бы отделило вагон от тележки.

Если можно было бы представить себе наддресорную балку, не связанную с рамой тележки, то допущение об отделении вагона от тележки было бы правильным. В действительности, наддресорная балка связана с рамой тележки через подвески, а перемещение ее ограничено боковыми скользящими средними поперечными балками рамы тележки. Поэтому наддресорная балка,



Фиг. 94. Дисковый тормоз:

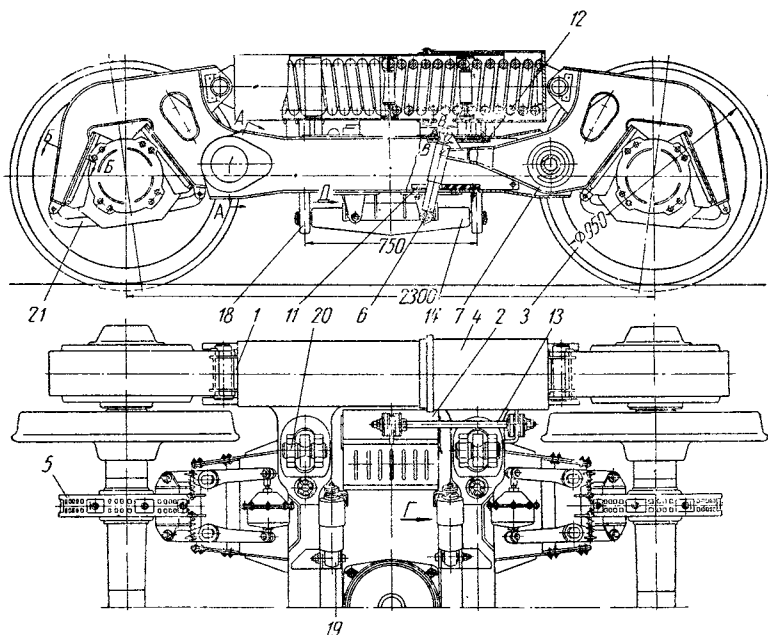
1 — ось, 2 — тормозной диск, 3 — тормозные колодки, 4 — рычаг, 5 — тормозной цилиндр, 6 — наддресорная балка, 7 — поперечная балка рамы, 8 — колесо.

хотя и не полностью, но передает колебательные движения от рамы тележки к вагону.

Чтобы ослабить колебания рамы тележки, передаваемые ей колесными парами, между ними введено надбуксовое рессорное подвешивание. Применяемые две ступени пружино-рессорного подвешивания в тележках (центральное и надбуксовое) не удовлетворяет требованиям, предъявляемым к абсолютной плавности хода вагона при повышенных скоростях движения.

Для гашения высокочастотных колебаний и резких ударов в буксовое и центральное рессорное подвешивание вводятся дополнительно амортизаторы. Амортизаторы, как упоминалось выше, могут быть различной конструкции.

Для уменьшения извилистых движений колесных пар буксы соединяют с рамой тележки путем применения шарнирных устройств. Чтобы исключить свободное перемещение наддресорной балки относительно рамы тележки по направлению движения поезда, ее соединяют с боковыми балками рамы тележки посредством шарнирного устройства.



Фиг. 95. Тележка KB3-7 с

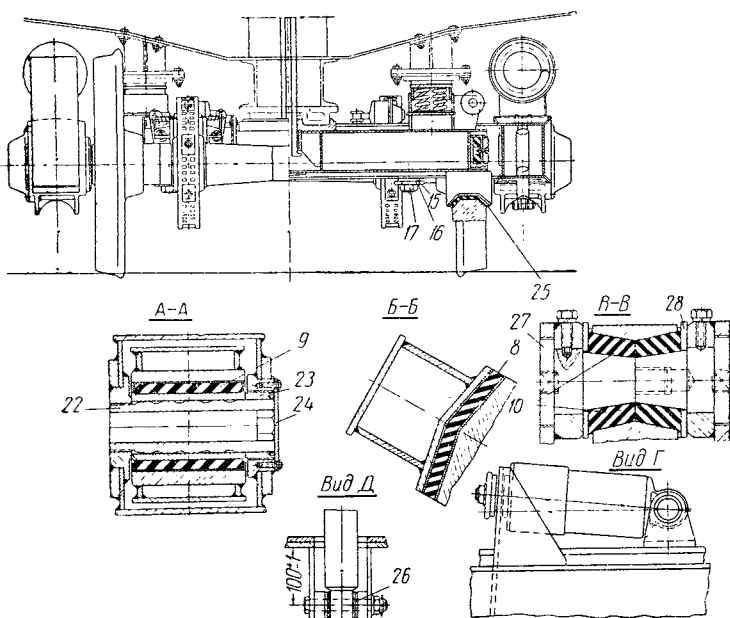
1 — рама, 2 — шкворневая балка, 3 — колесная пара с буксой, 4 — установка пружин-  
тизации (резино-металлический), 9 и 10 — резино-металлическая втулка, 11 — нижний  
17 — предохранительная планка, шайба, болт, 18 — подвеска подлюлочного бруса,  
вески, 21 — скоба подъемная 22 — валик, 23 — упорное кольцо,

Для улучшения ходовых качеств вагона необходимо увеличить возможно больше расстояние между комплектами пружин и рессор центрального подвешивания, расставив их поперек вагона в пределах, допускаемых габаритом. Одновременно следует проверить целесообразность передачи нагрузки от вагона на надрессоренную балку не через пятник, а через скользуны.

Общий статический прогиб пружино-рессорного подвешивания тележки должен быть правильно распределен между центральным и буксовым подвешиванием. При существующей системе статический прогиб буксового подвешивания примерно в 3 раза меньше центрального. Говоря о подвешивании уместно отметить, что в настоящее время начинают применять вместо пружин и рессор другие виды амортизаторов: торсионные, резино-металлические, резино-пневматические и т. д.

Работая в изложенном направлении, конструктора Калининского вагоностроительного завода предложили ряд новых конструкций тележек, опытные экземпляры которых находятся в стадии изготовления.

На фиг. 95 показана двухосная тележка KB3-7 с уравнительным подвешиванием. Проектный вес тележки 5770 кг, ко-



уравнительным подвешиванием:

5 — дисковый тормоз, 6 — гидравлический амортизатор, 7 — рычаг, 8 — пакет амортизатор рычага, 12 — верхний упор рычага, 13 — поводок, 14 — подлюлочный брус, 15, 16, 19 — гидравлический амортизатор, гасящий горизонтальные колебания, 20 — валик под-  
24 — крышка, 25 — прокладка резиновая, 26 и 28 — шайба, 27 — валик.

торый, по мнению автора тележки (Ю. П. Органов), может быть доведен до 5000 кг. Высота пятника под тарой от головки рельс 650 мм. Статический прогиб под тарой 155 мм. Статический прогиб под брутто 200 мм. Диаметр колеса 950 мм.

Конструкция тележки состоит из Н-образной сварной рамы 1, на которой с помощью обрезиненных шарниров 9 закрепляется четыре коленчатых рычага 7. Шарниры позволяют осуществлять вращательное движение рычагов за счет деформации предварительно сжатых кольцевых прокладок без проскальзывания и износа контактных поверхностей шарнира.

На рычагах шарнирно крепятся телескопические направляющие пружин 4 и гидравлические амортизаторы 6. Шарнирное соединение телескопических направляющих с рычагом исключает изгиб пружин при поворотах рычага.

Восемь цилиндрических пружин, расположенных горизонтально по четыре над каждой продольной балкой рамы тележки, составляют надбуксовое уравнительное подвешивание, воспринимающее все вертикальные толчки, передаваемые колесными парами 3 через буксу с резиновыми прокладками 8 при прохождении неровностей пути.



Горизонтальное расположение пружин позволяет конструктивно просто расположить пружины длиной более 1,5 м с каждой стороны тележки и достичь статического прогиба подвешивания тележки под весом брутто порядка 200 мм, что предопределяет повышенную плавность хода. Гашение вертикальных колебаний производится гидравлическими амортизаторами 6.

Восприятие горизонтальных поперечных нагрузок осуществляется с помощью люлечных подвесок стандартной тележки 18, соединенных шарнирно с рамой тележки и наддрессорной балкой. Гашение поперечных колебаний люльки осуществляется гидравлическим амортизатором 19.

Устойчивость длинных составных пружин обеспечивают специальные телескопические направляющие 4. Продольная связь наддрессорной балки и рамы тележки осуществляется поводком 13, торможение дисковым тормозом 5. Тележка с уравнительным подвешиванием будет иметь следующие преимущества по сравнению со всеми предыдущими тележками.

1. Не иметь галопирования и не сообщать кузову продольных подергиваний, связанных с галопированием, что способствует повышению плавности хода.

2. Весь вес тележки (за исключением колесных пар) должен быть подрессорен подвешиванием высокой гибкости (статический прогиб по брутто 200 мм).

Удвоенная гибкость подвешивания, проявляющаяся при прохождении одним колесом неровностей пути должна давать перегрузку колесной пары не свыше 5% от вертикальной нагрузки (при высоте неровности до 12 мм). Накопившаяся при этом потенциальная энергия пружин должна гаситься и не становится фактором, возмущающим колебания тележки. Это предопределяет повышение плавности хода, повышение работоспособности роликовых подшипников, уменьшение износа колес и улучшение амортизации пути.

3. Выравнивание реакции на колеса в процессе движения и торможения исключает как значительные перегрузки колесных пар, так и их обезгруживание, что повышает безопасность движения при высоких скоростях и улучшает условия торможения.

4. Раздельное восприятие вертикальных и горизонтальных нагрузок позволяет подобрать оптимальные характеристики вертикального и поперечного подвешивания.

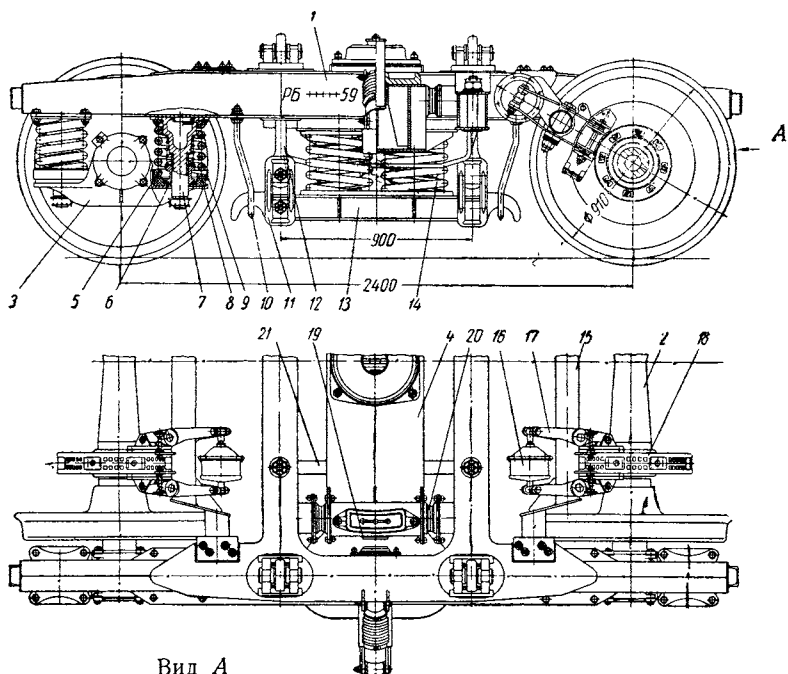
5. Простоту конструкции, удобство в обслуживании, легкость замены колесных пар и пружин.

6. Меньший вес тележки порядка 5 т при брутто вагона 51 т за счет:

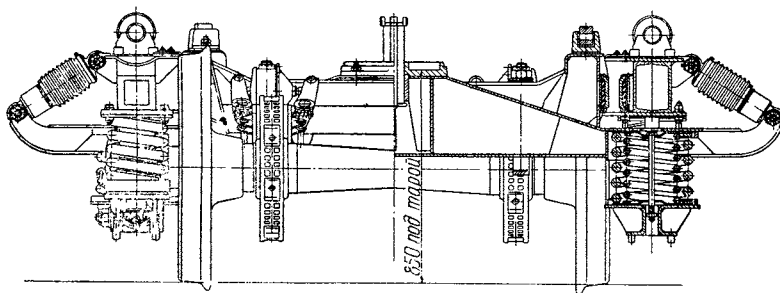
а) лучшей схемы загрузки продольных и поперечных балок рамы;

б) применения одинарного подвешивания.

7. Возможность снижения центра тяжести вагона на 200—300 мм благодаря горизонтальному расположению пружин.

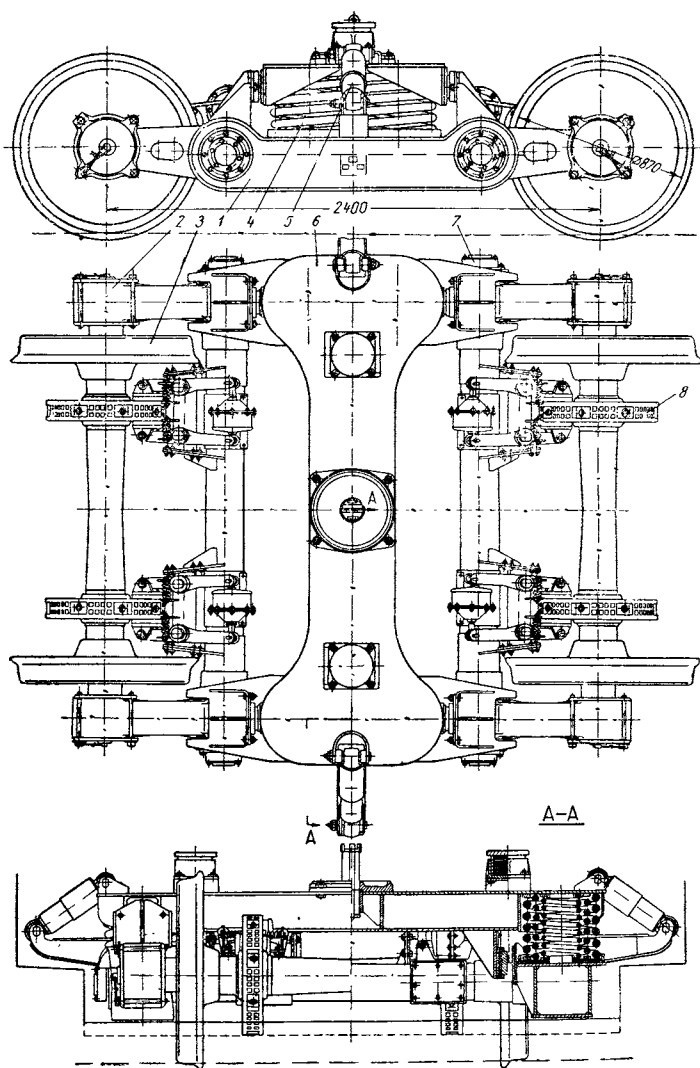


Вид А



Фиг. 96. Тележка КВЗ-8:

1 — рама тележки, 2 — колесная пара, 3 — букса, 4 — надрессорная балка, 5 — пружина надбуксового подвешивания, 6 — фрикционный амортизатор, 7 — шпинтрон, 8 — резиновая шайба-амортизатор, 9 — направляющее кольцо, 10 — предохранительная скоба, 11 — серьга подвески, 12 — подвеска, 13 — поддон, 14 — пружина центрального подвешивания, 15 — поддерживающая балка, 16 — тормозной цилиндр, 17 — тормозные рычаги, 18 — диск тормоза, 19 — скользящий, 20 — резино-металлические амортизаторы, 21 — предохранительная скоба.



Фиг. 97. Бесчелюстная тележка КВЗ-6:

1 — продольная балка рамы, 2 — буксово-рычажный узел, 3 — колесная пара.  
4 — пружина центрального подвешивания, 5 — гидравлический амортизатор центрального подвешивания, 6 — наддрессорная балка, 7 — торсион, 8 — дисковой тормоз.

8. Четырехступенчатая система резиновых прокладок гасит высокочастотные колебания.

Тележка КВЗ-7 будет испытываться в двух вариантах: в отличие от первого во втором варианте гидравлические амортизаторы будут заменены фрикционными клиновыми (по типу надбуксовых амортизаторов тележки КВЗ-5, но с большими поверхностями трения), установленными внутри направляющих пружин, сняты поперечные гидравлические амортизаторы и увеличен угол наклона люлечных подвесок. Вес кузова будет передаваться на тележку через скользуны.

На фиг. 96 показан проект тележки КВЗ-8. Она является развитием тележки КВЗ-5 и предназначена для подкатки под вагоны с облегченной тарой (до 40 т). Расчетный вес тележки 5500 кг, база тележки 2400 мм, статический прогиб 150 мм. Центральное подвешивание аналогично тележке КВЗ-5. В отличие от нее в тележке КВЗ-8 перемещение надрессорной балки вдоль оси тележки ограничено применением резинометаллических амортизаторов, связывающих надрессорную балку с рамой тележки.

Надбуксовое подвешивание такое же, как у тележки КВЗ-5: оно выполнено с применением пружин и фрикционных амортизаторов.

В тележке применен дисковый тормоз. В конструкцию рамы тележки, вместо продольных тормозных балок, введены поддерживающие балки для крепления на них рычагов и цилиндров дискового тормоза.

На фиг. 97 показан проект тележки КВЗ-6. Расчетный вес тележки 5 т, статический прогиб 150 мм. Тележка КВЗ-6 имеет большие конструктивные особенности в сравнении с предыдущими тележками. Обычные цилиндрические пружины буксового подвешивания в этой тележке заменены торсионом и резиной. Основным элементом буксового узла является рычаг, отлитый заодно с буксой. В рычаге вмонтирована обрезающая звездочка (сайлентблок), соединяющаяся с торсионом. Сайлентблок служит для гашения высокочастотных колебаний, смягчает боковые удары, передающиеся от буксы на балку, и непосредственно воспринимает статическую и динамическую нагрузку.

Центральное подвешивание тележки безлюлечное; осуществлено спиральными пружинами, установленными на продольные балки, и гидравлическими амортизаторами.

В тележке применен дисковый тормоз. Предусмотрена разгрузка пятника путем переноса части веса кузова (30%) на скользуны тележки.

Колесная пара — облегченной конструкции с диаметром колеса по кругу качения 870 мм; конус профиля качения колеса выполнен с уклоном 1/40 вместо обычного 1/20.

Описанная тележка, как и две предыдущих, находится в стадии изготовления.

### ГЛАВА III

## ИСПЫТАНИЯ ТЕЛЕЖЕК И ИХ УЗЛОВ

### Испытания ходовых качеств бесчелюстных тележек

В целях проверки и улучшения ходовых качеств, а также проверки и улучшения отдельных узлов и деталей за последние годы проведена целая серия испытаний тележек.

Задачи, поставленные перед испытаниями, требовали повышения скоростей движения при испытаниях до 175 км/час и выше на участках пути различного текущего состояния, различного профиля и мощности верхнего строения. Испытания проводились в различное время года. С целью выявления особенностей динамики вагоны помещались как в хвосте, так и в середине поезда. Результаты испытаний обрабатывались статическим методом. На осциллограммах ускорений динамических прогибов рессорного подвешивания и рамных усилий замерялись все амплитуды. По амплитудам и частотам ускорений основного тона вычислялись показатели плавности хода с поправочными коэффициентами на частоту. Показатели плавности хода, вычисленные по каждому отдельному опыту, группировались по скоростям с интервалом 10—20 км/час.

Шкала оценок плавности хода была принята следующая:

Очень хороший ход . . . . .	1,25
Хороший ход . . . . .	2,25
Удовлетворительный ход (предел для пассажирских вагонов)	3,25
Допустимый ход (предел для грузовых вагонов) . . . . .	4,25
Опасный ход . . . . .	5,25

**Ходовые качества типовых бесчелюстных тележек (фиг. 30).**  
С целью получения статистических данных, характеризующих ходовые качества типовых бесчелюстных тележек были отобраны из эксплуатации три вагона различного состояния, отличавшиеся прокатом колесных пар и трением в эллиптических рессорах. Проведенные перед выездом на испытания тарировки рессорного подвешивания и последующие наблюдения подтвердили положение о неустойчивости характеристики относительного внутреннего трения листовых рессор. Так, например, рессоры, сохранившие графитовую смазку, примененную при их

сборке, имели трение в пределах 2—7%. После небольшого пробега трение в этих рессорах быстро возросло до 16—20%.

В табл. 19 приведены среднеарифметические значения вертикальной и горизонтальной плавности хода в зависимости от величины проката колесных пар.

Таблица 19

Среднеарифметические значения вертикальной ( $B_v$ ) и горизонтальной ( $B_z$ ) плавности хода

Скорость в км/час	Плавность хода	Первый вагон, прокат колесных пар 4 мм	Второй вагон, прокат колесных пар 1,5 мм	Третий вагон, прокат колесных пар нулевой
81—100	$B_v$ $B_z$	2,99 2,88	— —	3,00 2,50
101—120	$B_v$ $B_z$	3,14 2,92	2,90 2,82	2,90 2,70
121—140	$B_v$ $B_z$	3,29 3,05	3,07 2,65	3,08 2,88
141—160	$B_v$ $B_z$	3,42 3,05	3,11 2,90	3,13 2,80

Как видно из таблицы, среднеарифметические показатели вертикальной и горизонтальной плавности хода для второго и третьего вагонов практически совпадают. Величины  $B_v$  и  $B_z$  первого вагона, имеющего прокат колесных пар около 4 мм, выше соответствующих величин второго и третьего вагонов на 0,15—0,30, что весьма существенно для оценки плавности хода вагонов.

В целях оценки безопасности движения от схода тележки с рельсов произведены измерения динамических прогибов надбуксового рессорного подвешивания и рамных усилий по деформации продольных балок рамы тележки. Установлено, что при движении до 160 км/час коэффициент динамических деформаций рессорного подвешивания не превышает 0,30—0,35, рамные усилия не превышают 1900—2000 кг.

Подстановкой в соответствующие математические формулы вышеприведенных значений коэффициента динамической деформации и рамного усилия, можно определить коэффициент запаса устойчивости колесной пары против схода с рельсов, равный 1,25.

Таким образом, при скоростях движения до 160 км/час на пути с мощным верхним строением пассажирские цельнометаллические вагоны на типовых бесчелюстных тележках имеют запас устойчивости против схода с рельсов. Следовательно, критерием, определяющим уровень допустимых скоростей движения цельнометаллических пассажирских вагонов, является плавность хода их, допустимая для проезда пассажиров.

**Плавность хода вагона в зависимости от его положения в поезде.** Для выяснения зависимости плавности хода вагона от его положения в поезде во время испытаний на участке Клин — Калинин Октябрьской ж. д. два вагона на типовых бесчелюстных тележках поочередно испытывались в середине и хвосте опытного поезда. Результаты испытаний в виде показателей вертикальной  $B_v$  и горизонтальной  $B_z$  плавности хода представлены в табл. 20.

Таблица 20

**Показатели плавности хода в зависимости от положения вагона в поезде**

Скорость в км/час	Плавность хода	Первый вагон		Второй вагон	
		В середине поезда	В хвосте поезда	В середине поезда	В хвосте поезда
81—100	$B_v$	2,99	3,2	2,92	3,58
	$B_z$	2,88	2,4	2,59	2,53
101—120	$B_v$	3,14	—	3,22	3,48
	$B_z$	2,92	—	2,83	2,67
121—140	$B_v$	3,29	—	3,14	3,45
	$B_z$	3,05	—	3,01	2,96
141—160	$B_v$	3,42	3,46	3,33	3,2
	$B_z$	3,05	3,03	3,16	2,92
161—180	$B_v$	—	3,48	—	—
	$B_z$	—	3,06	—	—

Из данной таблицы следует вывод, что перестановка первого вагона из середины в конец состава, отразилась на его плавности хода незначительно. Влияние места вагона в поезде на плавность хода более четко проявилось во втором вагоне. После перестановки его в хвост поезда вертикальные колебания вагона усилились, что нашло отражение в увеличении показателей плавности хода на величину от 0,26 до 0,60. Показатели горизонтальной плавности хода второго вагона в обоих случаях были примерно одинаковыми.

Для проверки полученного, несколько неожиданного результата, дополнительно к замерам ускорений кузова были обработаны статистическим методом замеры поперечных отклонений надрессорной балки относительно рамы тележки. Установлено, что перемещения балки также примерно одинаковы.

Полученный результат может быть объяснен относительно спокойным ходом в горизонтальной поперечной плоскости испытывавшихся вагонов. Можно ожидать, что перестановка из середины в конец поезда вагона, имеющего беспокойный ход

в горизонтальной плоскости, вызовет также увеличение и горизонтальных ускорений.

**Влияние на динамику пассажирского цельнометаллического вагона конструкции буксы и надбуксового рессорного подвешивания тележек.** В целях получения экспериментальных данных, отражающих особенности динамики вагона на тележках с бесчелюстной и челюстной буксами, один из вагонов был приспособлен для установки съемных устройств, заменяющих буксовые направляющие и пазы букс. Для этого на концы шпинтонов навинчивались наконечники, которые схватывались ограничительными планками.

Планки приваривались к кронштейнам букс после установки их с равномерным зазором в отношении наконечников. Наконечники навинчивались на шпинтоны или снимались с них в зависимости от необходимости иметь челюстной или бесчелюстной вариант буксы.

Результаты испытаний отражены в табл. 21, из которой видно, что вертикальная плавность хода вагона при челюстном и бесчелюстном варианте тележки примерно одинакова, что естественно, так как челюстная конструкция не создает стабильного трения, гасящего вертикальные колебания рамы тележки и вагона, особенно в случае применения в надбуксовом подвешивании рессор с высокой жесткостью к горизонтальным деформациям.

Таблица 21

**Показатели вертикальной и горизонтальной плавности хода вагона в зависимости от устройства буксы и надбуксового рессорного подвешивания**

Скорость в км/час	Плавность хода	Бесчелюстной вариант	Челюстной вариант	С фрикционными амортизаторами по фиг. 61	С фрикционными амортизаторами по фиг. 62
81—100	$B_{\text{в}}$ $B_{\text{г}}$	2,99 2,88	2,90 2,35	2,68 2,60	— —
101—120	$B_{\text{в}}$ $B_{\text{г}}$	3,14 2,92	3,34 2,55	— —	— —
121—140	$B_{\text{в}}$ $B_{\text{г}}$	3,29 3,05	3,41 2,72	3,26 3,03	3,17 2,84
141—160	$B_{\text{в}}$ $B_{\text{г}}$	3,42 3,05	3,3 2,7	3,22 3,04	3,16 2,72

Преимущества челюстного варианта проявляются в улучшении горизонтальной плавности хода на величину от 0,35 до 0,67. Отмеченное обстоятельство может быть объяснено уменьшением интенсивности извилистого движения тележки, благодаря дополнительному ограничению челюстями продольных и поперечных перемещений колесных пар относительно рамы тележки.



После окончания упомянутых испытаний на двух вагонах были установлены надбуксовые фрикционные амортизаторы по чертежам, указанным на фиг. 61 и 62. Результаты их испытаний отражены также в табл. 21.

Они дают основания сделать вывод, что оборудование бесчелюстных тележек фрикционными амортизаторами приведет к снижению вертикальных и горизонтальных ускорений кузова вагона, неблагоприятно отражающихся на самочувствие пассажиров.

Объяснение влияния надбуксовых амортизаторов и челюстей следует искать в кинематике тележки. Осциллографические записи показывают интенсивные пространственные колебания рамы тележки, сопровождающиеся вертикальными и горизонтальными, продольными и поперечными деформациями надбуксового подвешивания.

Преобладающим видом вертикальных деформаций надбуксовых рессор, как показывает осциллограмма, является галопирование рамы тележки с постоянной частотой, равной  $7-7,5$  гц, независимо от скорости движения вагона. В горизонтальной плоскости имеют место следующие виды колебаний рамы тележки:

- а) поворот (влияние) с постоянной частотой, равной  $7$  гц;
- б) продольные колебания относительно колесных пар, совершающиеся с частотой оборота колеса, которые, таким образом, зависят от скорости движения вагона и диаметра круга катания колесных пар. Наибольшая величина перемещений определяется зазором между надрессорной балкой и поперечными балками рамы тележки, а также массами, участвующими в колебании;

- в) поперечные перемещения, подобно продольным, имеют частоту колебаний; равную числу оборотов колеса; величины их примерно в  $2$  раза меньше продольных.

Кроме того, имеют место поперечные перемещения с частотами извилистого движения колеса, бокового отбоя и влияния кузова вагона.

Изменение в динамике вагона после установки на тележках челюстей проявилось в некотором снижении частоты извилистого движения тележки с  $1,2-1,5$  гц до  $1-1,4$  гц.

Колебания галопирования рамы тележки практически не уменьшились. Амплитуды горизонтальных колебаний, перечисленных в пунктах а, б, в пришли в соответствие с зазорами в челюстях.

Введение в конструкцию бесчелюстной тележки фрикционных амортизаторов также вносит некоторое изменение в ее динамику. Проведенные осциллографические записи показывают, что фрикционные надбуксовые амортизаторы устраняют галопирование рамы тележки, а также снижают продольные и поперечные колебания, имеющие частоту оборотов колеса. Обо-

рудование тележки амортизатором конструкции, указанной на фиг. 61, привело к некоторому уменьшению интенсивности извилистого движения тележки, выразившуюся в снижении частоты с 1,2—1,5 гц до 1—1,35 гц.

На осциллограмме видно, что колесные пары обоих вагонов имеют поперечные перемещения относительно рамы тележки с частотой извилистого движения тележки, что свидетельствует о недостаточной жесткости амортизаторов приведенных конструкций в отношении горизонтальных деформаций. Для увеличения длины волны извилистого движения тележки должны быть найдены дополнительные решения, в частности колесные пары должны быть связаны с рамой тележки упругими устройствами, имеющими правильно нормированную первоначальную затяжку, которая исключала бы горизонтальные относительные перемещения колесных пар и рамы тележки и вместе с тем допускала бы такие перемещения при возникновении больших боковых сил, например во время движения по пути плохого состояния.

Для увеличения длины волны извилистого движения тележки могут быть и другие решения. Так например, с этой целью, в последнем варианте трехосной тележки уменьшен уклон профиля катания колеса с 1/20 до 1/40. Это изменение, наряду с другими, способствовало значительному улучшению горизонтальной плавности хода вагона при последних испытаниях.

### **Испытание тележек с подвешиванием системы инж. Ханина и с укороченной базой**

Экспериментальная бесчелюстная тележка с базой 2400 мм, изготовленная в 1955 г. Калининским заводом одновременно с бесчелюстными тележками системы инж. Ханина, подверглись в 1957 г. испытанию на Московско-Курско-Донбасской и Октябрьской ж. д. и показали неудовлетворительные ходовые качества.

Сравнительную оценку плавности хода вагонов на экспериментальных тележках и вагонов на стандартных бесчелюстных тележках можно сделать на основе данных табл. 22.

По вертикальным ускорениям вагона на экспериментальных тележках и вагон на стандартных бесчелюстных тележках оказались примерно равноценными, о чем свидетельствует довольно хорошее совпадение уровней средних арифметических показателей вертикальной плавности хода.

По горизонтальным ускорениям сравнительная оценка вагонов должна производиться дифференцированно по типу тележек. Вагон на экспериментальных бесчелюстных тележках с базой 2400 мм имел более высокие горизонтальные ускорения кузова, чем вагон на стандартных бесчелюстных тележках; разность соответствующих показателей плавности хода составляет 0,2—0,35.

Таблица 22

Сравнительная оценка плавности хода вагонов при испытаниях на Октябрьской ж. д.

Скорость в км/час	Плав- ность хода	Зимние испытания				Летние испытания
		Типовая бесчелюст- ная тележ- ка с базой 2400 мм	Бесчелюст- ная тележ- ка с базой 2400 мм	Тележка Ханина Х-103	Тележка Ханина Х-127	Тележка инж. Ханина Х-103
81—100	<i>Bв</i> <i>Bг</i>	3,00 2,5	2,9 2,84	2,6 2,06	2,6 2,8	2,93 2,91
101—120	<i>Bв</i> <i>Bг</i>	2,90 2,70	— —	2,95 1,68	— 2,68	2,85 3,26
121—140	<i>Bв</i> <i>Bг</i>	3,08 2,88	3,13 3,1	2,85 2,58	3,12 3,14	2,99 4,32
141—160	<i>Bв</i> <i>Bг</i>	3,13 2,80	3,10 3,12	2,95 2,37	3,08 2,87	2,99 4,22

Увеличение горизонтальных ускорений кузова вагона на тележках с базой 2400 мм объясняется повышенными углами поворота тележек относительно кузова и, следовательно, повышенными поперечными перемещениями относительно оси пути, что вызвано уменьшением базы тележки с 2700 до 2400 мм. Частоты извилистого движения сравниваемых тележек оказались, примерно, одинаковыми, равными 1—1,3 гц, и независимыми от скорости движения в интервале от 80 км/час до 170 км/час.

Вагон на тележках с рессорным подвешиванием системы инж. Ханина (Х-127), примерно, равноценен вагону на тележках с базой 2400 мм. Вагон на тележках той же системы, но с повышенной жесткостью центрального рессорного подвешивания (Х-103), во время зимних испытаний имел очень низкие горизонтальные ускорения. Они не превосходили величины 2,6 при скоростях движения до 160 км/час, а максимальные значения *Bг* были не больше 3.

Во время летних испытаний на том же участке Октябрьской ж. д. этот вагон имел очень беспокойный ход. Наибольшие горизонтальные ускорения кузова в отдельных случаях достигали 350—400 см/сек<sup>2</sup>. Показатели горизонтальной плавности хода резко возрастают по мере повышения скорости движения. Если при скорости 60—80 км/час *Bг*=2,61, при скорости 80—

100 км/час  $B_g=2,91$ , то при скорости 120—140 км/час  $B_g=4,32$ , а вероятный максимум достигает величины  $B_g=4,9$ .

В интервале скоростей движения до 100 км/час вероятный максимум показателей плавности хода  $B_g$  вагона Х-103 не превосходил величину 3,25, являющуюся предельной для пассажирских вагонов по приведенной выше шкале оценок. Вагон на типовых бесчелюстных тележках имел более спокойный ход в горизонтальной плоскости. В интервале скорости 80—100 км/час у этого вагона  $B_g=2,5$ .

Из результатов испытаний следует вывод, что испытанные экспериментальные бесчелюстные тележки с укороченной базой 2400 мм и тележки с подвешиванием системы инж. Ханина (Х-103 и Х-127) не обеспечивают повышения плавности хода вагона, и поэтому не были рекомендованы для постройки под новые цельнометаллические вагоны, предназначенные для движения со скоростями выше 100 км/час.

При разработке последующих систем конструктора Калининского вагоностроительного завода вновь вернулись к вопросам сокращения базы в комплексе с другими конструктивными усовершенствованиями тележки.

### **Испытание двухосных тележек с гидравлическими амортизаторами**

Для определения ходовых качеств тележки с гидравлическими амортизаторами в центральном и надбуксовом подвешивании были проведены испытания вагона № 2037 на тележках с гидравлическими амортизаторами и для сравнения вагона № 1445 на типовых бесчелюстных тележках, который отличался лучшими ходовыми качествами из группы аналогичных вагонов.

На основании точечных диаграмм распределения показателей плавности хода вагонов № 2037 и № 1445 вычислены средние арифметические распределения показателей плавности хода и показаны в табл. 23.

Как видно из таблицы, тележки с гидравлическими амортизаторами обеспечивают значительное снижение вертикальных ускорений кузова вагона. В вагоне № 2037 максимальные величины показателей вертикальной плавности хода на всем интервале скоростей до 170—175 км/час практически не превышали величины 3,25, допустимой для пассажирских вагонов.

Вместе с тем оказалось, что тележки с гидравлическими амортизаторами не улучшают плавности хода вагона в горизонтальной плоскости по сравнению с типовыми бесчелюстными тележками, находящимися в хорошем техническом состоянии. Так, например, по результатам зимних испытаний на участке Калинин — Клин Октябрьской ж. д.  $B_g$  у вагона № 2037 на тележках с гидравлическими амортизаторами были на

Таблица 23

Плавность хода вагонов на типовых бесчелюстных тележках (ваг. № 1445)  
и на тележках с гидравлическими амортизаторами (ваг. № 2037)

Скорость в км/час	Плавность хода	Зимние испытания		Летние испытания	
		№ 2037	№ 1445	№ 2037	№ 1445
81—100	<i>B<sub>в</sub></i>	2,43	3,0	2,35	2,95
	<i>B<sub>г</sub></i>	2,75	2,50	2,16	2,50
101—120	<i>B<sub>в</sub></i>	2,83	2,90	2,87	3,17
	<i>B<sub>г</sub></i>	2,96	2,70	2,80	2,84
121—140	<i>B<sub>в</sub></i>	2,84	3,08	2,91	3,21
	<i>B<sub>г</sub></i>	3,20	2,88	3,17	2,97
141—160	<i>B<sub>в</sub></i>	2,82	3,13	2,86	3,29
	<i>B<sub>г</sub></i>	3,27	2,80	3,21	3,10
161—180	<i>B<sub>в</sub></i>	—	—	2,73	—
	<i>B<sub>г</sub></i>	—	—	3,27	—

0,2 ÷ 0,25 выше, чем у вагона № 1445, имеющего типовые бесчелюстные тележки.

После некоторого улучшения горизонтальной плавности хода вагона № 2037, вызванного изменением угла наклона центральных гидравлических амортизаторов с 45° до 35° к горизонтали, и заметного ухудшения горизонтальной плавности вагона 1445, вызванного повидимому разницей в состоянии пути опытного участка зимой и летом, показатели плавности хода *B<sub>г</sub>* у вагонов № 1445 и № 2037 стали, примерно, одинаковыми, что однако, не обеспечило удовлетворительную горизонтальную плавность хода вагона № 2037 при высоких скоростях движения. Уже при скорости 130—140 км/час *B<sub>г</sub>* достигает предельной величины, равной 3,25, что свидетельствует о невозможности дальнейшего повышения скоростей движения вагона на тележках с гидроамортизаторами по условиям плавности хода.

Поскольку тележка с гидравлическими амортизаторами представляла собой резкое конструктивное отличие от стандартных тележек, выпускавшихся длительное время, она подвергалась всесторонним испытаниям.

В целях исследования влияния на динамику вагона поломки одного или нескольких гидравлических амортизаторов, были проведены поездки с вагоном № 2037, в тележках которого поочередно снимались группа надбуксовых амортизаторов и группа центральных амортизаторов.

В табл. 24 представлены сравнительные результаты поездок в виде средних арифметических показателей вертикальной и горизонтальной плавности хода.

Удаление группы надбуксовых амортизаторов практически не повлияло на горизонтальные ускорения и привело к заметному ухудшению плавности хода вагона в вертикальном направлении, что выразилось в увеличении средних арифметических показателей *B<sub>г</sub>* на 0,02—0,3.

Таблица 24

Зимние испытания вагона № 2037 на Октябрьской ж. д.

Скорость в км/час	Плавность хода	Нормальная конструкция	Без надбуксовых амортизаторов	Без центральных амортизаторов
81—100	<i>B<sub>в</sub></i>	2,43	2,61	2,68
	<i>B<sub>г</sub></i>	2,75	2,31	2,48
101—120	<i>B<sub>в</sub></i>	2,83	—	—
	<i>B<sub>г</sub></i>	2,96	—	—
121—140	<i>B<sub>в</sub></i>	2,84	—	3,07
	<i>B<sub>г</sub></i>	3,20	—	3,30
141—160	<i>B<sub>в</sub></i>	2,82	3,12	3,18
	<i>B<sub>г</sub></i>	3,27	3,08	3,36
161—180	<i>B<sub>в</sub></i>	—	3,06	—
	<i>B<sub>г</sub></i>	—	3,14	—

Удаление группы центральных амортизаторов вызвало рост показателей как вертикальной, так и горизонтальной плавности хода на 0,2—0,3.

От удаления надбуксовых гидравлических амортизаторов коэффициент динамики надбуксового рессорного подвешивания увеличился в два раза, характер распределения коэффициентов динамики центрального рессорного подвешивания сохранился.

Тележки вагона 2037 без центральных амортизаторов имеют примерно в два раза большие коэффициенты динамики центрального рессорного подвешивания и рамные усилия. Закон распределения коэффициентов динамики надбуксового рессорного подвешивания сохранился.

Влияние вязкости масла, залитого в гидравлические амортизаторы на плавность хода вагона. Применение гидравлических амортизаторов для гашения вредных колебаний железнодорожных экипажей практикуется преимущественно в странах Западной Европы с относительно небольшими перепадами между зимними и летними температурами воздуха.

В Советском Союзе указанные перепады температур могут достигать 90—100°С. Связанные с этим значительные изменения вязкости масла принимаются обычно в качестве одного из главных доводов против применения гидравлических амортизаторов на отечественных железных дорогах и не без оснований. Так, например, во время пробного рейса на Дальний Восток в зиму 1956—1957 гг. у вагона с гидравлическими амортизаторами при температуре минус 40°С из-за повышения вязкости масла сломался кронштейн центрального амортизатора.

Во время ходовых испытаний на участке Калинин — Клин Октябрьской ж. д. была сделана попытка оценить влияние

температуры окружающего воздуха на плавность хода вагона № 2037 на тележках с гидравлическими амортизаторами.

Понижение температуры моделировалось применением для заливки гидравлических амортизаторов масла повышенной вязкости.

Во время летних испытаний в центральные гидравлические амортизаторы вагона № 2037 вместо смеси трансформаторного и турбинного масел была залита более вязкая смесь, составленная из цилиндрического масла — вапора и трансформаторного масла, что по вязкости эквивалентно понижению температуры на 35—40° С, т. е. с +25° С до —15° С. В надбуксовых амортизаторах при этом сохранилась смесь трансформаторного и турбинного масел.

Величины средних арифметических показателей плавности хода вагона № 2037 до и после замены масла приведены в табл. 25.

Таблица 25

Средние арифметические показатели плавности хода вагона № 2037, испытанного летом на Октябрьской ж. д.

Скорость в км/час	Плавность хода	Центральные амортизаторы залиты смесью трансформаторного и турбинного масел, угол наклона к горизонтали 35°	Центральные амортизаторы залиты смесью вапора и трансформаторного масла, угол наклона к горизонтали 35°
81—100	<i>B<sub>в</sub></i>	2,35	2,53
	<i>B<sub>г</sub></i>	2,16	3,4
101—120	<i>B<sub>в</sub></i>	2,87	2,70
	<i>B<sub>г</sub></i>	2,80	3,28
121—140	<i>B<sub>в</sub></i>	2,91	2,90
	<i>B<sub>г</sub></i>	3,07	3,37
141—160	<i>B<sub>в</sub></i>	2,86	2,85
	<i>B<sub>г</sub></i>	3,01	3,45
161—180	<i>B<sub>в</sub></i>	2,73	—
	<i>B<sub>г</sub></i>	3,27	—

Из таблицы видно, что замена масла в центральных амортизаторах на вертикальных ускорениях кузова вагона заметно не отразилась. Горизонтальная динамика вагона значительно ухудшилась, показатели плавности хода увеличились на 1—0,5, благодаря чему вагон имел неудовлетворительную плавность хода даже при низких скоростях движения.

Ухудшение плавности хода вагона № 2037 после замены масла, выразившееся в увеличении горизонтальных ускорений, может быть объяснено значительным увеличением усилий в амортизаторах, что эквивалентно увеличению возвращающего усилия люльки.

Вопрос о выборе оптимальных углов наклона центральных амортизаторов в целях улучшения плавности хода вагона связан с величинами усилий, развивающихся в гидравлических

амортизаторах. Во время испытаний на Закавказской ж. д. центральные гидравлические амортизаторы были залиты смесью пара 75% и трансформаторного масла 25%. Основные опытные поездки производились с гидравлическими амортизаторами, установленными под углом 35° к горизонтали. Для сравнения был проведен цикл поездок со скоростью 100—140 км/час после увеличения угла наклона центральных амортизаторов до 45°. Результаты показаны в табл. 26 в виде средних арифметических показателей плавности хода.

Таблица 26

Испытания на Закавказской ж. д. вагона № 2037

Скорость в км/час	Плавность хода	Центральные гидравлические амортизаторы установлены под углом 35° к горизонтали	Центральные гидравлические амортизаторы установлены под углом 45° к горизонтали
100 120	<i>Bв</i>	3,0	3,23
	<i>Bг</i>	3,34	3,22
121—140	<i>Bв</i>	3,09	3,34
	<i>Bг</i>	3,46	3,29

Из таблицы видно, что увеличение угла наклона гидравлических амортизаторов благоприятно отразилось на горизонтальных ускорениях кузова.

Показатели вертикальной плавности хода от увеличения угла наклона центральных амортизаторов несколько увеличилось.

**Влияние возвращающего усилия люлечного устройства вагона № 2037 на горизонтальную плавность хода.** Поскольку вагон № 2037 на тележках с гидравлическими амортизаторами имеет недостаточную горизонтальную плавность хода, была проведена серия опытов в целях получения экспериментальным путем зависимости горизонтальных ускорений вагона от характеристики возвращающего усилия люлечного устройства.

Были испытаны следующие конструктивные варианты:

1. Возвращающее усилие люльки определяется суммарной длиной люлечного болта 1 и серег 2 (фиг. 53), расчетная длина люлечной подвески 745 мм, возвращающее усилие люльки  $J_{\lambda}=395 \text{ кг/см}$ .

2. Возвращающее усилие люльки определяется длиной серег 2, отклонение люлечных болтов исключено, расчетная длина люлечной подвески 244 мм, возвращающее усилие —  $J_{\lambda}=1200 \text{ кг/см}$ .

3. Отклонение люльки устранено наложением специальных тяг, фиксирующих положение поддонов центрального рессорного подвешивания жестко относительно рамы тележки, горизонтальная жесткость центрального подвешивания тележки 2590 кг/см.



4. Люлечное устройство имеет переменную характеристику.

5. Люлечный болт имеет резиновые упоры. При этом  $J_A = 1200 \text{ кг/см}$ .

Результаты, полученные при летних испытаниях на Октябрьской ж. д., характеризующие плавность хода вагона № 2037 в вариантах 1, 2, 3 и 5, приведены в табл. 27, а результаты, полученные в варианте 4, — в табл. 28.

Таблица 27

Зависимость плавности хода вагона № 2037 от величины возвращающих усилий люльки

Скорость в км/час	Плавность хода	Центральные амортизаторы залиты смесью трансформаторного и турбинного масел, установлены под углом 35° к горизонтали			
		1 вариант	2 вариант	3 вариант	5 вариант
81—100	<i>Bв</i>	2,35	2,92	3,05	2,42
	<i>Bг</i>	2,16	3,02	2,80	2,60
101—120	<i>Bв</i>	2,87	2,94	2,85	2,78
	<i>Bг</i>	2,80	3,12	3,20	3,30
131—140	<i>Bв</i>	2,91	3,10	3,10	2,96
	<i>Bг</i>	3,07	3,42	3,88	3,33
141—160	<i>Bв</i>	2,86	2,91	2,93	3,03
	<i>Bг</i>	3,01	3,24	3,87	3,44
161—180	<i>Bв</i>	2,73	2,48	—	—
	<i>Bг</i>	3,27	3,37	—	—

Таблица 28

Результаты, полученные в 4 варианте испытаний вагона № 2037

Скорость в км/час	Плавность хода	Свободное отклонение люльки		Скорость в км/час	Переменная характеристика люлечного устройства	
		на прямом отрезке пути	на кривом отрезке пути		на прямом отрезке пути	на кривом отрезке пути
—	<i>Bв</i>	—	—	40—50	2,59	2,35
	<i>Bг</i>				2,34	2,25
70—80	<i>Bв</i>	2,78	2,58	70—80	2,84	2,58
	<i>Bг</i>	2,74	2,5		2,74	2,52
100—120	<i>Bв</i>	3,0	2,80	100—110	3,10	2,77
	<i>Bг</i>	3,34	2,69		3,41	2,67
121—140	<i>Bв</i>	3,09	2,83	120—140	3,30	3,07
	<i>Bг</i>	3,46	2,83		3,60	2,91

Как видно, изменение величины возвращающего усилия люлечного устройства на вертикальных ускорениях кузова вагона практически не отражается.

Горизонтальные ускорения кузова вагона находятся в очевидной зависимости от возвращающего усилия люлечного устройства.

ройства или жесткости центрального рессорного комплекта. Лучшую плавность хода в горизонтальной плоскости вагон № 2037 имел при минимальном возвращающем усилии люлечного устройства в варианте 1. Повышение величин показателей горизонтальной плавности хода вагона оказалось в прямой зависимости от увеличения возвращающего люлечного устройства.

Наихудший результат оказался в 3 варианте, когда люльки были выключены при помощи специальных тяг, связывающих раму тележки с рессорными поддонами. При скоростях порядка 120 км/час и выше вагон имел совершенно неудовлетворительный ход. Средние арифметические показатели плавности хода при скоростях движения 120—160 км/час достигали уровня:  $Bв = 3,7 \div 4,0$ , а  $Bг = 4,5—4,7$ .

Характерно, что вагон № 2037 в варианте 3 имел примерно такую же горизонтальную жесткость центрального рессорного подвешивания, как и вагон с центральным рессорным подвешиванием системы инж. Ханина (Х-103).

Рамные усилия в вагоне № 2037, подобно горизонтальным ускорениям кузова, увеличивались по мере роста возвращающего усилия люлек. Наименьшие рамные усилия оказались в варианте 1, имевшем минимальное возвращающее усилие люлек, и наибольшие рамные усилия получены в варианте 3, в котором колебания люльки были искусственно исключены.

Вагон № 2037 испытывался и в варианте, имеющем переменную характеристику люльки, что обеспечивалось установкой резиновых ограничителей отклонения люлечных болтов с зазорами 2—3 мм. В случае отклонения люлечных болтов в пределах зазоров возвращающее усилие люльки определялось полной длиной люлечной подвески (люлечный болт и серьга). После использования зазора люлечный болт выключался из работы, отчего и горизонтальная жесткость люльки увеличивалась примерно в три раза. Резиновые прокладки смягчали переход с большой на меньшую длину люлечных подвесок.

Из таблицы видно, что при переменной характеристике люлечного устройства, горизонтальная плавность хода вагона при скорости выше 100 км/час несколько выше, чем при свободном отклонении люльки.

Для выяснения природы горизонтальных колебаний вагона определены частоты горизонтальных ускорений кузова при различных характеристиках люлечного устройства. Эти частоты приведены в табл. 29.

Как следует из данных табл. 29 частоты горизонтальных ускорений кузова вагона практически не зависят от возвращающего усилия люльки, которое изменялось в процессе опытов с 395 кг/см до 2590 кг/см. Частоты горизонтальных ускорений кузова вагона имеют частоту извилистого движения тележки.

Таблица 29

## Частоты горизонтальных ускорений кузова (герцы)

Скорость в км/час	Варианты испытаний			
	1	2	3	4
81—100	1,5—2,2	1,7—2,1	1,5—2,0	1,4—2,2
101—120	1,4—1,9	1,8—2,3	1,8—2,3	1,6—2,0
121—140	1,6—2,2	1,7—2,0	1,9—2,3	1,8—2,3
141—160	1,6—2,2	1,8—2,2	2,0—2,6	1,6—2,6

Максимальные величины относительных поперечных перемещений надрессорной балки и рамы тележки в зависимости от скорости имеют следующий порядок чисел:

Скорость в км/час	75,5	79,3	106,5	117	125	132
Максимальное поперечное перемещение в мм	5	7	11	8	10	12

Из приведенных цифр можно сделать вывод, что изменение параметров люлечного устройства тележек с гидравлическими амортизаторами не улучшает плавности хода вагона. Радикальным средством улучшения плавности хода является ликвидация интенсивного извилистого движения тележек. В результате анализа материалов испытаний тележек с гидравлическими амортизаторами найдено целесообразным надбуксовые гидравлические амортизаторы заменить фрикционными, а в центральном подвешивании оставить гидравлические амортизаторы, как это сделано в тележке КВЗ-5 (фиг. 51), принятой в серийное производство.

## Испытание трехосных тележек

Трехосная тележка, описанная выше, подверглась длительным эксплуатационным испытаниям под вагонами в опытных поездках на участке Клин—Калинин Октябрьской ж. д. и по маршруту Москва—Тбилиси—Москва в конце 1958—1959 гг. с внесением в нее неоднократных конструктивных изменений.

Тележка была установлена под специально оборудованный кузов пассажирского вагона, загруженного мерным грузом. При этом 11 т груза было расположено на стеллажах, установленных вдоль боковых стен кузова на высоте примерно 1200 мм от пола, а остальной груз на площади пола.

До начала ходовых испытаний наиболее нагруженная деталь тележки—продольный брус надрессорной балки (фиг. 90, в) испытывался на разрушение вертикальной нагрузкой, приложенной к пятнику. Величина нагрузки, после снятия которой появились остаточные деформации, составила примерно 165 т. Величина нагрузки, при которой балка потеряла

способность сопротивляться внешней нагрузке, составила примерно 238 т.

Таким образом, запас прочности пятниковой балки относительно нормальной статической нагрузки (32 т) равняется:

а) по потере упругости  $\frac{16,}{32} \approx 5,1;$

б) по потере несущей способности:  $\frac{238}{32} \approx 7,45.$

При осмотре деформированной балки после испытаний трещин или разрывов сварных швов обнаружено не было.

Задача испытаний — проверка основных динамических характеристик тележки. При испытании замерялись следующие величины:

- а) динамические прогибы пружин подвешивания;
- б) отклонения элементов люльки в продольном и поперечном направлениях;
- в) динамические напряжения в элементах тележек;
- г) боковые силы;
- д) вертикальные и горизонтальные ускорения под пятником вагона;
- е) усилия, развивающиеся в амортизаторах.

Для замера прогибов и перемещений применялись прогибомеры реостатного типа, для замера напряжений и боковых сил — проволоочные тензодатчики. Ускорения измерялись с помощью ускоренимеров, в которых чувствительным элементом являлись также проволоочные тензодатчики. Схема расположения тензодатчиков на элементах тележки и их соединения показаны на фиг. 98.

Для определения величины напряжений в элементах тележек и прогибов рессор от вертикальной статической нагрузки на пятник величиной 32 т были проведены тарировки при подъеме вагонов. Установлено, что прогиб рессор от статической нагрузки в 32 т на пятник определился:

а) надбуксовых пружин — 50 мм;

б) центральных пружин — 115 мм.

Напряжения в элементах тележки от той же нагрузки:

а) в среднем сечении надрессорной балки — 350 кг/см<sup>2</sup>;

б) в наиболее напряженном сечении продольной пятниковой балки — 1290 кг/см<sup>2</sup>;

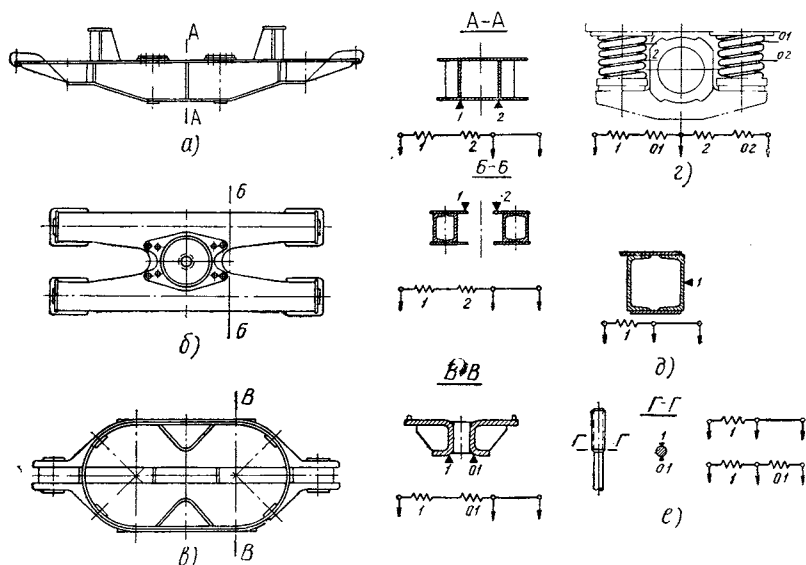
в) в стержне болта подвески — 300 кг/см<sup>2</sup>.

Испытания проводились в три этапа.

Первый этап — проводилось исследование тележки при движении опытного вагона в составе поезда на участке Дорошиха — Лихославль Октябрьской ж. д. с обычными скоростями (до 80 км/час). На этом этапе было совершено два рейса по маршруту Дорошиха — Лихославль — Дорошиха. Во время первого рейса тележки были оборудованы сферическими опорами (фиг. 54,б) подвесок люльки, а во втором — ножевыми

(фиг. 54, а). В дальнейшем трехосные тележки испытывались только с ножевыми опорами подвесок люльки.

Второй этап — проводились испытания на участке Калинин — Клин Октябрьской ж. д. при повышенных скоростях движения. В этом случае трехосные тележки испытывались при движении специального поезда, состоявшего из электровоза, вагона-лаборатории, опытного вагона на трехосных тележках и обычного пассажирского вагона. Испытания проводились со



Фиг. 98. Размещение тензометров при испытании трехосной тележки: а — на поперечном брусе наддрессорной балки, б — на продольном брусе наддрессорной балки, в — на поддоне, г — на пружинах буксы средней оси, д — на продольной балке рамы, е — на болте подвески. Места установки датчиков обозначены цифрами 1, 01, 2, 02.

скоростями движения до 156 км/час. Было совершено три рейса по маршруту Калинин — Клин — Калинин и один рейс по маршруту Калинин — Москва. В последнем из рейсов с тележек были сняты гидравлические амортизаторы надбуксового подвешивания.

Третий этап — проводилось исследование ходовых качеств трехосных тележек при движении по магистральным путям, имеющим большое количество кривых малых радиусов. Для этого опытный вагон на трехосных тележках и вагон-лаборатория в составе пассажирских поездов совершили пробег по маршруту Москва — Тбилиси — Москва.

Наибольшее внимание было обращено на прохождение вагона на трехосных тележках по перевальным участкам Северо-Кавказской и Закавказской ж. д., в частности по участ-

ку Зестафони — Хашура (Сурамский перевал) Закавказской ж. д., где на магистральных путях имеются кривые с радиусом до 150 м.

Из рассмотрения полученных при испытаниях осциллографических записей можно установить следующие данные, характеризующие динамику вагона на трехосных тележках.

**Динамические прогибы рессор.** Динамические прогибы при движении подвешивания являются следствием взаимодействия пути и подвижного состава. Отдельные неровности пути приводят к возникновению колебаний подрессоренных масс (в первую очередь на пружинах буксового подвешивания). Сочетание импульсных воздействий, обусловленных рядом последовательных неровностей пути, при определенных скоростях движения вызывает сравнительно слабо затухающие свободные колебания подрессоренных частей вагона.

Из осциллограмм видно, что наиболее характерными колебаниями вагона на трехосных тележках являются подпрыгивания с частотой  $\sim 1,2$ — $1,3$  кол/сек. Эта частота совпадает с теоретическим значением частоты свободных колебаний подпрыгивания.

В некоторых случаях наблюдается совместное действие двух видов колебаний подпрыгивания и галопирования. Диапазон скоростей движения, при которых эти колебания проявляются наиболее ярко, существенно зависит от особенностей и состояния пути. Например, при поездках на участке Клин — Калинин колебания подпрыгивания были особенно устойчивыми и очень слабо затухали при скоростях 100—120 км/час, а при поездке Москва — Тбилиси это явление на некоторых участках пути наступало уже при скоростях порядка 55—65 км/час (критическая скорость для колебаний с частотой 1,25 кол/сек при длине рельс 25 м составляет 112 км/час, а при рельсах длиной 12,5 м — 56 км/час).

При этих колебаниях динамические прогибы пружин достигали: надбуксовых — 12 мм, центральных — 26,5 мм т. е. коэффициенты динамической перегрузки рессор достигали соответственно 0,24 и 0,23. Наличие свободных слабо затухающих колебаний свидетельствует о недостаточной эффективности установленных на тележках гидравлических амортизаторов и, в первую очередь, амортизаторов центрального подвешивания. Характерно в этом отношении, что усилия, замеренные при испытаниях, в амортизаторе центрального подвешивания, оказались значительно меньше усилий, замеренных в надбуксовом амортизаторе. Максимальные величины этих усилий достигали: в центральном амортизаторе 825 кг в надбуксовом 2090 кг.

Колебания боковой качки кузова возникали сравнительно редко (преимущественно при входе и выходе из кривых и на стрелке), имели частоту порядка 0,4—0,7 гц и быстро затухали.

При движении вагона по кривым участка пути обычно наблюдается боковая завалка (крен) кузова, обусловленная действием центробежной силы. На отдельных участках Северо-Кавказской и Закавказской ж. д. прогибы пружин подвешивания при движении в кривых достигали надбуксовых 19 мм, центральных 36 мм, в том числе только от завалки соответственно 12 и 25 мм. Следовательно, коэффициенты динамической перегрузки рессор только от завалки достигали 0,24 и 0,22.

Наибольшие значения коэффициентов динамической перегрузки рессор от суммарного действия крена вагона и вертикальной динамики достигали при испытаниях 0,38 для надбуксовых и 0,32 для центральных. Необходимо отметить, что на записях прогибов пружин подвешивания помимо тонов низкой частоты (колебания, подпрыгивания и боковой качки) во многих случаях проявляются наложенные колебания высокой частоты (7,5—8,5 кол/сек), связанные с галопированием рамы тележки на пружинах надбуксового подвешивания. Величины динамических прогибов надбуксовых пружин, обусловленных галопированием тележки, обычно не превышали 4—5 мм.

Во время поездки на участке Калинин — Клин, когда с тележек были сняты амортизаторы надбуксового подвешивания, колебания носили характер ярко выраженных свободных колебаний, а величина прогибов надбуксовых пружин, обусловленных галопированием рамы тележки, достигала 10—12 мм. Эти колебания особенно сильно проявляются при высоких скоростях движения (130—150 км/час), а также при торможении.

Анализ осциллографических записей прогибов пружин подвешивания не дает возможности установить четко выраженную зависимость величины этих прогибов от скорости движения вагона. Величины прогибов пружин в большей степени зависят от особенностей устройства или состояния пути, чем от скорости движения.

*Колебания кузова на люльках центрального подвешивания*, обусловленные действием горизонтальных сил, возникающих при движении вагона. Записи поперечных перемещений элементов люльки и записи боковых сил имеют одинаковую частоту колебаний около 1—1,65 кол/сек и, повидимому, связаны с извилистым движением тележек.

Эти колебания совершаются почти непрерывно и очень слабо затухают, особенно, когда вагон является хвостовым в поезде.

В этом случае часто имеет место ярко выраженное влияние кузова. Отклонения надрессорной балки при этих колебаниях достигали 30 мм. В некоторых случаях колебания люльки вызываются боковой качкой вагона и имеют соответствующую частоту (0,4—0,7 кол/сек). Интересно отметить, что в подавляющем большинстве случаев подвески люльки при поперечных колебаниях отклоняются от вертикали, как единый маятник (без

переломов в точке соединения болта подвески с серьгой). При этом отклонение наддрессорной балки от среднего положения обычно превосходит величину отклонения нижней точки подвески за счет поперечной деформации пружин центрального подвешивания, которая достигала при испытаниях 7 мм.

Сказанное выше относится к колебаниям люльки тележки, оборудованной ножевыми опорами подвесок. В случае же шаровых опор колебания люльки практически совершались только за счет поперечной деформации пружин и отклонения серег подвесок и не превышали 10 мм.

При движении вагона по кривым участкам пути малых радиусов перемещения люльки носили характер постепенного отклонения до упора наддрессорной балки в резиновые буферограничители.

Записи боковых сил на осциллограммах, как отмечалось выше, имеют частоту основного тона около 1—1,65 кол/сек. Составление записей боковых сил, действующих на все три буксы одной стороны тележки, показывает, что направления действия в большинстве случаев совпадают. При этом наибольшая по величине боковая сила наблюдается обычно на буксе направляющей оси. При испытаниях на Октябрьской ж. д. наибольшие замеренные величины боковых сил при скорости 156 км/час достигали для крайней оси (направляющей) 950 кг, для средней оси 640 кг.

На горных участках Северо-Кавказской и Закавказской ж. д. при движении по кривым участкам пути, радиусом до 150 м были замерены более высокие величины боковых сил для крайней оси — 1300 кг и для средней — 1080 кг.

Следует отметить, что за весь период испытаний ни разу не было отмечено удара или касания кронштейнов букс средней оси о шпинтоны. Это означает, что при вписывании трехосной тележки в кривые участки пути с радиусом до 150 м, имеющийся конструктивный зазор между отверстиями кронштейнов букс и шпинтонами (25 мм на сторону) является вполне достаточным, и трехосная тележка свободно вписывается в кривые участки пути такого радиуса. Помимо поперечных колебаний люльки постоянно наблюдается ее продольное дрожание с частотой до 15 кол/сек и небольшими амплитудами (2—3 мм).

**Напряжения в элементах тележки.** На осциллографических записях динамических напряжений в болте подвески люльки отчетливо заметны два тона их частот: тон низкой частоты порядка 1—1,65 кол/сек, соответствующей частотам поперечных колебаний люльки и частотам прогибов рессор, и тон более высокой частоты (около 8 кол/сек), совпадающей с частотой галопирования рамы тележки.

По записям видно, что напряжения, вызываемые в подвесках вертикальной динамикой, в несколько раз меньше напряжений, вызываемых их изгибом под действием боковых сил.



Например, при поездках на участке Дорошиха — Лихославль Октябрьской ж. д. со скоростями до 80 км/час наибольшие динамические напряжения изгиба в болте подвески достигали при сферических опорах подвесок  $580 \text{ кг/см}^2$ , а при ножевых  $200 \text{ кг/см}^2$ .

Коэффициент вертикальной динамики (определенный по напряжениям в надрессорной балке) составлял в первом случае 0,20 и во втором 0,10, следовательно, напряжения от вертикальной динамики в болте подвески равнялись для рассматриваемого случая со сферическими опорами  $300 \times 0,2 = 60 \text{ кг/см}^2$  и для другого случая  $300 \times 0,1 = 30 \text{ кг/см}^2$ , т. е. были меньше напряжений изгиба в первом случае почти в 10 раз, а во втором в 6,5 раз.

Из приведенных цифр видно также, что после замены сферических опор подвесок люльки ножевыми, значительно понизились напряжения изгиба в болте подвески.

Записи динамических напряжений в надрессорной балке также имеют два тона изменения. Тон низкой частоты обусловлен вертикальными колебаниями кузова на рессорах и тон высокой частоты обусловлен колебаниями галопирования рамы тележки. Величина отношения динамических напряжений к статическим для надрессорной балки обычно несколько ниже величины коэффициента динамической перегрузки пружин, что объясняется дополнительным воздействием на пружины подвешивания колебания боковой качки или крена кузова.

Наибольшая величина динамических напряжений, замеренных в надрессорной балке, составляет  $70 \text{ кг/см}^2$ , чему соответствует коэффициент вертикальной динамики  $K_d = 0,20$ , тогда как для отдельных рессорных комплектов, как отмечалось выше, этот коэффициент достигал — 0,24 и выше.

Для осциллографических записей динамических напряжений в пятниковом бруске характерна частота изменения, совпадающая с частотой вертикальных колебаний. Коэффициент вертикальной динамической перегрузки пятникового бруса при испытаниях не превышал 0,185 и, как правило, был значительно меньше коэффициента динамической перегрузки рессор. Например, наибольшее значение  $K_d = 0,185$  было зарегистрировано в момент, когда перегрузка пружин центрального подвешивания достигала 0,235.

Следует указать, что напряжения в пятниковом бруске весьма высоки: суммарные напряжения от вертикальной статической и вертикальной динамической нагрузок достигли при испытаниях  $1290 + 240 = 1530 \text{ кг/см}^2$ , что указывало на необходимость более подробного исследования прочности этого элемента при статических испытаниях.

**Ускорение кузова.** Ускорения, сообщаемые кузову вагона при движении, измерялись в зоне пятника в вертикальном и горизонтальном (поперечном) направлениях. Эти

ускорения позволяют оценить плавность хода вагона с точки зрения утомляемости пассажиров. Из рассмотрения осциллографических записей вертикальных ускорений кузова в зоне пятника можно установить, что основной тон изменения этих ускорений соответствует основному тону колебаний кузова на рессорах. Значительные по величине ускорения этого тона наблюдаются обычно при интенсивной работе пружин подвешивания, например, при свободных колебаниях подпрыгивания, при прохождении стрелок или входе в кривые. Максимальные вертикальные ускорения основного тона достигают величины  $0,15-0,20g$ .

Обычно на запись тона вертикальных ускорений накладываются ускорения, имеющие высокую частоту (около 40 кол/сек). Ускорения такой частоты очевидно обусловлены передачей кузову ударных импульсов от колесных пар. Наибольшие величины амплитуд высокочастотных ускорений наблюдаются обычно при движении вагона по стрелкам и достигают  $0,15g$ .

Наибольшее суммарное вертикальное ускорение, зарегистрированное при испытаниях, составляет около  $0,23g$ .

По записям вертикальных ускорений в соответствии с общепринятой методикой (см. «Определение плавности хода вагонов» НИИВ, 1947 г., а также «Вагоны» под редакцией проф. М. В. Винокурова, 1953 г.) были подсчитаны показатели плавности хода для следующих случаев движения, при которых были зарегистрированы наибольшие ускорения:

а) движение по кривой со скоростью  $71,5 \text{ км/час}$  ( $Y_{\max}=0,23g$ ),

б) движение по прямой со скоростью  $68 \text{ км/час}$  ( $Y_{\max}=0,2g$ ).

Эти показатели соответственно равны  $B_2=3,44$  и  $B_3=3,47$ .

Полученные значения показателя плавности хода превосходят допустимую для пассажирских вагонов величину. Если дополнительно учесть, что эти показатели получены для сравнительно невысоких скоростей движения ( $68-71,5$ ), следует признать плавность хода вагона на трехосных тележках в вертикальном направлении недостаточной.

Записи горизонтальных поперечных ускорений кузова характеризуется двумя основными тонами изменения.

Тон низкой частоты ( $1-1,65 \text{ гц}$ ) проявляется относительно редко при сильных поперечных колебаниях люльки. Амплитуда ускорений этого тона не превышает  $0,1-0,15g$ .

Тон высокой частоты ( $\sim 100 \text{ гц}$ ) наблюдается особенно резко при проходе стрелок и ударах на стыках.

Величина ускорений высокого тона обычно не превышает  $0,1g$ , но в некоторых случаях (при проходе стрелок или разболтанных стыков) достигает приблизительно  $0,4g$ .

Показатель горизонтальной (поперечной) плавности хода при испытаниях на участке Москва — Тбилиси (при скоростях до  $80 \text{ км/час}$ ) достигал  $B_2=3,4$ , т. е. был в некоторых случаях выше допустимого

В процессе испытания, как указывалось, конструкция тележки подвергалась отработке. Амортизирующие устройства центрального подвешивания были усилены путем установки по два гидравлических амортизатора на каждую люльку, т. е. по четыре амортизатора с каждой стороны тележки. Гидравлические амортизаторы с надбуксового подвешивания были сняты. В подвешиваниях крайних букс установлены фрикционные амортизаторы, а подвешивание средних букс амортизаторов не имеет.

Уклон профиля катания колеса в последующей конструкции тележек уменьшен и принят  $1/40$  вместо  $1/20$ . Зазоры между продольным брусом наддрессорной балки и средней балкой рамы тележки доведен до нуля. Введен ряд других конструктивных изменений, которые обеспечили удовлетворительные ходовые качества тележки.

### **Эксплуатационные испытания роликовых подшипников**

В целях изучения работы роликовых подшипников в буксовых узлах пассажирских цельнометаллических вагонов на железных дорогах Союза ССР систематически проводились наблюдения за состоянием буксовых узлов в условиях эксплуатации.

К 1957 г. на железнодорожном транспорте СССР использовалось в пассажирских перевозках много тысяч цельнометаллических вагонов с буксовыми узлами на роликовых подшипниках. Одна треть таких вагонов была на роликовых подшипниках с наружным диаметром 300 мм и две трети — с наружным диаметром 280 мм.

Вагоны с буксовыми узлами на роликовых подшипниках диаметром 300 мм выпускались в 1952—1955 гг., а с буксовыми узлами на роликовых подшипниках диаметром 280 мм выпускаются с 1954 г.

Кроме серийного выпуска пассажирских цельнометаллических вагонов с буксовыми узлами на роликовых подшипниках, Калининским вагоностроительным заводом в 1955 г. была выпущена опытная партия в количестве 72 вагонов с буксовыми узлами на разных типах роликовых подшипников как диаметром 300 мм (36 вагонов), так и диаметром 280 мм (36 вагонов). В 1957—1958 гг. Калининский завод выпустил новую опытную партию пассажирских цельнометаллических вагонов с различными вариантами буксовых узлов на роликовых подшипниках диаметром 280 и 250 мм. Эта опытная партия была выпущена в количестве 10 составов (по 15 вагонов), оборудованных каждый только одним вариантом буксового узла.

Краткая характеристика цилиндрических и сферических роликовых подшипников для буксовых узлов пассажирских вагонов приведена в табл. 30, а расположение подшипников в корпусах букс с указанием веса буксового узла в целом и отдельно

корпуса буксы приведено в табл. 31. Корпуса букс вагонов серийного выпуска 1952—1955 гг., первой опытной партии на роликовых подшипниках диаметром 300 мм выпуска 1954 г., серийного выпуска вагонов с 1955 г. имеют расстояние между центрами отверстий в кронштейнах 640 мм. В вагонах первой опытной партии на роликовых подшипниках диаметром 280 мм это расстояние 600 мм.

Во второй опытной партии пассажирских вагонов все варианты корпусов букс под подшипники диаметром 250 мм имеют расстояние между центрами отверстий в кронштейнах букс 550 мм, а под подшипники диаметром 280 мм — 580 мм.

Все варианты конструкции буксового узла пассажирских вагонов выпуска 1953—1957 гг. имели диаметр шейки оси, равный 135 мм. В опытной партии пассажирских вагонов выпуска 1957—1958 гг. диаметр шейки оси уменьшен до 130 мм.

Начиная с 1954 г. шейки осей роликовых буксовых узлов подвергаются упрочнению поверхностного слоя на глубину 4 мм накаткой роликами. Шейки осей роликовых буксовых узлов выпуска 1952—1955 гг. подвергались упрочнению поверхностного слоя во время полной ревизии.

Обследования находящихся в эксплуатации подшипников показали:

1. Несмотря на меньшие габариты роликовые подшипники № 73727 (ЦКБ-545) и № 72727Г (ЦКБ-5503 с наружным диаметром 280 мм работают не хуже роликовых подшипников ЦКБ-529 и ЦКБ-530 с наружным диаметром 300 мм. Это обстоятельство свидетельствует о повышении качества изготовления роликовых подшипников с наружным диаметром 280 мм по сравнению с роликовыми подшипниками с наружным диаметром 300 мм и о излишнем запасе прочности у последних.

Улучшению условий работы роликовых подшипников диаметром 280 мм способствовало также уменьшение толщины потолка корпуса буксы по сравнению с буксой для подшипника диаметром 300 мм, что позволило лучше распределить давление на ролики.

2. Роликовые подшипники выходили из строя по следующим причинам:

а) сферические роликовые подшипники ЦКБ-529 и ЦКБ-545 из-за усталостного выкрашивания и выработки на дорожках качения наружных и внутренних колец (70% от числа забракованных), разработки гнезд и разрушения сепараторов (12—15% от числа забракованных) и сильной коррозии рабочих элементов подшипников (10—12% от числа забракованных).

б) Цилиндрические роликовые подшипники ЦКБ-530 и ЦКБ-550 и (№ 72727) из-за ослабления и среза заклепок (80—85% от числа забракованных), износа и разрушения сепараторов (4% от числа забракованных) и сильной коррозии (10% от числа забракованных), усталостного выкрашивания и выработ-

# Основные параметры роликовых подшипников, применяемых в пассажирских

Параметры	Марка				
	ЦКБ-530 ЦКБ-530К <sub>2</sub>	ЦКБ-530Р ЦКБ-567	№ 72727* ЦКБ-550**	ЦКБ-559 ЦКБ-561	ЦКБ-562
Внутренний диаметр подшипника в мм . . . .	135	135	135	135	135
Наружный диаметр подшипника в мм . . . .	300	300	280	280	280
Ширина подшипника в мм . . . .	102	102	93	93	93
Вид ролика . . . . .	Цилиндрический	Цилиндрический	Цилиндрический	Цилиндрический	Цилиндрический
Диаметр ролика в мм . . . .	40	40	36	36	36
Длина ролика в мм . . . .	65	65	58	58	58
Количество роликов в подшипнике . . . . .	14	14	13 и 14	14	14
Радиальный зазор в мм . . . .	0,12— 0,17	0,12— 0,17	0,12— 0,17	0,09— 0,145	0,09— 0,145
Посадка на ось . . . . .	Втулочная	Втулочная	Втулочная	Горячая	Горячая
Вес подшипника в кг . . . .	38,1	38,1	28,6	27,9- ЦКБ-559 28,8- ЦКБ-561	30,6
Конструкция и материал сепаратора . . . . .	Клепанный латунный	Клепанный стальной	Клепанный стальной	Клепанный латунный	Клепанный латунный

\* Подшипник серийного выпуска вагонов.

\*\* Подшипник вагонов опытной партии.

ки на дорожке качения наружного кольца (5% от числа забракованных).

3. Для всех роликовых подшипников как с наружным диаметром 300 мм (ЦКБ-529 и ЦКБ-530), так и с наружным диаметром 280 мм № 73727 (ЦКБ-545) и № 72727 (ЦКБ-550) характерным является повышенный выход их из строя в зимний период.

4. Значительное снижение брака осей по трещинам в шейках, начиная с 1954 г., является результатом уменьшения натяга внутренних колец подшипников при втулочной посадке до 0,04 мм, повышения качества изготовления закрепительных стяжных втулок и роликовых подшипников, введения упрочняющей накатки роликами поверхностного слоя шеек осей и введения разгружающей канавки на шейках осей под галтель тонкого конца втулки заднего подшипника.

## цельнометаллических вагонах

Подшипника							
ЦКБ-529 ЦКБ-529К	№ 73727* ЦКБ-545**	ЦКБ-551	ЦКБ-1520	ЦКБ-1521	ЦКБ-1522	ЦКБ-1523	ЦКБ-1530
135	135	135	130	130	130	130	130
300 102	280 93	300 118	250 88	250 80	250 80	280 93	250 88
Бочко- образ- ный	Бочкооб- разный	Бочкооб- разный	Бочкооб- разный симмет- ричный	Цилинд- рический	Цилинд- рический	Бочкооб- разный симмет- ричный	Цилинд- рический
42 34,8	35 33,764	42 42,981	26 35,157	32 52	32 52	32 37,259	30 60
28 0,12— 0,17	32 0,12— 0,17	28 0,12— 0,17	40 0,12— 0,17	14 0,09— 0,145	14 0,09— 0,145	32 0,12— 0,17	16 0,12— 0,17
Втулоч- ная 36	Втулоч- ная 28,1	Втулоч- ная 44,8	Втулоч- ная 22,36	Горячая 19,1	Горячая 19,1	Горячая 26,33	Втулоч- ная 21,0
Латун- ный	Латун- ный	Латун- ный	Латун- ный	Беззак- лепоч- ный, ла- тунный	Беззак- лепоч- ный, ла- тунный	Латун- ный	Беззак- лепоч- ный, ла- тунный

5. В 1957 г., как и в 1956 г., при ревизиях буксовых узлов с роликовыми подшипниками не наблюдалось ослабления и проворота закрепительно-стяжных втулок подшипников на шейках осей, а также проникновения влаги и механических примесей в камеру корпусов букс через существующую конструкцию лабиринтного уплотнения.

6. Смазка марки 1-13, не удовлетворявшая в предыдущие годы требованиям обеспечения продолжительной работы роликовых подшипников в буксовых узлах железнодорожных вагонов, в 1957 г. не улучшилась, а стала хуже, ввиду того, что изготовлялась из синтетических компонентов вместо натуральных (касторового масла).

Смазка из синтетических компонентов при пониженных температурах сильно сгущается, становится комковатой, повышает сопротивление движению, кроме того, она недостаточно хорошо

Размещение роликовых подшипников в буксовых узлах ЦМВ, вес буксовых узлов и корпусов букс

Время выпуска буксовых узлов	Количество подшипников в буксовом узле	Расположение подшипников		Наружный диаметр подшипника в мм	Вес		Торцовое крепление подшипников
		Передний	Задний		Буксового узла в кг	Корпуса в кг	
Для серийных вагонов выпуска 1952—1955 гг.	2	Цилиндрический ЦКБ-530	Сферический ЦКБ-529	300 мм	221	110	Гайкой
То же . . . . .	2	Сферический ЦКБ-529	Сферический ЦКБ-529	300 мм	214,6	110	То же
Для опытной партии вагонов выпуска 1954 г.	2	Сферический ЦКБ-545	Цилиндрический ЦКБ-559	280	179,4	90	"
I вариант . . . . .	2	Цилиндрический ЦКБ-562	Цилиндрический ЦКБ-561	280	182,1	90	"
То же II вариант . . . . .	2	Сферический ЦКБ-545	Сферический ЦКБ-545	280	174	90	"
» III » . . . . .	1	Цилиндрический ЦКБ-530	Сферический ЦКБ-551	300	198,5	93	"
» IV » . . . . .	2	Цилиндрический ЦКБ-567	Сферический ЦКБ-529 К	300	221	110	"
» V » . . . . .	2	Цилиндрический ЦКБ-530К <sub>2</sub>	Сферический ЦКБ-529 К	300	221	110	"
» VI » . . . . .	2	Цилиндрический ЦКБ-530К <sub>2</sub>	Сферический ЦКБ-529 К	300	221	110	"
Для серийных вагонов выпуска 1955—1957 гг.	2	Цилиндрический № 7272Т	Сферический № 73727	280	162	78	"
То же . . . . .	2	Сферический № 73727	Сферический № 73727	280	158	78	"
Для опытной партии вагонов выпуска 1957—1958 гг. I вариант . . . . .	2	Цилиндрический ЦКБ-1522	Цилиндрический ЦКБ-1521	250	112	55	Упорной пайбой гайкой
То же II вариант . . . . .	2	Цилиндрический ЦКБ-1522	Сферический ЦКБ-1520	250	114,1	55	То же
» III » . . . . .	2	Цилиндрический ЦКБ-1530	Сферический ЦКБ-1520	250	120,9	55	"
» IV » . . . . .	2	Сферический ЦКБ-1520	Сферический ЦКБ-1523	250	130,4	70	Упорной пайбой
» V » . . . . .	1			280	106,6	50	"

предохраняет детали буксового узла от коррозии, а при повышенных температурах теряет прочность.

**Опытная партия пассажирских цельнометаллических вагонов.** Первая опытная партия в количестве 72 пассажирских цельнометаллических вагонов была выпущена Калининским вагоностроительным заводом с шестью вариантами буксовых узлов на опытных роликовых подшипниках.

В результате трехлетних эксплуатационных испытаний этой опытной партии вагонов установлено:

1. Роликовые подшипники ЦКБ-559 и ЦКБ-545 буксовых узлов I варианта в мае 1955 г. после пробега 100—120 тыс. км были изъяты из эксплуатации ввиду обрыва заклепок и случаев разрушения сепараторов. Совместная работа роликовых подшипников на горячей и втулочной посадке в одном буксовом узле при установке цилиндрического роликового подшипника на горячей посадке у галтели шейки оси положительных результатов не дала.

2. Буксовые узлы II варианта вначале были смонтированы на роликовых подшипниках ЦКБ-561 и ЦКБ-562 с латунными сепараторами, но после пробега 100—120 тыс. км эти роликовые подшипники были изъяты из эксплуатации из-за обрыва и ослабления заклепок. В последующем, у части этих подшипников заводом ГПЗ-1 были заменены латунные сепараторы на стальные с увеличением диаметра заклепок. После замены сепараторов, указанные подшипники были пущены в дальнейшую эксплуатацию и работали продолжительное время. Эксплуатационные данные показывают, что и у этих модернизированных роликовых подшипников основным видом брака остается обрыв и ослабление заклепок (60% от числа забракованных).

3. Сферические роликовые подшипники ЦКБ-545 буксовых узлов III варианта снимались с эксплуатации в основном по усталостному выкрашиванию на дорожках качения наружных и внутренних колец (89% от числа забракованных).

4. Сферические роликовые подшипники ЦКБ-551 буксовых узлов IV варианта работали неудовлетворительно и быстро выходили из строя, в основном по усталостному выкрашиванию на дорожках качения наружных и внутренних колец, а также в результате сильной коррозии рабочих элементов подшипника (94,5% от числа забракованных).

5. Цилиндрические роликовые подшипники ЦКБ-530Р и ЦКБ-567 со стальными сепараторами, центрированными у первых по роликам нагруженной и у вторых ненагруженной зоны буксовых узлов вариантов Va и Vб, выходили из строя в большинстве случаев по трещинам у основания стоек сепаратора (45% от числа забракованных).

Цилиндрические роликовые подшипники ЦКБ-530К<sub>2</sub> буксовых узлов VI варианта с сепаратором, центрированным по ро-



ликам нагруженной зоны, выходили из работы в основном из-за обрыва и ослабления заклепок (81,5% от числа забракованных).

Принимая во внимание неудовлетворительную работу и неперспективность буксовых узлов I, IV, Va, Vб и VI вариантов с опытными роликовыми подшипниками в 1957 г. наблюдение за этими буксовыми узлами как опытными прекращено.

За работой буксовых узлов II и III вариантов, а также за работой вновь смонтированных восьми колесных пар на роликовых подшипниках ЦКБ-545 и ЦКБ-550 со стальными беззаклепочными сепараторами было решено продолжать наблюдение, как за опытными.

Цилиндрические роликовые подшипники ЦКБ-550 со стальными беззаклепочными сепараторами, смонтированные на колесных парах в июле — августе 1956 г. работали удовлетворительно.

### **Улучшение конструкции роликового буксового узла для цельнометаллических пассажирских вагонов**

Параллельно с эксплуатацией длительное время проводятся специальные поездные и стендовые испытания роликовых буксовых узлов. За период 1952—1959 гг. роликовые буксы непрерывно совершенствовались. Пятилетний опыт эксплуатации и результат проведенных стендовых испытаний дали возможность выбрать наиболее рациональную конструкцию буксового узла, а уточнение расчета подшипников на долговечность позволило создать буксовый узел минимальных габаритов и веса.

При разработке конструкции нового буксового узла решаются следующие вопросы: выбор типа подшипников, определение их габаритных размеров, определение диаметра шейки оси, выбор способа крепления подшипников на шейке оси, установление наиболее рациональной конструкции корпуса буксы, выбор системы уплотнения буксы.

**Выбор типа подшипников.** В настоящее время в буксах пассажирских вагонов применяются сферические и цилиндрические подшипники. В новом предлагаемом буксовом узле применены два цилиндрических подшипника, обладающие по сравнению со сферическими подшипниками большей долговечностью и меньшим трением, более низкой стоимостью.

**Выбор размеров подшипников.** При выборе размеров подшипников для букс железнодорожных вагонов возникли большие затруднения, так как, пользуясь известными в литературе методами расчета подшипников на долговечность и значениями коэффициентов динамики при определении эквивалентной нагрузки на подшипник, получали завышенные размеры и, следовательно, завышенные веса подшипников и букс, даже при снижении задаваемой расчетной долговечности подшипников.

На основании результатов поездных и стендовых испытаний роликовых буксовых узлов Научно-исследовательское бюро вагоностроения уточнило методику расчета на долговечность роликовых подшипников и, произведя расчеты цилиндрических подшипников по уточненному методу, установило, что для буксы с двумя подшипниками (при горячей посадке их на ось) можно принять следующие размеры подшипников: диаметр отверстия подшипника, а также диаметр шейки оси 130 мм, наружный диаметр 230 мм, ширина 64 мм.

Диаметр шейки оси 130 мм, так же как и при диаметре шейки 135 мм, позволяет в дальнейшем применить полую ось с отверстием 75—80 мм.

В настоящее время изготавливается опытная партия тележек с подшипником, наружный диаметр которого равен 230 мм.

**Выбор способа крепления подшипников на шейке оси.** В настоящее время преобладают два вида крепления подшипников на оси: при помощи конических втулок, запрессовываемых между осью и внутренним кольцом подшипника, или созданием натяга внутреннего кольца подшипника, насаженного непосредственно на ось в нагретом до 100—120° С состоянии, т. е. при помощи горячей посадки.

Втулочная посадка роликовых подшипников на ось имеет то преимущество перед горячей посадкой, что при неоднократном монтаже подшипников износ шейки оси компенсируется большим продвижением конической втулки в пространство между внутренним кольцом подшипника и осью, а следовательно, не требует специального подбора подшипников по допускам на диаметр отверстия.

В случае горячей посадки подшипника на ось при неоднократном монтаже внутренних колец диаметр шейки оси постепенно уменьшается и, как следствие, снижается натяг колец подшипника. Чтобы обеспечить постоянно необходимый натяг, требуется иметь в ремонтных пунктах две-три группы колец с разными допусками на диаметр отверстия.

Следует отметить, что при частом съеме колец с шейки оси с целью проверки последней дефектоскопом ускоряется износ оси. Вагоны имеют шейки осей, надежность которых обеспечивается высоким качеством металла, достаточным диаметром, высоким классом чистоты поверхности, строгим соблюдением геометрии, упрочняющей накаткой поверхности роликами, поэтому срок работы шейки оси без съема колец можно довести до 4—5 лет; это приведет к уменьшению износа шейки оси и тем самым облегчит подбор подшипников при горячей посадке.

Втулочная посадка имеет и ряд существенных недостатков: увеличивает габариты и вес подшипника и буксы; удорожает стоимость буксового узла; небольшое отклонение конусности наружной поверхности втулки от конусности отверстия подшипника вызывает значительное увеличение внутренних напря-

жений в шейке оси и перекашивает дорожки качения внутренних колес подшипника, что ведет к уменьшению его долговечности.

В настоящее время в Советском Союзе подшипниками с втулочной посадкой оборудуются пассажирские цельнометаллические и грузовые вагоны серийной постройки; подшипниками с горячей посадкой оборудуются пригородные электровагоны, вагоны метрополитена серийной постройки и опытные партии пассажирских и грузовых вагонов.

Помимо крепления подшипников на шейке оси за счет натяга колес, подшипники дополнительно закрепляются с торца оси. Торцовое крепление также затягивает приставное упорное кольцо при его наличии.

Распространены два вида торцовых креплений: крепление гайкой со стопорной планкой, в этом случае шейка оси имеет на конце резьбовую часть и крепление торцовой приставной шайбой, притягиваемой к торцу оси тремя болтами, в этом случае шейка оси не имеет резьбовой части и поэтому ось короче. Оба типа торцовых креплений себя хорошо зарекомендовали.

**Конструкция корпуса буксы.** Долговечность подшипников качения зависит от величины и числа циклов контактных напряжений, выдерживаемых рабочими поверхностями подшипников. Контактные напряжения, в свою очередь, зависят от наибольшего давления на ролик.

Величина наибольшего давления на ролик в значительной степени определяется конструкцией буксового узла, т. е. жесткостью корпуса буксы и наружных колес подшипника, способом приложения нагрузки к буксовому узлу и передачей нагрузки с корпуса на подшипник.

Испытания букс с целью определения влияния толщины ее потолка на величину наибольшего давления на ролик подшипника дали следующие, приведенные в табл. 32, результаты:

Таблица 32

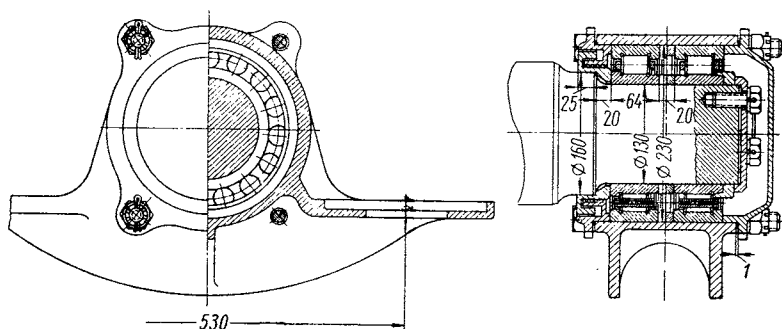
Наибольшее давление на ролик подшипника

Толщина потолок буксы в мм	Передний подшипник		Задний подшипник	
	Давление в кг	% от нагрузки	Давление в кг	% от нагрузки
25	1570	41,8	1710	45,6
23	1500	40,0	1680	44,6
20	1190	31,8	1390	37,0
18	1110	29,5	1380	36,8

Как видно из таблицы, задние подшипники букс имеют большие значения наибольших давлений на ролик, чем передние подшипники; это объясняется увеличенной жесткостью по-

толка корпуса буксы в задней части благодаря наличию лабиринта. С уменьшением толщины потолка, а следовательно, и его жесткости наибольшее давление на ролик уменьшается.

Для того чтобы передний и задний подшипники работали в одинаковых условиях и имели одинаковые давления на ролик, жесткость потолка корпуса буксы следует принимать одинаковой, для чего целесообразно отказаться от конструкции корпуса буксы с лабиринтом в задней части; наиболее рациональной с этой точки зрения конструкцией является букса с передней и задней съемными крышками. Такая конструкция корпуса буксы более технологична в обработке и стливка корпуса получается более легкой.



Фиг. 99.

Чтобы снизить давление на ролики и более равномерно распределить нагрузку между ними, следует потолок корпуса буксы делать тоньше. Как показали испытания, толщина потолка 16—18 мм не снижает прочности корпуса буксы, так как напряжения в потолке значительно меньше, чем в других элементах корпуса.

**Новая конструкция буксового узла.** На основании результатов эксплуатации и стендовых испытаний, уточненного расчета на долговечность подшипников, а также проведенных сравнений отдельных элементов узла был разработан проект нового буксового узла для пассажирских цельнометаллических вагонов. По этому проекту были изготовлены опытные образцы буксового узла.

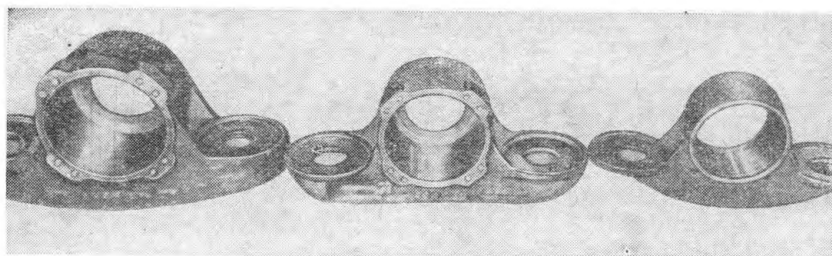
В новом буксовом узле поставлены два цилиндрических подшипника на горячей посадке. Букса имеет съемные заднюю и переднюю крышки, стянутые четырьмя болтами. Уплотнение буксы состоит из однокребенчатого лабиринта и четырех жировых канавок. Торцовое крепление подшипников осуществляется приставной шайбой и тремя болтами. Общий вид буксового узла показан на фиг. 99.

Размеры и весовая характеристика нового буксового узла, а также буксовых узлов выпуска 1952—1955 гг. и 1955—1959 гг. даны в табл. 33.

Таблица 33

Сравнительные данные	Буксовый узел		
	выпуска 1952—1959 гг.	Рпуска 1955—1959 гг.	Новый
Размеры подшипников в мм:			
отверстие . . . . .	135	135	130
наружный диаметр . . . . .	300	280	230
ширина . . . . .	102	93	64
Расстояние между осями надбуксовых пружин в мм . . . . .	640	640	530
Длина оси в мм . . . . .	2410	2390	2226
Вес корпуса буксы в кг . . . . .			
черный . . . . .	195	140	58
чистый . . . . .	140	82	33
Вес двух подшипников в кг . . . . .	74	57	24

Наглядное сравнение корпусов букс (слева направо) выпусков 1952—1955 гг. и 1955—1959 гг. и нового показано на фиг. 100.



Фиг. 100.

С применением нового буксового узла может быть снижена тара вагона примерно на 900 кг. Снизится общий вес расходного на вагон металла, в том числе хромистой стали за счет уменьшения размеров подшипника.

Наряду с большим снижением веса буксового узла, снижается и трудоемкость его изготовления. Ввиду отсутствия лабиринта в корпусе новой буксы, отливка букс значительно упрощается. Сокращается объем механической обработки корпуса буксы. Отпадают работы по изготовлению резьбовой части оси. Облегчается монтаж букс, в частности, вместо двенадцати болтов для крепления крышек применено только четыре.

Новый буксовый узел, обладая весовыми и технологическими преимуществами, будет иметь и лучшие эксплуатационные показатели, в частности, его коэффициент трения будет меньше, чем коэффициент трения буксовых узлов выпусков 1952—1955 гг. и 1955—1959 гг. Это объясняется тем, что коэффициент трения цилиндрических подшипников, примененных в новой буксе, меньше коэффициентов трения подшипников качения прежних буксовых узлов. Кроме того, с уменьшением размеров подшипника коэффициент трения его уменьшается.

Новый буксовый узел подвергся испытаниям. Корпуса букс испытывались на возникающие в них напряжения, а также на разрушающую нагрузку. Роликовые подшипники новой буксы к настоящему времени прошли стендовые испытания на долговечность и проходят эксплуатационные испытания.

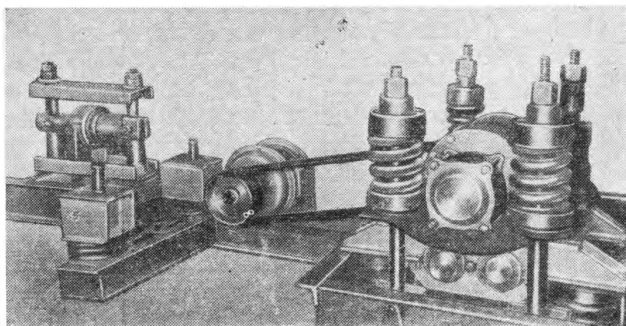
Испытания показали, что напряжения от максимальной эксплуатационной нагрузки 10 т в новом корпусе буксы ниже допускаемых, а запас прочности корпуса равен 11; прочность нового корпуса буксы во всех элементах вполне достаточна и может обеспечить нормальную эксплуатацию буксовых узлов под пассажирскими цельнометаллическими вагонами.

#### **Стенд для испытания роликовых подшипников на долговечность**

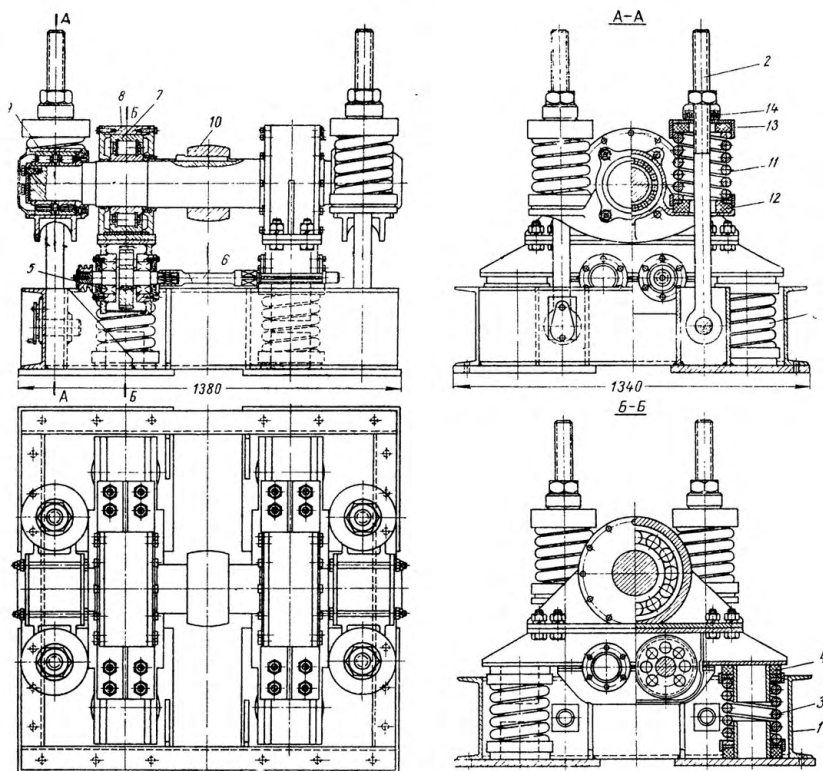
Стенд (фиг. 101 и 102) был построен для испытания на долговечность роликовых подшипников в связи с изготовлением новых роликовых подшипников с наружным диаметром 230 мм. Этот стенд является более компактным по сравнению с ранее построенным. На нем можно испытывать роликовые буксы в условиях вибрации с частотой колебаний 47,5 периодов в секунду.

Рама стенда 1 укрепляется на фундаменте болтами. К раме шарнирно прикреплены четыре натяжных болта 2 с трапецидальной резьбой, на нижние косынки рамы устанавливаются четыре тарированные спиральные пружины 3, снизу и сверху которых ставятся резиновые прокладки 4. Поверх пружин устанавливаются два вибратора 5, соединенные шарнирно между собой валом 6. Поверх вибратора устанавливаются опорные подшипники 7 в корпусе 8: в опорных подшипниках установлена ось стенда с испытываемыми буксами 9 и шкивом для привода 10. Натяжные болты пропускаются через кронштейны испытываемой буксы, на кронштейны устанавливаются еще четыре тарированные спиральные пружины 11 с резиновыми прокладками 12 и опорными кольцами 13, на опорные кольца ставятся упорные подшипники 14, поверх которых на натяжные болты наворачиваются гайки.

Нагрузка на испытываемые буксы создается равномерным наворачиванием гаек и сжатием пружин; по степени сжатия пружин определяют нагрузку на буксы.



Фиг. 101.



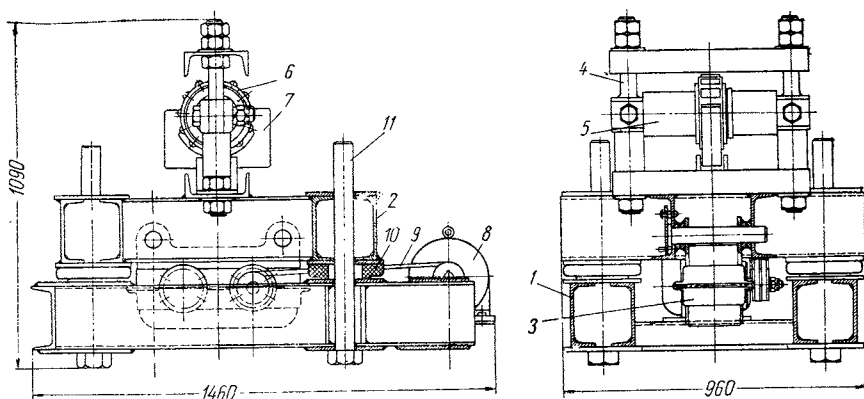
Фиг. 102.

Привод оси стэнда во вращение осуществляется ремнем от мотора мощностью 14 кВт с 970 об/мин.

Привод вибратора осуществляется двумя клиновыми ремнями от мотора мощностью 1,7 кВт с 2850 об/мин.

### Стенд для вибрационных испытаний сепараторов цилиндрических подшипников

Стенд фиг. 103, состоит из следующих основных узлов: нижней 1 и верхней 2 рам, вибратора 3, стоек 4 и оси 5 для укрепления испытываемых подшипников 6, груза 7, мотора 8, клиноременной передачи 9 и магнитного пускателя.



Фиг. 103.

Нижняя рама крепится к фундаменту болтами. На нижнюю раму через резиновые прокладки 10 опирается верхняя рама, к которой крепится вибратор. Внутри вибратора вращаются две шестерни, находящиеся во взаимном зацеплении. Шестерни симметрично неуравновешены. При их вращении возникают центробежные силы, горизонтальные составляющие которых взаимно складываются и являются причиной вибрации. Для фиксирования положения верхней рамы относительно нижней через них проходят четыре направляющие стержня 11. К верхней раме прикреплены две стойки, к которым, в свою очередь, прикрепляется горизонтально расположенная ось. На оси закрепляется подшипник с испытываемым сепаратором. На ролики подшипника подвешивается груз в виде скобы.

Вибратор приводится в действие от мотора мощностью 1,7 кВт, с 2850 об/мин. Передача вращения от мотора к валу вибратора осуществляется двумя клиновыми ремнями. Скорость вращения шестерен вибратора равна 3420 об/мин, следовательно, вибрация стэнда осуществляется с частотой 57 периодов в секунду.



Во время испытаний сепаратора, подшипник, сидящий на невращающейся оси станда, вибрирует. В результате вибрации груз ударяет по роликам и перемычкам сепаратора.

В перемычках сепаратора, получающих удар, возникают переменные напряжения, в результате которых перемычки могут разрушаться.

Определение веса груза, подвешиваемого к роликам подшипника, способ подвески его к роликам и другие вопросы методики вибрационных испытаний сепараторов подшипников должны быть уточнены в каждом отдельном случае.

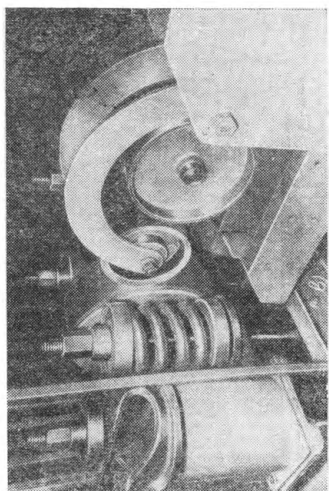
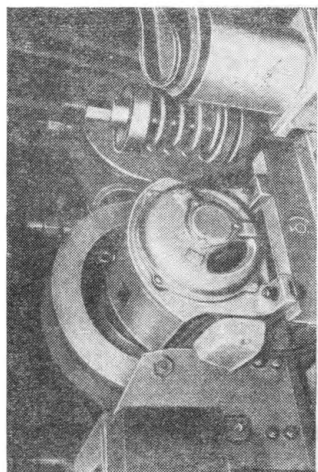
### **Стенд для определения коэффициентов трения букс**

Стенд изображен на фиг. 104. На каждый конец оси 1 монтируется две испытываемые буксы 2, причем две внутренние буксы подвешены на оси в нормальном рабочем положении, а две наружные буксы в повернутом на 180° против нормального положения. Все четыре испытываемые буксы должны быть однотипными.

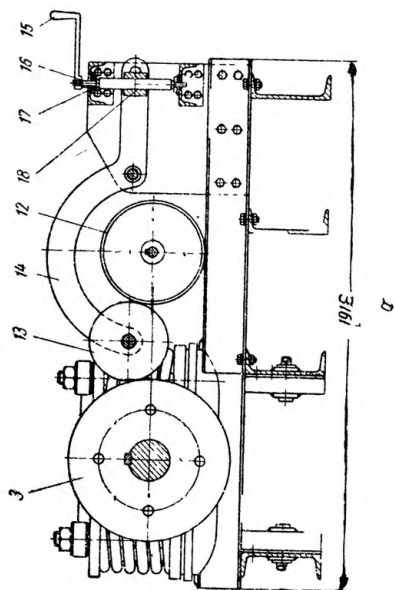
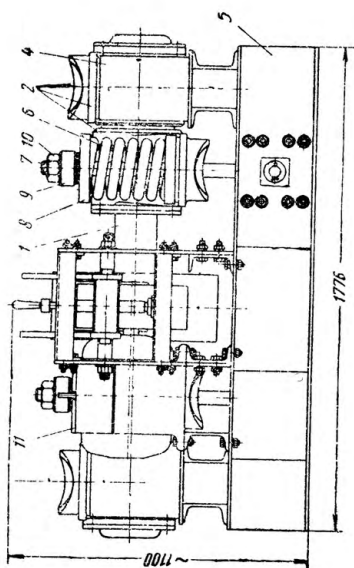
На ось насажен маховик 3 весом 490 кг, имеющий наружный диаметр 600 мм. Ось с буксами и маховиком через опорные стаканы 4 опирается на раму 5, закрепленную на фундаменте болтами. На кронштейны внутренних букс поставлены спиральные пружины 6. Эти пружины тарированы. Через отверстия в кронштейнах внутренних букс и пружин проходят стяжные болты 7, которые нижним концом шарнирно прикреплены к раме станда. Поверх пружин надеты специальные шайбы 8 и упорные шариковые подшипники 9, а поверх подшипников навинчены гайки 10. Поворотом гаек стягиваются пружины, создается необходимая нагрузка на буксы. О величине нагрузки судят по прогибам пружин.

Для приведения во вращение оси на стенде имеется электродвигатель 11 переменного тока мощностью 10 кв, 730 об/мин. На вал его насажен шкив 12, диаметр которого равен 400 мм. Между шкивом двигателя и маховиком оси помещен обрезиненный шкив 13, при помощи которого вращение от шкива мотора передается на маховик. Обрезиненный шкив может быть выведен из зацепления поднятием рычага 14. Подъем и опускание рычага производится при помощи вращения в том или ином направлении рукояткой 15 винта 16, установленного в опорных подшипниках 17 и подъема или опускания гайки 18, на которой шарнирно закреплен конец плеча рычага. На стенде установлен магнитный пускатель мотора. Стенд оборудован приспособлением, фиксирующим число оборотов оси.

Для проведения испытаний при различных температурах опытные буксы нагревают паром до необходимой температуры и включают мотор, при этом обрезиненный шкив должен быть выведен из зацепления. После разгона мотора медленно



Фиг. 104.



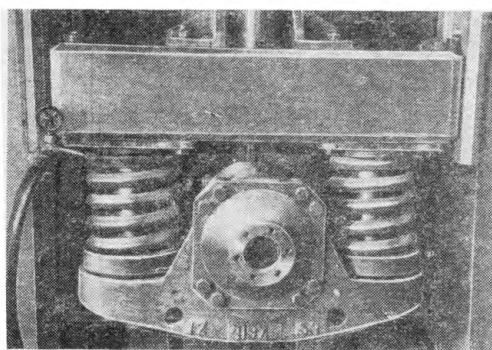
опускают обрешиненный шкив, который, входя в контакт со шкивом мотора и маховиком, приводит последний во вращение. После того, как маховик с осью развил полную скорость вращения, обрешиненный шкив выводится из зацепления, а мотор выключается. Маховик и ось начинают вращаться по инерции.

С начала вращения маховика и оси по инерции до остановки на осциллограмму записываются обороты оси и время. По падению скорости вращения оси определяют силы трения и коэффициент полезного действия букс.

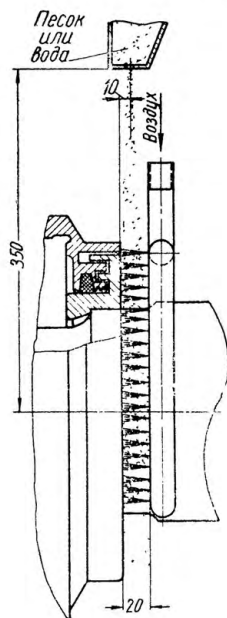
### Стендовые испытания уплотнений букс

Для выявления качества уплотнений букс железнодорожных вагонов НИИ вагоностроения Государственного Комитета по автоматизации и машиностроению Совета Министров СССР проделал стендовые испытания различных видов уплотнений на пыленепроницаемость и водонепроницаемость.

Испытания проводились на стенде, представляющем собой нормальный буксовый узел бесчелюстной тележки цельнометаллического пассажирского вагона, смонтированный на раме и нагруженный статическим усилием 7,5 т. Установка буксы по-



Фиг. 105.



Фиг. 106.

казана на фиг. 105. Стенд был оборудован бункерами для песка и воды и скобой из труб с углом обхвата оси на  $240^\circ$  с трубопроводом для подачи в нее сжатого воздуха.

Скоба имеет средний радиус, равный радиусу кольцевого зазора между буксой и воротником уплотнения. На стороне скобы, обращенной к буксе, имеется ряд отверстий диаметром 0,5 мм для выпуска воздуха. Скоба во время испытаний уста-

навливается сзади буксы своими отверстиями против зазора между буксой и воротником уплотнения.

При испытаниях уплотнений на пыленепроницаемость над буксой против уплотнений устанавливается бункер, имеющий в дне ряд отверстий диаметром 2,5 мм. Бункер периодически засыпается песком, имеющим зерна величиной 0,05—0,2 мм и влажностью 0,1%. Песок через отверстия непрерывно подается на уплотнение в количестве 12 л в час.

При испытаниях уплотнений на водонепроницаемость устанавливается бункер, имеющий в дне отверстия диаметром 0,5 мм, через которые на уплотнение льется вода непрерывными струйками в количестве 30 л в час.

Для создания более жестких условий работы уплотнений в зазор между корпусом буксы и воротником уплотнения песок или вода вдувались воздухом из отверстия в скобе под давлением 2,5—3 атм.

Схема испытаний показана на фиг. 106.

Испытания уплотнений на пыле- и водонепроницаемость производились последовательно в продолжении 60 час. каждое. Ось станда при испытаниях вращалась со скоростью, эквивалентной скорости движения вагона 65 км/час; окружная скорость на поверхности вращения уплотнения была при этом 3,5 м/сек.

Перед испытаниями все детали буксового узла промывались бензином и в буксу закладывалась смазка 1-13 в количестве 1,5 кг. Зазоры лабиринтов и жировые канавки смазкой не заполнялись. Анализ смазки, произведенный лабораторией Калининского вагоностроительного завода, следующий:

Влажность в %	0,12
Температура каплепадения в °С	131
Содержание свободных щелочей в %	0,08
Механические примеси	Отсутствуют
Испытания на коррозию в течение 72 часов	Выдерживают

Были испытаны следующие уплотнения:

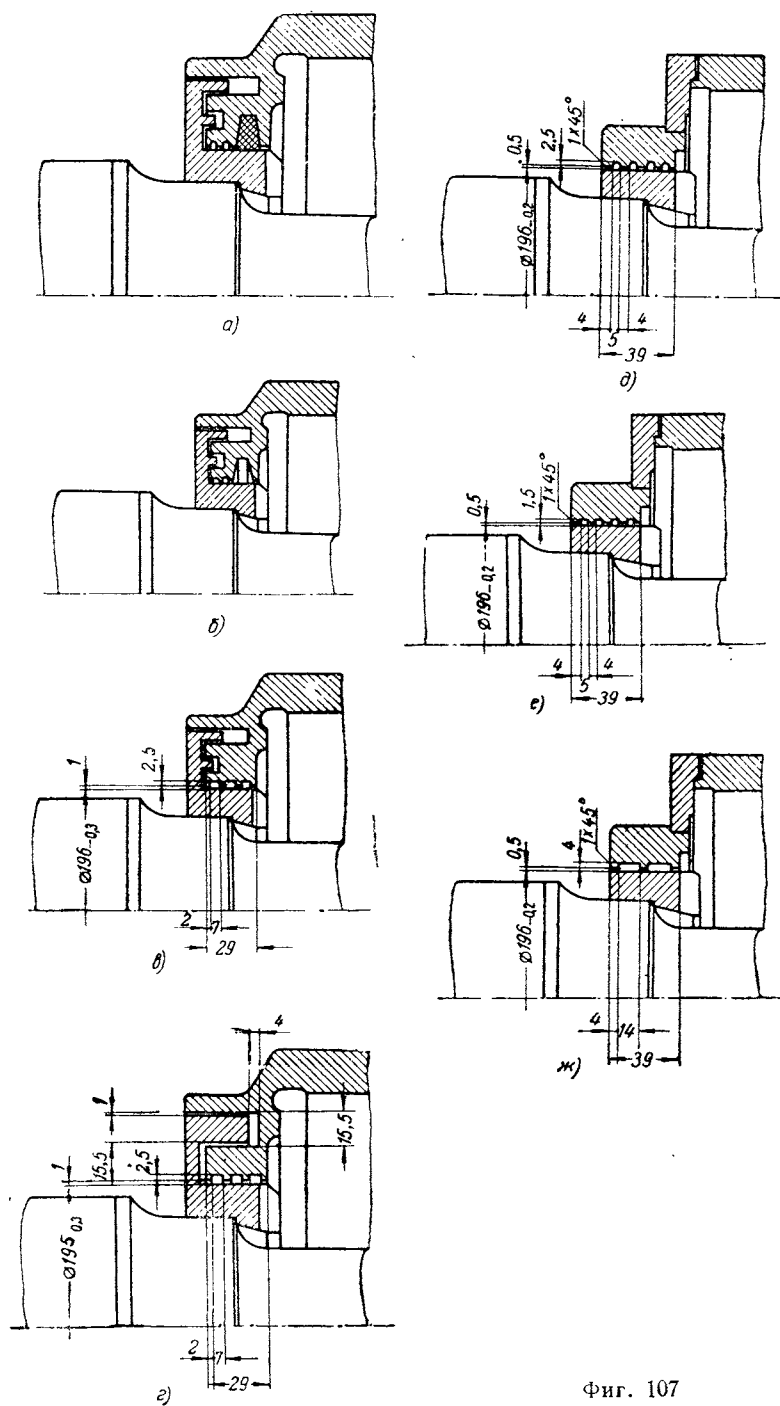
Вариант 1 фиг. 107, а — уплотнение серийной буксы выпуска 1955—1959 гг.

Вариант 2 фиг. 107, б — уплотнение серийной буксы выпуска 1955—1959 гг., но без фетрового уплотнения.

Вариант 3 фиг. 107, в — уплотнение серийной буксы выпуска 1955—1959 гг. без канавок для фетрового уплотнения и с тремя жировыми канавками.

Вариант 4 фиг. 107, г — уплотнение изготовлено в габаритах уплотнения серийной буксы выпуска 1955—1959 гг. с одногребенчатым лабиринтом и такими же как и в варианте 3 тремя жировыми канавками.

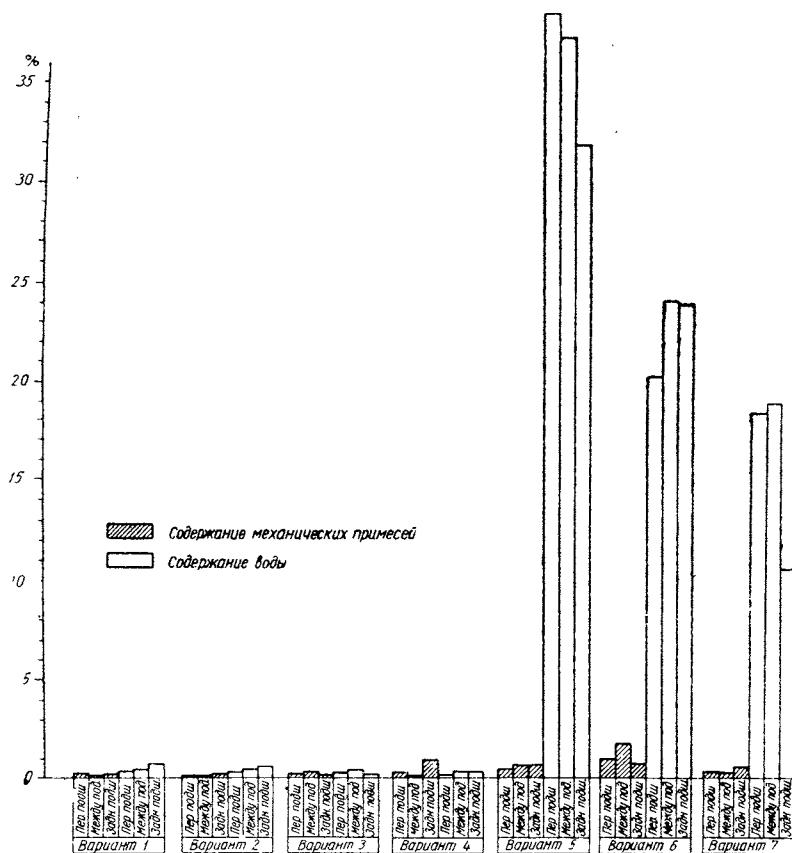
Вариант 5 фиг. 107, д — уплотнение с четырьмя жировыми канавками полукруглой формы.



Фиг. 107

Вариант 6 фиг. 107, *е* — уплотнение с четырьмя жировыми канавками прямоугольной формы.

Вариант 7 фиг. 107, *ж* — уплотнение с двумя жировыми канавками прямоугольной формы, более широкими, чем в варианте 6.



Фиг. 108.

После окончания испытаний из букс брались пробы смазки в трех местах: из переднего подшипника, между подшипниками и из заднего подшипника.

Результаты испытаний представлены на фиг. 108.

На основании результатов проведенных испытаний можно сделать следующие выводы и предложения:

1. Лучшим из испытанных вариантов уплотнений являются: варианты 1, 2, 3 и 4.

Варианты 5, 6 и 7 являются ненадежными, пропускающими в условиях стендовых испытаний большое количество воды и механических примесей.

2. Испытания показали надежность нетрущихся уплотнений (варианты 2—4), в которых отсутствует фетровое кольцо.

Фетровое кольцо в начальный период его работы плотно прижимается к вращающемуся лабиринтному воротнику, сидящему на оси, и, являясь в этот период надежным уплотнением, создает дополнительное трение в буксе. В дальнейшем фетровое кольцо прирабатывается, изнашивается и перестает быть уплотнением, так как вместе с кромками корпуса буксы, в канавку которого оно вложено, уже представляет гладкую цилиндрическую поверхность, не касающуюся лабиринтного воротника.

3. Уплотнения букс (варианты 1—4) во время испытаний смазкой не заполнялись и следует ожидать, что в эксплуатации эти уплотнения окажутся еще более надежными.

4. Для вновь изготавливаемых букс целесообразно применять нетрущееся уплотнение с двух- или одnogребенчатым лабиринтом и тремя или четырьмя жировыми канавками.

5. В буксах, находящихся в эксплуатации, при монтаже их после очередной ревизии фетровые кольца целесообразно не ставить.

### **Исследование фрикционных свойств тормозных колодок**

#### **А. Тормозные колодки из фосфористого чугуна (из работ Брянского института транспортного машиностроения)**

Применяемые в настоящее время тормозные колодки для железнодорожных вагонов по своим фрикционным качествам не позволяют повышать скорости движения поездов, так как даже при существующих скоростях движения, они не всегда обеспечивают тормозной путь, предусмотренный правилами технической эксплуатации железных дорог. Поэтому повышение коэффициента трения колодок по бандажам колес и связанное с этим сокращение тормозного пути, так же как и повышение износостойкости колодок, является важной народнохозяйственной задачей.

Изыскание чугуна наиболее подходящего состава для изготовления тормозных колодок потребовало проведения большого количества экспериментов по определению основных характеристик процесса торможения в зависимости от химического состава чугуна. Для изучения износа и фрикционных качеств образцов тормозных колодок в лабораторных условиях был создан специальный инерционный стенд, позволяющий проводить опыты по трению образцов тормозных колодок (с площадью, равной  $\frac{1}{4}$  площади натуральных колодок) по бандажу.

Устройство и принцип действия стенда фиг. 109, а заключается в следующем: электродвигатель 1 посредством муфты 2 соединяется с валом 3, опирающимся четырьмя подшипниками качения 4 на сварную раму. На валу в средней его части укреплен маховик 5, а на свободном его конце диск 6 диаметром 450 мм и толщиной 35 мм, изготовленный из бандажной стали. К диску при помощи тяги 7 и рычага 8, нагружаемых съемными грузами 9 прижимается образец тормозной колодки 10. Последний при помощи маховика 11, вала 12, троса 13 и блоков 14 может быть выведен из соприкосновения с диском.

Установленные на стенде датчики, импульсы которых подавались на вибраторы осциллографа, позволяли регистрировать скорость скольжения, силу нажатия на колодку, силу трения, число оборотов, время от начала торможения до полной остановки, а также длительность одного оборота. Величина износа определялась по потере веса путем взвешивания колодок до и после каждого испытания.

Образцы тормозных колодок, подлежащие испытанию, прирабатывались к поверхности диска с точностью до 0,01 мм. Подготовленные образцы испытывались при следующих условиях: диск приводился во вращение, после достижения им скорости 980 об/мин мотор отключался, а диск продолжал вращаться по инерции, постепенно уменьшая свою скорость. За это время производилась точная подбалансировка мостов Уитстона, включавших датчики сил нормального давления и трения. По достижении диском скорости вращения 950 об/мин (80,6 км/час) образец тормозной колодки прижимался к диску с постоянной силой, сохранявшейся до полной остановки последнего. Для выявления эксплуатационных качеств тормозных колодок, применяемых на транспорте в настоящее время, было произведено лабораторное исследование, включавшее химический и металлографический анализы, определение твердости чугуна и характера распределения ее по площади трения и по сечению колодки. Колодки испытывались на специальном стенде, где определялась величина их износа, устанавливались фрикционные качества колодок. Такому исследованию под нагрузкой 800 кг были подвергнуты тормозные колодки, изготовленные семью вагоностроительными и вагоноремонтными заводами, отлитые в землю и в металлический кокиль.

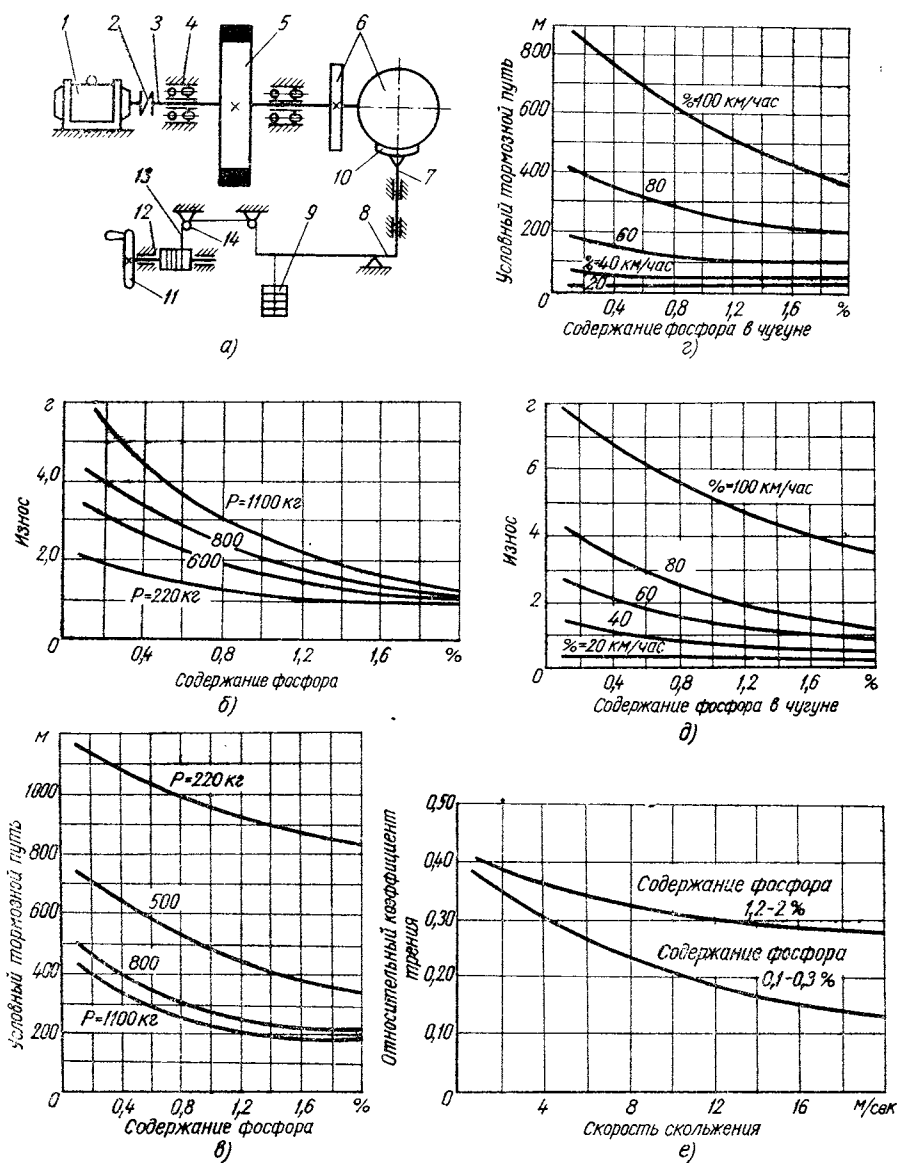
Исследования показали, что все колодки характеризовались различной величиной износа, мало отличались по величине тормозного пути. Наибольшим износом отличались колодки, отлитые в кокиль.

Средние значения основных показателей эксплуатационных свойств исследованных колодок определились следующими величинами:

износ — 6,3 г за тормозной цикл;

условный тормозной путь 544 м за тормозной цикл.





Фиг. 109. Схема испытательного стенда и результаты испытаний тормозных колодок из фосфористого чугуна.

Повысить эксплуатационные качества тормозных колодок можно путем изменения химического состава чугуна за счет повышения в нем содержания фосфора. Изменением содержания фосфора в чугуне можно достигнуть снижения тормозного пути, уменьшения износа колодок и сокращения зависимости коэффициента трения от скорости скольжения.

Для изучения влияния содержания фосфора, а также кремния и марганца в чугуне (в тех пределах, которые возможны в практических условиях) на эксплуатационные качества тормозных колодок, были отлиты образцы колодок из чугунов различных составов (табл. 34).

Таблица 34

Составы образцов тормозных колодок из фосфористого чугуна

Индекс чугуна	Содержание компонентов в %					Твердость <i>HV</i>
	Углерод	Кремний	Марганец	Фосфор	Сера	
А	3,09	1,71	0,53	0,410	0,164	201
Б	3,09	1,65	0,93	0,801	0,130	255
В	3,09	1,60	1,28	0,632	0,072	255
Г	3,09	1,27	0,68	0,722	0,105	229
Г <sup>2</sup>	3,02	1,58	0,89	1,118	0,137	229
Д	3,06	1,87	0,92	2,010	0,126	217
Е	3,26	2,59	1,06	0,335	0,079	170
Ж	3,26	1,65	2,16	0,819	0,079	269
З	3,35	2,94	0,85	0,585	0,075	140
9	3,06	1,83	0,63	1,487	0,149	187
10	3,26	1,69	0,99	0,342	0,123	217
12	3,06	2,21	0,99	1,647	0,094	217

Проведенные испытания позволили установить, что увеличение содержания фосфора в тормозных колодках до 2% дает уменьшение износа колодок и величины тормозного пути.

Увеличение содержания кремния в чугуне до пределов, при которых не выпадает свободный феррит, практически не сказывается на его характеристиках износа и трения. И только в том случае, когда увеличение содержания кремния вызывает выделение свободного феррита, влияние его сказывается отрицательно на износостойкости.

Увеличение содержания марганца в чугуне совершенно не отражается на величине износа, но сопровождается незначительным увеличением тормозного пути.

Установленное влияние содержания фосфора в чугуне на эксплуатационные качества колодок было исследовано в зави-

симости от силы нажатия на колодку при торможении. Испытания проводились при следующих различных нагрузках на колодку: 220, 600, 800 и 1100 кг.

Результаты испытаний позволили сделать следующие выводы:

1. Износ для всех исследованных чугунов увеличивается прямо пропорционально росту давления. При этом с возрастанием содержания фосфора в чугуне степень износа чугуна уменьшается и при содержании фосфора около 2% износ становится почти одинаковым при всех исследованных давлениях (фиг. 109, б).

2. Величина тормозного пути для всех чугунов уменьшается с увеличением давления. При этом разность величин тормозного пути при минимальном и максимальном давлениях уменьшается с возрастанием содержания фосфора в чугуне (фиг. 109, в).

При больших удельных давлениях ( $10 \text{ кг/см}^2$  и  $13 \text{ кг/см}^2$ ) величина тормозного пути мало изменяется с увеличением содержания фосфора в чугуне от 1,2% до 2,0% и для всех чугунов при увеличении давления с  $10 \text{ кг/см}^2$  до  $13 \text{ кг/см}^2$  величина тормозного пути уменьшается совершенно незначительно.

Для определения влияния скорости в момент начала торможения на характеристики эксплуатационных свойств тормозных колодок, имеющих различное содержание фосфора, были произведены испытания при торможении до полной остановки со следующих начальных скоростей: 20, 40, 60, 80 и 100 км/час с определением величин износа и тормозного пути (фиг. 109, г).

Испытания проводились при нажатии на колодку 800 кг, что соответствовало удельному давлению  $10 \text{ кг/см}^2$ . Испытания показали, что влияние содержания фосфора в чугуне на величину износа и тормозного пути сохраняется при всех исследованных скоростях (фиг. 109, д).

При исследовании коэффициента трения колодок из фосфористых чугунов выяснилось, что коэффициент трения увеличивается с уменьшением скорости скольжения следующим образом: для чугуна с высоким содержанием фосфора (1,2—2%) при уменьшении скорости скольжения от 80 км/час до нуля коэффициент трения увеличивается только на 60% (0,25—0,40), в то время как для чугуна с малым содержанием фосфора (0,1—0,3%) при такой же скорости скольжения коэффициент трения увеличивается более чем в три раза (0,11—0,40) (фиг. 109, е).

Среднее значение относительного коэффициента трения при увеличении содержания фосфора в чугуне от 0,1 до 1,2% для интервала скоростей от 80 км/час до нуля, увеличивается, примерно, в 2,5—3 раза. При дальнейшем увеличении содержания фосфора в чугуне от 1,25 до 2%, относительный коэффициент трения продолжает нарастать значительно медленнее.

С увеличением нажатия на колодку средний относительный коэффициент трения уменьшается для всех исследованных чу-

гунов, но степень изменения коэффициента трения падает с возрастанием содержания фосфора в чугунах.

Испытание образцов тормозных колодок на изгиб и сжатие показало, что разрушающая нагрузка для чугунов с содержанием фосфора 0,11—2% меняется в незначительных пределах и что прочность чугуна, содержащего 1,1% фосфора, несколько превосходит прочность чугуна с низким содержанием фосфора, применяемого для колодок в настоящее время.

На основании выполненной работы рекомендуется для отливки тормозных колодок фосфористый чугун следующего состава в %:

Углерода . . . . .	2,9—3,3
Кремния . . . . .	1,0—1,5
Марганца . . . . .	0,9—1,2
Фосфора . . . . .	0,9—1,2
Серы не более . . . .	0,12

Применение такого чугуна для изготовления колодок значительно уменьшит их износ в сравнении с колодками из серого чугуна.

### Тормозные колодки из пластмассы

В 1957—1959 гг. на железных дорогах СССР проводились испытания тормозных колодок из пластмассы. Перед указанными испытаниями стояла задача найти материал с такими фрикционными качествами, которые обеспечивали бы постоянство коэффициента трения независимо от скорости движения и обладали бы повышенной износостойкостью, в сравнении с колодками из серого чугуна.

Испытания проводились на груженных и порожних опытных грузовых поездах. Колодки были изготовлены из пластмассы следующих марок и состава:

Марка 6 KB-10. Состав: асбест, окись цинка, барит, чешуйчатый графит, связующее — каучук. Спинки колодок стальные, штампованные. После формовки колодки подвергались вулканизации при температуре 160—170° С с выдержкой в течении 6—7 час.

Марка ФК-24А (ретиакс). Состав: асбест, барит, связующее — фенолоформальдегидная смола, модифицированная канифолью. Вулканизация колодок производится одновременно со штамповкой.

Марки: К-15-5 и К-15-14. Состав:

асбест, барит, железный сурик, графит, электрокорунд и латунная стружка, связующее — фенолоформальдегидная смола.

Для сравнения одновременно испытывались колодки из серого и фосфористого чугунов.

Состав фосфористого чугуна в процентах был принят следующий:

углерода — 3,1, марганца — 0,88, кремния — 1,7, фосфора — 1,2, серы — 0,09, хрома — 0,15.

Следует отметить, что неметаллические колодки в 3,5 раза легче чугунных.

В табл. 35 приведены средние значения коэффициентов трения в зависимости от скорости движения.

Таблица 35

Среднее значение коэффициентов трения тормозных колодок из разных материалов

Начальная скорость торможения в км/час	Коэффициенты трения колодок					
	Материала ФК-24А		Материал 6КВ-10		Стандартные колодки из чугуна	
	Груженный режим	Порожний режим	Груженный режим	Порожний режим	Груженный режим	Порожний режим
10	0,25	0,33	0,25	0,38	0,17	0,21
20	0,21	0,39	0,21	0,38	0,14	0,18
30	0,2	0,39	0,17	0,33	0,12	0,16
40	0,2	0,34	0,17	0,33	0,1	0,15
50	0,2	0,32	0,17	0,31	0,09	0,14
60	0,2	0,33	0,17	0,27	0,09	0,14
70	0,19	0,35	0,17	0,26	0,09	0,13
80	0,18	0,37	0,14	0,26	—	—
90	—	—	0,12	0,26	—	—

Из данных таблицы можно сделать следующие выводы:

1. Зависимость коэффициента трения от скорости у стандартных колодок значительно большая, чем у колодок из пластмассы.

2. Коэффициент трения пластмассовых колодок при низких скоростях на 50%, а при высоких скоростях на 90% больше, чем у стандартных колодок.

3. Коэффициент трения при скоростях 30—70 км/час у колодок из материала ФК-24А больше, чем у колодок из материала 6 КВ-10.

В табл. 36 приведена длина тормозного пути в зависимости от скорости при одинаковом нажатии для колодок из разных материалов.

Из приведенной таблицы можно сделать вывод, что применение неметаллических колодок дает значительное уменьшение длины тормозного пути при меньшем нажатии на тормозную колодку.

Вследствие незначительного количества колодок, изготовленных из пластмассы марок К-15-5 и К-15-14, испытать их на тормозную эффективность не удалось.

Таблица 36

Длина тормозного пути при нажатии колодки на груженом режиме

Материал колодки	Начальная скорость торможения в км/час	Профиль пути: уклон в тысячных	Давление на колодки в кг	Тормозной путь в м	Материал колодки	Начальная скорость торможения в км/час	Профиль пути: уклон в тысячных	Давление на колодки в кг	Тормозной путь в м
ФК-24А	34	— 8	2500	193	6КВ-10	75	— 8	2500	990
	56	— 8	2500	390		77	— 8	2500	915
	62	— 8	2500	360		85	— 6	2500	780
	68	— 8	2500	700		95	— 8	2500	1100
	71	— 8	2500	565		35	— 8	3870	226
	75	— 8	2500	735		53	— 8	3870	428
	90	— 6	2500	845		65	— 8	3870	690
6КВ-10	32	— 8	2500	133	Стандартные колодки	73	— 8	3870	1030
	35	— 8	2500	182		77	— 8	3870	1265
	52	— 8	2500	358		84	— 6	3870	1320
	72	— 8	2500	700		90	— 8	3870	1560

В табл. 37 приведен средний линейный и относительный линейный износ колодок из различного материала. Износ колодок проверялся путем тщательного замера их в четырех одинаковых сечениях.

Как видно из таблицы, износ неметаллических колодок в несколько раз меньше износа колодок из серого чугуна. Износ колодок из фосфористого чугуна в два с половиной раза меньше износа колодок из серого чугуна.

Таблица 37

## Износ тормозных колодок

Материал	Износ колодок на 1000 км пробега в мм	
	Средний линейный	Относительный линейный
6KB-10 . . . . .	0,36	0,137
ФК-24А . . . . .	0,50	0,19
К-15-5 . . . . .	0,51	0,19
К-15-14 . . . . .	0,41	0,156
Фосфористый чугун . .	1,02	0,39
Серый чугун . . . . .	2,63	1,0

Износ колодок из материала 6KB-10, меньше чем износ колодок из материала ФК-24А.

Как показали испытания, колодки из материала 6KB-10 меньше вызывают повреждений колес, чем колодки из материала ФК-24А и, кроме того, они дешевле последних.

### ЛИТЕРАТУРА

Бещева Н. И., О выборе электроподвижного состава для пригородных линий, «Железнодорожный транспорт», № 6, 1957.

Бюллетень Совета Народного хозяйства Калининского Экономического района № 12, 1959.

Вагоны, под редакцией проф. Винокурова М. В., Трансжелдориздат, 1953.

Дадыко С. Р. и Драйчик И. И., Вагоностроение, Машгиз, 1954.

Зобнин Н. П., Механическая обработка деталей колесных пар, Трансжелдориздат, 1956.

Казанский Г. А., Косарев А. А., Самохвалов С. Ф., Урюпин Г. М., Устройство и ремонт цельнометаллических пассажирских вагонов, Трансжелдориздат, 1952.

Казанский Г. А., Мирошник В. М., Устройство и ремонт вагонных тележек, Трансжелдориздат, 1958.

Медель В. Б., Подвижной состав электрических железных дорог, Трансжелдориздат, 1957.

Мержанов М. Т., Производство вагонов, Машгиз, 1948.

Мокршицкий Е. И., История вагонного парка железных дорог СССР, Трансжелдориздат, 1946.

Морозов И. А., Советское вагоностроение, Вестник машиностроения № 12, 1957.

Передовая литература, Тележки железнодорожных вагонов, Госинти, 1958.

Соколов И. Г., Вагонные рессоры, Трансжелдориздат, 1952.

Экгольм К. Ф., Девятков В. Ф., Вагонные буксы с роликовыми подшипниками, Трансжелдориздат, 1953.

---



## О Г Л А В Л Е Н И Е

	<i>Стр.</i>
От автора . . . . .	3

### Глава I

#### Типы пассажирских вагонов

Краткие сведения из истории развития конструкции пассажирского вагона	5
Магистральные вагоны периода 1925—1940 гг. . . . .	7
Современные магистральные вагоны . . . . .	8
Электровагоны пригородного сообщения . . . . .	12
Вагоны городского подземного транспорта — метрополитена . . . . .	17

### Глава II

#### Развитие конструкции тележек пассажирских вагонов

Классификация тележек . . . . .	20
Тележки вагонов дореволюционного периода . . . . .	23
Тележки пассажирских вагонов периода 1925—1940 гг. . . . .	27
Тележки с тройным рессорным подвешиванием . . . . .	39
Тележки цельнометаллических пассажирских вагонов . . . . .	41
Тележки ЦМВ с амортизаторами . . . . .	63
Безлюлочная тележка с центральным рессорным подвешиванием системы инж. Ханина . . . . .	77
Тележки электросекций . . . . .	78
Тележки электропоезда ЭР-I . . . . .	85
Тележки вагонов метрополитена . . . . .	97
Трехосная тележка конструкции 1959 г. . . . .	104
О силах, действующих на элементы тележки в процессе ее эксплуатации	111
Колебательные движения тележки и вагона . . . . .	117
Пути улучшения эксплуатационных качеств тележек . . . . .	119

### Глава III

#### Испытания тележек и их узлов

Испытания ходовых качеств бесчелюстных тележек . . . . .	130
Испытание тележек с подвешиванием системы инж. Ханина и с укороченной базой . . . . .	135
Испытание двухосных тележек с гидравлическими амортизаторами . . . . .	137
Испытание трехосных тележек . . . . .	144
Эксплуатационные испытания роликовых подшипников . . . . .	152

Улучшение конструкции роликового буксового узла для цельнометаллических пассажирских вагонов . . . . .	158
Стенд для испытания роликовых подшипников на долговечность . . .	163
Стенд для вибрационных испытаний сепараторов цилиндрических подшипников . . . . .	165
Стенд для определения коэффициентов трения букс . . . . .	166
Стендовые испытания уплотнений букс . . . . .	168
Исследование фрикционных свойств тормозных колодок . . . . .	172
Тормозные колодки из пластмассы . . . . .	177
Литература . . . . .	181

---

Иван Алексеевич Морозов

ТЕЛЕЖКИ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ  
ОТЕЧЕСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА

Редактор издательства *Е. Я. Савельев*

Технический редактор *Г. В. Смирнова*

Корректор *В. А. Полонский*

---

Сдано в набор 26/XII 1960 г.

Подписано в печать 1/14 1961 г.

Формат бумаги 60×92<sup>1</sup>/<sub>16</sub> Печ. л. 11,5

Уч.-изд. л. 11,25 Тираж 1500 экз. Т-01121

Бум. л. 5,75 Изд. № 477 Заказ № 472

---

Московская типография Госгортехиздата.  
Южно-портовый проезд д. 17

66 коп.



Москва, 1-й Басманный пер., 3