2 р. 75 к.
Пер. 45 к.

Е. И. ВАНДЕРГЮХТ
и М. А. КОРОТКЕВИЧ

ОСНОВЫ ВАГОНОСТРОЕНИЯ

МОСКВА — ТРАНСПЕЧАТЬ — НКПС
1 9 3 6

НТБ ДНУЖТ

1934

НТБ
ДНУЖТ

ТК

625.26
В-17

Е. И. ВАНДЕРГЮХТ и М. А. КОРОТКЕВИЧ

ОСНОВЫ ВАГОНОСТРОЕНИЯ

ЦЕНТРАЛЬНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ ПО КАДРАМ НКПС
ОДОБРЕНО В КАЧЕСТВЕ ПОСОБИЯ ДЛЯ УЧЕБНЫХ
ЗАВЕДЕНИЙ ТРАНСПОРТА

1934

№ 23250 +

МОСКВА—ТРАНСПЕЧАТЬ—НКПС
1 9 3 0

НТБ
ДНУЖТ

5 ТИПОГРАФИЯ ТРАНСПЕЧАТЬ
Москва, Калаич. туп.

Главлит № А 59394. Тираж 8.000 экз.

НТБ ДНУЖТ

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр
Предисловие	7
Глава I — **Общие сведения**	9
1. Назначение вагонов	9
2. Устройство вагонов	10
3. Основные размеры вагонов	13
4. Основные характеристики вагонов	18
5. Силы, действующие на вагон	21
Глава II — **Колесные пары**	27
1. Общее описание	27
2. Оси	31
3. Колесные центры	33
4. Бандажи	40
5. Сборка и обточка колесных пар	41
6. Размеры и расчет частей колесных пар	47
Глава III — **Буксы**	57
1. Назначение букс	57
2. Буксы разъемные	58
3. Буксы цельные	61
4. Буксовый затвор	66
5. Подбивка букс	68
6. Самосмазывающиеся буксы	69
7. Буксовые пазы и прирамники	73
8. Материал и размеры букс	73
9. Подшипник	74
10. Заливка подшипников	77
11. Размеры подшипников	79
12. Роликовые подшипники	79
Глава IV — **Рессоры и пружины**	83
1. Назначение рессор	83
2. Листовые или буксовые рессоры	85
3. Расчет листовой рессоры	87
4. Связь между элементами рессоры	89
5. Двойные и тройные рессоры	94
6. Рессорное подвешивание	96
7. Эллиптические рессоры	100
8. Расчет эллиптических рессор	104
9. Спиральные пружины и рессоры	107

НТБ ДНУЖТ

Стр.

10. Изготовление рессор 113
11. Допускаемые напряжения в рессорах и пружинах и условия проектирования их 116
12. Гибкость рессорного подвешивания 121

Глава V — Вагонные тележки 127

1. Типы тележек и основные особенности конструкции их в зависимости от условий работы под вагонами 127
2. Рама тележки 135
3. Буксовые челюсти 138
4. Люлечное подвешивание 139
5. Рессорное подвешивание рамы тележки 143
6. Шкворневые пятники и скользуны 146
7. Расчет тележки 148
8. Описание наиболее распространенных типов тележек 157
9. Трехосные тележки 162

Глава VI — Свободно устанавливающиеся оси 165

1. Назначение свободно устанавливающихся осей 165
2. Возвращающая сила 166
3. Определение зазоров между буксами и лапами 168
4. Связанные свободно устанавливающиеся оси 170
5. Преимущества и недостатки связанных самоустанавливающихся осей. 172

Глава VII — Буфер. 174

1. Назначение буферов и классификация их. 174
2. Буфера пружинные 176
3. Буфера фрикционные 178
4. Материал и размеры буферов 179
5. Расчет буфера 180

Глава VIII — Тяговые и сцепные приборы 183

1. Назначение тяговых и сцепных приборов 183
2. Сквозная неупругая упряжь 185
3. Несквозной упругий тяговый прибор 187
4. Стяжки 188
5. Изготовление упряжи 193
6. Растягивающие усилия, развивающиеся в поезде при несквозной и сквозной упряжи 195
7. Расчет упряжных приборов. 199

Глава IX — Автоматическая сцепка 202

1. Очерк развития автоматической сцепки 202
2. Условия, которым должна удовлетворять автоматическая сцепка 205
3. Американскяя автоматическая сцепка 207
4. Упряжной аппарат автоматической сцепки 212
5. Основные размеры некоторых частей американских сцепных приборов 217
6. Автоматическая сцепка Шарфенберга 218
7. Автоматическая сцепка Вилинсона 220
8. Автоматическая сцепка Буаро 222
9. Автоматическая сцепка Павла Казалис 223

НТБ ДНУЖТ

Стр.

Глава X — **Тормоз** 226

1. Общие понятия 226
2. Рычажная передача ручного и автоматического тормозов 228
3. Привод ручного тормоза 232
4. Воздушный тормоз 232
5. Расчет рычажной передачи 236
6. Детали рычажной передачи . 239

Глава XI — **Рама вагона** 243

1. Назначение и типы вагонных рам 243
2. Рама со сквозною упряжью вагонов без тележек 246
3. Рама с хребтовой балкой 247
4. Рама тележечных вагонов 248
5. Усиление швеллеров рамы 248
6. Рамы вагонов с металлической обрешеткой кузова американского типа 250
7. Рамы вагонов системы Полонсо 252
8. Изготовление железных рам 253
9. Зависимость между длиною и свешивающимися за опорами концами рам 256
10. Расчет рамы 259
11. Рамы трехосных вагонов 273
12. Расчет шпренгеля с двумя колонками 276

Глава XII — **Кузов вагона** 285

А. Кузов товарного вагона 285

1. Обрешетка кузова 285
2. Стены 291
3. Пол 292
4. Крыша 293
5. Двери . 294
6. Люки 299
7. Тормозные площадки . 301
8. Специальные приспособления 301

Б. Кузов пассажирского вагона 302

9. Обрешетка кузова пассажирского вагона 302
10. Стены, пол и крыша 307
11. Внутреннее расположение 310
12. Переходные площадки и тамбуры . 313
13. Двери 314
14. Окна 315
15. Внутреннее убранство 317
16. Уборные . 322
17. Размеры проходов, диванов, отделений, дверей и окон у пассажирских вагонов 324

В. Расчет прочности обрешетки 325

Глава XIII — **Отопление вагонов** 329

1. Назначение приборов отопления и классификация их 329
2. Печное отопление 330
3. Воздушное отопление 332
4. Водяное отопление 334
5. Паровое отопление высокого давления 338

НТБ ДНУЖТ

Стр

6. Паровое отопление низкого давления 345
7. Паровоздушное отопление 346
8. Пароводяное отопление 351
9. Детали устройства сети труб отопления . 353
10. Расчет отопления 355

Глава XIV — **Освещение вагонов** 358

1. Системы освещения 358
2. Свечное освещение 359
3. Газовое и газокалильное освещение 361
4. Ацетиленовое освещение 367
5. Электрическое освещение 367

Глава XV — **Вентиляция вагонов** . 373

1. Условия хорошей вентиляции 373
2. Естественная вентиляция 373
3. Вентиляция вытяжными приборами 374
4. Вентиляция вытяжными и нагнетательными приборами 379
5. Расчет вентиляции вагонов 381

НТБ ДНУЖТ

ПРЕДИСЛОВИЕ

Индустриализация нашего Союза и развитие в связи с этим железнодорожного дела выдвигают на одно из первых мест вопрос о новом вагоностроении. Между тем наша техническая литература по вагонному делу, особенно в части, касающейся методов расчетов отдельных конструкций и частей вагонов, не может отвечать на те запросы, которые возникают при разрешении различных проблем в этой области. Малое число специалистов и учащихся, посвящающих себя изучению вагонного дела, является причиной значительного пробела в этой отрасли железнодорожной техники и создает для начинающих изучать вагонное дело более затруднительные условия, чем в других областях железнодорожного дела. Эти условия осложняются еще тем, что методы мышления, применяемые различными специалистами, часто не имеют достаточных точек соприкосновения и зачастую бывают чуждыми друг другу как в оценке рациональных вагонных конструкций, так и в вопросах прочности их.

Изданием „Основ вагоностроения" авторы поставили своей задачей сократить путь начинающих изучать вагоностроение и облегчить решение отдельных вопросов лицам, работающим в этой области. Авторы надеются, что настоящая книга, до некоторой степени, пополнит пробел, который ощущается в нашей технической литературе по вагонному делу, и что критика этой книги со стороны широких масс железнодорожников и заводских работников даст возможность установить те действительные „основы", которые необходимы для правильной оценки вагонных конструкций и расчетов прочности их. Критика эта будет встречена авторами с глубочайшим вниманием.

Объем книги не позволил охватить полностью все конструкции вагонов, в виду чего отдел „Специальные вагоны" подготовляется авторами к изданию отдельной книгой.

В составлении главы „Рамы" настоящей книги принимал участие инженер С. Р. Дадыко, которым написана статья, касающаяся сборки вагонных рам на заводах.

НТБ
ДНУЖТ

ГЛАВА I

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

1. Назначение вагонов

Вагоны служат для перевозки в них грузов и пассажиров. Устройство вагонов зависит от рода грузов и назначения их.

По своему устройству вагоны разделяются на две основные группы: 1) вагоны пассажирского парка и 2) вагоны товарного парка.

К *пассажирскому парку* относятся вагоны, обращающиеся специально в пассажирских поездах, как-то: жесткие, мягкие и спальные вагоны для пассажиров, вагоны-рестораны, салоны, служебные, почтовые, багажные и арестантские.

К *товарному парку* относятся вагоны, обращающиеся специально в товарных поездах и служащие для перевозки грузов. Товарные вагоны делятся на следующие группы: крытые, полувагоны, платформы, цистерны, изотермические, скотские, для живности и др.

Крытые вагоны служат для перевозки грузов, которые боятся влаги, раструски, для грузов насыпных, а также ценных грузов, которые надо оградить от могущих произойти в пути повреждений и пропаж.

Полувагоны предназначаются для перевозки всякого рода навалочных грузов, не боящихся дождя и не требующих ограждения. Полувагоны строятся преимущественно для массовых перевозок сцециальных грузов, как, например, для перевозки угля и руды.

Платформы предназначаются для перевозки длинных грузов, как например: леса, рельс, прокатного железа, труб и т. п.; легковесных грузов, как, например: прессованного сена, порожних бочек и т. п., и для грузов малоценных и тяжелых, как, например, камня, песка и т. п.; наконец, для грузов громоздких, имеющих большие наружные размеры. Для некоторых очень тяжелых и громоздких грузов строят специальные платформы, называемые транспортерами, или тяжеловозами.

Цистерны служат для перевозки жидких грузов. В виду различного удельного веса и свойств жидких грузов цистерны строятся специально для определенных грузов и делятся на нефтяные, спиртовые, для серной кислоты, соляной кислоты, для аммиака, светильного газа и т. п.

Изотермические вагоны предназначаются для перевозки в летнее время скоропортящихся грузов, как, например: мяса, рыбы, масла, яиц,

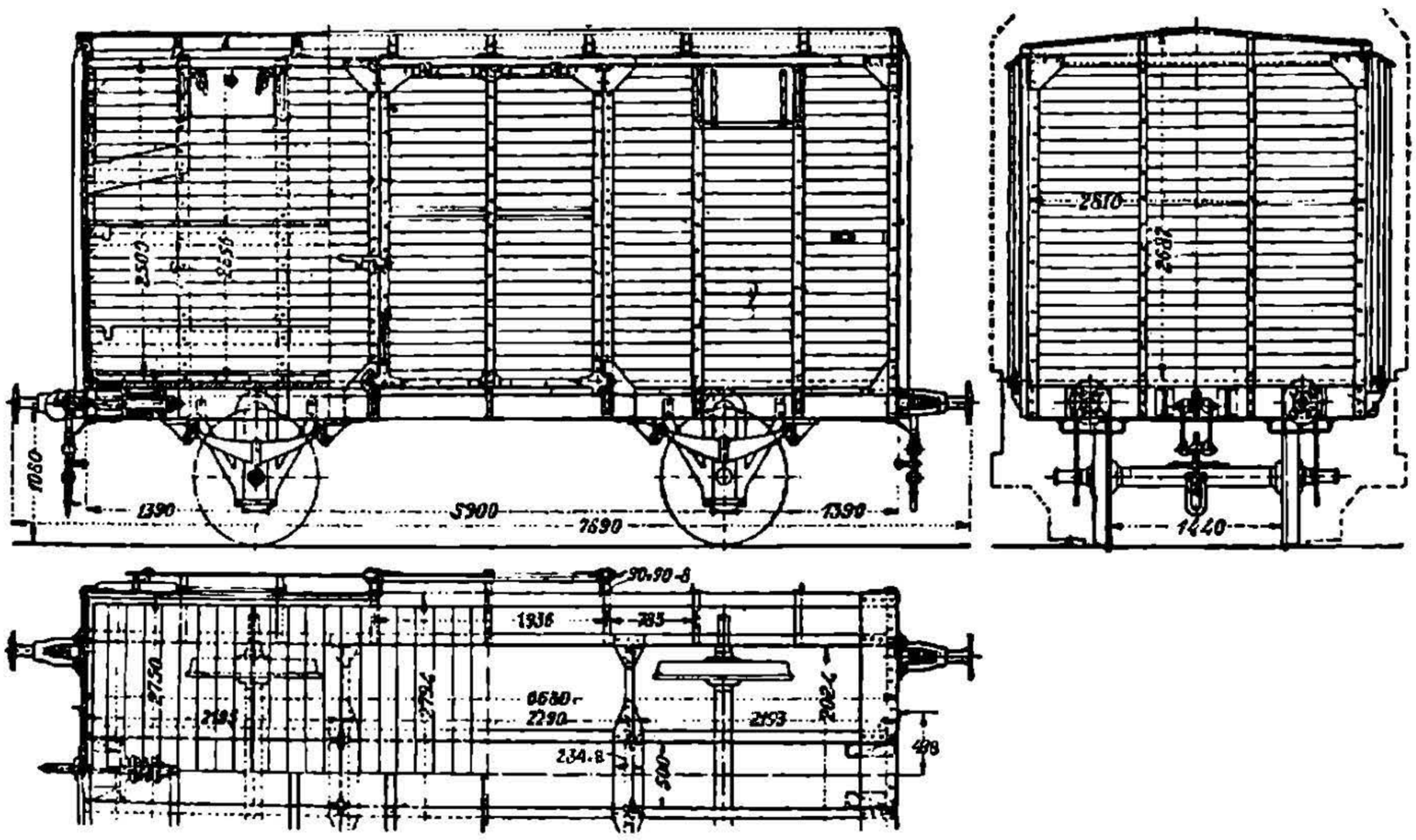
НТБ
ДНУЖТ

молока и т. п. В зимнее время изотермические вагоны служат для перевозки грузов, боящихся охлаждения и замерзания, как, например: фруктов, овощей, молока, минеральных вод, пива и т. п.

Скотские вагоны предназначаются для перевозок рогатого скота, свиней, овец; вагоны для живности—для перевозки гусей, кур и т. п.

2. Устройство вагонов

Устройство вагонов должно соответствовать роду перевозимых в них предметов (грузов и пассажиров), в зависимости от чего бывает весьма разнообразно. Описание устройства различных типов вагонов приведено в соответствующих главах. В каждом вагоне, как пассажирского, так и товарного парка, различают следующие основные части: кузов, раму, рессорное подвешивание, ходовые части, упряжной прибор, буфера и тормоз.



Фиг. 1.

Кузовом вагона вообще называется часть вагона, расположенная выше рамы. У крытых товарных вагонов (фиг. 1) и у пассажирских вагонов (фиг. 2) кузов состоит из боковых стенок, пола и крыши. У полувагонов кузов составляют боковые стенки и пол, а у платформ—борта и пол. У цистерн вместо кузова—резервуар, называемый котлом.

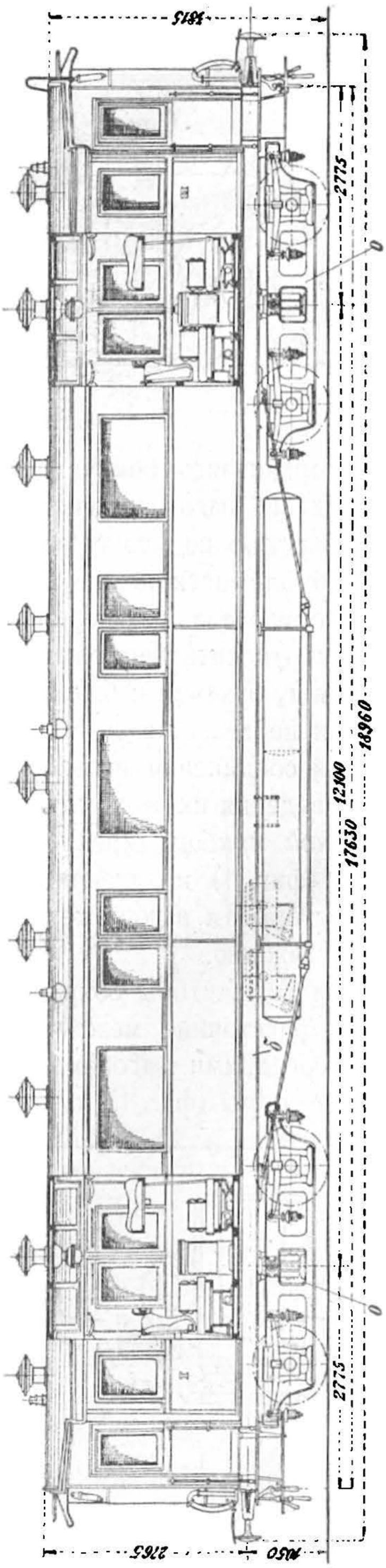
Рама (фиг. 1) является основанием кузова и воспринимает нагрузку от веса кузова и веса находящегося в нем груза, усилие от давления буферов и тяговое усилие при несквозной упряжи. Рама состоит из двух боковых продольных балок, называемых швеллерами, двух концевых балок, называемых буферными брусьями, поперечных промежуточных и диагональных балок.

НТБ ДНУЖТ

Рессорное подвешивание (фиг. 3) служит для передачи давления от кузова и рамы на колесные пары. Изображенное на фиг. 3 рессорное подвешивание состоит из рессор, которые посредством валиков, сережек и рессорных державок, или кронштейнов подвешиваются к раме вагона.

Рессора своей средней частью опирается на буксу *ж* (фиг. 4) и через буксу и подшипник *з* передает давление на шейку *к* оси *л*. Букса снабжена смазочными приспособлениями и служит вместилищем для смазочного масла, которым смазываются трущиеся поверхности подшипника и шейки. Колеса насажены наглухо на оси *л*. Поверхность катания их ограничена гребнем *м*. Ось вместе с насаженными на нее двумя колесами называется колесной парой. Колесные пары с буксами и подшипниками составляют *ходовые части* вагона. Колеса расположены на оси на таком расстоянии одно от другого, что между гребнями и рельсами образуются зазоры, которые необходимы для того, чтобы не могло произойти заклинивания колесной пары между рельсами. С той же целью колесной паре дается возможность перемещаться относительно рамы вагона. Чтобы ограничить это перемещение, к раме прикрепляются так называемые буксовые лапы *н* (фиг. 5), которые входят в соответствующие пазы боковых поверхностей букс таким образом, что между лапами и поверхностями пазов буксы имеются зазоры.

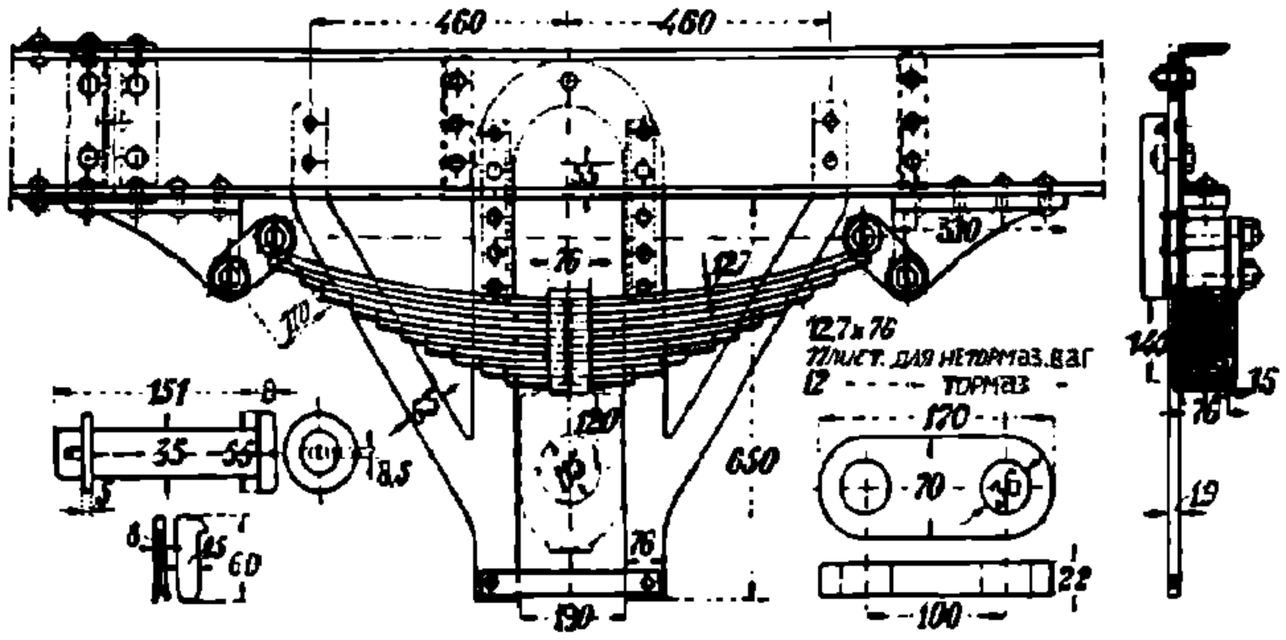
У вагона, изображенного на фиг. 2, рама *б* опирается на тележки *о* при помощи шкворневых пятников *у* (фиг 108). Пятник состоит из пяты *п*, прикрепленной к поперечной балке *с* рамы вагона, называемой шкворневой бал-



Фиг. 2.

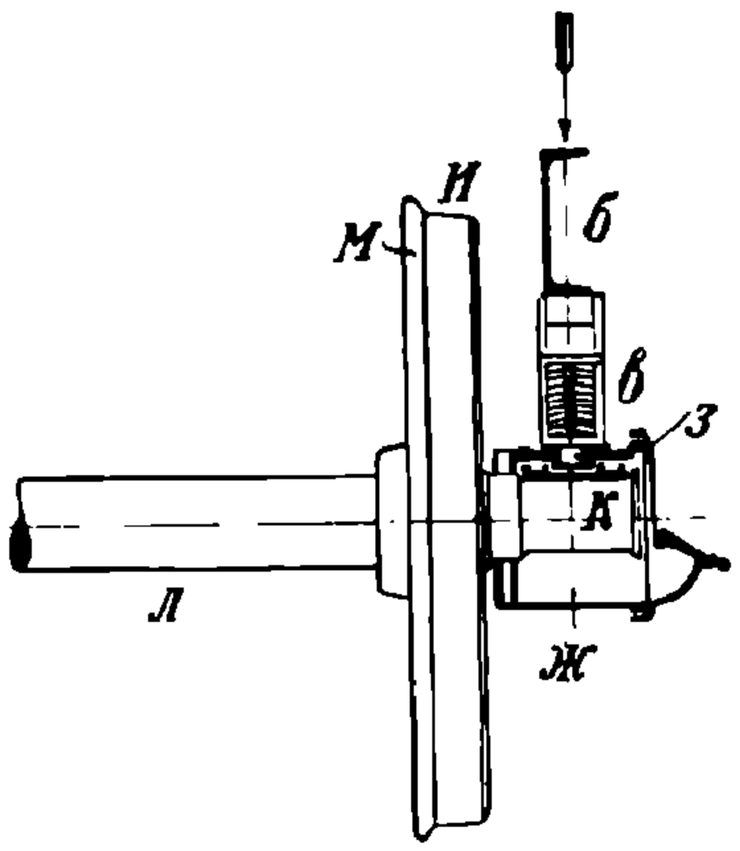
НТБ ДНУЖТ

кой или болстером, и из подпятника *р*, укрепляемого на брусе тележки, как будет описано ниже—в главе „Тележки".



Фиг. 3.

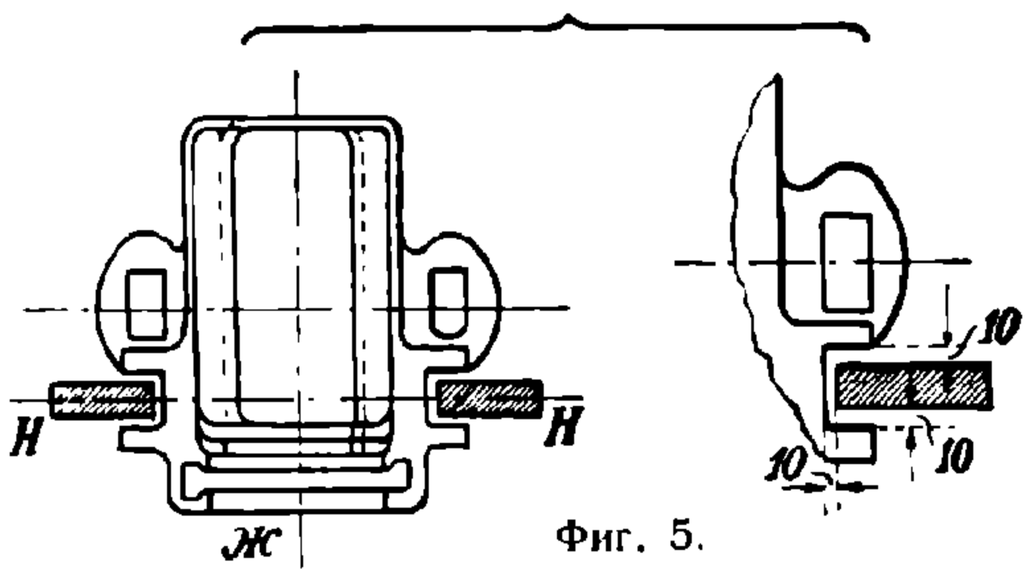
От шкворневого пятника, через раму тележки, систему рессор, буксы и подшипники, давление передается на шейки осей. Тележка может перемещаться относительно рамы вагона, поворачиваясь вокруг вертикальной оси пятника, что облегчает прохождение вагона на закруглениях пути. Благодаря этому и небольшому расстоянию между осями тележек нет необходимости обеспечивать возможность горизонтальных перемещений осей тележки относительно рамы, вследствие чего между буксами и буксовыми лапами тележки не делается зазоров.



Фиг. 4.

Для соединения вагонов между собою и ведения их локомотивом служит *упряжной прибор*, укрепленный в раме вагона (фиг. 1) и заканчивающийся по обеим сторонам вагона крюковой головкою и стяжкою.

Для того, чтобы сохранить определенное расстояние между рядом стоящими соседними вагонами в поезде, на буферных брусьях ставятся упругие упоры (фиг. 1), называемые *буферами,* которыми вагоны соприкасаются между собою при соединении их в поезде.



Фиг. 5.

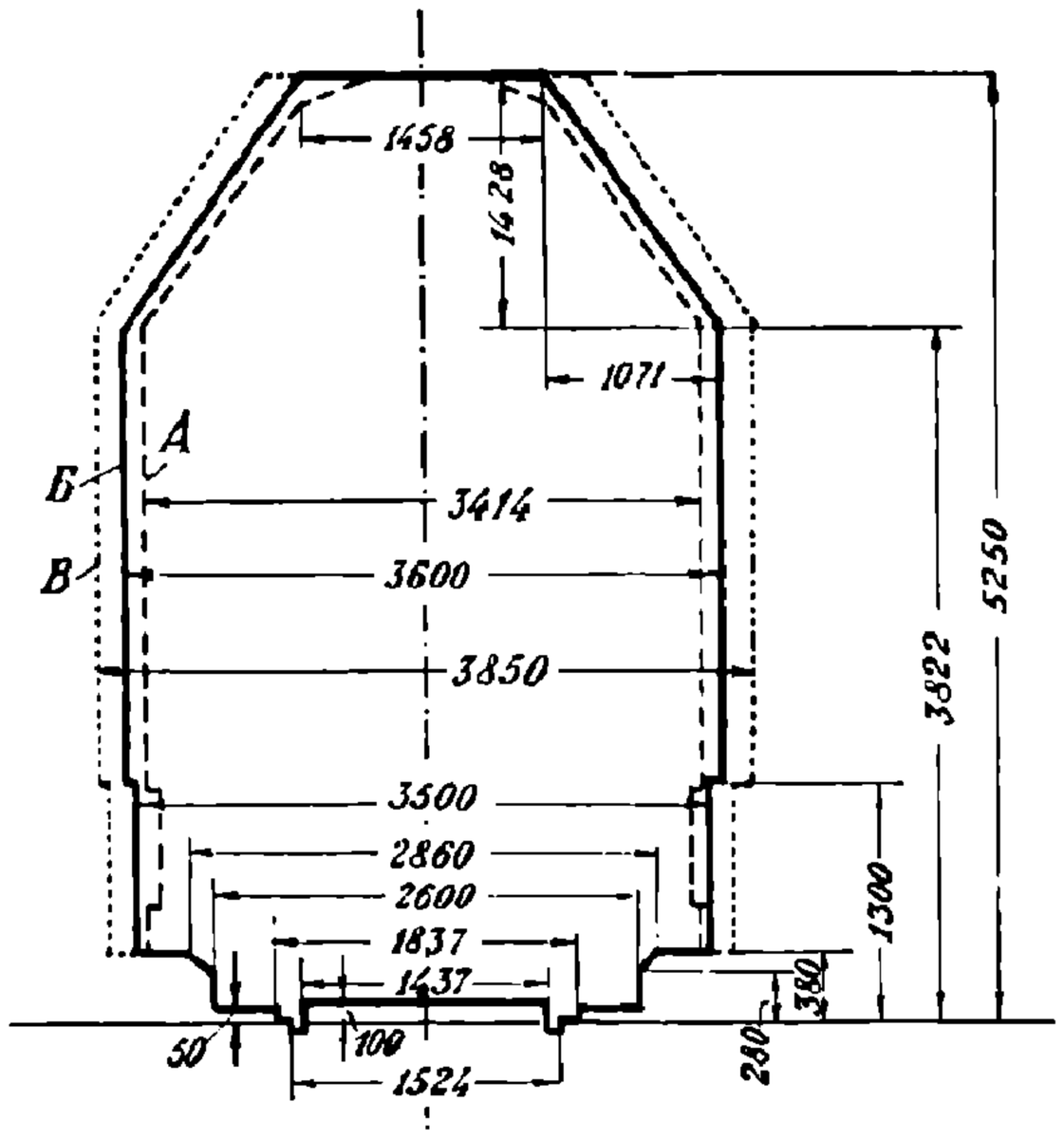
Для остановки поезда и регулирования его хода вагоны снабжаются тормозными приборами. Тормоза применяются ручные и пневматические. Действие тех и других заключается в том, что тормозные колодки, приводимые в действие рычажной передачей, соединенной при ручном тормозе с тормозным винтом, а при пневматическом—с тормозным цилиндром, прижимаются к колесам и, под влиянием силы трения, задерживают их вращение.

НТБ ДНУЖТ

В зависимости от количества осей, находящихся под вагонами, различают вагоны двухосные, трехосные и четырехосные. Реже встречаются шестиосные вагоны, устраиваемые на двух трехосных тележках; как исключение, для перевозки особенно тяжелых и длинных предметов, применяют восьмиосные платформы на двух четырехосных тележках, либо десятиосные платформы на двух пятиосных тележках.

3. Основные размеры вагонов

Размеры поперечного сечения вагонов зависят от габарита и ширины рельсовой колеи. *Габаритом* называется установленное очертание в плоскости поперечного сечения пути, за пределы которого не должны выступать части вагонов и части строений как на прямом пути, так и на закруглениях. Обычно габарит устанавливается отдельно для подвижного состава и для строений; первый называется габаритом подвижного состава, второй — габаритом приближения строений. Габарит приближения строений всегда больше габарита подвижного состава, что необходимо для большей безопасности движения и людей, сопровождающих и едущих в поездах.



Фиг. 6.

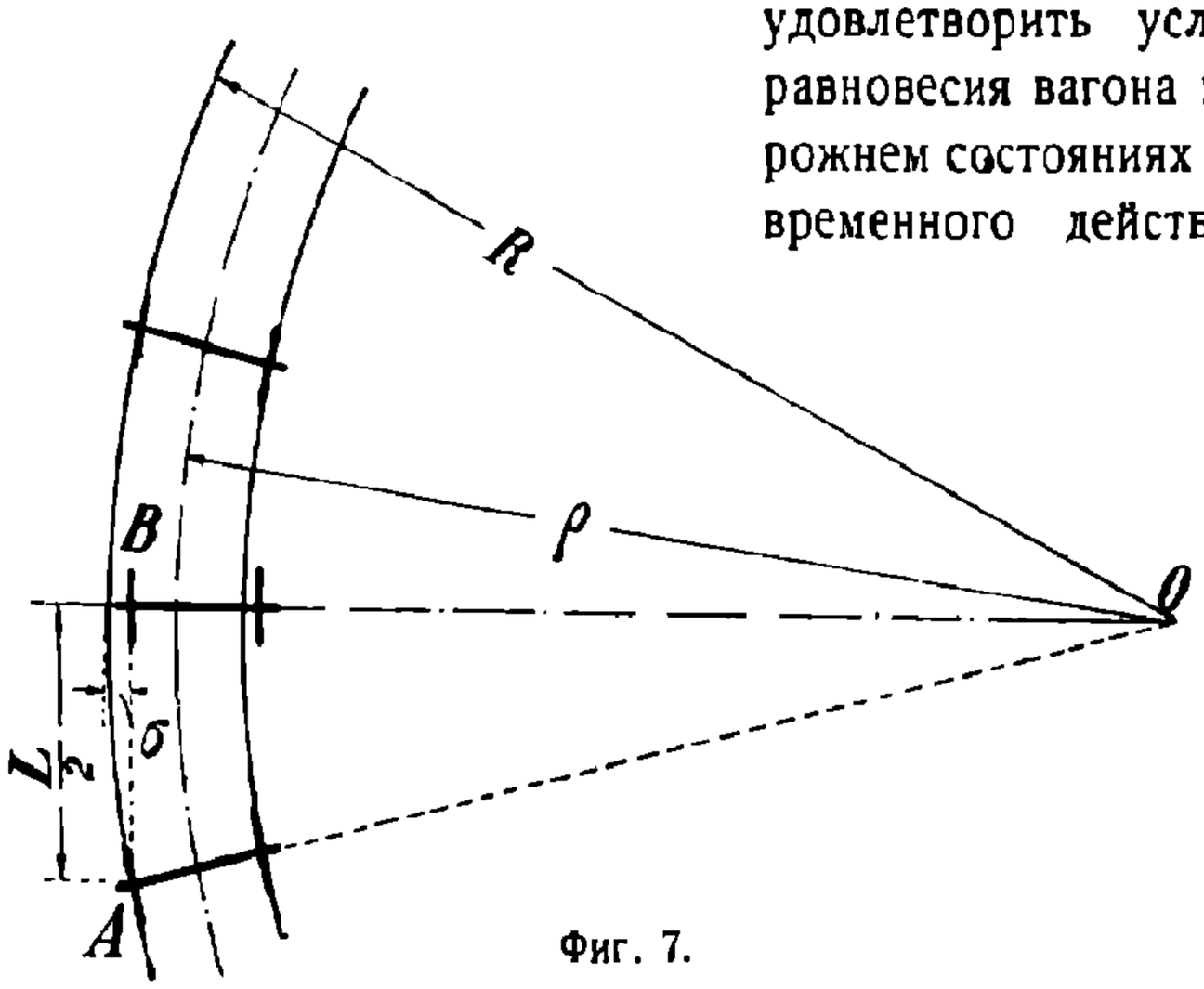
Для русских железных дорог в 1893 г. был установлен изображенный на фиг. 6 габарит подвижного состава *А*. Габариту подвижного состава 1893 г. должен удовлетворять весь подвижной состав, обращающийся ныне на дорогах СССР. Со времени установления габарита подвижного состава для русских железных дорог он почти не подвергался никаким изменениям. В настоящее время, в виду значительного увеличения мощности паровозов и стремления увеличить объем и подъемную силу товарных вагонов, старый габарит оказывается неудовлетворяющим предъявляемым требованиям. Поэтому НКПСом решен вопрос об увеличении размеров нашего габарита. Увеличение это должно производиться постепенно: в первую очередь будет введен переходный габарит, обозначенный на фиг. 6 лит. *Б*, а затем предположено перейти к постоянному увеличенному габариту 1925 г. *В*.

НТБ ДНУЖТ

Ширина колеи на дорогах СССР равна 1 524 *мм*, считая этот размер между внутренними гранями головок рельс. На дорогах Германии, Австрии, Англии ширина колеи — 1 435 *мм* (стефенсоновская колея), в Испании и Португалии — 1 676 *мм*, в Ирландии — 1 660 *мм*, в Норвегии — 1 448 *мм*, в Италии – 1 445 *мм*.

Во Франции ширина колеи установлена в 1,5 *м* между осями рельс, в связи с чем ширина ее в свету (между внутренними гранями рельс) составляет в зависимости от ширины головки рельса от 1 440 до 1 450 *мм*.

Ширина и высота вагона в смысле безопасности движения находятся в зависимости от ширины железнодорожной колеи и должны удовлетворить условию устойчивого равновесия вагона в груженном и порожнем состояниях под влиянием одновременного действия опрокидывающих сил центробежной силы при проходе закруглений и давления ветра.



Фиг. 7.

Расстояние между крайними осями вагона называется его *базою*. База вагона, длина его и ширина связаны между собою зависимостью, определяющейся из условия вписывания в кривые и из условия вписывания в габарит.

Зависимость базы вагона от радиуса закругления определяется следующим образом. Предположим, что мы имеем трехосный вагон, у которого оси не могут перемещаться в поперечном направлении относительно рамы. При проходе закругления оси расположатся, как показано на фиг. 7; между гребнем колеса оси B и рельсом будет зазор σ. Назвав базу вагона через L и радиус внешнего рельса через R, имеем из треугольника ABO:

$$\frac{L}{2} = \sqrt{R^2 - (R - \sigma)^2} = \sqrt{2R\sigma - \sigma^2}.$$

Так как σ^2 представляет величину малую по сравнению с величиной $2R\sigma$, а R мало разнится от радиуса ϱ, то можно приближенно определить базу по формуле:

$$L = 2\sqrt{2\varrho\sigma} \qquad (1).$$

Нормальные зазоры между гребнем бандажа и рельсом равны в сумме 10 *мм*. На закруглениях этот зазор делают больше в зависи-

НТБ ДНУЖТ

мости от величины радиуса кривизны. Принимая уширение пути при радиусе закругления 125 *мм* равным 20 *мм*, можно σ принять равным $10 + 20 = 30$ *мм*. Следовательно, при радиусе закругления 125 *м*

$$L = 5{,}48 \text{ м}.$$

Эта величина относится к тому случаю, когда буксы плотно обхватывают буксовые лапы. Если же между буксовою лапою и буксой будут зазоры, как это обычно бывает, то σ увеличивается на величину этого зазора, и поэтому база вагона может быть сделана больше.

Предельная, применяемая на практике, база трех и двухосных вагонов со свободно устанавливающимися осями не превосходит 8,5—9 *м*. Вагоны с базой более 9 *м* должны строиться на поворотных тележках.

Зависимость между базой и шириной вагона определяется из условия невыхождения частей вагона из очертания габарита при проходе закругления.

Эта зависимость для средней части вагона выражается формулой:

$$\sigma \leqq \frac{B-b}{2} \qquad (2),$$

где σ — боковое перемещение предельной оси вагона от оси пути,

B — ширина габарита в наиболее узкой его части,

b — наибольшая ширина вагона.

Длина тележечных вагонов обусловливается расстоянием между шкворнями тележек и шириною кузова. Допускаемое предельное перемещение продольной оси вагона σ в направлении поперек пути, определенное вышеизложенным способом, слагается из двух величин: 1) зависящей от перемещения осей тележек поперек пути—X и 2) зависящей от перемещения оси кузова внутрь кривой—Y.

X определяется из выражения:

$$\left(\frac{C}{2}\right)^2 = X \cdot (2R - X),$$

где C—база тележки, R—радиус кривой.

В таком случае:

$$Y = 6 - X.$$

Зная Y, можно определить расстояние S между шкворнями тележек A и B из равенства (фиг. 8):

$$\left(\frac{S}{2}\right)^2 = Y \cdot (2R - Y),$$

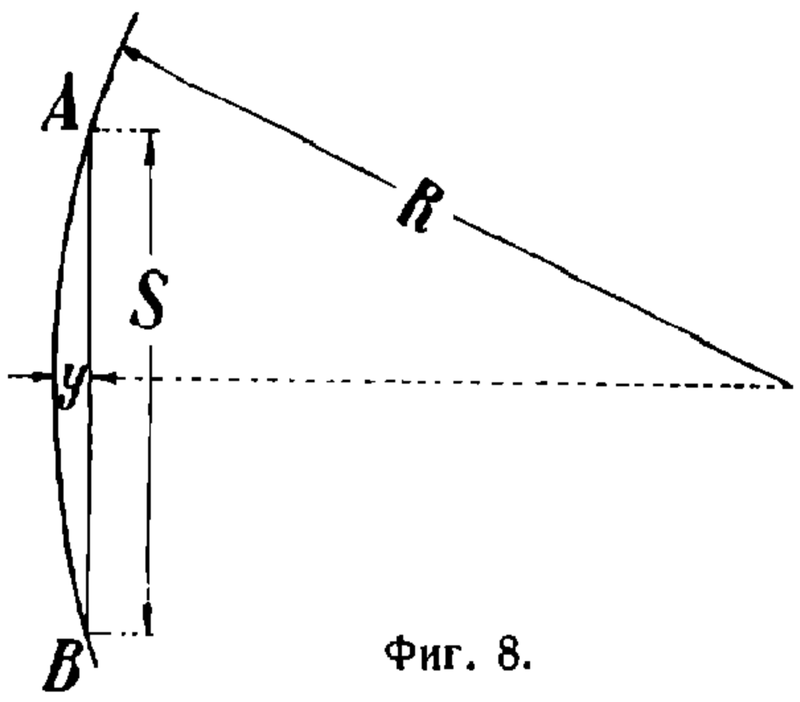
или, пренебрегая второй степенью Y,

$$S = 2\sqrt{2RY} \qquad (3).$$

НТБ ДНУЖТ

Расстояния между шкворнями тележек у наших пассажирских вагонов длиною 18—20 *м*—12,5—13,5 *м*, а у товарных—9—9,4 *м*.

Определение условий вписывания в кривую многоосного вагона производится графическим способом *Руа*, основанным на том, что если кривая будет вычерчена радиусом



Фиг. 8.

в масштабе $\frac{1}{n^2}$, а база вагона в этой кривой—в масштабе $\frac{1}{n}$, то поперечные элементы вписывания δ получатся в натуральную величину, а угловые величины—в n раз больше натуры.

Действительно, если на диаграмме взять по этим масштабам базу $b_1 = \frac{b}{n}$, а радиус $R_1 = \frac{R}{n^2}$, то величина $\sigma = \frac{b^2}{8R}$ выразится:

$$\sigma_1 = \frac{b_1^2}{8R_1} = \frac{\frac{b^2}{n^2}}{8\,\frac{R}{n^2}} = \frac{b}{8R} = \sigma,$$

т. е. зазоры σ получатся на фигуре в натуральную величину.

Далее, полагая, что в $b = R\alpha$, где α—центральный угол для базы b, аналогично получим на фигуре $b_1 = R_1\alpha$,
откуда

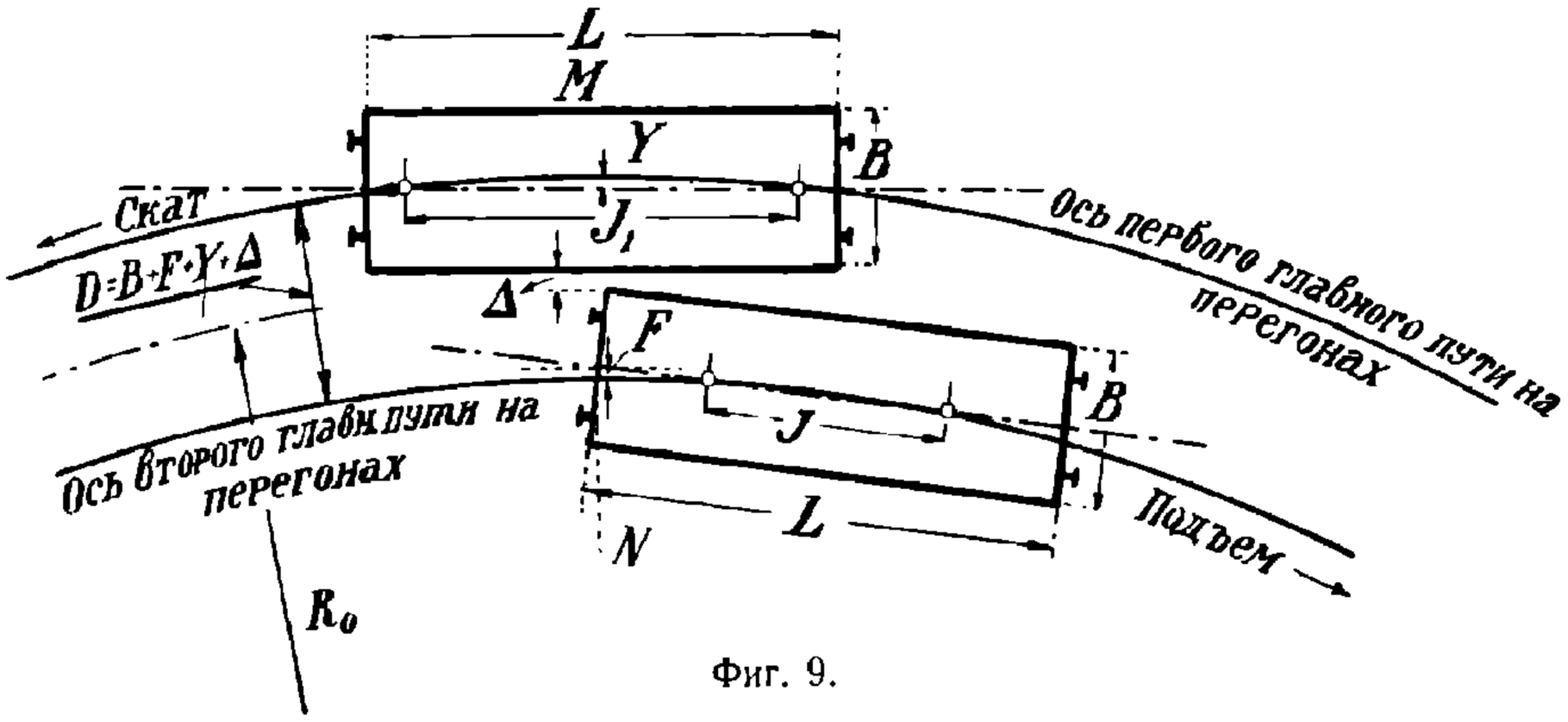
$$\alpha_1 = \frac{b_1}{R_1} = \frac{\frac{b}{n}}{\frac{R}{n^2}} = n\,\frac{b}{R} = n\alpha,$$

т. е. α получается в n раз больше, чем в натуре.

Обычно для радиуса кривой R выбирают масштаб $n^2 = 100$ и чертят диаграмму в половину натуральной величины. Для вычерчивания вписывания вагона в кривую данного радиуса R предполагают, что круги катания колес сближены до взаимного совпадения, т. е. поперечное расстояние между гребнями полагают равным 0, тогда ширину колеи нужно брать равной только σ. При этом условии вагон изобразится в плане отрезком прямой линии, колесные пары его—точками на этой линии, а путь—двумя концентрическими окружностями, отстоящими одна от другой на величину σ. Крайние точки A и B отрезка прямой, изображающего базу вписываемого экипажа, не должны выходить за пределы наружной и внутренней окружностей; в крайнем случае могут лишь лежать на них.

НТБ ДНУЖТ

Помимо зависимости ширины кузова вагона от установленного габарита и от ширины рельсовой колеи, существует зависимость между шириною кузова и расстоянием между осями смежных путей двупутного участка. Предположим, что вагон, проходя по кривому пути двупутного участка (фиг. 9), своими концами выходит в наружную сторону на величину F и своей срединой — во внутреннюю сторону на



Фиг. 9.

величину Y Если в рассматриваемом пункте будут находиться два вагона, то при самом невыгодном расположении их, изображенном на фиг. 9, расстояние между осями путей равняется:

$$D = B + F + Y + \Delta,$$

где B—ширина вагона и

Δ — свободное пространство между двумя кузовами, вмещающее в себе сигналы, перемещение вагона вследствие зазоров между гребнями колес, в буксах и подшипниках, а также наклон кузова от неравномерной нагрузки и под влиянием центробежной силы.

На основании выведенной выше формулы (3) можно написать:

$$Y = \frac{J^2}{8R}$$

где J—расстояние между шкворнями тележек или между крайними осями нетележечного вагона,

R—радиус кривизны закругления пути.

Подобным же образом можно найти, что

$$F = \frac{L^2 - J^2}{8R},$$

где L—наружная длина вагона.

В таком случае зависимость между шириною вагона и расстоянием между осями смежных путей выразится формулой:

$$B = D - \frac{L^2}{8R} - \Delta \qquad (4).$$

НТБ ДНУЖТ

4. Основные характеристики вагонов

Нагрузка на ось и на погонный метр пути. Вагон при движении своем оказывает разрушающее влияние на путь. Это влияние тем больше, чем больше нагрузка на ось и чем с большею скоростью вагон движется. Поэтому между нагрузкой на ось вагона, скоростью движения его и состоянием пути существует определенная зависимость, нарушение которой влечет за собою расстройство пути и поломку рельс. Так как скорости движения пассажирских и товарных поездов имеют определенные пределы, то принято предельный вес брутто вагонов измерять нагрузкой на ось.

Для мостов и других сооружений имеет значение не столько нагрузка на ось, сколько общий вес поезда, помещающегося на длине моста; следовательно, необходимо, чтобы нагрузка на погонный метр длины пути от веса вагона не превышала расчетной нагрузки, принятой для мостов.

Для наших магистральных дорог для товарного подвижного состава установлены: предельная нагрузка на ось $Q = 18\ m$ и на погонный метр пути $p = 6\ m$. В будущем, с перестройкой старых мостов, нагрузка на погонный метр пути будет повышена до 8 m. Следовательно, наибольший вес брутто товарного четырехосного вагона для наших дорог в настоящее время $P = 4Q = 72\ m$, а наименьшая длина такого вагона с буферами:

$$L = \frac{P}{p} = \frac{72}{6} = 12\ м.$$

У пассажирских вагонов с увеличением длины увеличивается вместимость, и является полезным строить пассажирские вагоны возможно большей длины. Поэтому у пассажирских вагонов допускаемая нагрузка на погонный метр пути не может быть использована, и для них характеристикой остается только нагрузка на ось. Так как пассажирские вагоны обращаются с большими скоростями, чем товарные, то допускаемая нагрузка на ось для них должна быть ниже. Для наших вагонов предельная нагрузка на ось принимается равной 14 m. С большей нагрузкой на ось пассажирские вагоны не строят не только у нас, но и на дорогах Западной Европы и Америки.

Тара. Собственный вес порожнего вагона называется *тарою* его. Так как для движения порожнего вагона необходимо затрачивать известную энергию, то с эксплоатационной стороны выгодно иметь вагоны возможно меньшего веса. Однако это условие находится в противоречии с условием прочности конструкции вагона.

Выгодность вагонов в отношении их тары принято оценивать: у товарных вагонов отношением тары к подъемной силе $\frac{T}{P}$, у изотермических вагонов — отношением тары к объему погрузочного по-

НТБ ДНУЖТ

мещения $\frac{T}{V}$ и у пассажирских вагонов — отношением тары к числу мест $\frac{T}{n}$ (тара в тоннах на одно место).

Наш нормальный товарный вагон, после того как его подъемная сила была повышена без существенного усиления конструкции с 12,5 до 16,5 *т*, оказался самым выгодным крытым вагоном во всем мире. Он имеет $\frac{T}{P} = 0{,}43$ для нетормозного вагона и 0,48 — для тормозного. Однако это столь выгодное отношение покупается слабостью этого вагона. Германские дороги считают более выгодным строить более прочные вагоны (двухосные крытые), имеющие отношение $\frac{T}{P} = 0{,}60$ для нетормозного вагона и 0,67 — для тормозного. У вагонов американских дорог (четырехосных крытых) $\frac{T}{P} = 0{,}47 - 0{,}54$. Наш новый двухосный 20-тонный крытый вагон имеет $\frac{T}{P} = 0{,}50$, а четырехосный — 0,44. У специальных полувагонов угольных и для руды при большой подъемной силе $\frac{T}{P}$ может быть сделано весьма выгодным. На дорогах Америки имеются такие вагоны с отношением T к P от 0,27 до 0,33.

При проектировании товарных вагонов надо всегда стремиться к возможно полному использованию допускаемых нагрузок на ось и на погонный метр пути, так как только при этом условии можно получить выгодный в эксплоатационном отношении вагон. Ясно, что с увеличением нагрузки на ось увеличивается подъемная сила вагона, а с увеличением нагрузки на погонный метр уменьшается длина его и, следовательно, и тара; в результате $\frac{T}{P}$ уменьшается.

Изотермические вагоны новейших конструкций имеют $\frac{T}{V}$ в пределах 0,40 до 0,50.

У пассажирских вагонов отношение $\frac{T}{n}$ весьма различно и зависит от типа вагона; так, пригородные двухосные вагоны имеют $\frac{T}{n} = 0{,}3\ m$, дальние жесткие двухосные — 0,6 *т*, четырехосные — от 0,8 до 0,9 *т* и мягкие четырехосные — от 2 до 3 *т* на одно место для сидения.

У двухосных вагонов отношение $\frac{T}{n}$ всегда меньше чем у четырехосных, что объясняется большим весом ходовых частей, приходящимся на единицу длины.

НТБ ДНУЖТ

Объем на тонну груза. Каждый товарный вагон, чтобы можно было использовать его подъемную силу, должен иметь определенный объем, соответствующий среднему удельному весу тех грузов, которые имеют характер массовых. В отношении специальных вагонов, как, например, полувагонов для угля, для руды, цистерн и т. п., этот вопрос решается просто. В отношении же крытых вагонов, в которых перевозятся как грузы с большим удельным весом, так и грузы легковесные, при которых не может быть использована подъемная сила, этот вопрос становится весьма сложным. Если бы мы задались целью построить вагон, подъемную силу которого можно было бы использовать при перевозке большей части грузов, то пришлось бы рассчитать объем такого вагона, исходя из удельного веса груза $\delta = 0{,}33$ или $V:P$ (объем на тонну груза) $= 3$ *куб. м.* Например, при подъемной силе в 50 *т* такой вагон должен был бы иметь $V = 150$ *куб. м*, что практически почти невыполнимо и повело бы к весьма большому повышению тары В эксплоатационном отношении такой вагон для наших дорог был бы невыгоден, так как у нас большая часть грузов в силу различных причин перевозятся в крытых вагонах, и при перевозках хлеба, угля, железа, строительных материалов, дров и т. п. объем вагона оставался бы неиспользованным, и нам приходилось бы непроизводительно возить излишнюю тару. Поэтому перед проектированием товарного вагона необходимо предварительно выявить характер грузов и размеры потоков этих грузов и на основании этого обследования установить δ или $V:P$, на которые объем вагона должен быть рассчитан.

В нашем нормальном крытом вагоне $V:P = 2{,}35$, у 20-тонного— $V:P = 2{,}25$, у большегрузного вагона — $V:P = 1{,}80$. У крытых вагонов американских дорог, близко подходящих к нашим условиям эксплоатации, $V:P$ колеблется в пределах от 1,9 до 2,08. В Германии, во Франции и других странах Западной Европы большинство грузов перевозится на открытом подвижном составе; в крытых вагонах перевозятся только наиболее ценные грузы, которые вместе с тем являются наиболее легкими (например, мануфактура, колониальные и аптекарские товары). Поэтому германские дороги строят крытые вагоны с большим объемом: $V:P = 3$ *куб. м.*

У полувагонов неспециальных . $\frac{V}{P}$ = от 1,20 до 1,70;

угольных $\frac{V}{P}$ = 0,9 — 1,08;

для руды $\frac{V}{P}$ = 0,36 — 0,50.

Цистерны для выгодного в эксплоатационном отношении использования их должны строиться для перевозки специальных грузов, например нефтяных грузов, хлористого цинка, каменноугольной смолы,

НТБ ДНУЖТ

серной кислоты и т. п. Поэтому объем котла у цистерн должен определяться по удельному весу груза, для которого они предназначаются. У нас для нефтяных грузов цистерны строятся с объемом котла по удельному весу наиболее тяжелого мазута — 0,935.

Подъемная сила. В последнее время все дороги Западной Европы и Америки стремятся к повышению подъемной силы вагона без увеличения его объема. Повышенная подъемная сила называется *лимитной*, а та подъемная сила, по которой рассчитан объем вагона,—*номинальной*. Обе цифры номинальной и лимитной подъемной силы на дорогах Западной Европы и Америки обозначаются на стенках вагона. В Германии нормальные крытые вагоны имеют номинальную подъемную силу в 15 *m* и лимитную — в 17,5 *m*. В Америке стандартные крытые вагоны подъемной силою в 40 и 50 *m* имеют одинаковый объем, и до 1925 г. подъемная сила в 50 *m* была фактически лимитной для вагона подъемной силы в 40 *m* номинальных. В последнее же время дороги Северной Америки, не увеличивая объема, довели у новых вагонов лимитную подъемную силу от 110000 до 125000 англ. фунтов, т. е. до 55 — 62,5 англ. *m*.

Такое повышение подъемной силы оказывается весьма выгодным, так как может быть достигнуто при сравнительно небольшом увеличении тары и стоимости вагона.

Построить вагон, подъемную силу которого можно было бы использовать на 100%, невозможно, так как имеется значительное количество легковесных и мелочных грузов, которые не позволяют использовать подъемную силу вследствие недостаточного объема. В то же время имеется большое количество массовых тяжелых грузов, при перевозке которых не может быть использован объем вагона. Большинство тяжелых грузов имеют низкие тарифы, и для выгодной перевозки их весьма важно иметь возможно более выгодное отношение $\frac{T}{P}$ тары к подъемной силе. В результате у вагонов с лимитной подъемной силой мы будем иметь недогруз против нормальной подъемной силы для легких и мелочных грузов и перегруз для тяжелых грузов. Благодаря этому номинальная подъемная сила вагона в среднем может быть использована на 100 и более процентов.

Наши большегрузные вагоны постройки 1925 г. имеют объем, рассчитанный по номинальной подъемной силе в 40 *m*, и, следовательно, 50 *m* являются для них лимитной подъемной силой.

5. Силы, действующие на вагон

Вагон, находящийся в покое на горизонтальном прямолинейном пути в безветренную погоду, испытывает лишь действие силы тяжести, а потому статическая нагрузка вагона равна сумме весов тары вагона и груза, находящегося в нем. Вес груза товарного вагона принимается

НТБ ДНУЖТ

равным заданной подъемной силе его, а вес груза пассажирского вагона, или так называемая переменная нагрузка его, исчисляется по заданной вместимости, принимая вес пассажира с багажом в среднем в 80 *кг* с допущением перегруза пассажиров на 50% и учитывая вес воды, топлива и пр. Равнодействующая от веса груза и тары вагона принимается приложенной в центре тяжести вагона, который определяется в предположении равномерно распределенной нагрузки.

При действии ветра давление от него принимается нормальным к боковой поверхности кузова и равным 150 *кг/м*². Равнодействующая давления ветра на боковые стенки вагона принимается перпендикулярной к продольной оси вагона и приложенной в геометрическом центре проекции кузова и рамы на вертикальную плоскость, параллельную продольной оси вагона.

При движении по кривой кузов и рама вагона будут подвержены действию центробежной силы, величина которой, зависящая от скорости движения V и радиуса кривой R, равна

$$C = \frac{Q}{gR} \quad \frac{V}{3{,}6^2},$$

где Q — вес кузова и рамы,
V — скорость вагона в *км*/час,
R — радиус закругления,
g — ускорения силы тяжести.

Эта сила приложена в центре тяжести вагона и направлена перпендикулярно к продольной оси его.

При торможении вагона возникают силы инерции. Максимальное значение силы инерции получается при экстренном торможении. Она определяется по формуле:

$$F = \frac{Q}{2gS}\left(\frac{V}{3{,}6}\right)^2,$$

где Q, V и g имеют те же значения, что и в предыдущей формуле, а S — путь, проходимый вагоном при действии тормозов и равный:

$$S = \frac{3 \cdot 93(V_1^2 - V_0^2)}{\frac{P}{Q_1}\mu + \beta},$$

где V_1 — скорость следования поезда в *км*/час при начале торможения,
V_0 — скорость при остановке,
P — сила нажатия колодок в килограммах,
Q_1 — вес поезда в тоннах,
μ — коэфициент трения колодок о бандаж = 0,176,

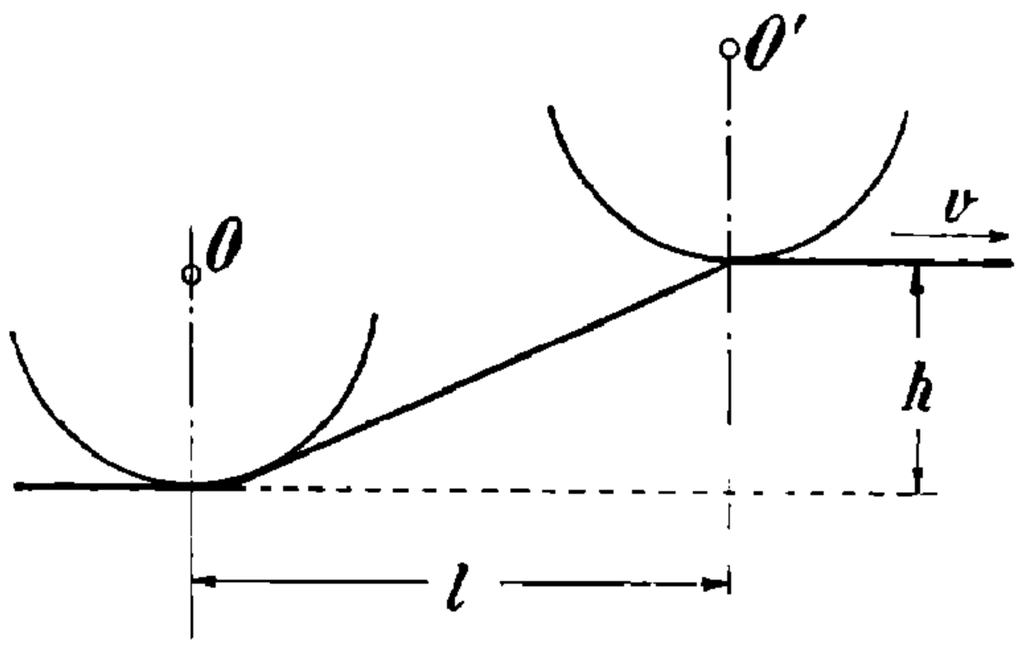
β — коэфициент сопротивления поезда $= 2{,}4 + \frac{1}{1\,300} \cdot \frac{V_1^2 + V_0^2}{2}$.

Сила инерции F приложена в центре тяжести кузова и рамы и направлена горизонтально и параллельно продольной оси вагона.

НТБ ДНУЖТ

Скорость V_1 принимается при расчетах для товарных вагонов в 50 *км*/час, а для пассажирских — в 75 *км*/час.

При движении вагона по прямому рельсовому пути в виду наличия неровностей (рельсовые стыки, пучины и т. п.) возникают динамические силы. Предположим, что вагонное колесо проходит некоторую неровность, принимаемую (фиг. 10) для простоты в виде наклонной плоскости, основание которой l, а высота h. Когда колесо O займет положение O^1, то вагон получит вертикальное перемещение, равное высоте препятствия, уменьшенной на величину прогиба рессоры, полученного при преодолении препятствия, т. е. вертикальное перемещение кузова и рамы будет:



Фиг. 10.

$$\psi = h - \varphi,$$

где φ—дополнительный прогиб рессор.

Это вертикальное перемещение кузова вагона произошло в течение промежутка времени θ, за которое вагонное колесо прошло путь l.

Тогда

$$\theta = \frac{l}{v},$$

где v—скорость поступательного движения вагона.

Ускорение W вертикального перемещения вагона можно рассматривать как вызванное действием силы $Z = MW$, где M — масса вагона, приходящаяся на колесо.

Так как $M = \frac{Q}{g}$, где Q—нагрузка на колесо, то $Z = \frac{Q}{g} W$.

Сила Z, проходя путь ψ, совершает работу $Z\psi = \frac{Q}{g} W\psi$; так как $Z\psi = \frac{Mu^2}{2}$ (где u—скорость вертикального перемещения колеса), то

$$\frac{Q}{g} W\psi = \frac{Q}{g} \cdot \frac{u^2}{2};$$

$$W = \frac{u^2}{2\psi}$$

Это—уравнение равномерно-ускоренного движения; поэтому

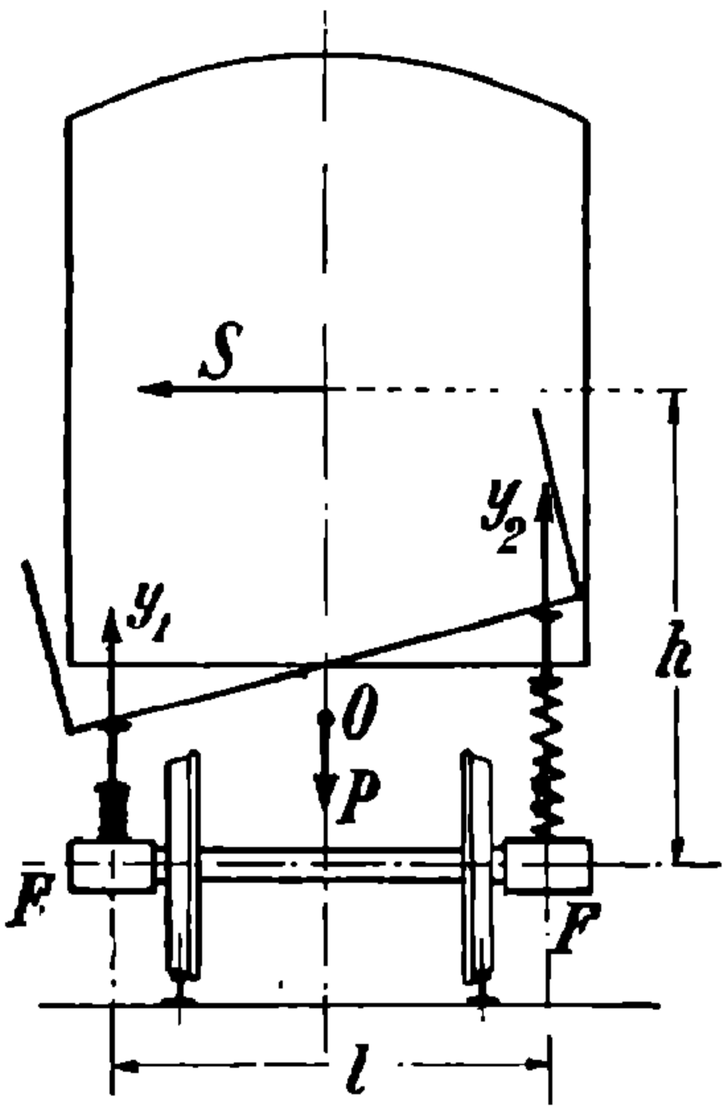
$$u = W\theta = W\frac{l}{v}$$

и $$W = 2\psi\frac{v^2}{l^2} = 2(h - \varphi)\frac{v^2}{l^2}$$

НТБ ДНУЖТ

Если на высоте h над рессорами E и F (фиг. 11) на кузов будет действовать горизонтальная сила S (равнодействующая давления ветра и центробежной силы при движении вагона по кривой), то эта сила будет опрокидывать кузов и, следовательно, увеличит давление на рессоры с левой стороны и уменьшит давление с правой.

Это будет иметь последствием некоторый наклон кузова.



Фиг. 11.

Для определения величин нагрузки на рессоры Y_1 и Y_2 при действии силы S достаточно написать уравнения моментов относительно точек E и F.

Обозначая вес кузова и рамы вагона лежащий на рессорах через P, получим уравнение моментов относительно точки E:

$$\frac{Pl}{2} - Sh - Y_2 l = 0,$$

и относительно точки F:

$$\frac{Pl}{2} + Sh - Y_1 l = 0,$$

откуда

$$Y_1 = \frac{P}{2} + \frac{Sh}{l};\ Y_2 = \frac{P}{2} - \frac{Sh}{l}$$

Во всех случаях, когда под действием силы S первоначально равные реакции рессор обратятся в Y_1 и Y_2 и соответственно изменятся стрелы прогиба их, точка приложения силы S пройдет некоторый путь, следовательно сообщит кузову живую силу, под влиянием которой он отклонится от вертикального положения. При изменении величины силы S отклонение кузова будет тем меньше, чем быстрее будет возрастать сопротивляющийся момент сил Y_1 и Y_2; другими словами—чем более будет разность Y_1 и Y_2.

Мерою этого *поперечного сопротивляющегося момента* при сравнении различных вагонов считается его величина Ω при таком отклонении кузова, при котором точка его, взятая над серединою осевой шейки, с одной стороны опустилась, а с другой поднялась на 1 *см*. Мерою же *поперечной устойчивости* вагона должно служить отношение величины Ω к моменту, опрокидывающему вагон.

В таком случае мерою поперечной устойчивости вагона будет служить величина $\frac{\Omega}{Sh}$.

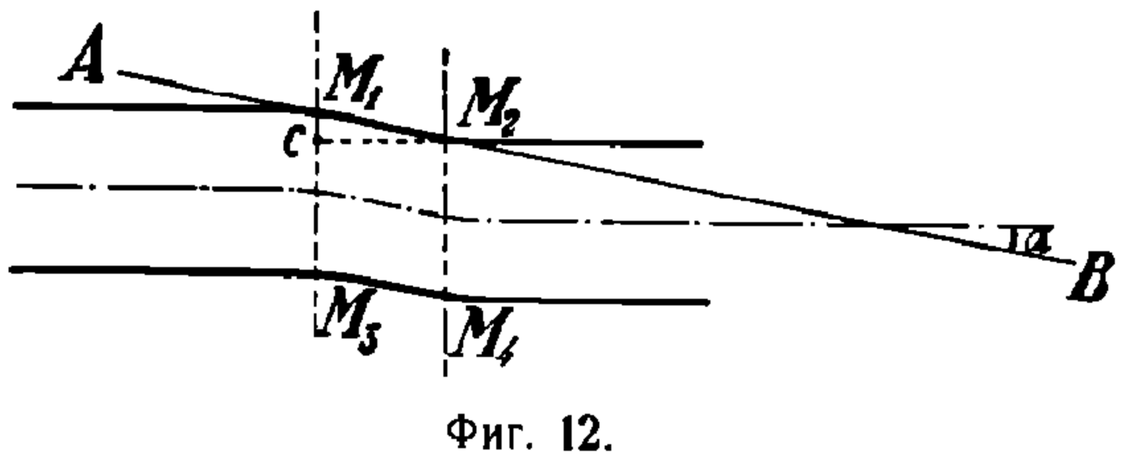
При движении вагона по кривой радиуса ρ поперечное ускорение, направленное по радиусу кривизны, равно $\frac{v^2}{\rho}$, а сила $S = \frac{Mv^2}{\rho} = \frac{P}{g} \cdot \frac{v^2}{\rho}$.

При $\rho = 300$ *м* и $v = 16$ *м*/сек. $S = 0{,}09\ P$.

НТБ ДНУЖТ

Сила S может достигать больших размеров при проходе вагоном с большою скоростью крутых кривых на станционных переходах, а также случайных извилин пути.

Если M_1 M_3 и M_2 M_4 (фиг. 12) представляют два положения передней (по направлению движения) вагонной оси при проходе ею извилины пути, AB — касательную к извилине в точке M_1, α — угол, составляемый прямою AB с осью пути, то при скорости движения вагона V скорость поперечного движения передней оси будет $\varphi = V \operatorname{tg} \alpha$. Чем эта скорость будет больше и величина поперечного перемещения оси CM_1 меньше, тем значительнее будут ускорения, передаваемые осью вагону для сообщения ему скорости φ.



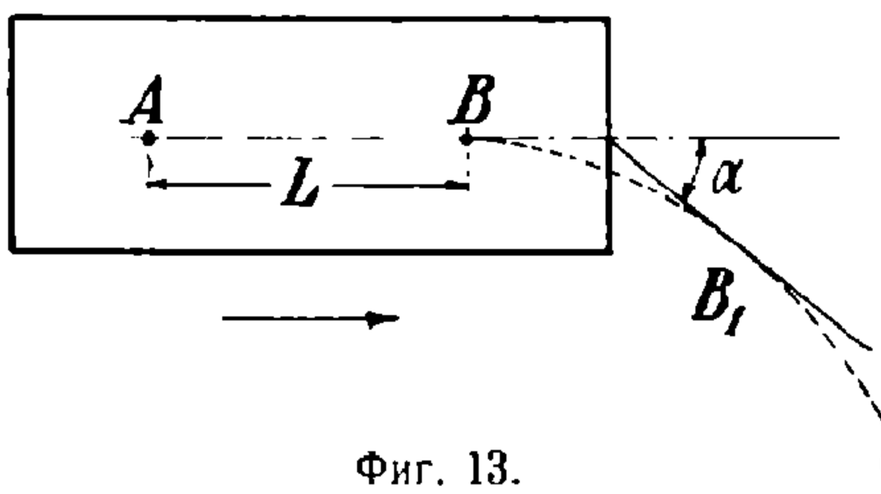
Фиг. 12.

Если центр тяжести кузова будет совпадать с срединою расстояния между крайними осями, то, пока задняя ось находится еще на прямой, ускорение центра тяжести будет равно половине ускорения передней оси.

При $V = 16$ *м* и $\operatorname{tg} \alpha = 0{,}11\ldots$ $\varphi = 0{,}11 \quad 16 = 1{,}76$ *м*. В этом случае, при равномерно-ускоренном движении, ускорение центра тяжести

$$W = \frac{\varphi}{} = \frac{1{,}76}{} \cdot \frac{1}{t}$$

Допустив, что скорость φ приобретена на длине 1 *м*, т. е. в течение $\frac{1}{16}$ секунды, получим $W = \frac{1{,}76}{2} \quad 16 = 14{,}08$, т. е. W превышает в полтора раза ускорение силы тяжести Иначе сказать, в этом случае S равняется полуторному весу вагона.



Фиг. 13.

Кроме отклонения центра тяжести вагона при проходе кривых частей пути происходит еще вращение вагона около вертикальной оси.

Пусть A и B (фиг. 13) представляют средины крайних осей обыкновенного или центры шкворней тележечного вагона, движущегося по направлению стрелки со скоростью v. Предположим, что ось A продолжает движение по прямой AB в то время, как ось B входит на кривую BC. Следуя по кривой, ось B будет иметь в каждой точке B_1 кривой определенную перпендикулярную к AB поперечную скорость

НТБ ДНУЖТ

$\varphi = v \operatorname{tg} \alpha$ или, если уравнение кривой BC будет $y = f(x)$, то $\varphi = v\frac{dy}{dx}$. При этом вагон вращается вокруг точки A с угловой скоростью $\omega = \frac{\varphi}{L}$, где L—расстояние между осями.

Принимая v постоянной, угловое ускорение можно выразить:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{L} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \frac{v}{L} \frac{d^2y}{dx^2} \cdot \frac{dx}{dt} = \frac{v^2}{L} \cdot \frac{d^2y}{dx^2}.$$

Если силу, заставляющую точку B кузова следовать за движением шкворня, назовем через T, а момент силы инерции кузова относительно точки вращения A — через J_A, то, как известно из динамики,

$$J_A \frac{d\omega}{dt} = TL,$$

откуда

$$T = \frac{d\omega}{dt} \cdot \frac{J_A}{L}$$

Если предположить, что центр тяжести кузова находится на средине между A и B и момент силы инерции кузова относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести, назвать через J_g, а массу кузова—M, то

$$J_A = J_g + \left(\frac{L}{2}\right)^2 M,$$

а

$$T = \frac{d\omega}{dt} \cdot \frac{J_g}{L} + \frac{d\omega}{dt} \cdot \frac{L}{4} M \qquad (1).$$

Подставляя во второй член $\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{L} \cdot \frac{d\varphi}{dt}$, называя поперечную скорость центра тяжести через $v^1 = \frac{1}{2}\varphi$ и замечая, что поэтому $\frac{d\varphi}{dt} = 2\frac{dv^1}{dt}$, имеем:

$$T = \frac{d\omega}{dt} \cdot \frac{J_g}{L} + \frac{1}{2}\frac{dv^1}{dt} M \qquad (2).$$

Первый член второй части этого равенства соответствует вращению вагона, а второй—поперечному перемещению центра тяжести. Заменяя в равенстве (1) $\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{L} \cdot \frac{d\varphi}{dt}$, получим:

$$T = \frac{J_g}{L^2} \cdot \frac{d\varphi}{dt} + \frac{d\varphi}{dt} \cdot \frac{M}{4} = \frac{d\varphi}{dt}\left(\frac{J_g}{L^2} + \frac{M}{4}\right) = \frac{d\varphi}{dt}\left(\frac{J_g}{L^2} + \frac{P}{4g}\right).$$

Если длина кузова a, ширина b и предположить, что вес вагона распределен равномерно по площади основания, т. е. $P = \delta ab$, то, замечая, что

$$J_g = \frac{M}{12}(a^2+b^2) = \frac{\delta}{g} \cdot \frac{ab}{12}(a^2+b^2),$$

имеем:

$$T = \frac{d\varphi}{dt} \cdot \frac{\delta \cdot ab}{g}\left(\frac{a^2+b^2}{12L^2} + \frac{1}{4}\right).$$

$\frac{d\varphi}{dt}$ есть ускорение поперечного перемещения крайней оси. Называя его через W_0, имеем

$$T = W_0 \frac{\delta \cdot ab}{g}\left(\frac{a^2+b^2}{12L^2} + \frac{1}{4}\right).$$

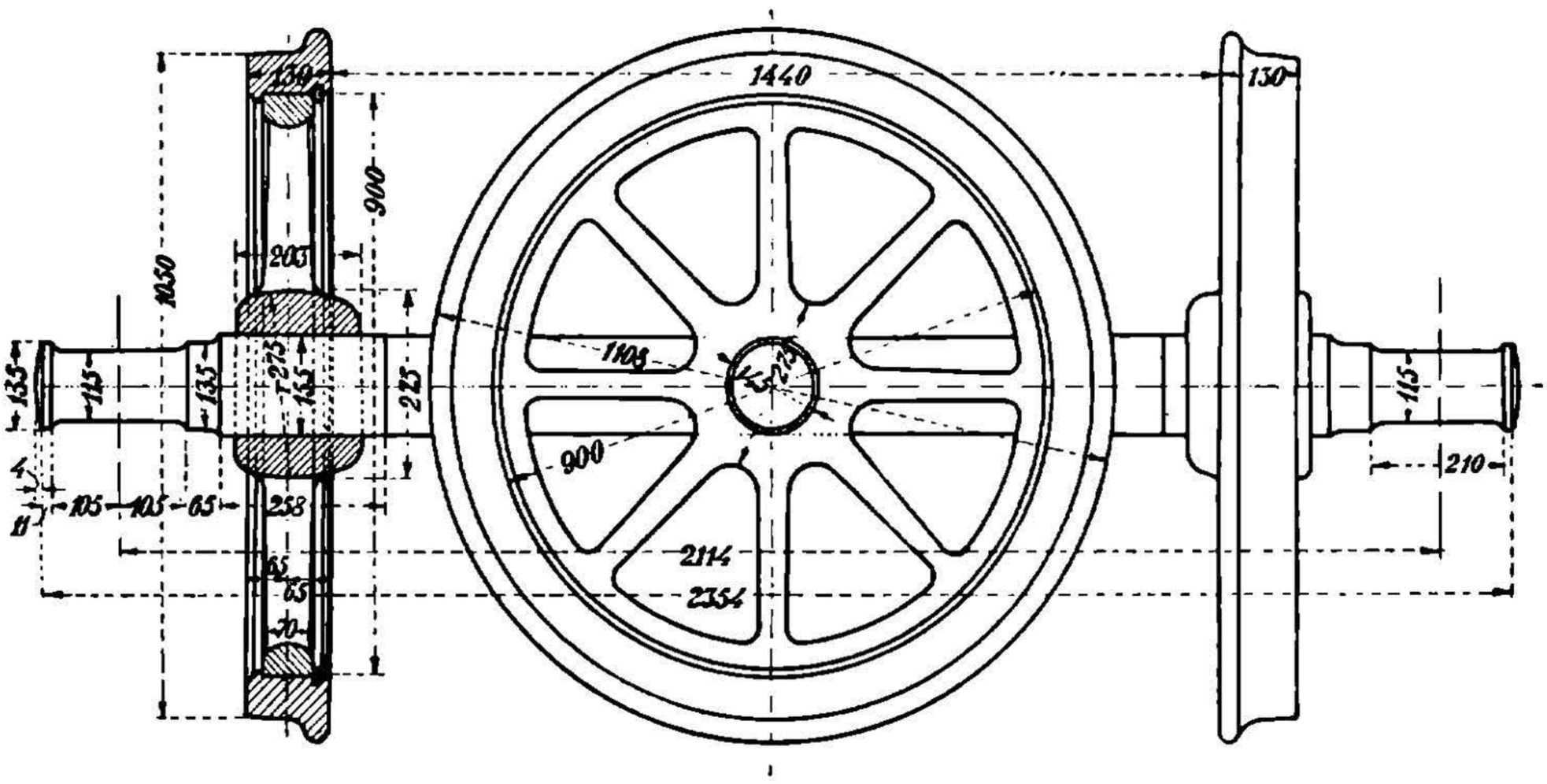
НТБ ДНУЖТ

ГЛАВА II

КОЛЕСНЫЕ ПАРЫ

1. Общее описание

Колесная пара состоит из оси с насаженными на нее двумя колесами (фиг. 14). Часть оси, на которой сидит колесо, называется *подступичной частью*; часть, на которой работает подшипник,—*шейкою*. Переход от шейки к подступичной части называется *предподступичной*



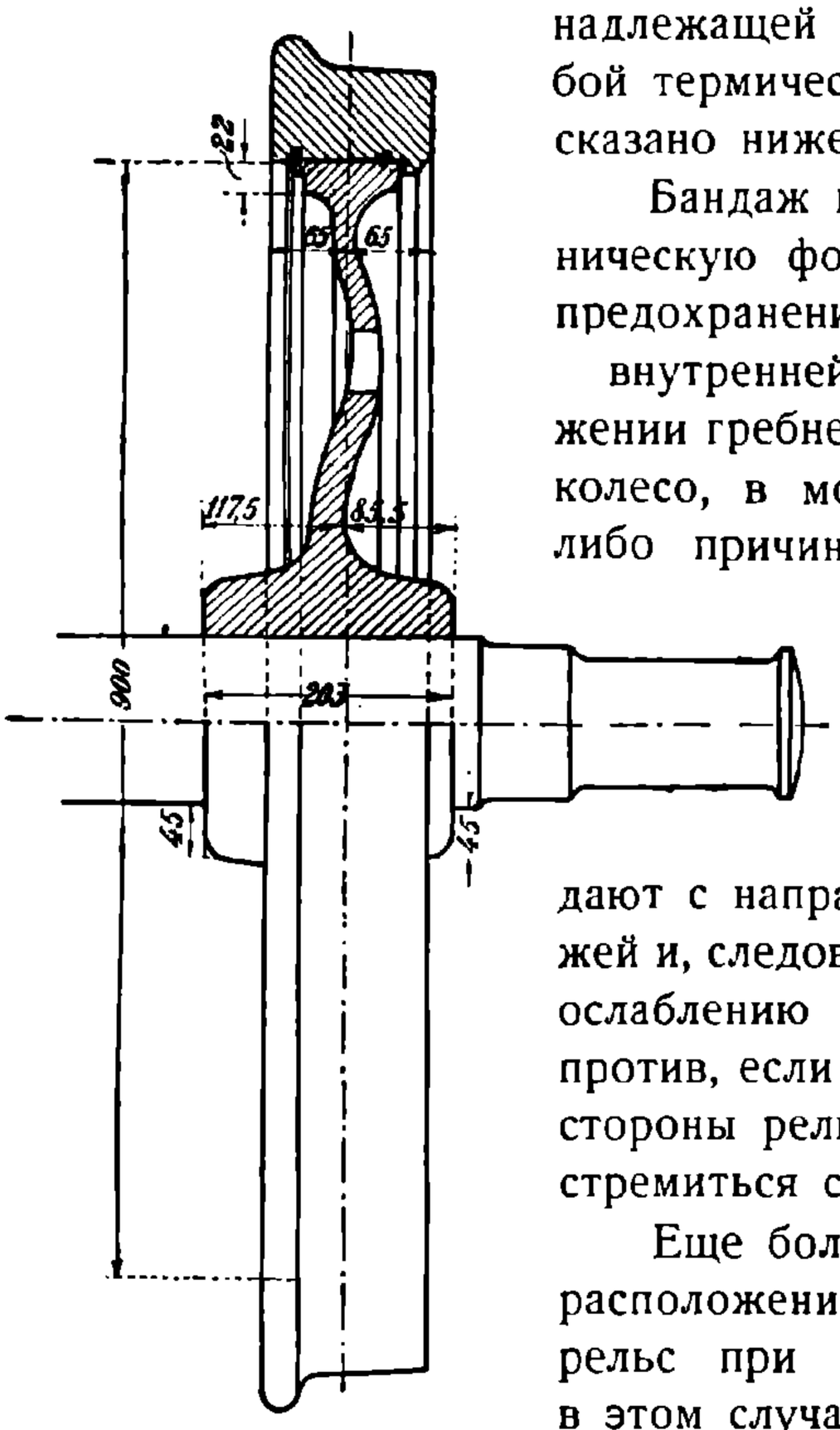
Фиг. 14

частью. Осевые шейки располагаются по концам оси, т. е. не между колесами, а снаружи их, что способствует устройству удобной смазки и дает возможность делать шейку меньшего диаметра. Колеса надеваются на ось под давлением наглухо, что составляет отличительную особенность железнодорожных колес.

В колесе различают следующие части: *ступицу*, *спицы*, *обод* и *бандаж*. Делаются также колеса со сплошным диском вместо спиц (фиг. 15). Ступица, спицы и обод составляют одно целое, называемое *колесным центром*. На обод колесного центра надевается в горячем состоянии стальной бандаж. Устройство отдельного съемного бандажа делается с целью предохранить обод колеса от изнашивания и иметь

НТБ
ДНУЖТ

возможность применять для бандажей более твердый и прочный материал, чем материал центра. Однако делают колеса и без бандажей, что очень распространено в Америке, при чем для придания ободу надлежащей твердости он подвергается особой термической обработке, о которой будет сказано ниже.



Фиг. 15.

Бандаж и колесо без бандажа имеют коническую форму поверхности катания и для предохранения их от схода снабжены гребнем внутренней стороны рельса. При расположении гребней с внутренней стороны (фиг. 16) колесо, в момент возникновения по какой-либо причине схода с рельса, противодействует сходу, благодаря составляющей силе давления на рельс, направленной вдоль оси колесной пары. Кроме того удары гребня о рельсы совпадают с направлением насадки колес и бандажей и, следовательно, не могут способствовать ослаблению насадки колес и бандажей. Напротив, если гребни расположить с наружной стороны рельс, то та же сила (фиг. 17) будет стремиться сдвинуть колесо с рельс.

Еще более существенное значение имеет расположение гребней с внутренней стороны рельс при проходе закруглений, так как в этом случае повышение наружного рельса, необходимое для того, чтобы парализовать влияние центробежной силы, препятствует набеганию гребня на рельс.

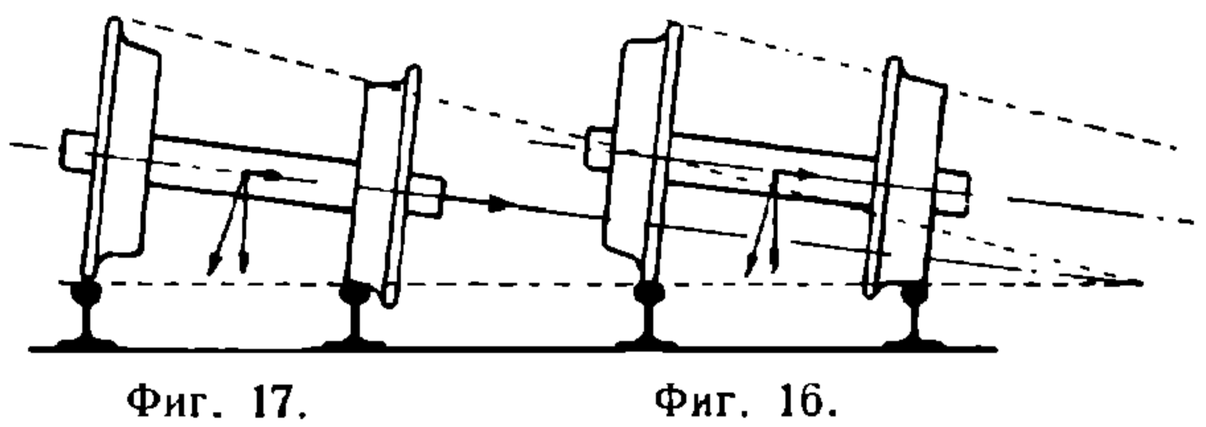
Коничность поверхности катания бандажей придается с целью облегчения прохождения кривых частей пути и для достижения совпадания продольной оси подвижного состава с осью пути при движении на прямых частях пути. Профиль поверхности катания колес должен находиться в соответствии с профилем головки рельс и с установкой их.

Первоначально в железнодорожных колесах поверхность катания делалась цилиндрической, и соответственно этому рельсы имели верхнюю грань головки горизонтальную и устанавливались вертикально. Но уже в 30-х годах прошлого столетия было признано необходимым обтачивать поверхность катания колес по конусу, чтобы облегчить проход по кривым и уменьшить сопротивление вагонов при движении. В связи с этим был изменен профиль головки рельс и способ установки их. Головке рельс придана выпуклая форма, чтобы колесо катилось по

НТБ ДНУЖТ

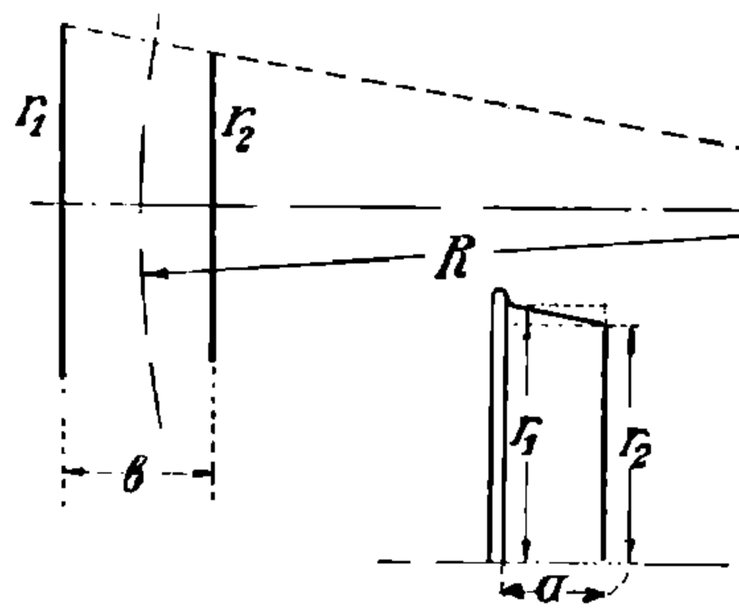
средней линии головки, а не по краям; устанавливаются же рельсы с уклоном внутрь, равным коничности поверхности катания колеса, благодаря чему давление от колеса на подошву рельса передается по вертикальной оси рельса, проходящей через его центр тяжести.

Движение колесной пары по рельсам на прямой части пути совершается правильно и без скольжения бандажей только в том случае, когда оба колеса стоят на рельсах кругами катания одинакового диаметра. При конической обточке поверхностей катания колес всякое отклонение геометрического центра оси колесной пары от оси пути вызывает перемещение колес по кругам разного диаметра, вследствие чего одно колесо будет перегонять другое и геометрический центр оси колесной пары будет описывать пологую кривую (фиг. 18), при чем ось колесной пары из перпендикулярного положения относительно оси пути переходит в наклонное. При дальнейшем перемещении произойдет обратное изме-



Фиг. 17. Фиг. 16.

Фиг. 18.



Фиг. 19.

нение диаметров кругов катания колес, и геометрический центр оси колесной пары начнет описывать пологую кривую в обратном направлении. В результате любая точка оси будет двигаться по волнообразной траектории (фиг. 18) до тех пор, пока не установится движение по кругам катания равного диаметра, при котором продольная ось вагона будет совпадать с осью пути.

Рассматривая движение колесной пары в тот момент, когда одно колесо опережает другое, как вращение вокруг некоторого мгновенного центра, и обозначив через (фиг. 19):

R — радиус вращения средины оси вокруг мгновенного центра,
r — средний радиус колес,
r_1 — наибольший радиус колес,
r_2 — наименьший » »
a — ширину поверхности катания бандажа,
b — расстояние между осями рельс,

НТБ ДНУЖТ

$\frac{1}{n}$ — величину уклона поверхности катания бандажа, можно написать следующее равенство:

$$\left(R+\frac{b}{2}\right) : r_1 = \left(R-\frac{b}{2}\right) : r_2,$$

откуда

$$R = \frac{b}{2} \cdot \frac{r_1 \quad r_2}{r_1 - r_2}.$$

Так как

$$\frac{r_1+r_2}{2} = r, \text{ а } \frac{r_1-r_2}{a} = \frac{1}{n},$$

то

$$R = \frac{b\,r\,n}{a}.$$

Чем меньше $\frac{1}{n}$, тем больше радиус кривизны волнообразной линии, по которой перемещается средина оси.

Таким образом, чем меньше конусность поверхности катания, тем меньше извилистость траектории геометрического центра колесной пары. Когда же конусности вовсе не будет, т. е. отношение $\frac{1}{n} = 0$, то радиус кривизны будет равен ∞, и волнообразная линия превратится в прямую. Следовательно, при цилиндрической поверхности катания колесная пара при движении вагона не будет иметь перемещения в направлении, перпендикулярном оси пути. Однако это обстоятельство не является преимуществом колес с цилиндрической поверхностью катания. Действительно, для свободного прохождения колесной пары между головкой рельса и гребнем, должен оставаться зазор. Коничность бандажей обеспечивает сохранение зазора, если бы вследствие толчка одно из колес оказалось прижатым гребнем к рельсу. При цилиндрической поверхности бандажа нет причины, которая заставила бы гребень, прижатый к рельсу, отойти от него. Это обстоятельство вызывает излишнее сопротивление при движении колес на прямых участках пути и более сильный износ гребня бандажа и рельса.

При движении колесных пар по кривым частям пути преимущество конических бандажей перед цилиндрическими сказывается лишь тогда, когда при данной коничности бандажей отношение кругов катания наружного и внутреннего колес равно или близко подходит к отношению радиусов кривых обеих рельс. В этом случае при конических бандажах не будет не только скольжения колес по рельсам, но также нажатия гребня на рельс. При цилиндрической же поверхности катания бандажей колеса одной и той же оси, проходя неодинаковые пути, должны иметь некоторое скольжение по рельсам. Однако, хотя при конической форме поверхности катания колеса в кривых частях пути катятся по кругам разных диаметров: большим—по наружному рельсу и меньшим — по внутреннему, но отсутствие скольжения возможно

НТБ ДНУЖТ

только при одном определенном радиусе закругления, соответствующем принятой коничности поверхности катания, что, конечно, в свою очередь, делает несущественным в этом отношении преимущество конических поверхностей катания перед цилиндрическими.

Кроме того необходимо отметить, что колесные пары, являясь связанными между собою рамою вагона или тележки, принимают на кривой части пути такое положение, при котором передняя по направлению движения колесная пара набегает на наружный рельс, а задняя приближается к внутреннему рельсу. Следовательно, скольжение колес и трение гребня, неизбежно и в колесах с коническими поверхностями катания при движении их по кривым.

Сказанное относится к бандажам вновь обточенным. При работе же колесных пар под вагонами бандажи их получают износ, так называемый прокат, величина которого больше у основания гребня, тогда как поверхность бандажа около наружного края обычно износа не имеет. Прокат бандажей по существующим правилам допускается до 5 *мм*. Наличие проката у бандажей с цилиндрической обточкой поверхности катания дает ему такой профиль поверхности катания, при котором диаметр по среднему кругу катания будет меньше, чем диаметр у наружного края. У бандажей же с конической обточкой разность диаметров по среднему кругу катания и у наружного края не может быть значительной. По этой причине перемещение колесной пары с прокатом бандажей на закруглениях при цилиндрической обточке будет более затрудненным, чем при конической обточке. Эти соображения объясняют применение на дорогах всех стран конического профиля поверхности катания колес.

2. Оси

Оси изготовляются из мартеновской или бессемеровской стали путем прокатки и проковки. В Германии оси изготовляются исключительно прокаткой.

Сталь, служащая для изготовления осей, согласно Техническим условиям НКПС, должна выдерживать временное сопротивление на разрыв в 50—60 *кг* на 1 *кв. мм* при относительном удлинении не менее 16% и допускать загиб в холодном состоянии на 180° вокруг стержня диаметром, равным тройной толщине испытываемого образца без надлома.

Находящиеся в настоящее время под вагонами русских железных дорог колесные пары имеют оси следующих типов: нормальные товарные, усиленные товарные, товарные типа 1927 г., пассажирские нормальные, пассажирские типа 1927 г. и американские. Эти оси различаются размерами шейки, диаметром подступичной и средней частей.

Нормальная ось введена в 1892 г. одновременно с введением нормального товарного вагона подъемной силой в 12,5 *т*. До этого же

НТБ ДНУЖТ

времени существовали оси разных типов и размеров, при чем первоначально оси делались железными, а затем перешли на стальные с целью повышения прочности их. Нормальные оси могут ставиться только под такие вагоны, у которых нагрузка на ось брутто не превышает 10 *т*.

С повышением в 1908 г. подъемной силы товарных вагонов до 16,5 *т* введены для нормальных товарных вагонов усиленные оси. Диаметр шейки усиленной оси увеличен на 5 *мм* против нормальной, т. е. дан в 105 *мм* вместо 100, при той же длине в 170 *мм*. Диаметр предподступичной части оставлен одинаковым как и у нормальной, так и у усиленной оси (120 *мм*). Диаметр подступичной и средней части усиленной оси на 10 *мм* больше, чем нормальной оси: у нормальной — диаметр подступичной части 135 *мм* и средней — 126 *мм*, а у усиленной подступичная часть — 145 *мм* и средняя — 136 *мм*.

Усиленные товарные оси подкатываются под товарные вагоны, у которых нагрузка брутто на ось не выше 12,5 *т*, и под пассажирские, у которых нагрузка на ось не выше 10 *т*.

Товарная ось 1927 г. имеет длину шейки 170 *мм*, т. е. такую же, как и усиленная ось, а диаметр шейки ее увеличен до 110 *мм*; диаметр подступичной части — 155 *мм* и средней части — 145 *мм*. Эта ось предназначается для нормальных товарных вагонов и введена в виду частых случаев поломок осей под этими вагонами.

Пассажирские нормальные колесные пары установлены — как тип, обязательный для всех дорог к подкатке под вагоны — в 1909 г. До этого времени каждая железная дорога ставила под пассажирские вагоны такие оси, какие находила нужным или возможным, в виду чего оси пассажирских вагонов имелись многих типов. Нормальная пассажирская ось характеризуется следующими размерами: диаметр шейки — 115 *мм* при длине 210 *мм*, диаметр предподступичной части — 135 *мм*, подступичной части — 155 *мм*, средней части — 145 *мм*.

Пассажирская ось так же, как и усиленная товарная, рассчитана на нагрузку брутто в 12,5 *т*. Пассажирские оси ставятся также под товарные вагоны с нагрузкой на ось до 16 *т*.

С постройкой в настоящее время двухосных пассажирских вагонов с нагрузкой на ось брутто до 14 *т* введен в 1927 г. второй (усиленный) тип пассажирских осей с подступичной частью в 165 *мм*, шейкой — диаметром в 120 *мм* и длиною в 210 *мм* и средней частью — в 155 *мм*.

Для большегрузных товарных вагонов и для пассажирских вагонов с нагрузкой в 14 и более тонн применяются оси американского типа, значительно превосходящие по размерам оси всех прочих типов. Размеры их следующие: диаметр шейки — 140 *мм* при длине 254 *мм*; диаметр предподступичной части — 168 *мм*, подступичной — 178 *мм* и средней — 149 *мм*. Эта ось рассчитана на нагрузку 18 *т* брутто под товарными вагонами.

НТБ ДНУЖТ

Шейки вагонных осей ограничены двумя буртиками, называемыми галтелями (фиг. 14). Галтель у наружного края оси называется передней, а у предподступичной части—задней. Диаметр передней галтели делается одинаковым с диаметром предподступичной части. Таким образом высота галтелей определяется разностью диаметров шейки и предподступичной части оси и у новых осей делается от 10 до 15 *мм*.

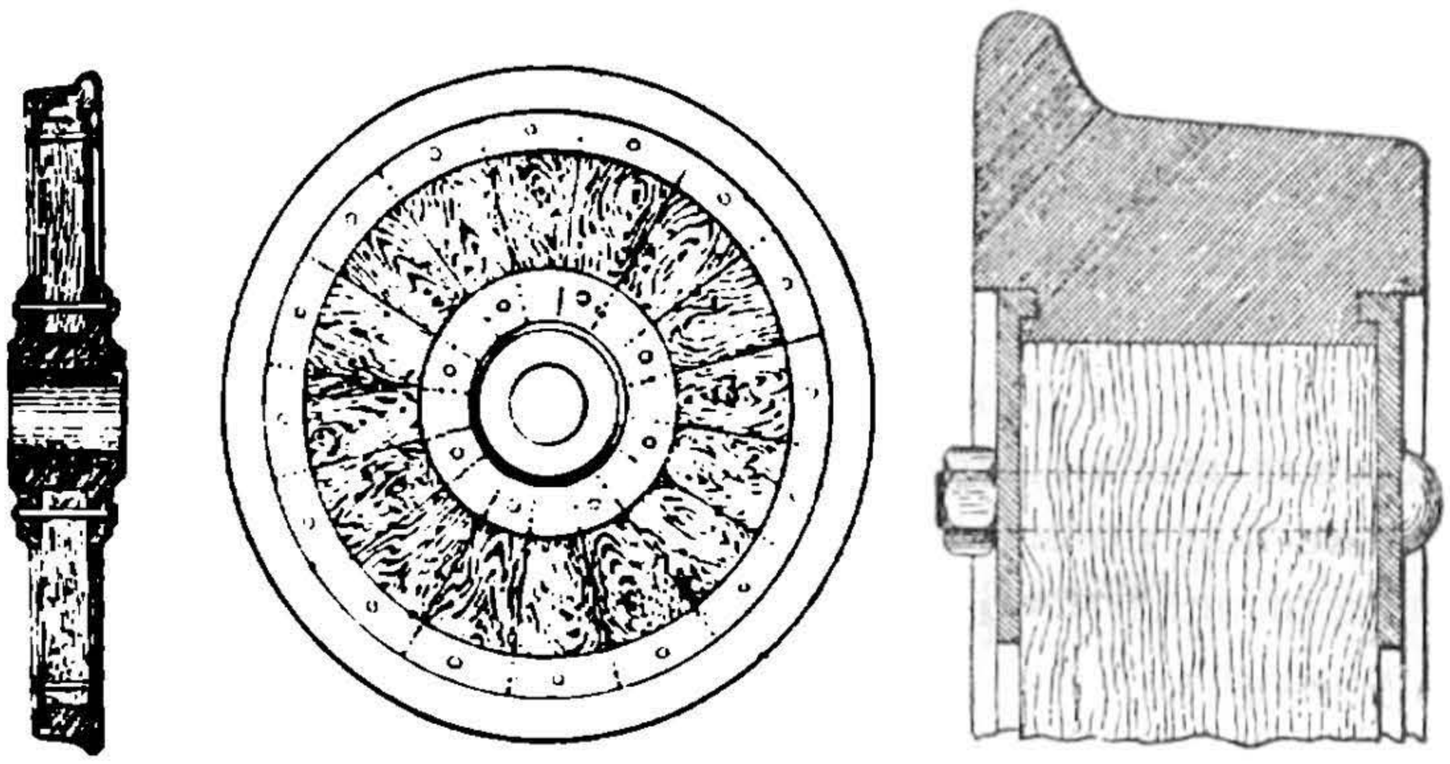
Галтели шейки служат для ограничения перемещения подшипника вдоль оси при боковых колебаниях кузова во время хода вагона; через галтели передаются раме и кузову вагона толчки от ударов гребней колес о рельсы при проходе закруглений и стрелок. На наших дорогах обе галтели делаются рабочими и очерчиваются со стороны шейки закруглением радиуса в 10 *мм*. У осей американских и германских дорог радиус закругления передней галтели делается возможно малым для увеличения опорной поверхности передней галтели (3 *мм*—у американских осей и 2 *мм*—у германских); радиус же закругления задней галтели делается возможно большим (19 *мм* — у американских осей и 20 *мм*—у германских). С конструктивной стороны такое очертание галтелей вполне целесообразно, так как изгибающий момент у передней галтели шейки равен нулю, и, следовательно, заточка передней галтели даже под прямым углом не может иметь вредных последствий для прочности шейки. В сечении же у задней галтели шейки изгибающий момент имеет максимальную величину, и поэтому здесь плавность перехода от шейка к предподступичной части имеет весьма важное значение для прочности оси. При большом радиусе закругления задней галтели она утрачивает свое значение опорной поверхности для подшипника, а потому на американских и германских дорогах рабочей галтелью делается только передняя. Чтобы подшипник не набегал на заднюю галтель, ему дается зазор у задней галтели в два раза больше, чем у передней. Набегание подшипника на заднюю галтель в эксплоатации не может быть обнаружено без выемки подшипника и в силу этого часто служит причиною горения. Поэтому принятая американскими и германскими дорогами конструкция, при которой задняя галтель не участвует в работе подшипника, оказывается полезной и в отношении устраненния горения букс. Такая конструкция галтелей применена на наших дорогах у осей большегрузных вагонов.

3. Колесные центры

Колесные центры существуют разных типов, отличающихся конструкцией обода и средней части. В зависимости от устройства обода можно все колесные центры разделить на две группы: 1) центры, у которых обод служит поверхностью катания, т. е. центры, на которые бандажи не надеваются, и 2) центры, на обод которых надевается съемный бандаж.

НТБ ДНУЖТ

По устройству же средней части колесные центры делятся на спицевые (фиг. 14) и дисковые (фиг. 15). Спицевые центры, в свою очередь, разделяются на железные кованные (фиг. 23) и литые стальные (фиг. 14). На наших дорогах до 1900 г. наибольшее распространение имели железные кованные центры. Первоначально железные колеса делали с чугунными ступицами, но, в виду недостаточной прочности чугунной ступицы и расшатывания в ней спиц, изготовление таких колес было прекращено. В 900-х годах стали входить в употребление на наших дорогах спицевые колеса из литой стали. Изготовление таких колес проще и дешевле, почему они стали вытеснять колеса железные кованные. Дисковые центры в старину делались с дере-



Фиг. 20.

вянными даже бумажными прессованными дисками; в последние годы дисковые центры изготовляются чугунные или стальные литые с закаленным ободом или стальные вальцованные.

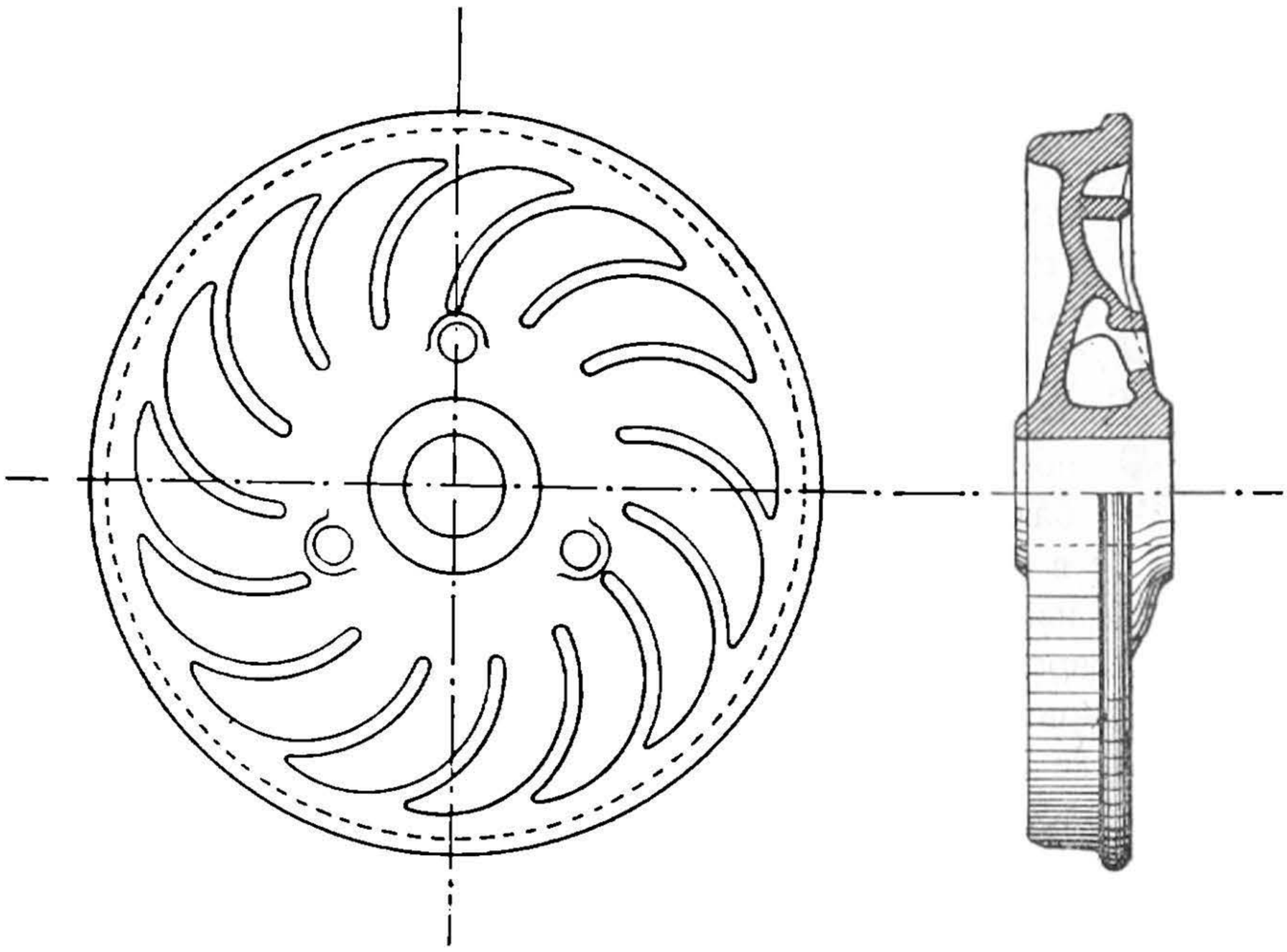
Центры с деревянными дисками, так называемые *колеса Манзеля*, состоят из секторов дубового дерева, скрепленного с ободом и ступицей при посредстве колец скобообразного сечения и болтов (фиг. 20). Достоинство колес Манзеля составляли легкость и упругость их, тихий, покойный ход и меньший износ бандажей, в виду чего колеса эти в прежнее время были распространены как на английских, так и на наших дорогах. Однако колеса Манзеля требовали особенно внимательного ухода, так как от усушки дерева скреплявшие их болты слабли и вызывали необходимость своевременного укрепления их. Ремонт колес был дорог, и продолжительность службы их мала. В виду этого, а также в виду повышения нагрузки на ось, подкатка колес Манзеля с 1892 г. была запрещена у нас под вагонами прямого сообщения. На английских дорогах они также вышли из употребления.

Колесные центры с бумажными и прессованными дисками встречались в старые годы на некоторых американских дорогах. Диск из спрессованной бумажной массы вставлялся между ободом и ступицей

НТБ ДНУЖТ

под сильным давлением, при чем с обеих сторон накладывались на него стальные диски, укрепляемые болтами.

На германских, австрийских и французских дорогах имели применение колеса с дисками из железа или стали. Конструкция таких колес была весьма разнообразна. В одних диски вжимались под большим давлением между ободом и ступицей с обеих сторон и скреплялись болтами; в других — диск образовывался провальцованным в виде желоба прутом, который навертывался спиралью на ступицу из сварочного железа и сваривался в одно целое в штампах, имеющих форму



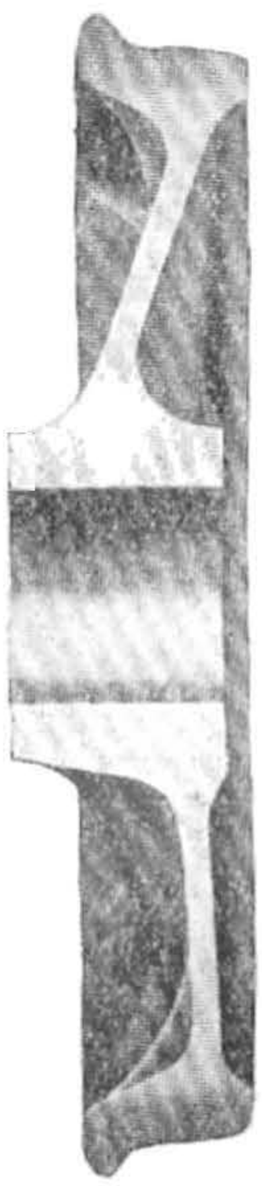
Фиг. 21.

колеса; в третьих — диск проковывался и провальцовывался в прокатных валках соответствующей формы (способ Бохумского завода); в четвертых—колесо, изготовленное из сварочного железа со ступицей, ободом и спицами, сваривалось с железным диском (французский способ Арбеля).

С усовершенствованием литейного дела начали получать распространение *колеса литые чугунные и стальные* с ободом в форме бандажа. Производство чугунных литых колес с закаленным ободом возникло в Америке в начале второй половины прошлого столетия, но значительно распространилось только в начале настоящего столетия. К 20-м годам этого столетия в Соединенных Штатах Северной Америки и в Канаде все товарные вагоны, с подъемной силой до 50 *m*, т. е. с нагрузкой на ось до 18 *m*, имели чугунные колеса с закаленным ободом (фиг. 21). Из Америки производство чугунных литых колес

НТБ ДНУЖТ

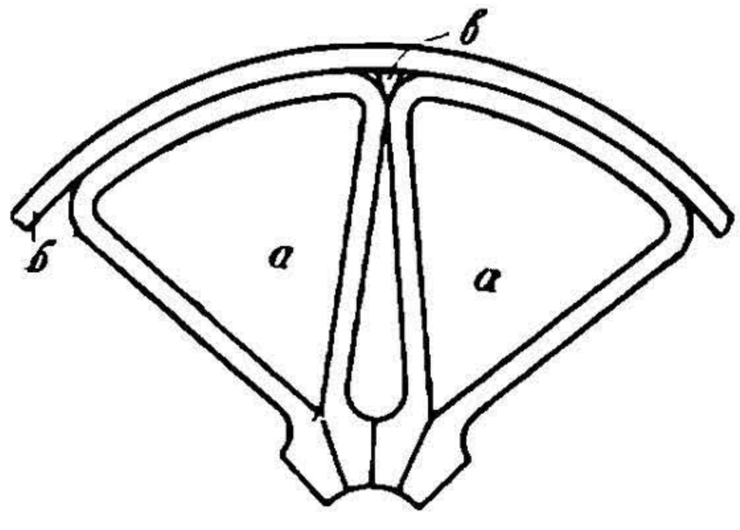
с закаленным ободом перешло в Европу, где первый завод для изготовления этих колес был построен американцем Гриффином, по имени которого стали называться эти колеса. В России постановка колес Гриффина под вагоны была разрешена в 1901 г.[1], но была ограничена нетормозными товарными вагонами в количестве, не превышающем 10% от наличного колесного парка. Тем не менее некоторое время существовал в России специальный завод для изготовления колес Гриффина, построенный в Одессе Русско-Бельгийской компанией. Более широкое распространение на наших дорогах колеса Гриффина получили с 1915 г., когда были заказаны в Америке большегрузные товарные вагоны с такими колесами.



Фиг. 22.

На ряду с колесами Гриффина в Соединенных Штатах Северной Америки начали в последние годы распространяться стальные литые колеса Дэвиса (фиг. 22) и стальные дисковые вальцованные колеса (патент фирмы Кэнеди).

Железные кованные колесные центры изготовляются из специального фасонного полосового железа следующим образом. Железные полосы соответствующей длины загибаются в форме секторов *а* и укладываются по 8 штук в виде розетки в железное кольцо *б* (фиг. 23). Ступица изготовляется отдельно из двух кусков. Собранные в кольце части колесного центра нагреваются в горне до сварочного жара и затем свариваются под гидравлическим прессом вместе с частями ступиц. После сварки в ступице пробивается под прессом отверстие для оси, колесо вынимается из кольца и охлаждается свободно на земле. Затем завариваются углы между секторами, при чем для образования обода правильной цилиндрической формы в углы вставляются железные клинья *в*.



Фиг. 23.

Литые спицевые колеса отливаются из мартеновской или бессемеровской стали в формах и затем отжигаются в специальных печах.

Дисковые вальцованные колесные центры изготовляются из литых специальных болванок. Отлитая болванка проковывается в плоскую шайбу и после пробивки отверстия в ступице прокатывается на особых

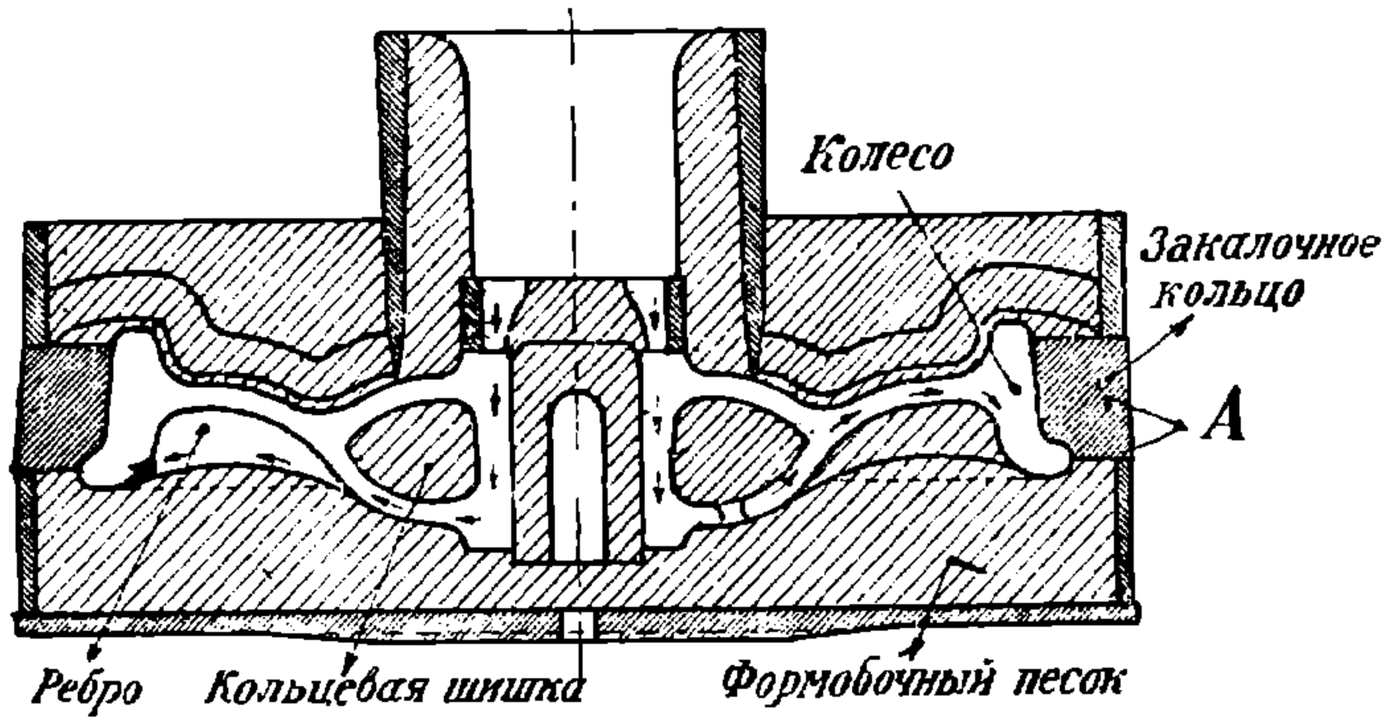
[1] Впервые в России эти колеса были применены еще в 60-х годах прошлого столетия на Николаевской жел. дор. американцем Уайнсом, которому было сдано с подряда дело ремонта подвижного состава на дороге. Однако при окончании срока договора он поставил колеса из незакаленного чугуна и плохой отливки, благодаря чему они лопались после незначительного пробега и приобрели дурную славу. Недобросовестность Уайнса вызвала недоверие к этим колесам, которое сохранилось на долгие годы.

НТБ ДНУЖТ

валках, после чего на прессу ей придается окончательная форма колеса. Диск этих колес делается волнистым для сообщения ему большей эластичности при толчках вдоль оси.

После изготовления центр должен быть предохранен от быстрого остывания путем засыпки золою или закладкою в особые камеры.

Чугунные колеса с закаленным ободом (Гриффина) отливаются в опоках (фиг. 24), снабженных закалочным кольцом *A*, обточенным изнутри по профилю поверхности катания колеса. Расплавленный чугун, приходя в соприкосновение со стенками закалочного кольца *A*, быстро теряет свой запас тепла и отбеливается на некоторую глубину; во всем же остальном теле колеса, окруженном формовочною землею, плохо проводящей тепло, происходит нормальный процесс, и здесь образуется серый чугун. Переход от белого чугуна к серому не должен быть резким, и закаленный слой должен иметь определенную глубину. Химический состав чугуна для таких колес установлен американской практикой в следующих соотношениях:



Фиг. 24.

Кремний	0,63
Углерод связанный	0,60
» в виде графита.	2,82
Марганец .	0,54
Фосфор .	0,32

Для получения колес хорошего качества чугун не должен содержать серы, так как примесь ничтожного количества серы ухудшает качество колес и понижает срок их службы. Появление раковин в ободе объясняется главным образом присутствием серы в чугуне. Лучшим чугуном для колес Гриффина является чугун, выплавленный на древесном угле.

Глубина закаленного слоя (отбеленного чугуна) должна быть по средине поверхности катания от 12 до 35 *мм*, а по гребню — от 10 до 22 *мм*. Чересчур глубокая закалка делает колесо хрупким, а мелкая — вызывает быстрый износ.

После отливки колесо немедленно вынимается из формы и переносится в специальные колодцы для медленного остывания с целью устранения вредных напряжений.

По изготовлении колеса подвергаются испытанию ударной пробой в вертикальном положении на неупругой опоре.

НТБ ДНУЖТ

По нормам американских дорог колеса должны выдерживать без повреждений следующие испытания:

Вес колеса в английских фунтах	Вес бабы в английских фунтах	Высота падения в футах	Число ударов
650	250	9,0	12
700	250	10,5	12
750	250	12,0	12
850	250	13,0	12

Стальные литые колеса Дэвиса отливаются из стали, приготовленной в мартеновской печи на основном поду. Отливка производится в опоке, вращающейся с такой скоростью, что первые порции металла отбрасываются к периферии и удерживаются у нее благодаря центробежной силе. В этот момент в струю расплавленного металла вводится под давлением порошкообразный ферро марганец, который увлекается к ободу, и образуется вокруг него богатый марганцем слой, вследствие чего поверхностный слой обода приобретает значительную твердость. После отливки колесо отжигается при температуре 870—900°С в продолжение $2^1/_2$ часов, а затем правится под гидравлическим прессом и очищается; для придания надлежащего профиля колесу, поверхность катания его выравнивается на шлифовальном станке. После этого производится закалка обода, для чего колесо, нагретое в печи до температуры 815°С, помещается в специальную ванну с открытым дном, в которой по окружности расположены трубки, из которых бьют струи воды. Закалка длится около трех минут, до тех пор, пока диск станет темно-вишнево-красным. Тогда прекращается доступ воды, и колесо остывает на воздухе.

Очистив колеса от окалин, их подвергают термической обработке в специальных печах для устранения получающихся при закалке обода вредных напряжений. Готовые колеса подвергаются освидетельствованию и испытанию на удар бабою весом в 200 *кг* с высоты 1,7 *м*. Ударяют колесо по одному разу в центр с обеих сторон.

Колесные центры должны удовлетворять следующим общим требованиям:

1) сохранять свою первоначальную круглую форму;

2) обладать некоторой упругостью для смягчения ударов при неровностях пути или поверхности катания колеса;

3) сопротивление при движении должно быть возможно меньше;

4) торможение не должно оказывать вреднего влияния на обод;

5) продолжительность службы должна быть наибольшая;

6) изготовление должно быть возможно проще и дешевле.

НТБ ДНУЖТ

При оценке того или другого типа колес или сравнении с другими необходимо исходить из этих основных требований.

Кованные спицевые колесные центры более упруги чем литые, и при хорошем изготовлении у них редко появляются трещины. Недостатки их: большая стоимость изготовления и большой вес в сравнении с литыми.

Литые стальные спицевые центры часто обнаруживают после некоторого срока службы неравномерную усадку спиц, что вызывает овальность обода и ослабление бандажа.

Дисковые вальцованные колесные центры обладают большей твердостью и дольше служат, чем другие центры. Появление трещин в них наблюдается редко и только в тех случаях, когда после изготовления они были неправильно охлаждены. Трещины появляются главным образом в диске вблизи ступицы и имеют обычно кольцевую форму.

Колесная пара с колесами Гриффина имеет вес почти на 0,25 *m* меньше, чем пара с центрами, снабженными бандажами. Вместе с тем в Америке они обходятся очень дешево благодаря широко развитому производству их и использованию старых колес [1].

Эти два обстоятельства, т. е. меньшая тара вагона с колесами Гриффина и дешевизна их, являются основной причиной столь широкого распространения их в Америке.

Колеса Гриффина незаменимы там, где нагрузка легкая, скорость небольшая и условия службы не тяжелы. Поэтому можно сказать, что вопрос о применении колес Гриффина есть вопрос не технический, а исключительно экономический. С технической стороны эти колеса имеют существенные недостатки, заключающиеся в появлении раковин по кругу катания, которые являются результатом неоднородной плотности и пустот под закаленным слоем, а также в появлении трещин в ободе, влекущих за собою отвал частей обода и другие серьезные повреждения. Эти недостатки становятся более частыми с увеличением нагрузки на ось при частом торможении и при больших морозах.

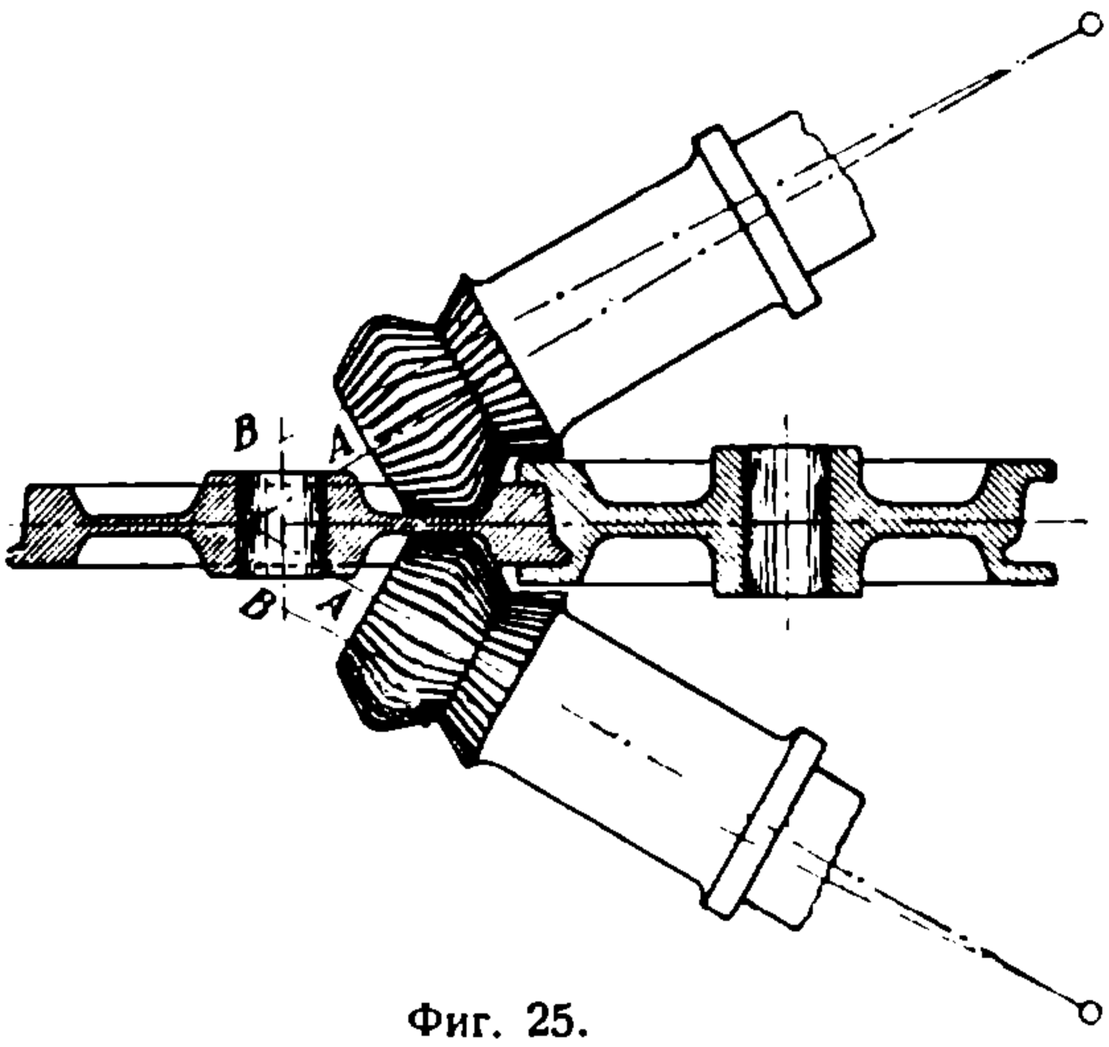
Появление раковин на ободе некоторыми техниками объяснялось тем, что при скольжении колеса по рельсу при маневрах на горках с помощью башмаков происходит изменение строения чугуна в результате местного нагрева. Однако это мнение не всегда справедливо, и в Америке появление раковин по кругу катания—явление не редкое, хотя там маневры производятся с помощью ручных тормозов.

Стальные дисковые вальцованные (цельнокатанные) безбандажные колеса (патент американской фирмы Джермен Кэнеди) прокатываются (фиг. 25) так же, как и дисковые вальцованные центры, но для изго-

[1] Стоимость 1 *m* колес пар Гриффина американскими заводами исчисляется в 20 руб. Срок службы их при грузоподъемности вагона в 40 *m* — 5 лет, при грузоподъемности в 50 *m* — 4 года. Средний груженный пробег при грузоподъемности вагона в 50 *m* —около 30 000 англ. миль.

НТБ ДНУЖТ

товления их применяется более твердая сталь (по Брюнелю 255), состав которой составляет секрет изобретателей. Эти колеса, благодаря их большей прочности, получили уже большое распространение в Америке и начинают вытеснять колеса Гриффина. Колеса эти при прокатке обода можно обтачивать как обыкновенные бандажные колеса; после износа обода колесо можно переточить на колесный центр и надеть на него бандаж. Однако, как показывает экономическое обследование, использование колеса в виде колесного центра экономически не оправдывается даже при самом интенсивном использовании обода под пассажирскими вагонами. Срок службы этих колес находится в зависимости от толщины обода и может быть доведен до пробега 850 000 — 1 000 000 *км*, что при работе под товарными вагонами равносильно сроку службы от 40 до 50 лет. Естественно, что при столь долговечной службе колеса нецелесообразно использовать его после износа в качестве колесного центра вследствие усталости металла. Главное достоинство таких колес по сравнению с бандажными — отсутствие ослаблений бандажей; недостатки этих колес такие же, как и у бандажных колес (раковины, трещины и т. п.), и встречаются не чаще чем у бандажей. У нас такие колеса работают под угольными полувагонами, построенными в Америке в 1916 г.



Фиг. 25.

Общее преимущество дисковых колес перед спицевыми заключается в том, что они при больших скоростях испытывают меньшее сопротивление движению со стороны воздуха и потому меньше поднимают пыли с пути.

Относительно стоимости изготовления колес необходимо отметить, что у нас дешевле всех обходятся дисковые катанные колеса, затем по стоимости следуют литые спицевые колеса и, наконец, самые дорогие — кованные.

4. Бандажи

Бандажи должны изготовляться из стали высокого качества (углеродистой), обладающей достаточной твердостью (по Брюнелю 180) для уменьшения износа и достаточной вязкостью для предотвращения лопания бандажей. Наилучшей для бандажей является тигельная сталь,

НТБ ДНУЖТ

но она дорога; поэтому обыкновенно изготовляют бандажи из более дешевой бессемеровской или мартеновской стали. Согласно Техническим условиям НКПС бандажи должны изготовляться из стали, допускающей временное сопротивление на разрыв в 60—70 *кг/мм²* при удлинении 12%. Для каждого бандажа отливается отдельная болванка, которая предварительно проковывается во всех направлениях, затем ей придается форма шайбы, в которой по средине пробивается дыра; после этого шайба развальцовывается в специальных валках соответственного профиля и получает форму бандажа требуемых размеров[1].

Провальцованному бандажу придают правильную круглую форму на центрирующем гидравлическом прессе.

Изготовленные бандажи отжигаются в специальных отжигательных печах. Вместо отжига бандажи могут быть подвергнуты термической обработке, состоящей в быстром охлаждении после прокатки с последующим негреванием их в печах при температуре не ниже 650°С и медленным охлаждением их после этого в тех же печах. Такой обработкой достигается большая твердость, и устраняются вредные напряжения, возникающие при остывании.

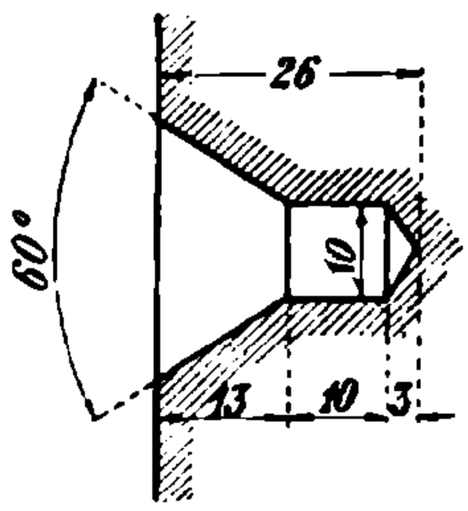
После наружного освидетельствования и обмера бандажи испытываются ударной пробой.

Проба на удар производится бабою в 1 *т* с высоты 4,25 *м*. После трех ударов бандаж не должен обнаруживать признаков разрушения.

5. Сборка и обточка колесных пар

До сборки колесных пар оси предварительно обтачиваются на токарном станке по установленным шаблонам. При обточке подступичной части оси не следует сглаживать штрихи от резца, так как это понижает надежность насадки.

Для того чтобы ось можно было обточить, на торцах ее высверливаются центры формы, показанной на фиг. 26. Размеры центров у всех осей должны быть одинаковыми, чтобы можно было на всех станках для обточки осей и бандажей иметь одинаковые центры и, следовательно, беспрепятственно обтачивать любую колесную пару.



Фиг. 26.

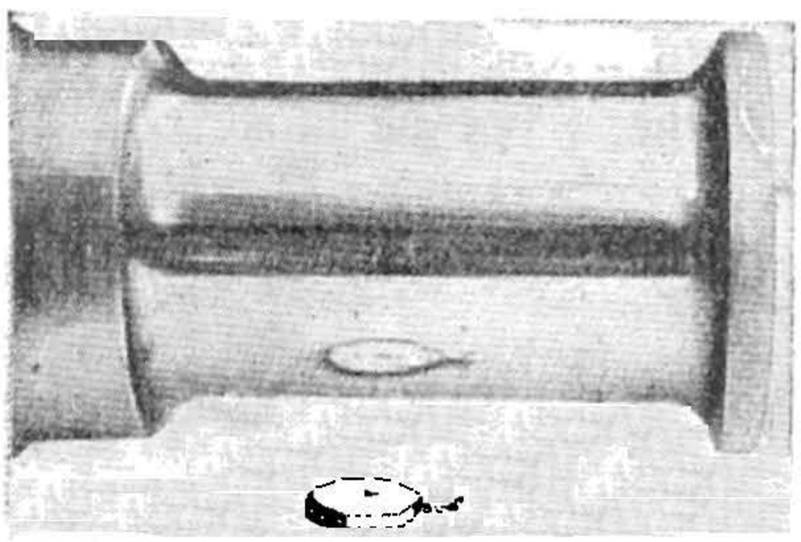
Шейки обтачиваются на токарных станках при обточке осей, т. е. до насадки на ось колеса, и после обточки шлифуются. В последнее

[1] Первоначально бандажи изготовлялись из железных, а позже из стальных полос, имеющих поперечное сечение бандажа; они изгибались по кругу и сваривались в месте стыка концов. Однако такие бандажи часто лопались в местах сварки; поэтому стали сваривать бандажи по окружности, для чего длинную прямоугольную полосу завивали спиралью, проваривали по всей окружности и развальцовывали. Впоследствии стали изготовлять из отдельных болванок круглые шайбы, сваривать их по нескольку штук вместе и развальцовывать.

НТБ ДНУЖТ

время вместо шлифовки применяется в некоторых мастерских, за границей и у нас, обработка шейки стальным каленым роликом, которым сглаживаются все штрихи, остающиеся после резца. Однако такая работа должна производиться с известной осторожностью и надежность ее проверяться на практике, так как в эксплоатации наблюдаются случаи, что при недостаточно тонких штрихах от резца вдавленные в поверхность шейки чешуйки металла отстают и служат причиною горения.

На обработку шейки должно быть обращено особо тщательное внимание, так как самое незначительное отклонение ее от строго цилиндрической формы может быть причиною грения подшипника. На германских дорогах шейки осей, кроме шлифовки, подвергаются еще полировке. Полировка доводится до такого предела, чтобы шейка, как зеркало, отражала падающие на ее поверхность лучи. Предмет, поднесенный к такой шейке, должен получить совершенно правильное изображение, как показано на фиг. 27. Искривление изображения показывает на неточность обточки шейки, и такая шейка бракуется.



Фиг. 27.

К обточенной оси притачивается ступица колеса таким образом, чтобы диаметр отверстия ступицы был меньше диаметра подступичной части оси на величину от 0,25 до 0,35 *мм*. Затем, отметив на оси керном средину ее, от которой должны производиться измерения, устанавливают ось на специальном гидравлическом прессе и насаживают на нее под давлением колесные центры.

Подступичная часть оси и ступицы предварительно смазываются растительным (высыхающим) маслом. Давление, под которым происходит насадка колесного центра на ось, должно быть в пределах от 40 до 70 *т*, если колесо насаживается без отдельно надетого бандажа. Если же на ось надевается колесный центр с надетым на нем бандажом, то давление при насадке должно быть в пределах от 50 до 80 *т*, в виду большого сопротивления, оказываемого ступицей при надевании на ось [1]).

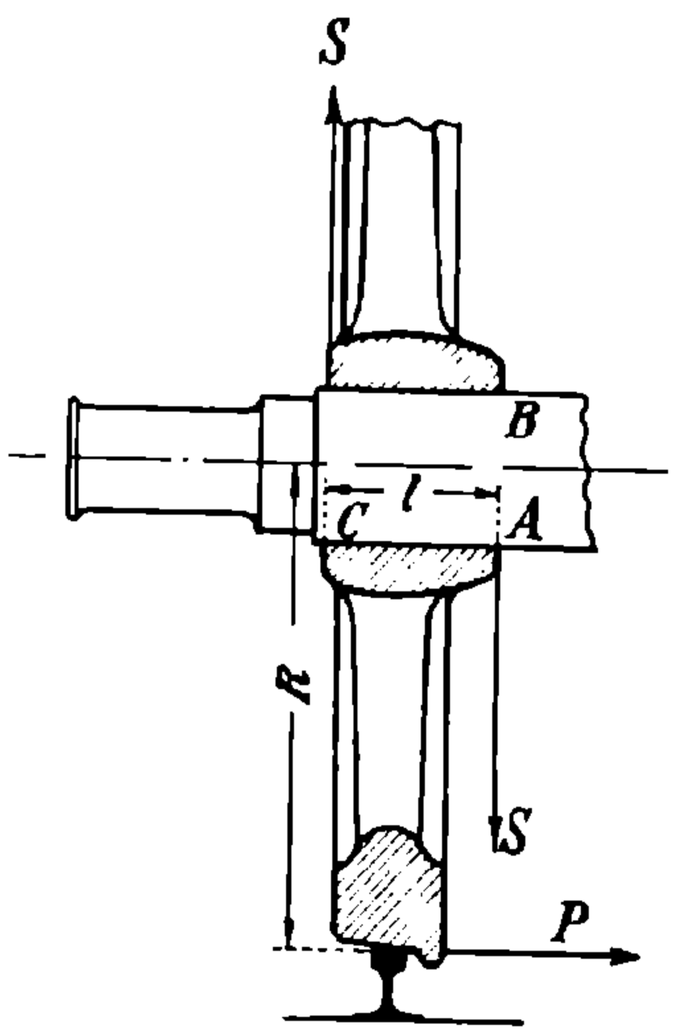
При расточке отверстия ступицы необходимо закруглять ее кромки, соприкасающиеся с осью. Как показал опыт, острые кромки ступицы дают смятие металла оси, особенно у задней кромки. Объясняется это тем, что при ударах гребня колеса о рельс во время движения вагона сила удара P (фиг. 28) дает пару сил S на кромках ступиц, при чем сила S превышает силу P в отношении $\frac{R}{l}$, где R—радиус колеса, а l длина ступицы, т. е., примерно, в $2^1/_2$ раза. По окружности оси

[1] Эти нормы в настоящее время повышены НКПСом: давление при насадке должно быть в пределах от 400 до 700 *кг* на каждый *мм* диаметра подступичной части.

НТБ ДНУЖТ

в сечении *AB*, при острой кромке у ступицы и конусности подступичной части, получится наибольшее давление на ось от ступицы. Кроме этого по линии *CA* на ось приходится и наибольшее давление от веса вагона и груза. Следовательно, в точке *A* материал оси испытывает наибольшее напряжение. При перемещении вагона все точки на окружности оси в сечении *AB* подвергаются за каждый оборот колеса переменной нагрузке, в результате которой материал оси по окружности в сечении *AB* утомляется раньше, чем в других частях оси, и на практике наблюдаются случаи образования кольцевых трещин в этих местах осей.

Весьма интересны опыты, произведенные в Тамбовских мастерских инж. Уваровым. Серия колесных пар, подозрительных по усталости материала оси в сечении *AB*, подвергалась Уваровым испытанию. После снятия колес ось испытывалась на удар, и после первого удара бабой ломалась в сечении *AB*. Когда же уставший материал был удален обточкой или опиловкой, изломы при ударах не наблюдались, и ось гнулась.



Фиг. 28.

Для ослабления давления ступицы на ось в сечении *AB* целесообразно кромки ступицы делать закругленными радиусами около 5 *мм*. Такое закругление кромок ступицы делается на германских дорогах.

Для насадки бандажей на колесный центр внутренняя поверхность бандажа растачивается так, чтобы внутренний диаметр его был меньше наружного диаметра колесного центра на величину от 0,75 до 1,25 *мм*.

Отношение разности диаметров обода и бандажа к диаметру обода называется натягом и принимается обыкновенно около $\frac{1}{1\,000}$, т. е. на 1 *м* диаметра—около 1 *мм*.

После расточки бандаж нагревают до температуры около 400°С. Нагревание следует производить в печи без доступа продуктов горения, могущих оказать вредное влияние на металл, и при условиях, обеспечивающих равномерность нагревания по всей окружности бандажа, так как иначе при остывании могут получиться неодинаковые напряжения в различных частях бандажа, последствием чего бывает лопанье бандажа.

Нагретый бандаж кладется на плиту гребнем кверху, и в него опускают колесный центр, который вследствие расширения бандажа свободно входит в него. При остывании бандаж сокращается и прижимается к ободу. Сила нажатия бандажа на обод достаточна для удержания его. Однако для большей надежности, с целью удержать бандаж

НТБ ДНУЖТ

при его ослаблении и в случае, если он лопнет, бандаж скрепляется с ободом помощью колец. Способов укрепления бандажей несколько, но все применяемые в настоящее время способы можно свести к следующим.

1. При растрочке внутренней поверхности бандажа с одного края оставляется заплечик *а*, которым он при насадке на обод упирается в боковую грань обода *в*, а у противоположного края бандажа протачивается канавка, в которую загоняется кольцо *б*, образующее упор с противоположной стороны обода (фиг. 29).

2. В бандаже делаются выточки с внутренней стороны с обоих краев, и скрепление бандажа с ободом производится двумя кольцами скобообразного сечения, которые соединяются между собою болтами или заклепками (фиг. 32).

В прежнее время применялись и другие способы укрепления бандажей. Например, бандаж укреплялся болтами, ввинченными в обод и входящими в бандаж на некоторую глубину ненарезанной частью. Этот способ на практике оказался ненадежным, так как болты срезались при сдвиге бандажа вследствие ослабления и не препятствовали сходу его с обода Кроме этого ослабление обода колеса и бандажа отверстиями для болтов способствовало образованию трещин. Поэтому болтовое скрепление бандажей у нас оставлено много лет назад.

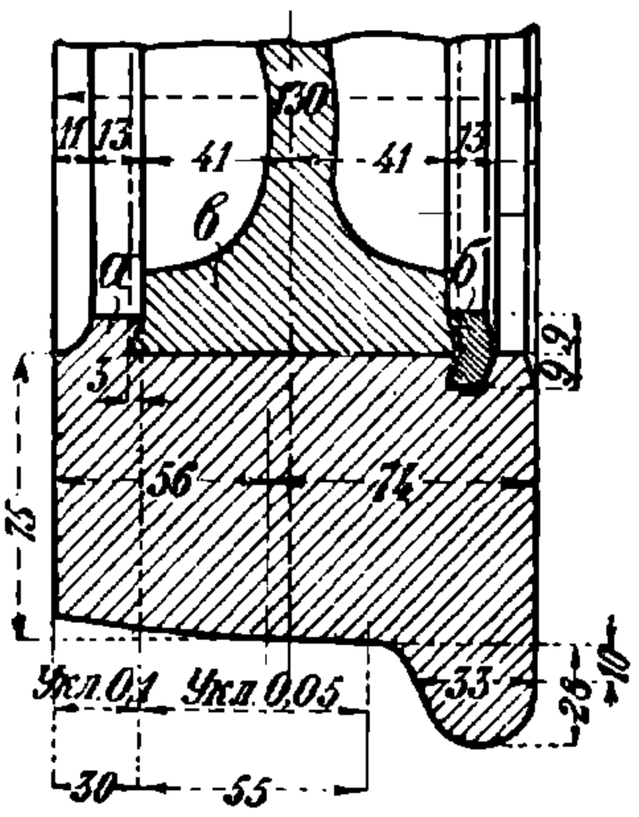
Одно время в Германии применялось укрепление бандажей заливными кольцами, но этот способ не оправдал себя, так как неравномерное расширение залитого металла и материала бандажа вызывает ослабление бандажа и продольные трещины. Была испробована заводом Круппа приварка бандажей к ободу. Этот способ дал благоприятные результаты в отношении прочности соединения бандажа с ободом, но оказался чрезвычайно дорогим.

В настоящее время во всех странах применяется исключительно так называемое непрерывное укрепление бандажей по одной из выше описанных схем. Укрепления, выполняемые по этим схемам на дорогах разных стран, различаются формой выточки в бандаже, формой кольца и способом его соединения с бандажом и ободом. На наших дорогах для укрепления вагонных бандажей применяются способы, приобретшие следующие названия: русско-германский, коломенский и Манзеля.

По *русско-германскому способу* ободу колеса придается обточкой некоторое уширение в его наружной поверхности—заплечик на внутренней поверхности бандажа со скосом в 60° к внутренней поверхности бандажа. С противоположного края бандажа на той же поверхности протачивается желобок с наклонными стенками под углом 60° (фиг. 29). Немедленно после насадки бандажа на обод, пока бандаж еще горячий, в желобок бандажа вводится разрезное железное кольцо, имеющее ширину в два раза больше, чем глубина желобка. Это кольцо зажимается в желобке посредством ударов по кромке бандажа. Затем

НТБ ДНУЖТ

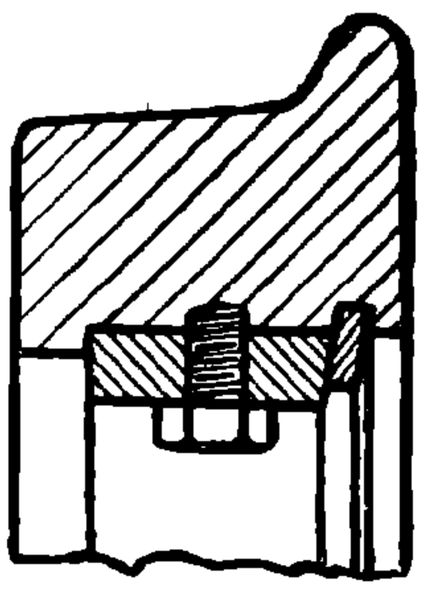
ударами молотка или нажатием ролика на выступающую из желобка часть кольца прижимают ее к ободу. Выступ бандажа препятствует сдвигу бандажа в одну сторону, а нажимное кольцо в другую. Этот способ, как показала практика, дает наилучшую гарантию прочного соединения колеса с ободом и является дешевле других, но он создает неудобство при смене изношенного бандажа, так как для этого приходится либо срезать внутренний край бандажа (удерживающий нажимное кольцо), либо вытачивать кольцо.

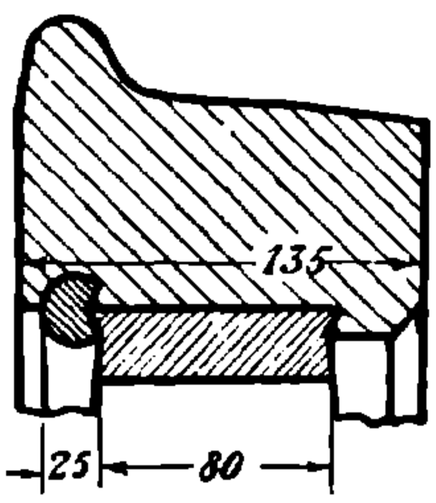


Фиг. 29.

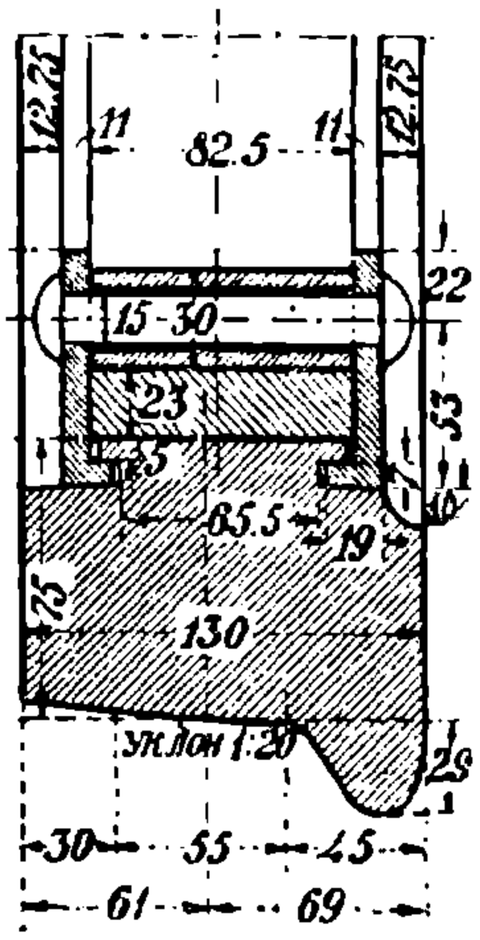
Видоизменение описанного способа представляет укрепление плоским кольцом, зажимаемым в наклонном положении (способ Кесслера, фиг. 30) и укрепление кольцом Борка (фиг. 31). Способ Кесслера применялся на некоторых наших дорогах вместе с болтовым укреплением, но теперь оставлен и заменен русско-германским, а способ Борка встречается на прусских железных дорогах.

При укреплении бандажей *по способу Манзеля* в бандаже с обеих сторон делаются кольцевые выточки. В эти выточки входят круговые выступы фасонных цельных колец, которые притачиваются к боковым поверхностям бандажа и обода и скрепляются между собою заклепками с распорными трубками, по две между спицами (фиг. 32). Этот способ представляет достаточную гарантию прочности скрепления бандажа с ободом, но он дороже русско-германского и требует точной работы по пригонке колец. Съемка же


Фиг. 30.



Фиг. 31.



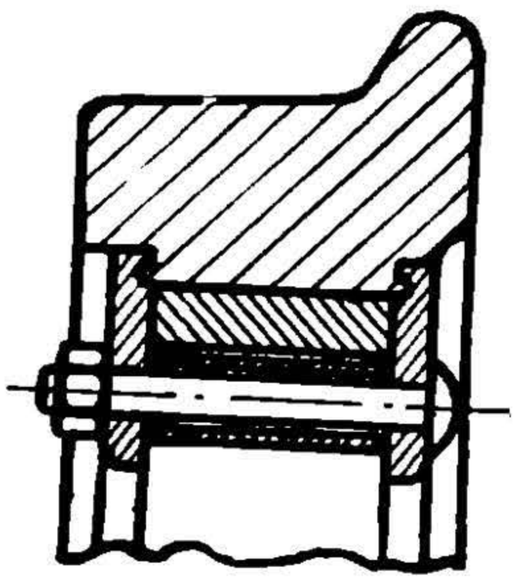
Фиг. 32.

бандажа при этом способе производится проще, так как накладные кольца легко снимаются по удалении заклепок или болтов; кроме того они остаются годными и для новых бандажей.

В этот способ укрепления бандажей внесено некоторое изменение бывш. Русско-Балтийским заводом (в Риге), значительно облегчающее

НТБ ДНУЖТ

его и заключающееся в том, что скрепляющие кольца делаются плоскими и в них вытачиваются круговые углубления, в которые входят соответственные выступы, сделанные в бандаже. Кольца скрепляются между собою не заклепками, а болтами с распорными трубками (фиг. 33).

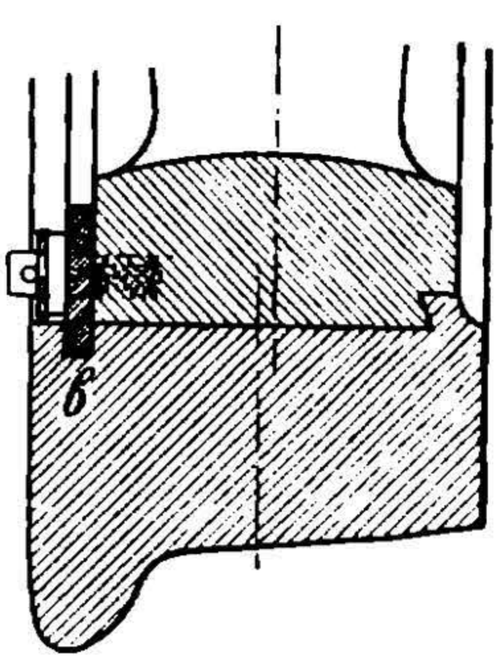


Фиг. 33.

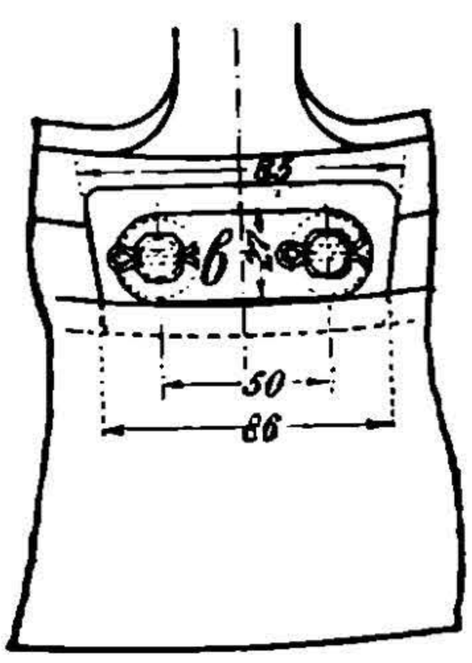
Скрепление болтами удобнее для осмотра и для разбора, чем заклепками; кроме того болты допускают подтягивание в случае ослабления.

Существуют и другие видоизменения способа Манзеля, заключающиеся главным образом в изменении формы колец. Укрепление бандажей по манзелевскому типу применяется у нас на спицевых колесных центрах и в Америке.

Укрепление бандажей по *способу Коломенского завода* состоит в том, что плоское зажимное кольцо вгонятся плотно в соответствующий желобок, выточенный в бандаже, при чем оно должно плотно пристава́ть к ободу (фиг. 34). Кольцо делается разрезным; в промежуток между его концами вставляют клин, который укрепляется двумя шпильками, ввертываемыми в обод. Шпильки снабжены заплечиками и квадратами, на которые надевается общая планка (пряжка) с вырезами для квадратов, предупреждающая ослабление шпилек. Пряжка укрепляется шплинтами, пропускаемыми через концы шпилек (фиг. 35). Для возможности применения этого способа необходимо, чтобы обод колеса имел достаточную толщину для помещения в нем шпильки.



Фиг. 34.



Фиг. 35.

После сборки колесной пары бандажи ее обтачивают на колесно-токарном станке. Прежде всего обтачиваются плоские внутренние стороны бандажей, при чем наблюдается, чтобы расстояние между внутренними гранями бандажей равнялось 1 440 *мм* и чтобы эти грани находились на одинаковых расстояниях от средины оси. Указанное расстояние между внутренними гранями бандажей обусловливается шириною рельсовой колеи, равной на наших дорогах 1 524 *мм*. От нормального расстояния в 1 440 *мм* допускается отступление до 3 *мм* в ту или другую стороны, т. е. расстояние между внутренними гранями бандажей может колебаться от 1 437 до 1 443.

После обточки боковых граней или одновременно с ними обтачивается по шаблону поверхность катания и гребень. На колесно-токарных станках новейших конструкций с лекальными суппортами обточка боковых граней по кругу катания и гребней производится одновременно.

НТБ ДНУЖТ

При обточке бандажей весьма важно проверять равенство диаметров обоих бандажей по кругу катания. Это имеет весьма большое значение, так как неодинаковый диаметр колес влечет набегание колеса с меньшим диаметром гребнем на рельс и вызывает быстрый износ гребня бандажа, а также нажатие галтелей шейки на подшипник и горение букс.

После сборки колесной пары и обточки бандажей колесная пара, прежде подкатки ее под вагон, должна быть поставлена на специальный шеечный станок, на котором проверяется концентричность обточки всех частей и бандажей, цилиндричность шейки и правильность обточки боковых граней бандажей.

6. Размеры и расчет частей колесных пар

Колесная пара, находясь в движении под вагоном, испытывает напряжения, вызываемые следующими силами.

1. Статическое давление от веса вагона и нагрузки; это усилие передается на шейки оси и колесные центры и бывает неодинаково для обоих шеек и колес при неравномерном распределении нагрузки.

2. Вертикальные усилия от ударов колес о рельсы, вследствие наличия рельсовых стыков, неровностей пути и выбоин на поверхности катания колес.

3. Горизонтальные усилия от ударов гребней колес о рельсы в кривых частях пути и при входе на стрелку.

4. Усилие, стремящееся повернуть колесную пару вокруг ее вертикальной оси при прохождении по кривой, которое возникает вследствие неравенства длины путей, проходимых обоими колесами.

5. Усилие, стремящееся вращать колесо вокруг оси, вследствие скольжения при проходе закругления, и вызывающее скручивание оси.

6. Нажатие тормозных колодок при торможении, которое, при одностороннем торможении и при неодинаковом нажатии на оба колеса, вызывает изгибающее и скручивающее усилия.

7. Вертикальная слагающая от давления ветра на вагон и центробежной силы при проходе закруглений. Давление ветра и центробежная сила дают опрокидывающий момент, под действием которого шейки осей со стороны вагона по направлению действия сил нагружаются добавочной нагрузкой, а с противоположной стороны—разгружаются.

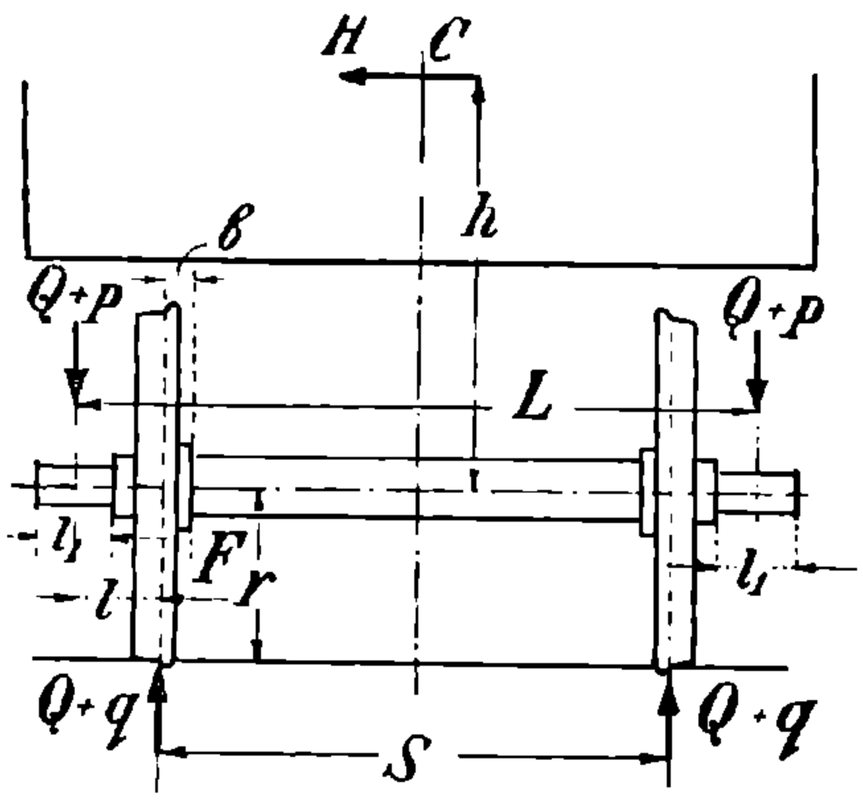
Точка приложения силы давления ветра находится в геометрическом центре наружной поверхности вагона, а центробежной силы—в центре тяжести вагона.

8. Вертикальная слагающая от влияния силы инерции при экстренном торможении. Точка приложения этой силы находится в центре тяжести вагона, и в момент экстренного торможения эта сила дает опрокидывающий момент с осью вращения у передней оси вагона, под

НТБ ДНУЖТ

действием которого нагрузка на передние оси увеличивается, а на задние уменьшается.

Определение динамического воздействия пути на колесную пару сопряжено с весьма сложными расчетами, находящимися в зависимости от состояния пути, а потому не применимо для практических целей. При практических расчетах прочности осей динамические усилия, которым подвергается колесная пара, вследствие неровностей и неправильностей пути, и действие временных сил (центробежной силы, давления ветра, силы инерции при экстренном торможении, силы нажатия тормозных колодок, скручивающих усилий и других) в наиболее невыгодном сочетании принято заменять одной равнодействующей силой, величина которой устанавливается эмпирически или расчет ведется только на статическую нагрузку и эмпирически устанавливается величина допускаемых напряжений.



Фиг. 36.

В Германии и Америке расчет колесных пар принято производить, рассматривая колесную пару, находящуюся под действием двух сил: вертикальной нагрузки и горизонтальной равнодействующей всех остальных сил, приложенной в центре тяжести вагона и направленной горизонтально и перпендикулярно к продольной оси его. В Германии эта равнодействующая принимается равной 0,30, а в Америке—0,30—0,40 от статической нагрузки P на ось (на обе шейки). В виду того, что сила P действует на ось не статически, а динамически, величина ее при расчетах увеличивается на 30%. Опыты, произведенные в Америке над четырехосными вагонами, показали, что динамическая нагрузка на ось может достигать даже 40% против статической.

Расчет производится следующим образом.

Обозначим (фиг. 36) через:

H — горизонтальную равнодействующую силу, приложенную к центру тяжести вагона и направленную перпендикулярно к продольной оси его,

h — расстояние центра тяжести вагона от оси колесной пары,

Q — нагрузку на осевую шейку $= \frac{1{,}30\,P}{2}$,

L — расстояние между срединами осевых шеек,

r — радиус круга катания колеса,

S — расстояние между кругами катания колес,

l — расстояние между срединою осевой шейки и кругом катания,

l_1 — длину осевой шейки,

НТБ ДНУЖТ

b — расстояние от круга катания колеса до внутренней кромки ступицы.

Приняв $H = \frac{Q}{2}$, т. е. считая $H = 0{,}325\,P$, можем написать, что давление, приходящееся на осевую шейку от равнодействующей H,

$$p = \frac{Hh}{2} = \frac{\frac{Q}{2} \cdot h}{L} = \frac{Qh}{2L} \qquad (1).$$

Сила реакции рельса, вызываемая этой дополнительной нагрузкой:

$$q = \frac{H(h+r)}{S} = \frac{Q(h+r)}{2S}.$$

Наибольший изгибающий момент для оси получается в сечении F (по внутренней грани ступицы), для которого

$$M = (Q+p)\ (l+b) - (Q+q)\ b + Hr.$$

Если бы ступица не была укреплена неподвижно на оси, то наибольший изгибающий момент был бы в сечении, проходящем через круг катания:

$$M_o = (Q+p)\ l + Hr.$$

Величина этого момента несколько больше, чем предыдущего, но выражение для него проще; для большей надежности расчета можно принять его при определении диаметра подступичной части d:

$$M_o = \frac{\pi d^3}{32} K_в \cong \frac{d^3}{10} K_в,$$

где $K_в$—допускаемое напряжение на изгиб,
откуда

$$d = \sqrt[3]{\frac{(Q+p)\ l + Hr}{K_в}\ 10}.$$

Наибольший изгибающий момент для осевой шейки

$$M_1 = (Q+p)\frac{l_1}{2}.$$

Если d_1 — диаметр осевой шейки и $K_в$ — допускаемое напряжение на изгиб, то

$$M_1 = \frac{\pi d_1^3}{32} K_в \cong \frac{d_1^3}{10} K_в,$$

откуда

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{(Q+p) \cdot 5l_1}{K_в}}.$$

При входе вагона на закругление развивающаяся центробежная сила вызывает удар подшипника о буртик шейки, который дает добавочное напряжение. Поэтому сечение шейки следует проверить на до-

НТБ ДНУЖТ

бавочное растяжение силою H, при чем так как эта сила действует ударом, то величина ее должна быть увеличена вдвое.

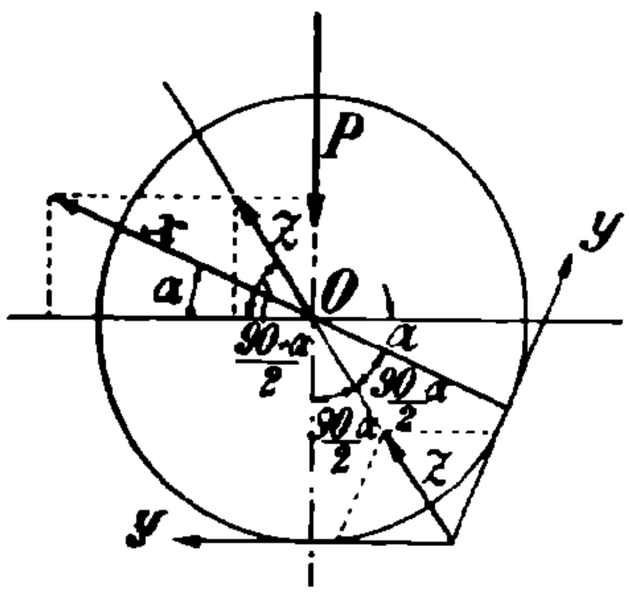
Изгибающий момент для средней части

$$M_2 = (Q+p)\frac{L}{2} - (Q+q)\frac{S_o}{2} + Hr,$$

откуда диаметр средней части оси

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{(Q+p)\frac{L}{2} - (Q+q)\frac{S_o}{2} + Hr}{K_в}} \cdot 10.$$

При одностороннем торможении вагонов, т. е. когда тормозные колодки подвешиваются с одной стороны колеса, полученные по выведенным формулам размеры осей должны быть проверены на изгибающие усилия от тормозного усилия.



Фиг. 37.

Обозначим (фиг. 37) через:

p — статическую нагрузку на колеса,

$\varphi = 0{,}80$ — коэфициент торможения,

μ — коэфициент трения между бандажом и рельсом,

α — угол, образуемый с горизонтом радиусом, проходящим через средину колодки.

Сила нажатия колодки на бандаж $X = \varphi p = 0{,}80\ p$.

В момент остановки вагона можно принять, что тормозное усилие Y будет равно силе сцепления колеса с рельсом.

$$Y = p\mu.$$

Равнодействующая Z двух равных сил Y будет равна:

$$Z = \sqrt{4Y^2 - 4Y^2 \cos^2\frac{90-\alpha}{2}} = Y\sqrt{2\ (1-\sin\alpha)}.$$

Горизонтальная слагающая W сил X и Z будет изгибать шейку, а вертикальная слагающая тех же сил уравновешивается давлением силы p:

$$W = X\cos\alpha + Z\cos\frac{90+\alpha}{2} = 0{,}80\,p\cos\alpha + p\mu\sqrt{2(1-\sin\alpha)}\cdot\cos\frac{90+\alpha}{2}.$$

Из этой формулы видно, что с увеличением α сила W будет уменьшаться и, следовательно, для уменьшения добавочной нагрузки на ось при торможении выгодно центр тормозной колодки располагать ниже горизонтального диаметра колеса.

На изгибающий момент силы W должны быть проверены напряжения в шейке и подступичной части оси в сечении по кругу катания.

НТБ ДНУЖТ

При движении вагона напряжение волокон оси за каждый оборот колеса будет изменяться от + до —, то есть будет иметь место повторяющийся изгиб по двум противоположным направлениям. Поэтому, чтобы предохранить металл оси от усталости и образования трещин, суммарное напряжение стали при коэфициенте крепости ее 5 000—6 000 *кг/см²* не следует допускать выше 1 200 *кг* на 1 *кв. см.*

На наших дорогах предельные размеры осевых шеек и подступичной части рассчитываются по следующим формулам, преподанным НКПС [1]:

$$s = 8\frac{Ql}{\Pi d^3} \text{ и } S = 16\frac{QL}{\Pi D^3},$$

где d — наименьший предельный диаметр шейки,

l — длина шейки,

D — наименьший предельный диаметр подступичной части,

L — расстояние средины шейки до круга катания колеса,

s — наибольшее удельное напряжение в шейке, каковое принимается не более 550 *кг/см²* для вагонов, обращающихся в пассажирских поездах, и не более 700 *кг/см²* для вагонов, обращающихся в товарных поездах,

S — наибольшее удельное напряжение в подступичной части, каковое принимается не более 440 *кг/см²* для вагонов, обращающихся в пассажирских поездах, и не более 560 *кг/см²* для вагонов, обращающихся в товарных поездах,

Q — наибольшая статическая нагрузка обеих шеек в килограммах (на ось).

Оси, находящиеся в службе под вагонами, не могут иметь размеров ниже, чем исчисленные по этим формулам. Обычно длина шейки от 1,7 до 2 раз превышает диаметр шейки.

При методе расчета по формулам НКПС утонение оси от подступичной части к средине не находит себе никакой теоретической мотивировки, так как при расчете на статическую нагрузку вся средняя часть ее между колесами изгибается одинаково. Условия работы осей во время движения настолько сложны и в такой степени отличаются от условий работы при статической нагрузке, что разрешаемые НКПС нормы напряжений совершенно не соответствуют действительным и могут считаться только условными эмпирическими коэфициентами, выведенными на основании долголетней удовлетворительной службы значительного количества осей.

У новых осей диаметр шейки делается примерно на 12—20% больше допускаемого предельного, чтобы дать возможность обтачивать шейки при износе их и повреждении.

[1] Приказ НКПС от 11 сентября 1923 г. за № 11430.

НТБ ДНУЖТ

Размеры новых осей установленных на наших дорогах типов приведены в следующей таблице (в миллиметрах):

Типы осей	Расстояние между срединами шеек	Диаметр шейки	Длина шейки	Диаметр предподступичной части	Диаметр подступичной части	Диаметр средней части	Вес обточенной оси в тоннах
Нормальная	2114	100	170	120	135	126	—
Усиленная	2114	105	170	120	145	136	0,23
Товарная 1927 г.	2114	110	170	125	155	140	—
Пассажирская нормальная	2114	115	210	135	155	145	0,29
1927 г.	2114	120	210	140	165	155	—
Американская	2036	140	254	168	178	149	0,37

Размеры колесных центров вырабатывались практическим путем, сообразуясь с показанием опыта.

Проверочный расчет толщины ступицы можно производить по формуле Ляме, как это практикуется управлением прусских железных дорог. Напряжение, возникшее в ступице при насадке колеса на ось:

$$\sigma = \frac{d^2}{c^2}\left[\frac{m-1}{2m} + \frac{c^2(m+1)}{d^2 \cdot m}\right] \cdot \frac{\Delta d}{d} \cdot E,$$

где c — наружный диаметр спрямленного поперечного сечения ступицы,

d — диаметр подступичной части,

m — Пуассоново число, равное 3,33,

E — модуль упругости, равный 2 000 000,

$\frac{\Delta d}{d}$ — величина относительного натяга при насадке ступицы на ось — 0,002.

Толщина ступицы обусловливается возможностью насадки ее на ось и возможностью прочного скрепления с осью. Чем толще ступица, тем меньше раздается ее отверстие при насадке на ось и тем больше сжимается ось; наоборот, чем тоньше тело ступицы, тем больше увеличивается ее отверстие и тем меньше, следовательно, сжимается часть оси в ступице.

На наших дорогах — так же, как и на германских и австрийских — ступице придается толщина (в средней части) от 60 до 80 *мм*. Наименьшая толщина ступицы у внутреннего края — обычно около 50 *мм*.

Длину ступицы надо делать достаточно большой для обеспечения прочности насадки на ось и распространения давления на большую поверхность оси; при этом следует придавать ступице коническую

НТБ ДНУЖТ

форму снаружи, чтобы увеличить сопротивление ступицы в средней части и тем уменьшить напряжение частиц оси у внутреннего края ступицы. Наименьшая толщина ступицы у внутреннего края для стальных литых и железных кованных центров делается обычно около 50 *мм*. На наших дорогах длина ступицы установлена в 203 *мм*.

Спицы железного кованного центра имеют в сечении прямоугольную форму. Ширина спиц одинакова с шириною обода (82 *мм*), толщина спиц — 19 *мм*, толщина обода — 25 *мм*.

Спицы литого стального центра делаются овальной формы и несколько утоняются в направлении от ступицы к ободу, при чем большая ось поперечного сечения спиц расположена параллельно оси колеса. Число спиц и размеры их поперечного сечения находятся в зависимости от нагрузки. У осей большегрузных вагонов с нагрузкой на ось до 18 *т* колеса имеют 11 спиц, а у остальных осей — 8 спиц.

У дисковых колес толщина диска также утоняется в направлении от ступицы к ободу. Толщина диска у колес, находящихся на наших дорогах, указана в таблице, приведенной ниже. В колесах Дэвиса диск усилен еще изогнутыми ребрами, расположенными в радиальных направлениях.

Ширина обода всех колесных центров, на которые надевается бандаж, равна 82 *мм*. У колес же Дэвиса, Гриффина и цельнокатанных ширина обода 130 *мм*, т. е. равна ширине бандажа.

Толщина ободьев различна у колес всех типов и находится в зависимости от материала, из которого изготовлено колесо.

Тип колесного центра[1]	Сечение обода	Диаметр ступицы		Сечение спицы или диска	
		внутренн.	наружн.	у ступицы	у обода
Кованный спицевый . . .	82×25	145/155	275	19×82	19×32
Стальной литой спицевый. .	82×50	145/155	275	51×82	44×70
Тип второй стальной литой.	82×50	165	285	51×82	44×70
То же для большегрузных вагонов	82×55	178	340	40×90	37×70
Стальной дисковый вальцованный	82×30	165	275	25	17
Стальной литой Дэвиса. . .	130×45	178	298	29	22
Чугунный Гриффина . . .	130×32	178	298	25+25	25
Стальной цельнокатанный (безбандажный).	130×72	178	290	25	22

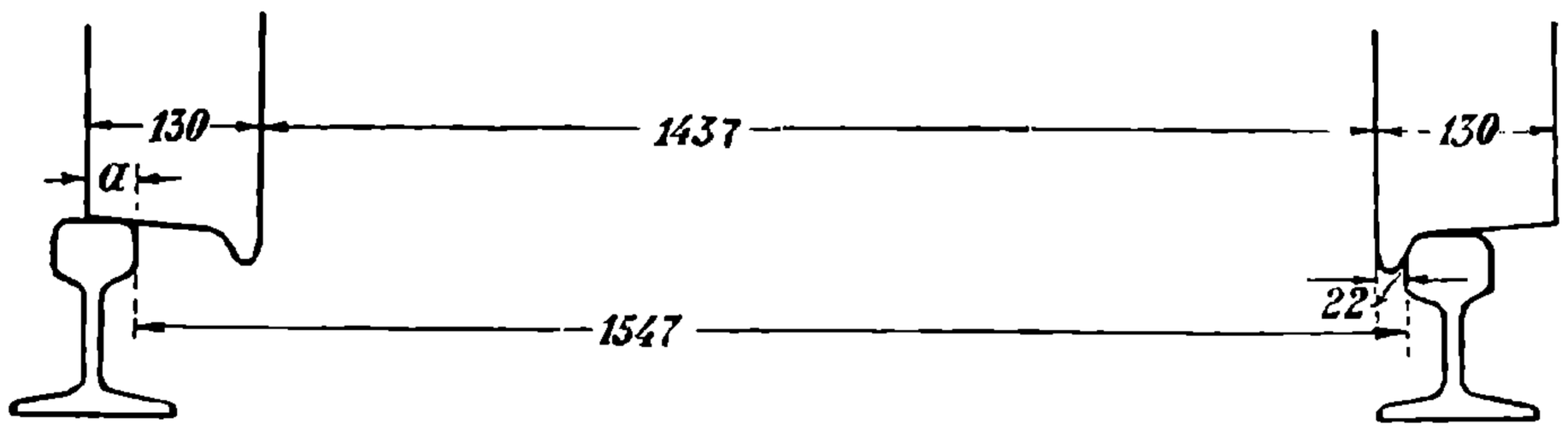
[1] Размеры колесных центров в миллиметрах.

НТБ ДНУЖТ

Показанная в таблице толщина диска колеса Гриффина представляет толщину двух стенок, между которыми находится полость шириною у ступицы в 100 *мм*.

Новый вагонный бандаж в обточенном виде имеет ширину 130 *мм* и толщину по кругу катания 75 *мм*.

Ширина бандажа определяется из условия, чтобы—при перемещении колесной пары по закруглению наименьшего допускаемого радиуса и с наибольшим допускаемым уширением, при котором гребень одного бандажа прижимается вплотную к наружному рельсу — соприкосновение второго бандажа с внутренним рельсом обеспечивало его от схода при *наименьших допускаемых размерах и толщине гребней*. Например, если на кривой пути радиуса в 200 *м*, при котором расстояние между головками рельс равняется 1 524 *мм* + 23 *мм* уширения пути, находится колесная пара в положении, указанном на фиг. 38, то, при



Фиг. 38.

наименьшем допускаемом расстоянии между внутренними гранями бандажей в 1 437 *мм*, ширине бандажа в 130 *мм* и толщине гребня в *b мм*, опорная поверхность бандажа, катящегося по внутреннему рельсу, будет равняться:

$$a = 130 + 1\,437 + b - (1\,524 + 23) = 20 + b.$$

При толщине нового гребня в 33 *мм* опорная поверхность равняется 53 *мм*, но так как гребни допускаются с износом до толщины в 22 *мм*, то наименьшая опорная поверхность может быть в 45 *мм*. Следовательно, при наибольшей на наших дорогах ширине головки рельса в 70 *мм* опорная поверхность бандажа превышает половину ширины головки рельса, что признается безопасным для движения. Ширина бандажей на германских дорогах — 135 *мм*, а на северо-американских — для чугунных колес 143 *мм* ($5^5/_8$ дм.), а для остальных — 139,5 *мм* ($5^1/_2$ дм.).

Толщина бандажей в 75 *мм* установлена не из соображений прочности, а ради возможности обтачивания их при износе, так как прочными оказались на опыте и более тонкие бандажи; однако из наблюдений над случаями поломок бандажей установлено, что число повреждений и ослаблений бандажей быстро возрастает с уменьшением толщины

НТБ ДНУЖТ

их, в виду чего установлена предельная толщина; ниже которой бандажи не допускаются в службу.

На германских дорогах наименьшая толщина бандажей под товарными вагонами установлена в 25 *мм* по кругу катания. На русских железных дорогах в 1892 г. было установлено, что бандажи вагонов, обращающихся в пассажирских поездах, должны быть после обточки не тоньше 30 *мм*, а в службе толщина их, за вычетом выбоин и проката, может допускаться до 27 *мм* по кругу катания; для товарных вагонов наименьшая толщина бандажей после обточки установлена в 25 *мм*, а в службе — в 22 *мм* по кругу катания.

Под пассажирские вагоны не следует допускать подкатку колесных пар с бандажами тоньше 35 *мм* из опасения ослабления их.

Большое значение в отношении безопасности движения вагонов имеют размеры гребня бандажа. Толщина гребня обусловливается давлением на рельсы в кривых частях пути и ударами на стрелках. Как то, так и другое зависят от нагрузки на ось. Однако в нормальной толщине гребней был допущен большой запас прочности, благодаря чему принятая на наших дорогах толщина гребня в 33 *мм* на расстоянии 18 *мм* от его вершины в то время, когда нагрузка на ось товарных вагонов была около 8 *т*, осталась таковой и во вновь строящихся вагонах с нагрузкой на ось в 18 *т*.

Высота гребня определяется из условий устранения возможности схода с рельс на кривых путях и при вхождении на стрелку, а также недопущения среза гребнем болтов рельсовых скреплений. В силу этих двух условий высота гребня над кругом катания принята у нового бандажа в 28 *мм*. Закругление верхней поверхности гребня делается радиусом в 13,5 *мм*. Таким же радиусом делается и переход от гребня к поверхности катания.

В службе гребень бандажа изнашивается. Предельный износ гребня допускается до толщины в 22 *мм* на расстоянии 18 *мм* от его вершины. Ниже этого размера гребень представляет опасность среза болтов рельсовых скреплений, а также опасность схода при вхождении колеса на стрелку, так как острый гребень при соприкосновении с острием пера стрелки легко входит на него.

Поверхность катания бандажа имеет наклон в $^1/_{20}$ от гребня до линии, расположенной в расстоянии 30 *мм* от края, и в $^1/_7$ от этой линии до края. Раньше делался уклон в $^1/_{17}$ на широком поле и в $^1/_7$ на узком. Двойная коничность делается в виду того, что поверхность катания у наружного края работает только при проходе закруглений очень малого радиуса, а потому обычно не изнашивается; кроме того при мягком материале бандажа часто образуется у наружного края так называемый *накат*, при котором первоначальный диаметр бандажа у наружного края увеличивается и конусность уменьшается.

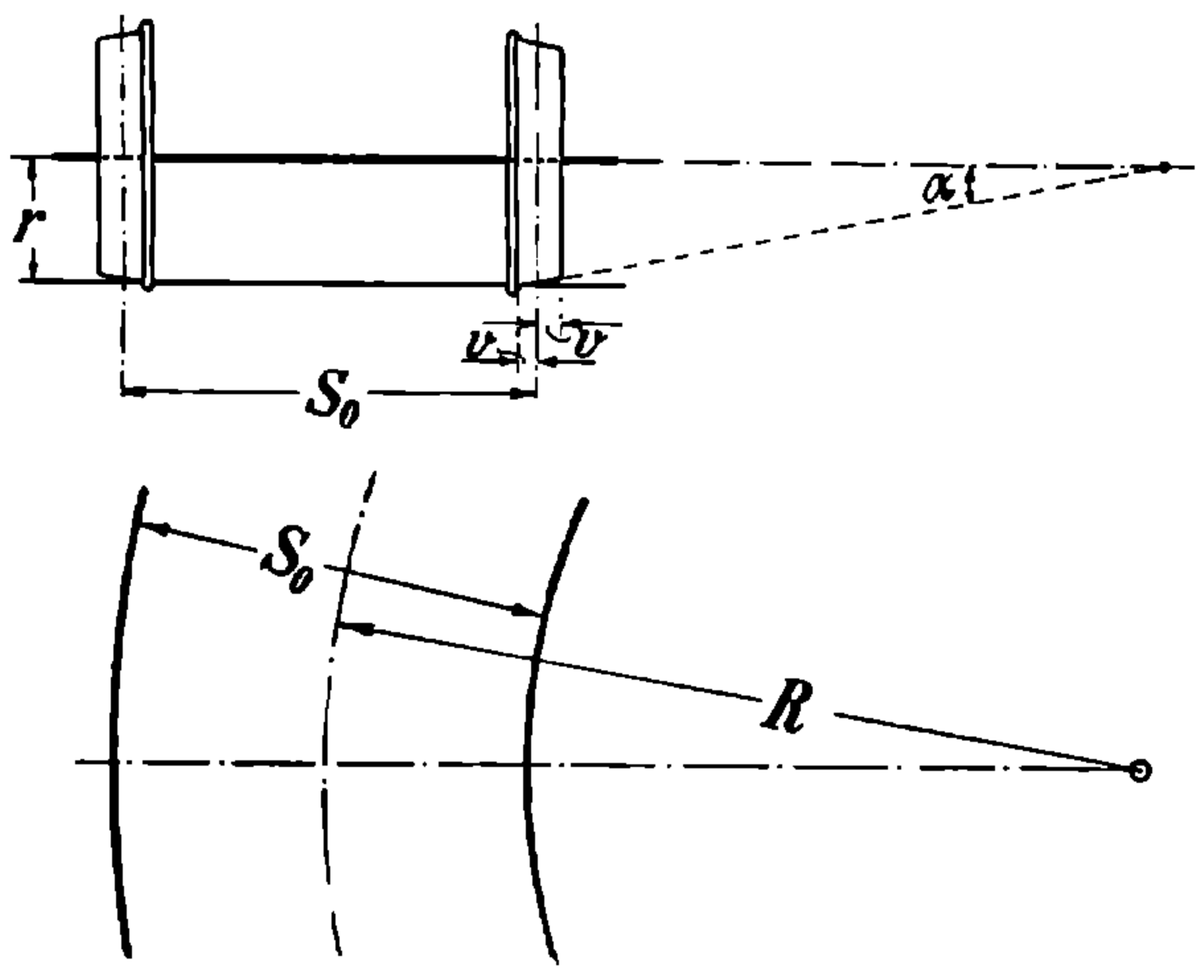
НТБ ДНУЖТ

Определение наклона в $^1/_{20}$ получается путем следующих рассуждений:

Если обозначить (фиг. 39) через:

r — радиус колеса по кругу катания,

S_0 — расстояние между кругами катания колеса,



Фиг. 39.

α — угол наклона очертания профиля бандажа,

R — радиус кривизны пути,

v — величину перемещения колеса по рельсу вправо и влево от круга катания,

то для движения по кривой без скольжения внутреннее колесо должно катиться по кругу катания радиуса $r - v \operatorname{tg} \alpha$, а наружное — по кругу $r + v \operatorname{tg} \alpha$. Соотношение между этими радиусами и радиусами кривизны наружного и внутреннего рельс таково:

$$\frac{R + \frac{S_0}{2}}{R - \frac{S_0}{2}} = \frac{r + v \operatorname{tg} \alpha}{r - v \operatorname{tg} \alpha},$$

откуда

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{S_0^r}{2Rv}$$

при $R = 300$ *м*; $S_0 = 1{,}5$ *м*; $r = 0{,}5$ *м*; $v = 0{,}025$ *м*; $\operatorname{tg} \alpha = {}^1/_{20}$.

НТБ ДНУЖТ

ГЛАВА III

БУКСЫ

1. Назначение букс

Буксой называется коробка (от английского слова box), служащая для передачи давления на подшипник, для соединения подшипника с рессорным подвешиванием или рамой тележки, для сохранения запаса смазки и для защиты подшипника, шейки, смазки и смазочного приспособления от загрязнения.

В соответствии с указанным назначением конструкция буксы должна удовлетворять следующим требованиям:

1. Обладать достаточной прочностью для передачи давления от рессоры, балансира или рамы тележки на подшипник и боковых ударов от подшипника на раму вагона или тележки.

2. Ограничивать перемещение колесной пары в направлениях вдоль и поперек вагона.

3. Допускать выемку подшипника для осмотра или ремонта без выкатки колесной пары.

4. Иметь смазочный прибор, непрерывно подводящий в достаточном количестве смазку к трущимся поверхностям шейки и подшипника.

5. Быть вполне герметичной для предохранения смазки от утечки и загрязнения и в то же время легко доступной для осмотра шейки, подшипника и смазочного приспособления.

Типов букс имеется много и по конструкции корпуса и по роду смазки. Они разделяются:

А. По конструкции корпуса на:

1. Буксы *разъемные*, состоящие из двух половин—верхней и нижней, соединяющихся помощью болтов или скобы.

2. Буксы *цельные*, имеющие цельный корпус и крышку на шарнире или на болтах.

Б. По конструкции направляющих пазов на:

3. Буксы *без пазов*, соединяющиеся наглухо с рамой тележки; таковы буксы четырехосных американских тележек Diamond.

4. Буксы *свободно устанавливающихся осей*, имеющие большие зазоры в пазах в направлении вдоль и поперек вагона; такие буксы

НТБ ДНУЖТ

имеются у большинства двух- и трехосных пассажирских и товарных вагонов.

5. Буксы *не устанавливающихся осей*, не имеющие зазоров в пазах вдоль и поперек вагона; такие буксы применяются для тележек пассажирских вагонов; они имеют только вертикальное перемещение относительно рамы в направляющих лицах или челюстях.

В. По роду смазки на:

6. Буксы *с нижней смазкой*, у которых смазка подводится к нижней части шейки помощью подбивки или щеток и при вращении шейки увлекается под подшипник. Этот тип букс наиболее распространен и применяется на наших дорогах на всех пассажирских вагонах и на товарных вагонах новых типов.

7. Буксы *с нижней и верхней смазкой*; такая смазка применяется главным образом у букс, конструкция которых не допускает свободного осмотра смазочного приспособления и добавления подбивки. У таких букс верхняя смазка является добавочным смазочным приспособлением в случае нарушения исправной работы нижней смазки.

Верхняя и нижняя смазка применяется на наших дорогах у разъемных букс, у которых для осмотра и добавления подбивки необходимо отнимать нижнюю часть и которые по своей конструкции не могут обеспечивать плотное прилегание подбивки к шейке. Такие буксы имеются на наших нормальных товарных вагонах и являются хотя уже устаревшим, но еще до сих пор самым распространенным типом. В прежнее время такие буксы применялись и на пассажирских вагонах.

8. Буксы *самосмазывающиеся*, т. е. такие, у которых смазка подводится к шейке автоматически при вращении оси помощью различных механических приспособлений. Конструкций самосмазывающихся букс имеется много: Шот-Четена, Аржанникова, Шнейдера, Изотермос и др.

Из перечисленных типов букс наиболее распространены следующие:

2. Буксы разъемные

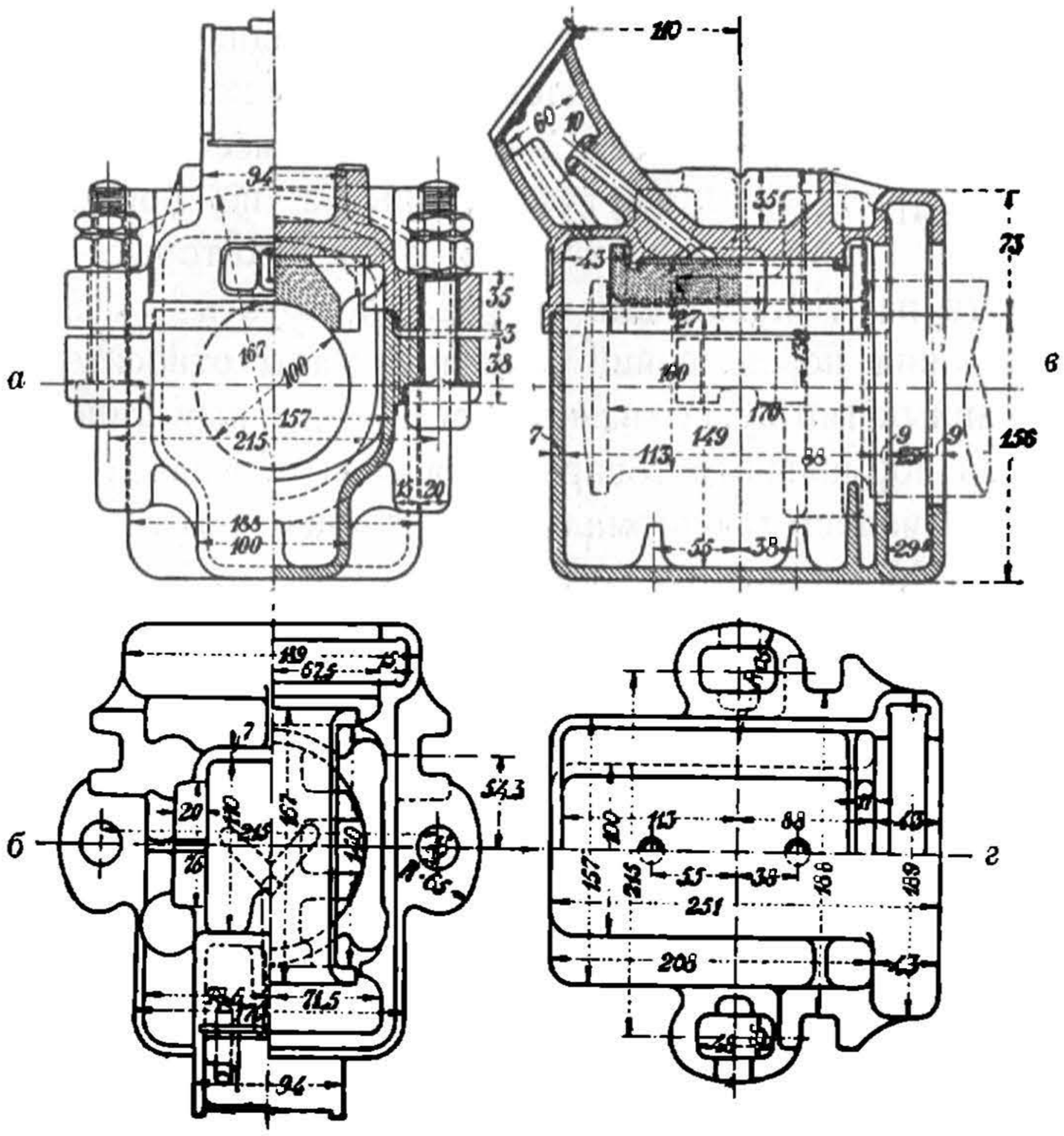
Букса нормального товарного вагона (фиг. 40 а) состоит из двух частей: верхней и нижней, соединенных между собою двумя болтами, пропущенными через ушки и закрепленными сверху гайками и контргайками. Для предупреждения вращения болта при завинчивании гайки прямоугольная головка его закладывается в соответствующий паз, имеющийся в ушке нижней части буксы. При затягивании болтов края нижней части буксы входят в паз краев верхней части, образуя соединение, препятствующее прониканию пыли и вытеканию смазки.

Отверстия в ушках верхней части буксы делаются круглыми, а нижней—прямоугольными (фиг. 40 б и г), благодаря чему при повороте ослабленного болта на 90° головка его свободно проходит через нижнее

НТБ ДНУЖТ

ушко, позволяя опустить нижнюю часть буксы для осмотра шейки, подшипника и подбивки.

Смазка заливается в буксу через масленку (фиг. 40 в), закрывающуюся задвижной крышкой. В масленке имеются два канала,—из которых один отводит смазку внутрь буксы, а в другой вставляется фитиль, состоящий из шерстяной пряжи и проволоки, для подачи смазки на спинку подшипника; на спинке подшипника имеются два



Фиг. 40 а, б, в, г.

желобка, отводящие смазку к боковым стенкам его, по которым смазка в виде капель стекает на шейку и при вращении ее увлекается под подшипник. Для наливания смазки в нижнюю часть буксы через масленку надо поддерживать уровень смазки на соответствующей высоте.

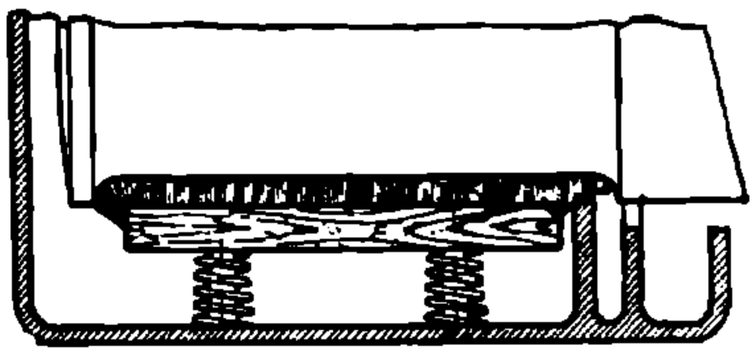
Нижняя часть буксы заполняется подбивкой, состоящей из шерстяных или бумажных концов. Для удержания подбивки на месте на дне буксы сделаны два конических выступа *K* (фиг. 42). Если вместо обыкновенной подбивки ставится в нижнюю часть буксы шерстяная щетка, то на эти выступы одеваются витые пружинки, которые поддерживают щетку в соприкосновении с шейкой (фиг. 41).

В задней части буксы имеется кольцевой паз *M* (фиг. 42), в который вставляется *шайба* для образования затвора, предупреждающего проникновение и вытекание смазки через заднее отверстие. Буксовая

НТБ ДНУЖТ

шайба применяется большей частью деревянная, обитая войлоком; она одевается на предподступичную часть оси и должна плотно прилегать к ней.

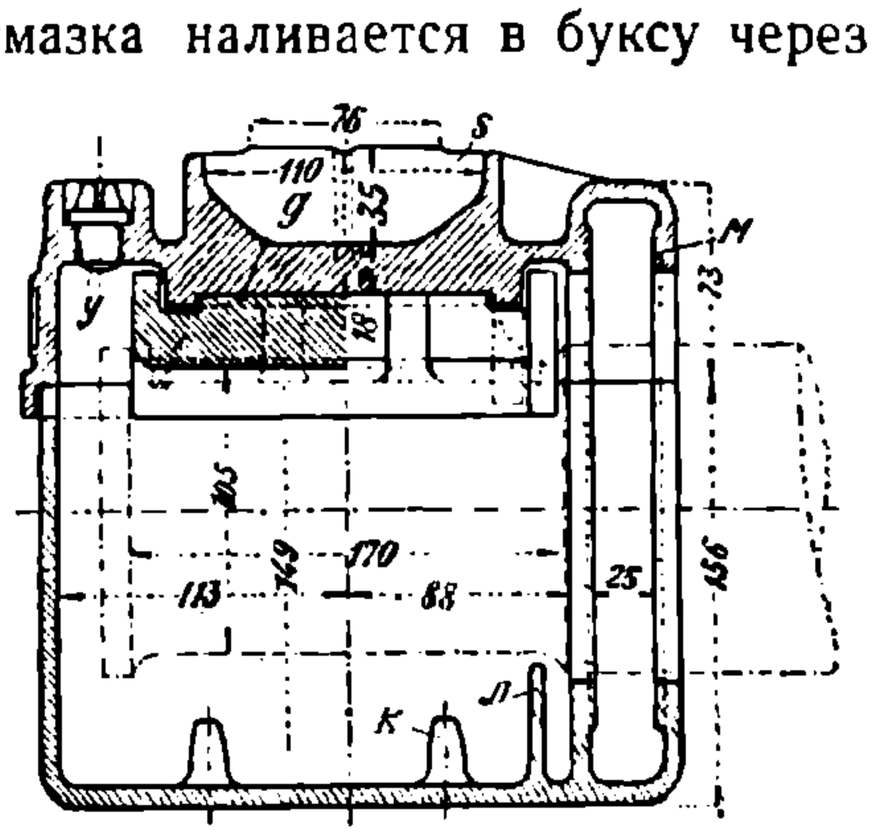
В нижней части буксы перед круговым пазом делается ребро *Л*, служащее перегородкой для смазки и подбивки (фиг. 42).



Фиг. 41.

В верхней части буксы (фиг. 42) имеется расточенное круглое углубление (гнездо) *g*, в которое входит кольцевая заточка спинки подшипника и которое не дает последнему перемещаться в буксе. Сверху букса имеет гнездо *S* для хомута рессоры, а по бокам два паза (фиг. 40 б и г), в которые входит буксовая лапа. Эти пазы служат для направления буксы в буксовой лапе и для ограничения перемещений колесной пары относительно рамы вагона. Описанный тип буксы называется нормальным типом и в альбоме чертежей нормального товарного вагона обозначен № 1. Кроме этого типа применялись для нормальных вагонов буксы типов №№ 2 и 3.

Букса типа № 2 (фиг. 42) отличается от типа № 1 тем, что верхняя часть буксы не имеет масленки и смазка наливается в буксу через отверстие *У*, закрываемое пробкой, при чем смазка попадает только в нижнюю часть буксы.



Фиг. 42.

Букса типа № 3 (фиг. 43) отличается от буксы типа № 1 способом соединения верхней и нижней частей. Нижняя часть буксы № 3 соединяется с верхней помощью хомута *а*, подвешенного на цапфах *б* к верхней части буксы; хомут имеет нажимной болт *в*, который своим концом упирается в гнездо нижней части буксы и прижимает ее к верхней части. В верхней части буксы имеется масленка такого же устройства, как и у буксы типа № 1.

Типы букс №№ 1 и 3 представляют буксы с нижней и верхней смазкой, а буксы типа № 2 — только с нижней смазкой.

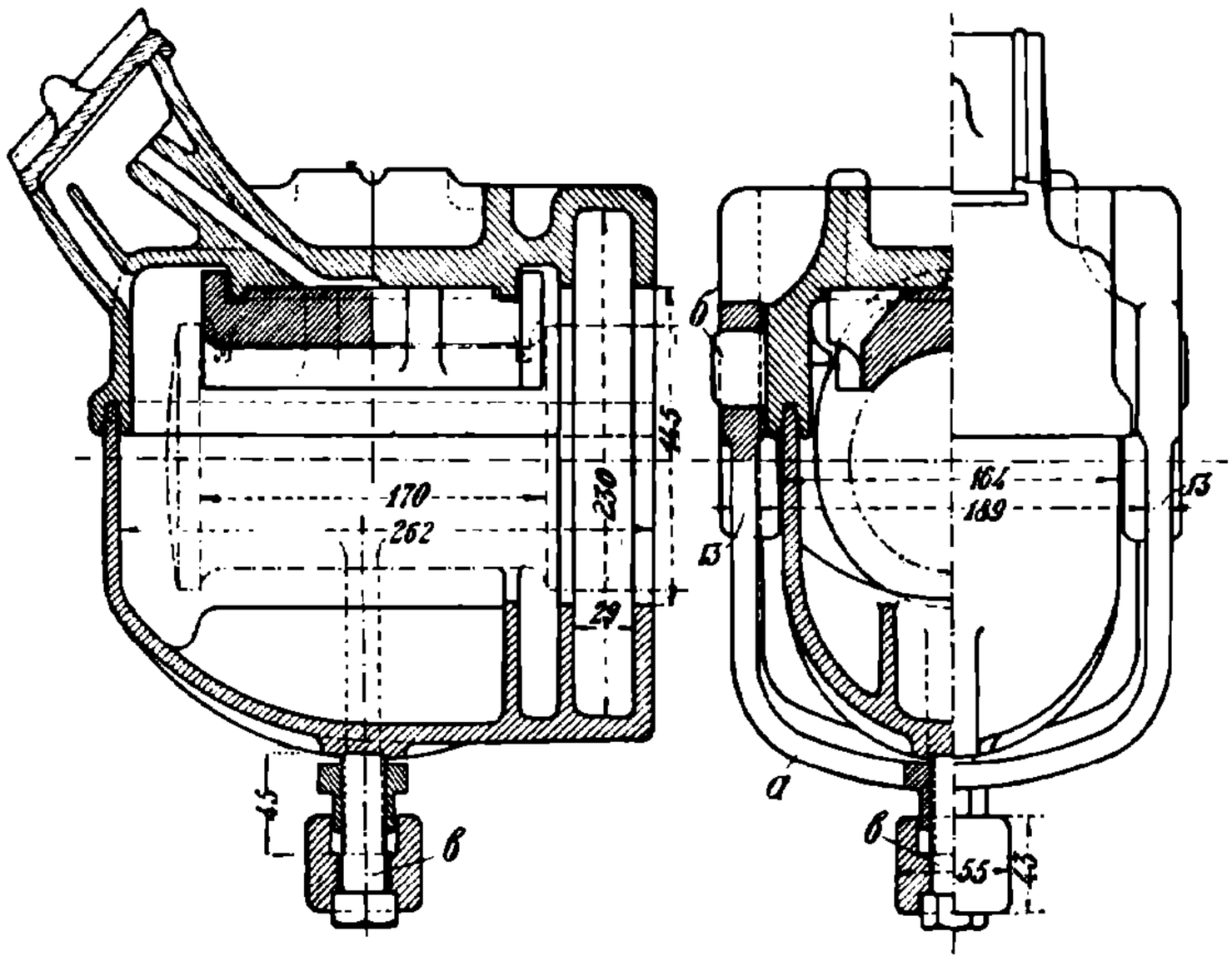
Разъемные буксы обладают весьма существенными недостатками, по причине которых эти буксы на вновь строящихся вагонах более не применяются. Недостатки эти следующие.

1. От толчков во время хода вагона, и особенно в случаях появления на бандажах выбоин, болты, соединяющие верхнюю и нижнюю части буксы, ослабевают вследствие самопроизвольного отвинчивания гаек, чем нарушается плотное соединение нижней части с верхней, и в дальнейшем, при повороте болтов на 90°, нижняя часть буксы

НТБ ДНУЖТ

падает на буксовую струнку. В результате неизбежно грение буксы. Этот недостаток на практике наблюдается весьма часто, особенно в поездах с большими скоростями, почему разъемные буксы оказались совершенно непригодными для пассажирских вагонов.

2. При постановке нижней части буксы на место возможно неплотное прилегание подбивки к шейке, которое невозможно своевременно обнаружить и устранить, следствием чего является недостаточная смазка шейки и грение букс.



Фиг. 43.

3. Для осмотра подшипника и подбивки необходимо отнимать нижнюю часть буксы, что сопряжено со значительной потерей времени.

4. Недостаточная герметичность в стыках между верхней и нижней частями буксы, вследствие чего возможно загрязнение смазки и подбивки.

Единственное преимущество разъемных букс — это возможность пригонки подшипника к шейке без выкатки колесной пары. У вагонов с цельными буксами для пригонки нового подшипника необходимо выкатывать из-под вагона колесную пару для того, чтобы можно было снять буксу.

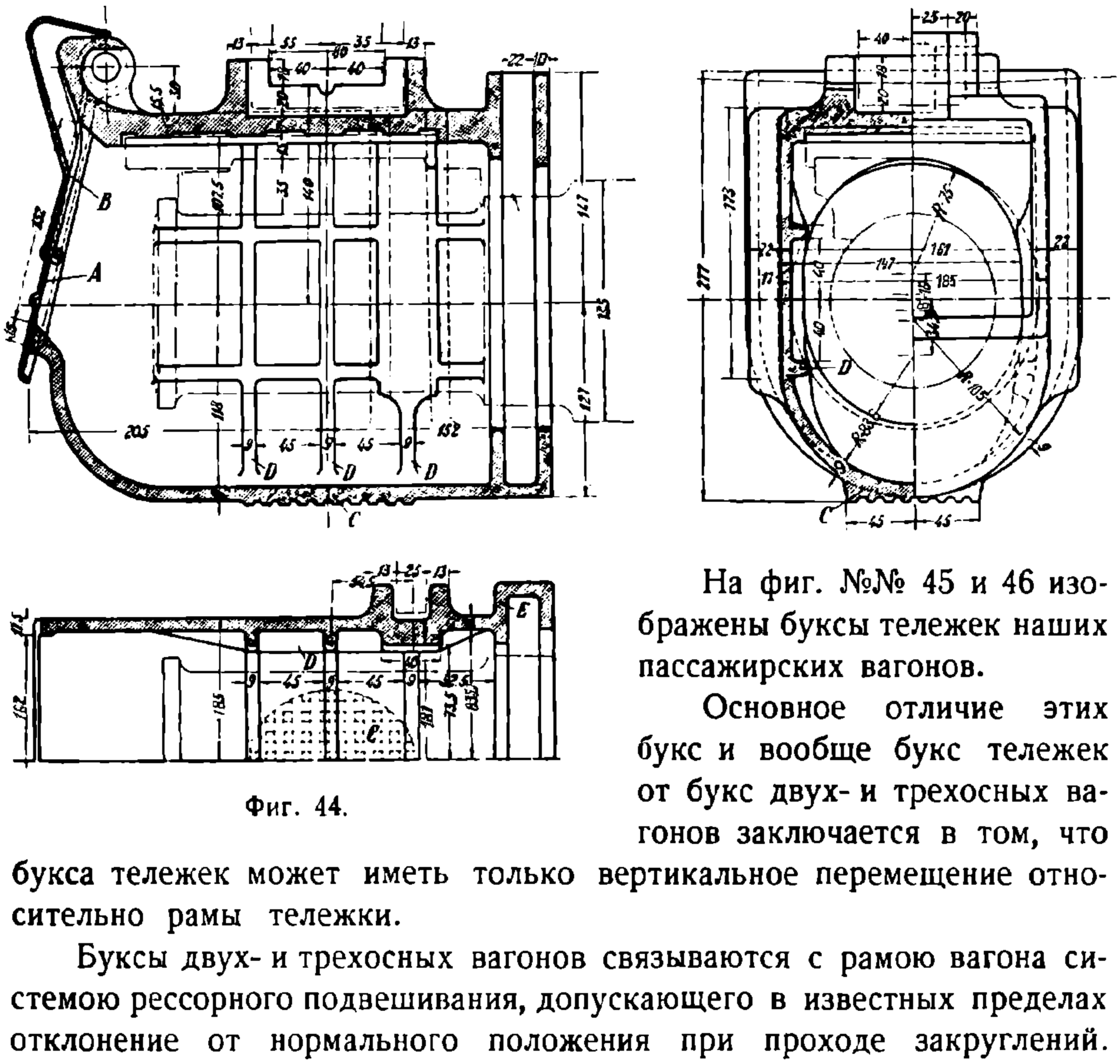
На наших дорогах части нормальной буксы изготовляются чугунными литыми; для большей прочности целесообразно делать их стальными, особенно нижнюю часть, которая имеет меньшую толщину стенок и чаще поэтому повреждается.

3. Буксы цельные

Конструкции цельных букс весьма разнообразны; основные различия их заключаются в устройстве смазочного приспособления, буксового затвора, направляющих пазов, в крышке и способе заливки смазки.

НТБ ДНУЖТ

На фиг. 44 изображена букса, примененная на наших вновь строящихся товарных двухосных вагонах подъемной силы в 20 *т*. Букса эта имеет широкое отверстие, закрываемое железной штампованной или ковкого чугуна крышкой *A*, прижимающейся пружиной *B*; в задней части имеется кольцевой паз *E* для буксовой шайбы. Стенка нижней части буксы с наружной стороны имеет утолщение *C* с рифленной поверхностью, сделанное для того, чтобы можно было домкратом приподнять буксу, не разбирая рессорного подвешивания, и вынуть подшипник. Боковые стенки букс около направляющих пазов усилены вертикальными и горизонтальными ребрами *D*, чтобы при ударах о буксовую раму избежать повреждений.



Фиг. 44.

На фиг. №№ 45 и 46 изображены буксы тележек наших пассажирских вагонов.

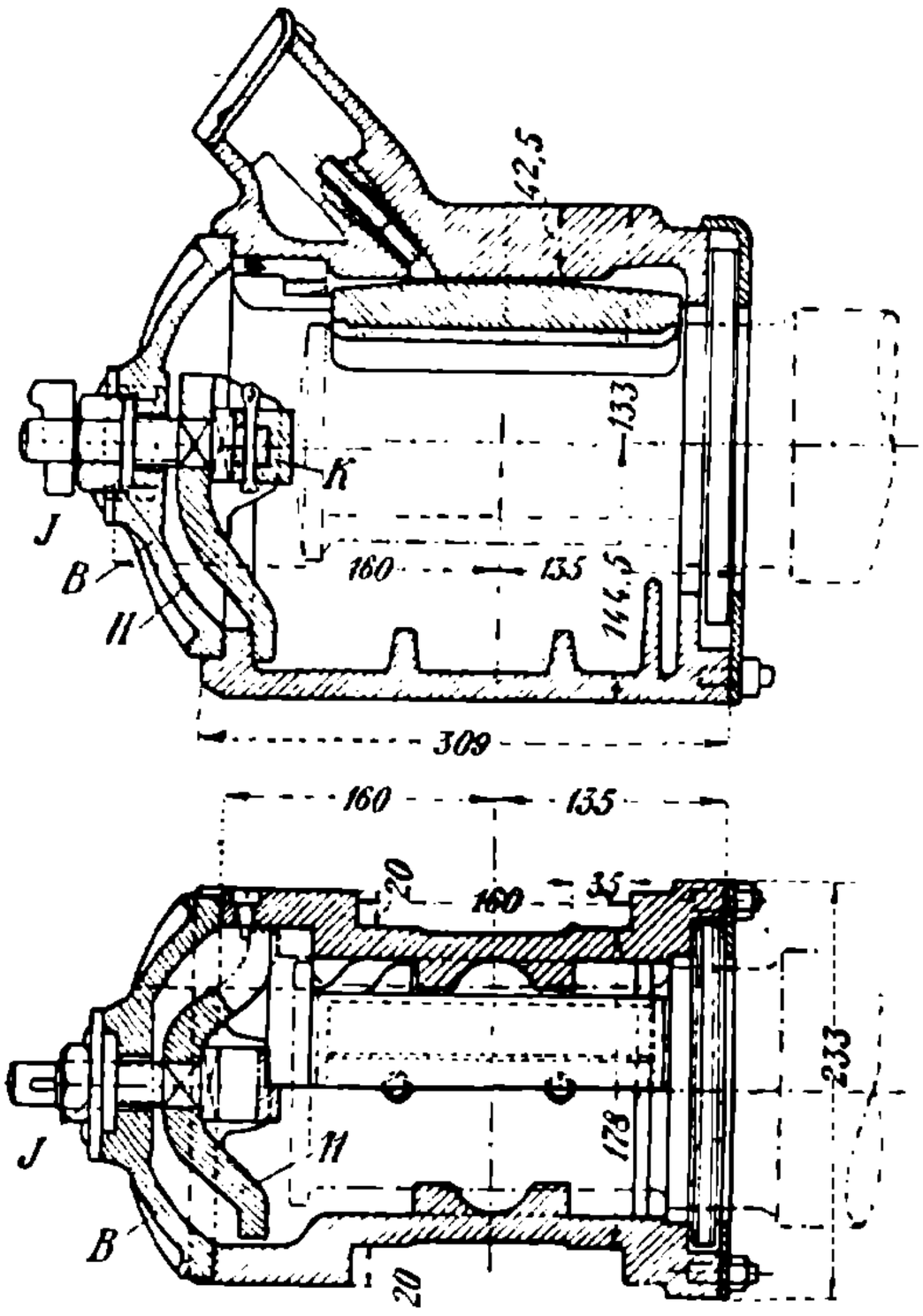
Основное отличие этих букс и вообще букс тележек от букс двух- и трехосных вагонов заключается в том, что букса тележек может иметь только вертикальное перемещение относительно рамы тележки.

Буксы двух- и трехосных вагонов связываются с рамою вагона системою рессорного подвешивания, допускающего в известных пределах отклонение от нормального положения при проходе закруглений. Буксы же тележечных вагонов не имеют связи с рамою тележки при посредстве рессорного подвешивания, и так как база тележек не велика (от 2 до 2,5 *м*), то нет необходимости давать осям свободное перемещение в направлении вдоль и поперек тележек для прохода закруглений. Поэтому буксы тележечных вагонов должны иметь широкие и достаточной длины и глубины направляющие пазы (лица) для уменьшения износа их при вертикальных перемещениях в направляющих

НТБ ДНУЖТ

челюстях тележки. Зазоры между лицами буксы и челюстями делаются возможно малыми; обычно у новых или выпущенных из ремонта тележек эти зазоры в сумме вдоль и поперек шейки не превышают 1—3 *мм*.

На фиг. 45 изображена букса, примененная у первых тележек Пульмана и выходящая уже из употребления. Крышка *B* этой буксы—отъемная и закрепляется болтом *J*, поставленным против центра осевой шейки; болт *J* удерживается помощью якорной лапы *H*, упирающейся в соответствующие выступы в корпусе буксы. Головка болта имеет прямоугольный выступ, на который насаживается бронзовая упорная скоба *K*. Назначение этой скобы—уменьшать перемещение буксы, а следовательно, и тележки вдоль шейки при износе галтелей у подшипника. На практике же обнаружилось, что при проходе стрелок и крестовин с большой скоростью получаются настолько сильные удары шейки оси в упорную скобу, что корпус буксы или крышка его повреждаются.



Фиг. 45.

В виду этого недостатка описанная букса была заменена буксой, изображенной на фиг. 46. Эта букса является нормальным типом для всех наших четырехосных пассажирских вагонов на тележках Пульмана и Фетте.

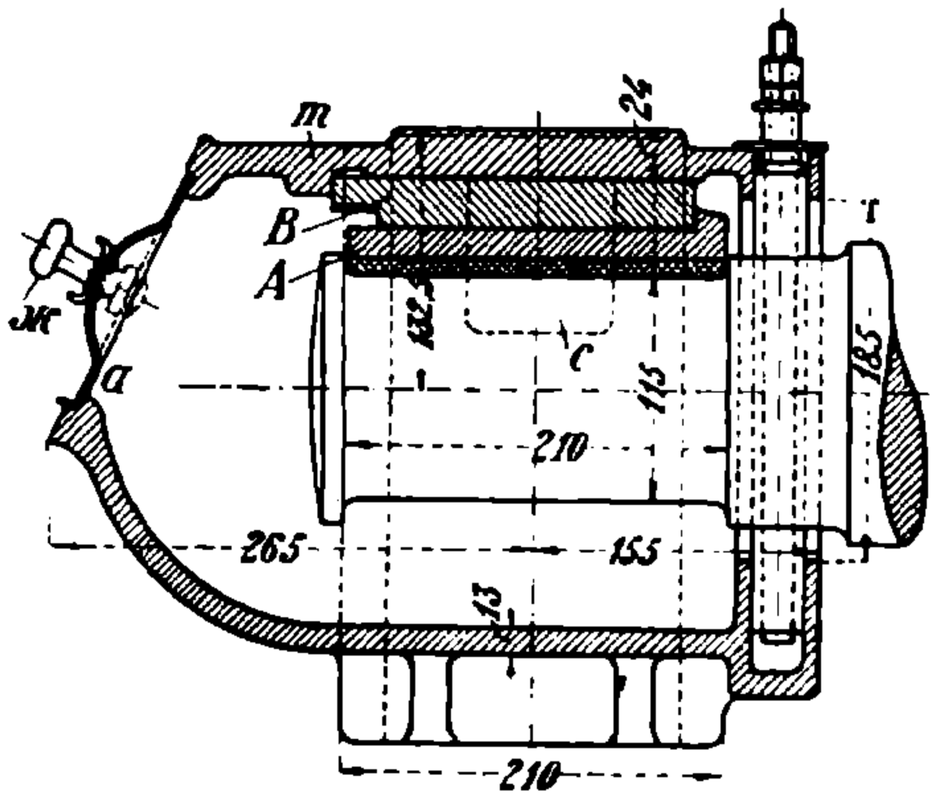
Крышка *а* (фиг. 46) этой буксы укреплена к боковому приливу *б* (фиг. 46а) болтом *в*, около которого она может вращаться, и прижимается к пазам отверстия буксы нажимной стальной планкой *г* (фиг. 46б). Хвост этой планки надет на болт *в* и удерживается спиральной пружиной *д*, которая по мере ослабления нажимается гайкой *е*. Для открывания буксы крышка ее несколько приподнимается помощью рукоятки *ж* (фиг. 46) и поворачивается вокруг болта *в* на угол 180°. Заливка смазки в буксу производится через отверстие закрываемое крышкой *а*.

Описанная конструкция буксы оказалась на практике достаточно удобной для осмотра подшипника и в течение свыше 25 лет считалась нормальным типом для пассажирских вагонов. Недостаток этого типа

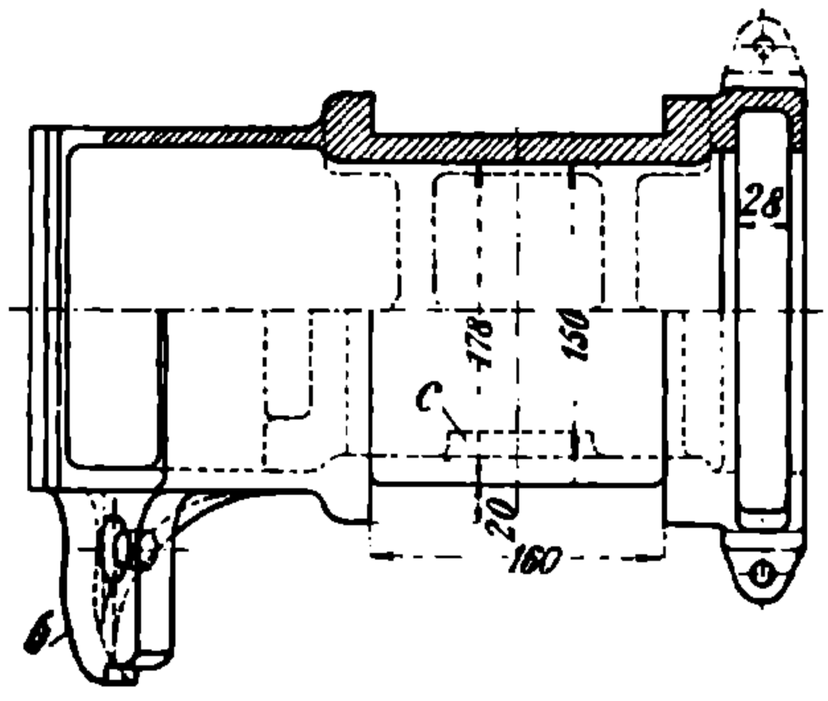
НТБ ДНУЖТ

букс заключается в том, что при ослаблении пружины *д* крышка от толчков выходит из пазов и свешивается книзу, открывая доступ пыли в буксу.

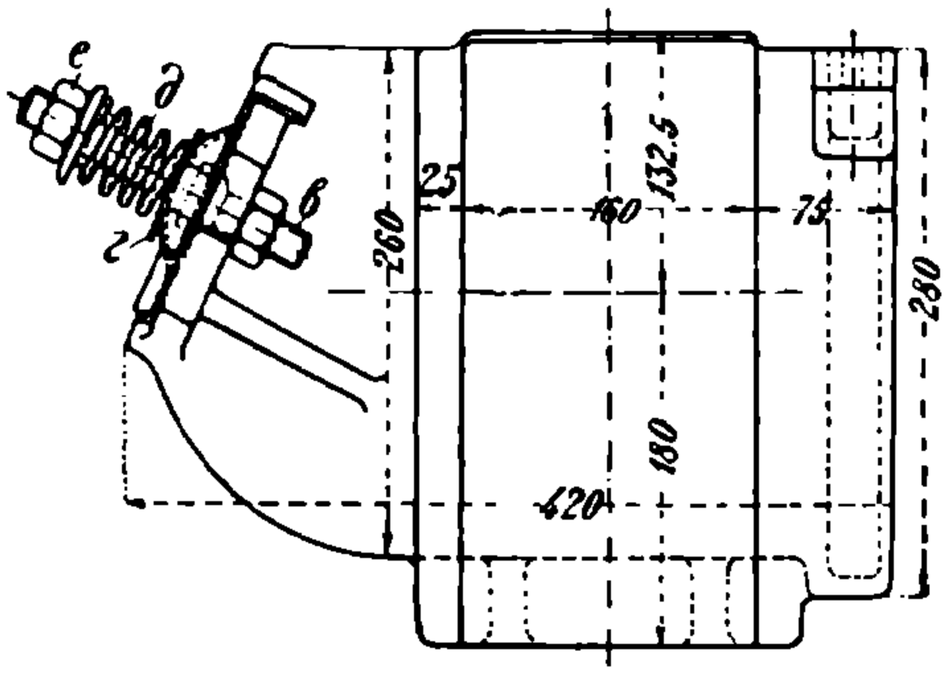
Изображенная на фиг. 46 букса запроектирована с толщиною стенок в 13 *мм* для изготовления из чугуна; при изготовлении таких букс стальными литыми толщина стенок их может быть уменьшена до 8 *мм*.



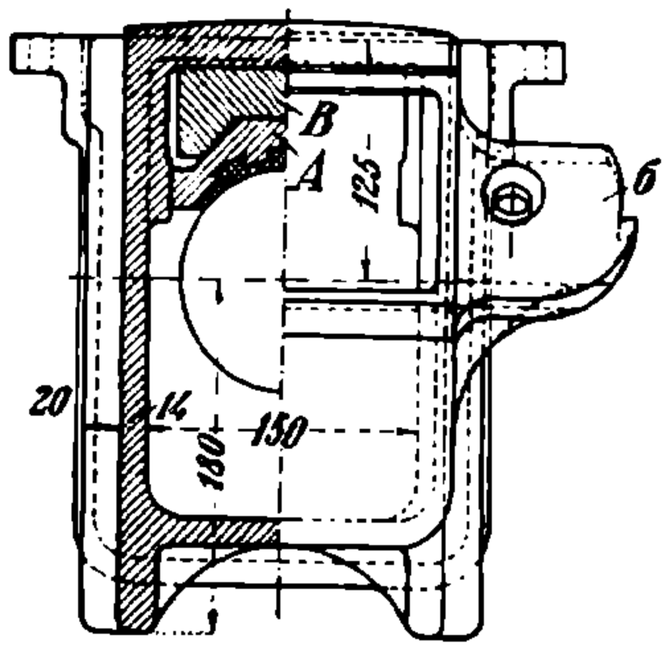
Фиг. 46.



Фиг. 46 а.



Фиг. 46 б.



Фиг. 46 в.

Дно у тележечных букс должно быть сделано достаточно прочным, чтобы можно было приподнять ее под вагоном снизу домкратом (тумбочкой) для освобождения и выемки подшипника.

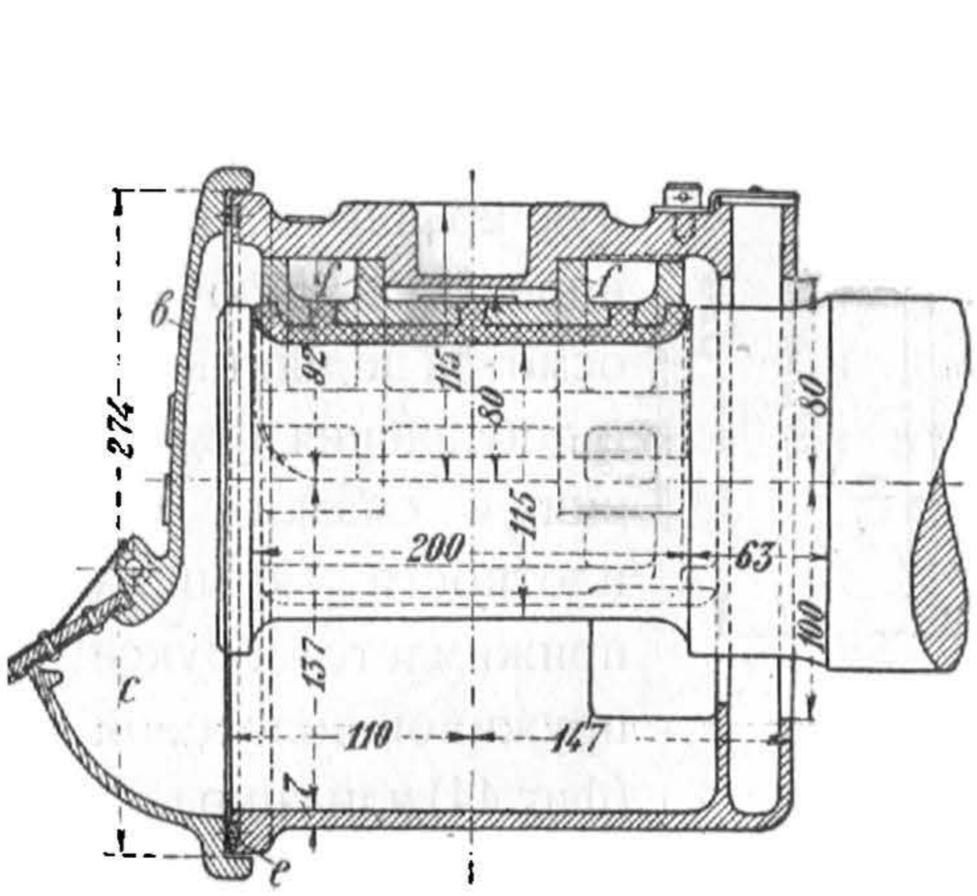
На фиг. 47 изображена цельная стальная литая букса с нижней смазкой двухосных вагонов германских железных дорог с свободно устанавливающимися осями. Эта букса имеет односторонние направляющие пазы *а* (фиг. 47 а). Односторонний паз соответствует конструкции шейки германских вагонов, у которых, как указано было выше, рабочей галтелью является только передняя.

Букса имеет торцовую крышку *в* с масленкой *с* в нижней части. Крышка укрепляется наглухо четырьмя болтами *д*; для плотного соединения крышки с корпусом буксы во фланце корпуса буксы сделана кольцевая заточка, в которую вставлено свинцовое кольцо *е*. Для того

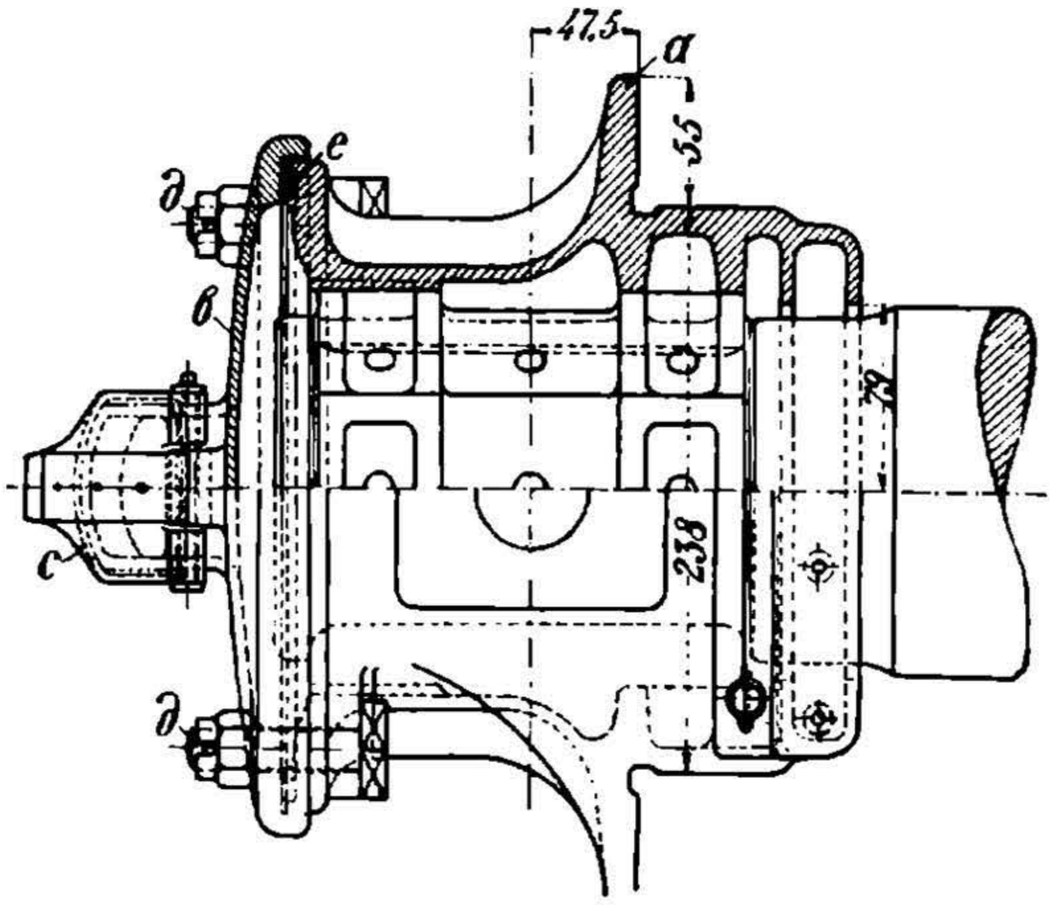
НТБ ДНУЖТ

чтобы при открывании крышки смазка не могла вылиться, в буксу вставляется железная коробка, изображенная на фиг. 48

Носок *A* коробки входит плотно в масленку крышки; в носок коробки до постановки крышки вставляется войлок для предохранения

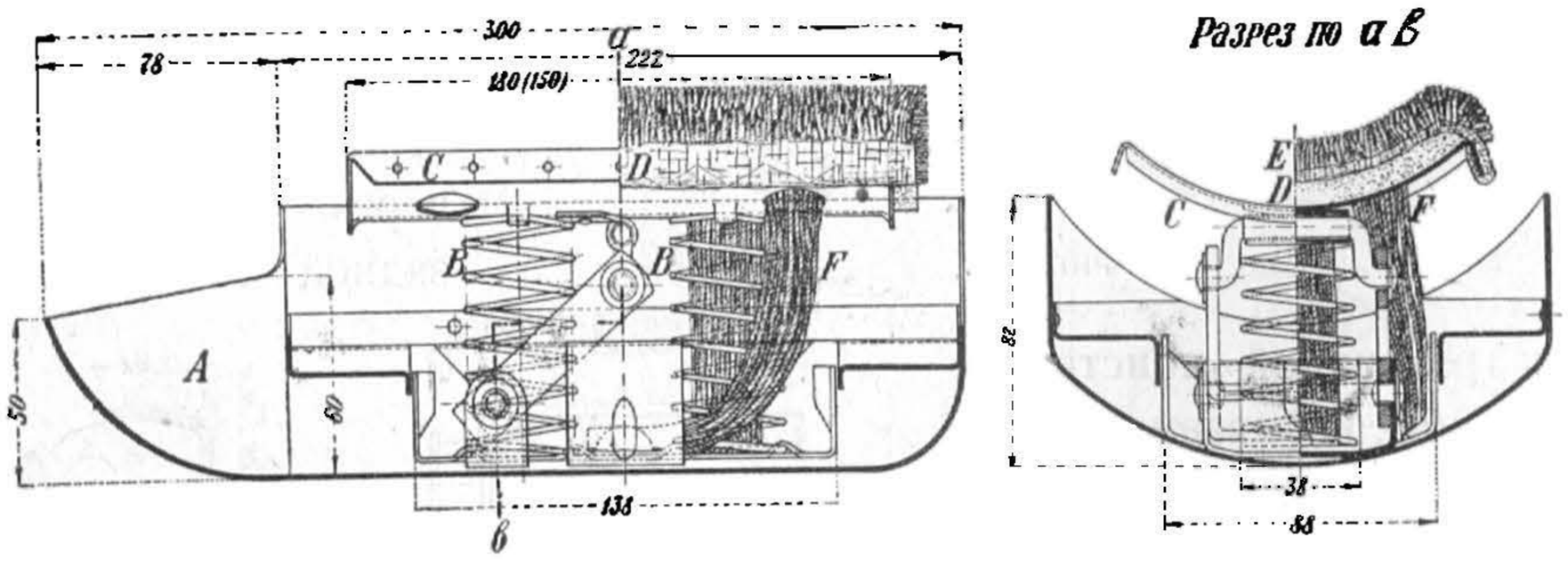


Фиг. 47.



Фиг. 47 а.

смазки от загрязнения через крышку масленки. На дно коробки ставится поддерживаемая двумя спиральными пружинами *B* лохань *C*, на которую укладывается войлочная подкладка *D*, а поверх ее специально изготовленная из шерстяной пряжи щетка *E*, от которой идут четыре фитиля *F* из шерстяной пряжи, опускающиеся на дно коробки.

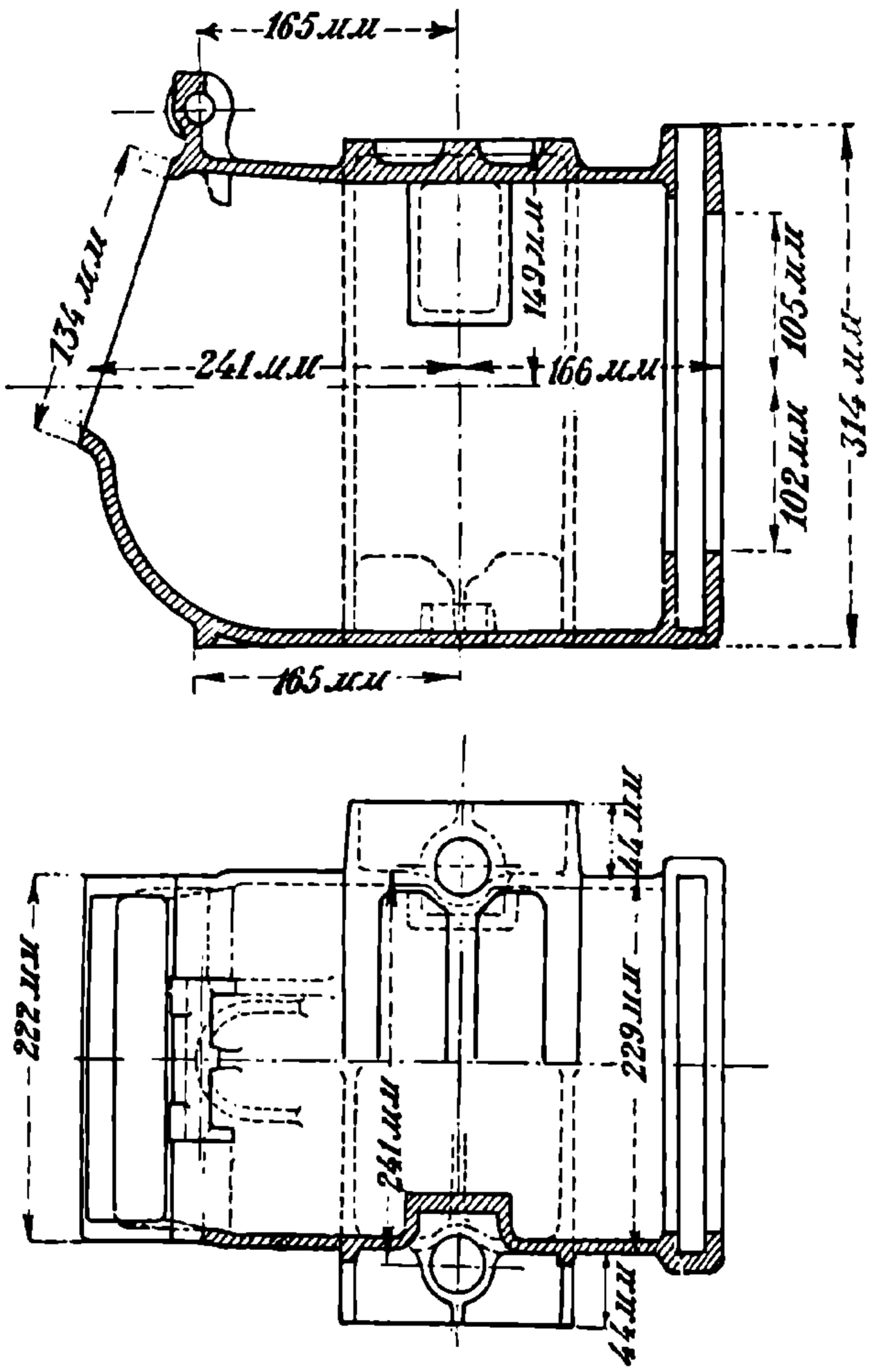


Фиг. 48.

Конструкция этой буксы прочна, достаточно герметична и удобна для осмотра, но сложна.

На фиг. 49 изображена цельная литая стальная букса с нижней смазкой для тележек Diamond. Буксы этого типа применяются на вагонах Северо-Американских Соединенных Штатов и Канады, а также на наших новых большегрузных вагонах. Они не имеют направляющих пазов и соединяются с рамою тележки болтами наглухо. В новейших американских конструкциях, с целью упрощения сборки, буксы отливаются в одно целое с рамой тележки (фиг. 110). В отличие от гер-

НТБ ДНУЖТ



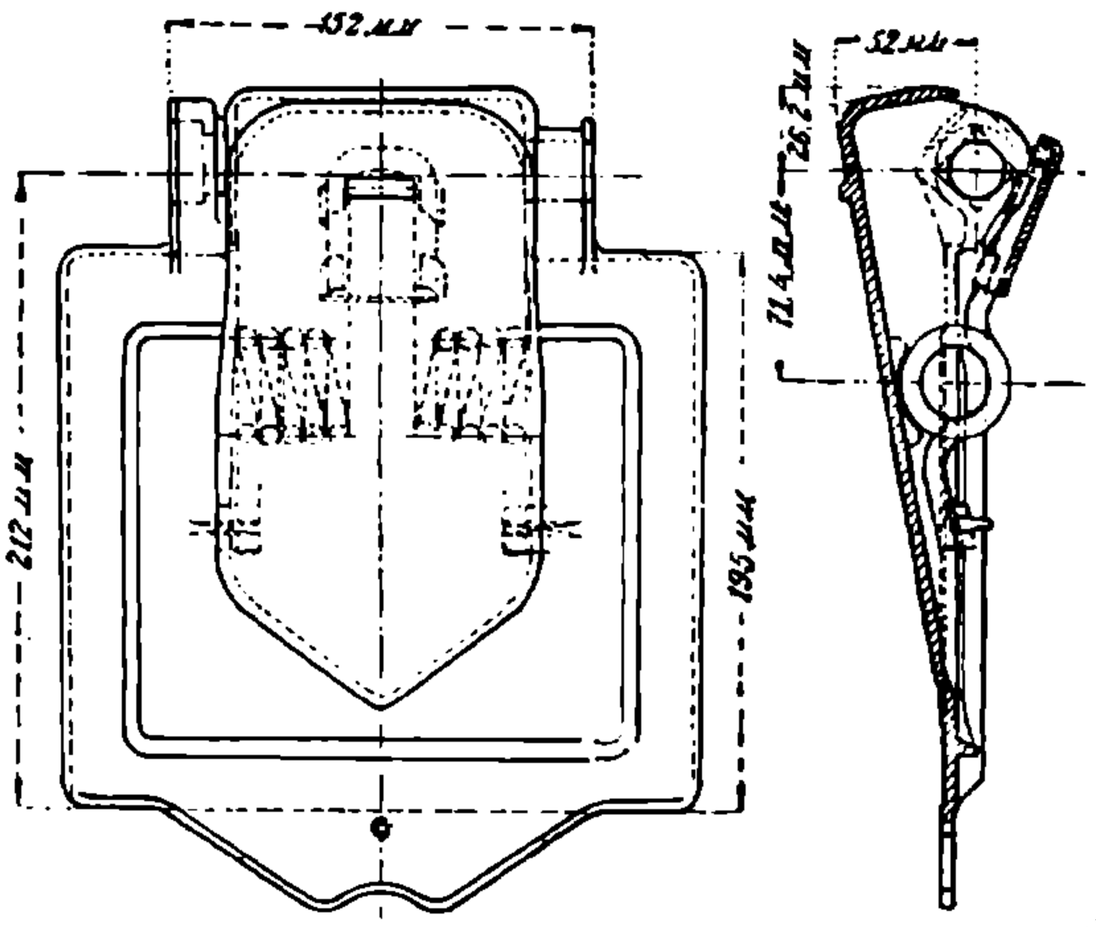
Фиг. 49.

манской конструкции букса американских вагонов имеет больших размеров стальную литую, из ковкого чугуна или железную штампованную крышку на шарнире, служащую для осмотра подшипника и добавления подбивки и смазки. Для плотности крышка прижимается к буксе пружиной полосовой (фиг.44) или спиральной (фиг. 50). Плотное прилегание крышки к буксе может быть достигнуто, если шарнир ее не имеет зазоров (игры).

4. Буксовый затвор

Для предохранения от проникновения в буксу пыли через отверстие в задней стенке статвятся различной конструкции шайбы, называемые задним затвором буксы.

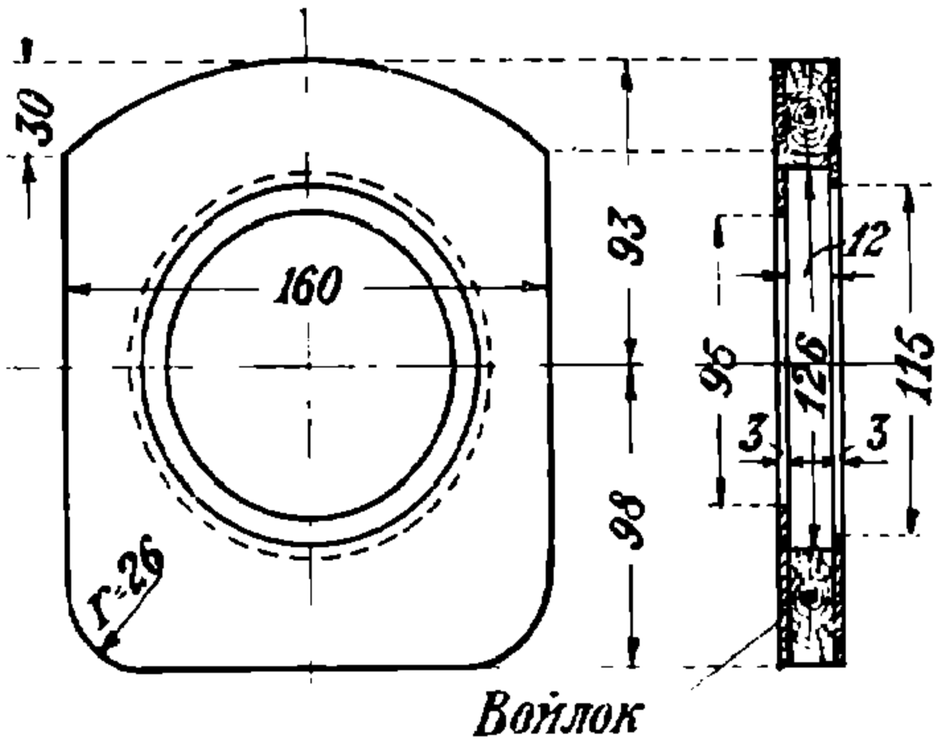
Простейшая конструкция заднего затвора—деревянная шайба, обитая войлоком (фиг. 51). Она делается цельной, надевается на предподступичную часть оси и вкладывается в круговой паз задней части буксы. Такой затвор применяется в разъемных буксах наших нормальных вагонов. Шайба



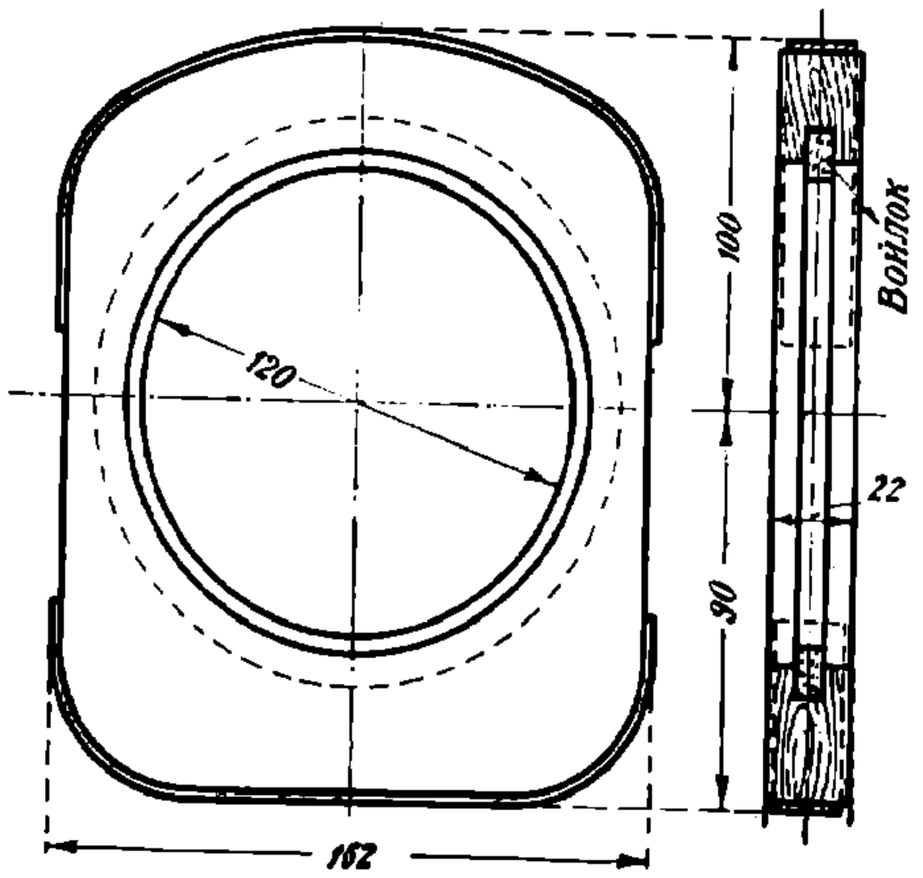
Фиг, 50.

НТБ ДНУЖТ

должна плотно прилегать к оси и по мере изнашивания заменяться новой Для букс нормальных вагонов применяется деревянная шайба с войлочной набивкой (фиг. 52) и деревянная шайба с кожаным воротником (фиг. 53); такие шайбы применялись ранее на прусских жел. дорогах, но они быстро



Фиг. 51.

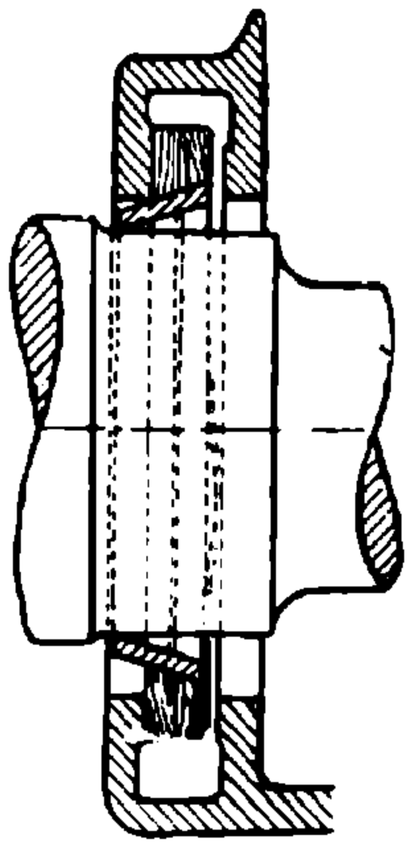


Фиг. 52.

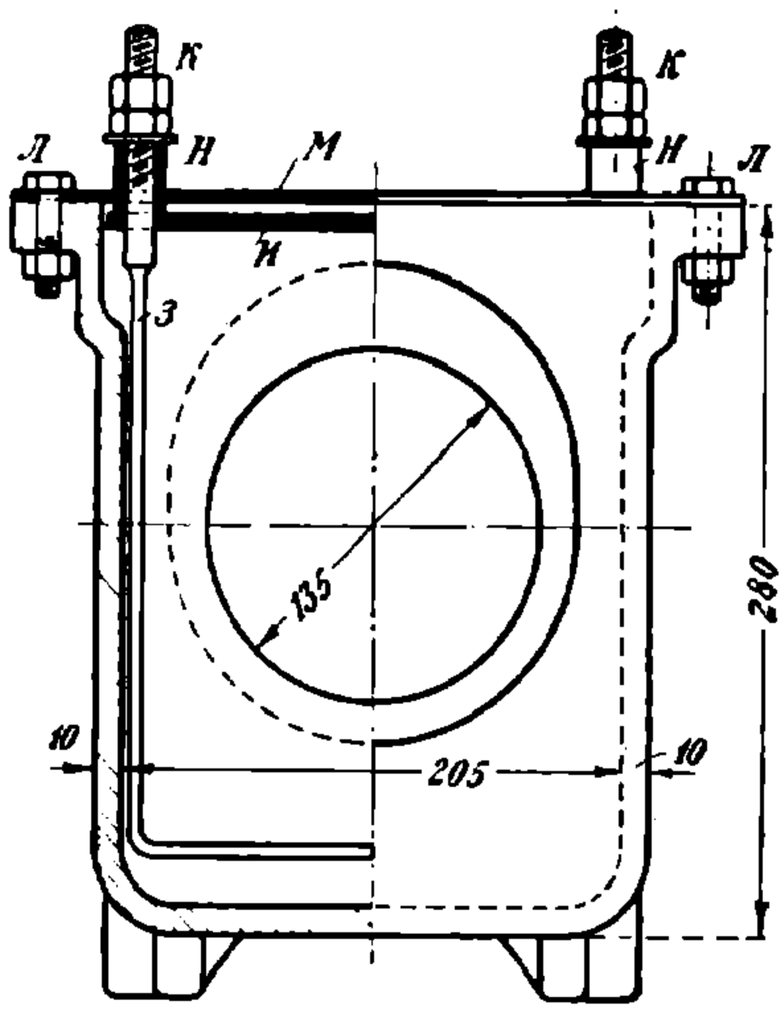
изнашиваются, в особенности первые из них. На тех же дорогах применялась шайба из мягкого дерева без всякой набивки.

В применяемом у букс наших пассажирских вагонов заднем затворе (фиг. 54) войлочная шайба охватывается хомутом *З*, на который сверху надета планка *И*, нажимаемая на шайбу посредством распорных трубок *Н* и гаек *К*. Хомут удерживается в буксовом пазу планкой *М* и болтами *Л*.

Применяются также войлочные шайбы и без хомута, но в таком случае они обшиваются юфтовой кожей, при чем отверстие в коже делается меньшего диаметра, чем головка оси, и шайба ставится в натяг в размоченном состоянии.



Фиг. 53.

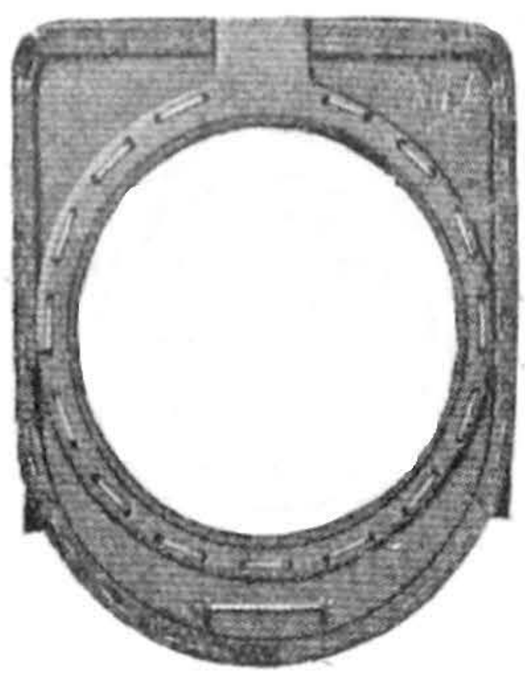


Фиг. 54.

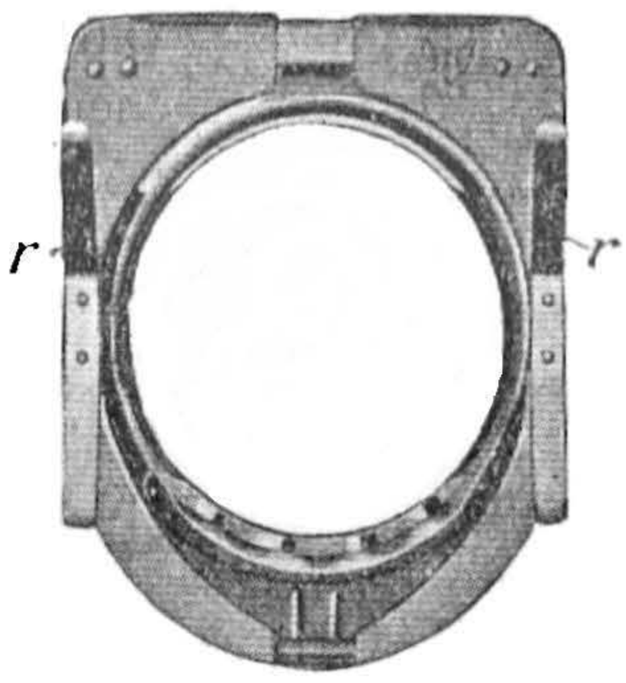
Нормальная конструкция заднего затвора букс американских вагонов—деревянная шайба из мягкого дерева толщиною в 19 *мм*, при чем для уплотнения ее с внутренней стороны буксы закладываются плетеные жгуты, которые прижимаются подбивкой.

НТБ ДНУЖТ

В целях устранения изнашивания трущихся поверхностей буксовых шайб и сохранения надлежащей непроницаемости в течение продолжительного времени на германских дорогах применяется затвор системы Шнейдера (фиг. 55), состоящий из двух штампованных шайб листового железа: передней (фиг. 55 а), обращенной к шейке, и задней (фиг. 55), обращенной в сторону колеса. Обе эти шайбы соединяются внизу пружинным шарниром, нажимающим переднюю шайбу кверху; вверху передняя шайба имеет выступ, который упирается в закраину задней шайбы. При нажатии на переднюю шайбу книзу шайбы могут быть разведены и затем разъединены в шарнире. У задней шайбы вокруг отверстия выштамповано кольцевое углубление, к которому пришит проволокою войлок, образующий выпушку, соприкасающуюся с передней частью оси. Для плотного прилегания задней шайбы к стенкам паза буксы края ее обшиты войлоком. Передняя шайба имеет две пружины *r*, которые прижимают шайбу к задней стенке паза буксы. У нижней части отверстия передней шайбы отштампован воротник, к которому приклепаны под сходящимися углами бронзовые пластинки *к* (фиг. 58). Эти пластинки, будучи прижаты пружиной шарнира к предподступичной части оси, соскребывают пристающую к ней смазку, которая стекает в нижнюю часть буксы. В верхней части отверстия передней шайбы, на длине одной четвертой части окружности, приклепана бронзовая пластинка, чтобы при вращении оси не изнашивалась под влиянием веса шайбы предподступичная часть и верхняя часть шайбы. После сборки шайба вставляется в паз буксы, и в таком виде букса надевается на шайбу.



Фиг. 55.



Фиг. 55 а.

Затвор Шнейдера имеет весьма надежную и прочную конструкцию и не имеет мелких составных частей, которые могли бы теряться, во время службы вагонов, но он очень сложен и дорог в изготовлении.

5. Подбивка букс

Для подачи смазки на шейку чаще всего употребляются бумажные или шерстяные концы[1], укладываемые на дно буксы под шейкой и называемые подбивкою буксы.

---

[1] Концы представляют производственный отброс, получающийся при изготовлении пряжи.

НТБ ДНУЖТ

Исправная работа подшипника в значительной степени зависит от качества подбивочного материала и его чистоты. Поэтому германские дороги не останавливаются перед расходами и применяют в качестве подбивки щетки, изготовленные из шерстяной пряжи, уложенной на постель из листового железа, которая прижимается к шейке пружинами, как показано на фиг. 48. Дороги САСШ с той же целью применяют шерстяные белоснежные концы лучшего качества.

6. Самосмазывающиеся буксы

Подбивка буксы, какого бы хорошего качества она ни была, требует постоянного ухода за буксой; периодически необходимо подбивку осматривать, уплотнять или добавлять. Поэтому, в целях упрощения ухода за буксой и возможности обходиться без смазчиков, явилось стремление сконструировать приспособление для смазки шейки, работающее автоматически. Такие приспособления ставились еще в давние годы либо в виде смазывающей цепочки, приводимой в движение роликами, соприкасающимися с шейкой (на эльзасских дорогах в 40-х годах прошлого столетия), либо в виде диска, укрепленного на торце шейки и подающего смазку при вращении шейки (на американских дорогах в те же годы). Существовали и другие приспособления, которые—так же, как и указанные—были впоследствии оставлены.

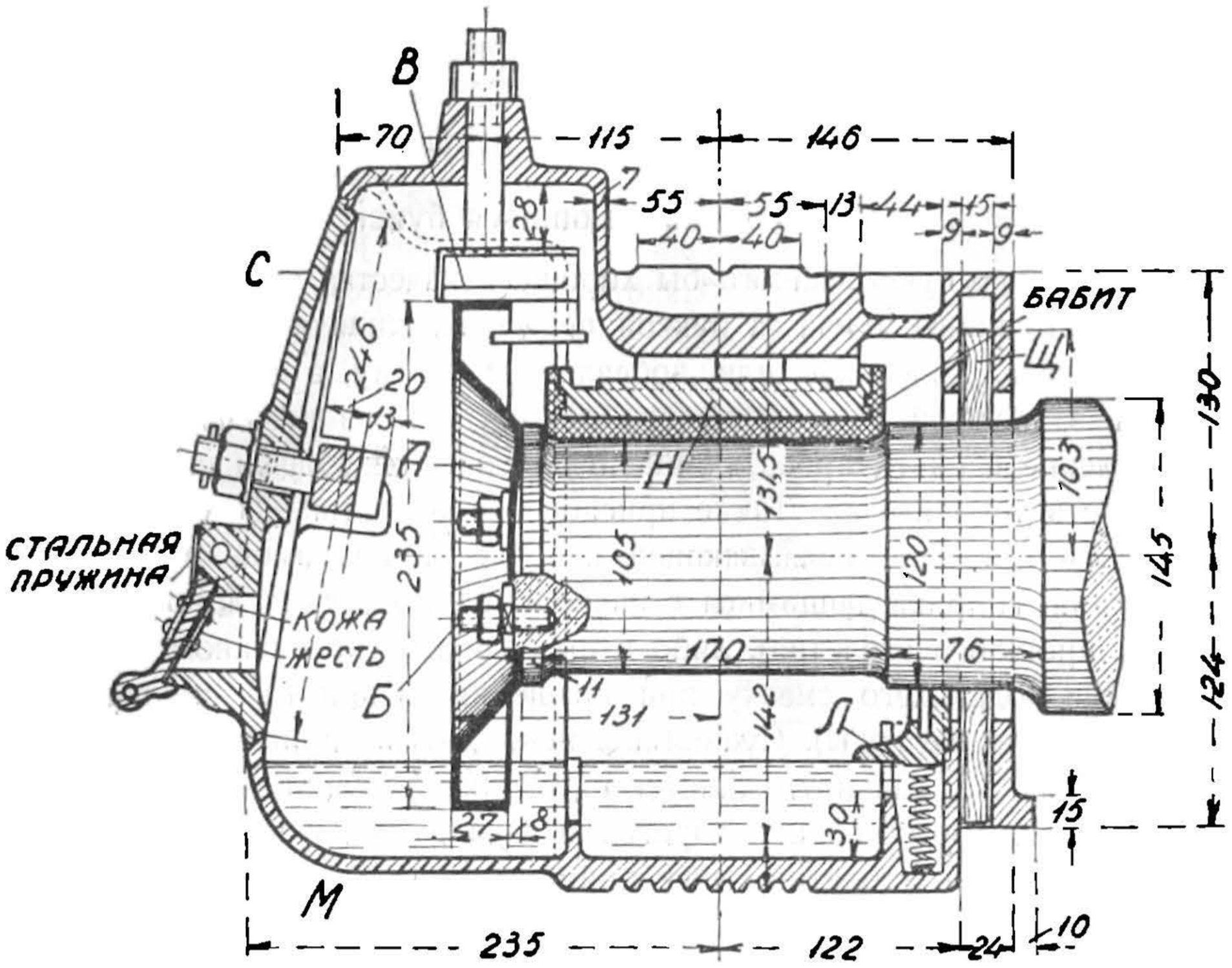
На некоторых наших дорогах в начале их существования (60-х годах прошлого столетия) тоже применялись на ряду с буксами, имевшими подбивку, буксы, в которых не имелось подбивки, а осевые шейки погружались нижней своей поверхностью в резервуар с маслом. Вращением деревянного кружка, наглухо надетого на ось, масло поднималось в верхнюю часть буксы, а затем стекало на шейку и на дно буксы.

Некоторые из применявшихся в старину способов автоматической смазки, забытые впоследствии, стали затем возрождаться, но, конечно, в более совершенных конструкциях.

В конце 900-х годов была предложена Шот-Четеном самосмазывающаяся букса без подбивки, которая после ряда усовершенствований представляется в следующем виде (фиг. 56). Смазка подводится диском *A*, прикрепленным к торцу осевой шейки болтами *Б* и вращающимся вместе с шейкой; диск подхватывает снизу смазку и переносит ее на приемник *B*, откуда смазка стекает на спинку подшипника *H*. Часть смазки под влиянием центробежной силы не попадает на приемник *B*, отбрасывается к потолку буксы и стекает по стенкам частью на спинку подшипника, а частью вниз буксы. Добавление смазки производится через отверстие в крышке *C*, закрывающееся крышкой на пружине с прокладкой кожи. Крышка *C* укрепляется помощью скобы и болта. Приемник *B* может быть поднят или опущен посредством установочного болта. Для предупреждения вытекания

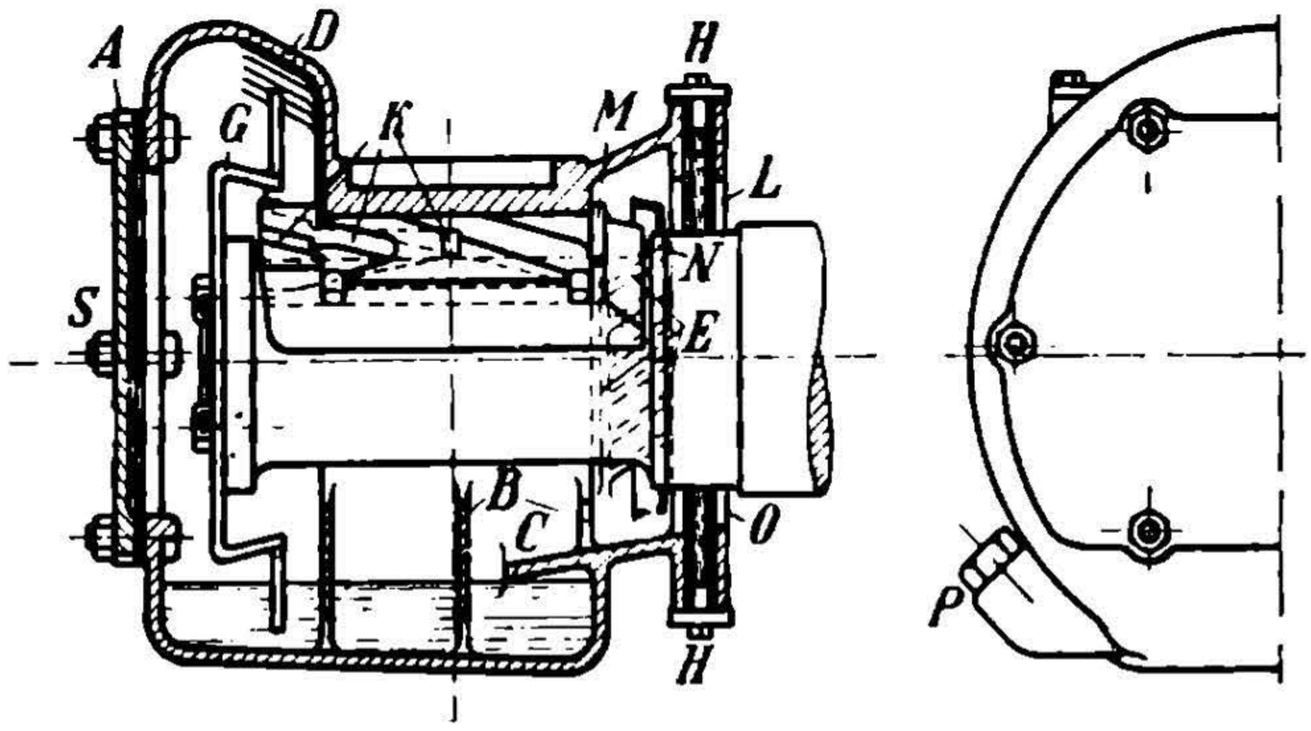
НТБ ДНУЖТ

смазки из буксы, кроме деревянного затвора *Щ*, имеется еще предохранитель *Л*, прижимаемый пружиной. Назначение этого предохранителя соскребывать смазку с предподступичной части оси.



Фиг. 56.

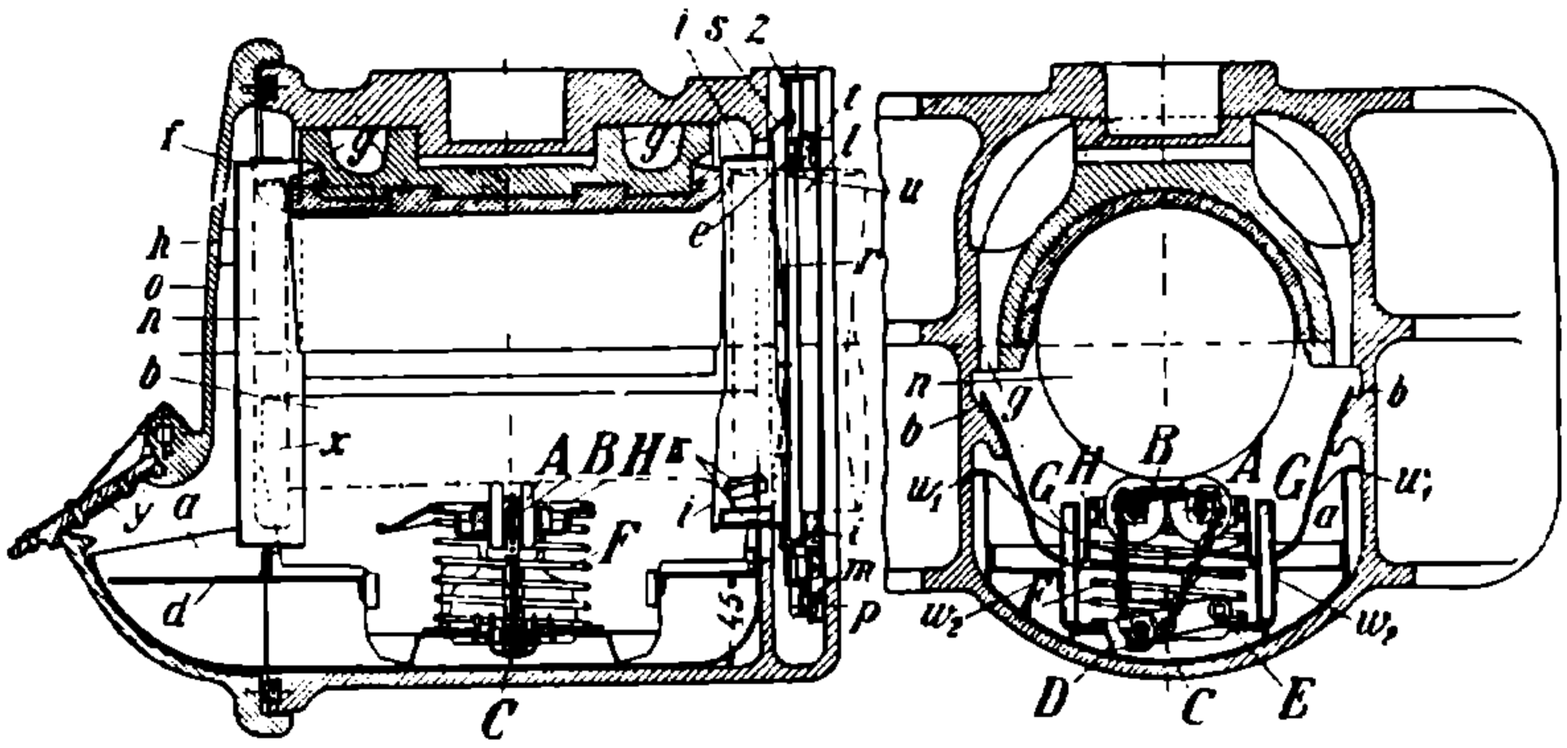
В последние годы завод Пейнгауз в Германии предложил конструкцию буксы, построенную на том же принципе, что и букса Шот-Четена, и известную под названием „Изотермос“ В этой буксе (фиг. 57) на дне имеются перегородки *B*, образующие сообщающиеся между собой камеры, сделанные для отстаивания и охлаждения масла, стекающего с осевой шейки. Наклонная плоскость *C* предохраняет заднюю часть буксы от заливания ее маслом при толчках. К торцу осевой шейки прикрепляется винтами разбрызгиватель *G*. На заточку предподступичной части оси надевается в горячем состоянии ма-



Фиг. 57.

НТБ ДНУЖТ

слоуловительный воротник *N*, который предохраняет от проникновения масла в заднюю часть буксы, на стенках которой имеются ребра *E* для стока масла. Масло, подхватываемое разбрызгивателем *G*, отбрасывается под влиянием центробежной силы на поверхность потолка буксы *D*, стекает на спинку подшипника *M* и по каналам *K*, имеющимся в нем, стекает на осевую шейку. Буксовый затвор сделан из войлока, обшитого кожей, и состоит из двух половинок, которые могут уплотняться нажимными болтами *H*. Буксовая крышка *A* ставится на кожаной прокладке и укрепляется болтами *S*. Добавление смазки в буксу производится через прилив *P* сбоку буксы, отверстие в котором закрывается пробкой на резьбе.



Фиг. 58. Фиг. 58 а.

Букса Изотермос по сравнению с буксой Шот-Четена имеет более простую конструкцию; в ней отсутствует приемник *B*, улавливающий смазку, и более надежное устройство предохранительного воротника *M* и заднего затвора. Кроме того в буксе Изотермос, благодаря большому числу каналов в подшипнике, может быть достигнута более обильная смазка шейки.

Обе описанные буксы — Шот-Четена и Изотермос — являются буксами исключительно с верхней смазкой.

На германских дорогах в 1925 г. применялся с целью испытания в широком масштабе самосмазывающий прибор Шнейдера, изготовляемый фирмою „Олор“. Этот прибор построен на принципе сохранения нормальной конструкции буксы и подшипника германских дорог и должен заменить собою смазочное устройство, изображенное на фиг. 48. Прибор Шнейдера омывает шейку смазкою снизу; устройство его в основных чертах заключается в следующем (фиг. 58 и 58 а): на дне железной коробки, помещаемой в нижнюю часть буксы и служащей резервуаром для смазки, укреплена пружина *F*, несущая обойму *H* с двумя роликами *A*; третий ролик *C* укреплен на скобе *D*, которая вращается вокруг точки *E* и отжимается помощью пружины книзу. Ролики выточены в одно целое с валиками и представляют собою

НТБ ДНУЖТ

звездочки *B*, изготовленные точно по шагу калиброванной цепочки, которая огибает все три ролика. Пружина *F* прижимает ролики *A* к осевой шейке и поддерживает цепочку в натянутом состоянии. Вращаясь, осевая шейка заставляет вращаться ролики *A*, которые увлекают за собою цепочку.

Будучи погружена в масло, цепочка при движении своем подхватывает его и отбрасывает на шейку. Для предохранения масла от разбрызгивания по стенкам буксы служат маслоуловительные боковые поверхности *b* и кожух *f*, устанавливаемый перед торцом шейки, а для предупреждения потери смазки через заднее отверстие буксы служит маслоуловительный воротник *i*, прикрепленный к затвору *t*, описанному выше (фиг. 55).

Опыты, произведенные германскими железными дорогами, показали, что смазка шеек прибором Шнейдера достигается с избытком и утечки смазки из буксы, благодаря применению плотного буксового затвора, не наблюдается.

Применение смазочного прибора Шнейдера имело целью выработать такую конструкцию, которая обеспечивала бы смазку шейки без добавления новой смазки от одного периодического осмотра до другого. В отношении конструкции—и главным образом благодаря весьма тщательному и точному изготовлению приборов Шнейдера—эта цель была достигнута, но на практике оказалось, что обходиться столь продолжительное время без добавления смазки нельзя.

Все три описанных типа букс, при тщательном изготовлении и сборке их, могут работать вполне исправно более или менее продолжительное время, но при износе каких-либо частей этих приборов или случайных повреждениях действие смазочных приборов прекращается, и грение подшипника становится неизбежным. Кроме этого здесь имеет большое значение загустение смазки зимою, сбивание ее в пену при больших скоростях, изменение консистенции и загрязнение смазки при продолжительной работе, что вредно отражается на исправной работе подшипников и может привести к грению букс.

Испытание букс Изотермос на Октябрьской дороге в 1927 г. на пассажирских вагонах показало, что более двух недель нельзя было обходиться без добавления смазки.

Главную цель, которую преследует введение автоматической смазки,—возможность обходиться без персонала смазчиков,—надо считать недостигнутой. Самосмазывающиеся буксы дают экономию в смазке, но при сохранении персонала смазчиков эта экономия не может оправдать расходов по введению более дорогих и сложных букс. По этой причине применение самосмазывающихся букс производится только в виде опытов, и еще ни одна дорога, как у нас, так и за границей, не перешла на автоматическую смазку букс.

НТБ ДНУЖТ

7. Буксовые пазы и прирамники

Конструкция буксовых пазов, как было сказано выше, находится в зависимости от установки оси. Буксы осей неустанавливающихся имеют на боковых поверхностях по два прилива (прирамника), образующих паз, в который входит буксовая лапа с небольшими зазорами (фиг. 40г и 44). Буксы свободноустанавливающихся осей имеют по одному прирамнику с каждой стороны (фиг. 47а) или два прирамника, образующие широкий паз, в который входит буксовая лапа с большими зазорами, необходимыми для того, чтобы ось могла принять направление по радиусу при проходе закругления. Размеры зазоров зависят от расстояния между осями (базы вагона); определение их изложено ниже, в главе „Самоустанавливающиеся оси".

Ширина и глубина пазов в буксах двух- и трехосных вагонов с неустанавливающимися осями делаются такими, чтобы между прирамниками и лапою оставались зазоры в продольном направлении не более 15 *мм* и в поперечном — 17 *мм*.

8. Материал и размеры букс

Буксы изготовляются стальными литыми, чугунными или ковкого чугуна. В последнее время начали изготовлять буксы железные штампованные, заваренные в углах автогенным способом, или комбинированные — верхняя часть стальная литая, нижняя — железная штампованная, склепанные в одно целое.

Согласно Техническим условиям НКПС материал чугунных букс должен выдерживать сопротивление на изгиб не менее 24 *кг/мм*^{2} при стрелке прогиба не менее 4 *мм*, а стальных букс — сопротивление на разрыв не менее 36 *кг/мм*^{2} при удлинении не менее 16%.

Размеры букс устанавливаются опытным путем, в виду невозможности учесть все силы, действующие на буксу во время движения вагона. Помимо статической нагрузки, действующей на буксу в вертикальном направлении, она испытывает удары от неровности пути, от толчков при торможении, при перемене скорости движения, при маневрах на горках и т. п.

Толщина боковых и задних стенок буксы делается от 7 до 8 *мм* у разъемных букс и от 8 до 10 *мм* — у цельных букс. Меньшая толщина стенок не делается, так как практически это сопряжено с увеличением брака при отливке букс. Толщина боковых стенок между прирамниками увеличивается от 14 до 20 *мм*. Дно у цельных букс делается толщиною от 10 до 13 *мм* и в месте подведения под него домкрата (при подъемке) утолщается до 15 *мм*. Верхняя часть буксы, на которую опирается рессора или балансир тележки, утолщается соответственно усилию, которому она подвергается; толщина верхней части у существующих букс колеблется от 18 до 25 *мм*. Приливы верхней

НТБ ДНУЖТ

части, образующие гнездо рессорного хомута, делаются толщиною в 13 — 20 *мм*. Толщина прирамников — 13 — 30 *мм*. Последний размер относится к буксам тележечных вагонов.

На американских дорогах для букс стандартных типов (фиг. 49) установлены размеры корпуса в зависимости от размеров осевой шейки. Например, для осевой шейки диаметром в 140 *мм* и длиной в 254 *мм* толщина верхней стенки чугунной буксы — 25 *мм*, а нижней — 12 *мм*.

Обработка букс заключается в обточке на станке места (гнезда) прилегания подшипника или вкладыша, в фрезеровке пазов буксовых крышек для достижения плотного прилегания крышек и в прострагивании буксовых направляющих для достижения параллельности их.

9. Подшипник

Назначение подшипника — передавать давление от буксы на шейку оси. Конструкция подшипника зависит от конструкции буксы, очертания галтелей шейки и от способа подведения смазки. Давление от подшипника на шейку должно равномерно передаваться по всей его поверхности, для чего подшипник должен плотно прилегать к шейке. В наших вагонах подшипник охватывает шейку на $^1/_3$ ее окружности; при увеличении дуги охвата края подшипника при срабатывании соскабливают смазку, получаемую шейкой снизу, со стороны подбивки. Для предупреждения последнего края подшипников закругляют, образуя, так называемые, холодильники.

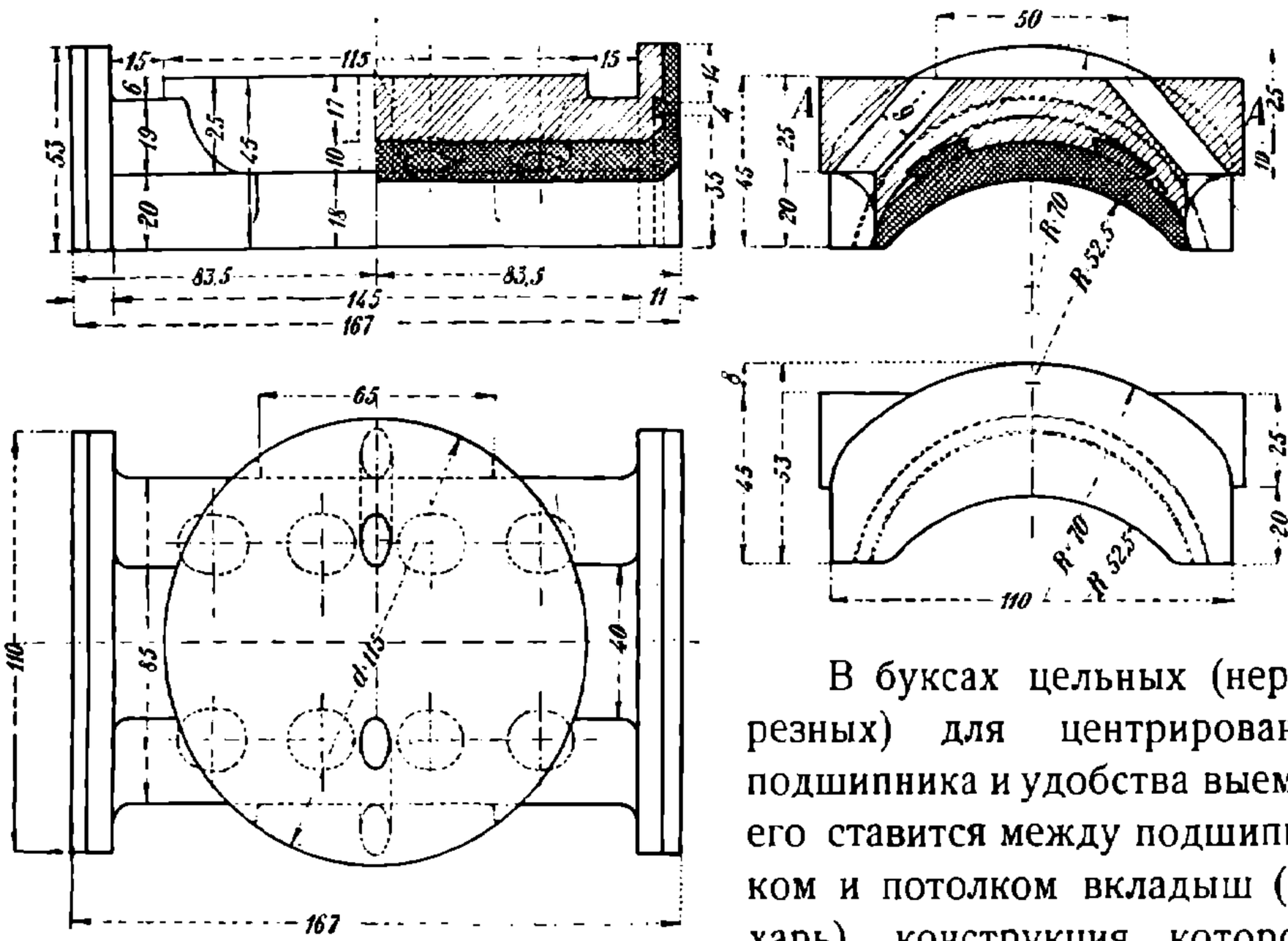
В вагонах германских дорог подшипник охватывает шейку более чем на половину ее окружности, но соприкосновение подшипника с шейкой происходит на $^1/_3$ окружности, а остальная часть подшипника образует с поверхностью шейки клиновидную щель, назначение которой — заклинивать смазку и увлекать ее под подшипник (фиг. 58 а). Такая конструкция целесообразна лишь при автоматической смазке или когда подбивкой служит щетка или иное приспособление, устраняющее возможность затаскивания волокон подбивки под подшипник.

Для обеспечения перемещения (разбега) подшипника вдоль шейки длина подшипника делается на наших дорогах обычно на 2 — 3 *мм* короче шейки, на американских дорогах — на 6 *мм* и на германских — на 7,5 *мм*. На германских дорогах подшипник при продольных перемещениях соприкасается только с передней галтелью шейки, для чего зазор между подшипником и задней галтелью шейки делается вдвое больше, чем у передней галтели (фиг. 58). Передний буртик подшипника имеет опорную поверхность на длине 50 *мм* и скошеные края для заклинивания и увлечения смазки под подшипник.

На фиг. 59 изображен подшипник буксы нормального товарного вагона. Спинка подшипника имеет круговой выступ; этим выступом подшипник входит в соответственное круглое углубление (гнездо), сделанное в верхней части буксы, благодаря чему подшипник устанавли-

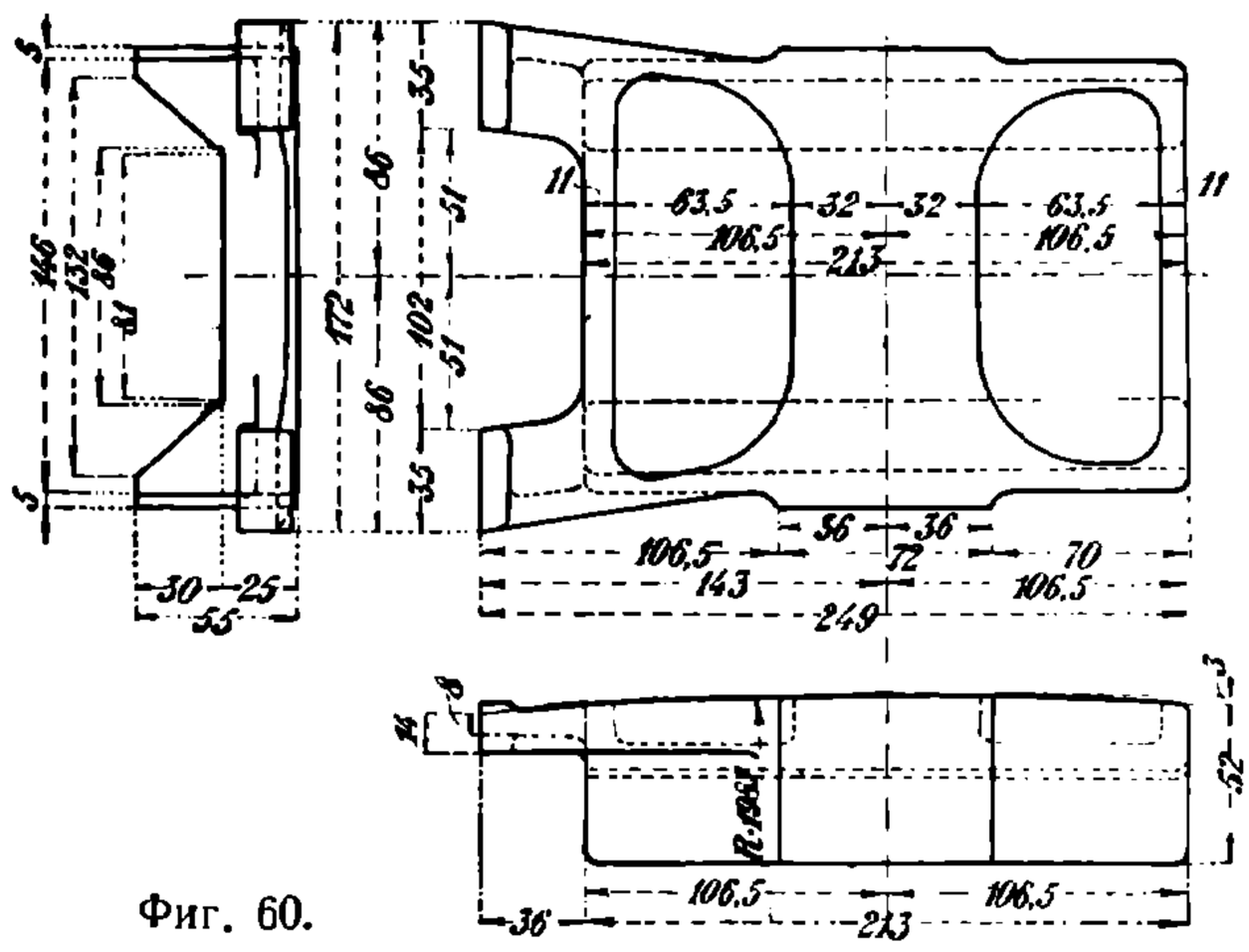
НТБ ДНУЖТ

вается таким образом, что направление его оси всегда совпадает с направлением осевой шейки.



Фиг. 59.

В буксах цельных (неразрезных) для центрирования подшипника и удобства выемки его ставится между подшипником и потолком вкладыш (сухарь), конструкция которого обусловливается способом установки буксы. У букс свободно устанавливающихся осей вкладыш плотно прилегает к потолку и подшипнику. У букс, скрепленных с рамою тележки наглухо, как, например, в тележках типа Даймонд, (фиг. 49) вкладыш в верхней своей части должен иметь цилиндрическую поверхность (фиг. 60), образующая которой перпендикулярна продольной оси подшипника. Это делается для того, чтобы подшипник при перекосах рамы тележки или буксы имел свободное перемещение и не вызывал нажатия на галтели шейки.

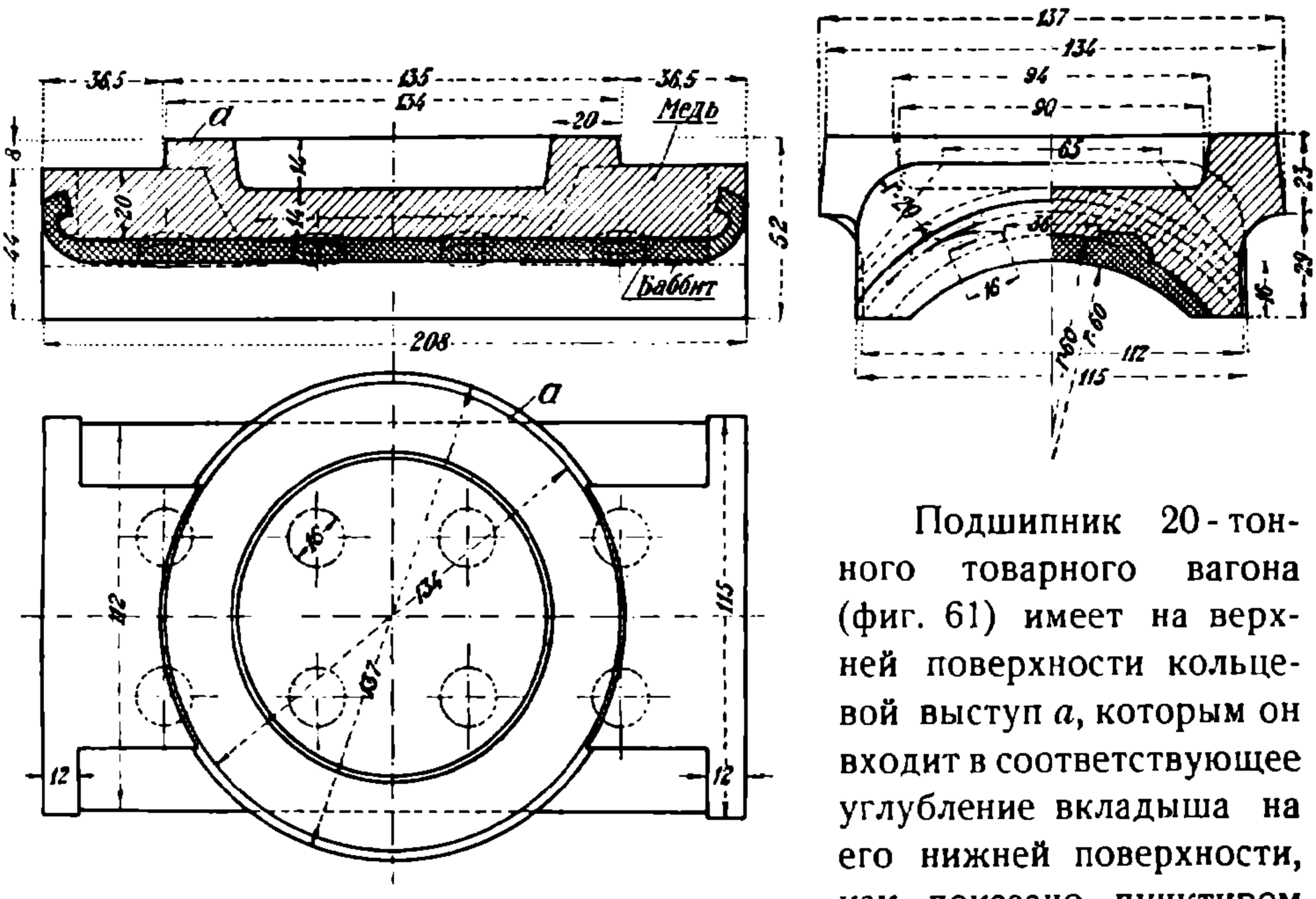


Фиг. 60.

В цельных буксах тележек наших пассажирских вагонов (фиг. 46) верхняя поверхность (спинка) подшипника *A* — плоская и имеет призматическую форму с буртиком у одного торца. Спинка подшипника, как видно из фиг. 46 в, охватывается вкладышем *B*, имеющим нижнюю

НТБ ДНУЖТ

поверхность тоже призматическую, но вогнутую. Боковые грани подшипника снабжены выступами, которые препятствуют подшипнику поворачиваться вокруг продольной оси. Выступы эти имеют заплечики, которыми подшипник упирается в приливы *C* у буксы (фиг. 46 а); таким образом удар от передней галтели шейки передается подшипником непосредственно на приливы *C* у буксы, а удар от задней галтели шейки — через вкладыш *B* на прилив *m* на потолке буксы.



Фиг. 61.

Подшипник 20-тонного товарного вагона (фиг. 61) имеет на верхней поверхности кольцевой выступ *a*, которым он входит в соответствующее углубление вкладыша на его нижней поверхности, как показано пунктиром на фиг. 44. Благодаря этому обстоятельству обеспечивается совпадение оси рабочей поверхности подшипника с осью шейки, и уменьшается поверхность, подлежащая обработке для приточки спинки подшипника к вкладышу.

В германских буксах подшипники ставятся без вкладышей; они снабжены поперечными ребрами *f* (фиг. 47), которыми соприкасаются с верхней и боковыми поверхностями буксы. Внутренние поперечные ребра *d* обхватывают прилив верхней части буксы, благодаря чему подшипник не может перемещаться в продольном направлении независимо от буксы.

Подшипники отливаются из бронзы, в состав которой, кроме меди, входят олово (6,5—8,5%), цинк (2—3%) и свинец (6—8%). Для товарных двухосных вагонов применяют также подшипники из обыкновенного чугуна. После отливки подшипники растачиваются или фрезеруются.

НТБ ДНУЖТ

10. Заливка подшипников

Для уменьшения трения подшипника о шейку и для предохранения шейки от изнашивания подшипник заливается *баббитом*, представляющим антифрикциноный сплав[1]. Предварительно заливки подшипник тщательно пролуживается для лучшего приставания баббита, а для прочности заливки в подшипнике после расточки высверливаются в шахматном порядке углубления диаметром около 15 *мм*. После заливки подшипник опиливают и пришабривают к шейке. Края рабочей поверхности подшипника несколько закругляются для того, чтобы они не касались шейки и не соскабливали с нее смазки.

Для заливки подшипников наших вагонов применяют баббит следующих составов:

Род вагонов	Олово	Сурьма	Медь	Свинец	Примеси
Пассажирские.	11,5—12,5	14—16	2,75—3,25	71,65—76,75	0,5
Товарные .	—	16—18	1,3 —1,75	72,2 —79,75	0,5

Эти баббиты при нагревании до температуры 180—200°С размягчаются, а при более высокой температуре плавятся.

В Германии для заливки вагонных подшипников применяются кальциевые баббиты. Первоначально (с 1915 г.) применялся сплав под названием *кальциум-металл*, в состав которого входят медь (1,3%), кальций (1,75%), стронций (1%), барий (1%), остальное—свинец. Этот сплав расплавляется при температуре свыше 300°С. При нагреве подшипника около 200°С, когда смазка в буксе начинает уже кипеть и дымиться, кальциум-металл остается еще не поврежденным. Однако заливка подшипников этим сплавом представляет трудности и требует значительного навыка.

Кальциум-металл отличается высокими качествами антифрикционного сплава, дешев по цене, отличается способностью быстро прирабатываться к поверхности шейки даже не вполне исправной; при испытаниях, например, удавалось довести до места назначения вагон на подшипниках, залитых кальциум-металлом, работавших на задранных осевых шейках. Но, к сожалению, этот сплав отличается крайней

---

[1] Поверхность баббита, рассмотренная под микроскопом, состоит из отдельных кристалликов, между которыми расположены мягкие частицы баббита. На последних размещается смазка, а кристаллики служат площадками соприкосновения с шейкой.

НТБ ДНУЖТ

нестойкостью, и молекулярное строение его изменяется не только при плавке без соблюдения известных мер предосторожности, но даже с течением времени, после чего он утрачивает все свои хорошие качества и становится негодным для применения его для заливки подшипников. Вследствие этих отрицательных свойств кальциум-металл в настоящее время совершенно оставлен. Вместо него стали применять сплав *лурги-металл*, в состав которого входят: свинец—96,3%, барий—2,8%, кальций—0,4% и натрий—0,5%. Этот сплав выдерживает продолжительное нагревание во время работы и плавится при температуре около 600°С. После заливки подшипника этим сплавом, что производится в особых формах, не требуется пришабривать подшипник к шейке. Качества лурги-металла, как антифрикционного сплава, весьма высоки.

Лурги-металл обладает большей устойчивостью чем кальциум-металл и не распадается с течением времени, но он также крайне неустойчив при плавлении, так как натрий и кальций легко выгорают. Поэтому заливка подшипников лурги-металлом должна производиться на специальных заводах или в мастерских и подвергаться проверке путем анализа и механических испытаний.

В последние годы изобретен сплав, которому присвоено название *бан-металл.* Состав его следующий: кальций — 0,7%, натрий — 0,6%, литий — 0,04%, алюминий — 0,2%, остальное свинец. Бан-металл обладает такими же высокими качествами, как и лурги-металл, но лишен его недостатков, в виду чего получает распространение на германских железных дорогах. Он испытывался также и у нас, как лабораторным путем, так и на вагонных подшипниках, при чем испытание в пассажирских вагонах опытными поездками показали, что бан-металл обладает большей стойкостью, чем обыкновенные баббиты, и что, даже при неправильной пригонке подшипников, залитых бан-металлом, они работают без грения, постепенно прирабатываясь по шейке. Подшипники, залитые бан-металлом, могут быть установлены без расточки их и пригонки по шейкам. Однако для успешности применения бан-металла требуется, так же как и для лурги-металла, правильно установленный режим и способ заливки. Применение бан-металла у нас находится пока в стадии изучения и опытов.

Весьма высокая температура плавления бан-металла, низкий коэфициент трения, способность быстро прирабатываться к шейке и дешевая стоимость несомненно дадут этому сплаву широкое применение в вагонном деле.

До открытия этих сплавов лучшим из всех баббитов был *баббит Шарпи,* названный «классическим баббитом»; этот баббит содержит 83% олова и 17% сурьмы. Баббит Шарпи на протяжении десятков лет служил эталоном для сравнения качеств других баббитов. В виду большого содержания олова баббит Шарпи весьма дорог и поэтому применения в вагонном деле иметь не может.

НТБ ДНУЖТ

11. Размеры подшипников

Во время работы подшипник испытывает помимо сжатия и другие напряжения, вызываемые толчками, а при неплотном прилегании подшипника к осевой шейке по всей ее поверхности возникают напряжения изгиба; поэтому толщина подшипника определяется не расчетом, а на основании опыта.

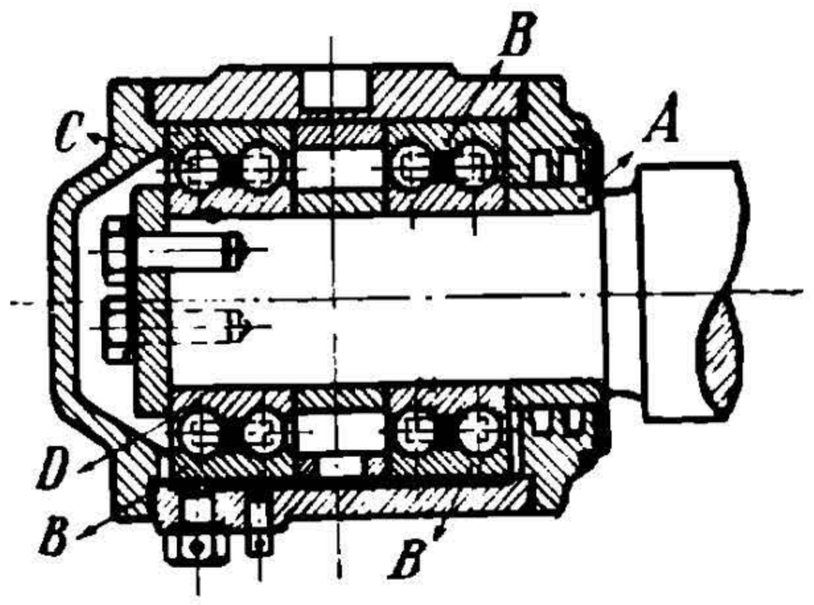
На наших дорогах наименьшая допускаемая толщина бронзовых подшипников для осей пассажирских вагонов с шейками длиною в 210 *мм* установлена в 20 *мм*, а для осей товарных вагонов с шейками длиною в 170 *мм* — в 15 *мм*. Предельная толщина чугунных подшипников для шеек длиною в 170 *мм* — 17 *мм*. Новые подшипники изготовляются для пассажирских осей толщиною в 27—30 *мм*, считая вместе с заливкою баббитом, и для нормальных товарных осей—в 27 *мм*.

Толщина вкладышей цельных букс наших вагонов такая же, как и подшипников, т. е. 25 *мм*.

Размеры бронзовых подшипников и вкладышей стандартных букс американских вагонов, подобно размерам букс, установлены в зависимости от диаметра и длины осевой шейки и колеблются от 25 *мм* (для шейки диаметром в 87 *мм*) до 35 *мм* (для шейки диаметром в 162 *мм*).

12. Роликовые подшипники

Стремление к уничтожению случаев грения букс и к уменьшению сопротивления поезда при трогании с места и при его движении привело к мысли применить в вагонных буксах роликовые подшипники, т. е. заменить трение скольжения трением катания. Почин в этом деле дала Швеция еще в 1911 г., когда было оборудовано шариковыми подшипниками несколько вагонов в виде опыта.



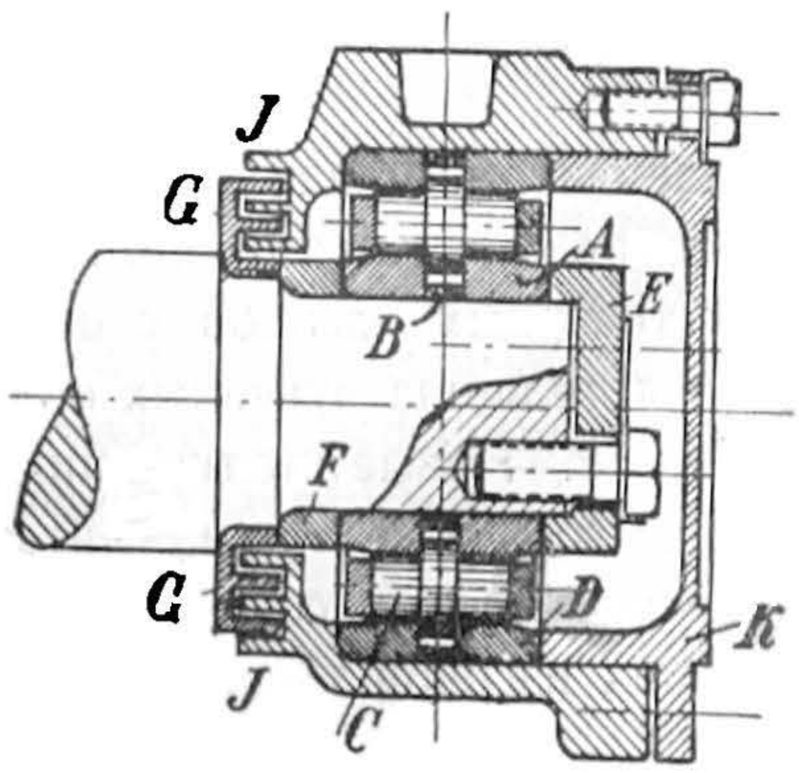
Фиг. 62.

Устройство шарикового подшипника в общих чертах заключается в следующем (фиг. 62). На осевую шейку насаживается в горячем состоянии втулка *A*. В стальных обоймах *B* и *D* размещаются стальные шарики *C*, давление на которые передается от буксы через обоймы *B*. Вращением осевой шейки с обоймами *D* шарики увлекаются и катятся по поверхности верхних обойм *B*.

Опыт применения шариковых подшипников к вагонным буксам оказался неудачным, так как шарики при тех размерах, которые можно дать вагонным буксам, не выдерживают нагрузки, приходящейся на осевые шейки при движении вагона. Поэтому перешли к роликовым подшипникам, результаты опытов с которыми оказались более благоприятными.

НТБ ДНУЖТ

Одна из первых конструкций роликовых подшипников (Иегера) представлена на фиг. 63. На осевую шейку плотно насаживаются две стальных втулки *A* с промежуточным кольцом *B* между ними. Ролики *C* уложены таким образом, что кольцевые буртики их входят в выемку *B* между втулками *A* Извне ролики охватываются втулками *D*, плотно входящими в буксовую коробку, между которыми вставлено кольцо, образующее такую же кольцевую выемку, как и между втулками *A*. С торцовой стороны шейки втулки *A* нажимаются шайбой *E*, укрепленной шпильками, а с противоположной стороны упираются во втулку *F*, напрессованную на шейку. На предпоступичную часть оси напрессована втулка *G* с кольцевыми гребнями и желобками. В эти желобки входят выступы *J* задней части буксовой коробки, образуя лабиринтный затвор, обеспечивающий непроницаемость буксы. Спереди букса закрывается крышкой *K*, укрепляемой шпильками.



Фиг. 63.

При вращении оси втулки *A* катятся по роликам, вызывая их катание.

Будучи просты по конструкции, описанные роликоподшипники обладают существенными недостатками, заключающимися в том, что при некотором перекосе буксы ролики, имея цилиндрическую поверхность, ущемляются, и трение катания переходит в трение скольжения и при том при более неблагоприятных условиях, чем в обыкновенных подшипниках.

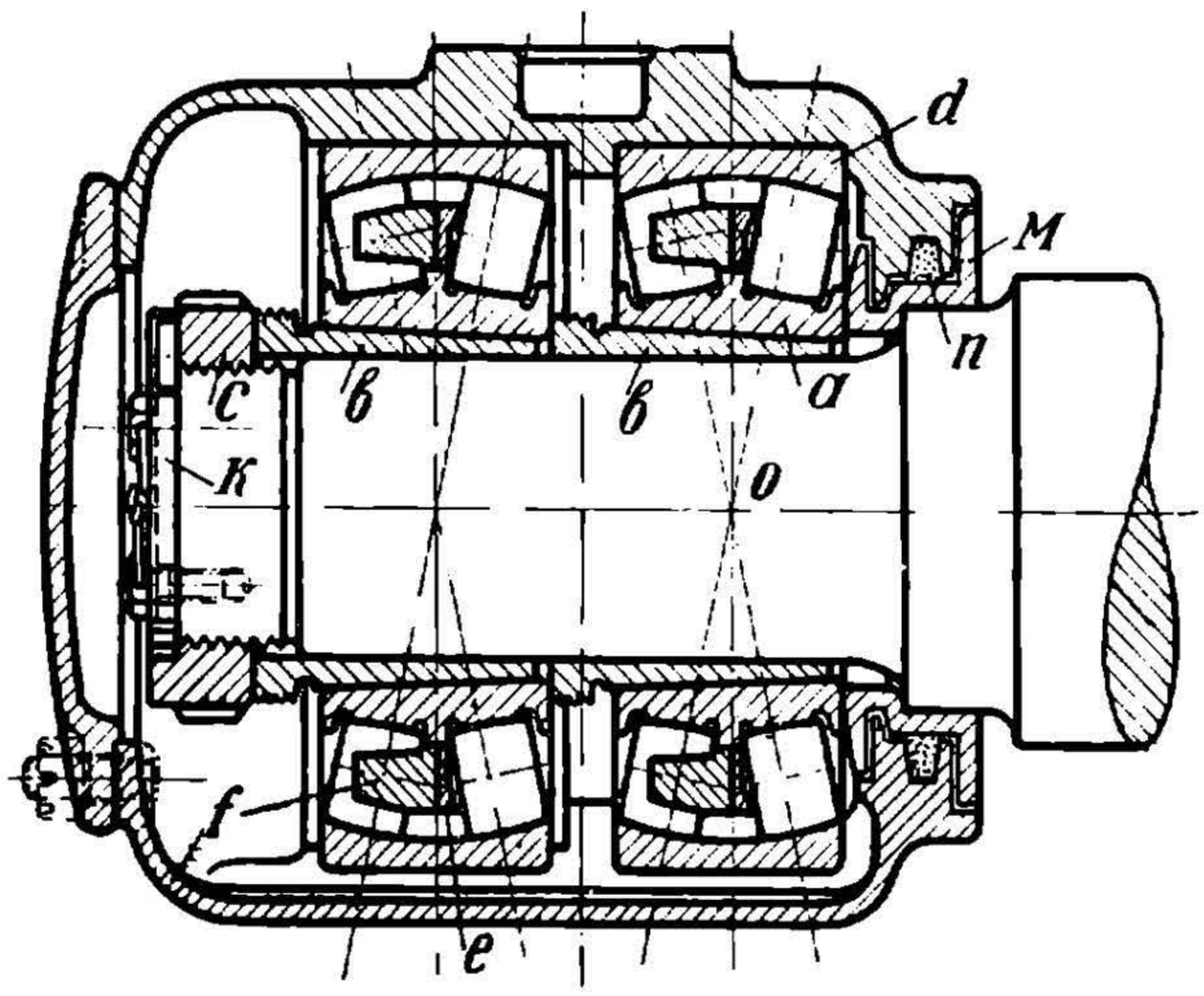
Кроме этого, при ударах гребней колес о рельсы, кольцевые буртики роликов жестко воспринимают эти удары и поэтому часто ломаются.

В последние годы шведской фирмой SKF предложены роликовые подшипники, в которых роликам придана бочкообразная поверхность катания; фирма SKF изготовляет буксы с двумя роликовыми подшипниками на каждой шейке и с одним подшипником.

Буксы с двумя роликовыми подшипниками (фиг. 64) применяются преимущественно для пассажирских вагонов или вообще для вагонов, обращающихся с большими скоростями. Для постановки этой буксы шейка оси должна иметь конструкцию, показанную на фиг. 64. Каждый подшипник состоит из двух стальных закаленных обойм — внутренней *a* и наружной *d*. Между обоймами вставлены бочкообразной формы ролики, у которых окружность донца с внутренней стороны подшипника катится по кругу большего радиуса и имеет потому диаметр больше, чем окружность донца с внешней стороны; геометрические оси роли-

НТБ ДНУЖТ

ков расположены наклонно и пересекаются в точках, лежащих в вертикальной плоскости, проходящей через средину внутренней обоймы. Бочкообразная форма роликов и наклонное расположение их сделаны с целью смягчить жесткие боковые толчки от ударов гребней колес о рельсы и тем избежать жестких ударов роликов об обойму и предохранить их от поломок, каковые имеют место в буксе Иегера. Для того чтобы ролики находились на одинаковом расстоянии друг от друга, между обоймами каждого подшипника вставлены два медных кольца *e* с отростками *f*, охватывающими ролик с обеих сторон; кольца *e* после сборки подшипника склепываются между роликами заклепками. Внутреннее очертание наружной обоймы *d* сделано по дуге круга, описанного из точки *O*, лежащей на оси шейки. Такое очертание обоймы *d* позволяет ей устанавливаться в правильное положение при некоторой неточности сборки и дает возможность, вращая верхнюю обойму, ставить её в любое наклонное положение, что необходимо при постановке на место роликов. Внутренняя обойма *a* подшипников с наружной стороны расточена на конус и ставится на коническую втулку *b*, плотно приточенную к шейке и разрезанную по образующей на две части. После установки подшипников на шейке втулки *b* закрепляются до отказа корончатой гайкой *c*. Чтобы гайка *c* не могла отвернуться, между выступами ее ставится планка *k*, которая укрепляется к торцу шейки двумя винтами. Головки винтов для предупреждения самопроизвольного отвертывания скрепляются между собою проволокой.



Фиг. 64.

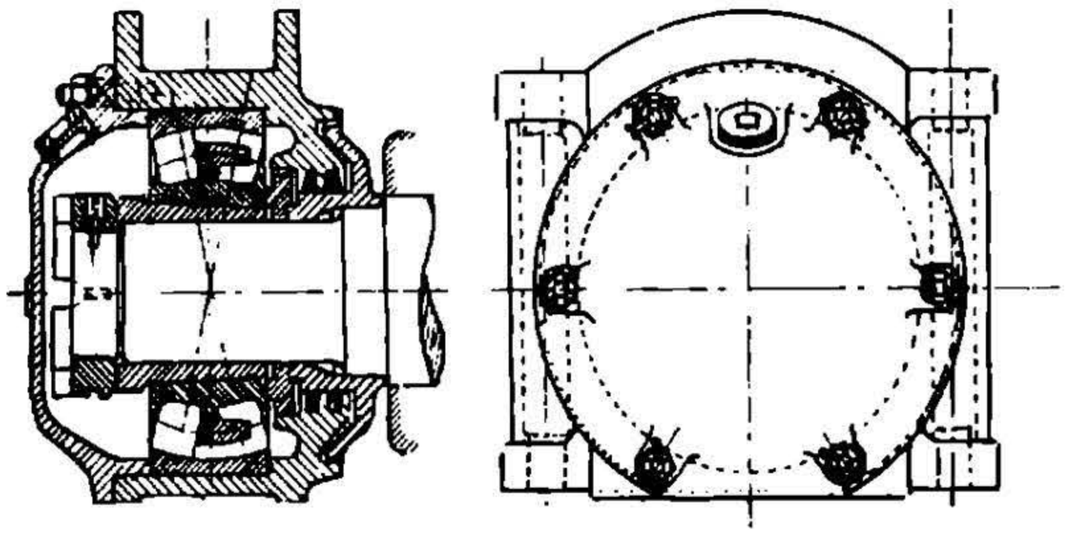
Задний затвор буксы представляет цельное кольцо *M*, насаженное наглухо в нагретом состоянии на предподступичную часть оси и образующее с корпусом буксы лабиринтное соединение.

Корпус буксы состоит из двух частей, соединяющихся четырьмя болтами; с передней стороны букса закрывается грухой крышкой на шпильках с корончатыми гайками. Перед сборкой подшипники смазываются вазелином или специальной мазью, чтобы предохранить от изнашивания кольца, направляющие ролики. Роликовые буксы смазыва-

НТБ ДНУЖТ

ются раз или два в год, а потому отверстия для добавления смазки в корпусе буксы и в крышке не делаются.

На фиг. 65 и 66 показаны роликовые буксы SKF с одним подшипником. Устройство их такое же, как и буксы с двумя подшипниками.



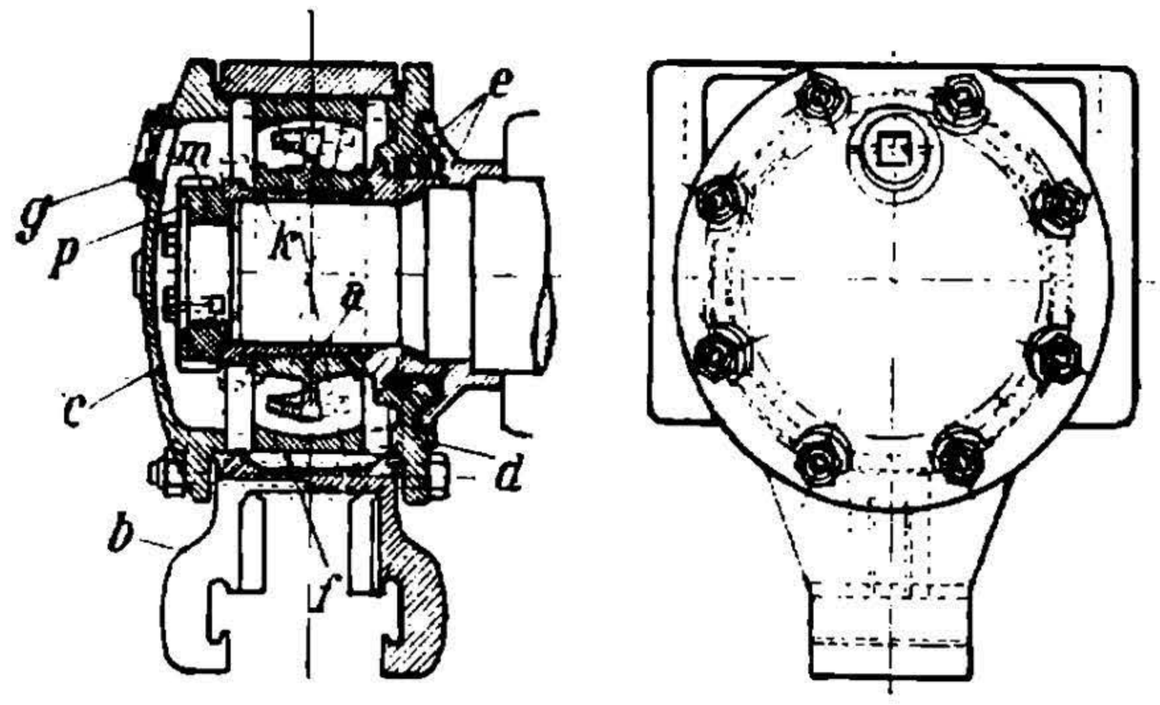
Фиг. 65.

Букса, изображенная на фиг. 65, предназначена для конструкций, у которых нагрузка передается сверху, а на фиг. 66—снизу.

Последняя конструкция часто применяется в трамвайных вагонах.

Роликовые подшипники SKF за последние годы нашли себе применение, носящее характер опытов, под вагонами дорог шведских, французских, швейцарских, датских, чехо-словацких и северо-американских. На наших дорогах роликовые подшипники применяются также пока в виде опытов.

Достоинства роликоподшипников, как выяснено из опытов применения букс SKF, составляют:



Фиг. 66.

1. Отсутствие случаев горения.

2. Уменьшение сопротивления движению, особенно при трогании с места.

3. Уменьшение расходов по смазке, так как ролики, будучи смазаны в момент сборки, могут работать без добавления смазки в течение пробега до 100 000 *км*.

4. Сбережение расходов по содержанию и ремонту вагонов, благодаря незначительному уходу, требуемому осевыми буксами, и отсутствию износа осевых шеек.

Причину, препятствующую широкому применению роликовых подшипников, составляет их высокая стоимость[1].

---

[1] Современная цена одной осевой буксы—около 350 руб.

НТБ ДНУЖТ

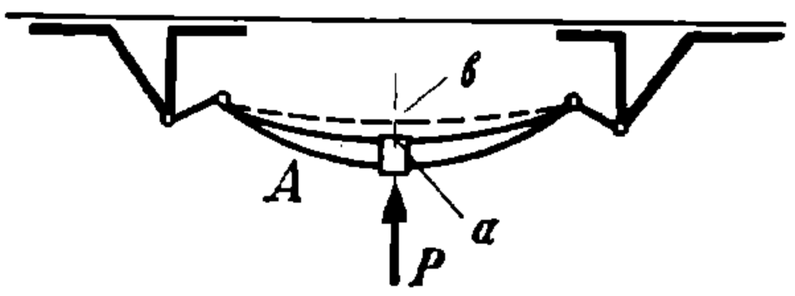
ГЛАВА IV

РЕССОРЫ И ПРУЖИНЫ

1. Назначение рессор

Толчки и удары, испытываемые подвижным составом при движении по рельсовому пути и вызываемые наличием пучин, рельсовых стыков, крестовин, стрелок, неравномерностью износа рельс, неправильностью поверхностей катания колес, местными выбоинами на них и несовпаданием геометрических осей колес с осями шеек,—воспринимаются рессорами. Поглощая силы от толчков и ударов, рессоры предохраняют не только подвижной состав, но и путь, от преждевременного износа и разрушения и сообщают плавность движению вагонов.

Если мгновенная сила P (фиг. 67) действует на рессору A, то рессора прогнется, и точка a перейдет в $в$, при чем напряжение в листах рессоры, равное некоторой величине z в начале ее перемещения, будет постепенно возрастать, а скорость перемещения рессоры будет уменьшаться, и, когда эта скорость уменьшится до 0, напряжение в листах рессоры достигнет наибольшей величины. Вследствие этого давление рессоры на подвеску также будет увеличиваться постепенно, т. е мгновенная сила удара, благодаря добавочному прогибу рессоры, изменится в постепенную нагрузку. Кроме того рессора, воспринимая удар в одной точке, передает его через подвески швеллеру вагона в двух местах и уменьшает таким образом силу его действия в два раза.



Фиг. 67.

Во время движения вагона, вследствие наличия указанных неровностей и выбоин на бандажах, расстояние от опорных точек рессор до поверхности рельс будет изменяться, а следовательно, и нагрузка в опорных точках будет постоянно колебаться, т е. будет происходить непрерывное изменение нагрузки на опорах рессор.

Эти изменения нагрузки происходят очень быстро, и передача их от осей кузову вагона производит его сотрясения. Сотрясения эти тем значительнее, чем больше скорость движения вагона и неровности

НТБ ДНУЖТ

пути. Сотрясения можно ослабить, увеличивая гибкость рессор, от которой и зависит плавность хода вагона. Однако гибкость рессор должна быть ограничена известными пределами, так как при очень гибких рессорах вагон приобретает медленные колебания с большой амплитудой. Если при этом период колебания кузова на рессорах совпадает с промежутком времени, через который появляются причины, вызывающие эти колебания, что случается часто при больших скоростях, то колебания, суммируясь, нарастают до недопустимых размеров, напоминающих качку парохода. Для ограничения таких колебаний необходимо, чтобы после прекращения действия силы, вызвавшей добавочный прогиб, рессора вернулась в начальное положение, не давая повторных прогибов или колебаний.

Из сказанного следует, что рессоры необходимы для того, чтобы превращать мгновенные силы инерции от ударов колес о рельсы в более или менее длительную нагрузку. В случае отсутствия рессор или жесткого соприкосновения частей рамы вагона или тележки с буксой ускорения, которые получают колеса при ударах о рельсы, могут развить такие силы инерции, направленные кверху, которые способны обезгрузить колесную пару и вызвать сход ее с рельс. Такое же обезгруживание колесной пары возможно и при очень жестких рессорах и особенно при больших скоростях, когда рессора вследствие своей большой жесткости не в состоянии дать прогиб, необходимый для того, чтобы поглотить работу силы инерции.

В вагонах применяются рессоры трех основных типов:

1) подвесные листовые, 2) эллиптические и 3) спиральные. Подвесные рессоры (фиг. 68) служат для непосредственной передачи давления на буксы от рамы вагона или тележки; поэтому эти рессоры называются также буксовыми.

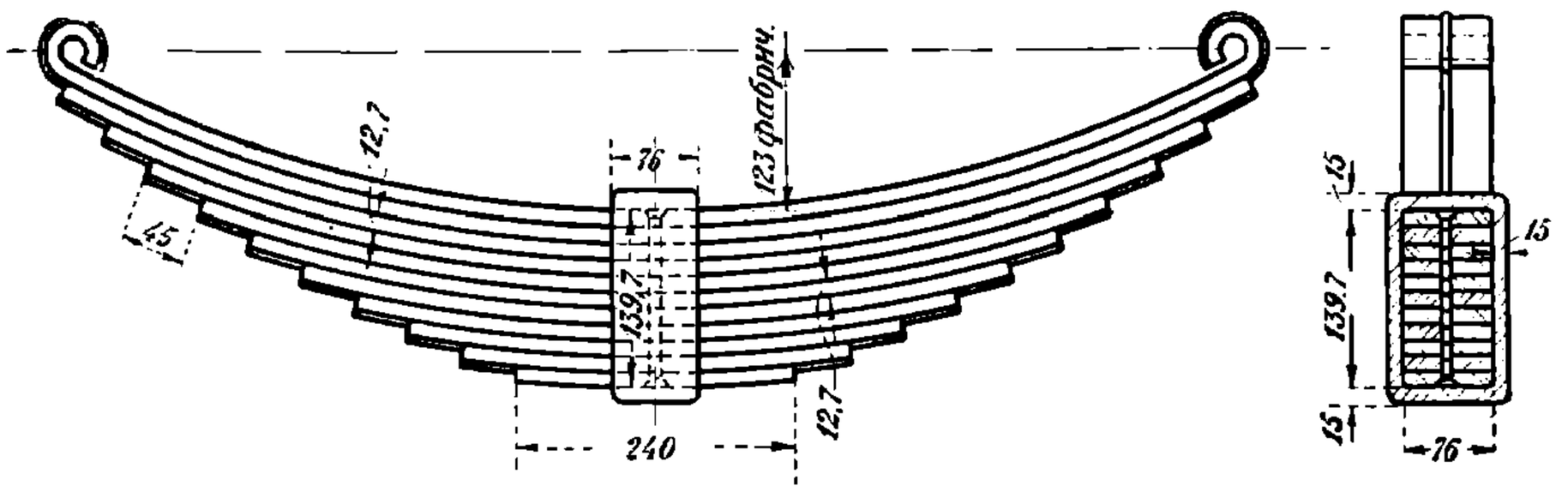
Спиральные или пружинные рессоры применяются для передачи давления от рамы тележки на буксы, заменяя в этом случае подвесные рессоры и, в качестве упругих опор для листовых рессор, передавая на концы последних давление от рамы вагона или тележки. Рессорное подвешивание, состоящее из буксовых рессор и спиральных пружин, называется двойным подвешиванием. Двойное рессорное подвешивание применяется для увеличения гибкости всей системы рессор с целью получения надлежащей плавности хода.

Наименование „эллиптическая рессора“ обычно присваивается всем рессорам, состоящим из двух одинаковых рессор, обращенных вогнутой стороной одна к другой и соединенных по концам шарнирами или помощью специальной конструкции башмаков. Эти рессоры применяются преимущественно в тележках пассажирских вагонов для передачи нагрузки от шкворневого или надрессорного бруса подрессорному брусу люльки.

НТБ ДНУЖТ

2. Листовые или буксовые рессоры

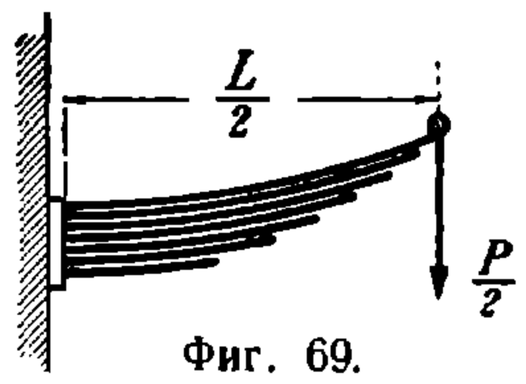
Подвесные листовые рессоры (фиг. 68) состоят из выгнутых по дуге круга листов закаленной стали прямоугольного поперечного сечения, плотно пригнанных один к другому и зажатых по средине



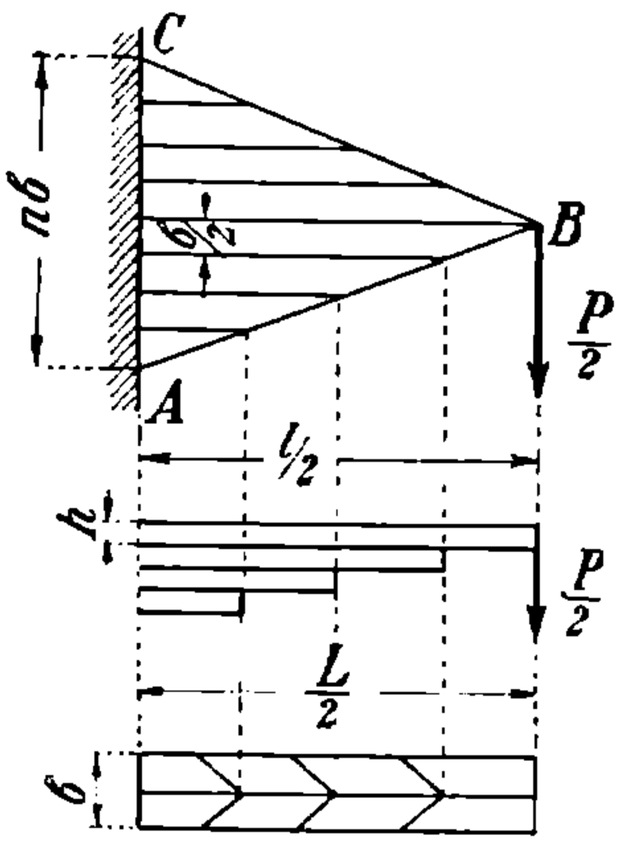
Фиг. 68.

хомутом, так что рессора представляет как бы одно целое. Концы верхнего листа имеют загибы, образуя ушки, и соединяются посредством валиков с сережками или кольцами, через которые передается на рессору вес кузова вагона. Вместо ушков по концам верхнего листа делаются утолщения, которые охватываются крючком рессорной подвески.

Нагрузка, действующая на рессору, производит прогиб ее. Так как прогиб рессоры для обоих концов имеет одинаковую величину, то и силы, действующие по концам, будут равны между собой. Поэтому рессору можно рассматривать как балку, лежащую на двух опорах, или как балку, ущемленную в хомуте, на свободный конец которой действует сила, равная половине нагрузки, приходящейся на соответствующую осевую шейку (фиг. 69).



Фиг. 69.



Фиг. 70 и 70 а.

Деформация рессоры под влиянием силы $\frac{P}{2}$ должна быть подобна деформации бруса равного сопротивления изгибу. Если вообразить себе треугольную рессору ABC (фиг. 70), разрезанную на четное число $(2n)$ полос одинаковой ширины $\frac{b}{2}$, и полосы эти сложить попарно, как показано на фиг. 70 а, то получим листовую рессору, которая обладает таким же сопротивлением, как и треугольная листовая рессора ABC с основанием $AC = nb$, где $2n$—число листов.

Трением между отдельными полосками бруска при этом пренебрегают. Составив таким образом рессору из бруса ABC, можно ее

НТБ ДНУЖТ

рассматривать как брус равного сопротивления, закрепленный одним концом.

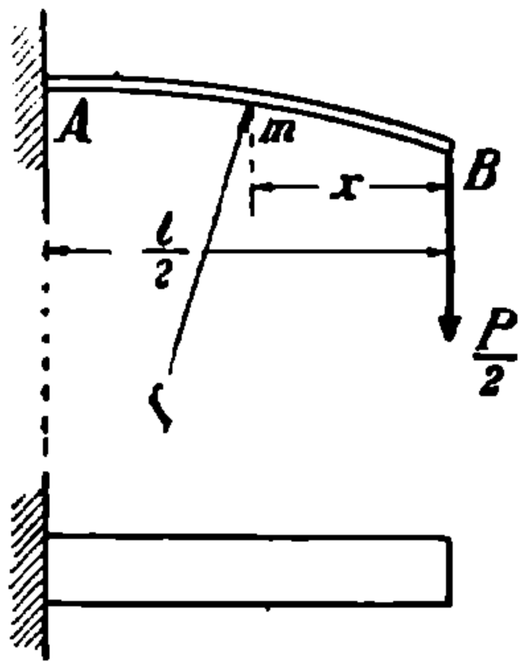
Следовательно, если $\frac{P}{2}$ — сила, действующая на свободный конец рессоры, $\frac{l}{2}$ — расстояние от центра ушка до хомута рессоры, K_b— напряжение материала, то

$$\frac{Pl}{4} = n \cdot \frac{bh^2}{6} K_b.$$

Выбрав размеры поперечного сечения стали, получим:

$$n = \frac{3 \cdot Pl}{2bh^2 K_b}.$$

Если на стальную пластинку AB, ущемленную в точке A, будет действовать сила $\frac{P}{2}$ в точке B (фиг. 71), то радиус кривизны пластинки AB в точке m, находящейся на расстоянии X от точки B, определяется по формуле:



Фиг. 71.

$$r = \frac{EJ}{M},$$

где E—модуль упругости стали,

J—момент инерции $= \frac{bh^3}{12}$,

$M = \frac{P}{2} X$—момент силы $\frac{P}{2}$,

или $r = \frac{Ebh^2}{6PX}$.

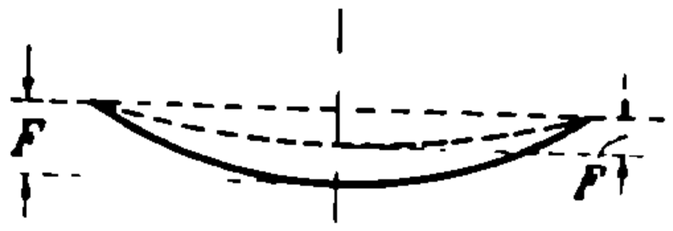
В зависимости от X радиус кривизны r для разных поперечных сечений пластинки различен, но если с изменением X соответственно изменять толщину пластинки h, чтобы радиус r оставался постоянным, тогда пластинка будет изгибаться по дуге круга и

$$h^3 = \frac{6Pr}{Eb} X.$$

Следовательно, кривая, ограничивающая нижнюю часть листа, будет представлять в этом случае кубическую параболу.

Рессора, концы листов которой при постоянной ширине имеют форму кубической параболы, будет изгибаться по дуге круга и не будет иметь неплотностей в местах соприкасания листов между собою.

Обычно концы листов рессоры обрезаются по трапеции.



Фиг. 72.

При изготовлении рессоры листы ее обычно изгибаются по дуге круга. Величина этого изгиба, измеряемого высотою F (фиг. 72), называется *фабричною стрелою*. Под действием груза происходит уменьшение этой стрелы.

НТБ ДНУЖТ

Величина уменьшения $f = F - F_1$ называется *прогибом*. Прогиб рессоры под действием груза в 1 *т* называется *гибкостью рессоры*.

Величина груза, под действием которого рессора дает прогиб в 1 *см*, называется *коэфициентом рессоры*.

Если P—нагрузка рессоры в килограммах,

f—прогиб ее в сантиметрах,

K—коэфициент рессоры,

то $P = Kf$, откуда $K = \frac{P}{f}$.

3. Расчет листовой рессоры

Рассматривая листовую рессору как тело равного сопротивления, применяют для ее расчета формулу, по которой рассчитывается брус равного сопротивления изгибу (фиг. 69).

Если $\frac{P}{2}$ — нагрузка одного конца рессоры,

$\frac{L}{2}$ — половина длины рессоры под грузом P (без хомута),

n — число листов рессоры,

b — ширина листов,

h — толщина листов,

K_b — допускаемое напряжение на изгиб,

E — модуль упругости,

то изгибающий момент в сечении AC (фиг. 75):

$$\tfrac{1}{4}PL = WK_b,$$

где W—момент сопротивления, равный $\frac{nbh^2}{6}$,

или

$$PL = \frac{2nbh^2}{3}K_b \qquad (1).$$

Наибольший прогиб на конце определится из следующего уравнения для бруса равного сопротивления:

$$f = \frac{\frac{1}{4}P\left(\frac{L}{2}\right)^3}{2EJ} = \frac{PL^3}{32EJ},$$

где J—момент инерции в сечении AC, равный

$$J = \frac{nbh^3}{12}.$$

Подставляя значение J, получим

$$f = \frac{3PL^3}{8nbh^3E} \qquad (2),$$

или, заменяя PL его значением из формулы (1):

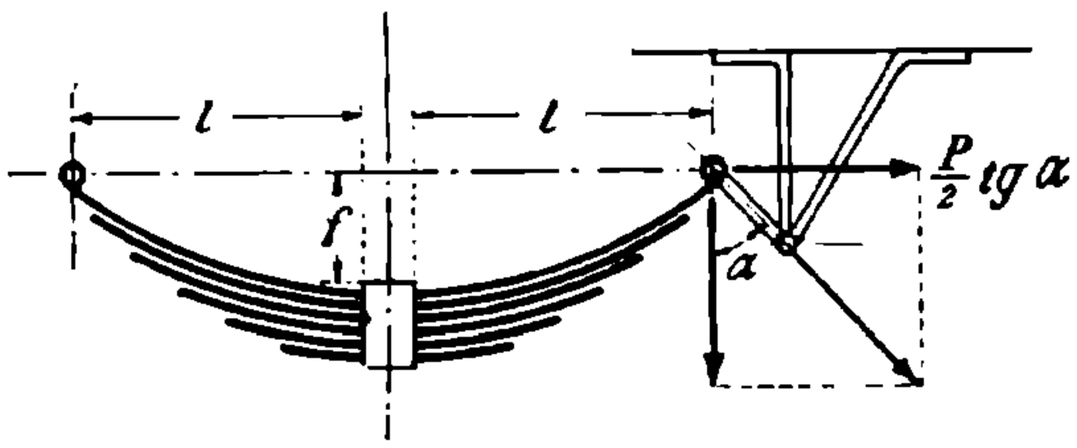
$$f = \frac{L^2K_b}{4hE}$$

НТБ ДНУЖТ

Таким образом, при одном и том же допускаемом напряжении, прогиб рессоры обратно пропорционален толщине листов, из которых она составлена, и прямо пропорционален квадрату длины рессоры.

При расчетах стрелы прогиба f по формулам 2 и 3 необходимо иметь в виду, что модуль упругости E для закаленной рессорной стали зависит от качества стали и колеблется, как показывает опыт, в пределах от 1 900 000 до 2 200 000 *кг/см*^{3}.

При постройке новых рессор всегда следует предварительно изготовить пробные рессоры и на опыте проверить их стрелы прогиба под вагонами. У листовых рессор ошибка в сторону преувеличения стрелы прогиба более приемлема, чем в сторону преуменьшения. Поэтому для модуля упругости E не следует брать цифру 2 200 000 *кг/см*^{3}, приводимую в справочных книжках, а лучше принимать его равным 2 000 000 *кг/см*^{3}, или в крайнем случае 2 100 000 *кг/см*^{3}.

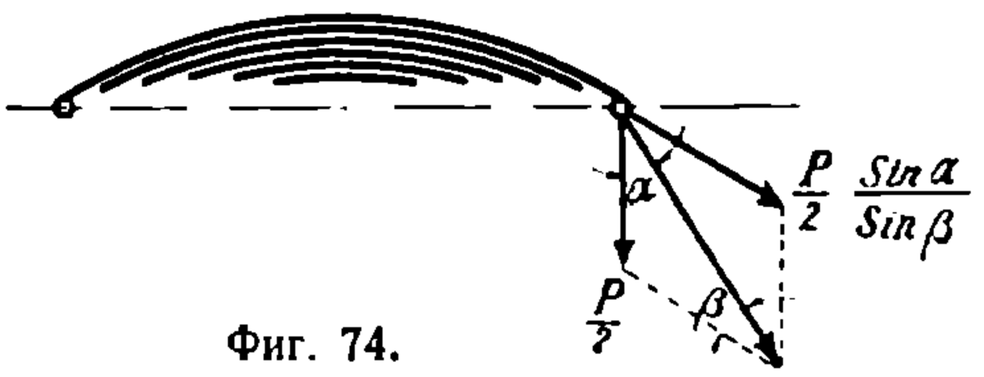


Фиг. 73.

В действительности направление силы $\frac{P}{2}$, изгибающей конец рессоры, совпадает с наклонным направлением рессорной подвески (фиг. 73); поэтому, производя расчет рессоры по формуле:

$$M = WK_b = n\frac{bh^2}{6}K_b,$$

нужно принять M равным сумме моментов сил: вертикальной $\frac{P}{2}$, имеющей плечо, равное половине длины рессоры за вычетом половины длины хомута, и горизонтальной $\frac{P}{2}$ tg α, имеющей плечо f, равное стреле прогиба рессоры; а потому предыдущая формула примет вид:



Фиг. 74.

$$\tfrac{1}{2}P\ (l + f\ \mathrm{tg}\,\alpha) = n\frac{bh^2}{6}K_b.$$

Когда под действием груза рессора распрямляется и стрелка становится равной 0, то эта формула обращается в следующую:

$$\tfrac{1}{2}Pl = n\frac{bh^2}{6}K_b.$$

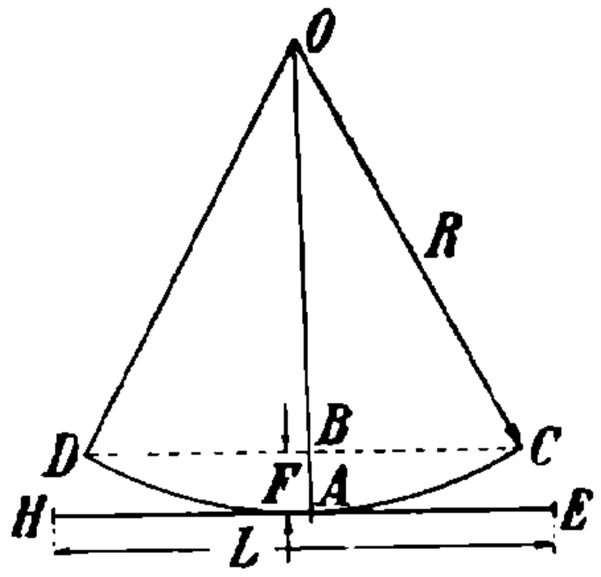
Если под действием груза рессора примет обратный выгиб (фиг. 74), то изгибающий момент остается равным предыдущему, но вместе с тем на верхний лист начнет действовать растягивающая сила:

$$\frac{P}{2} = \frac{\sin\alpha}{\sin\beta}.$$

НТБ ДНУЖТ

4. Связь между элементами рессоры

Высота стрелы рессоры в свободном состоянии (без груза), называемая фабричной стрелой, должна быть задана для изготовления рессоры Размер фабричной стрелы листовых рессор считается от линии, соединяющий центры ушков или опорные концы, до первого листа, называемого *коренным листом.* Рессорам товарных вагонов принято у нас давать такую фабричную высоту, чтобы под действием груза, вызывающим в листах предельное допускаемое напряжение, высота стрелы ее была равна радиусу завитка, т. е. чтобы коренной лист сделался прямым.



Фиг. 75.

Если обозначить через:

F фабричную стрелу рессоры,

R — радиус нейтральной оси коренного листа рессоры в свободном состоянии,

L — полную длину рессоры в выпрямленном состоянии, то по формуле Кайзера геометрическая зависимость между этими величинами будет следующая (фиг. 75):

$$L = \sqrt{8RF + \tfrac{4}{3}F^2} \qquad (4).$$

Таким образом по фабричной стреле рессоры и ее радиусу можно определить длину рессоры или по длине и фабричной стреле рессоры определить радиус нейтральной оси коренного листа.

Пока рессора в покое, поддерживаемый ее груз Q уравновешивается ее реакцией, т. е. $Q = Kf$, где K — груз, под влиянием которого рессора прогибается на 1 *см*, а f—стрела прогиба в сантиметрах Если по какой-либо причине f увеличится и обратится в f_1, реакция рессоры будет уже не Q, а—Q_1, при чем $Q_1 > Q$; следовательно, появится сила $Q_1 - Q$, стремящаяся возвратить рессору в начальное положение равновесия.

Эта сила будет $Q_1 - Q = K(f_1 - f)$.

Обозначая эту силу через q, удаление рессорных валиков от начального положения равновесия $f_1 - f$ через ξ, ускорение перемещения валиков через u и считая, что вся масса M сосредоточена в рессорных валиках, можем написать:

$$q = K\xi = Mu,$$

откуда

$$u = \frac{K\xi}{M} = g\,\frac{K\xi}{Q} = g\,\frac{K\xi}{Kf} = g\,\frac{\xi}{f},$$

где g — ускорение силы тяжести $= \frac{Q}{M}$.

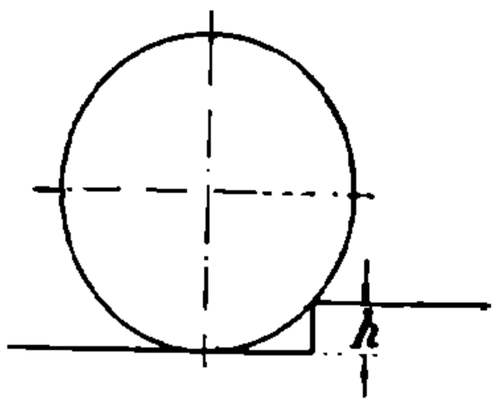
Как видно из этого уравнения, ускорение u обратно пропорционально прогибу f рессоры под нагрузкою, т. е. у рессор с большим

НТБ ДНУЖТ

прогибом вертикальные ускорения, приобретаемые кузовом вагона при движении, тем меньше, чем больше прогиб рессор. Следовательно, при конструировании рессоры необходимо для достижения плавности хода вагона стремиться к получению большей величины прогиба f.

Однако, как было указано выше, во избежание качки вагона при больших скоростях необходимо ограничивать гибкость рессор, чтобы после прекращения действия силы, вызвавшей добавочный прогиб, например при проходе колесом неровностей рельс, рессора возвратилась в начальное положение, не давая повторных прогибов и колебаний. Чем больше будут неровности пути и скорости движения вагона, тем в большей степени приходится жертвовать плавностью хода и уменьшать гибкость рессор, т. е. давать вагону жесткий ход, чтобы уничтожить качку его кузова на рессорах.

По вычисленному прогибу f под действием силы Q определяется фабричная стрела. Фабричная стрела F должна быть всегда больше f, так как у железнодорожных вагонов не принято допускать обратный прогиб.



Фиг. 76.

Предположим, что колесо вагона, у которого статическая нагрузка на рессору равняется $Q = Kf$, проходит через препятствие некоторой высоты h (фиг. 76), вызывающее увеличение нагрузки Q на величину ΔQ.

Это увеличение нагрузки вызовет дополнительный прогиб рессоры Δf. Если принять, что ΔQ—максимально допустимое увеличение нагрузки, то фабричная стрела рессоры должна равняться:

$$F = f + \Delta f \qquad (5).$$

Высоту максимального препятствия, которое колесо может встретить на рельсовом пути, можно считать в 40 *мм*, что соответствует, например, неспущенной пучине такой высоты. При максимальном $\Delta f = 40$ *мм* приращение нагрузки

$$Q_{дин.} = K\Delta f = 40K = \frac{40Q}{f}$$

и наибольшая сумма статической и динамической нагрузок, которой будет подвергаться рессора:

$$Q_{max} = Q + Q_{дин.} = Q + \frac{40Q}{f} = \left(1 + \frac{40}{f}\right) Q.$$

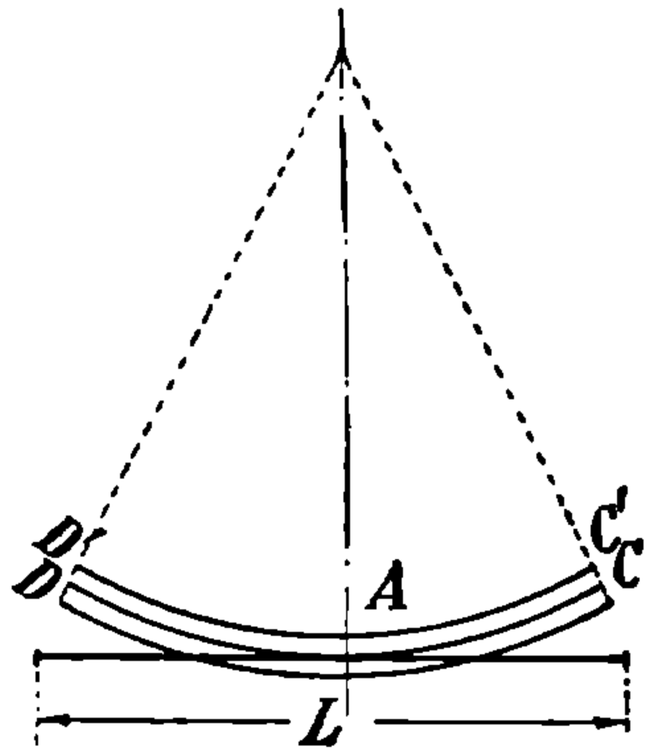
Нагрузка Q_{max}, как видно из формулы, зависит от величины f; чем меньше f, т. е. чем жестче рессора, тем величина Q_{max} будет больше и, следовательно, величина динамической нагрузки $Q_{дин}$ будет больше.

Отсюда следует, что с увеличением гибкости рессор величина $Q_{дин.}$ будет понижаться и опасность поломки их будет меньше. Гибкие рессоры в отношении поломок более безопасны, чем рессоры жесткие.

НТБ ДНУЖТ

Этим и объясняется тот факт, что случаи поломок рессор под пассажирскими вагонами наблюдаются на практике значительно реже, чем под товарными вагонами, имеющими более жесткие рессоры, чем пассажирские вагоны.

Когда верхний лист рессоры выпрямлен, длина нейтральной оси его DC (фиг. 77) одинакова с длиною крайнего волокна D^1C^1; в согнутом же состоянии длина этих волокон пропорциональна их радиусам.



Фиг. 77.

Поэтому для верхнего волокна, радиус которого $R - \frac{h}{2}$, а длина $L = (1 - \delta)$, имеем:

$$L(1-\delta) : L = \left(R - \frac{h}{2}\right) : R,$$

откуда

$$R = \frac{h}{2\delta} \qquad (6).$$

Удлинение δ крайних волокон для максимального прогиба следует брать равным от 0,0044 до 0,005, при чем высший предел соответствует самому высокому качеству материала, а низший—обыкновенному.

Таким образом размеры подвесных рессор определяются следующими уравнениями, выражающими зависимость между элементами рессоры:

$$L = \sqrt{8RF + \tfrac{1}{3}F^2} \qquad (4),$$

$$R = \frac{h}{2\delta} \qquad (6),$$

$$F = f + 40 \qquad (5),$$

$$f = \frac{L^2 K_b}{4hE} \qquad (3),$$

$$bn = \frac{3PL^3}{8fh^3E} \qquad (2).$$

Гибкость листовых рессор можно увеличивать путем увеличения длины рессоры, но последняя ограничивается некоторым пределом, за который можно принять 1800 *мм*, так как более длинные рессоры оказывались на практике неудобными. Кроме того необходимо иметь в виду, что с увеличением длины рессоры вес ее увеличивается пропорционально четвертой степени длины. Действительно, обозначая вес кубического миллиметра стали через q и пренебрегая ушками валиков, вес рессоры (фиг. 70) можно выразить на основании формулы (2):

$$Q = 2\frac{AC\frac{L}{2}}{2}hq = q\frac{3PL^4}{16fEh^2} \qquad (7).$$

НТБ ДНУЖТ

Имея в виду, что средняя часть рессоры лежит на буксе жестко, без посредства упругой прокладки, необходимо избегать слишком большого веса ее. Независимо от этого большой вес рессоры затрудняет обращение с нею.

Что касается числа листов рессоры, то необходимость ограничения его вызывается существующим в рессорных листах трением. Если *DAC* (фиг. 77)—нейтральная ось верхнего листа рессоры в ненагруженном состоянии, а *L*—развернутая длина ее, то длина нижнего волокна верхнего листа в ненагруженном состоянии:

$$L' = L\frac{R+\frac{h}{2}}{R}.$$

Если длина нейтральной оси второго листа L_1, то длина нижнего волокна верхнего листа будет:

$$L_1' = L_1\frac{R+\frac{h}{2}}{R},$$

а длина верхнего волокна второго листа, находящегося в соприкосновении с нижним волокном верхнего листа, будет:

$$L_1''' = L_1\frac{R+\frac{h}{2}}{R}.$$

При выпрямлении рессоры длины L_1' и L_1''' делаются равными; следовательно, оба конца второго листа пройдут по нижней поверхности первого листа путь:

$$\frac{L_1\left(R+\frac{h}{2}\right)-L_1\left(R-\frac{h}{2}\right)}{R}=\frac{L_1h}{R}.$$

Равным образом концы третьего листа длиною L_2 пройдут по второму листу путь $\frac{L_2h}{R}$ и т. д. Принимая радиус R для нижних листов такой же, как и для верхнего, мы допускаем некоторую неточность, которая однако не имеет значения, так как происходящая от этого ошибка крайне мала.

Разность длины листов $L—L_1$, $L_1—L_2$ и т. д. делается одинаковой. Называя эту разность через u, получим для пути, проходимого концами второго листа по первому:

$$\frac{L_1h}{R}=\frac{(L-u)h}{R};$$

для пути, проходимого концами третьего листа по второму:

$$\frac{L_2h}{R}=\frac{(L-2u)h}{R}$$

НТБ ДНУЖТ

и т. д. Наконец для пути, проходимого концами последнего n-го листа по предпоследнему листу:

$$\frac{[L-(n-1)u]h}{R}.$$

Общий путь, проходимый концами листов по предыдущим листам, будет:

$$S=\frac{h}{R}\left\{(L-u)+(L-2u)+\ldots.+[L-(n-1)u]\right\}=$$

$$=\frac{h}{R}\left\{(n-1)L-(u+2u)+\ldots.+(n-1)u\right\}=\frac{h}{R}\left\{(n-1)L-\frac{un(n-1)}{2}\right\}=$$

$$=\frac{h(n-1)}{R}\left(L-\frac{nu}{2}\right).$$

Так как $nu=L$, то $S=\frac{Lh(n-1)}{2R}$.

Этот путь соответствует всему прогибу, равному фабричной стреле F рессоры. На единицу прогиба он составит:

$$\frac{Lh(n-1)}{2RF}.$$

При данной нагрузке Q_x на рессору нажатие каждого конца нижнего листа на верхний лист будет $\frac{Q_x}{2}$; называя коэфициент трения через η, получим работу трения на единицу прогиба:

$$\frac{Lh(n-1)}{2RF}\cdot\frac{Q_x}{2}\cdot\eta.$$

Если добавочное усилие, которое надо приложить к двум концам рессоры для того, чтобы преодолеть трение, будет T_x, то на единицу прогиба работа силы T_x должна быть равна работе трения, т. е.

$$T_x=\eta Q_x\frac{Lh(n-1)}{4RF}.$$

Подставляя вместо RF его значение из формулы (4) и пренебрегая при этом второю степенью величины F, как малой по отношению к R и L и не имеющей при этом существенного значения для практических целей, получим:

$$T_x=\eta\frac{2Q_xh(n-1)}{L}.$$

Из этой формулы видим, что работа трения увеличивается с увеличением числа листов рессоры, а следовательно, увеличивается величина добавочного усилия, которое надо приложить для того, чтобы преодолеть силу трения.

Этим объясняется наблюдаемое на практике явление, что при многолистных рессорах мелкие толчки бывают столь же ощутитель-

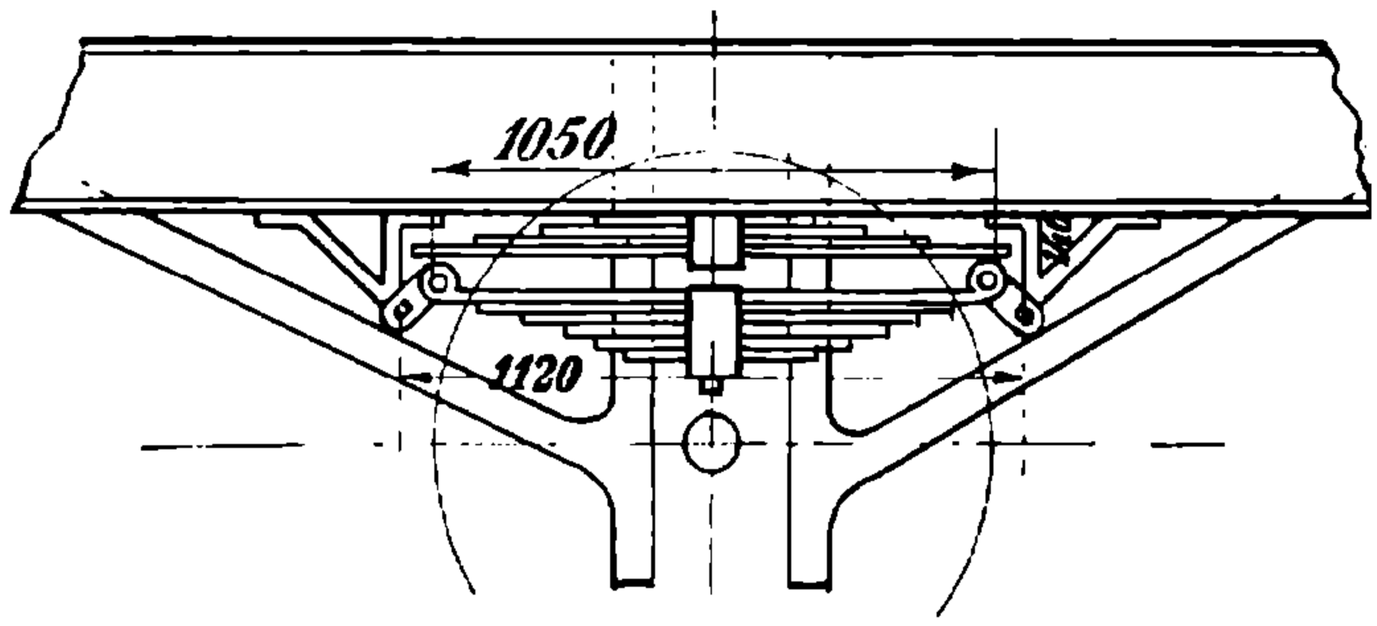
НТБ ДНУЖТ

ными в вагоне, как и при жестких рессорах. Следовательно, для достижения гибкости рессор нужно ставить рессоры с небольшим числом листов.

Если по приведенным выше формулам получаются большие длины рессор или большое число листов, то для получения надлежащей гибкости листовые рессоры делают двойными и тройными.

5. Двойные и тройные рессоры

Из формулы 2 видно, что число листов рессоры можно изменять произвольно, лишь бы сохранилась величина произведения bn; следовательно, уменьшение числа листов можно достичь путем уширения листов. Однако применение рессор из очень широкой стали встречает конструктивные и производственные затруднения. На практике удобнее



Фиг. 78.

иметь вместо одной широкой рессоры две или три, сделанных из стали нормальной ширины, и разместить их рядом или одна над другой. Условия работы такой двойной или тройной рессоры по отношению к трению не меняются.

Устройство двойной рессоры, изображенной на фиг. 78, заключается в том, что над обыкновенной подвесной рессорой располагается вторая, более слабая (с меньшим числом листов), которая прикрепляется к швеллеру средней частью, а концами упирается на проушины нижней рессоры.

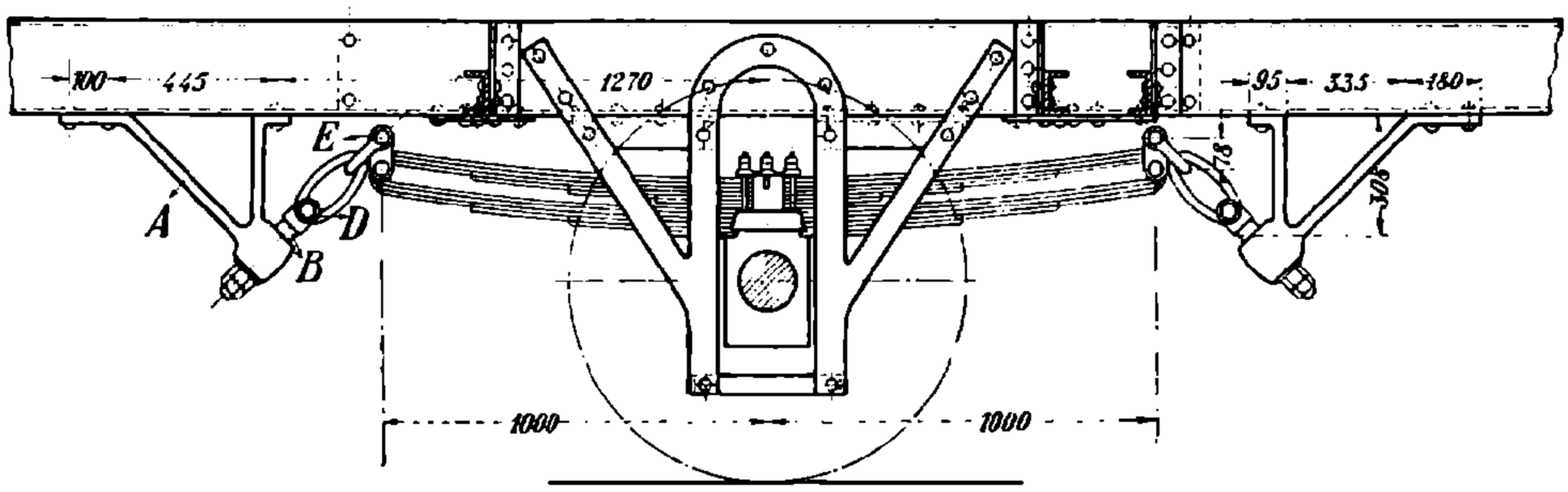
Отверстия в рессорных сережках сделаны овальными, благодаря чему валик рессорной державки нагружается только тогда, когда верхняя рессора даст некоторый прогиб f_0, установленный для нее расчетом. При прогибе f_0 верхней рессоры рама вагона опустится настолько, что рессорные сережки соприкоснутся с валиком рессорной державки, и при увеличении нагрузки вагона начнет нагружаться нижняя рессора. Прогиб верхних рессор f_0 определяется из расчета нагрузки от веса тары вагона, и при движении вагона без груза нижние рессоры не работают При нагрузке же вагона вес всего груза передается на нижние рессоры.

НТБ ДНУЖТ

Эта рессора системы *Лентца* появилась впервые под вагонами в Германии в 1893 г., но теперь встречается редко. Другие конструкции двойных и тройных рессор, получившие распространение на наших дорогах, применяются и в настоящее время.

Через ушки двух (фиг. 79) или трех рессор проходят валики, на которые надеты серьги, служащие для передачи нагрузки на концы рессор и на рессорные державки помощью эллиптических колец или стремян. Рессоры располагаются одна над другою и скрепляются одним общим хомутом.

Такие рессоры называются *двух-* или *трехярусными*, в зависимости от числа рессор. Для правильной работы трехярусных рессор длина и фабричные стрелы их должны быть строго одинаковы, и небольшое отклонение в размерах вызовет неправильную деформацию под грузом



Фиг. 79.

и поломку. Так как на практике абсолютная точность не достижима, то для устранения вредных последствий от неодинаковой длины и фабричной стрелы рессор следует в серьгах отверстия для валиков средней или верхней рессоры делать овальными. Применение на практике двух- или трехярусных рессор возможно при небольших нагрузках, так как при большем числе листов и большой высоте хомута трудо выполнить требуемые зазоры между хомутом и швеллером рамы и пределы возвышения буферов над головкою рельс.

Поэтому на практике более удобными являются двойные и тройные рессоры, расположенные не в вертикальной, а в горизонтальной плоскости (фиг. 80). В этом случае составляющие рессоры соединяются общим валиком, проходящим через концевые ушки рессор.

Каждая составляющая рессора снабжена отдельным хомутом.

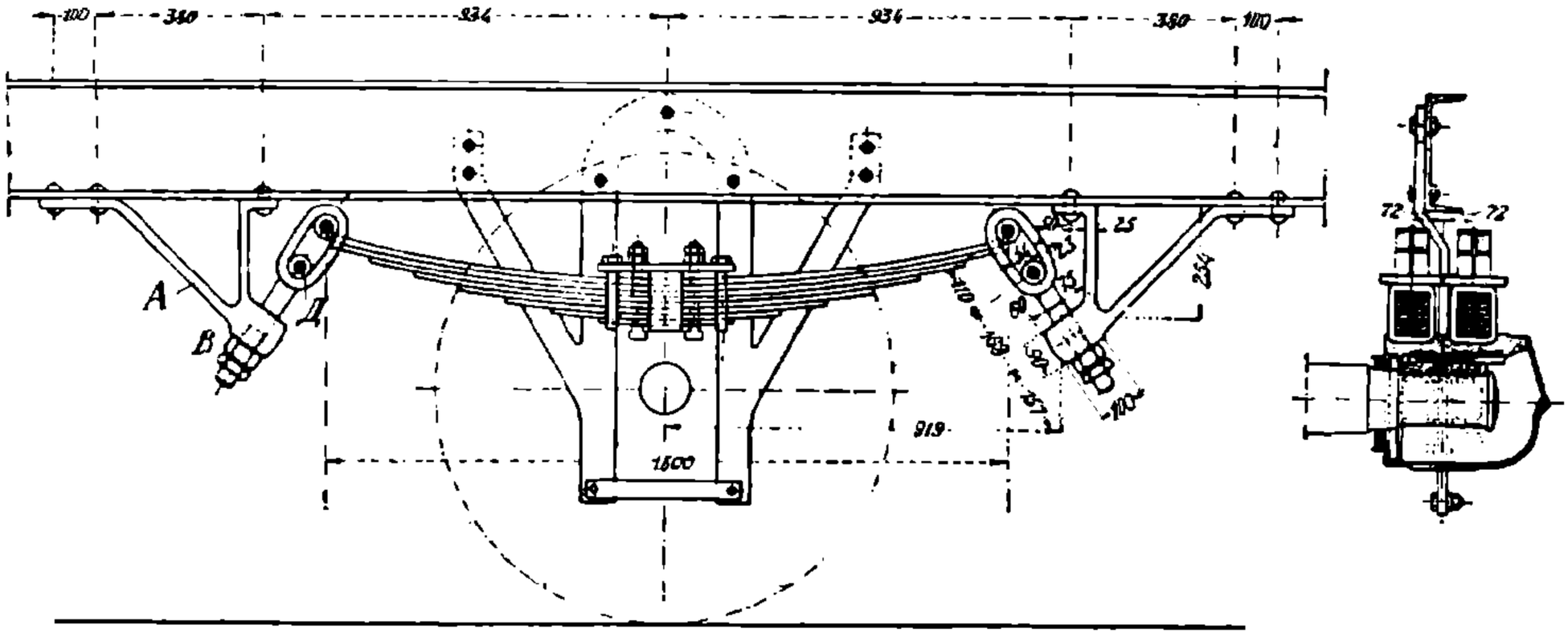
Эти рессоры называются, в отличие от предыдущих, *двух-* и *трехрядными*. Для правильной работы двух- и трехрядных рессор необходима, как и для трехярусных рессор, точность в размерах длины и фабричной стрелы их. Чтобы устранить вредные последствия от неодинаковой длины и фабричной стрелы, следует у средней рессоры делать овальные ушки, а у крайних рессор давать валикам достаточные зазоры в ушках.

НТБ ДНУЖТ

6. Рессорное подвешивание

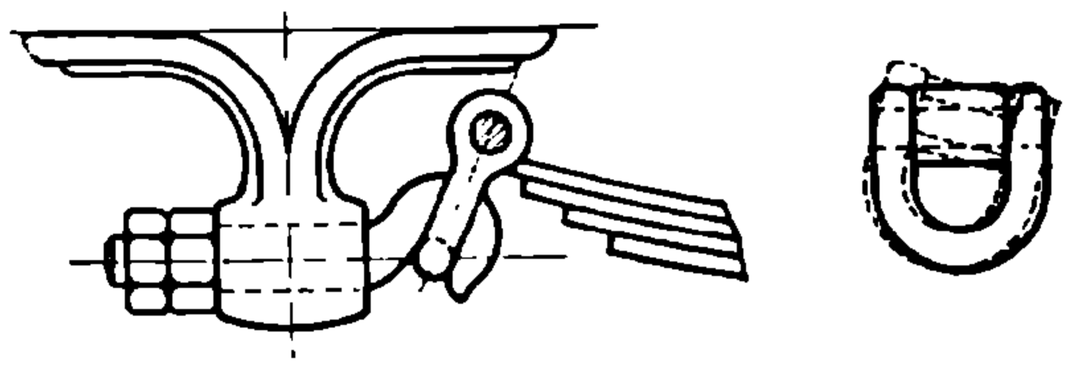
Подвешивание листовых рессор к раме вагона или тележки бывает трех родов: 1) на глухих подвесках, 2) с натяжным болтом и 3) с натяжным болтом и спиральною пружиною.

Глухое подвешивание, изображенное на фиг. 3 и применяемое обычно у товарных вагонов, представляет шарнирное соединение концов



Фиг. 80.

рессоры с рессорною державкою посредством двух планок, называемых рессорными серьгами. Соединение конца рессоры с серьгами и серег с державкою производится помощью стальных валиков, имеющих с одной стороны головку, а с другой—укрепляемых шайбою и разводною чекою. Державка, называемая также рессорным кронштейном или подвескою, изготовляется железною или стальной литой и укрепляется к вагонной раме заклепками.



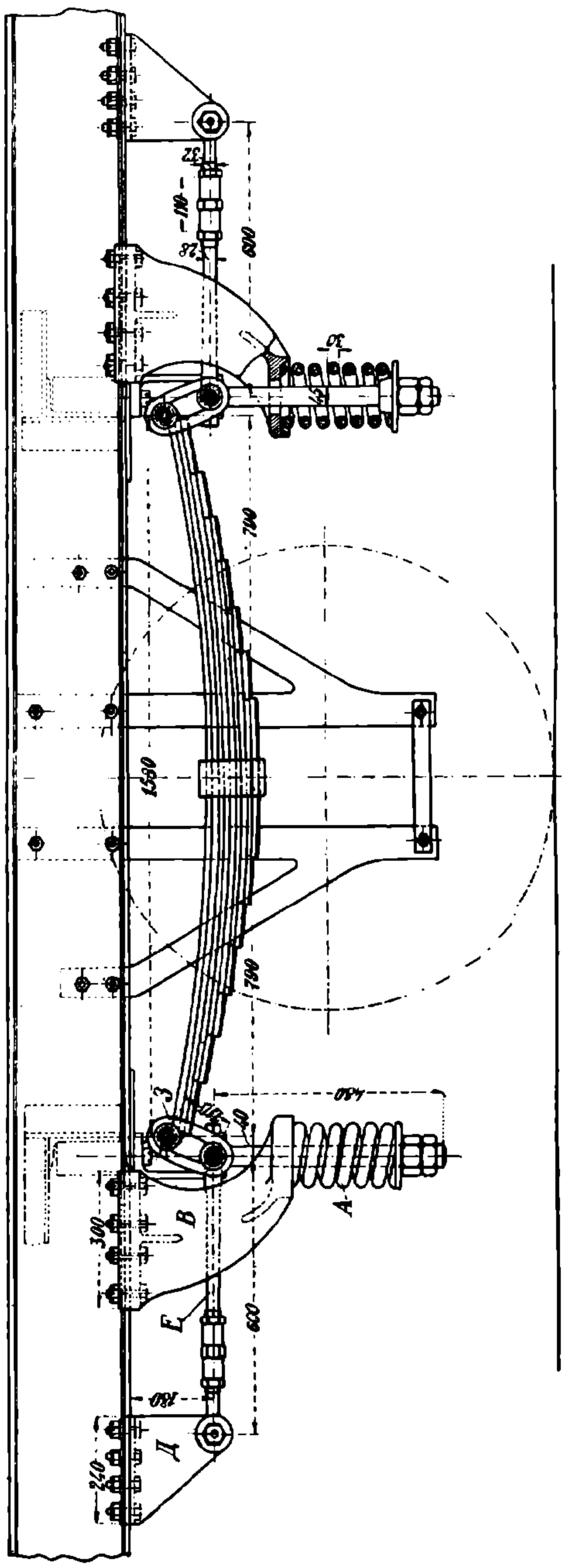
Фиг. 81.

У рессорного подвешивания с натяжным болтом (фиг. 79 и 80) натяжной болт *B* проходит через отверстие в рессорной державке *A* и оканчивается в верхней своей части либо проушиной, как на фиг. 80, либо крюком, как на фиг. 81.

В первом случае натяжной болт соединяется с концом рессоры посредством колец и валиков *D* и *E*; во втором—крюк натяжного болта сцепляется со скобою, надетою на рессорный валик. Такое подвешивание применяется в двух- и трехосных пассажирских вагонах. Натяжной болт дает возможность, изменяя длину его, над рессорной державкой поднимать или опускать раму вагона, чтобы выравнять высоту буферов над головкою рельс в случае просадки или неправильной высоты стрелы у рессор. При глухих подвесках регулировку высоты буферов можно сделать только путем смены просевших рессор.

НТБ ДНУЖТ

Пружинное подвешивание применяется различных конструкций. На фиг. 82 изображено рессорное подвешивание с вертикальным расположением натяжных болтов, примененное у наших двухосных вагонов последней постройки. Рессорная державка или кронштейн *B* имеет отверстие большого диаметра, через которое свободно проходит натяжной болт длиною около 500 *мм*. На стержень этого болта надевается спиральная пружина *A*, которая верхним концом упирается в рессорную державку, а нижним—в шайбу, укрепленную на натяжном болте гайкой и контр-гайкой. Верхний конец натяжного болта имеет проушину, в которую входит валик; на валике натяжного болта и рессорном валике насажены опорные кольца (втулки) желобчатого профиля в поперечном сечении, на которые надеваются кольца *З*, имеющие наклон к вертикальной оси натяжного болта. Для направления натяжного болта в вертикальном положении при игре спиральной пружины и удержания его в центре отверстия державки он соединяется посредством тяги *E* с кронштейном *Д*, укрепленным неподвижно к раме вагона. Кроме того для устранения поперечных колебаний валик натяжного болта соединен посредством тяг *K* с кронштейном *H*, укрепленным на средине поперечных брусьев вагонной рамы (фиг. 83).

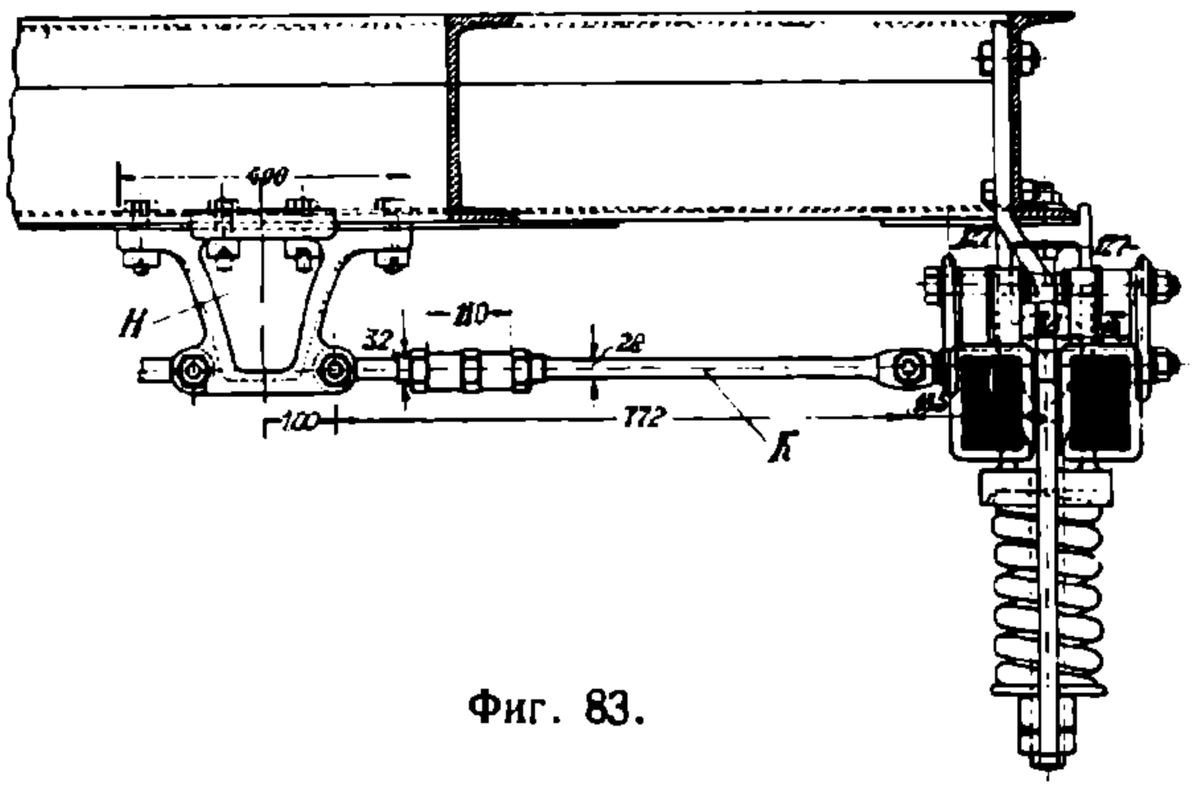


Фиг. 82.

Для возможности регулирования продольные и поперечные тяги *E* и *к* снабжены стяжными гайками.

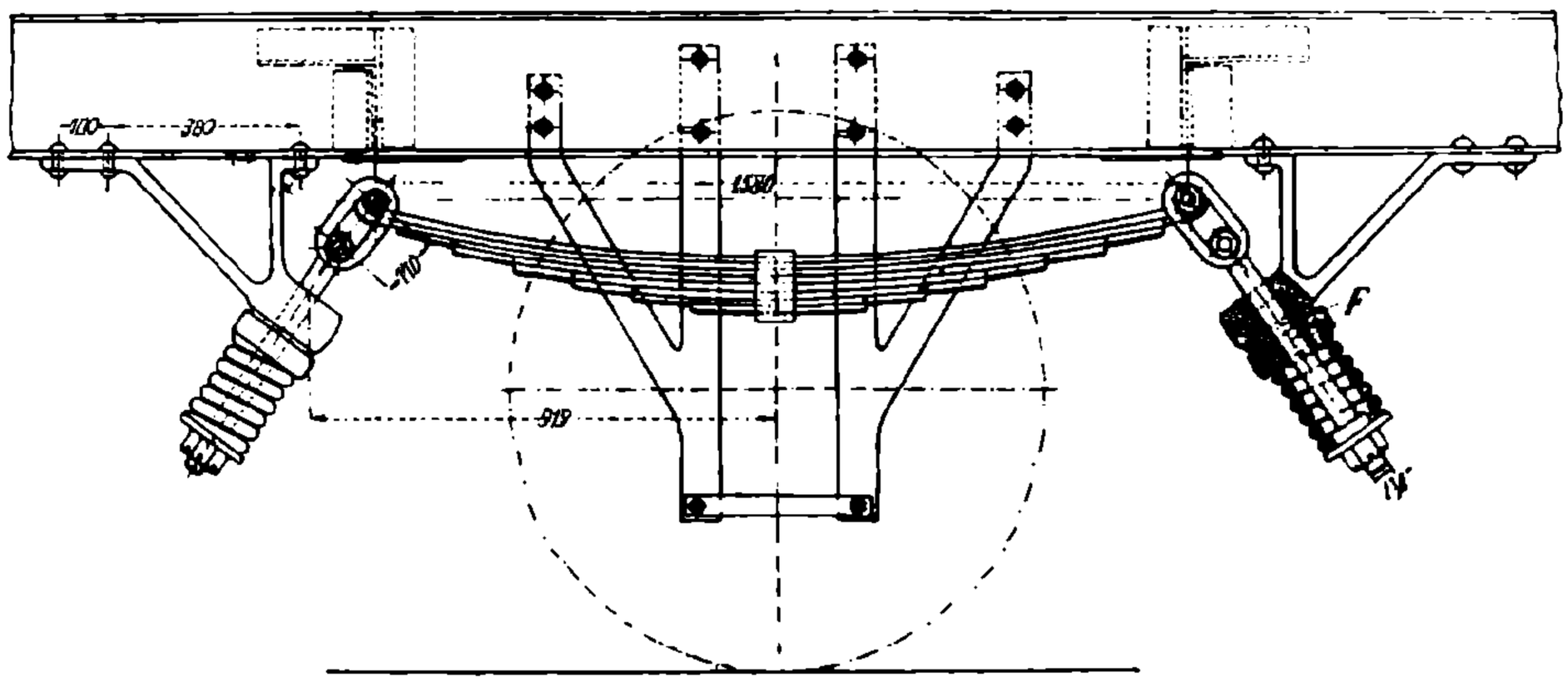
НТБ ДНУЖТ

У двухосных вагонов последней постройки применялась также и более простая конструкция пружинного подвешивания, представляющая подвешивание с натяжным болтом, расположенным наклонно под углом в 45°, на конец которого ставится спиральная пружина (фиг. 84), которая верхним концом упирается в рессорную державку, а нижним—в шайбу, укрепленную на натяжном болте гайкой и контр-гайкой. Верхний конец натяжного болта имеет такое же устройство, как и в предыдущей конструкции.



Фиг. 83.

Чтобы натяжной болт не перекашивался, в отверстие рессорной державки поставлена бронзовая втулка *F*, по которой болт скользит при игре спиральной пружины. Однако, в виду наклонного положения натяжного болта, ему приходится при скольжении преодолевать значительную силу трения. Эта сила трения, вследствие различных причин, имеет неодинаковую величину у различных державок одного и того же вагона, и в результате непостоянства этой силы часть натяжных болтов скользит во втулке с меньшим сопротивлением, а у других это сопротивление настолько возрастает, что пружина после толчка не в состоянии вернуться в начальное положение одновременно с пружиной с противоположной стороны. Получается как бы хромание вагона то на одну, то на другую сторону. При больших скоростях это хромание становится иногда ритмичным и порождает значительную боковую качку. Этим обстоятельством объясняется непостоянство хода этих вагонов:



Фиг. 84.

НТБ ДНУЖТ

некоторые вагоны идут хорошо и спокойно, другие качают временами, а у некоторых боковая качка обнаруживается во все время следования вагона.

Вагоны с рессорным подвешиванием с вертикальным расположением натяжных болтов этого недостатка не имеют, дают спокойный и плавный ход даже при больших скоростях, и кроме этого натяжные болты их не изнашиваются, так как проходят свободно через отверстие рессорной державки. Однако конструкция эта более сложная и более дорогая.

В конструкции деталей рессорного подвешивания: серег, роликов и крюков—необходимо обращать внимание на то, чтобы радиусы кривизны соприкасающихся поверхностей достаточно разнились между собою, так как этим достигается уничтожение скользящего трения и замена его катанием одной поверхности по другой.

Рессорные державки обычно укрепляются к швеллерам рамы вагона на заклепках. Однако укрепление державок заклепками с конструктивной стороны нельзя признать правильным. Под влиянием реакции рессорного подвешивания рессорная державка стремится опрокинуться, вращаясь вокруг ребра своей опорной поверхности со стороны рессоры, и вследствие этого заклепки с противоположного конца державки будут работать на растяжение. Работа заклепок на растяжение не надежна, так как при клепке металл заклепок, вследствие быстрого охлаждения и ударов, становится хрупким (сталистым) и часто синеломким. В вагонных конструкциях постановка заклепок, работающих на растяжение, как правило без исключений, не должна допускаться; все заклепки должны работать только на срез, и в тех случаях, когда нельзя избегнуть работы заклепок на растяжение, их надо заменять болтами. На практике обрывы заклепок у рессорных державок явление нередкое; также нередки случаи ослабления заклепок. Поэтому рессорные державки следует укреплять на болтах с корончатыми гайками (фиг. 82) или иными приспособлениями, предупреждающими отвинчивание гайки от тряски вагона.

Дыры в рессорных державках и сережках, а также дыры в ушках рессор принято у нас делать плотно по валику с зазором в 1 *мм*, при чем, по существующим до сего времени правилам, износ дыр в сережках более 2 *мм* не допускается. Такая плотная сборка рессорных сережек, при ударах гребней колес о рельсы и при наличии зазоров между пазами букс и буксовой лапой, приводит к тому, что горизонтальная сила удара гребней колес о рельсы передается кузову через рессору и, следовательно, рессорные ушки. Под влиянием этой силы рессора подвергается скручиванию моментом, равным силе бокового удара P на высоту h от центра ушков до основания хомута. Крутящий момент при коротком коренном листе может вызвать в нем опасные напряжения и быть причиной поломки коренного листа,

НТБ ДНУЖТ

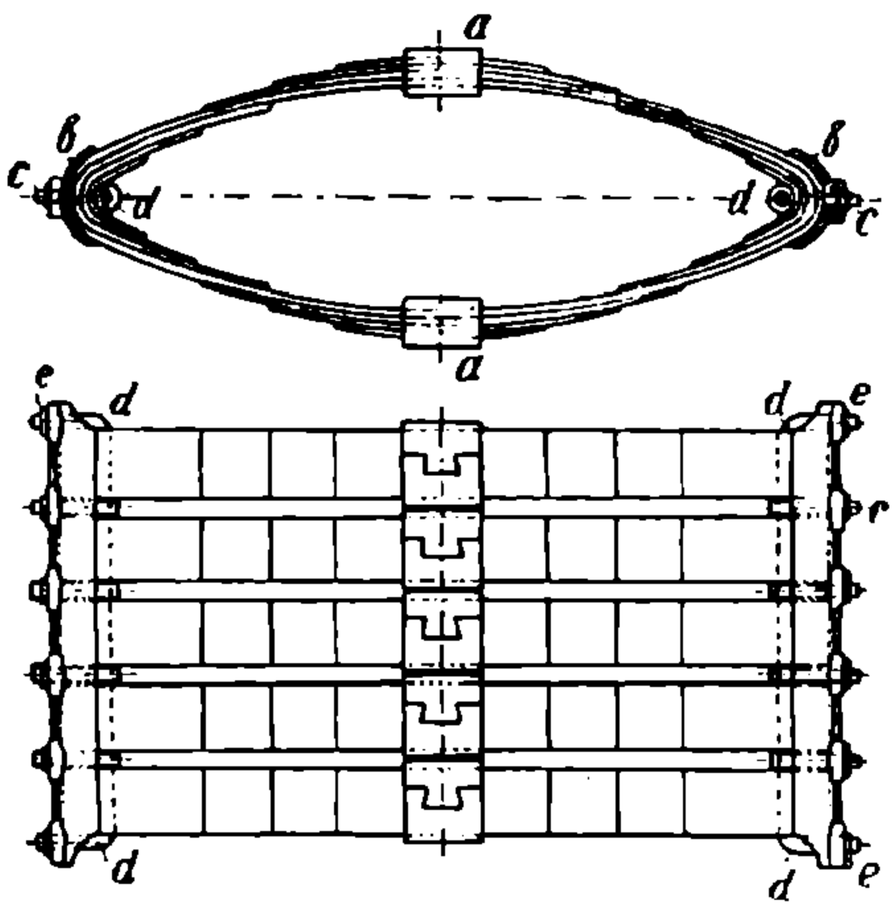
что на практике мы наблюдаем весьма часто у наших нормальных вагонов.

Для устранения этого явления необходимо дать некоторую подвижность сережкам и валикам, для чего надо увеличить зазоры в дырах для валиков и зазоры по длине валиков; можно рекомендовать следующие минимальные зазоры: в ушках рессорных—не менее 5 *мм* и в сережках—4 *мм*, по длине валиков сумма зазоров не должна быть меньше 8 *мм*.

7. Эллиптические рессоры

В тележках пассажирских вагонов применяются эллиптические рессоры следующих типов: Клиффа (фиг. 85), шарнирные (фиг. 86), Брауна (фиг. 87) и Галахова (фиг. 88).

Рессоры Клиффа впервые появились в Америке и в начале нашли широкое применение на наших дорогах в пульмановских тележках.



Фиг. 85.

На американских дорогах они уже вышли из употребления и заменены шарнирными рессорами, изображенными на фиг. 86. На наших дорогах рессоры Клиффа сохранились в довольно большом количестве в тележках пассажирских вагонов, несмотря на их недостатки, о которых будет сказано ниже.

Рессора Клиффа—многорядная и имеет обычно от четырех до пяти рядов. Каждая рессора, представляющая один ряд в комплекте, состоит из одного основного (коренного) цельного (сваренного) листа, имеющего форму эллиптического кольца, на которое снаружи—сверху и снизу—наложены рессорные листы разной длины. Накладные листы соединяются с основным листом хомутом *a*, подобно тому, как и в подвесных рессорах. Такие же листы, выгнутые по форме основного, заложены внутри с обоих боков основного и схвачены с ним общей для всего комплекта планкой *b*. Укрепление рессор с планкой *b* производится болтами *c* с ушками, через которые проходит загнутый по концам стержень *d*, закрепленный гайками *e*.

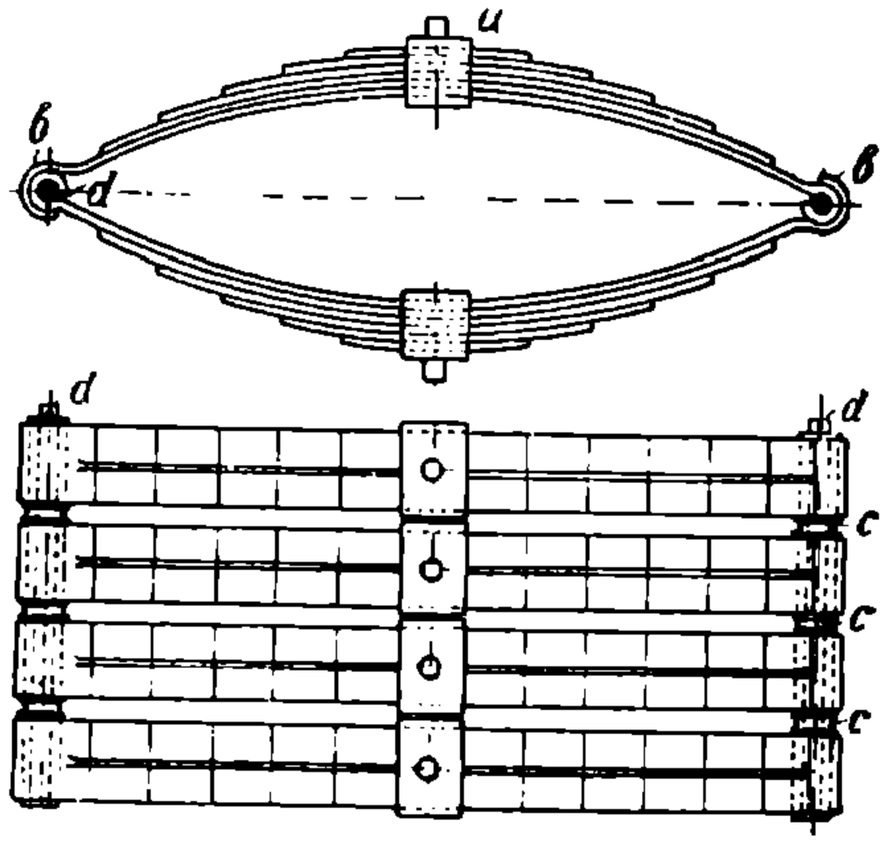
Накладные листы сверху и снизу коренного листа скрепляются с ним помощью хомутов; так как коренные листы цельные, то хомуты необходимо делать разрезными. Обычно их делают соединяющимися в замок в виде ласточкина хвоста.

Насадка такого хомута по прочности менее надежна, чем хомута цельного, и поэтому является слабым местом рессоры.

НТБ ДНУЖТ

Рессора Клиффа (фиг. 91) в теоретическом отношении построена вполне правильно и поэтому продолжительное время считалась лучшей конструкцией. Если разрезать рессору Клиффа по большей оси эллипса и отбросить нижнюю часть, считая верхнюю часть закрепленной в точках M и N, то кривая изгибающих моментов под действием силы P будет в виде ломанной линии ABC. В точках D и F изгибающие моменты будут равны нулю, и, следовательно, в точках D_1 и F_1 у верхней половины и в соответствующих точках D_2 и F_2 нижней половины напряжение в коренном листе от изгиба должно быть также равно нулю; в этих точках коренной лист подвергается только скалывающим усилиям.

Сварка коренного листа производится в одном из четырех мест D_1, F_1, D_2 или F_2. Сконструированная так рессора представляет во всех сечениях тело равного сопротивления, что и требуется от рессоры, чтобы она могла дать наибольший прогиб. Слабым местом рессоры Клиффа является сварка коренных листов. Сварка стали сама по себе представляет трудную операцию, требующую большого опыта и навыка у рессорщика, чтобы не допустить пережога стали. Кроме этого изменения структуры, которые получаются в стали от места сварки до холодной части (не подвергавшейся нагреванию), не могут быть устранены последующим отжигом, так как для этого температура нагрева при отжиге должна быть выше температуры первичного нагревания, что при сварке сделать невозможно. Поэтому сварка листов рессорной стали вообще не допустима и часто влечет за собою поломку в местах, где имела место наиболее резкая разница в температуре при первичном нагреве. Трудность изготовления рессор Клиффа и частые поломки коренного листа вблизи места сварки, вследствие пережогов и невозможности устранить отжигом вредных последствий от первичного нагрева, вынудили все дороги отказаться от дальнейшего изготовления таких рессор.



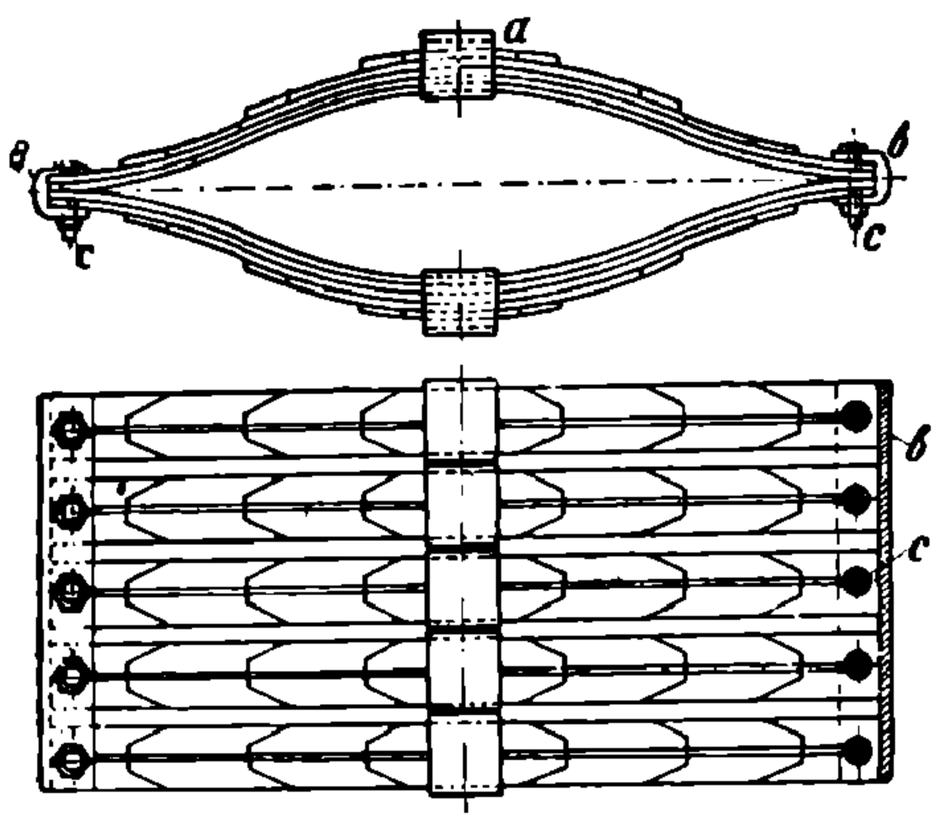
Фиг. 86.

Шарнирные рессоры (фиг. 86) применяются в тележках пассажирских вагонов Западной Европы и Америки. На наших дорогах они впервые появились под вагонами бывш. Международного общества, а затем в тележках типа Русско-Балтийского завода и в тележках с тройным подвешиванием. Кроме того некоторые дороги заменили этими рессорами рессоры Клиффа в пульмановских тележках. Шарнирные рессоры встречаются трех-, четырех- и пятирядные. На наших дорогах преобладают пятирядные, но имеются также и четырехрядные.

НТБ ДНУЖТ

На заграничных дорогах распространены и трехрядные. Каждый ряд состоит из двух обыкновенных подвесных рессор, обращенных друг к другу вогнутыми сторонами и соединенных шарнирами. Для образования шарниров коренные листы верхней и нижней рессор делаются с ушками *b* таким образом, что одно ушко охватывается другим. Во внутренние ушки всех рядов ставятся с каждой стороны сквозные болты *d*, которые соединяют ряды рессор между собою. На болты между рядами надеты прокладочные кольца *c*.

Рессора Брауна (фиг. 87) впервые применена в 1903 г. на Северо-западных дорогах, а затем, благодаря простоте ее конструкции и прочности, распространилась и на других наших дорогах. Она состоит из пяти рядов. Каждый ряд образуется двумя рессорами, обращенными одна к другой выгнутыми сторонами. Концы этих рессор соприкасаются по плоскости и соединены скобообразным хомутом *b*, охватывающим все концы одной стороны комплекта. Концы рессор скрепляются с хомутом болтами *c*. Такая конструкция имеет то преимущество, что коренной лист изготовляется с одного нагрева. Рессоры каждого ряда состоят из четырех основных листов (коренных и подкоренных) и наложенных на них сверху и снизу листов разной длины, которые соединяются с коренными листами хомутами *a*.



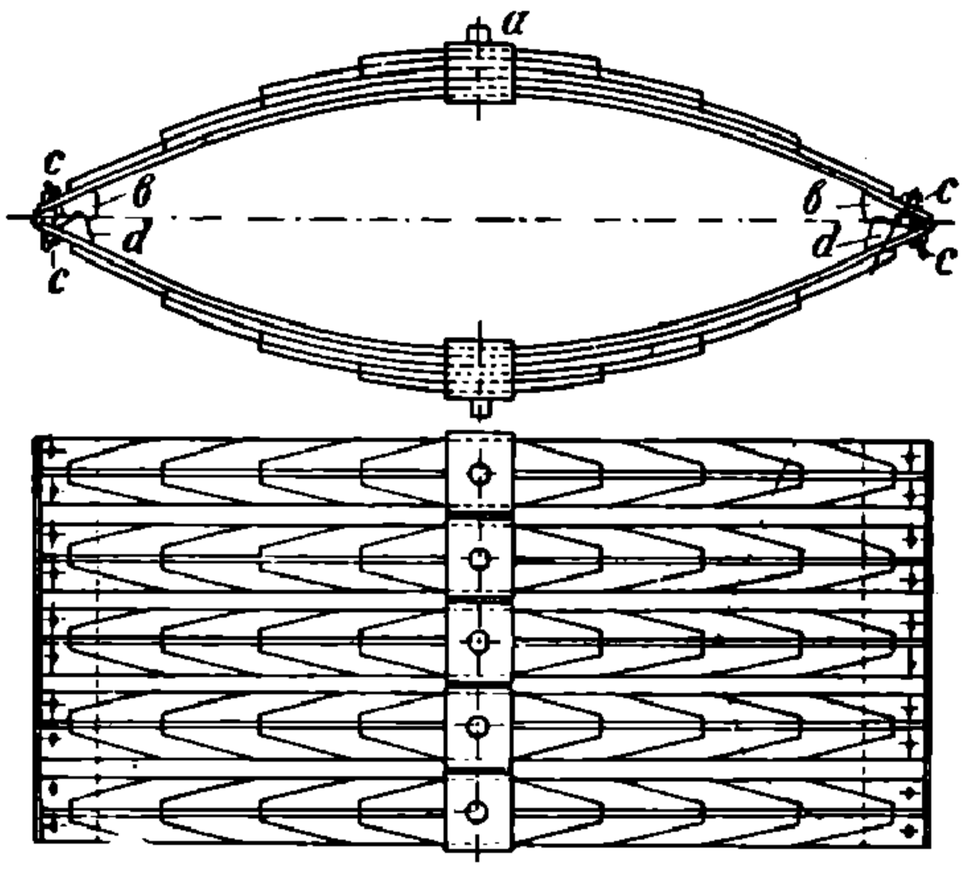
Фиг. 87.

Рессора Брауна отличается тем, что с увеличением нагрузки хорда ее (рачетная длина) уменьшается, в связи с чем возрастание изгибающих моментов, напряжений в металле и стрелы прогиба не пропорциональны приращению нагрузки. Рессоры, у которых с возрастанием силы, действующей на нее, уменьшается гибкость, пригодны только в тех случаях, когда переменная нагрузка вагона значительно разнится от постоянной, что мы имеем, например, у багажных, почтовых, изотермических и вообще у вагонов, предназначенных для перевозки грузов, так как при таких рессорах облегчается выполнение требования иметь в порожнем и груженном состоянии возвышение буферов над головкою рельс в установленных пределах. Для вагонов же пассажирских, у которых переменная нагрузка мало разнится от постоянной (от тары), применение рессор Брауна надо считать технически нецелесообразным, так как от рессоры требуется гибкость, одинаковая при всякой нагрузке. Рессора же Брауна отличается постоянством напряжений в металле при разных нагрузках. Поэтому эта рессора может быть поставлена под любой пассажирский вагон, не считаясь с его

НТБ ДНУЖТ

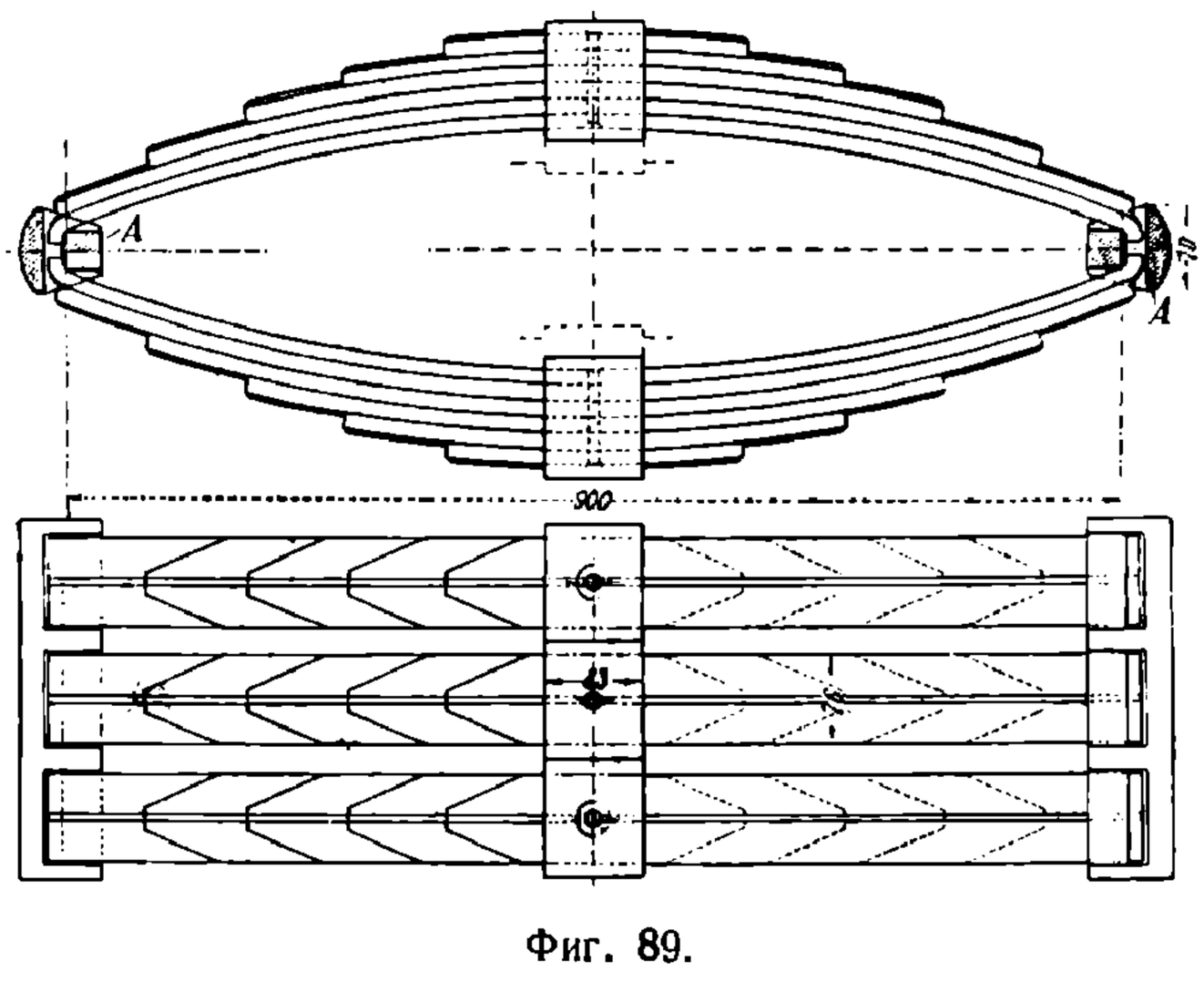
тарой и нагрузкой, ибо она в известных пределах одинаково прочна и при малых и при больших нагрузках, что вполне подтверждается на практике.

Эти рессоры не дают просадки и работали без отказа в самых трудных условиях, когда перенаселенность вагонов достигала до 300%. Только поэтому эти рессоры получили у нас широкое распространение и репутацию лучших рессор среди наших железнодорожных агентов. По существу же рессора Брауна есть тип буферной рессоры и для вагонов, от которых требуется плавный и мягкий ход, она не пригодна.



Фиг. 88.

Рессора Галахова (фиг. 88) появилась в 1909 г. и еще не получила у нас широкого распространения, какого заслуживает по своим качествам, о которых будет сказано ниже. Каждый ряд этой рессоры состоит из верхней и нижней половин, представляющих обыкновенные рессоры, без ушков у коренных листов, обращенные одна к другой своей выгнутою стороною. Концы коренных листов верхней и нижней половин прикрепляются болтами *c* к общим для всего комплекта планкам *b* и *d*. Болты *c* имеют потайные головки; концы их, выходящие из гаек, несколько расклепываются во избежание отвертывания гаек. Планки *b* одной половины рессор имеют желобки, планки *d* другой половины имеют соответственные гребни, так что верхняя половина свободно накладывается на нижнюю. Для предохранения от бокового сдвига по средине желобчатых планок прикрепляются на заклепках особые вкладыши, которые входят в соответственные вырезы в гребнях других планок.



Фиг. 89.

Сравнительные испытания, произведенные над рессорами разных типов, показали, что равномерной гибкостью в пределах наибольшей и наименьшей нагрузок, передаваемых кузовом, обладают рессоры Гала-

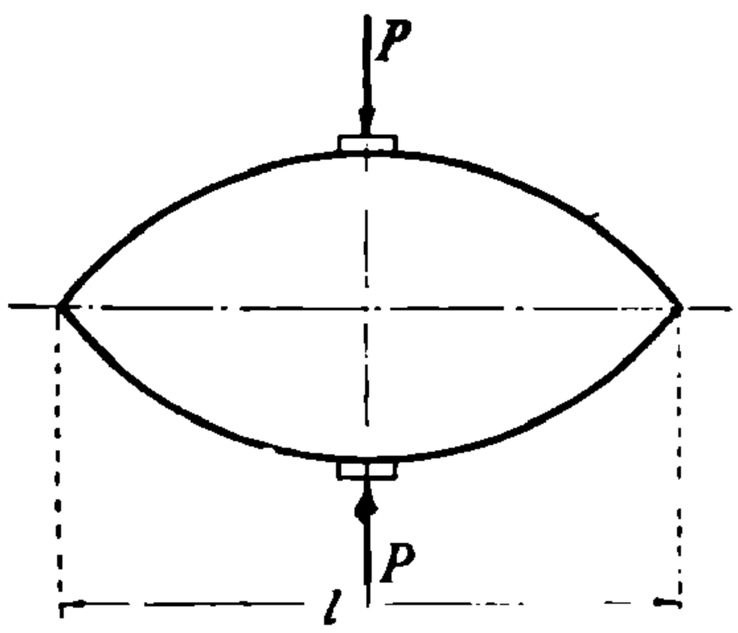
НТБ ДНУЖТ

хова, у которых прогиб на 1 m нагрузки остается постоянным. Это объясняется удобоподвижными концевыми соединениями их, влияние трения в которых доведено до минимума. С рессорами Галахова могут конкурировать лишь шарнирные рессоры, но у последних для загибания концевых ушков требуется высокий нагрев концов коренных листов, который удорожает изготовление рессор и при несоблюдении известных мер предосторожности может служить причиной поломки коренных листов у основания ушков, что на практике имеет место.

На фиг. 89 изображена рессора американскаго завода Балдвина. Она, подобно рессоре Галахова, состоит из двух частей, представляющих каждая обыкновенную рессору, у которой концы коренных листов несколько загнуты. Этими загнутыми концами рессоры свободно вкладываются в соответствующие гнезда обоймы A.

8. Расчет эллиптических рессор

Со стороны надрессорного бруса люльки на верхнюю обойму эллиптической рессоры действует груз P (фиг. 90), а на нижнюю, со стороны подрессорного бруса, — реакция опоры, равная P, но противоположная по направлению. Очевидно, верхняя и нижняя половины рессоры находятся в тех же условиях нагрузки, что и подвесные рессоры, а потому для них применима выше выведенная формула:



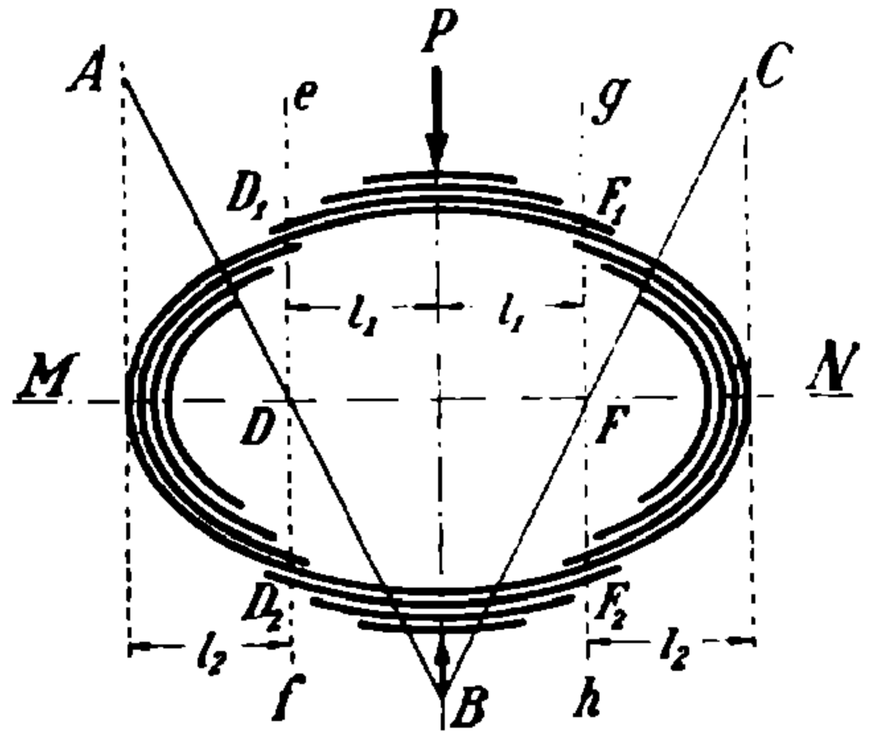
Фиг. 90.

$$\frac{Pl}{4} = n\,\frac{bh^2}{6}\,K_s \qquad (8).$$

Рессору Клиффа можно рассматривать как состоящую из четырех рессор, связанных между собою основным листом (фиг. 91).

Из этих рессор две боковые зажимаются между верхней и нижней рессорами. Длинные листы верхней и нижней рессор своими концами перекрывают концы длинных листов боковых рессор, при чем линии ef и gh можно считать линиями передачи давления от одной пары рессор к другой. Так как верхняя и нижняя рессоры не отличаются по своему устройству от подвесных, то для них применима выше написанная формула:

$$\frac{Pl_1}{2} = \frac{nbh^2}{6}\,K_s,$$



Фиг. 91.

где l_1 — расстояние от средины хомута рессоры до линии передачи давления на боковую рессору

НТБ ДНУЖТ

Верхняя и нижняя половины боковых рессор находятся в одинаковых условиях действия на них сил. Силу, действующую на конец боковой рессоры M, можно принять равной $\frac{P}{2}$; тогда, считая половину боковой рессоры как брус, заделанный одним концом в сечении по линии MN, можно написать:

$$\frac{Pl_2}{2} = \frac{n_1 b h_1^2}{6} K_в.$$

Соотношение между числом листов n и n_1 и толщиною листов h и h_1 определяется из условия равенства прогибов верхней и боковой рессор по линии ef. Прогиб по этой линии определяется формулами:

$$f = 6\frac{\frac{P}{2}l_1^3}{nbh^3E} \text{ и } f_1 = 6\frac{\frac{P}{2}l_2^3}{n_1 b h_1^3 E};$$

так как $f = f_1$, то

$$\frac{l_1^3}{nh^3} = \frac{l_2^3}{n_1 h_1^3} \qquad (9)$$

при $l_1 = l_2$ и $n = n_1$, $h = h_1$.

Для определения стрелы прогиба эллиптических рессор воспользуемся, в видах упрощения решения, следующими рассуждениями. Предположим, что из общей нагрузки на рессору P, на часть ее, образуемую основными длинными листами, называемую в дальнейшем для сокращения прямоугольной частью, приходится сила X, а на часть, образуемую листами разной длины, называемую в дальнейшем для сокращения треугольной частью — Y. Под действием этих сил обе части рессоры получают одинаковый прогиб. Прогибы верхней и нижней половин рессор в сумме дадут стрелу прогиба f, равную удвоенному прогибу каждой половины.

Для рессор Клиффа и Брауна прямоугольная часть рассматривается как балка, закрепленная по концам, а для рессор шарнирных и Галахова—как балки, свободно лежащие на опорах, в виду различия в способах соединения концов обеих половин рессор.

Треугольная часть рессор рассматривается как балка равного сопротивления, свободно лежащая на опорах.

Обозначив для общего случая через:

m — число листов в прямоугольной части рессоры,
n — число листов в треугольной части рессоры,
b — ширину листов в той и другой частях,
h — толщину листов прямоугольной части,
h_1 — толщину листов треугольной части,
$2l$ — полную хорду рессоры,
P — нагрузку на рессору,
E — модуль упругости,

можем написать для рессоры Галахова и шарнирной:

НТБ ДНУЖТ

для прямоугольной части[1] (верхней и нижней половины):

$$f = 2\frac{X(2l)^3}{Embh^3} \cdot \frac{12}{48} = \frac{4Xl^3}{Embh^3}$$

и для треугольной части (верхней и нижней половины):

$$f_1 = {}_2{}^3 \cdot \frac{2Y(2l)^3}{Enbh_1{}^3} \cdot \frac{12}{48} = \frac{6Yl^3}{Enbh_1{}^3};$$

так как $f = f_1$, то

$$\frac{4X}{mh^3} = \frac{6Y}{nh_1{}^3}.$$

$X + Y = P$, а потому

$$X = \frac{3mh^3P}{3mh^3 + 2nh_1{}^3},$$

откуда стрела прогиба

$$f = \frac{12Pl^3}{b\,(3mh^3 + 2nh)_1{}^3\,E} \qquad (10).$$

Подобным же образом для рессоры Брауна[2]:

$$= 2\frac{X(2l)^3}{Embh^3} \cdot \frac{12}{192} = \frac{Xl^3}{Embh^3}$$

и

$$f_1 = \frac{6Yl^3}{Enbh_1{}^3},$$

при $f_1 = f$ стрела прогиба

$$f = \frac{6Pl^3}{b\,(6mh^3 + nh)_1{}^3\,E} \qquad (11).$$

Для рессоры Клиффа стрела прогиба

$$f = \frac{3Pl^3}{b\,(3mh^3 + 2nh)_1{}^3\,E} \qquad (12).$$

Исчисленные по выведенным формулам величины представляют статический прогиб рессор, т. е. прогиб под нагруженным вагоном, находящимся в состоянии покоя. Под влиянием динамических усилий прогиб рессор увеличивается на некоторую величину Δf. Максимальный дополнительный прогиб Δf можно считать до 30 *мм* в сумме для верхней и нижней половин. В таком случае соответствующее приращение динамической нагрузки на рессору будет:

$$\Delta Q = K\Delta f = 15K = 15\frac{Q}{f},$$

где K — коэфициент рессоры.

---

[1] Прогиб балки длиною l свободно лежащей на опорах $f = \frac{Pl^3}{EI.48}$.

[2] Прогиб бруса равного сопротивления длиною l закрепленного по концам

$$f = \frac{3}{2} \cdot \frac{Pl^3}{EI.192}.$$

НТБ ДНУЖТ

Наибольшая сумма статической и динамической нагрузок, которым будет подвергаться рессора:

$$Q_{max} = Q + \Delta Q = \left(1 + \frac{15}{f}\right) Q.$$

Необходимо иметь в виду, что исчисленные по выше выведенным формулам величины прогибов не вполне точны, так как положенная в основу теоретических вычислений пропорциональность деформаций в действительности находится в зависимости от напряжений в листах стали; чем напряжения будут ближе к пределу упругости, тем расхождения вычисленных прогибов с действительными будут больше. Кроме того значительную разницу в величине деформаций, полученных опытным путем и расчетом, вызывает то обстоятельство, что модуль упругости E для рессорной стали колеблется от 1 900 000 до 2 200 000 $кг/см^2$ в зависимости от качества ее и от степени закалки. В том же направлении оказывает влияние качество сборки рессоры и трение между ее листами. Поэтому при постройке рессор всегда следует изготовить пробные рессоры и на опыте проверить их стрелы прогиба, чтобы определить те поправочные коэфициенты, которые надо внести.

9. Спиральные пружины и рессоры

В вагонах спиральные пружины применяются в тележках для передачи давления от рамы на буксы, в подвесках листовых рессор, в буферных и тяговых приборах. Пружину правильно называть спиральной рессорой только в том случае, когда она имеет гибкость, одинаковую при разных нагрузках. Одинаковую гибкость имеют только цилиндрические пружины, так как у них изменение расстояния между всеми завитками всегда одинаково и пропорционально нагрузке. Поэтому цилиндрические пружины можно применять взамен листовых рессор. У конических пружин изменение расстояния между завитками неодинаково: с возрастанием нагрузки сначала садятся до отказа завитки наибольшего радиуса, а затем постепенно завитки меньших радиусов. Таким образом у конических пружин с возрастанием нагрузки гибкость уменьшается. Поэтому спиральные конические пружины целесообразно применять только для буферных и упряжных приборов; применение же конических пружин взамен листовых рессор или в сочетании с листовыми рессорами с теоретической стороны неправильно.

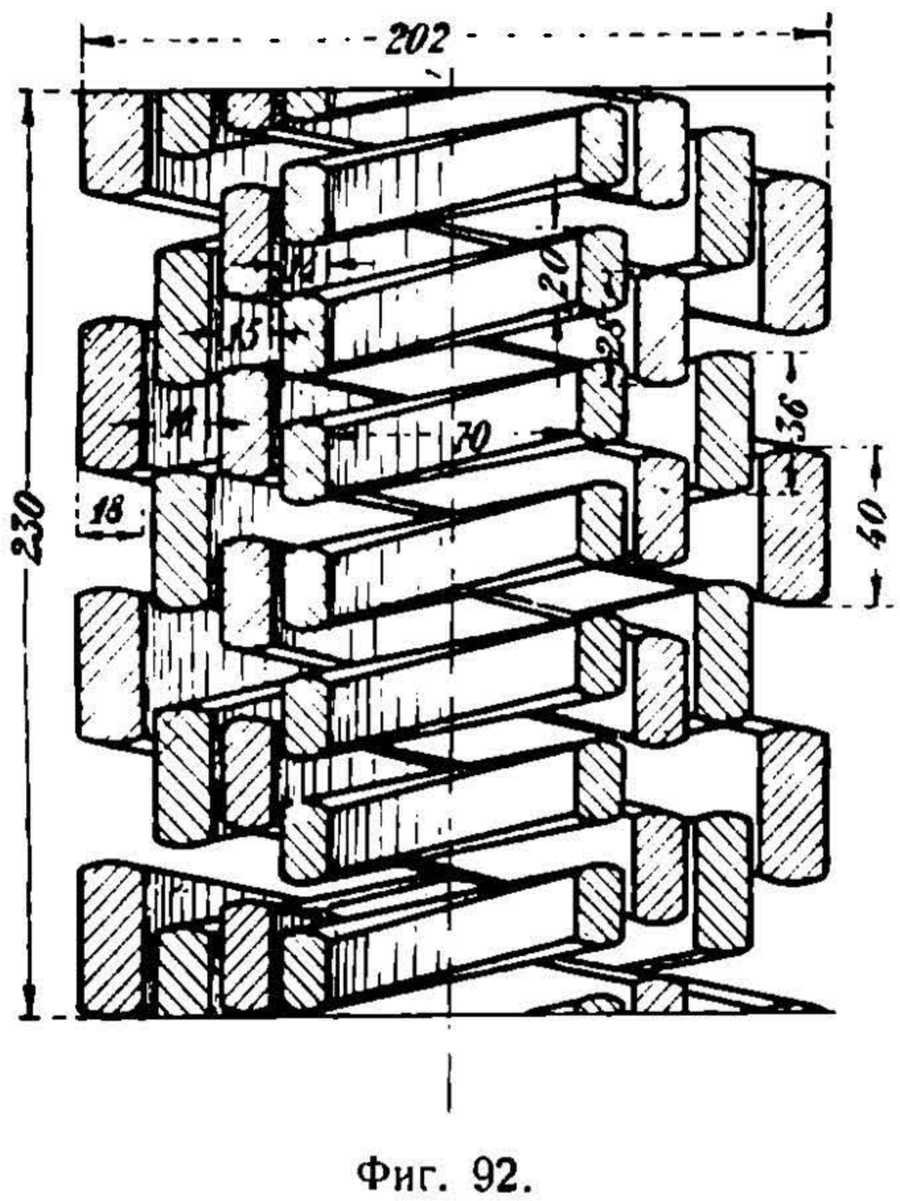
В зависимости от назначения спиральные пружины применяют следующих типов:

а) цилиндрические пружины или рессоры прямоугольного (фиг. 92), круглого (фиг. 84) или овального сечения;

НТБ ДНУЖТ

б) конические пружины круглого (фиг. 93) и прямоугольного сечения (фиг. 94).

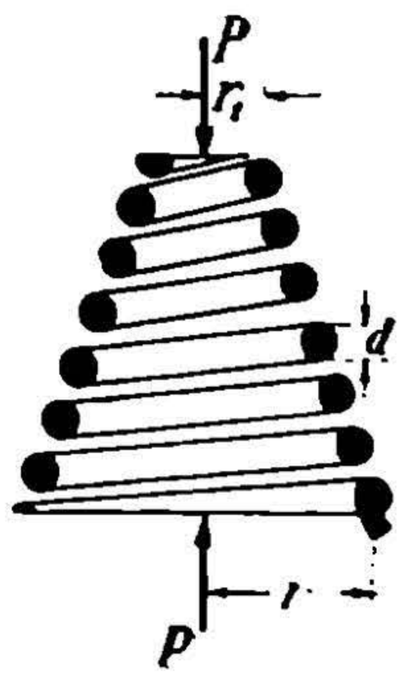
Цилиндрические пружины круглого сечения являются наиболее распространенными; они применяются в рессорном подвешивании двух- и трехосных вагонов и в тележках в качестве спиральных рессор.



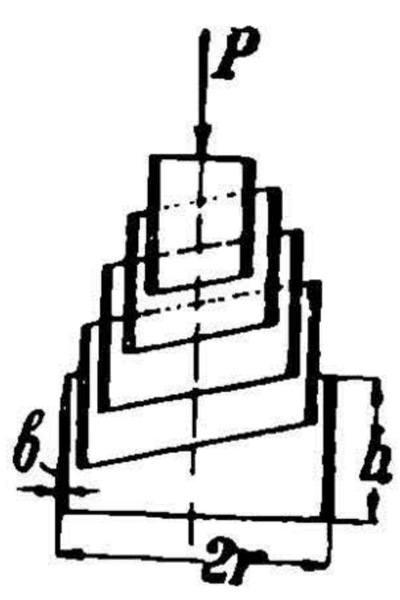
Фиг. 92.

Конические пружины, на основании сказанного выше, могут применяться только в буферных и тяговых приборах.

Цилиндрические пружины, в зависимости от нагрузки, воспринимаемой ими, делаются с одной спиралью, с двумя, тремя, или четырьмя спиралями, которые входят одна в другую. По числу спиралей пружины называются однорядными, двухрядными, трехрядными и четырехрядными. Пружины круглого сечения, применяемые в тележках и в буферах большегрузных вагонов, — двухрядные, а пружины (рессоры) прямоугольного сечения, применяемые в тележках Пульмана, — четырехрядные (фиг. 92). Для образования комплектной пружины отдельные спирали вставляются одна в другую с небольшим зазором (около 4 *мм*) между ними, при чем они должны обладать одинаковой гибкостью и по возможности одинаковым напряжением в завитках у всех пружин. Эти два требования у многорядных пружин можно выполнить, только применяя специальные профили стали.



Фиг. 93.



Фиг. 94.

Конические пружины круглого и прямоугольного сечения делаются только однорядными.

Каждая пружина характеризуется размерами поперечного сечения стали,
радиусом витков и числом их, зависящими от нагрузки, воспринимаемой рессорою, и требуемой гибкости.

Гибкостью спиральной пружины или рессоры, так же, как и листовой рессоры, считается прогиб под нагрузкой в 1 *m*.

Если обозначить через:

r — радиус витка пружины,

n — число витков,

НТБ ДНУЖТ

K_d — допускаемое удельное напряжение на скручивание,
G — модуль скольжения, равный для рессорной стали 850 000 *кг/см*^{2},
P — нагрузку на пружину,

то, для пружины круглого сечения диаметром d, зависимость между нагрузкою и напряжением в витках пружины выражается

$$Pr = \frac{\pi d^3}{16} K_d \qquad (13).$$

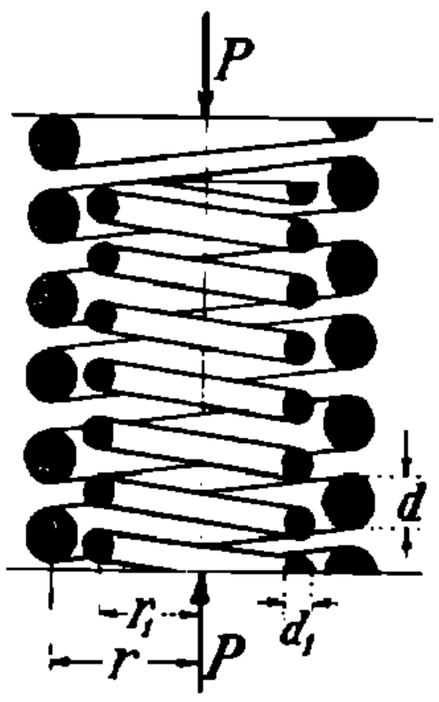
Прогиб пружины в зависимости от нагрузки:

$$f = \frac{64 P n r^3}{d^4 G},$$

и зависимость между прогибом пружины и напряжением в ней:

$$f = \frac{4\pi n r^2 K_d}{dG}.$$

Радиусы завитков и поперечное сечение стали двух-, трех- и многорядных пружин должны быть так подобраны, чтобы напряжение в завитках и высота их при сжатии до отказа были у каждой пружины одинаковыми. При несоблюдении этого требования возможно перенапряжение стали в завитках у какой-либо из пружин или поломка при сжатии до отказа более высокой пружины. Нагрузка, которая приходится на каждую пружину при условии равенства напряжений в завитках, определяется следующим образом. Предположим, что мы имеем двухрядную пружину (фиг. 95), нагруженную силою P, и что на наружную пружину приходится сила X, а на внутреннюю сила X_1.



Фиг. 95.

Из уравнения 13 имеем, что

$$K_d = K_{d1} = \frac{16 X r}{\pi d^3} = 16 \frac{X_1 r_1}{\pi {d_1}^3},$$

откуда:

$$\frac{X_1}{X} = \frac{{d_1}^3}{d^3} \cdot \frac{r}{r^1};$$

$$\frac{X_1 + X}{X} = \frac{{d_1}^3 r + d^3 r_1}{d^3 r_1} = \frac{P}{x}.$$

Отсюда:

$$X = \frac{P d^3 r_1}{d^3 r_1 + {d_1}^3 r} \qquad (14);$$

$$X_1 = \frac{P {d_1}^3 r}{d^3 r_1 + {d_1}^3 r}.$$

НТБ ДНУЖТ

В случае трехрядной рессоры будем иметь:

$$\frac{X_1}{X} = \frac{d_1^3}{d^3} \cdot \frac{r}{r_1};$$

$$\frac{X_2}{X} = \frac{d_2^3}{d^3} \cdot \frac{r}{r_2};$$

$$\frac{X + X_1 + X_2}{X} = \frac{P}{X} = \frac{d^3 r_1 + d r_1^3}{d^3 r_1} + \frac{d_2^3 r}{d^3 r_2}.$$

Отсюда:

$$X = P \frac{d^3 r_1 r_2}{d^3 r_1 r_2 + d_1^3 r r_2 + d_2^3 r r_1};$$

$$X_1 = P \frac{r r_1^3 d_2}{d^3 r_1 r_2 + d_1^3 r r_2 + d^3_2 r r_1};$$

$$X_2 = P \frac{d_2^3 r r_1}{d^3 r_1 r_2 + d_1^3 r r_2 + d_2^3 r r_1}$$

Из уравнения 13 имеем:

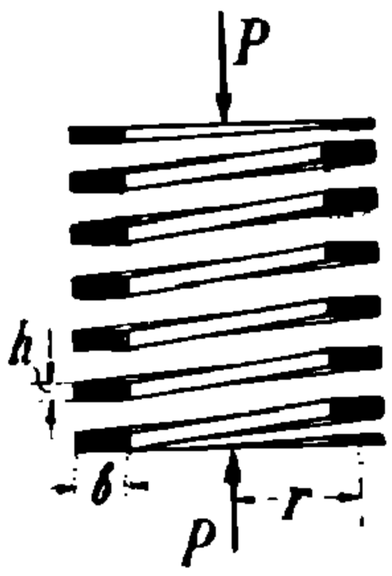
$$\frac{d^3}{r} + \frac{d_1^3}{r_1} + \frac{d_2^3}{r_2} + \frac{d_n^3}{r_n} = \frac{16}{\pi K_d} (X + X_1 + X_2 + X_n) = 5{,}1 \frac{P}{K_d}.$$

Этому уравнению должна удовлетворять каждая правильно спроектированная многорядная пружина.

При равенстве напряжений и прогибов для пружин каждого ряда многорядной пружины

$$\frac{n r^2}{d} = \frac{n_1 r_1^2}{d_1} = \frac{n_2 r_2^2}{d_2} \ldots\ldots = \text{Const.}$$

Для *пружины из стали прямоугольного сечения* зависимость между нагрузкою и напряжением в спирали выражается (фиг. 96):



Фиг. 96.

$$Pr = \frac{b h^2}{\varphi} K_d \qquad (15),$$

прогиб:

$$f = \psi \pi n r^3 \frac{b^2 \quad h^2}{b^3 \cdot h^3} \cdot \frac{P}{G},$$

или

$$f = \frac{\psi}{\varphi} \pi n r^2 \frac{b^2 + h^2}{b^2 h} \cdot \frac{K_d}{G},$$

где b — горизонтальная сторона прямоугольника в сечении пирали,

h — вертикальная сторона,

ψ и φ — численные коэфициенты, зависящие от отношения h к b.

НТБ ДНУЖТ

Значения ψ, φ и $\frac{\psi}{\varphi}$ для различных отношений $\frac{b}{h}$ приведены в ниже следующей таблице:

$\frac{b}{h}$	φ	ψ	$\frac{\psi}{\varphi}$	$\frac{b}{h}$	φ	ψ	φ
1,0. . .	4,80	7,12	1,48	8 . .	3,260	6,42	1,970
1,3. . .	4,48	7,08	1,58	9 . .	3,230	6,38	1,975
1,6. . .	4,26	7,04	1,65	10 . .	3,200	6,34	1,980
2,0. . .	4,06	7,00	1,72	12 . .	3,164	6,28	1,980
3,0. . .	3,73	6,84	1,83	14 . .	3,140	6,24	1,985
4,0. . .	3,56	6,70	1,88	16 . .	3,120	6,22	1,990
5,0. . .	3,44	6,60	1,92	18 . .	3,110	6,19	1,990
6,0. . .	3,35	6,52	1,95	20 . .	3,095	6,18	2,000
7,0. . .	3,30	6,45	1,96				

В случае многорядной рессоры из стали прямоугольного сечения нагрузка, которая приходится на каждую пружину, определяется, как и для пружин из круглой стали из условия равенства напряжений в завитках у всех пружин. Предположим, что мы имеем двухрядную пружину с сечениями $b \quad h$ и $b_1 \quad h_1$, и с радиусами завитков r и r_1, находящуюся под грузом P. Силы X и X_1, приходящиеся на каждую пружину, из уравнения 15 равны:

$$\frac{Xr\varphi}{bh^2} = \frac{X_1 r_1 \varphi_1}{b_1 h_1^2},$$

откуда:

$$\frac{X_1}{X} = \frac{b_1 h_1^2 \cdot r\varphi}{bh^2 \cdot r_1\varphi_1},$$

$$\frac{X+X_1}{X} = \frac{P}{X} = \frac{b_1 h_1^2 \cdot r\varphi + bh^2 \cdot r_1\varphi_1}{bh^2 \cdot r_1\varphi_1};$$

$$X = P\frac{bh^2 \cdot r_1\varphi_1}{b_1 h_1^2 \cdot r\varphi + bh^2 \cdot r_1\varphi_1};$$

$$X_1 = P\frac{b_1 h_1^2 \cdot r\varphi}{bh^2 \cdot r_1\varphi_1 + b_1 h_1^2 \cdot r\varphi}.$$

НТБ ДНУЖТ

Для *конической пружины прямоугольного сечения* (фиг. 94), иначе называемой листовой спиральной пружиной,

$$Pr = \frac{bh^2}{\varphi} K_d;$$

$$f = \tfrac{1}{4}\psi\pi n\ (r^2 + r_1^2)(r + r_1)\ \frac{b^2 + h^2}{b^3\ \ h^3} \cdot \frac{P}{G},$$

или

$$f = \tfrac{1}{4}\frac{\psi}{\varphi} \cdot \frac{\pi n\,(r^2 + r_1^2)\ (r + r_1)}{r} \cdot \frac{b^2 + h^2}{b^2 h} \cdot \frac{K_d}{G},$$

где r — радиус нижнего витка между центрами,

r_1 — радиус верхнего витка,

b — горизонтальная сторона прямоугольного сечения,

h — вертикальная сторона прямоугольного сечения.

ψ и φ имеют те же значения, что и для цилиндрической рессоры прямоугольного сечения.

Для *конической пружины круглого сечения* (фиг. 93):

$$P = \frac{\pi d^3}{16r} K_d$$

и

$$f = \frac{16Pn\,(r^2 + r_1^2)\,(r + r_1)}{d^4 G},$$

или

$$f = \frac{\pi n\,(r^2 + r_1^2)\,(r + r_1)\,K_d}{r \cdot d \cdot G}.$$

Для *рессоры остроконечной* $r_1 = 0$, и тогда

$$f = \frac{16Pnr^3}{d^4 G}, \text{ или } f = \frac{\pi n r^2 K_d}{dG}.$$

Напряжение в завитках при полном сжатии у правильно сконструированной конической пружины должно быть одинаковым во избежания перенапряжения стали у отдельных завитков. Это требование особенно важно в отношении буферных и упряжных пружин, и несоблюдение его может быть причиной поломки завитков малого радиуса. Для соблюдения этого требования необходимо после расчета конической пружины по вышеприведенным формулам составить предварительный чертеж пружины в свободном состоянии и определить радиусы каждого завитка. По радиусам завитков и заданному напряжению K_d должны быть вычислены по формулам 13 или 15 прогибы каждого завитка. После определения допускаемого прогиба каждого завитка должен быть составлен чертеж пружины и определены точные размеры радиусов завитков.

По радиусам завитков и прогибам при полном сжатии, полученным по чертежу, необходимо произвести поверочный расчет и определить

НТБ ДНУЖТ

для каждого завитка напряжение металла, а по напряжению — силу, при которой каждый завиток сядет до отказа. Если при этом получатся недопустимые превышения пределов заданного напряжения, то запроектированную пружину надо соответственно переконструировать и произвести расчет вновь.

Из формул 13 и 15 видно, что гибкость цилиндрической спиральной пружины пропорциональна числу витков и квадрату радиуса витка у пружин из стали круглого сечения и кубу радиуса для пружин из стали прямоугольного сечения. Поэтому для достижения большей гибкости пружин следует увеличивать число витков и радиус их.

Выше было указано, что излишняя гибкость листов рессор порождает неспокойный ход и качку вагона при больших скоростях. Влияние излишней гибкости спиральных пружин на качку вагона сказывается еще более резко, чем у листовых рессор, так как у спиральных пружин отсутствует трение и под влиянием мгновенных сил, получающихся при ударах колес на стыках, или при проходе пучин и других неровностей пути, спиральные пружины после прекращения действия мгновенной силы дают повторные колебания. Во время движения вагона повторные колебания пружин могут совпадать с прогибами от ритмически повторяющихся динамических нагрузок, и в результате суммирования повторных прогибов с прогибами от ритмически повторных динамических сил амплитуда колебаний пружин будет нарастать и может достигнуть весьма больших пределов. Это свойство спиральных пружин вынуждает ограничивать гибкость их. Как показывает опыт, при скоростях до 90 *км* в час гибкость спиральных пружин не следует делать более 9—12 *мм* на 1 *т*. Для многорядных пружин гибкость всего комплекта не должна превышать 9—10 *мм* на 1 *т*.

10. Изготовление рессор

Для листовых рессор обычно применяется желобчатая сталь, имеющая в поперечном разрезе форму, представленную на фиг. 97. Такая форма придается рессорной стали с целью предотвратить сдвиг листов в сторону под влиянием боковых толчков. В настоящее время из гладкой стали делаются только эллиптические рессоры Клиффа и Брауна.

Фиг. 97.

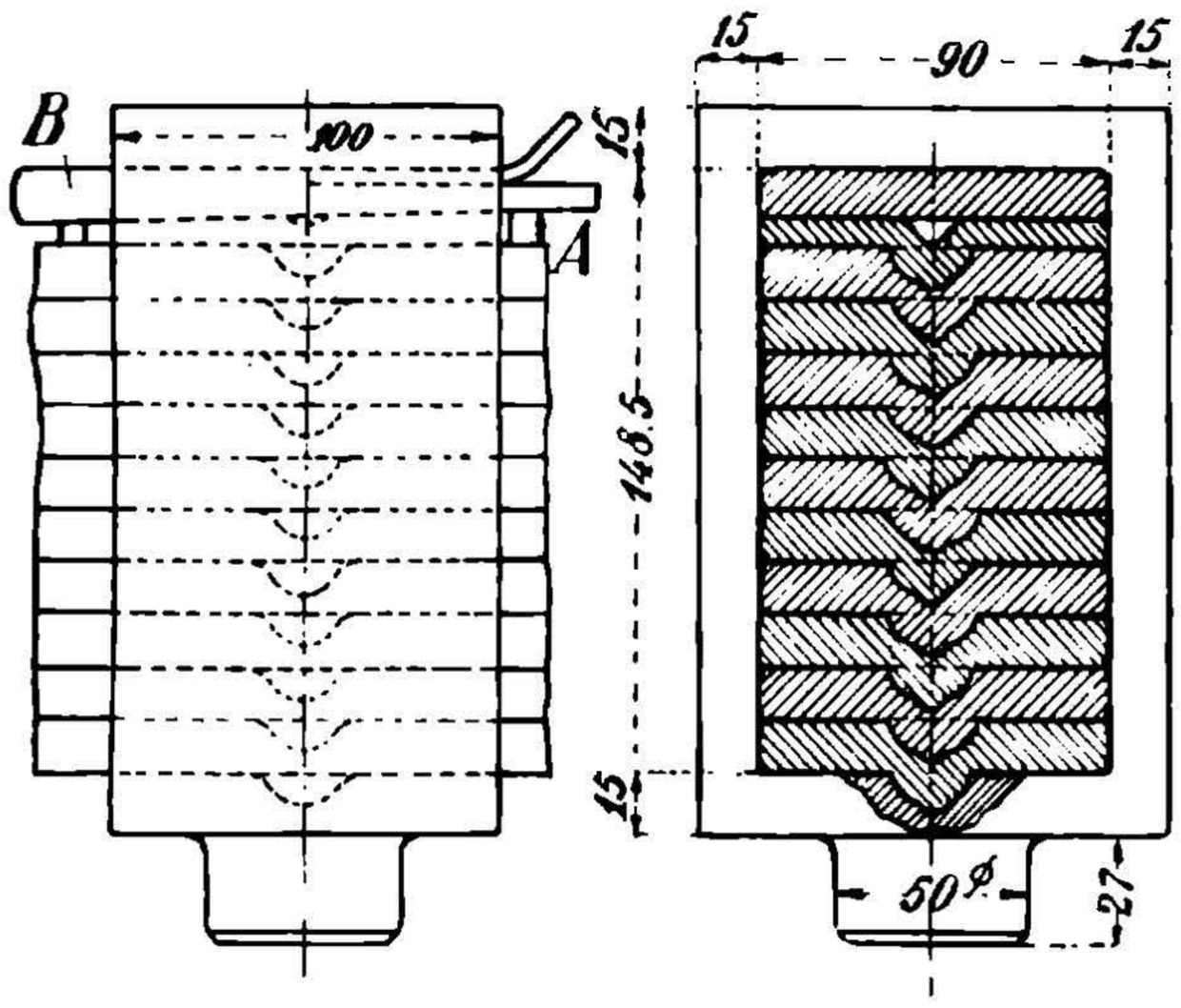
Рессорная сталь разрезается в холодном состоянии на куски разной длины согласно размерам отдельных листов рессоры. Концы коренного листа загибают соответственно конструкции рессорного подвешивания, а концы остальных листов, за исключением второго, сверху обрезают по форме трапеции. В каждом листе по средине просверливается отверстие диаметром в 6 *мм* для заклепки.

Затем листы нагревают, выгибают помощью штампов или шаблонов по одному радиусу и подгоняют один к другому таким образом, чтобы между листами по средине оставался зазор, величина которого

НТБ ДНУЖТ

постепенно уменьшается от верхнего длинного листа к нижнему короткому. Это делается с той целью, чтобы обеспечить плотное прилегание концов нижних листов к верхним; величина этих зазоров зависит от длины листов и устанавливается опытом. После этого производится закалка и отпуск листов [1].

Выправив ударами ручника те листы, которые повело при закалке, промазывают подготовленные и прилаженные листы смесью вазелина или минерального масла с графитом и подвергают давлению пресса, после чего листы должны плотно сесть один на другой. Когда рессора слажена, ставится заклепка для скрепления листов между собою и для недопущения свига их при работе рессоры. Потом проверяется стрела рессоры.



Фиг. 98.

На выверенную рессору надевают хомут в горячем состоянии и обжимают его на прессу. Хомут изготовляют обычно из полосового железа путем сварки. После насадки хомута, пока он еще горяч, рессора погружается в бак с водою, чтобы закаленные листы рессоры не получили отпуск.

Постановка на рессору хомута в горячем состоянии не всегда обеспечивает плотную насадку его, вследствие чего на практике наблюдаются весьма частые случаи сдвига хомутов, и особенно у жестких рессор товарных вагонов. Кроме этого насадка хомута в горячем состоянии может вызвать некоторый отпуск закаленных листов стали, особенно при слабой закалке, в результате чего рессора может дать остающиеся прогибы. Для устранения этих недостатков на германских дорогах насадка хомутов производится в холодном состоянии, как показано на фиг. 98. На коренной лист ставится прокладка *A*, из желобчатой рессорной стали с наклонно остроганной поверхностью, и между этой прокладкой и хомутом загоняется до отказа клин *B*; конец клина разрезан наподобие чеки и после постановки разводится, чтобы клин не мог сдвинуться с места.

---

[1] Для закалки листы следует нагревать в муфельной печи до температуры около 800° С и после закалки отпускать при температуре около 300° С при непрерывном повертывании листов. Закалка листов производится в масле или в воде температурой около 25° С, отпуск — в рессорной печи.

НТБ ДНУЖТ

Изготовленная рессора подвергается испытанию, которое заключается в следующем. Рессора с заранее измеренною стрелою подвергается действию груза, вызывающего напряжение в листах ее 100 *кг/мм*². После снятия груза усадка рессоры не должна быть более 3% от прогиба под нагрузкою. При вторичном обжатии рессоры тем же грузом не должно получаться дополнительной усадки. Величина груза определяется по формуле:

$$P = \frac{nbh^2}{3L} K_в,$$

где L — половина длины рессоры, уменьшенная на половину ширины хомута,

b — ширина листов рессоры,

h — толщина их,

n — число листов,

$K_в$ — допускаемое напряжение = 100 *кг/мм*².

После испытания на прогиб (усадку) производится испытание многократной нагрузкою, и проверяются стрелы, указанные на чертеже рессоры (в паспорте). При этом испытании рессора не должна давать добавочной усадки.

Изготовление и испытание эллиптических рессор выполняется подобным же способом. В рессорах шарнирных, Галахова и Брауна обе половины отдельных рядов изготовляются так же, как и подвесные рессоры, при чем в двух последних не требуется загибать ушков, что значительно облегчает работу. Изготовление рессор Клиффа значительно осложняется сборкой из-за наличия цельного коренного листа. Хомуты рессор Клиффа делаются разрезными и ставятся в горячем состоянии, для чего концы хомута загибаются ласточкиным хвостом в замок.

Для изготовления спиральных пружин сталь соответствующего профиля нарезается в холодном состоянии длиною согласно размеров пружины в развернутом состоянии. После этого концы стальных прутков поочередно нагреваются и оттягиваются. Когда оба конца прутков оттянуты, они вновь подвергаются нагреванию и затем навиваются на цилиндр или конус, соответствующий внутреннему размеру пружины. Завивка пружины производится на станке без зазоров между завитками; после завивки без нового нагрева заделываются концы завитков, устраняются могущие получиться перекосы, и разводятся завитки по размерам, заданным чертежом. Работа по завивке пружин должна производиться быстро, чтобы сталь не успела остынуть. После завивки пружина закаляется и затем отпускается так же, как и листовые рессоры.

По изготовлении спиральные пружины испытываются двукратным обжатием до полной осадки. При повторных обжатиях до полной осадки пружины не должны давать добавочной усадки.

НТБ ДНУЖТ

11. Допускаемые напряжения в рессорах и пружинах и условия проектирования их

Рессорная сталь, изготовляемая нашими заводами, имеет коэфициент крепости на разрыв в незакаленном состоянии: R=75—85 *кг/мм²* и удлинение $i = 8\%$. В закаленном состоянии рессорная сталь должна выдерживать на изгиб 100 *кг/мм²* без каких-либо повреждений и остающихся деформаций. По Техническим условиям НКПС при таком напряжении должны испытываться все вновь изготовляемые и ремонтируемые рессоры. Поэтому максимальное напряжение, которое будет в листах рессоры, с учетом статических и динамических нагрузок при работе под вагоном, должно быть при самых неблагоприятных условиях менее 100 *кг/мм²*; предел максимально допускаемого напряжения с учетом динамических нагрузок принимают в 90 *кг/мм²*.

Статическая нагрузка от веса тары и груза, приходящаяся на каждую рессору, должна определяться, учитывая неравномерность распределения груза и веса самого вагона. Принимать, например, нагрузку пассажирского вагона, распределенную равномерно на все рессоры, нельзя, так как рессоры под котельным отделением, уборной и со стороны длинных диванов нагружены больше и разница в нагрузке достигает значительных размеров. Поэтому необходимо вычислить нагрузку, приходящуюся на каждую рессору в отдельности, и по этим нагрузкам рассчитывать рессоры, исходя из условия, что расчетная хорда (длина) должна быть одинаковой для данной системы подвешивания.

При расчетах листовых рессор на статическую нагрузку напряжения в листах допускаются: для рессор пассажирских вагонов от 65 до 75 *кг/мм²* и для рессор товарных вагонов – от 55 до 65 *кг/мм²*.

Рессоры, которые воспринимают непосредственно толчки и удары, следует рассчитывать на более низкие напряжения; для эллиптических рессор, которые воспринимают смягченные толчки и удары, можно брать более высокие напряжения.

Наибольшая величина динамического прогиба рессор может быть определена опытным путем. Для этого достаточно укрепить на раме вагона или тележки пластинку, а на буксе—острие, которое при колебании кузова на рессорах оставило бы след на пластинке. Максимальная длина этого следа от нулевого положения кверху и будет наибольшим динамическим прогибом при тех скоростях и состоянии пути, которые будут иметь место в действительности. По сумме статического прогиба f и наибольшего динамического Δf, который определится опытным путем, можно определить фиктивную силу $P+\Delta P$, которая вызвала прогиб $f+\Delta f$, а по фиктивной силе и наибольшую величину напряжений, которым подвергалась рессора.

Этот метод следует применять для проверки условий работы рессор под существующими вагонами; при этом не следует упускать

НТБ ДНУЖТ

из виду, что рессоры ставятся для того, чтобы они давали прогиб при толчках, а потому в рессорах большие запасы прочности недопустимы.

Инженер Нольтейн на основании целого ряда опытов, которые он производил на Московско-Казанской дороге, предложил при расчетах рессор принимать Δf равным:

для рессор пассажирских вагонов — 30 *мм*,
„ „ товарных вагонов — 20 *мм*.

Напряжения, которые получатся в рессорах при прогибе $f+\Delta f$, не должны превышать 90 *кг/мм*^{2}. Метод этот вполне правильный, но величины Δf, предложенные Нольтейном при современных скоростях и состоянии пути, для буксовых рессор и вообще рессор, воспринимающих толчки и удары непосредственно, надо считать преуменьшенными. В среднем по сети наших дорог более правильным надо считать Δf:

для буксовых рессор пассажирских вагонов — 40 *мм*,
„ эллиптических рессор пассаж. вагонов — 30 *мм*,
„ буксовых рессор товарных вагонов — 25 *мм*.

Для эллиптических рессор $\Delta f = 30$ *мм* будет суммарным динамическим прогибом для обеих половин—верхней и нижней.

Такие же величины динамических прогибов можно принимать и для спиральных пружин, когда они работают как рессоры.

Правильно рассчитанная, сконструированная и построенная рессора, представляющая тело равного сопротивления, без слабых мест, не должна ломаться и при перенапряжении листов стали должна только сесть ниже расчетного предела. Между тем на практике часто происходят случаи повреждений рессор, особенно под товарными вагонами. Наиболее распространенным видом повреждений рессор, как показывает опыт, является поломка коренных листов, при чем в громадном большинстве случаев поломка коренных листов происходит около ушка или вообще вблизи ушка. Причины, вызывающие поломки ушков у рессор, следующие.

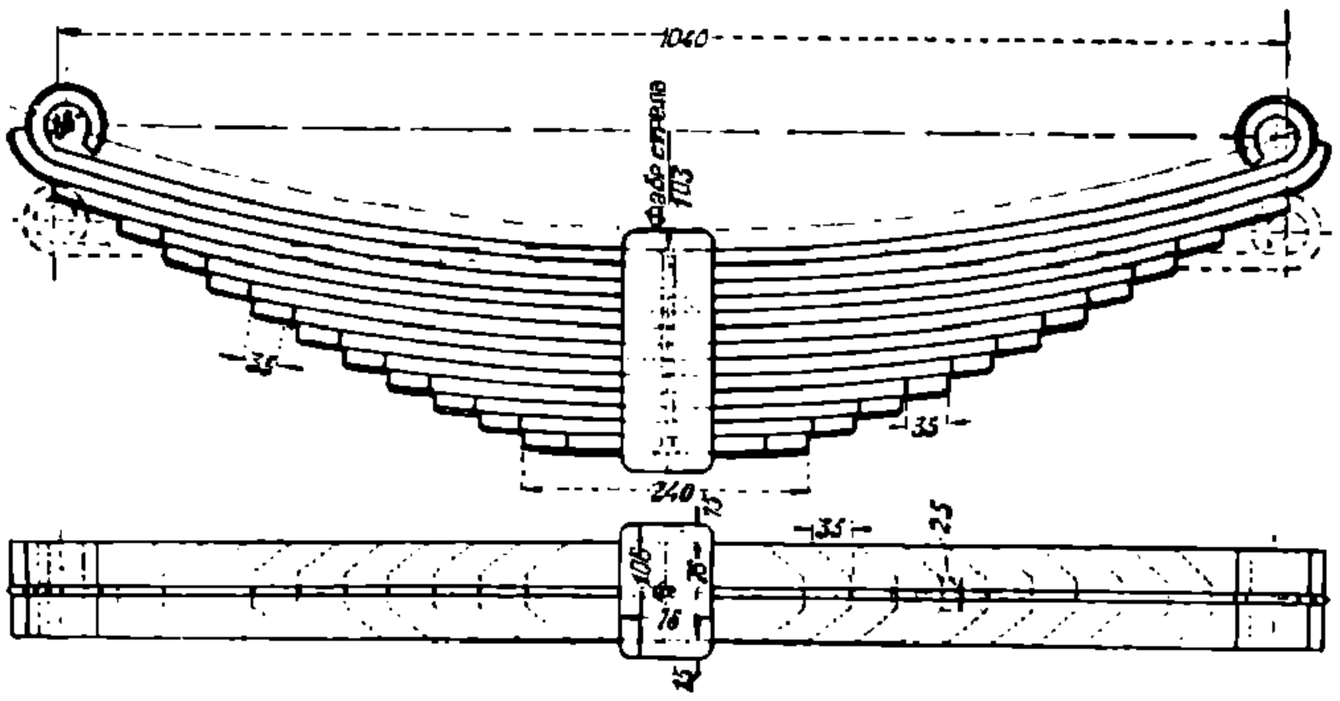
1. Загиб ушков у коренных листов представляет операцию более затруднительную, чем изгиб коренного листа по лекалу. Поэтому на практике обычно загиб ушков производится при температуре более высокой, чем изгиб коренного листа по лекалу. В силу этого вторичный нагрев, когда нагреванию подвергается весь коренной лист, не устраняет вреднего изменения структуры металла, которое получается в месте перехода от нагретой для загиба ушка части к холодной.

2. У всех наших рессор нормального типа и однотипных с ними подкоренной лист, чтобы приблизить рессору к телу равного сопротивления, сделан обрезанным по трапеции и короче коренного листа. В результате этого ушко не имеет твердой опоры и при ударах гребня колеса о рельсы подвергается скручиванию.

НТБ ДНУЖТ

3. Наибольшие добавочные напряжения от крутящего момента приходятся в той части коренного листа, которая слабо подперта подкоренным листом, т. е. на длине от основания трапеции подкоренного листа до основания ушка. В этой именно части коренной лист в большинстве случаев является ослабленным изменением структуры металла, вызванным нагревом при загибе ушка и не устраненным последующим нагревом для загиба по лекалу.

Чтобы устранить указанные вредные последствия, необходимо стремиться к уменьшению напряжений в коренном листе, в ушках и в части, прилегающей к ушкам. Это вынуждает отступать от основного условия, чтобы рессора в отношении изгиба была телом равного сопротивления, и конструировать рессору так, как показано на фиг 99, изображающей рессору наших новых 20-тонных вагонов. Как видно на фиг. 99, подкоренной лист удлинен настолько, что концы его огибают ушко на длину $^1/_4$ окружности; третий лист обрезан под прямым углом и сделан длиною, какую имел раньше подкоренной лист; остальные листы сделаны равномерно убывающей длины, начиная с четвертого, и имеют концы, обрезанные по трапеции. При такой конструкции рессора имеет слабое место у хомута, а напряжения в листах убывают по направлению к ушку. Опыт показывает, что ушки таких рессор не ломаются, по крайней мере так часто, как у рессор нормального типа.



Фиг. 99.

Выпучивание и поломки коренного и промежуточных листов происходят вследствие неплотности прилегания концов промежуточных листов, в результате чего получаются местные повышения напряжения в соседних листах. Для устранения этих явлений необходимо также отступать от условия тела равного сопротивления и удлинять промежуточные листы настолько, чтобы концы листов перекрывали основание трапеции верхнего листа на величину $\sigma \leqq 1{,}5\,h$, где h—толщина стали.

Спиральные пружины рассчитываются на кручение, так как влияние изгиба в завитках дает незначительные напряжения.

При расчетах пружин, работающих при определенной статической нагрузке, напряжения от статической нагрузки допускаются в пределах

НТБ ДНУЖТ

от 40 до 50 *кг/мм*² [1], а с учетом динамических прогибов—не более 65 *кг/мм*². Чем жестче пружина, т. е. чем меньше ее гибкость и чем, следовательно, опаснее для нее добавочные динамические прогибы, тем меньше напряжения следует допускать для статической нагрузки. Правильно сконструированная и построенная пружина не должна ломаться и, при возникновении в завитках ее предельно допускаемых напряжений, должна садиться до отказа и работать как жесткое тело. Напряжение, при котором спиральная пружина садится до отказа, не следует допускать выше 65 *кг/мм*².

Спиральные пружины ломаются преимущественно в начале второго завитка. Происходит это потому, что при оттяжке концов прутков стали перед завивкой пружины приходится нагревать концы стали до высокой температуры особенно при стали крупных размеров в сечении. Вредные изменения структуры стали в месте перехода от нагретого до холодного состояния не могут быть устранены последующим нагреванием всего прутка перед завивкой, так как оттянутые тонкие концы прутка перегреваются и дают пережог раньше. чем можно до-

[1] Чем больше диаметр стали пружины и вообще размер сечения витка по направлению его диаметра, тем ниже напряжения следует допускать. Из курса сопротивления материалов известно, что волокна материала пружины, расположенные по внешнему диаметру пружины, т. е. в точках поперечного сечения витка, более удаленных от геометрической оси пружины, имеют напряжения, значительно ниже получаемых по общепринятым формулам расчета, тогда как напряжения в противоположных волокнах витка по внутреннему диаметру значительно превышают расчетные. Превышение напряжений у волокон с внутренней стороны витков, по сравнению с волокнами наружной стороны, бывает весьма значител ным—до 2,5 раз. Эта неравномерность напряжений и служит причиной возникновения трещин на внутренней стороне витков. Поэтому в вагонных конструкциях не следует применять спиральные пружины из круглой стали диаметром свыше 40 *мм* и для увеличения мощности лучше применять многорядные пружины.

Для приближенного подсчета напряжений волокон с внутренней стороны витка у спиральных пружин из круглой стали размеров, обычно применяющихся в вагонных конструкциях, можно в общепринятые формулы подсчета ввести поправочный коэфициент, величина которого на основании опытов А. Уол, сотрудника „Компании Вестингауза" в Питсбурге, может быть принята:

при $\frac{D}{d} = 3$ — $\mu = 1,6$;

$\frac{D}{d} = 4$ — $\mu = 1,4$;

$\frac{D}{d} = 5$ — $\mu = 1,3$;

$\frac{D}{d} = 6$ — $\mu = 1,25$;

где:

D—средний диаметр витка пружины,

d—диаметр стали,

μ—поправочный коэфициент.

НТБ ДНУЖТ

вести нагрев всего прутка до температуры более высокой, чем первичный нагрев. Благодаря неравномерности сечения прутов стали с оттянутыми концами термическая обработка спиральных пружин очень трудна и требует большого опыта и навыка у рессорщика. В этом и заключается вся трудность изготовления спиральных пружин. Поэтому на практике весьма часто получаются либо вредные для прочности пружин последствия первичного нагрева, либо еще более вредный пережог концов стали. Чтобы несколько парализовать эти вредные последствия, целесообразно уменьшать расстояние между первым и вторым завитками настолько, чтобы напряжение в начале второго завитка при полной осадке пружины было на 25—30% меньше, чем между остальными завитками.

Спиральные буферные и упряжные пружины, которые могут подвергаться действию сил, значительно превосходящих расчетную нагрузку, должны рассчитываться на полную осадку, при чем напряжения в них при полной осадке не следует допускать выше 60 *кг/мм*^{2}. Для более долговечной службы таких пружин, если они часто подвергаются действию сил, значительно превосходящих расчетную нагрузку, целесообразно понизить напряжение при полном сжатии до 55 *кг/мм*^{2}.

На практике часто увеличивают фабричную стрелу рессор, чтобы обеспечить некоторый запас на случай просадки. Для листовых рессор увеличение фабричной стрелы не влечет за собой вредных последствий для работы рессоры и может применяться безнаказанно, поскольку в этом встречается необходимость. Для спиральных пружин увеличение фабричной стрелы связано с увеличением напряжений при полной осадке и поэтому вообще не должно допускаться, особенно для пружин буферных и упряжных. Для этих пружин ошибку в фабричной стреле прогиба лучше допускать в сторону уменьшения, чем увеличения.

На основании хороших результатов практики можно установить следующие пределы между диаметром прутка стали d, диаметром D между центрами завитков и фабричной высотой H: диаметр пружины D должен быть не менее 4 d и не более 8 d; высота H—не менее D и не более 2 D.

На чертеже каждой рессоры должен быть приведен так называемый паспорт ее, в котором должны быть указаны: сечение стали, хорда для листовых рессор или диаметр между центрами завитков для спиральных пружин, фабричная высота, гибкость и нагрузка при полном сжатии. Затем должны быть указаны расчетная статическая нагрузка, промежуточная нагрузка между статической и при предельном сжатии, а также нагрузка при предельном сжатии, на которые рессора должна испытываться; для каждой из этих нагрузок должен быть указан прогиб и стрела рессоры. Данные эти служат для проверки рессоры при испытании и должны приводиться в виде таблицы.

НТБ ДНУЖТ

12. Гибкость рессорного подвешивания

Если вес вагона передается от рамы на оси через одну систему рессор, то это называется одинарным подвешиванием. Такое подвешивание применяется в товарных и багажных вагонах; в пассажирских же вагонах оно встречается редко, так как при таком подвешивании ход вагона очень жесткий.

Из выражения для вертикального ускорения кузова (см. § 4):

$$u = g\frac{\xi}{f} = \frac{g\xi}{f^1 Q}, \text{ где } f^1 = \frac{f}{Q} \text{ — гибкость рессоры,}$$

видно, что на уменьшение вертикальных ускорений кузова влияет увеличение гибкости рессоры и увеличение веса вагона. Поэтому у товарных груженных вагонов малая гибкость рессор компенсируется тяжеловесностью вагонов. В пассажирских вагонах последнее обстоятельство не может иметь решающего значения, а потому увеличение мягкости хода должно достигаться повышением прогиба рессор.

Для увеличения прогиба рессор применяется двойное и тройное подвешивание. Как выше было описано, двойное подвешивание у двух- и трехосных вагонов достигается путем сочетания листовых рессор со спиральными пружинами (фиг. 82 и 84); кроме того вместо одинарных буксовых рессор ставятся двухрядные или трехрядные. В этом случае общий прогиб рессорной системы равен сумме прогибов буксовых рессор и спиральных пружин.

У вагонов тележечных двойное и тройное подвешивание осуществляется сочетанием эллиптических, буксовых и спиральных рессор.

Предыдущие рассуждения относительно расчета и проектирования рессор базировались исключительно на вертикальных давлениях, воспринимаемых рессорами, и велись в направлении уменьшения вертикальных ускорений, передаваемых на кузов. Однако кузов вагона при движении испытывает поперечные колебания, вызываемые горизонтальными ускорениями, о которых было сказано выше. Чем мягче рессоры, тем поперечные колебания кузова больше и тем сильнее сказывается на устойчивости хода вагона влияние извилин пути и разности в поверхностях обоих рельс. Поэтому прогиб рессор под вагоном хотя и должен быть по возможности большим для уменьшения вертикальных ускорений кузова, но требование поперечной устойчивости ограничивает эту величину известными рамками.

Мерою поперечной устойчивости вагона, как сказано в гл. 1, служит отношение:

$$\frac{\Omega}{Ph},$$

где Ω — момент поперечного сопротивления рессор,

P — вес кузова,

h — высота центра тяжести кузова над рессорами.

НТБ ДНУЖТ

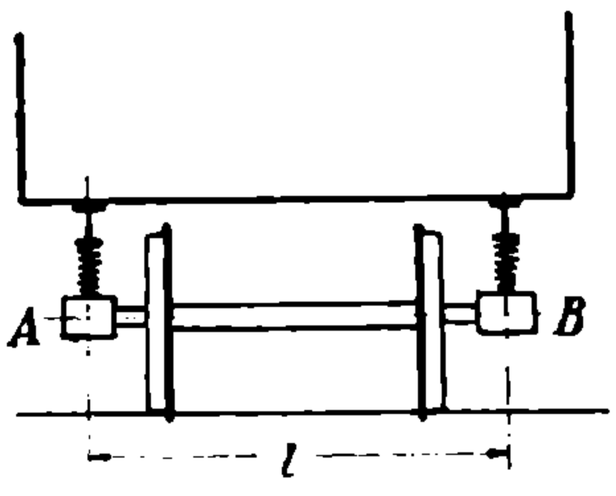
Для подвесных одинарных рессор при расстоянии между их серединами l (фиг. 100) и коэфициенте рессор K, при таком наклоне кузова, при котором прогиб рессор с одной стороны уменьшится, а с другой увеличится на 1 *см*, нажатие рессор на кузов у A увеличится на $Q = K$, а у B уменьшится на столько же. Плечо каждой из этих сил равно $\frac{l}{2}$; поэтому момент:

$$\Omega = 2\frac{Kl}{2} = Kl.$$

Величина поперечной устойчивости, как установлено наблюдениями Нольтейна, должна быть для трехосных вагонов:

$$\frac{\Omega}{Ph} \leqq 0{,}04, \text{ или } \frac{Kl}{Ph} \leqq 0{,}04.$$

Таким образом необходимость повышения поперечной устойчивости кузова, т. е. ограничение поперечных качаний, требует повышения коэфициента рессоры, иначе сказать—повышения жесткости рессоры. Это требование совершенно противоположно тому, которое вытекает из условия смягчения вертикальных толчков, причиняемых неровностями пути



Фиг. 100.

Для согласования обоих этих требований Нольтейном предложено так конструировать рессорные подвески, чтобы было возможно регулировать гибкость рессор соответственно поперечным колебаниям кузова.

Так, например, для одинарных рессор он рекомендует устраивать подвески в виде стремян, охватывающих особые крючья (фиг. 81). При передаче в горизонтальной плоскости усилия от рессоры на кузов через стремя и крюк рессорный валик принимает наклонное положение, и рессора, несколько перекручиваясь (как указано пунктиром), умеряет тем самым передаваемое усилие.

В случае применения листовых рессор в сочетании с очень гибкими спиральными пружинами делают высоту спиральных пружин такой, чтобы пружина выключалась, когда кузов получит колебания определенной величины. Для возможности выключения винтовая нарезка на болте подвески (фиг. 82) распространена на всю длину болта, при чем на болте внутри спиральной рессоры A имеется гайка с контргайкой, которые так устанавливаются, что при определенном прогибе спиральной рессоры гайка упирается в нижнюю часть державки B, устраняя тем возможность дальнейшего прогиба спиральной рессоры.

Вместо такого приспособления можно спиральным рессорам давать такую фабричную высоту, чтобы они после известного прогиба садились до отказа. Такая конструкция пружин имеется у тележек вагонов бывш. Международного о-ва. Эту конструкцию однако рекомендовать

НТБ ДНУЖТ

нельзя, так как при больших скоростях можно иметь одновременно и значительные колебания кузова в поперечном направлении и жесткие толчки.

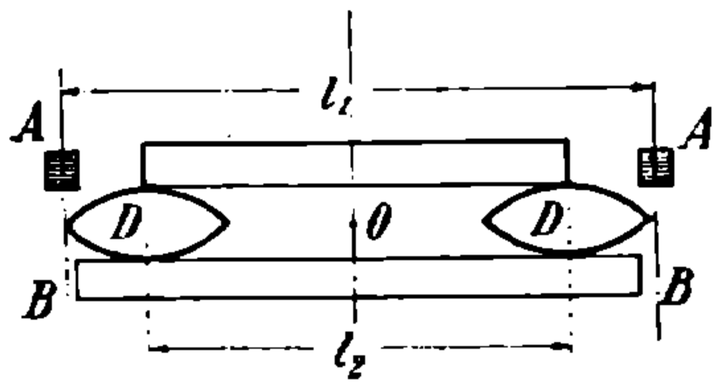
Выражение меры поперечной устойчивости $\frac{\Omega}{Ph}$ для тележечных вагонов может быть представлено следующим образом (фиг 101).

Пусть l_1 — поперечное расстояние между рессорами A, поддерживающими раму тележки,

l_2 — расстояние между срединами люлечных рессор D,

K_1 — коэфициент первых рессор A,

K_2 — коэфициент вторых рессор D.



Фиг. 101.

При наклоне кузова, при котором прогиб одной рессоры увеличится на 1 *см*, а другой — уменьшится на столько же, нажатие одной рессоры D увеличится на K_2, а другой—уменьшится на K_2. Плечо каждой из этих двух сил относительно срединной точки O равно $\frac{l_2}{2}$; следовательно, момент их будет:

$$2K_2\frac{l_2}{2}=K_2l_2.$$

Эти рессоры могут быть заменены другими, расположенными на расстоянии l_1 одна от другой, при соблюдении условия:

$$K_2l_2 = K_2^1l_1,$$

откуда

$$K_2^1=K_2\frac{l_2}{l_1}$$

В таком случае мы можем рассматривать рессоры D как находящиеся в одной плоскости с рессорами A; следовательно, с каждой стороны будет как бы две рессоры, лежащие одна над другой в вертикальной плоскости. Две такие рессоры могут быть рассматриваемы как одна рессора, коэфициент которой составляется из коэфициентов K_1 и K_2^1двух рессор, а прогиб f равняется сумме прогибов f_1+f_2 обеих рессор.

Если допустить, что груз Q, вызывающий суммарный прогиб f рессор, распределяется поровну на рессоры, то с правой и левой сторон тележки.

$$K_1f_1 = K_2^1f_2 = \frac{Q}{2},$$

откуда

$$\frac{f_1}{f_2}=\frac{K_2^1}{K_1},\text{ или }\frac{f_1+f_2}{f_2}=\frac{K_1+K_2^1}{K_1};$$

НТБ ДНУЖТ

$f_1 + f_2$ представляют суммарный прогиб рессор под грузом Q. Если бы вместо двойного подвешивания было одинарное, дающее такой же прогиб, то коэфициент рессоры

$$K = \frac{Q}{f_1 \quad f_2}, \text{ откуда } f_1 + f_2 = \frac{Q}{K}.$$

Подставляя это значение $f_1 + f_2$ в предыдущее равенство и заменяя f_2 равным ему $\frac{\frac{1}{2}Q}{K^1_2}$, получим:

$$\frac{Q}{K} : \frac{\frac{1}{2}Q}{K^1_2} = (K_1 + K_2^1) : K_1;$$

откуда

$$K = \frac{2K_1K_2^1}{K_1 + K_2^1} = \frac{2K_1K_2\frac{l_2}{l_1}}{K_1 + K_2\frac{l_2}{l_1}} = \frac{2K_1K_2l_2}{K_1l_1 + K_2l_2}.$$

Таким образом для тележечного вагона мера поперечной устойчивости будет:

$$\frac{\Omega}{Ph} = \frac{Kl_1}{Ph} = \frac{l_1l_2}{Ph} \cdot \frac{2K_1K_2}{K_1l_1 + K_2l_2},$$

где P — вес кузова, приходящийся на каждую тележку, и h — высота центра тяжести кузова над рессорами D.

Для тележечных вагонов, по наблюдениям Нольтейна, следует брать:

$$\frac{\Omega}{Ph} \geqq 0{,}06.$$

Из сравнения тележечных вагонов с различной степенью гибкости рессор установлено, что вагоны с большой гибкостью рессор обычно недостаточно устойчивы в отношении поперечных колебаний. Так например вагоны Западной Европы с тройной подвеской при общем прогибе рессор около 250 *мм* имеют очень мягкий ход, но такую большую неустойчивость в отношении поперечных колебаний, что при значительной скорости хода поезда пройти по коридору вагона довольно затруднительно. То же наблюдается и в наших вагонах на тележках тройного подвешивания (бывш. Международного о-ва) с шарнирными рессорами. В вагонах же на тележках Пульмана с рессорами Клиффа и Брауна, при общем прогибе рессор около 150 *мм*, наоборот, ход недостаточно мягкий, но зато значительная поперечная устойчивость. Особенно отличаются поперечной устойчивостью вагоны с жесткими рессорами Брауна.

Если обозначить через:

P — вес вагона,

V — скорость движения его в секунду,

R — радиус закругления,

НТБ ДНУЖТ

то при проходе закругления на вагон будет действовать центробежная сила:

$$T = \frac{PV^2}{gR} = \frac{P\omega^2 R}{g},$$

приложенная в центре тяжести вагона. Эта сила будет стремиться опрокинуть вагон на колесах внешнего рельса закругления и, следовательно, будет разгружать рессоры со стороны внутреннего рельса и нагружать с противоположной стороны. Под влиянием центробежной силы T, которая может суммироваться с силою ветра T_1, стрела рессоры со стороны внутреннего рельса будет возрастать, а со стороны внешнего — уменьшаться. В результате вагон будет получать крен на одну сторону. При очень гибком рессорном подвешивании крен может достигнуть значительной величины и вывести кузов вагона из габарита. Крен проявляется в виде более или менее длительного наклонения вагона в одну сторону и доставляет весьма неприятные ощущения для пассажиров, напоминающие момент спуска на лифте. Это весьма существенное обстоятельство также вынуждает жертвовать мягкостью хода и делать рессоры более жесткими, чтобы они меньше отзывались на добавочную нагрузку от центробежной силы. Если прогиб рессор под влиянием центробежной силы будет суммироваться с динамическим прогибом, вследствие неровностей пути, то общий прогиб рессор со стороны внешнего рельса может достигнуть такой величины, что некоторые рессоры, например эллиптические и спиральные, сядут до отказа или наступит жесткое соприкосновение частей рамы вагона с рамой тележки или с буксой. В таком случае, как было пояснено выше, может иметь место обезгруживание колес и сход вагона с рельс. Чтобы избежать этого опасного явления, необходимо проверять рессоры в предположении, что на вагон действует центробежная сила, способная опрокинуть его, и одновременно динамическая нагрузка, равная 25% от суммы статической нагрузки и вертикальной составляющей от горизонтального усилия. Под действием этих сил рессоры со стороны внешнего рельса не должны сесть до отказа, напряжение в листах рессор не должно превосходить допускаемого при испытаниях, и общий прогиб всех рессор не должен допустить возможности соприкосновения каких-либо частей рамы вагона с рамой тележки или с буксой.

В американской практике горизонтальную силу T для проверки безопасности рессор принято принимать равной 40% статической нагрузки: $T=0{,}40P$.

Резомируя сказанное, надо притти к выводу, что:

1. Жесткие рессоры дают вагону большие ускорения, вызывая этим тряску, шум и дребежжание всех частей, которые доставляют утомление пассажирам при продолжительном пребывании в вагоне, вызывают быстрое изнашивание и растрепывание ходовых частей и могут быть прямой причиной поломки их.

НТБ ДНУЖТ

2. Жесткие рессоры более опасны в смысле поломок их, вследствие перенапряжения стали под влиянием динамических нагрузок, чем рессоры гибкие.

3. Гибкие рессоры дают при больших скоростях качку и крен.

Примирить эти противоречия и найти ту максимально допустимую гибкость, которая обеспечивала бы спокойный ход и не давала большой беспокоящей пассажиров качки и крена,—задача, которая не может быть разрешена теоретически, без проверки качки и крена на опыте.

На основании практических данных можно принять следующие пределы гибкости для пассажирских вагонов, применительно к нашим условиям:

1. Для буксовых листовых рессор, считая суммарную гибкость рессор, расположенных над одной буксой, при тройном подвешивании — 10 — 12 *мм/т*, а при двойном и одинарном — 15 — 20 *мм/т*.

2. Для эллиптических рессор, считая весь комплект как одну рессору, при тройном подвешивании — 12 — 13 *мм/т*, а при двойном подвешивании — 12 — 15 *мм/т*.

3. Для спиральных одиночных рессор — 9 — 12 *мм/т*.

4. Для спиральных многорядных рессор, считая комплект как одну рессору, — 9 — 10 *мм/т*.

Вообще можно принимать суммарную гибкость всех рессор одной тележки четырехосного вагона (суммарный прогиб всех рессор под грузом, равным 1 *т*) от 10 до 12 *мм* и суммарную гибкость всех рессор одной оси двухосного вагона или крайних осей трехосного вагона — до 12 *мм*.

У товарных вагонов, у которых полезная нагрузка значительно превосходит собственный вес вагона, прогиб рессор в порожнем и груженном состояниях ограничивается пределами допускаемого возвышения буферов над головкою рельс. Это исключает возможность делать рессоры товарных вагонов достаточно гибкими, и для этих вагонов приходится мириться с постановкой жестких рессор, а потому у товарных вагонов боковой качки и крена, зависящих от рессор, на практике не наблюдается.

НТБ ДНУЖТ

ГЛАВА V

ВАГОННЫЕ ТЕЛЕЖКИ

1. Типы тележек и основные особенности конструкции их в зависимости от условий работы под вагонами

Вагонные тележки служат для передачи нагрузки от рамы вагона на оси. Каждая тележка состоит из следующих основных частей: рамы, буксового направления, рессорного подвешивания и опор для рамы кузова. В собранном виде на колесах тележка представляет самостоятельную единицу (без упряжных и буферных приборов). Для того чтобы вагон на тележках мог свободно вписываться в кривые, тележки должны иметь свободное перемещение относительно рамы кузова. Соединение их с рамою должно быть так выполнено, чтобы тележку можно было без затруднений отделить от рамы и выкатить из-под вагона для ремонта.

Обычная конструкция тележечных вагонов, применявшихся у нас и на заграничных дорогах, — это вагоны на двух тележках, расположенных по концам на равном расстоянии от средины рамы. Иногда у некоторых специальных вагонов взамен постановки трех осей один конец вагона ставится на тележку, а под другой — колесная пара с рессорным подвешиванием, как у обыкновенных двухосных вагонов. Такая комбинированная конструкция целесообразна у вагонов, у которых один конец более тяжело нагружен, чем другой. На некоторых дорогах в Германии и во Франции имеются вагоны, соединенные попарно, у которых под противоположными концами поставлены обычные тележки, а смежные концы обоих вагонов опираются на одну тележку. Таким образом на каждый вагон приходится по три оси; такая конструкция целесообразна для вагонов небольшого веса, обращающихся с большими скоростями, у которых при двух тележках нельзя использовать допускаемые нагрузки на ось, чтобы сделать их в экономическом отношении более выгодными. Например, такая конструкция могла бы иметь применение под пригородными вагонами. Вагоны с тремя тележками не делаются в виду больших затруднений, связанных с устройством подвижных опор для средней тележки [1].

---

[1] На наших дорогах конструкция с тремя тележками применена только у одного тепловоза Гаккеля.

НТБ ДНУЖТ

Тележки в зависимости от условий работы вагона бывают различной конструкции и отличаются одна от другой числом осей и устройством рессорного подвешивания.

По числу осей тележки бывают двух-, трех- и многоосные.

Число осей у тележки находится в зависимости от допускаемой по условиям прочности пути нагрузки на ось. На наших дорогах наибольшая допускаемая нагрузка на ось для товарных вагонов равна 18 *m*, а для пассажирских вагонов—14 *m*. Следовательно, при двухосных тележках наибольший вес вагона-брутто может быть допущен: товарного вагона—72 *m* и пассажирского—56 *m*. При большем весе вагона-брутто необходимо увеличивать число осей. На дорогах САСШ и Канады, начиная с 1916 г., все пассажирские вагоны строятся на трехосных тележках; у нас трехосные тележки имеются только под некоторыми специальными вагонами, а также под некоторыми вагонами Сев.-Кавказских жел. дорог.

Многоосные тележки применяются только для специальных вагонов, служащих для перевозки очень тяжелых предметов, например: трансформаторов, мостовых ферм, крупных частей оборудования заводов и т. п. Многоосные тележки бывают с четырьмя, пятью и более осями.

По устройству рессорного подвешивания все существующие тележки можно свести к трем основным типам:

1. Тележки одинарного подвешивания, т. е. с одной системою рессор, передающих нагрузку от веса кузова непосредственно на оси или через раму тележки.

2. Тележки двойного подвешивания, т. е. с двумя системами рессор.

3. Тележки тройного подвешивания—с тремя системами рессор.

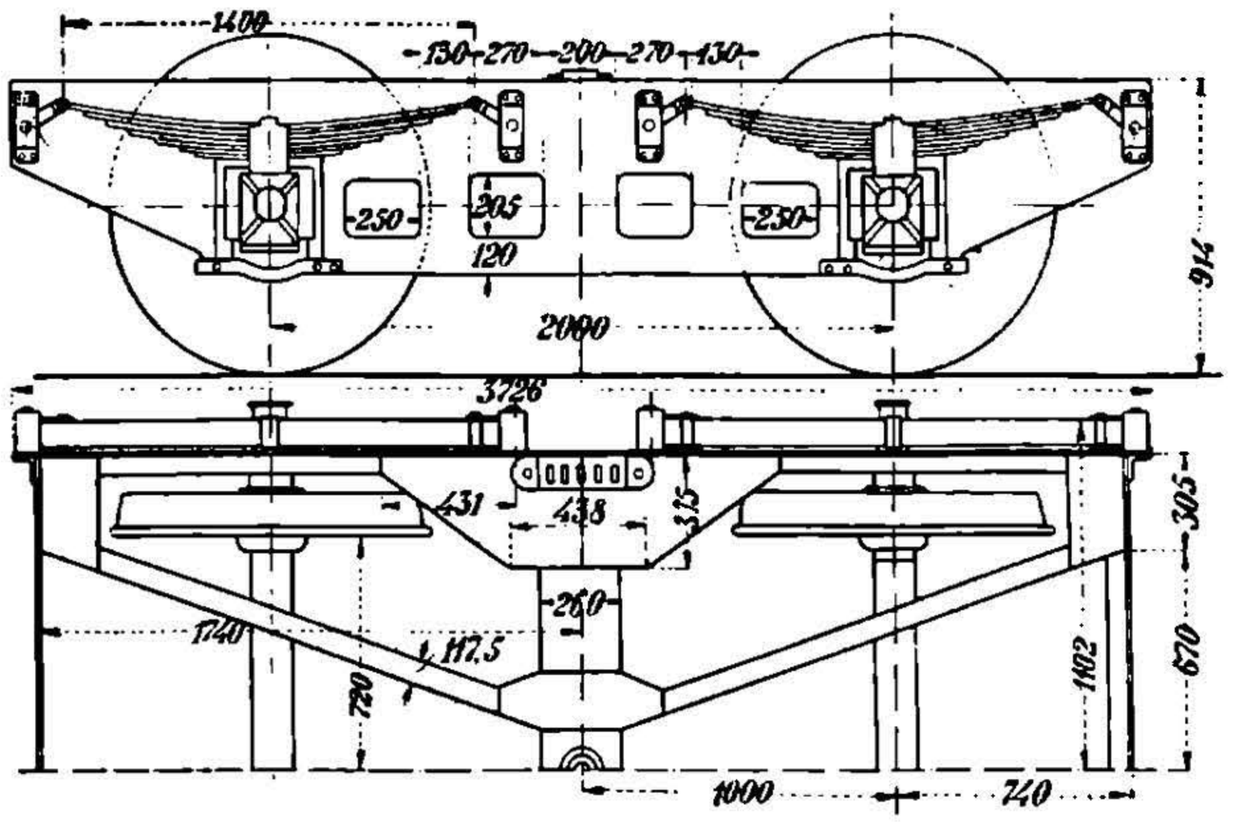
Каждый из этих трех типов тележек имеет свои положительные стороны и применяется на практике в тех случаях, когда конструкция рессорного подвешивания соответствует условиям работы вагона.

Тип первый. Тележки с одинарной системой подвешивания пригодны только для вагонов, работающих с умеренными скоростями. По преимуществу это—тип тележки товарного вагона. Применение этого типа тележек для вагонов, обращающихся в пассажирских поездах, целесообразно только в том случае, когда скорости движения поезда не велики (не свыше 60 *км* в час) и когда плавность хода имеет второстепенное значение, как, например, для багажных вагонов.

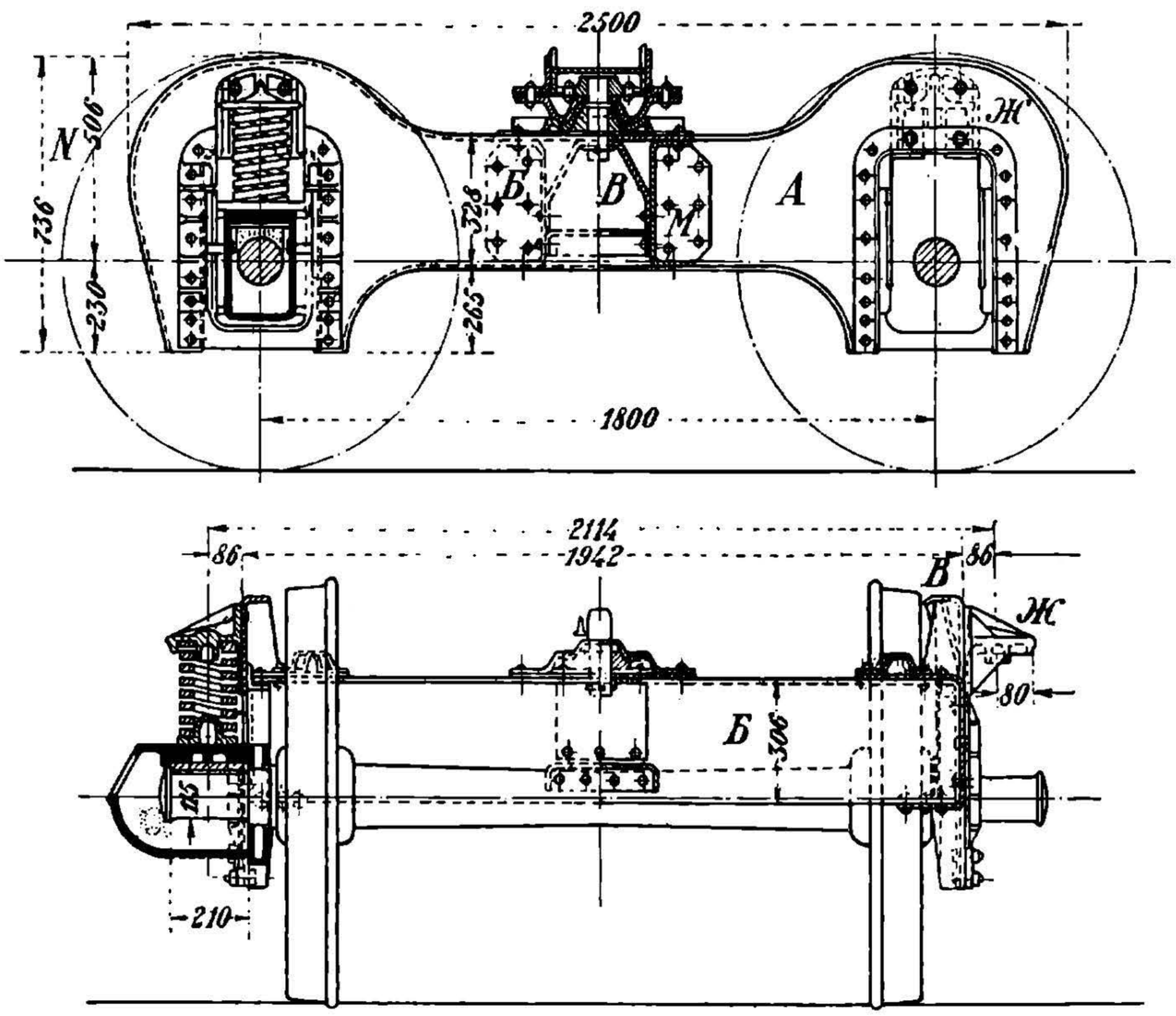
На наших дорогах имеются тележки первого типа, с одинарным подвешиванием рессор, изображенные на фиг. 102 и 104. Тележка фиг. 102, называемая *упрощенным* или *сибирским* типом, имеет листовые рессоры, через которые нагрузка передается от рамы тележки на буксы. Эта тележка применялась раньше под пассажирскими вагонами и преимущественно под багажными вагонами.

НТБ ДНУЖТ

На фиг. 103 изображена тележка товарных вагонов *Фокс-Арбеля*; у этой тележки нагрузка от рамы на буксы передается через спиральные пружины. На фиг. 104 изображена американская тележка, называемая тележкой *Даймонд*. Это наиболее распространенный тип тележки для товарных вагонов. Тележка Даймона существенно отличается от предыдущих конструкций: у нее боковые балки рамы жестко скреплены с буксами, и нагрузка от кузова на тележку передается через спиральные пружины, помещенные



Фиг. 102.

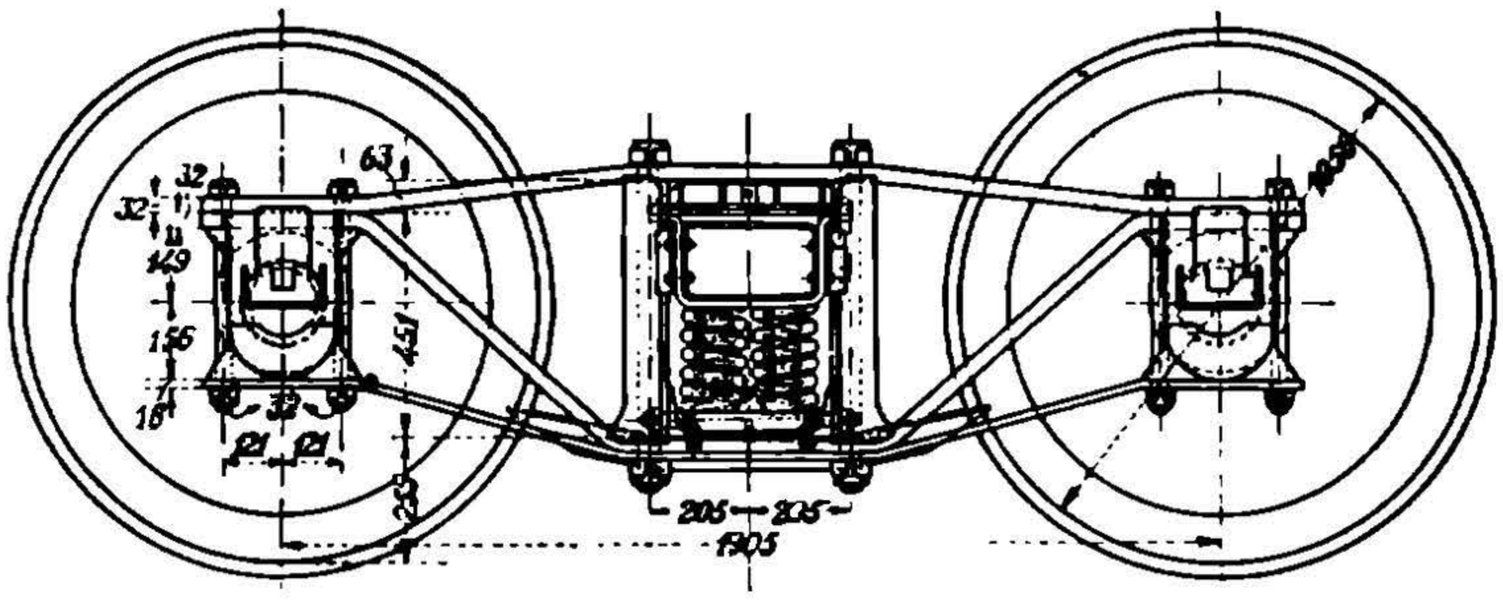


Фиг. 103.

между двумя поперечными брусьями, из которых нижний (подрессорный брус) составляет поперечное скрепление боковых балок

НТБ ДНУЖТ

рамы, а верхний (надрессорный брус) имеет свободное вертикальное перемещение в пазах боковых рам. В тележках Даймонда и Фокс-Арбеля поставлены спиральные пружины вместо листовых с тем, чтобы уменьшить вес их.



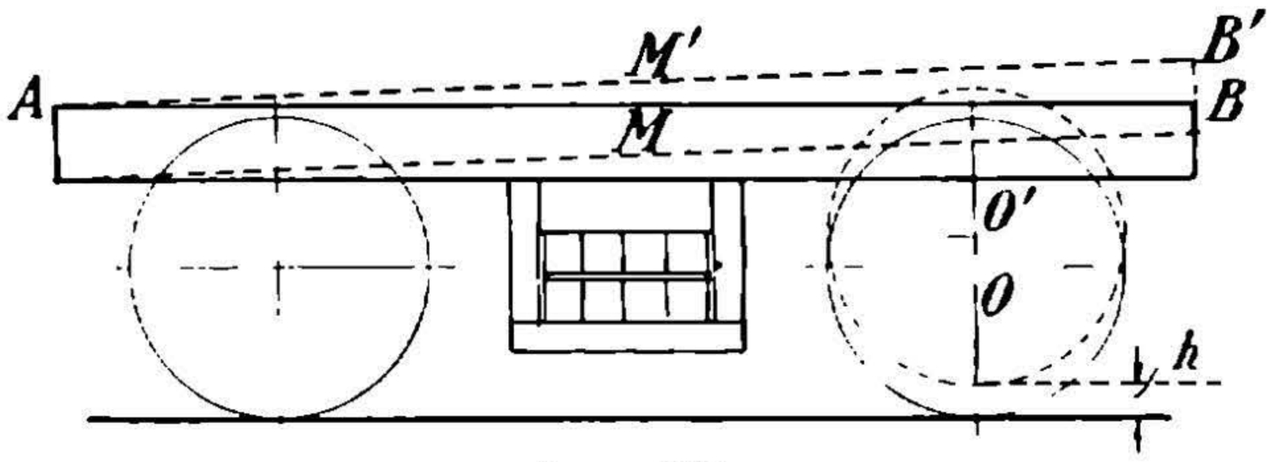
Фиг. 104.

Положительные стороны тележек первого типа:

1) простота конструкции, благодаря которой постройка такой тележки стоит дешевле; она имеет меньше изнашиваемых частей, вследствие чего эксплоатация и ремонт ее обходятся дешевле;

2) вес тележек при одинаковой прочности значительно меньше, чем тележек второго и третьего типов;

3) облегчается соблюдение пределов возвышения буферов над головкою рельс в порожнем и груженном состояниях, когда вес груза значительно превосходит собственный вес вагона.



Фиг. 105.

Тип второй. Тележки с двойной системой подвешивания применяются только для вагонов, обращающихся в пассажирских поездах с большими скоростями. У этих тележек одна система рессор передает нагрузку от рамы вагона на раму тележки и вторая — нагрузку от рамы тележки на буксы. Первая система помещается в средней части тележки между двумя поперечными брусьями.

Предположим, что тележка (фиг. 105) находится в движении и колеса ее передней оси проходят через стык рельс. При проходе стыка колесо должно будет приподняться на некоторую величину h, и, следовательно, рама тележки из положения AB переместится в положение AB_1, и точка M опоры кузова на раме тележки переместится в M_1. Если бы не было второй системы рессор, то MM_1 было бы равно $\frac{h}{2}$. Вторая система рессор уменьшает величину MM_1, но в виду необходимости ограничивать гибкость рессор, во избежание крена и боковой качки, сделать $MM_1 = 0$ нельзя. Вследствие этого при проходе стыков и пучин

НТБ ДНУЖТ

концы рамы тележек поочередно будут возвышаться; при больших скоростях эти перемещения следуют быстро друг за другом, и тележка, как говорится, начинает галопировать. Вследствие этого опоры кузова на тележках будут получать ускорения, которые вызовут сотрясения его. Для поглощения этих ускорений ставятся рессоры в средней части тележки. Чтобы устранить жесткую передачу кузову боковых толчков от ударов гребней колес о рельсы, подрессорный брус не скрепляется жестко с рамой тележки, как это сделано у тележек Даймонда, а подвешивается на подвесках, которые позволяют ему перемещаться поперек тележки. Такое подвешивание подрессорного бруса называется люлькой. При наличии люльки удары гребней колес о рельсы воспринимаются главным образом тележкой, и так как масса тележки не велика по сравнению с массой вагона, то сила удара получается меньше. Благодаря этому люлька не только смягчает передачу боковых ударов кузову, но и уменьшает силу этого удара во столько раз, во сколько масса всего вагона больше массы тележек, т. е. $\frac{P}{2}:p$, где P — тара вагона, а p — тара тележки. Это обстоятельство значительно облегчает прохождение вагона с люлечным подвешиванием через закругления при больших скоростях и делает движение такого вагона более безопасным. Совокупность двух систем рессор и люльки составляет, как принято называть, двойное подвешивание.

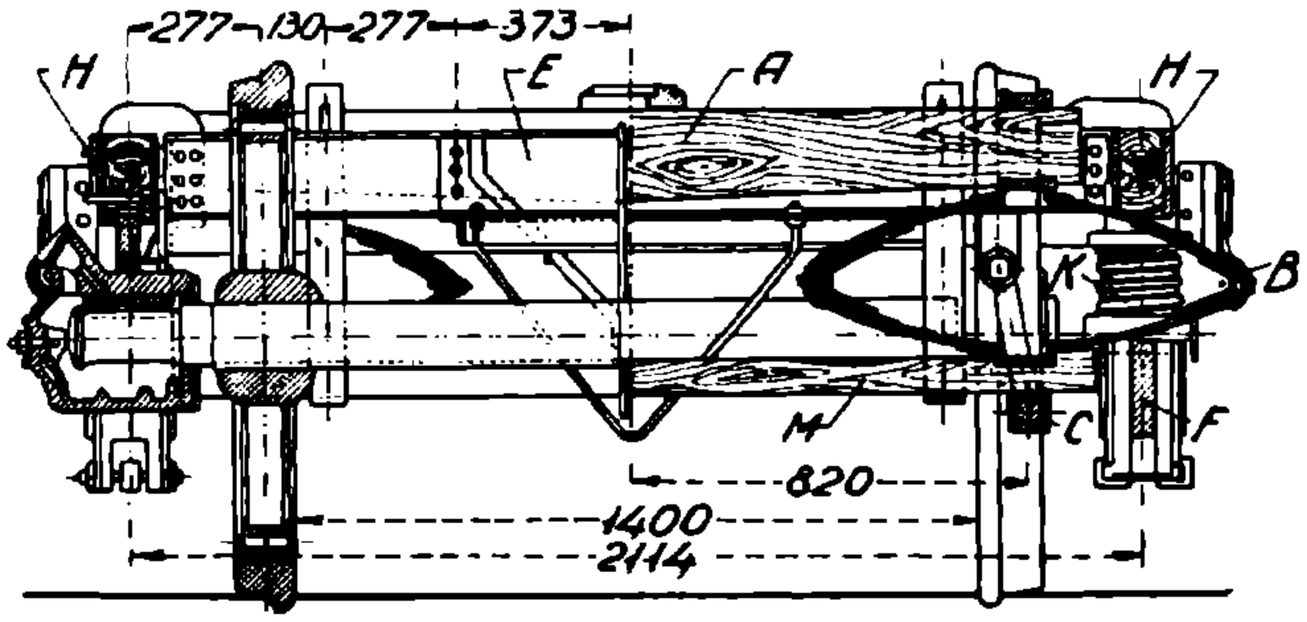
Наиболее распространенными типами тележек с двойным подвешиванием на наших дорогах являются *тележка Пульмана* (фиг. 106) и *тележка Фетте* (фиг. 107). У обеих этих тележек первая система эллиптических рессор помещена в люльке; вторая система спиральных пружин установлена не между буксой и рамой, как у тележек Фокс-Арбеля, а между балкой, опирающейся на буксу (называемой балансиром), и рамой тележки. Вместо буксовых листовых рессор у обеих тележек поставлены спиральные пружины на балансирах с целью центральной передачи нагрузки от рамы тележки на буксу. Это является отличительной особенностью этих тележек и в то же время весьма существенным преимуществом их, благодаря которому эти тележки, несмотря на их недостатки, получили весьма широкое распространение, особенно тележки Пульмана. Существенные недостатки этого типа тележек следующие.

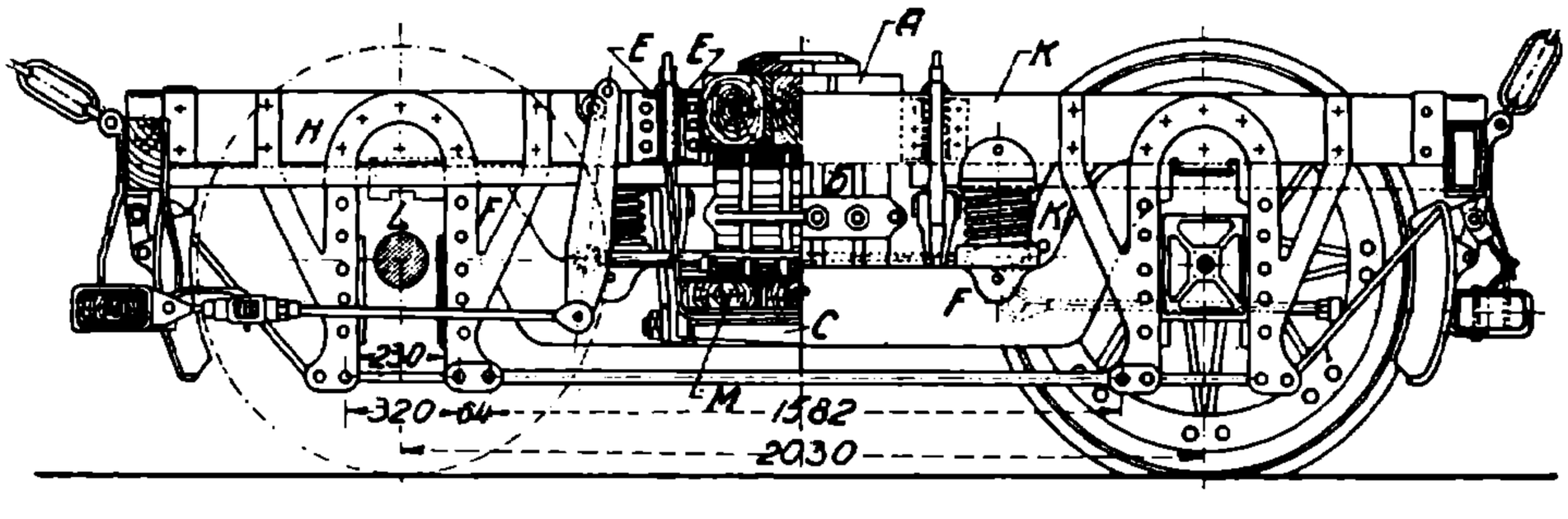
1. Большая высота (1 000 *мм*) от головки рельса до опорной плоскости верхнего пятника, вследствие чего для соблюдения установленного возвышения буферов над головкою рельс приходится: а) уменьшать высоту шкворневой балки рамы и допускать в ней большие напряжения и б) располагать буфера ниже нейтральной оси продольных швеллеров рамы и мириться с большими изгибающими усилиями, которым подвергаются свешивающиеся части рамы при буферных ударах. Поэтому у всех вагонов на тележках Пульмана

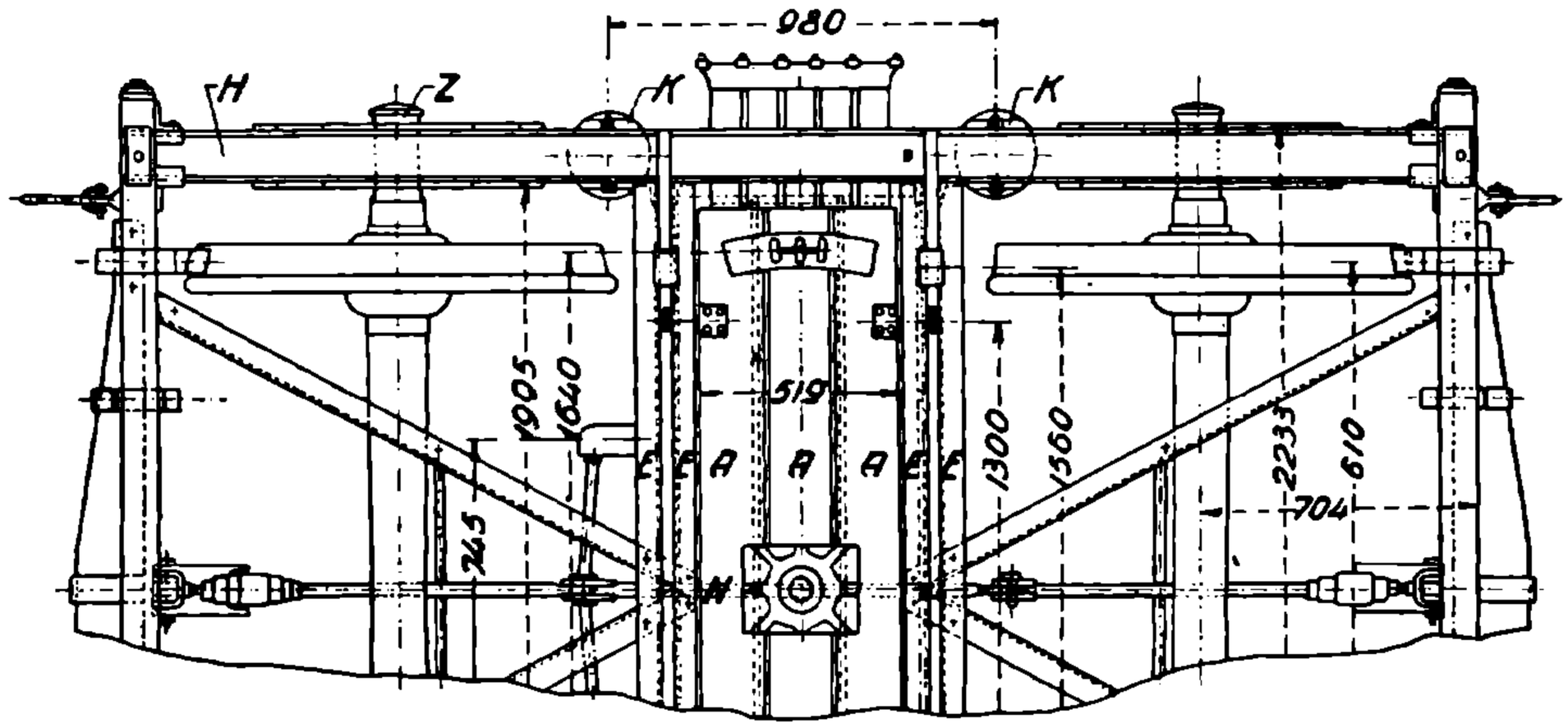
НТБ ДНУЖТ

и Фетте с течением времени наблюдаются прогибы шкворневых балок, плотная посадка кузова на скользуны и прогибы свешивающихся частей боковых швеллеров.

2. Невозможность дать большие зазоры между балансирами и рамой тележки и между рамой тележки и рамой кузова. Необходимость ограничивать эти зазоры, чтобы не превзойти установленные пределы возвышения буферов, вынуждает иметь неослабное наблюдение за состоянием этих тележек в эксплоатации.







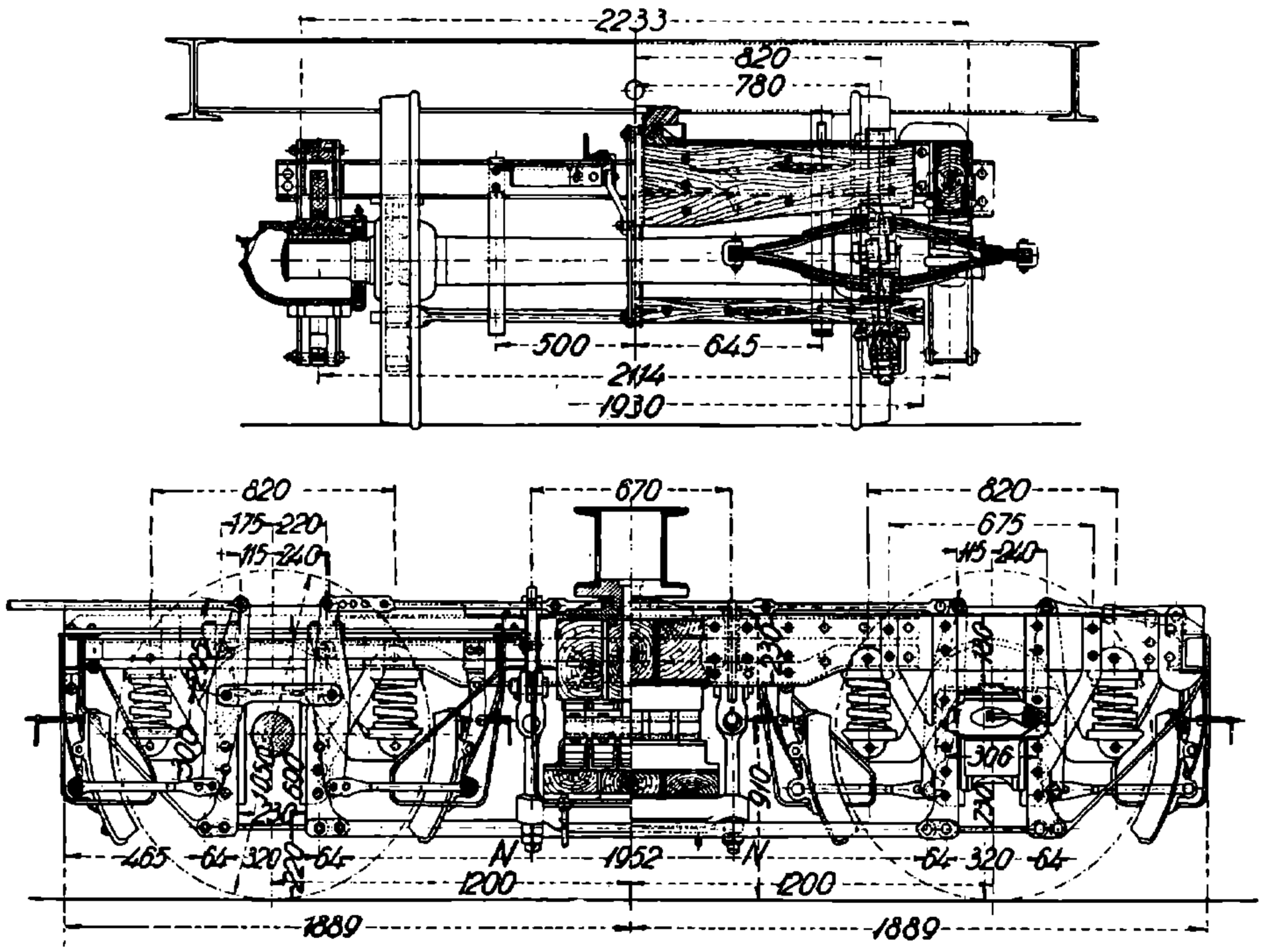
Фиг. 106.

3. Невозможность регулирования зазоров между рамой тележки и балансиром в случае просадки спиральных пружин и необходимость поднимать вагон для смены просевшей или сломавшейся пружины.

4. Наличие тяжелых балансиров, жестко соединенных с буксой и вызывающих поэтому значительные напряжения в шейке оси вследствие развивающихся динамических нагрузок при больших скоростях.

НТБ ДНУЖТ

Недостаточные зазоры между балансирами и рамой тележки и плотная посадка кузова на скользуны вследствие прогибов шкворневых балок могут быть прямой причиной схода вагонов с рельс вследствие обезгруживания оси от ударов балансира о раму тележки или вследствие заедания скользунов при проходе закруглений. В первое время появления вагонов на тележках Пульмана, пока не научились бороться с этими недостатками, случаи сходов с рельс были очень часты.



Фиг. 107.

Положительной стороной конструкции этих тележек, как было указано, является центральность передачи нагрузки от рамы тележки на буксы, благодаря которой упрощается и облегчается конструкция рамы и возможно нижнюю часть ее осуществить легко доступной для осмотра, смены тормозных колодок и регулирования ходовых частей.

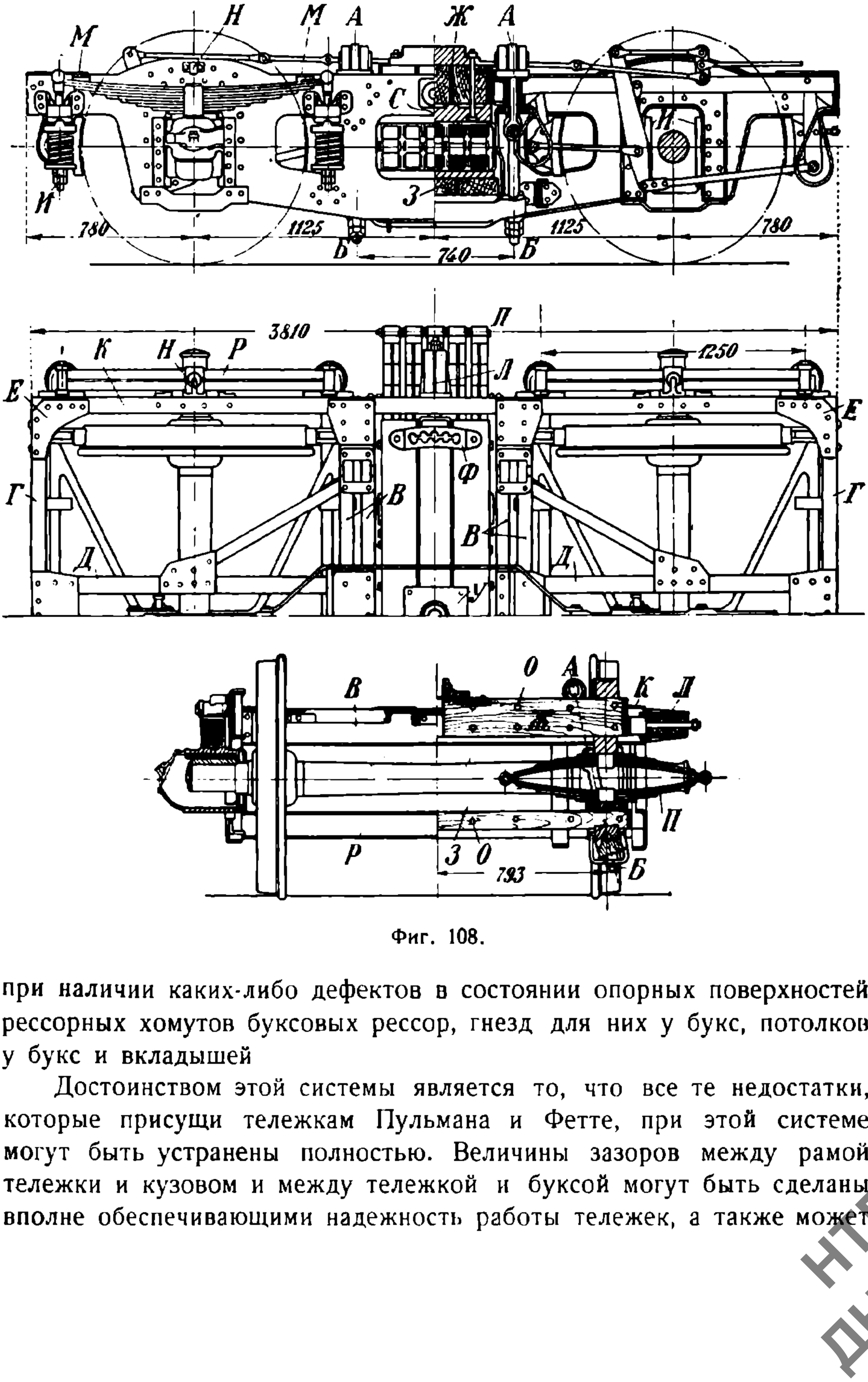
Тип третий. Тележки с тройным подвешиванием имеют люльку с рессорами для передачи нагрузки от кузова на раму, как и у тележек двойного подвешивания. Передача нагрузки от рамы на буксу производится при помощи буксовых листовых рессор и подвесных спиральных пружин.

Такие тележки применяются на наших дорогах под вагонами бывш. Международного о-ва и в прежнее время имели широкое распространение на Сев.-Кавказских, Рязано-Уральской, Юго-Восточных и Московско-Казанской дорогах. Конструкций таких тележек (фиг. 108)

НТБ ДНУЖТ

существует очень много, но принцип подвешивания рессор остается одинаковым.

Отрицательной стороной системы тройного подвешивания является эксцентричность передачи нагрузки от рамы тележки на буксу, вызывающая распирание рамы тележки и способствующая износу челюстей



Фиг. 108.

при наличии каких-либо дефектов в состоянии опорных поверхностей рессорных хомутов буксовых рессор, гнезд для них у букс, потолков у букс и вкладышей

Достоинством этой системы является то, что все те недостатки, которые присущи тележкам Пульмана и Фетте, при этой системе могут быть устранены полностью. Величины зазоров между рамой тележки и кузовом и между тележкой и буксой могут быть сделаны вполне обеспечивающими надежность работы тележек, а также может

НТБ ДНУЖТ

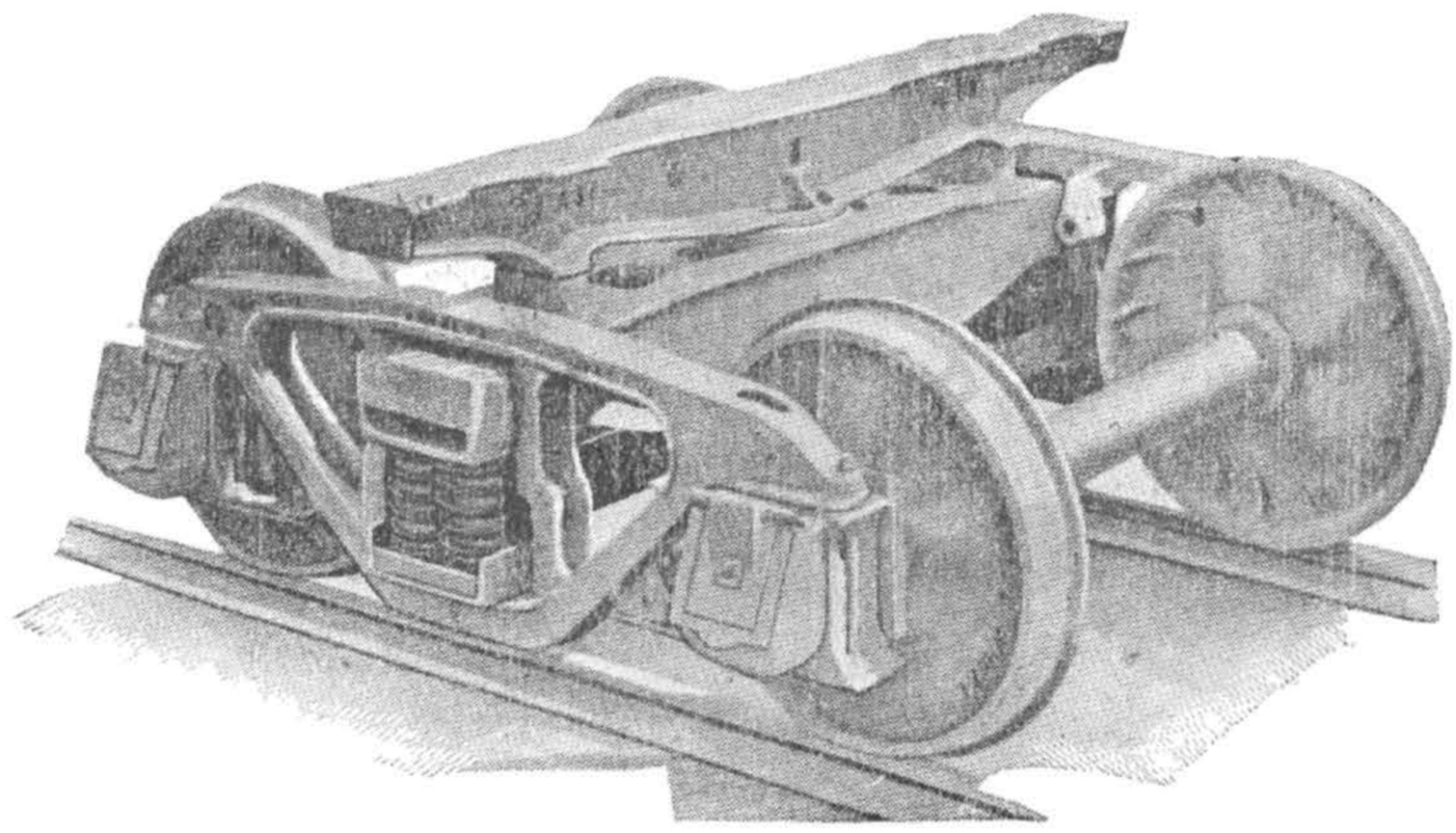
быть осуществлена возможность регулирования этих зазоров и высоты буферов над головкой рельс в достаточных пределах.

В этом и заключается главным образом преимущество этого подвешивания перед двойным.

Что же касается большой гибкости тройного подвешивания, то, в силу необходимости ограничивать ее для устранения крена и качки, это преимущество приобретает второстепенное значение.

2. Рама тележки

Устройство рамы тележки зависит от системы рессорного подвешивания и устройства тормоза, а также от производственных сообра-



Фиг. 109.

жений; поэтому у существующих тележек встречается большое разнообразие конструкций рам. Рама каждой тележки двойного и тройного подвешивания состоит из следующих частей (фиг. 106, 107 и 108):

1) боковых продольных балок, связывающих жестко оси между собой и служащих для передачи нагрузки на буксы;

2) средних поперечных балок, на которых подвешиваются люльки;

3) концевых поперечных балок, служащих для скрепления боковых балок между собой и для подвешивания тормоза;

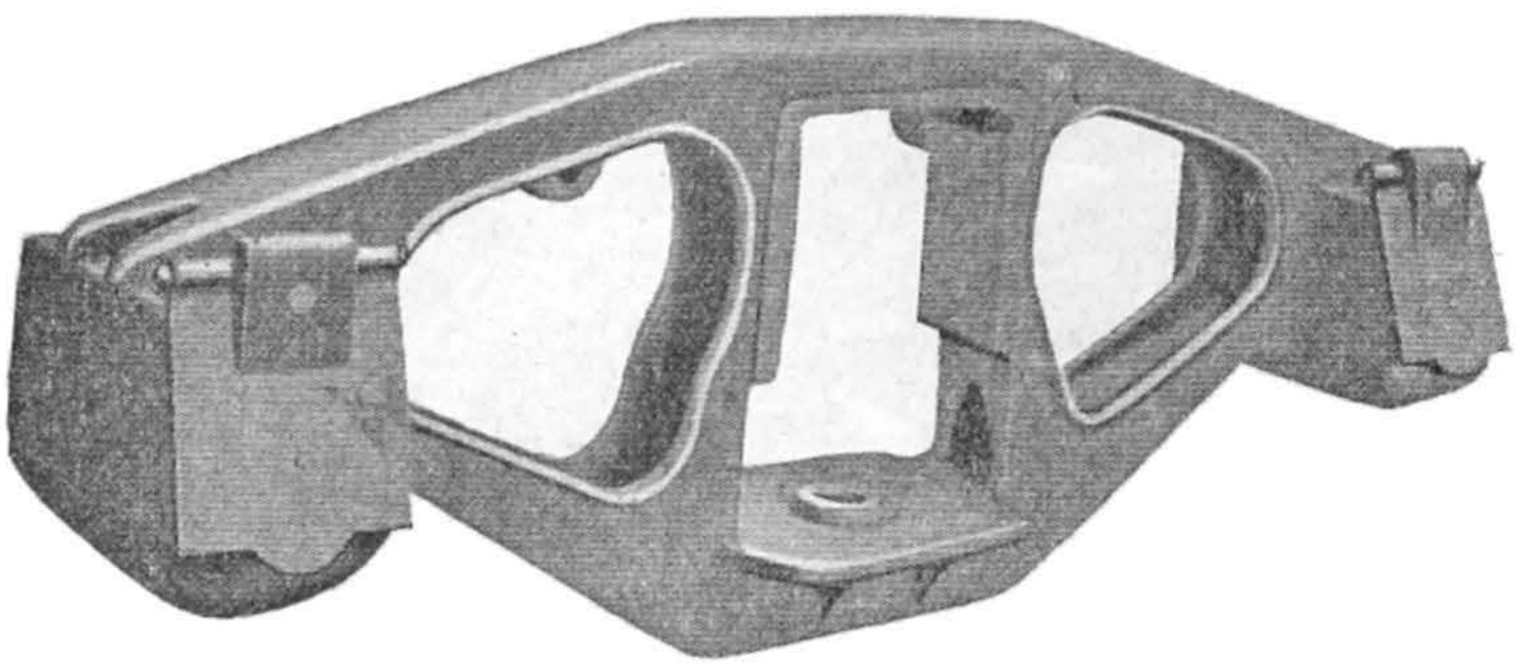
4) диагональных раскосов, служащих для придания жесткости рамы и устранения перекашивания;

5) надрессорного и подрессорного брусьев люльки.

Рама тележки Даймонд (фиг. 104) состоит из боковых продольных балок, подрессорного и надрессорного брусьев. В последние годы в Америке боковые продольные балки, подрессорные и надрессорные брусья вместе с пятниками и скользунами делаются цельными стальными литыми (фиг. 109), и тележка состоит из четырех частей: двух боковых балок, подрессорного и надрессорного брусьев. С целью упро-

НТБ ДНУЖТ

щения конструкции боковые продольные балки отливаются в Америке за одно целое с буксами (фиг. 110). Первоначальная конструкция тележек Даймонд, которая и по настоящее время весьма широко распространена (фиг. 104), имеет боковые балки, сделанные из железных полос прокатного железа прямоугольного сечения. Между верхним и средним поясами ставятся распорные колонки, которые одновременно служат направляющими (челюстями) для надрессорного бруса. В таком виде эти два пояса образуют ферму, несущую на себе всю нагрузку; нижний пояс служит для закрепления буксы. Нагрузка от веса вагона и груза передается на нижний пояс боковой балки, и благодаря этому боковые балки тележки находятся в устойчивом равновесии и не нуждаются в поперечных скреплениях для предупреждения перекашивания их. Эта тележка не нуждается также в скреплениях для предупреждения перекосов в горизонтальной плоскости, так как буксы у нее



Фиг. 110.

жестко связаны болтами с боковыми балками; для правильной работы тележки необходимо лишь, чтобы расстояние между центрами шеек с одной стороны точно соответствовало расстоянию между центрами шеек с другой.

Тележки Фокс-Арбеля и сибирского типа такими конструктивными преимуществами не обладают; конструкция рам тележек сибирскаго типа приближается к конструкции рамы тележек с тройным подвешиванием, и по существу отличие заключается только в отсутствии люлечного подвешивания.

Боковые балки у тележек двойного и тройного подвешивания делаются из листового котельного железа (фиг. 108), с вырезами для установки букс и челюстей и с окнами для люлечных рессор и для удобства осмотра. Для большей жесткости листы боковых балок армируются угольниками или делаются штампованными с отогнутыми вовнутрь или наружу полками.

У тележек Пульмана и Фетте продольные балки делаются из дубового дерева, армированного полосами листового железа. Такая комбинированная конструкция способствует поглощению шума от ударов колес о рельсы. Недостаток ее заключается в том, что все соединения рамы

НТБ ДНУЖТ

надо делать на болтах, которые с течением времени ослабевают; вследствие этого нарушается равномерное участие в воспринятии нагрузки деревянных и железных частей, ведущее к расстройству соединений рамы и образованию трещин преимущественно у более слабых деревянных частей.

Образование трещин наблюдается также довольно часто и у балок из листового котельного железа, особенно у штампованных балок; наиболее часто трещины появляются в углах буксовых вырезов и в нижнем поясе. Для устранения появления трещин не следует допускать напряжений в частях боковых балок выше 900 *кг/см*^{2}; кроме этого надо избегать закруглений малого радиуса и при штамповке балок производить таковую на прессу с одного нагрева и не допускать правки полок ударами кувалды. Буксовые вырезы в боковых рамах следует усиливать солидными накладками, обеспечивающими избыточную прочность рамы в этих местах.

Средние поперечные балки *В* и концевые *Г* (фиг. 108) обыкновенно делаются из прокатных балок коробчатого профиля или штампованными. Балки эти соединяются с боковыми балками помощью угольников и у железных конструкций скрепляются в углах косынками *Е*. Средние поперечные балки должны быть так рассчитаны, чтобы они под нагрузкой не давали прогибов, под влиянием которых боковые балки отклонялись бы от вертикального положения наружу. Распирание боковых балок тележки внаружу в результате прогиба средних поперечных балок весьма вредно отзывается на работе тележек и на износе челюстей, а потому, где возможно, всегда следует связывать между собой нижние пояса боковых балок помощью связей.

Также следует жестко связывать с поперечными балками места укрепления на боковых балках рессорных державок, чтобы уничтожить распирание боковых балок, вызываемое эксцентричной передачей нагрузки от рамы тележки на буксу.

Диагональные раскосы необходимы у всех тележек с концевыми поперечными брусьями, так как при помощи одних только угловых косынок нельзя обеспечить необходимую жесткость рамы в горизонтальной плоскости. Диагональные брусья у многих конструкций тележек служат для подвешивания рычажной передачи тормоза. Однако, в целях более конструктивной подвески тормозных рычагов, лучше поставить дополнительные продольные брусья *Д*, расположенные по средине тележки и паралелльно друг другу (фиг. 108). Обыкновенно диагональные брусья и продольные для подвески тормозов делаются из углового железа.

Надрессорные брусья *Ж* и подрессорные *З* (фиг. 108) делаются железными штампованными или составными из железных полос и дубовых брусьев, сболченных прочно в одно целое; последняя конструкция способствует смягчению шума от ударов колес о рельсы. Надрессорные

НТБ ДНУЖТ

брусья для облегчения веса целесообразно делать большого размера повысоте по средине, приближая очертание его к брусу равного сопротивления.

На надрессорном брусе укрепляются шкворневой пятник *У* и скользуны *Ф*. Для предупреждения плотной посадки кузова на скользуны надрессорный брус не должен давать значительных прогибов.

Скрепление частей рамы тележек для большей надежности лучше делать на заклепках, при чем все заклепки должны работать только на срез и в тех случаях, где могут появляться растягивающие усилия, необходимо добавочными скреплениями разгружать заклепки от растягивающих усилий. В тех же случаях, где для скреплений частей рамы и вообще всех частей, находящихся на тележке, необходимо ставить болты, следует ставить корончатые гайки или шайбы с отворотами, предупреждающими самопроизвольное отвинчивание гаек. Эти условия не всегда выполняются на практике и очень часто влекут за собой ослабление заклепок, расстройство болтовых скреплений и, как следствие этого, образование трещин в боковых рамах и поломки частей тележек.

3. Буксовые челюсти

Буксовые челюсти служат для направления буксы при игре рессор во время движения вагона. Буксовые челюсти *И* (фиг. 108) делаются чугунными и укрепляются к боковым балкам рамы на болтах, так как скрепление заклепками вследствие большой толщины склепываемых частей оказывается ненадежным и часто дает ослабление заклепок. У тележек Пульмана и Фетте (фиг. 106 и 107) челюсти устанавливаются между двумя лапами из полосового железа, укрепленными с наружной и внутренней сторон боковой балки рамы (фиг. 111). Длина буксовых челюстей должна быть значительно больше длины буксовых лиц, чтобы при крайних положениях буксы лица не выходили из челюстей.

Высота буксовых вырезов у боковых балок тележек (фиг. 102 и 108) должна обеспечивать достаточной величины зазоры между буксой и буксовой рамой, чтобы при самых неблагоприятных условиях боковая балка рамы не могла притти в соприкосновение с буксой, т. е. величина этого зазора должна быть не менее суммы прогибов буксовой рессоры (до выпрямления коренного листа) и спиральной подвесной пружины (до отказа).

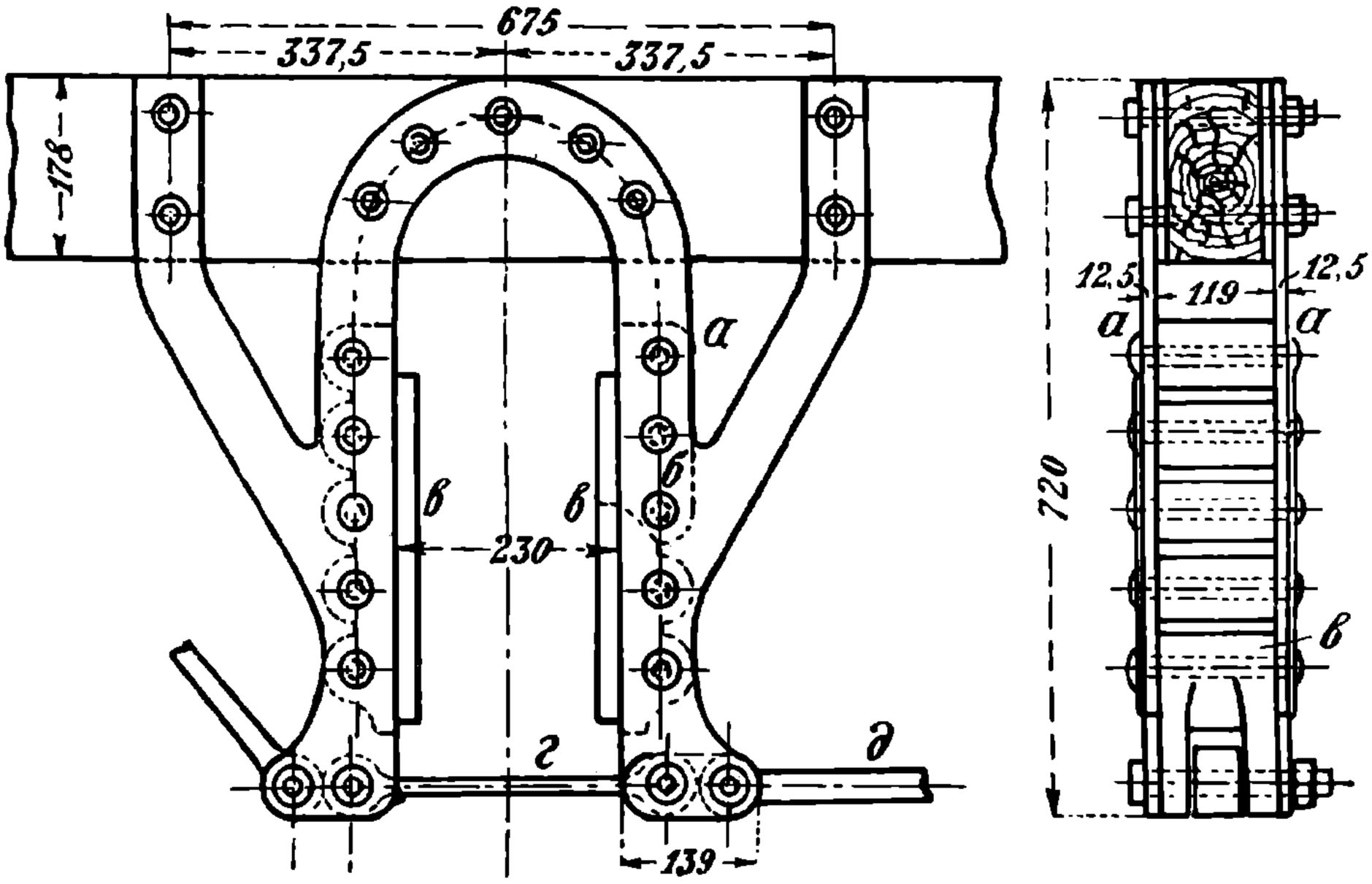
В нижней части буксового выреза челюсти должны быть скреплены между собою так называемой буксовой стрункой *г* (фиг. 111). Буксовая струнка ставится с целью разгрузить боковую балку рамы над буксовым вырезом от изгибающих усилий.

У тележек Пульмана и Фетте, кроме буксовой струнки, ставится еще длинные струнки для скрепления буксовых лап между собою и с концами боковых балок рамы.

НТБ ДНУЖТ

Буксовые челюсти и лица у букс для более долговечной службы их должны иметь достаточно большие поверхности соприкосновения, чтобы не происходило быстрое изнашивание их. Удовлетворительные результаты в смысле износа получаются на практике у тележек, имеющих ширину челюстей в 130 *мм*, длину пазов у букс в 300—350 *мм* и глубину пазов в 25—30 *мм*.

База тележек обыкновенно делается возможно малой для облегчения веса тележки (в пределах от 2000 до 2500 *мм*), и поэтому не требуется делать большие зазоры между челюстями и буксами для того,



Фиг. 111.

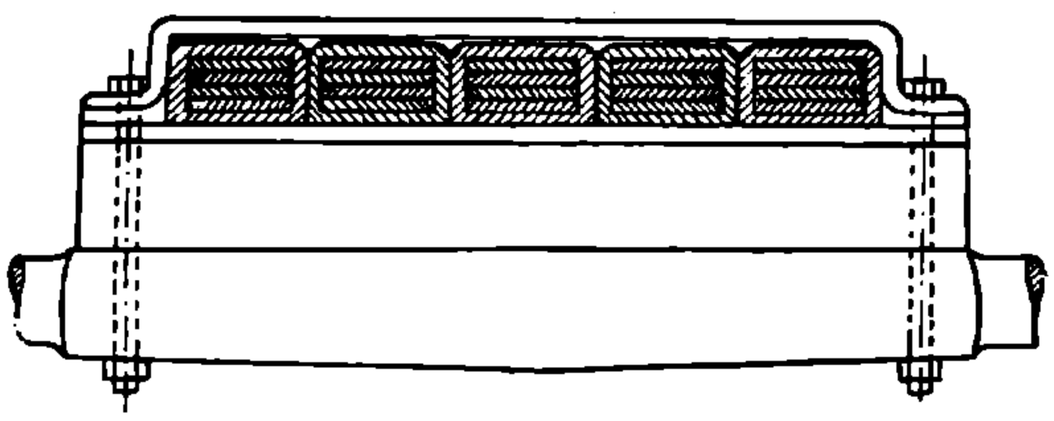
чтобы оси могли самоустанавливаться. Букса у тележек не связана рессорою с рамою, как, например, у двухосных вагонов, и поэтому во избежание хлябания и перекашивания буксы большие зазоры в челюстях недопустимы. У новых вагонов величина зазоров в сумме вдоль и поперек оси делается не более 3 *мм*.

4. Люлечное подвешивание

Люлька тележки состоит из двух брусьев—надрессорного и подрессорного (фиг. 108), между которыми располагаются эллиптические или спиральные рессоры. Надрессорный брус *Ж* обычно делается из трех дубовых балок с двумя железными прокладками в промежутках между ними; подрессорный брус *З* имеет такое же устройство. Балки, образующие надрессорные и подрессорные брусья, соединяются между собою горизонтальными болтами *О*, проходящими через них насквозь, при чем в надрессорном брусе, в виду его большей толщины, болты расположены в два ряда, а в подрессорном—в один ряд.

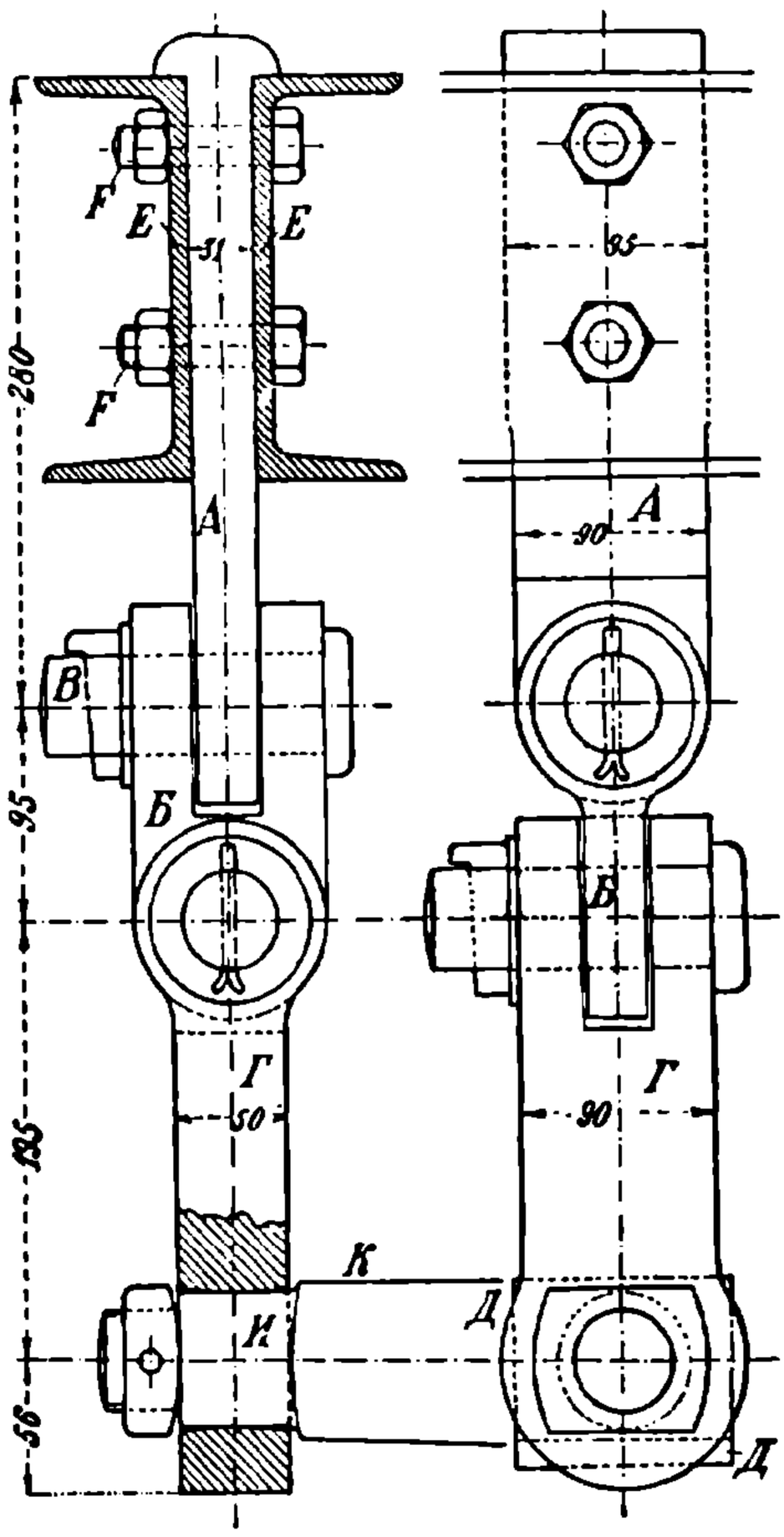
НТБ ДНУЖТ

Эллиптические рессоры *П*, состоящие из нескольких рядов, располагаются по обоим концам брусьев люльки; размеры эллиптических рессор определяют ширину надрессорных и подрессорных брусьев. Для укрепления рессор у верхних и нижних брусьев вблизи краев делаются зарубки, в которые закладываются стальные литые или железные подкладки, служащие ложем для хомутов эллиптических рессор. Кроме того нижние хомуты рессор охватываются железной полосою, прикрепленной болтами к подрессорному брусу (фиг. 112).



Фиг. 112.

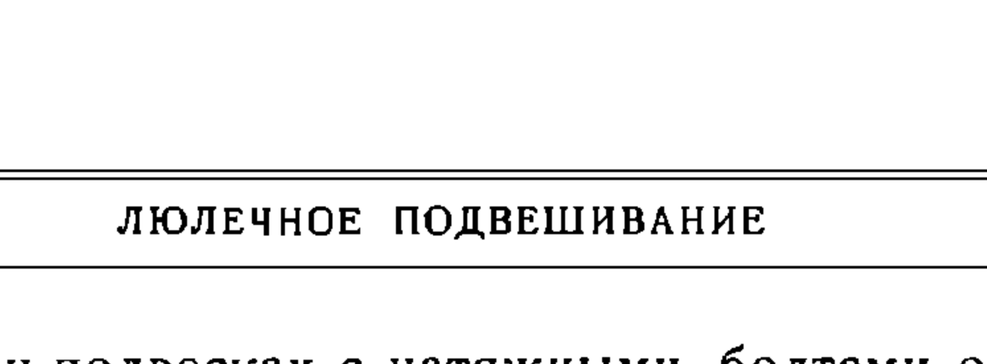
Подрессорный брус люльки подвешивается к средним поперечным балкам рамы посредством наклонных подвесок *АБ* (фиг. 108) и должен обеспечивать свободное качание подрессорного бруса вместе с рессорами и надрессорным брусом поперек тележки. Подвешивание люльки устраивается двояко: 1) опорная балка *К*, поддерживающая подрессорный брус, заканчивается цапфами *И*, на которые надеваются глухие подвески (фиг. 113); 2) опорная балка *Д* по всей ширине подрессорного бруса опирается на призму *Н* (называемую ножом), имеющую по концам проушины *О*, в которые входят натяжные болты *Е* подвесок, закрепляемые гайками (фиг. 114). Для того чтобы натяжной болт не ущемлялся в проушинах ножа, проушины должны иметь достаточные зазоры; для этой цели отверстия в проушинах делаются конической формы. Под гайки натяжных болтов *Е* должны быть поставлены шайбы с призматической гранью, позволяющие натяжному болту перекашиваться при колебании люльки вдоль вагона. При глухих подвесках опорная железная балка *Д* подрессорного бруса делается прямоугольного сечения с соответствующим увеличением размеров



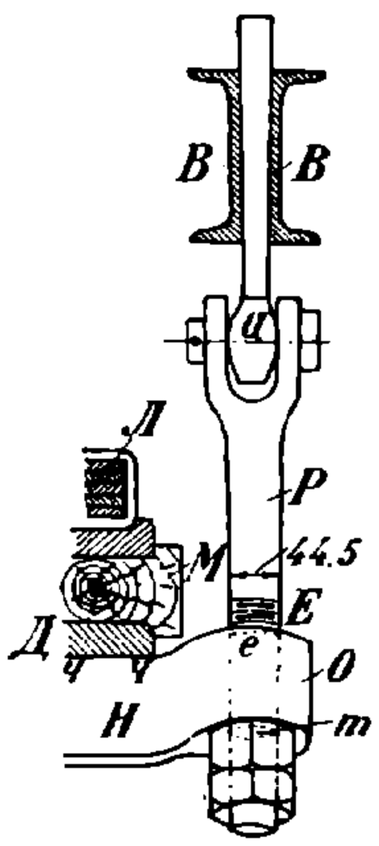
Фиг. 113.

НТБ ДНУЖТ

в средней части; при подвесках с натяжными болтами опорная балка *Д* (называемая в этом случае опорной подушкой) имеет в сечении корытообразную форму; а нож *Н*—треугольную (фиг. 119). Нож делается стальным кованным, а подушка его—стальной литой.

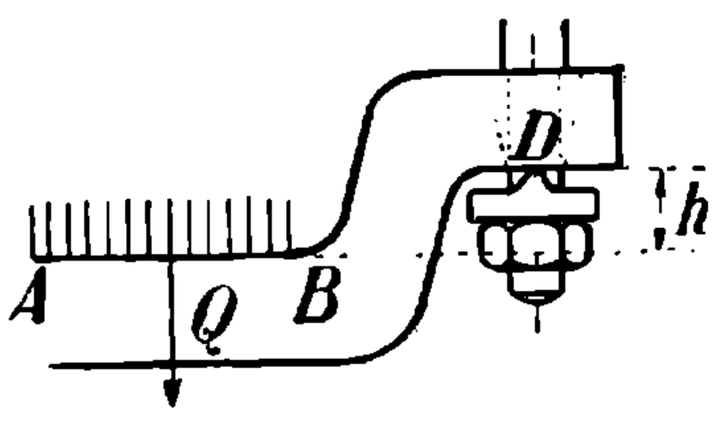


Фиг. 115.



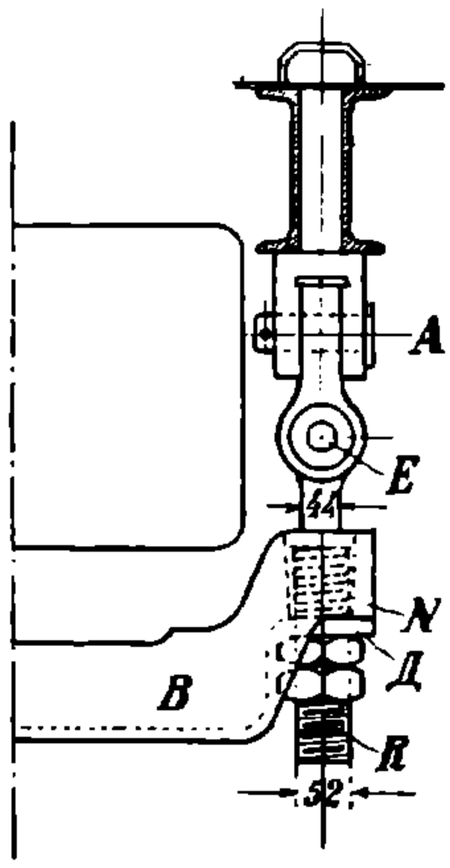
Фиг. 114.

Подвески с натяжными болтами имеют преимущество перед глухими подвесками в том отношении, что помощью гаек можно в известных пределах регулировать зазоры между эллиптическими рессорами и рамой тележки, а вместе с тем и высоту буферов над головкой рельса. В существующих конструкциях, например у тележек Фетте, наблюдаются весьма частые случаи обрывов натяжных болтов. Причина этих обрывов заключается в неправильной конструкции ножа. Нож у тележек Фетте имеет конструкцию, изображенную на фиг. 115. Нагрузка на нож располагается по линии *AB*, а реакции опор—в точках *C* и *D*. Следовательно, в этой конструкции мы имеем точку приложения силы выше точки опоры, а потому равновесие будет неустойчивое. Достаточно небольшого толчка, чтобы нож опрокинулся и ущемил болт, подвергая его, под действием силы тяжести вагона, изгибу, в результате которого он с течением времени, вследствие перенапряжения, должен сломаться в резьбе под гайкой.



Фиг. 116.

Если нож будет иметь конструкцию, показанную на фиг. 116, у которой точка приложения силы *Q* ниже точки приложения реакции опор *D*, то равновесие ножа будет устойчивым, нож опрокидываться не может, и поломки натяжных болтов не могут иметь места.

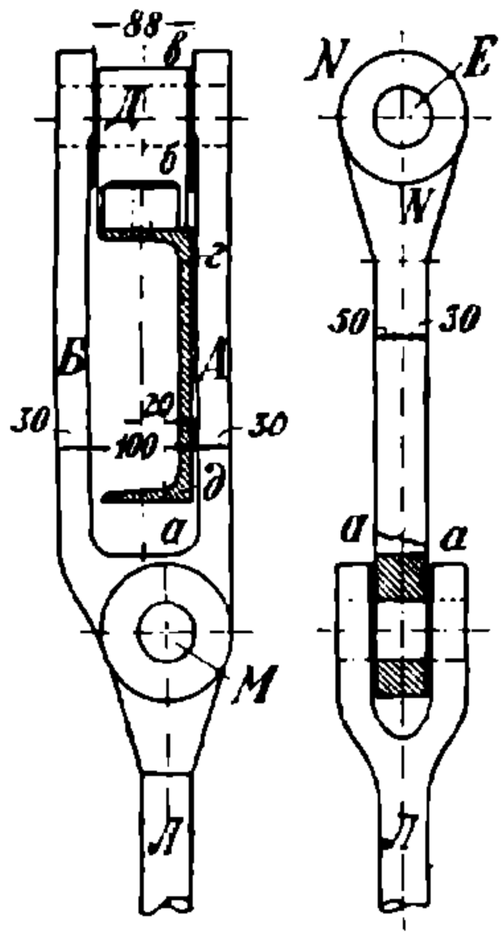


Фиг. 117.

Подвески—как глухие, так и с натяжными болтами—делаются с двумя шарнирами—*A* и *E* (фиг.117), из которых один позволяет подрессорному брусу качаться поперек тележки, а другой допускает некоторое перемещение вдоль тележки, что необходимо, например, при торможении, когда, под влиянием силы инерции, подрессорный брус будет иметь поступательное движение вдоль вагона. При старых конструкциях подвесок с одиночным шар-

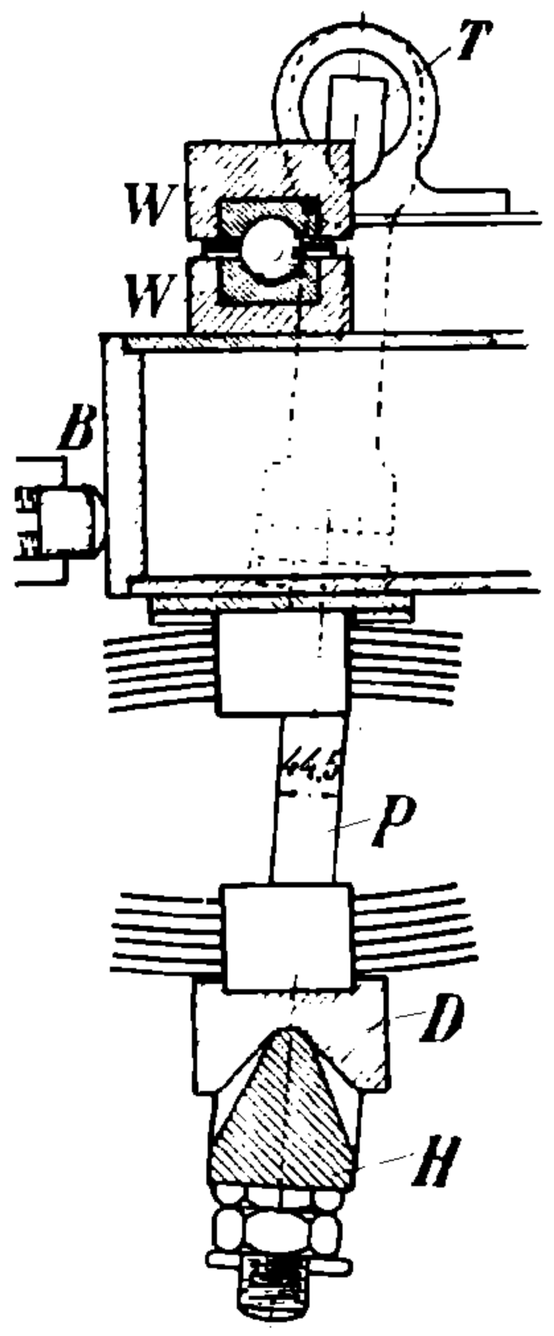
НТБ ДНУЖТ

ниром наблюдались случаи обрыва подвесок, вследствие перегиба подвесок в плоскости, параллельной направлению движения, из-за отсутствия возможности качаться люльке в этом направлении. Для облегчения качания подрессорного бруса, при глухих подвесках, отверстия для цапфы у них должны иметь округленную форму (фиг. 113).



Фиг. 118.

Соединение люлечных подвесок с поперечными балками рамы тележки встречается трех типов: 1) хвостовик подвески укрепляется между двумя балками *E* заклепками или болтами *F* (фиг. 113); 2) верхние проушины каждой пары подвесок насаживаются на горизонтальный вал, лежащий в двух подшипниках, помещенных на поперечных балках тележки, или каждая подвеска подвешивается на отдельном валике (фиг. 118); 3) верхние проушины подвесок опираются на ножи *T*, установленные на поперечные балки тележки и качающиеся в направлении, перпендикулярном продольной оси вагона (фиг. 119). Последний тип обладает преимуществом перед двумя предыдущими в виду его подвижности и применяется в новейших конструкциях тележек.



Фиг. 119.

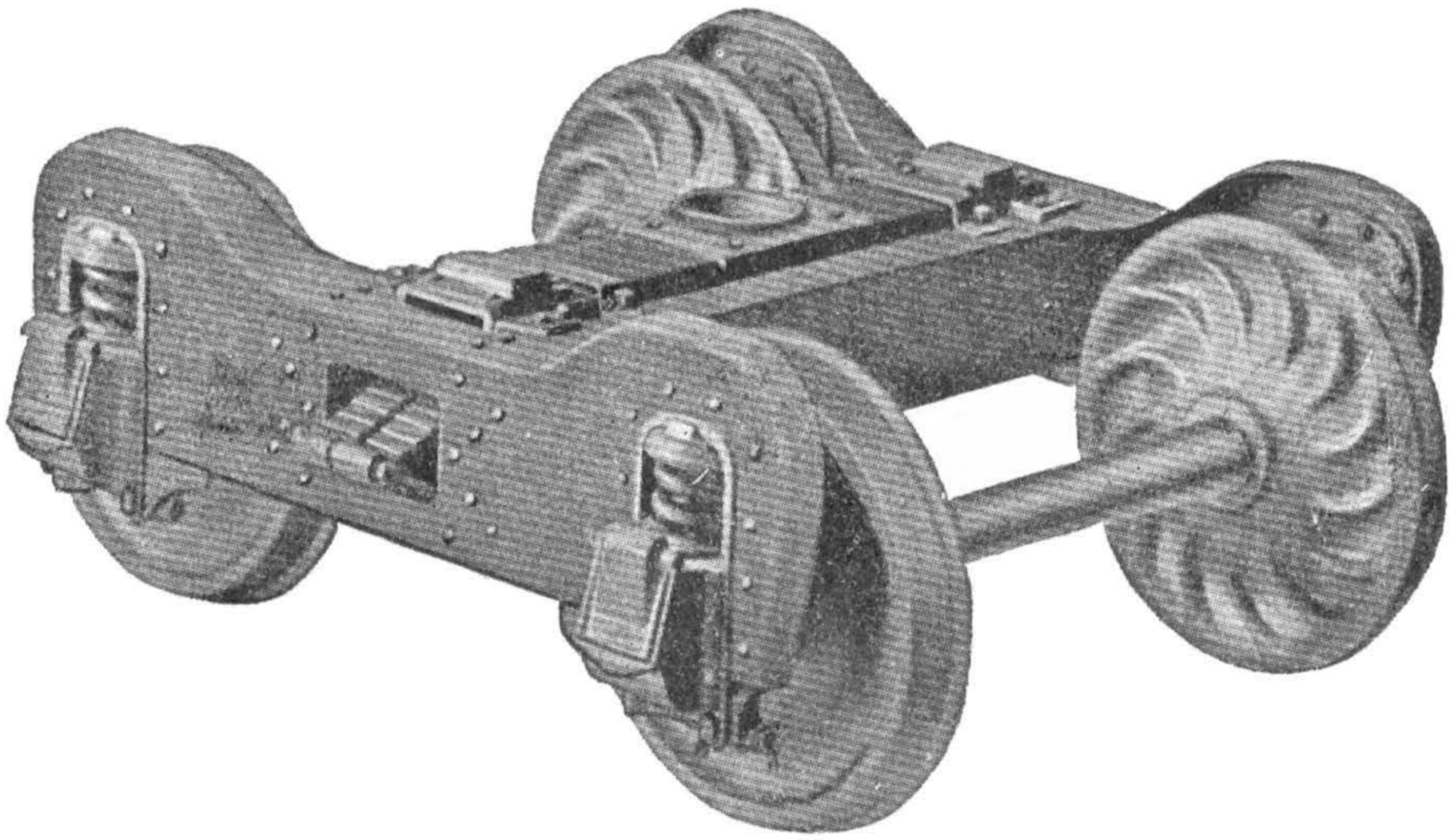
Перемещение надрессорного бруса в направлении вдоль тележки ограничивается направляющими (ползушками), укрепленными на поперечных балках рамы тележки. Против направляющих на надрессорном брусе укрепляются железные планки, по две с каждой стороны. Устранение ударов надрессорного и подрессорного брусьев о раму тележки, при поперечном качании, достигается устройством зазоров, соответствующих выбранной длине и углу наклона подвесок.

Длина подвесок и угол наклона их имеют существенное влияние на плавность хода вагона. При коротких подвесках с большим наклоном кузов вагона быстрее приходит в состояние покоя от боковых толчков тележки, но зато толчки передаются от тележки к кузову более жестко. При длинных подвесках с малым углом наклона боковые толчки ослабляются, но кузов приобретает излишнюю подвижность, имеющую характер боковой качки. При выборе длины подвесок и угла наклона их следует руководствоваться образцами, давшими удовлетворительные результаты на практике.

НТБ ДНУЖТ

5. Рессорное подвешивание рамы тележки

Передача давления от рамы тележки на буксы производится либо через листовые рессоры, либо через спиральные, либо через листовые и спиральные вместе. В первом случае, имеющем место в упрощенном

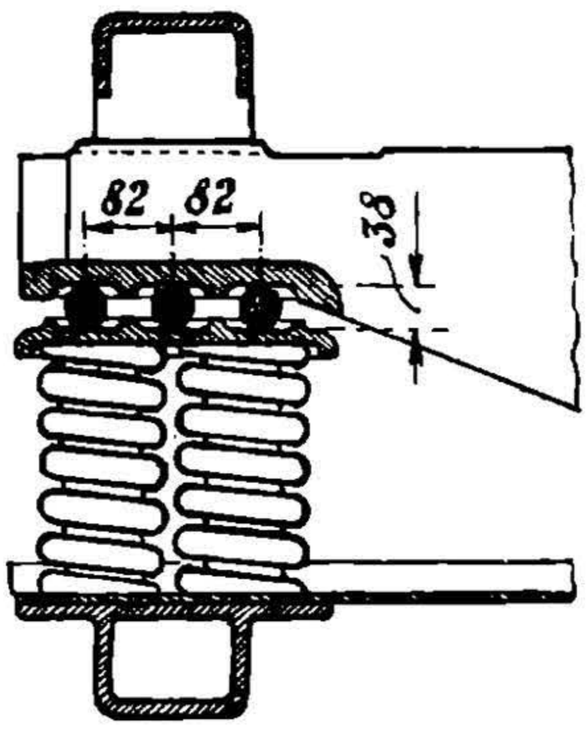


Фиг. 120.

сибирском типе тележек, рессоры подвешиваются при помощи серег и валиков к кронштейнам, которые приклепываются к раме тележки (фиг. 102). Хомутами своими рессоры опираются на буксы.

Второй случай имеет несколько разновидностей:

1. Спиральные рессоры располагаются непосредственно над буксами, упираясь нижней частью в последние, а верхней либо в кронштейны (фиг. 103), прикрепленные к раме тележки (Фокс-Арбеля), либо непосредственно в раму тележки (фиг. 120), располагаясь в буксовом вырезе ее (тележка Фокс американского типа).



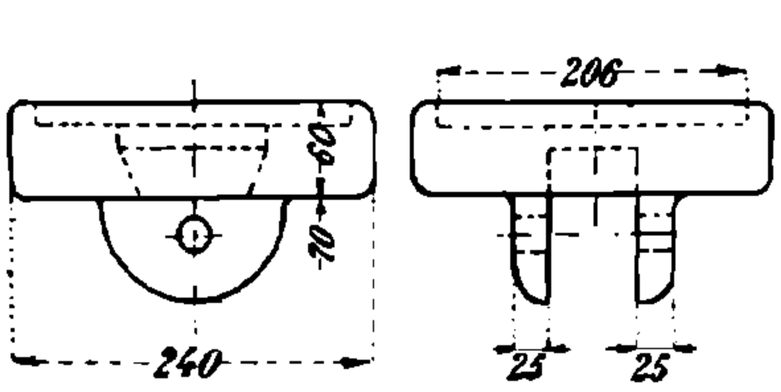
Фиг. 121.

2. Спиральные рессоры, воспринимая давление поперечного надрессорного бруса тележки (Даймонд), передают его на подрессорный брус, соединенный с нижним поясом боковой балки рамы, которая по концам скрепляется с буксами (фиг. 104). В этом случае спиральные рессоры располагаются с каждой продольной стороны тележки группами в четыре, шесть или восемь рессор в поддонах соответствующей формы.

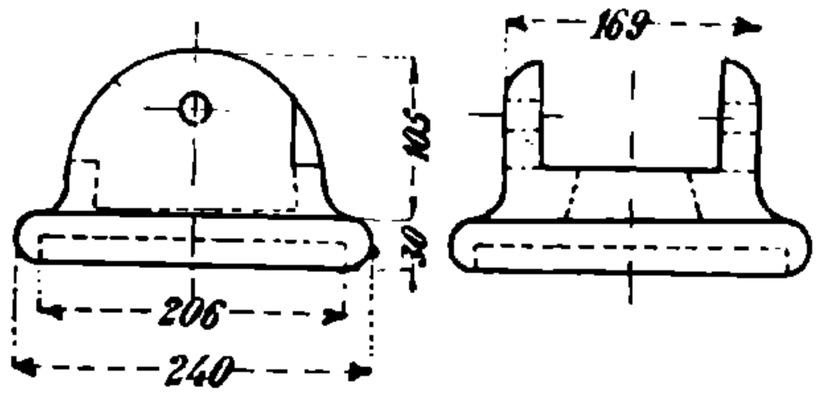
У тележек Даймонда новейших американских конструкций, между верхним поддоном спиральных рессор и надрессорным брусом, ставят ролики (фиг. 121) для того, чтобы дать надрессорному брусу не-

НТБ ДНУЖТ

которое перемещение в поперечном направлении и этим устранить жесткую передачу толчков от тележки к кузову. Ролики ставят по три штуки диаметром в 38 *мм* над каждым поддоном и поверхности катания для них у поддона и надрессорного бруса делают цилиндрической формы, чтобы после прекращения действия силы, вызвавшей отклонение



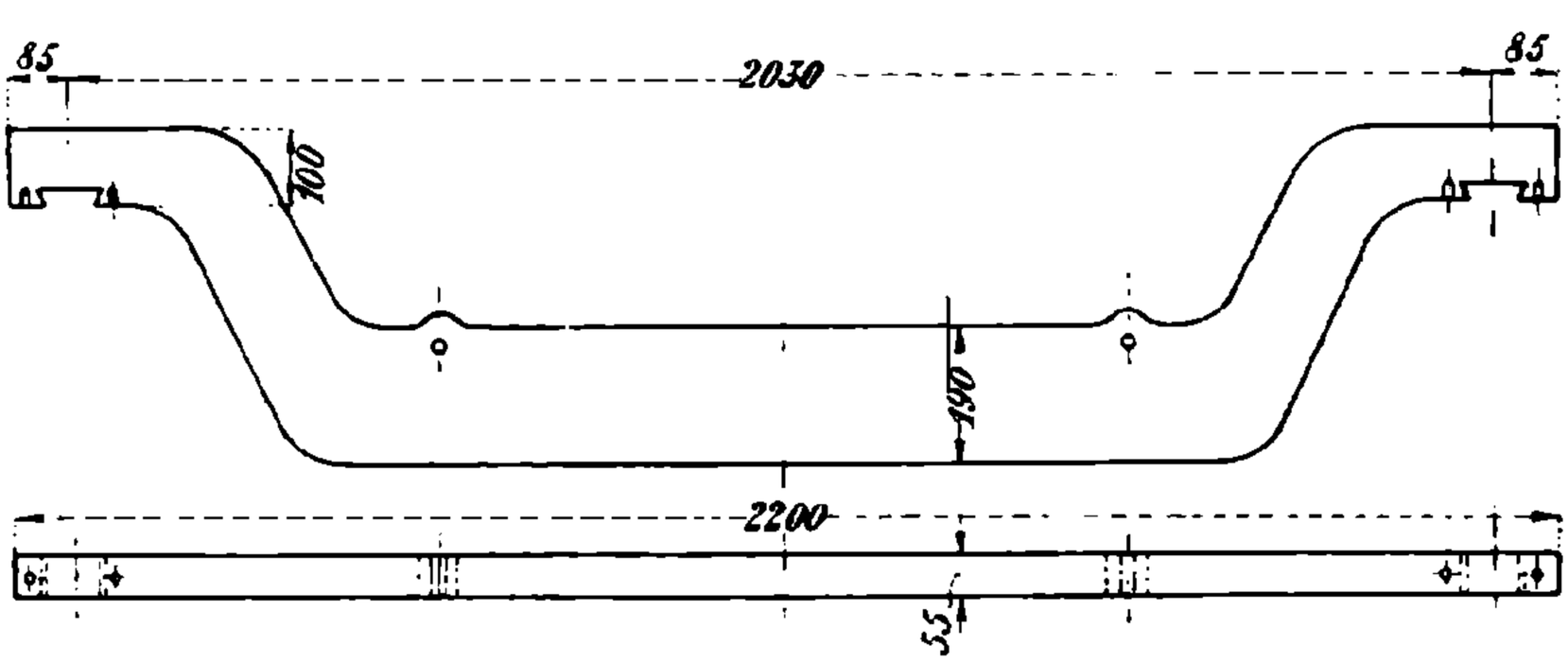
Фиг. 122.



Фиг. 123.

надрессорного бруса, он принудительно возвращался в среднее положение. Устройство роликовых опор у надрессорного бруса заменяет люлечное подвешивание, благодаря чему ход вагона получается более плавным.

3. Спиральные рессоры, воспринимая верхнею частью давление продольных балок рамы тележки, передают его на буксы через посредство балансиров, опираясь на них нижними частями. Балансиры устраиваются либо над каждой буксой, при чем опираются на нее



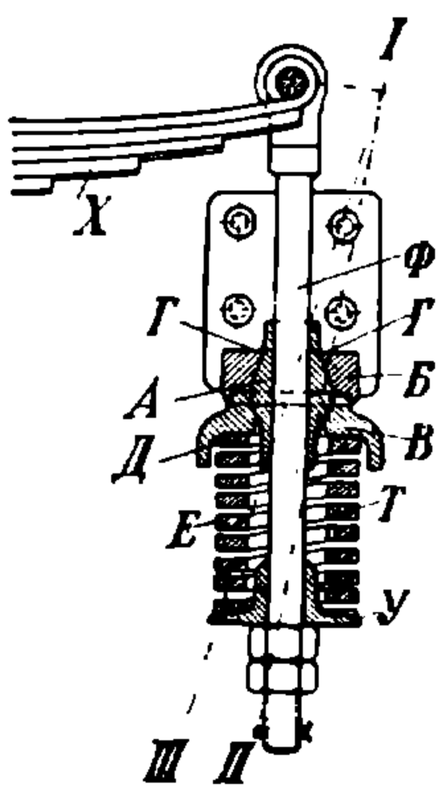
Фиг. 124.

своею средней частью, как в тележках Фетте (фиг. 107), либо по одному балансиру на каждые две буксы одной стороны, при чем балансир опирается на буксу своими концами, как в тележках Пульмана (фиг. 106). Спиральные рессоры устанавливаются между чугунными опорами, прикрепленными к балансиру (фиг. 122) и к продольному брусу рамы тележки (фиг. 123). Балансиры делаются стальными кованными, со стальными же вкладышами в местах прилегания балансиров к буксам (фиг. 124).

4. Листовые рессоры имеют следующее устройство подвесок. Концы рессор соединяются посредством валиков и сережек или посредством крючьев с натяжными болтами, пропущенными через втулки

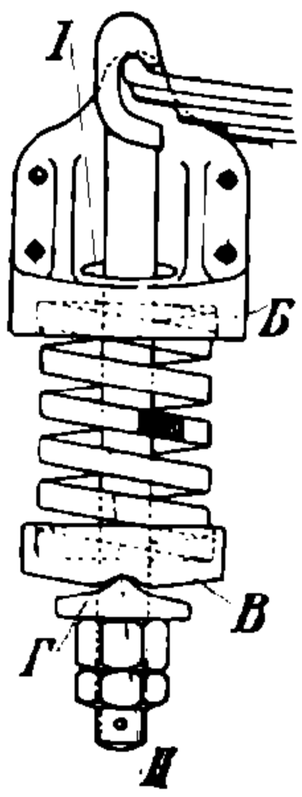
НТБ ДНУЖТ

кронштейнов, укрепленных к раме тележки. Концы натяжных болтов снабжены спиральными пружинами, установленными между кронштейнами и шайбой и регулируемые гайками. Постановка натяжных болтов с крючьями вместо проушин с валиками облегчает смену, в случае надобности, пружин и рессор.

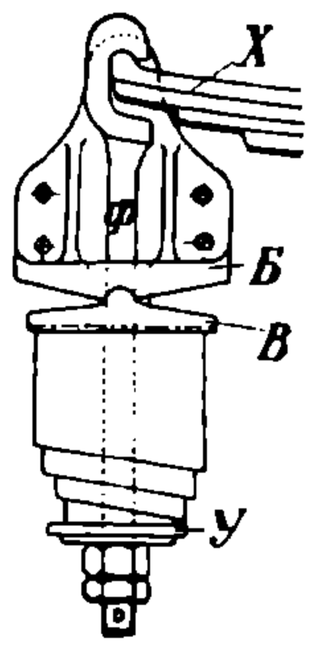


Фиг. 125.

Способ установки натяжного болта в кронштейне имеет существенное значение для исправной службы его, так как случаи обрывов натяжных болтов у некоторых конструкций нередки. При установке натяжных болтов (фиг. 125) втулка *Б* кронштейна и упирающаяся в нее шайба *В* имеют сферическую расточку, в которую входит надетый на натяжной болт *Ф* и медный стакан *А*. При игре надбуксовой рессоры натяжной болт *Ф*, вместе со стаканом *А*, поворачивается в гнезде кронштейна и принимает наклонное положение I—III. Если при крайнем положении натяжного болта I—III, при котором стакан упрется в тело кронштейна *Б* или шайбу *В*, буксовая рессора будет продолжать выпрямляться, то это вызовет истирание стенок стакана *А*. При таком качании натяжного болта спиральная пружина *Т* искривляется, зазоры между ее левыми витками *Е* уменьшаются, в то время как зазоры между правыми витками увеличиваются. Пружина в таком положении не может воспринимать центрально передаваемую ей кронштейном *Б* нагрузку и работает неравномерно. После того как зазоры между витками *Е* исчезнут, натяжной болт *Ф*, при последующей игре надбуксовой рессоры, имея неподвижную опору в нижней шайбе *У*, изгибается лишь верхней своею частью между стаканом *А* и рессорным валиком. После ряда последовательных перегибов образуются трещины в натяжном болте, а затем он обрывается, чему способствует, конечно, и упругость сжатой части пружины, стремящейся перейти в начальное положение.



Фиг. 126.



Фиг. 127.

Устранение причин перегибов натяжного болта достигается конструкцией, изображенной на фиг. 126 и 127, при которой стакан на натяжной болт не ставится; в упорной шайбе *Б* и кронштейне делается отверстие эллиптической формы с большей осью в плоскости, соответствующей плоскости качания натяжного болта, параллельной тележечной раме. Вместо дыры эллиптической формы лучше делать у рессорного кронштейна круглую дыру, настолько большого диаметра, чтобы натяжной болт не мог касаться стенок кронштейна. Упорная шайба *В* для спиральной пружины делается с заплечиками, входящими

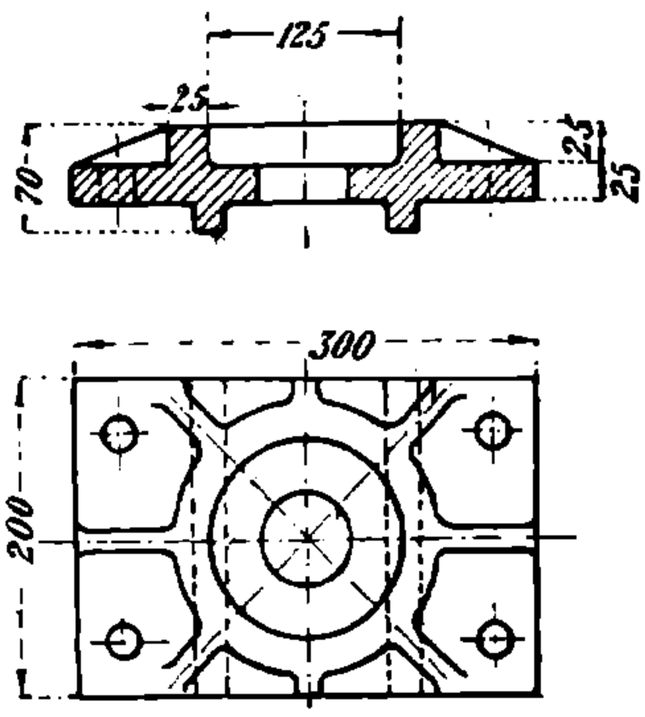
НТБ ДНУЖТ

в соответствующие впадины кронштейна *Б*. При такой конструкции качание подвески в плоскости, параллельной раме тележки, и свободное перемещение оси ее в положение I—III обеспечено, и перегибов подвески в месте прохода сквозь упорные шайбы не происходит.

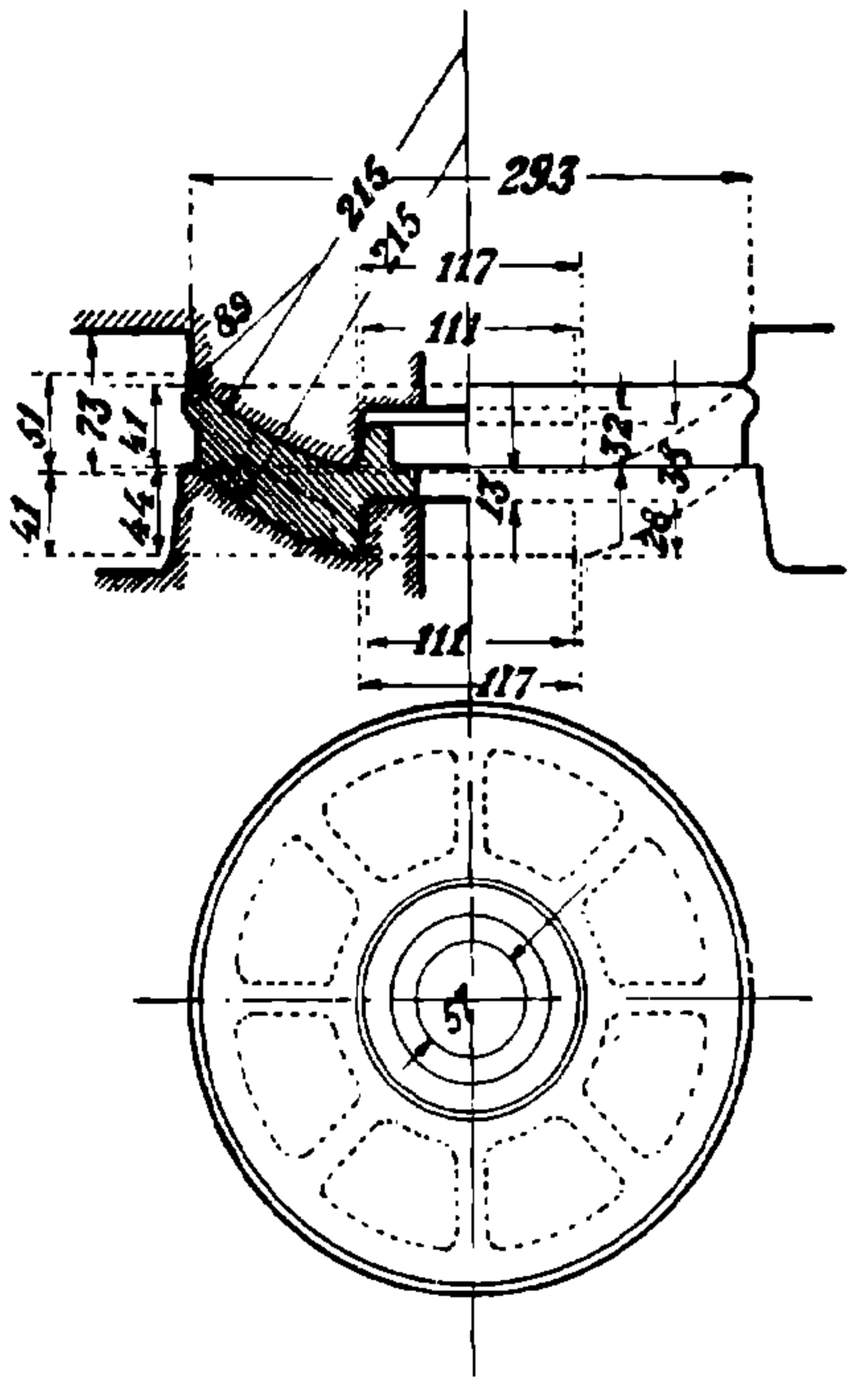
6. Шкворневые пятники и скользуны

Для передачи нагрузки от кузова на тележку на средних поперечных брусьях рамы тележки, не имеющей люльки, или на надрессорном брусе люльки устанавливается пятник и по бокам его два нижних скользуна. В пятник входит пята, укрепленная на шкворневом брусе рамы вагона—болстере, а на нижние скользуны ложатся верхние скользуны, расположенные на том же шкворневом брусе.

Пята и пятник, составляющие так называемый шкворневой пятник, должны иметь такую конструкцию, которая допускала бы свободное поворачивание тележки относительно рамы вагона. В старых конструкциях шкворневой пятник представлял чугунное гнездо с опорной поверхностью шаровой формы (фиг. 129), в которое входила такой же формы пята, укрепленная на шкворневом брусе рамы. Через центр пяты и подпятника проходил штырь—шкворень, служивший осью вращения тележки по отношению к раме вагона. В настоящее время опорной поверхности пятника придается плоская форма (фиг. 128).



Фиг. 128.

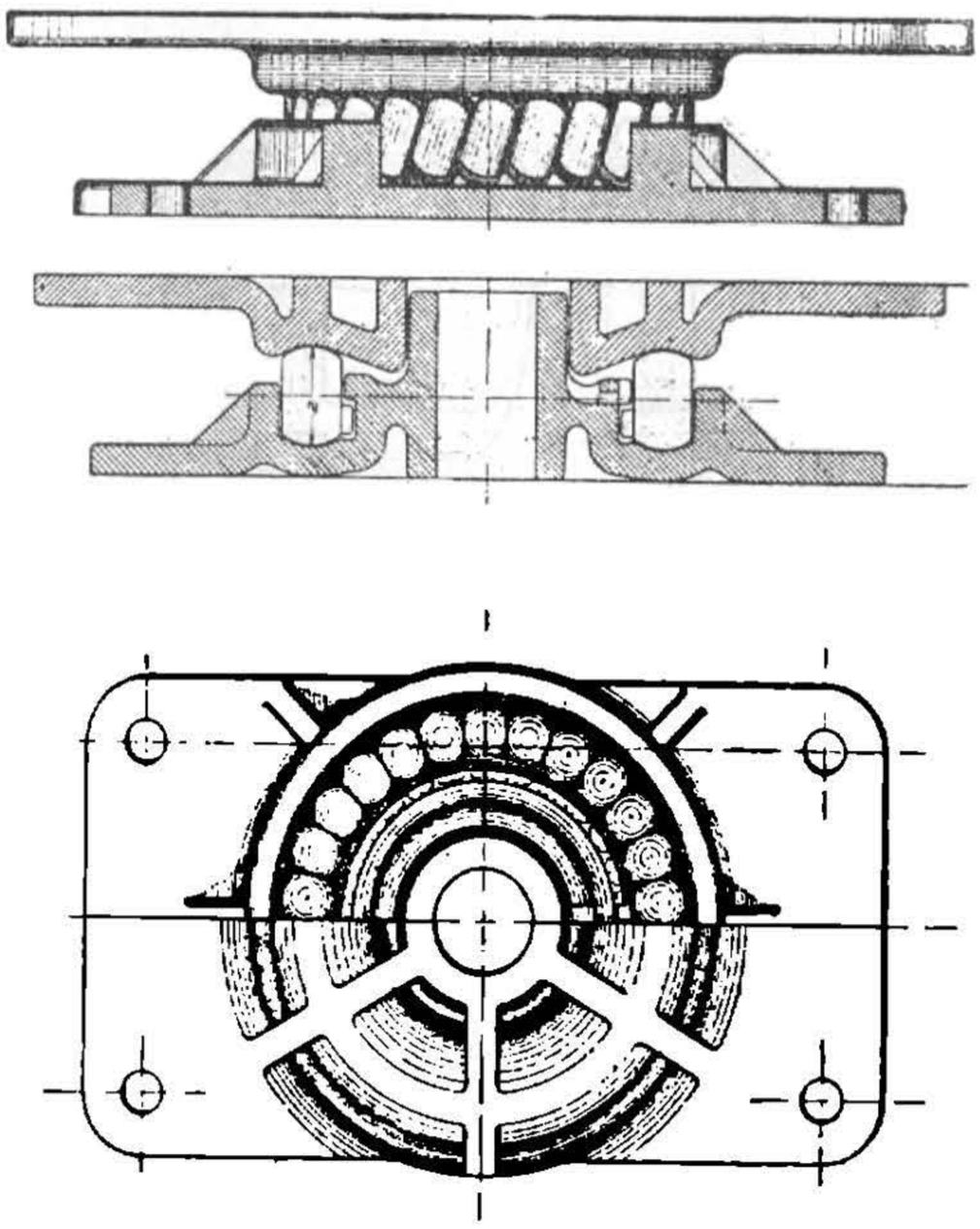


Фиг. 129.

Пятник с шаровой опорной поверхностью (фиг. 129) не затрудняет подвижность кузова во время хода вагона; пятник же с плоской опорной поверхностью, в случае наклонения кузова на скользуны, способствует возвращению его в первоначальное положение, чем достигается большая устойчивость кузова при больших скоростях. У наших нор-

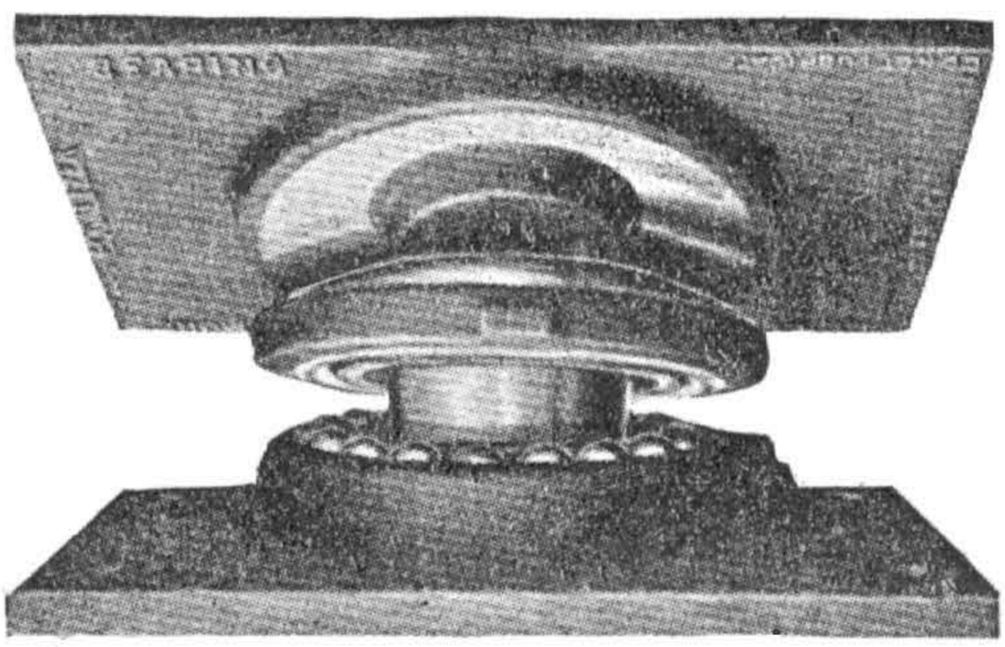
НТБ ДНУЖТ

мальных 18- и 20-метровых вагонов, а также в американских конструкциях, пятники имеют плоскую опорную поверхность. В американских пассажирских вагонах применяются также роликовые пятники (фиг. 130) и шариковые (фиг. 131).

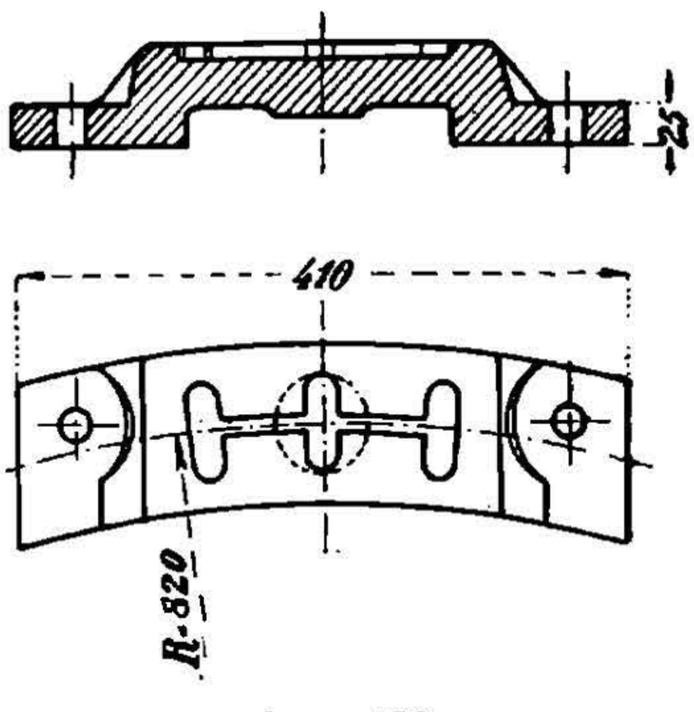


Фиг. 130.

Скользуны обычно устанавливаются над хомутами люлечных рессор. Они делаются стальными или чугунными, дугообразной формы, образуемой радиусом, равным расстоянию их до центра пятника (фиг. 132). Назначение скользунов — предохранить кузов вагона от падения на раму тележки при наклонении его и для разгрузки шкворня, так как последствием неограниченного наклонения кузова явился бы изгиб или излом шкворня. При горизонтальном положении кузова вагона между верхним и нижним скользунами должен быть зазор для облегчения повертывания тележки вокруг пяты. У пассажирских вагонов, у которых переменная нагрузка не велика по сравнению



Фиг. 131.

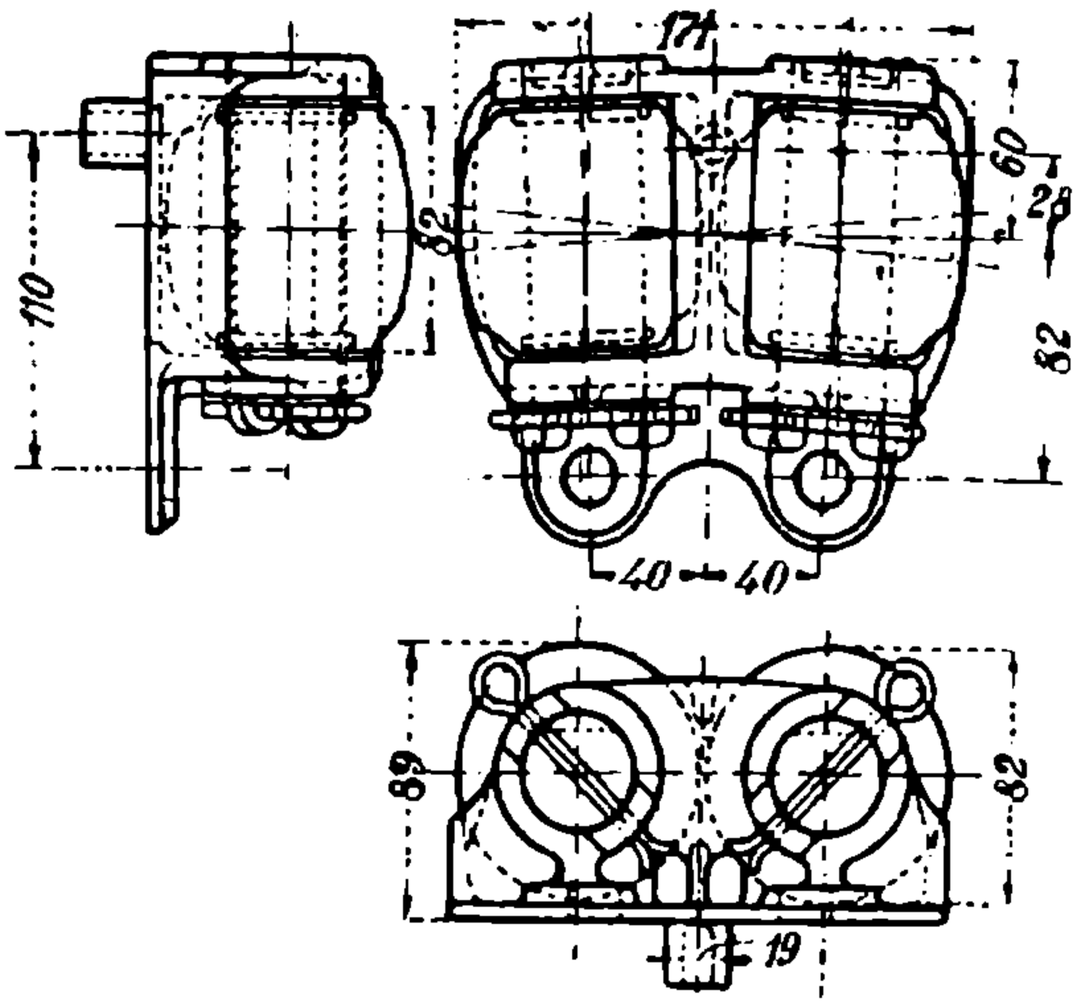


Фиг. 132.

с тарою, зазоры между скользунами делаются от 2 до 4 *мм*; у товарных вагонов с большой подъемной силою зазоры делаются до 10 *мм*; чтобы при прогибах шкворневой балки и надрессорного бруса скользуны не пришли в соприкосновение. Если кузов вагона плотно сядет на скользуны, то скользуны могут заесть, особенно при недостаточной смазке, и будут препятствовать повертыванию тележки, что в свою очередь может вызвать сход вагона с рельс на кривых.

НТБ ДНУЖТ

В американских конструкциях тележек применяются роликовые скользуны в целях устранения заедания скользунов при проходе вагона на закруглениях. Роликовые скользуны делаются с одним или двумя роликами, вращающимися на осях или цапфах (фиг. 133), либо свободно катающиеся (фиг. 134).



Фиг. 133.

В конструкции пятников и скользунов должна предусматриваться возможность смазывания их и сохранения смазки на трущихся поверхностях.

Масленки обычно устанавливаются на швеллерном брусе рамы вагона, и от них проводятся трубки к пятнику и скользунам. Для удержания смазки на поверхности скользунов следует делать углубления, в которые ставить подбивку из концов, смешанных для увеличения упругости с конским волосом.

7. Расчет тележки

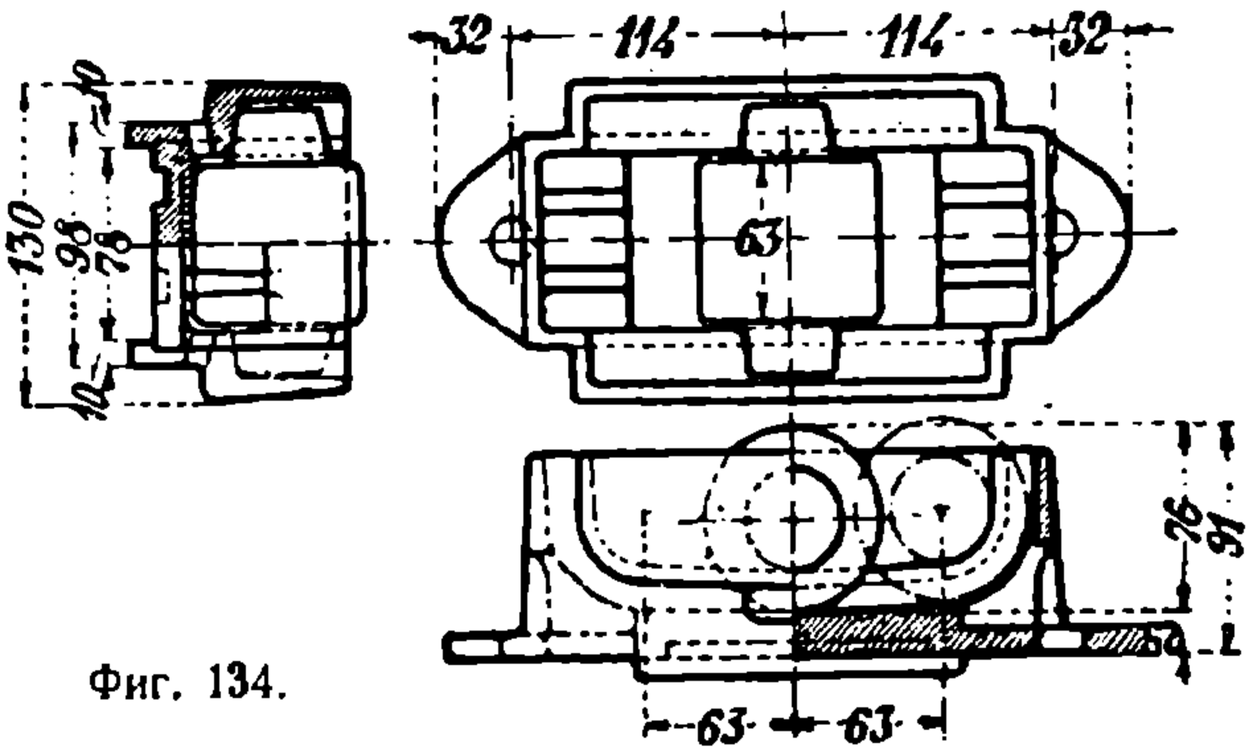
Расчет тележек производится на наиболее невыгодное сочетание действия следующих сил:

1) статической нагрузки от веса самой тележки (без колесных пар, букс и балансиров), веса кузова и веса груза;

2) нагрузки от давления ветра на поверхность кузова вагона;

3) центробежной силы, развивающейся при следовании вагона по кривой;

4) силы инерции, возникающей при экстренном торможении при следовании поезда;



Фиг. 134.

5) усилий в подвесках тормозных колодок, возникающих при торможении.

Прочие силы, возникающие при движении вагона от ударов на стыках рельс, от выбоин бандажей, от колебательных движений кузова, влияния тележки и т. п.—не поддаются определению. Влияние их

НТБ ДНУЖТ

компенсируется соответственным уменьшением допускаемых напряжений.

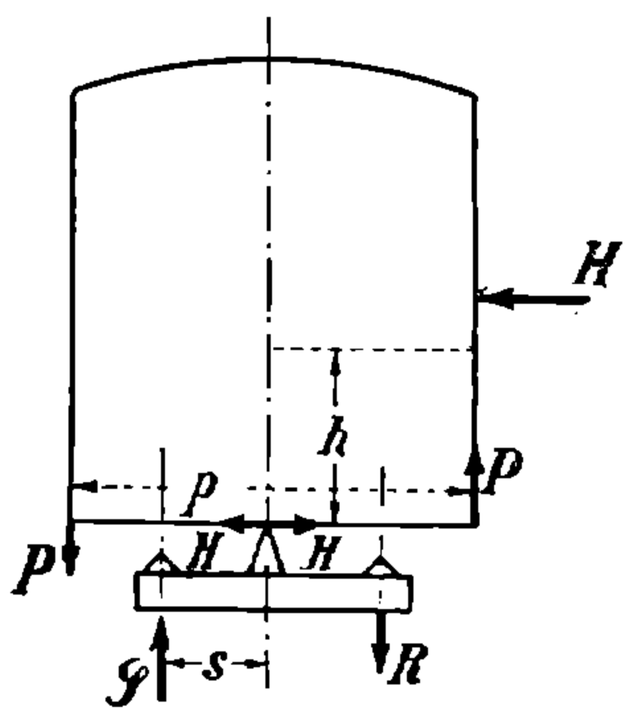
Собственный вес тележки q принимается равномерно распределенным по длине продольных балок тележки.

Вес кузова и рамы Q_1, приходящийся на одну тележку, передается на подпятник тележки в виде сосредоточенной силы, направленной вертикально. Полезная нагрузка Q_2 от груза, приходящегося на одну тележку, принимается также сосредоточенной и проходящей через центр пятника:

$$Q_1 + Q_2 = Q.$$

Нагрузка на тележку от ветра определяется из расчета давления 150 *кг/м²* поверхности кузова и рамы. На каждую тележку приходится половина этой нагрузки, равная H. Она приводится к двум равным силам P, направленным в разные стороны и приложенным к концам шкворневой балки рамы и к горизонтальной силе H, приложенной к шкворню (фиг. 135):

$$P = \frac{Hh}{p}$$



Фиг. 135.

Под действием этих сил рама вагона примет наклонное положение и будет опираться на пятник и на один из скользунов. Так как скользун не может передавать горизонтальных усилий, то горизонтальная сила H целиком воспримется пятником давление же на скользун будет равно:

$$J = \frac{Pp}{2s}.$$

Центробежная сила, возникающая при прохождении вагона по кривой, зависит от скорости движения v и от радиуса кривой R. Скорость принимается в 50 *км*/час и радиус закругления — в 200 *м*. Центробежная сила определяется по формуле:

$$C = \frac{Qv^2}{gR \quad 3{,}6^2},$$

где Q — вес кузова, рамы и груза,

v — скорость движения в *км*/час,

g — ускорение силы тяжести = 9,81 *м*/сек.,

R — радиус кривой.

Эта сила приложена в центре тяжести кузова.

Подобно ветровой нагрузке центробежная сила приводится к двум равным силам P_1, направленным в разные стороны и приложенным

НТБ ДНУЖТ

к концам шкворневой балки и к горизонтальной силе $\frac{C}{2}$, приложенной к шкворневому пятнику.

$$P_1 = \frac{C \quad h_1}{2p},$$

где h_1 — расстояние центра тяжести кузова от нижнего края шкворневой балки.

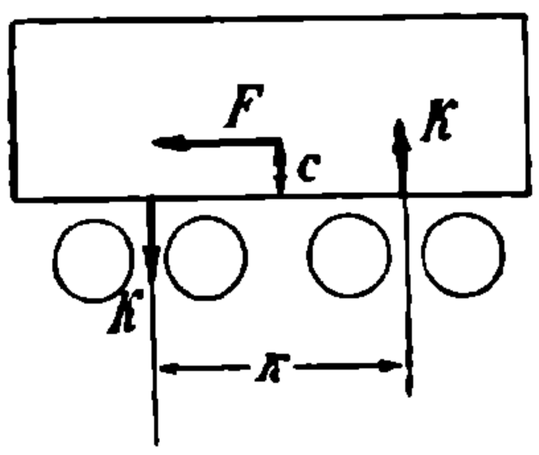
Давление на скользун

$$J_1 = \frac{P_1 p}{2s}.$$

Сила инерции, возникающая при экстренном торможении, определяется по формуле:

$$F = \frac{Qv^2}{2gL},$$

где Q, v и g имеют те же значения, что и в предыдущей формуле, а L — путь, проходимый вагоном при действии тормозов.



Фиг. 136.

Скорость v принимается для товарных вагонов в 50 *км*/час, а для пассажирских — в 75 *км*/час.

Путь, проходимый вагоном при действии тормоза, определяется по формуле:

$$L = \frac{3{,}93(v_1^2 - v_0^2)}{\frac{P}{Q_1}\mu + W},$$

где v_1 — скорость следования поезда в *км*/час при начале торможения,
v_0 — скорость при остановке = 0,
P — сила нажатия колодок в *кг*,
Q_1 — вес поезда в тоннах,
μ — коэфициент трения колодок о бандаж = 0,176,
W — коэфициент сопротивления поезда $= 2{,}4 + \frac{1}{1\,300} \cdot \frac{v_1^2 + v_0^2}{2}$.

Сила инерции F приложена в центре тяжести кузова и рамы и направлена горизонтально (фиг. 136). Под влиянием ее передний по ходу вагона пятник будет нагружен силою K, а задний разгружен такою же силою.

$$K = \frac{F \quad c}{k}.$$

Кроме того на каждый пятник действует в продольной плоскости тележки горизонтальная сила $\frac{F}{2}$.

Усилия в подвесках тормозных колодок, возникающие при торможении, определяются в двух предположениях:

а) в момент торможения при скорости 50 *км*/час и б)—в момент, непосредственно предшествующий остановке.

НТБ ДНУЖТ

Сила нажатия всех колодок N (принимая ее равной 0,80 от тары вагона) даст силу нажатия одной колодки при числе тормозных колодок, равном 16:

$$t = \frac{N}{16} = \frac{0{,}8Q}{16} = \frac{Q}{20}.$$

Коэфициент трения f между бандажом и колодкою при скорости движения в 50 *км*/час может быть принят—как средний—равным 0,144.

Коэффициент трения при нулевой скорости по формуле Франка равняется:

$$f_1 = 0{,}29l^{\frac{v}{10}} = 0{,}29.$$

Таким образом усилие в тормозной подвеске в первом случае будет равно: $T_1 = ft = 0{,}144\ t$, а во втором: $T_2 = f_1 t = 0{,}29\ t$.

Надрессорный брус люльки подвергается действию следующих сил:

1) при нахождении вагона в покое—статической нагрузке:

$$P = q_1 + Q,$$

где q_1 — собственный вес надрессорного бруса;

2) при нахождении вагона в движении:

а) сумме рассмотренных выше сил, производящих давление на пятник:

$$P = q_1 + Q - J - J_1 + K;$$

б) вертикальному давлению, воспринимаемому скользуном:

$$T = J + J_1.$$

в) силе $\frac{1}{2}\ F$, направленной по продольной оси вагона и приложенной к пятнику;

г) сумме сил, направленных перпендикулярно к продольной оси вагона и приложенных к пятнику:

$$N = H + \frac{C}{2}.$$

Расчет надрессорного бруса производится на изгиб в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Для определения напряжений от изгиба в составном брусе надо найти эквивалентное ему фиктивное сечение, составленное только из однородного материала. Мерилом эквивалентности служит соотношение модулей упругости дуба $E_{об}$ и стали $E_{ст}$:

$$\xi = \frac{E_{об}}{E_{ст}} = \frac{100\,000}{2\,000\,000} = 0{,}05.$$

НТБ ДНУЖТ

Момент сопротивления приведенного фиктивного сечения надрессорного бруса по средине, эквивалентный моменту сопротивления из материала стали, будет:

$$W_{cm} = \frac{[(nb-d)\ \xi + n_1\delta]\ h^2}{6},$$

где b — ширина деревянных брусков,

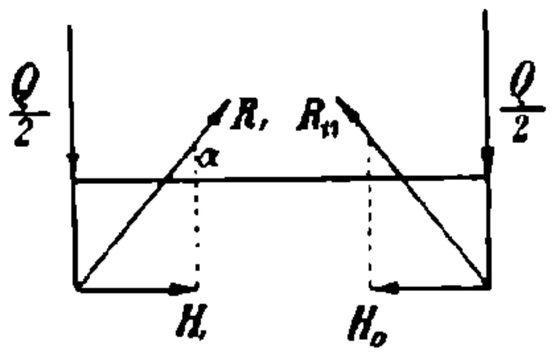
d — диаметр дыры для шкворня,

n — число деревянных брусков,

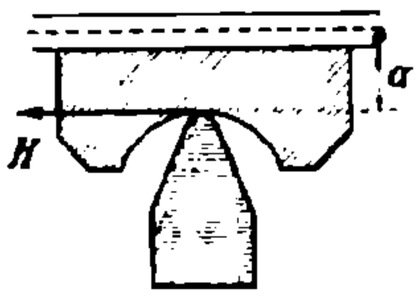
n_1 — число стальных полос,

δ — толщина стальных полос,

h — высота бруса по средине.



Фиг. 137.



Фиг. 138.

Болты, укрепляющие пятники, рассчитываются на затяжку силою, превышающей нагрузку на пятник на 20—25%, во избежание ослабления болтов под нагрузкою. От боковых усилий N и $\frac{F}{2}$ болты пятника должны быть разгружены.

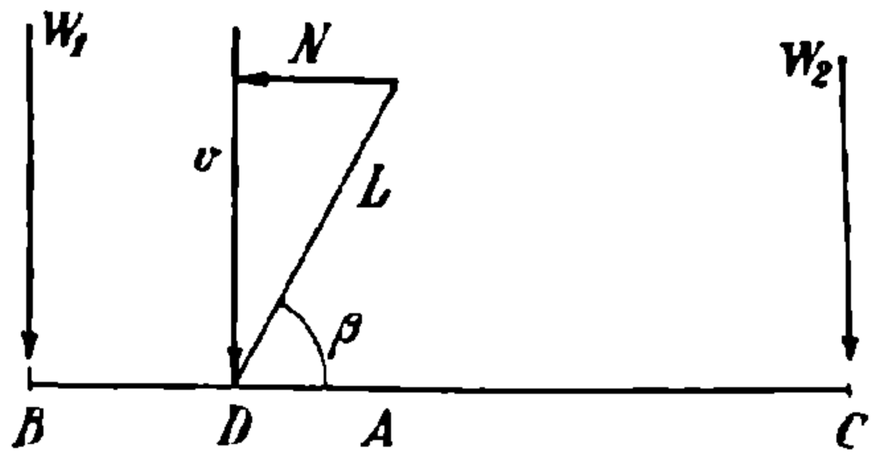
Подрессорный брус люльки воспринимает давление рессор, которое уравновешивается наклонными реакциями подвесок R_I и R_{II} и двумя горизонтальными силами—H_1 и H_{II} (фиг. 137).

В случае статической нагрузки как реакции подвесок, так и горизонтальные составляющие равны между собою:

$$R_I = R_{II} = \frac{Q}{2} \cdot \frac{1}{\sin \alpha};$$

$$H_1 = H_2 = \frac{Q}{2} \operatorname{cotg} \alpha.$$

Наклон подвесок к горизонту обычно делается от 70 до 78°.



Фиг. 139.

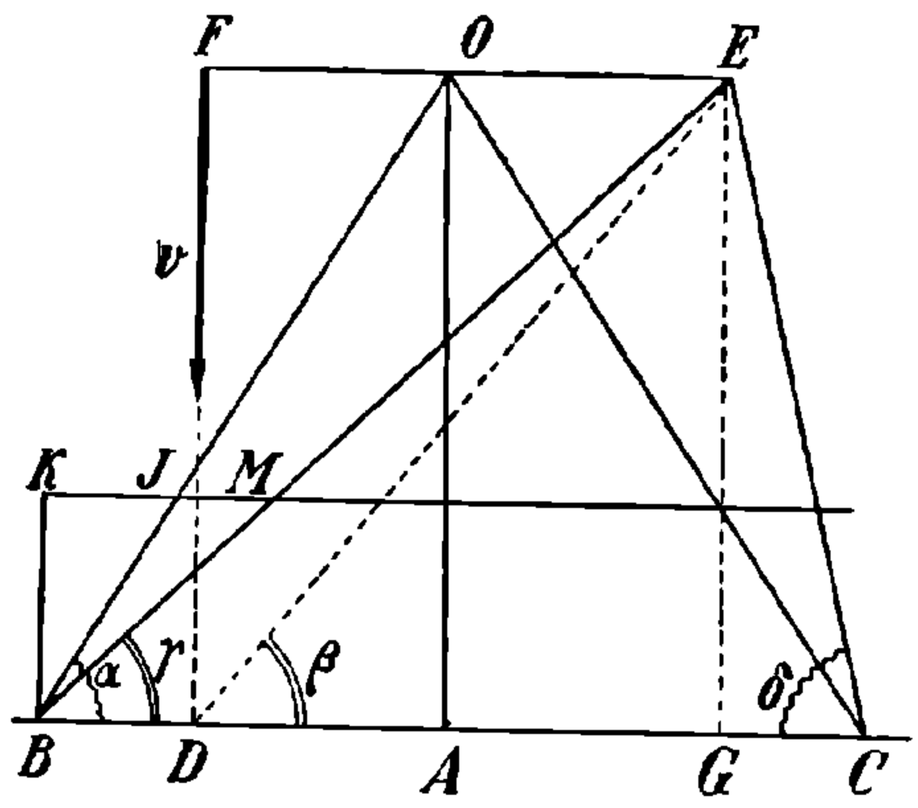
При конструкции опоры, изображенной на фиг. 138, действие силы H на балку сведется к изгибающему моменту Ha, где a — расстояние от линии касания ножа до нейтральной оси балки, и к сжатию балки силою H.

Под действием динамической нагрузки подвески изменят прежнее наклонное положение, но при этом, согласно условию равновесия, действующие силы (равнодействующая и две реакции опор) должны пересекаться в одной точке.

Вертикальные силы давления рессор W_1 и W_2 (фиг. 139), возникающие от статической и динамической нагрузок, дают равнодействующую V, которая, суммируясь с силою $N = H + \frac{C}{2}$, направленною перпендикулярно к продольной оси вагона, дает равнодействующую $L = \sqrt{V^2 + N^2}$, направленную под углом β к горизонту.

НТБ ДНУЖТ

Под влиянием этих сил люлька переместится в бок на расстояние, которое можно определить по фиг. 140, в которой *OB* и *OC* — направление подвесок под действием статической нагрузки, *EB* и *EC* — направление их под действием динамической нагрузки, *FD* — направление равнодействующей сил реакции рессор *v* и *ED* — направление равнодействующей *L*.



Фиг. 140.

В виду незначительной величины амплитуд колебания люльки можно пренебречь вертикальными перемещениями ее; в таком случае можно принять горизонтальное перемещение люльки равным расстоянию *OE*, предполагая, что подвески укреплены в теоретическом центре *O*.

$$OE = FE - OF,$$

где

$$FE = \frac{FD}{\operatorname{tg}\beta}$$

и

$$OF = AD = \tfrac{1}{2}BC\,\frac{W_2 \cdot BC}{V}$$ (фиг. 139).

Действительное перемещение люльки будет меньше вследствие более коротких подвесок. Если линия *KJM* проходит через верхние точки подвески люльки, т. е. *KB*—геометрическая длина подвески, то горизонтальное перемещение люльки:

$$JM = KM - KJ,$$

где

$$KM = KB\ \operatorname{ctg}\ CBE = KB\,\frac{BG}{EG};$$

$$KJ = KB\ \operatorname{ctg}\ \alpha.$$

JM должно быть меньше расстояния между торцом подрессорного бруса и рамою тележки, чтобы, при самых неблагоприятных обстоятельствах, люлька не ударялась о раму тележки.

Подвески люльки должны иметь такой наклон, чтобы пересечение линий, составляющих их продолжение, находилось выше центра тяжести кузова. Этим достигается устойчивое равновесие кузова.

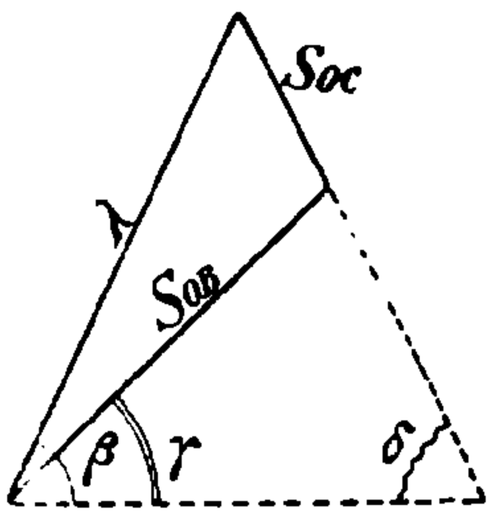
Равнодействующая *L* сил, действующих на нижнюю балку, вызывает в подвесках усилия, которые определяются из силового тре-

НТБ ДНУЖТ

угольника, построенного по данной силе $\lambda=L$, и углам γ и δ, образуемым направлением подвесок в их крайнем положении с горизонтом (фиг. 141).

Усилие S_{OB} в подвеске OB (фиг. 140) определится из соотношения:

$$\frac{S_{OB}}{\sin\,[180-(\beta+\delta)]}=\frac{L}{\sin\,(\gamma+\delta)},$$



Фиг. 141.

а усилие S_{OC} в подвеске OC из соотношения:

$$\frac{S_{OC}}{\sin\,(\beta-\gamma)}=\frac{L}{\sin\,(\gamma+\delta)}.$$

Горизонтальная составляющая силы S_{OB}

$$H_{OB}=S_{OB}\cos\,\gamma$$

вызовет в нижней балке изгибающий момент $H_{OB}\cdot a$ (фиг. 141) и сжатие.

В виду небольших напряжений, получающихся при этом, размеры нижней балки устанавливаются конструктивными соображениями, но прочность ее проверяется еще на случай обрыва подвесного болта. При предположении, что подвеска с одной стороны лопнула, люлька является подвешенной на двух болтах с одной стороны и лежит на предохранительной скобе со стороны лопнувших подвесок. В этом случае максимальное давление рессор W_1, создающее наибольшую возможность обрыва подвески, дает изгибающий момент $W_1\ b$, где b— расстояние от точки приложенной силы W_1 до средины предохранительной скобы. Получающееся при этом напряжение должно быть удвоено, учитывая падение люльки с ударом на предохранительные скобы.

Нож (качающаяся балка люльки), воспринимающий нагрузку от подрессорного бруса люльки, рассчитывается на изгиб, происходящий в плоскости натяжных болтов по оси симметрии ножа, в предположении равномерно распределенной нагрузки.

В подвесках и натяжных болтах, рассчитываемых на растяжение максимальным усилием $\frac{1}{2}S_{OB}$ на каждую подвеску или натяжной болт, допускаемое напряжение следует принимать в два раза меньше против обычного в виду неучтенных усилий, возникающих при ударах на стыках рельс, выбоинах бандажей и т. п.

Это же относится и к верхнему ножу подвесок, рассчитываемому на изгиб по наибольшему усилию в подвесках.

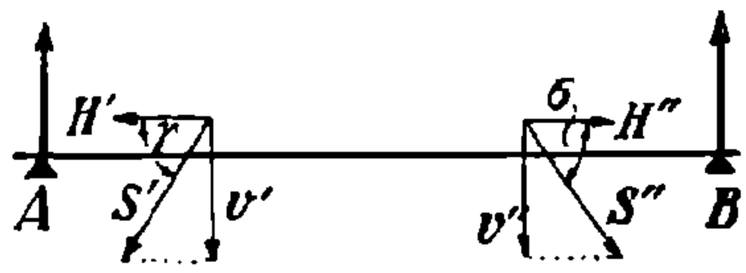
Средние поперечные балки тележки воспринимают силы давления подвесок через опорные подушки. Эти силы могут быть разложены на составляющие параллельно оси балки и перпендикулярно к ней (фиг. 142):

$$H'=S'\cos\,\gamma=\tfrac{1}{2}\,S_{OB}\cos\,\gamma;$$
$$V'=S'\sin\,\gamma=\tfrac{1}{2}\,S_{OB}\sin\,\gamma;$$
$$H''=S''\cos\,\delta=\tfrac{1}{2}\,S_{OC}\cos\,\delta;$$
$$V''=S''\sin\,\delta=\tfrac{1}{2}\,S_{OC}\sin\,\delta.$$

НТБ ДНУЖТ

Под влиянием этих сил и вертикальных сил реакции A и B балка подвергается изгибу и сжатию. Для проверки прочности балки определяется суммарное напряжение от изгиба и сжатия $\sigma = \frac{M}{W} + \frac{H}{F}$, где M—изгибающий момент, W—момент сопротивления, F—площадь сечения балки.

Помимо этих сил на поперечную балку действуют силы от торможения, направление которых зависит от направления движения вагона. При наиболее неблагоприятном направлении вниз усилие в тормозных подвесках T_1 или T_2 дает изгибающий момент, напряжение от которого прибавляется к ранее определенному.



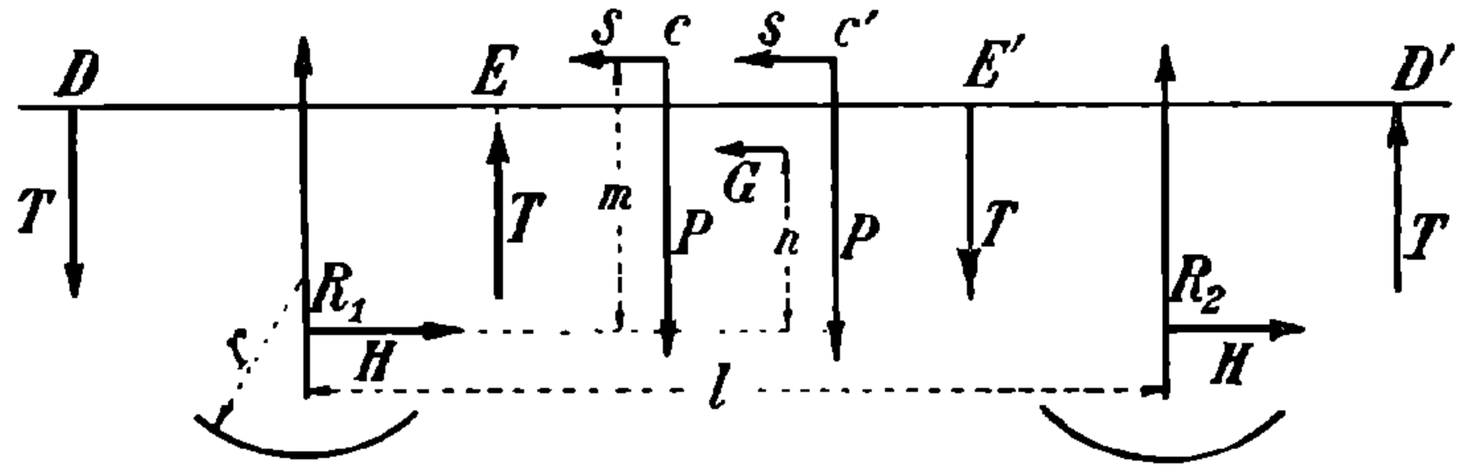
Фиг. 142.

Боковая (продольная) *балка* тележки в вертикальной плоскости находится под действием следующих сил (фиг. 143):

а) собственного веса тележки q, равномерно распределенного по длине балок;

б) сил P, приложенных в точках C и C^1 (местах прикрепления поперечных балок), слагающихся из статической и динамической нагрузок, передаваемых поперечными балками и равных концевым реакциям A или B поперечных балок (фиг. 142).

в) горизонтальной силы S, приложенной в точке C и возникающей от силы инерции кузова при торможении, при чем предполагается, что вся сила инерции распределяется поровну как между обеими тележками, так и на концах поперечных балок каждой тележки;



Фиг. 143.

г) тормозных усилий T, приложенных в точках D, D', E и E' с обеих сторон каждого колеса и направленных в противоположные стороны;

д) силы инерции тележки G, приложенной в центре тяжести тележки и равной ${}_1{}^2F \cdot \frac{q}{2q+Q}$, где F—сила инерции всего вагона, $2q + Q$ — тара вагона и q—тара тележки;

НТБ ДНУЖТ

е) сил реакции колес R_1 и R_2, передаваемых на рессоры и равных:

$$R_1 = P + \frac{S \cdot m + Gn + 2T \cdot 2r}{l}$$

и

$$R_2 = P - \frac{S \cdot m + Gn + 2T \cdot 2r}{l},$$

где второй член правой части равенства представляет ту величину ΔR, на которую передняя по движению вагона ось будет перегружена вследствие влияния сил инерции и тормозных усилий;

ж) горизонтальных сил реакций H, приложенных на челюстях буксовых лап на оси колеса и равных:

$$H = {}_2^1 S + {}_2^1 G.$$

Все эти силы в совокупности дают изгибающие моменты, по которым определяются наибольшие напряжения в сечениях балок в вертикальной плоскости.

В горизонтальной плоскости боковая балка тележки находится под действием двух сил $H^1 = {}_1^2 S_{\infty} \cos \gamma$, передаваемых на нее средними поперечными балками, и реакций от давления пазов букс на челюсти.

Сумма двух сил H^1 равна сумме горизонтальной слагающей от давления ветра H и центробежной силы $\frac{C}{2}$.

$$2H^1 = S_{OB} \cos \gamma = H + \frac{C}{2}.$$

Под действием этих сил и реакций от давления челюстей боковые балки тележек подвергаются изгибу в горизонтальной плоскости.

Кроме этих сил у тележек с тройным подвешиванием (фиг. 108) и сибирского типа (фиг. 102) боковые балки подвергаются изгибу в горизонтальной плоскости под влиянием эксцентричной передачи нагрузки от рессорных державок. Эксцентричная передача нагрузки от рессорной державки на боковую балку тележки дает пару сил, выворачивающих державку и изгибающих боковую балку. Момент этой пары сил равен $M = P \cdot a$, где P — сила, передаваемая на рессорную державку, и a — расстояние от оси натяжного болта до центра тяжести поперечного сечения рамы.

Горизонтальная сила, изгибающая боковую балку тележки $X = \frac{M}{b} = \frac{P \cdot a}{b}$, где b — плечо силы X, равное высоте державки.

Боковые балки тележек не должны давать деформаций в горизонтальной плоскости под действием указанных выше сил, так как такие деформации вызывают перекашивание буксовых челюстей и букс и ненормальный износ челюстей и пазов у букс. Поэтому необходимо при проектировании тележек разгружать боковые балки их от влияния горизонтальных сил X, помещая рессорные державки против средних

НТБ ДНУЖТ

и концевых поперечных балок или делая жесткое скрепление поперечных балок с боковыми балками в местах укрепления рессорных державок, чтобы эти силы взаимно уничтожались.

Силы, возникающие в боковых балках и других частях рамы тележек при движении вагона от ударов колес на стыках, от толчков при прохождении пучин и неровностей пути, от ударов гребней колес о рельсы, от колебаний кузова и пр., не поддаются определению. Поэтому влияние этих сил должно быть компенсировано уменьшением допускаемых напряжений. При расчетах рамы тележек и особенно наиболее ответственных ее частей боковых и средних поперечных балок не следует допускать в них суммарные напряжения нетто выше 800—900 *кг/см*^{2}.

В американской практике применяют условный метод расчета прочности тележек, заключающийся в предположении, что тележка находится под действием следующих сил:

а) вертикальной статической нагрузки,

б) горизонтального усилия, равного 40% от вертикальной статической нагрузки, приложенной в центре тяжести груженного вагона и направленной перпендикулярно к предельной оси вагона,

в) вертикальной динамической нагрузки в размере 25% от статической и вертикальной составляющей горизонтального усилия.

Такой метод расчета вполне обеспечивает надежную прочность боковых балок тележек и жесткость их в горизонтальной плоскости и может быть рекомендован для сравнения прочности проектируемой тележки с другой, конструкция которой оправдала себя на практике. При таком методе расчета суммарные напряжения нетто в частях рамы и тележки могут быть допускаемы до 1 200 *кг/см*^{2}.

Балансир рассчитывается по наибольшей нагрузке спиральных рессор, опирающихся на него.

Расчет рессор изложен в главе: «Рессоры».

8. Описание наиболее распространенных типов тележек

Изображенная на фиг. 102 *тележка упрощенного типа* с одинарным рессорным подвешиванием первоначально ставилась под наши пассажирские вагоны, но с увеличением скорости пассажирских поездов была оставлена только под багажными вагонами. Имея только одну систему подвесных рессор, она уменьшает только вертикальные ускорения, передаваемые кузову; горизонтальные же ускорения, возникающие при прохождении вагоном кривых частей пути, сохраняются целиком.

Будучи первоначально построена для вагонов более легких, чем те, которые обращаются в настоящее время, эта тележка оказалась слаба, в виду чего некоторые части ее с течением времени были усилены. Тем не менее слабость тележки для тяжелых вагонов (весом

НТБ ДНУЖТ

свыше 30 *m*) не устранена. В особенности слаба в этой тележке рама, дающая обычно трещины над буксовыми вырезами.

Вес этой тележки — от 4 до 5 *m*.

В тележке Фокс-Арбеля (фиг. 103) рама состоит из двух продольных штампованных балок, соединенных между собою штампованными поперечными балками, на которых укреплены шкворневой пятник и два скользуна. У боковых балок рамы в местах над буксами приклепаны опорные кронштейны, между которыми и верхними частями букс помещаются спиральные рессоры. Эти рессоры передают реакции от букс на кронштейны, при чем, действуя на большое плечо, реакция изгибает раму таким образом, что она повертывается верхнею полкою внутрь тележки, а нижнею частью (буксовыми челюстями) наружу. В результате изгиба верхняя полка рамы, при недостаточной прочности ее, упирается в наружную грань бандажа и вызывает сопротивление движению вагона.

Это явление усиливалось прогибом поперечных балок рамы, который наблюдался при поступлении вагонов Фокс-Арбеля на железные дороги и вызвал необходимость их усиления.

При полной нагрузке вагона поперечные балки в месте расположения шкворневого подпятника давали (до усиления их) прогиб, который вызывал перемещение буксовых рам из отвесного в наклонное положение. Вследствие этого давление на буксу передавалось не по вертикали, а несколько наклонно, и букса вместе с подшипником перемещалась наружу, при чем подшипник набегал на наружную галтель осевой шейки, вызывая заедание ее и, как следствие этого, грение буксы.

В американских конструкциях *тележек типа Фокс* (фиг. 120) указанный недостаток тележек Фокс-Арбеля устранен путем постановки спиральных рессор непосредственно в буксовых вырезах.

Тележка американского типа *«Даймонд»* (фиг. 104) отличается простотою конструкции и прочностью. Надрессорный брус ее, несущий шкворневый подпятник, делается коробчатого сечения в форме бруса равного сопротивления. Пояса, образующие боковые балки рамы, прочно соединены между собою, при чем усилия, деформирующие пояса, благодаря центральной передаче нагрузки отсутствуют, и не наблюдается деформаций рамы и неправильных перемещений подшипника по шейке оси.

На фиг. 104 показана тележка американского типа, поставленная под товарные вагоны подъемной силы в 50 *m*, постройки наших заводов.

Тележка Пульмана (фиг. 106), являющаяся самой распространенной под нашими пассажирскими вагонами, появилась впервые на российских дорогах еще в конце 70-х годов прошлого столетия; за время ее существования внесен ряд усовершенствований в конструкцию ее деталей. Рама тележки состоит из четырех деревянных брусьев, арми-

НТБ ДНУЖТ

рованных с двух сторон листовым железом и соединенных угольниками. Продольные брусья связаны между собою двумя парами средних поперечных железных балок коробчатого сечения, а торцовые брусья связаны с последними железными угольниками, расположенными по диагонали. К поперечным балкам подвешена люлька посредством четырех двухшарнирных глухих подвесок, прикрепленных к балкам болтами. К тем же балкам прикреплены две предохранительные скобы для удержания люльки в случае обрыва подвесок. Скобы сделаны из полосового железа сечения 75 15 *мм* и расположены у концов люльки между подвесками. Шкворневый пятник имеет плоскую опорную поверхность, а скользуны—дугообразной формы с желобками на верхней поверхности для удержания смазки. Балансир опирается на буксы плоскими поверхностями вкладышей, входя своими концами в пазы между буксовыми лапами.

При движении вагона на кривых балансир перемещается вдоль оси шейки и вызывает износ буксовых щек в месте прохода балансира через паз в буксовых лапах. Кроме того при движении и торможении вагона происходит маятникообразное качание. Это качание передается от балансира к буксе. Движение же тележечной рамы и буксовых лап совершается по прямым линиям в вертикальном направлении, почему в местах соприкосновения букс с буксовыми щеками получается неравномерный износ.

В прежних конструкциях тележки Пульмана опорным поверхностям балансиров придавалась выпуклая или вогнутая цилиндрическая форма, а на буксу устанавливался буксовый вкладыш соответственной формы. Однако цилиндрическая форма опорных поверхностей балансира способствовала разработке буксовых челюстей при перемещении его вдоль оси и маятникообразном качании.

Расстояние между точками опоры рамы тележки на балансире (980 *мм*) в сравнении с длиною рамы (3 440 *мм*)—мало, в виду чего не обеспечивает устойчивости рамы тележки и способствует колебательным движениям рамы при малейших ударах и толчках. Увеличение расстояния между точками опоры рамы нельзя достичь без увеличения длины балансира в виду того, что этому препятствует его форма, которой нельзя изменить (фиг. 124).

Несмотря на отмеченные недостатки, тележка Пульмана, при тщательной сборке ее и исправном состоянии ее частей, дает сравнительно спокойный ход.

В тележке Фетте (фиг. 107), спроектированной в начале 900-х годов и получившей распространение при постройке 20-метровых пассажирских вагонов, недостатки, имеющие место в тележках Пульмана, устранены путем изменения некоторых деталей. Благодаря постановке отдельных балансиров на каждую буксу со спиральными рессорами по концам их устранено маятникообразное колебание буксы,

НТБ ДНУЖТ

так как равномерное давление рессор по обеим сторонам осевой шейки обеспечивает надлежащее положение балансира и соприкасание полными поверхностями буксовых щек с пазами буксы, а следовательно, уменьшает износ этих поверхностей. В тележке Фетте увеличено число опор тележечной рамы до восьми, и увеличено расстояние между крайними точками опоры почти втрое по сравнению с тележкой Пульмана (вместо 980 *мм*—3 220 *мм*); эти обстоятельства придают раме тележки большую устойчивость и обеспечивают более спокойный ход.

Конструкция люлечных подвесок в тележках Фетте изменена по сравнению с подвесками в тележках Пульмана, а именно: они сделаны с натяжным болтом и удлинены. Вследствие ошибочной конструкции ножа, о чем было сказано выше, и частых случаев обрывов натяжных болтов, подвешивание люлек у тележек Фетте в настоящее время переделано на глухое по образцу тележек Пульмана. Конструкция пяты и скользунов оставлена без изменения. Рама тележки отличается от рамы тележки Пульмана несколько иными размерами составных частей и тем, что поперечные концевые брусья ставятся железные. Прочие части отличаются главным образом размерами деталей.

Тележки двойного подвешивания с люлькой и листовыми (долевыми) рессорами впервые были построены *Русско-Балтийским* вагонным заводом и, по общему устройству рамы и ее подвешивания, были сходны с упрощенными тележками сибирского типа, отличаясь от них только наличием люльки. Отдельными дорогами были внесены в этот тип тележек различные конструктивные изменения, из которых необходимо отметить конструкцию *Московско-Казанской* дороги. Особенность ее составляли подвесные горизонтальные трехрядные рессоры системы Нольтейна, из которых две по пяти листов помещались снаружи рам, а третья внутри. Вместо обычных скользунов на верхнем люлечном (надрессорном) брусе и на шкворневом брусе рамы вагона помещены подушки, между которыми уложено по пяти стальных шариков. Для предупреждения возможных ударов торцов верхнего люлечного бруса о раму тележки поставлены буферки, представляющие собою поршеньки со спиральными пружинами, заключенные в стаканы; работа этих буферков оказалась неудовлетворительной, и они были впоследствии сняты.

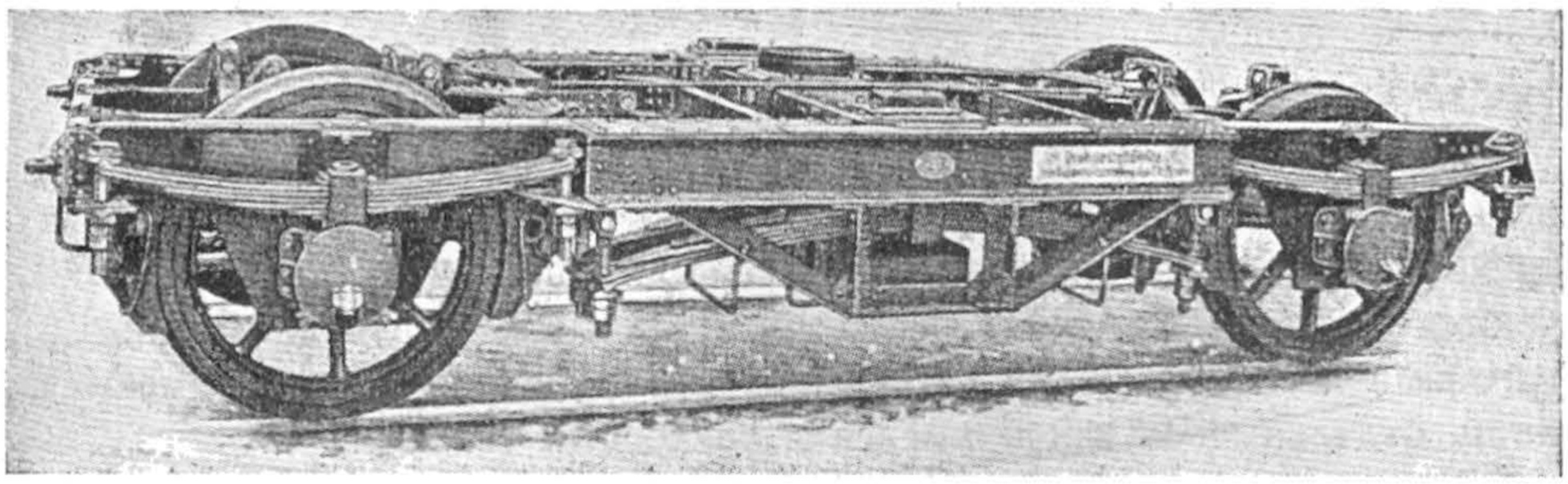
Тележки двойного подвешивания с подвесными рессорами не получили широкого распространения, но они послужили прототипом для тележек тройного подвешивания путем замены жестких подвесок долевых рессор подвесками пружинными.

Первые конструкции *тележек тройного подвешивания,* появившиеся на русских дорогах в 1897 г. оказались неудачными. Впоследствии многие детали были переконструированы, и в конце концов выработаны конструкции тележек, оказавшиеся достаточно удовлетво-

НТБ ДНУЖТ

рительными в службе под тяжелыми вагонами курьерских и скорых поездов. Одна из таких конструкций изображена на фиг. 108.

Боковые продольные балки рамы тележки—штампованные, поперечные концевые балки—железные коробчатого сечения. Кроме двух пар верхних поперечных связей *В* коробчатого сечения (160×65×7,5 *мм*) поставлены две нижние связи *Р*—тоже коробчатого сечения (120×55××7 *мм*). Средние продольные балки *Д*—углового железа 76×76×10 *мм*, а диагональные — углового железа 63×63×10 *мм*. Балки соединены между собою угольниками и накладками. Люлька подвешена на ножах и подвесках натяжными болтами *Б*. Подвески поставлены на ножи *А*, качающиеся в плоскостях, перпендикулярных направлению движения вагона; таким образом центр качания люлечных подвесок находится



Фиг. 144.

поперечными рамными скреплениями. Подвески надбуксовых рессор имеют упорные шайбы с зубьями. Для предупреждения падения рамы на буксу в случае обрыва рессорных подвесок *И* или излома рессор поставлены на рамах над каждою рессорою скобы *М* и над каждым хомутом упорки *Н*

Зазоры между надрессорным брусом *Ж* и поперечными балками *ВВ* доведены до наименьших размеров путем постановки четырех упорных скоб на внутренних поперечных балках *В* и планок против скоб на брусе *Ж*. Для устранения ударов надрессорного бруса *Ж* в тележечную раму *К* при его боковых перемещениях поставлены в рамах с обеих сторон пружинные упорки *Л*.

Эта тележка обладает высокою степенью плавности хода и, благодаря прочной конструкции, может работать под очень тяжелыми вагонами.

На фиг. 144 изображена тележка нового типа, сконструированная заводом Герлица и примененная в виде опыта на некоторых германских дорогах, при чем опыты эти, как можно судить по литературным данным, дали вполне благоприятные результаты. Характерную особенность тележки Герлица составляют люлечные рессоры, которые, в противоположность рессорам других тележек, сделаны листовыми подвесными, с обращенным книзу коренным листом. Хомуты рессор служат

НТБ ДНУЖТ

опорою для надрессорного бруса люльки, а концы рессор подвешены к раме тележки и таким образом передают на нее давление, производимое кузовом на надрессорный брус люльки. Для передачи давления от рамы на буксы служат листовые рессоры с вертикальными подвесками, представляющими натяжные болты. Средняя часть рамы тележки уширена по сравнению с концами ее, вследствие чего расстояние между скользунами больше, чем в других тележках. Длина рамы, в виду применения продольных люлечных рессор, значительно больше, чем в других тележках. По сравнению с тележками тройного подвешивания тележки Герлица на 1 480 *мм* длинее и на 300 *мм* шире в средней части. Как показал опыт, вагоны с тележками Герлица обладают мягким холодом и имеют меньшую боковую качку, чем вагоны с тележками других систем.

9. Трехосные тележки

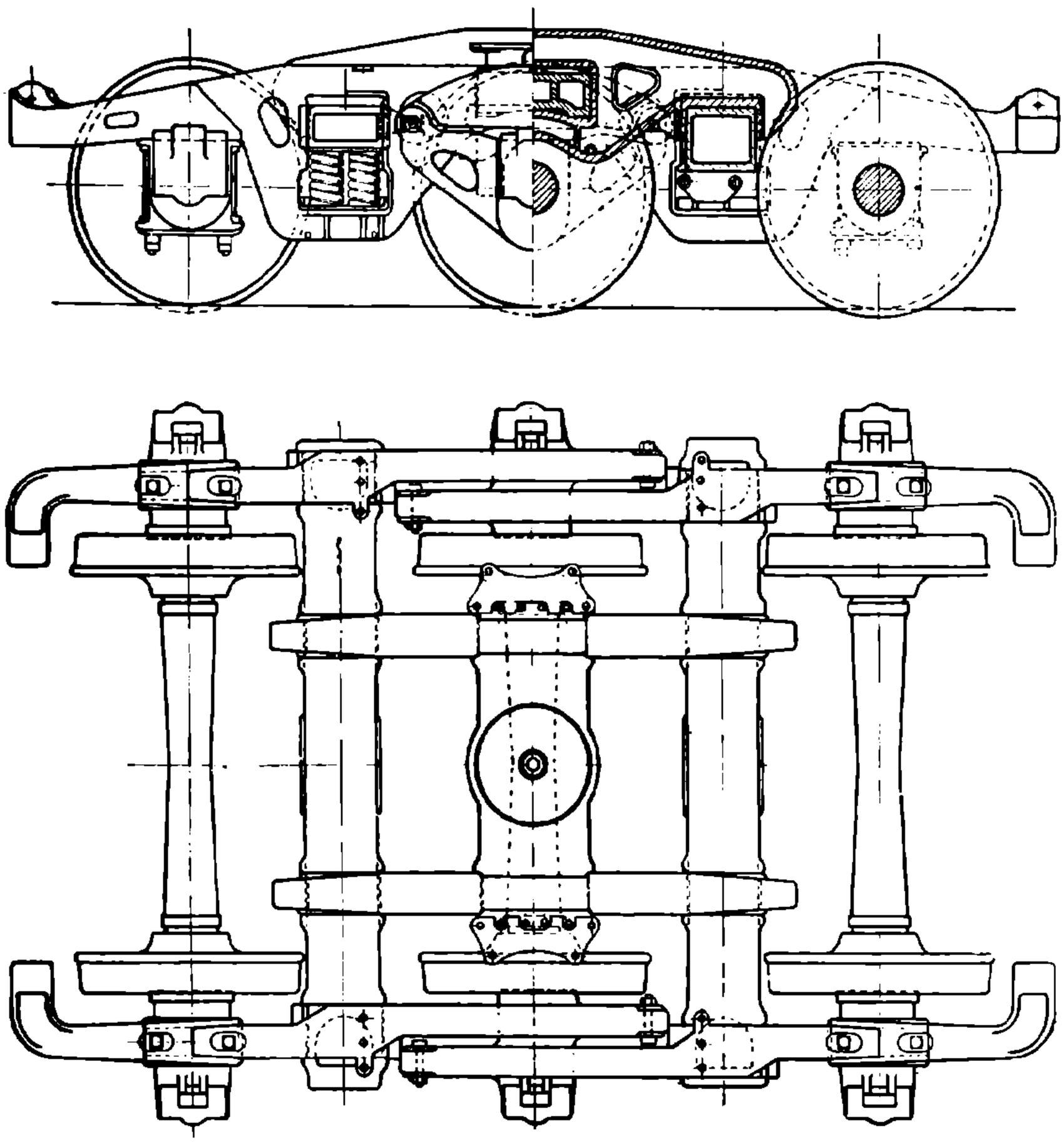
Увеличение веса вагонов и повышение в связи с этим нагрузки на ось свыше допускаемых пределов вызвало необходимость применения трехосных тележек. Они наиболее распространены в Америке и встречаются также в Германии и во Франции под тяжелыми товарными вагонами и специальными пассажирскими. На наших дорогах имеются лишь отдельные случаи применения трехосных тележек.

Трехосные тележки в Америке ставятся под товарные вагоны и платформы при подъемной силе их в 100—120 *т*, под большие багажные, почтовые, спальные, служебные вагоны и под вагоны-рестораны. Все новые пассажирские вагоны с 1916 г. строятся в САСШ и Канаде на трехосных тележках. В Германии трехосные тележки встречаются под товарными вагонами подъемной силы в 60—70 *т*, под служебными салон-вагонами, под вагонами-ресторанами.

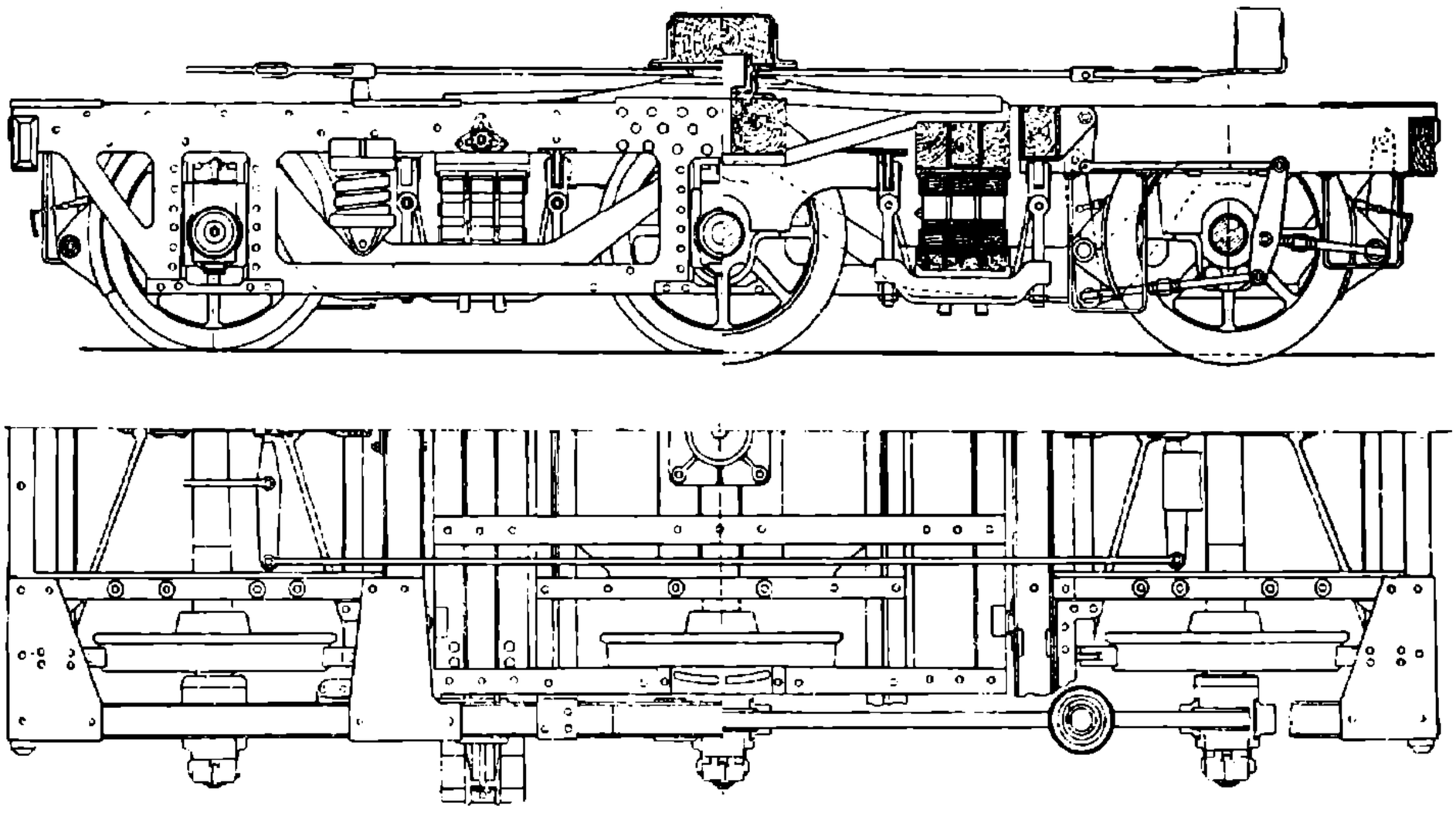
Трехосные тележки, подкатываемые под товарные вагоны в Америке, представляют преимущественно видоизмененный тип тележки „Даймонда". Продольные рамы—литые или штампованные и состоят из двух частей, соединенных шарнирно над средней осью (фиг. 145). Спиральные рессоры расположены в каждой из частей рамы таким образом, что конечная ось нагружается $^2/_3$, а средняя $^1/_3$ нагрузки, воспринимаемой каждой группой рессор. Надрессорные брусья связываются между собою двумя продольными балками, на которых укрепляется поперечный подушечный брус с подпятником и скользунами.

На германских дорогах трехосные тележки *товарных* вагонов строятся преимущественно по типу наших упрощенных двухосных тележек одинарного подвешивания. Продольные рамы тележки — цельные штампованные с надбуксовыми листовыми рессорами, которые подвешены на обыкновенных серьгах, при чем между средней и крайними рессорами поставлены качающиеся балансиры, в которых и укреплены рессорные серьги.

НТБ ДНУЖТ



Фиг. 145.



Фиг 146.

НТБ ДНУЖТ

Трехосная тележка *пассажирских* вагонов изображена на фиг. 146. Такого типа тележки применяются на американских и германских дорогах, а также были спроектированы в 900-х годах для наших дорог. В этой тележке две люльки, подвешенные к поперечным балкам между средней и крайними осями. На люльки опираются шпренгельные фермы на которых укреплен поперечный брус, несущий подпятник и скользуны. Давление от рамы тележки на буксы пере дается через спиральные рессоры и балансиры. Балансир, несущий спиральную рессору, нагружает конечную ось $^2/_3$, а среднюю—$^1/_3$ своей нагрузки, вследствие чего давления осей одинаковые.

НТБ ДНУЖТ

ГЛАВА VI

СВОБОДНО УСТАНАВЛИВАЮЩИЕСЯ ОСИ

1. Назначение свободно устанавливающихся осей

Для свободного прохождения двухосных вагонов через закругление пути оси их должны расположиться по направлению радиуса закругления и, чтобы не было скольжения колес, должны переместиться в сторону наружного рельса закругления настолько, чтобы колеса стали на рельсы соответствующими кругами катания. Величина перемещения осей находится в зависимости от радиуса закругления и базы вагона и будет возрастать с уменьшением радиуса и увеличением базы. У трехосных вагонов крайние колесные пары находятся в таких же условиях, как и у двухосных вагонов; подвешивание же средней колесной пары вагона должно допускать свободное относительное перемещение последней, равное смещению продольной оси кузова от оси пути в сторону наружного рельса плюс перемещение этой колесной пары в сторону наружного рельса.

Для того чтобы оси имели возможность устанавливаться, между пазами букс и буксовыми лапами должны быть сделаны надлежащие зазоры, и, кроме этого, подвешивание рессор должно обладать достаточной подвижностью. При несоблюдении этих условий будет иметь место нажатие букс на буксовые лапы, происходящее притом со значительной силой. В кривых частях пути оси, не имея возможности устанавливаться радиально, будут буксовать и, набегая гребнями бандажей на рельсы, изнашивать как гребни, так и рельсы, вследствие чего увеличивается сопротивление движению вагонов.

Для устранения этих недостатков еще в 70-х годах прошлого столетия на саксонских железных дорогах были сделаны опыты увеличить зазоры между буксами и лапами настолько, чтобы не могло произойти прикосновения их даже при самых больших отклонениях оси. Результаты этих опытов оказались очень хорошими, и мысль о необходимости делать такие зазоры между буксами и лапами постепенно стала распространяться во всех странах, создав так называемые свободно устанавливающиеся оси.

Особенность свободно устанавливающихся осей составляет то, что они, благодаря большим зазорам между буксами и лапами, не

НТБ ДНУЖТ

встречают препятствий к тому, чтобы принять радиальные направления на кривом пути, а при выходе из кривой на прямую возвращаются в прежнее нормальное положение, к чему их принуждает соответственное устройство рессорных подвесок.

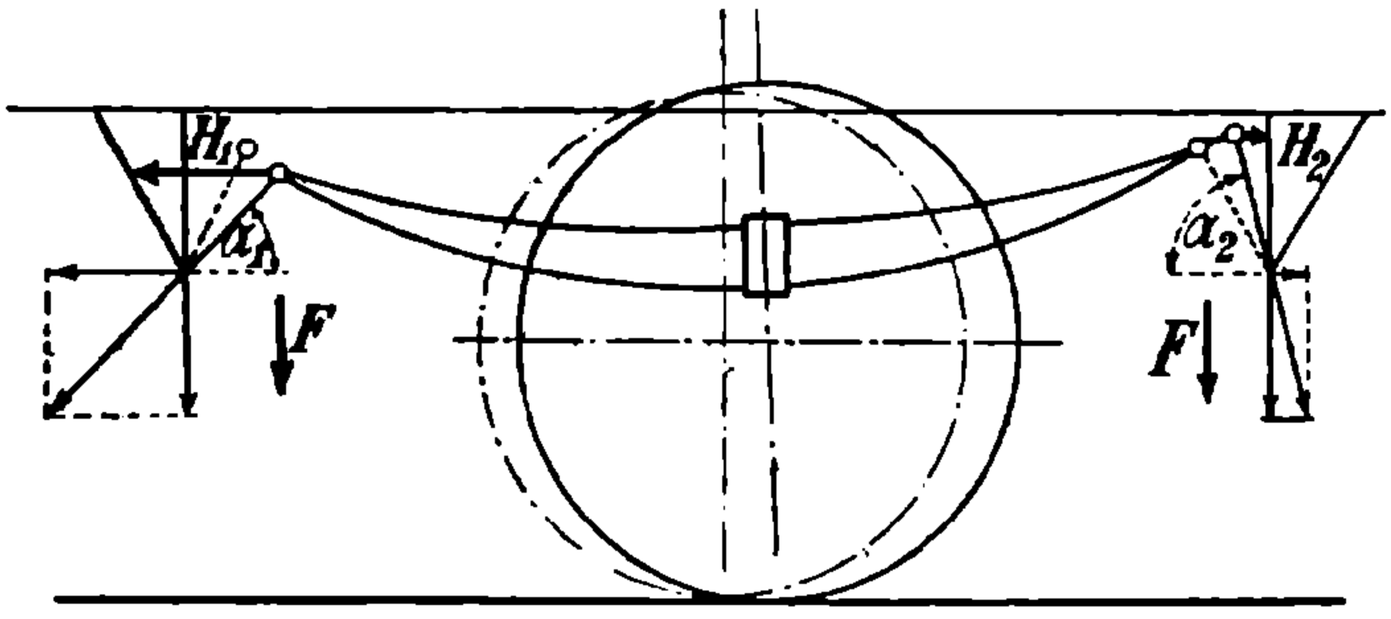
Принцип устройства этих осей основан на том факте, что при входе вагона в кривую колесо передней оси со стороны наружного рельса касается своею ребордою рельса и вследствие этого, катясь по большему кругу своей поверхности, чем второе колесо той же оси, забегает вперед относительного второго и этим приводит самую ось колесной пары в радиальное положение; задняя ось, наоборот, забегает колесом со стороны внутреннего рельса и становится под углом в противоположном направлении. Таким образом коничность бандажей заставляет оси, при надлежащих зазорах между буксами и лапами, располагаться на кривой в радиальном направлении, при котором сопротивление проходу по кривой меньше.

Сообщение осям возможности свободно устанавливаться парализует вредное влияние удлинения базы вагона на возрастание сопротивления движению по кривым.

На наших дорогах свободно устанавливающиеся оси применены под длинными двухосными пассажирскими вагонами (14-и 12-метровыми) и под некоторыми трехосными вагонами.

2. Возвращающая сила

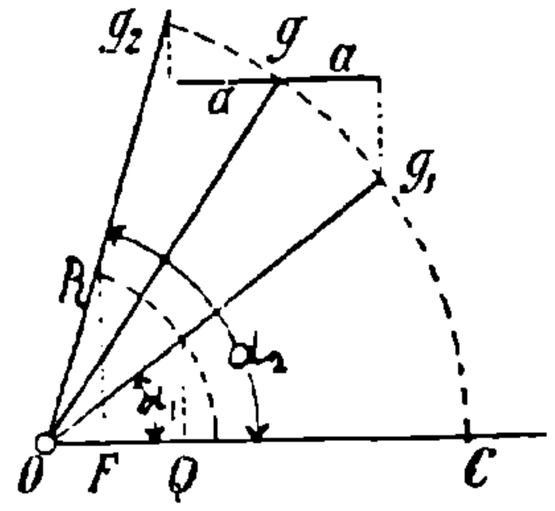
Если при входе вагона в кривую часть пути ось, принимая радиальное направление, передвигается в буксовой раме, т. е. приближается к одному рельсу и удаляется от другого, то вместе с нею и букса выходит из своего среднего положения. Рессора, будучи увлечена буксою, принимает такое положение, что подвески ее, которые до входа в кривую образовывали одинаковые углы α_1 и α_2 с горизонтом, будут в кривой наклонены неодинаково (фиг. 147). Следствием этого горизонтальные усилия H_1 и H_2, действующие на рессору и взаимно уравновешивающиеся на прямой, будут в кривой неравными, и разница между ними $H_1 - H_2$ составит то усилие, которое при выходе оси из кривой заставит эту ось вернуться в нормальное положение.



Фиг. 147.

НТБ ДНУЖТ

Графическое определение величины этого усилия, называемого возвращающей силой, делается следующим образом. Из точки O (фиг. 148) радиусом, равным длине сережек l, описывается часть окружности и проводится радиус Og, соответствующий среднему положению сережек на прямолинейном участке пути. Чтобы найти, какие усилия будут возвращать ось в нормальное положение тогда, когда на кривой концы рессор будут отодвинуты на длину a от нормального их положения, надо провести через точку g два горизонтальных отрезка, равные a, и из концов их опустить перпендикуляры до пересечения с окружностью в точках g_1 и g_2, отвечающих положению концов рессорных сережек в их крайних положениях. Соединив эти точки с точкою O, получим углы наклонения сережек к горизонту α_1 и α_2 в то время, когда концы рессор выйдут из среднего своего положения на длину a.

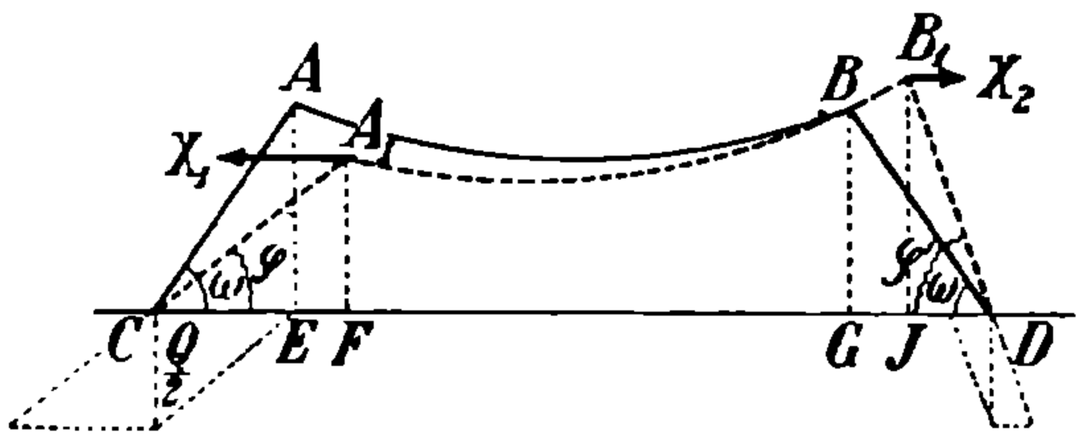


Фиг. 148.

Если затем из точки O описать дугу радиусом OR, равным нагрузке на один конец рессоры, и из точек пересечения ее с радиусами Og_1 и Og_2 опустить перпендикуляры на горизонтальную линию OC, то отрезок TQ, измеренный тем же масштабом, что и OR, будет выражать собою искомую силу, возвращающую ось в нормальное положение, так как этот отрезок равен:

$$P\ (\cos\alpha_1 - \cos\alpha_2).$$

Из фиг. 148 видно, что чем длиннее подвески, тем, при равных прочих условиях, возвращающая сила будет меньше, и что при данной длине подвесок она возрастает с уменьшением угла наклона к горизонту.



Фиг. 149.

Для плавности хода важно, чтобы возвращающие силы были возможно больше, но вместе с тем они при наибольших угловых перемещениях не должны превосходить сцепления колес с рельсами, так как в противном случае колеса скользили бы при проходе по кривой и не могли бы достигать необходимых отклонений.

Если при нормальном положении осей углы, составляемые рессорными подвесками с горизонтальной линией, равны ω, а при нахождении оси на кривой становятся φ и φ' (фиг. 149), то, пренебрегая малыми величинами высших порядков, можно написать:

$$l\cos\varphi - l\cos\omega = l\cos\omega - l\cos\varphi^1 = a \qquad (1),$$

где l — длина рессорных сережек и

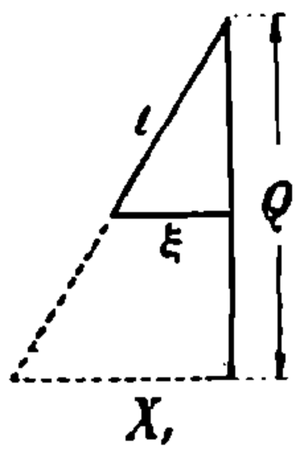
a — величина перемещения концов рессоры.

НТБ ДНУЖТ

Разлагая приложенную к A_1 силу $\frac{Q}{2}$ на две: одну по направлению подвески, а другую горизонтальную X_1, будем иметь для последней:

$$X_1 = \frac{Q}{2} \cdot \frac{CE + EF}{A_1 F} = \frac{Q}{2} \cdot \frac{l\cos\omega + a}{l\sin\varphi} = \frac{Q}{2} \cdot \frac{\cos\omega + \frac{a}{l}}{\sqrt{1-\cos^2\varphi}}.$$

Так же точно разлагая силу $\frac{Q}{2}$, приложенную в точке B_1, получим для горизонтальной силы:



Фиг. 150.

$$X_2 = \frac{Q}{2} \cdot \frac{\cos\omega - \frac{a}{l}}{\sqrt{1-\cos^2\varphi^1}}.$$

Так как из равенства (1):

$$\cos\varphi = \cos\omega + \frac{a}{l}$$

и

$$\cos\varphi^1 = \cos\omega - \frac{a}{l},$$

то возвращающая сила:

$$X = X_1 - X_2 = \frac{Q}{2}\left[\frac{\cos\omega + \frac{a}{l}}{\sqrt{1-\left(\cos\omega + \frac{a}{l}\right)^2}} - \frac{\cos\omega - \frac{a}{l}}{\sqrt{1-\left(\cos\omega - \frac{a}{l}\right)^2}}\right].$$

Если сила сцепления колес с рельсами $= \frac{1}{7}\,Q$, то

$$\frac{\cos\omega + \frac{a}{l}}{\sqrt{1-\left(\cos\omega + \frac{a}{l}\right)^2}} - \frac{\cos\omega - \frac{a}{l}}{\sqrt{1-\left(\cos\omega - \frac{a}{l}\right)^2}} \leqq \frac{2}{7}.$$

При перемещении оси настолько, что горизонтальная проекция будет ξ (фиг. 150) подвесок возвращающая сила

$$X_1 = Q\frac{\xi}{\sqrt{l^2 - \xi^2}}.$$

3. Определение зазоров между буксами и лапами

Величина зазоров между буксами и лапами может быть определена на основании следующих соображений.

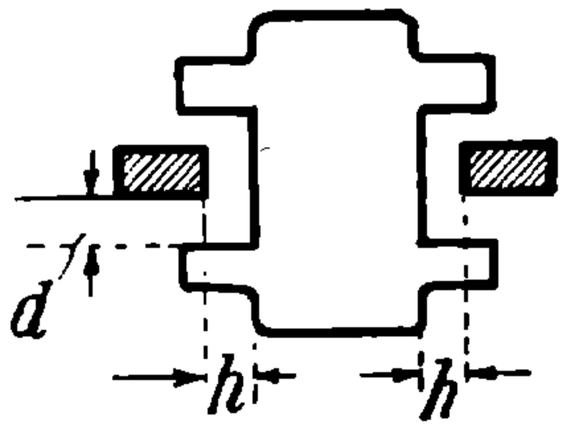
При проходе закругления наименьшего радиуса, в котором от осей требуется радиальная установка, возможность таковой для передней оси должна быть гарантирована в самые невыгодные моменты, т. е. когда задняя ось приближается гребнем бандажа к внутреннему рельсу. Для определения тех продольных зазоров h (фиг. 151), которые для этого должны быть даны буксам крайних осей, представим себе вагон с параллельными не поворачивающимися осями, занимающими на за-

НТБ ДНУЖТ

кругленнии такое положение, при котором все три колесные пары прижаты гребнями к наружному рельсу (фиг. 152).

При этом угол $O_1 a_1 O$, равный углу между плоскостью переднего наружного колеса и вертикальною плоскостью, касательною к направлению наружного рельса в a_1, который называется *углом набега колеса на рельс* и который равен центральному углу α, определится из формулы:

$$\sin \alpha = \frac{L}{2\left(R + \frac{b}{2}\right)},$$



Фиг. 151.

где L — расстояние между крайними осями при положении их, перпендикулярном к оси вагона,

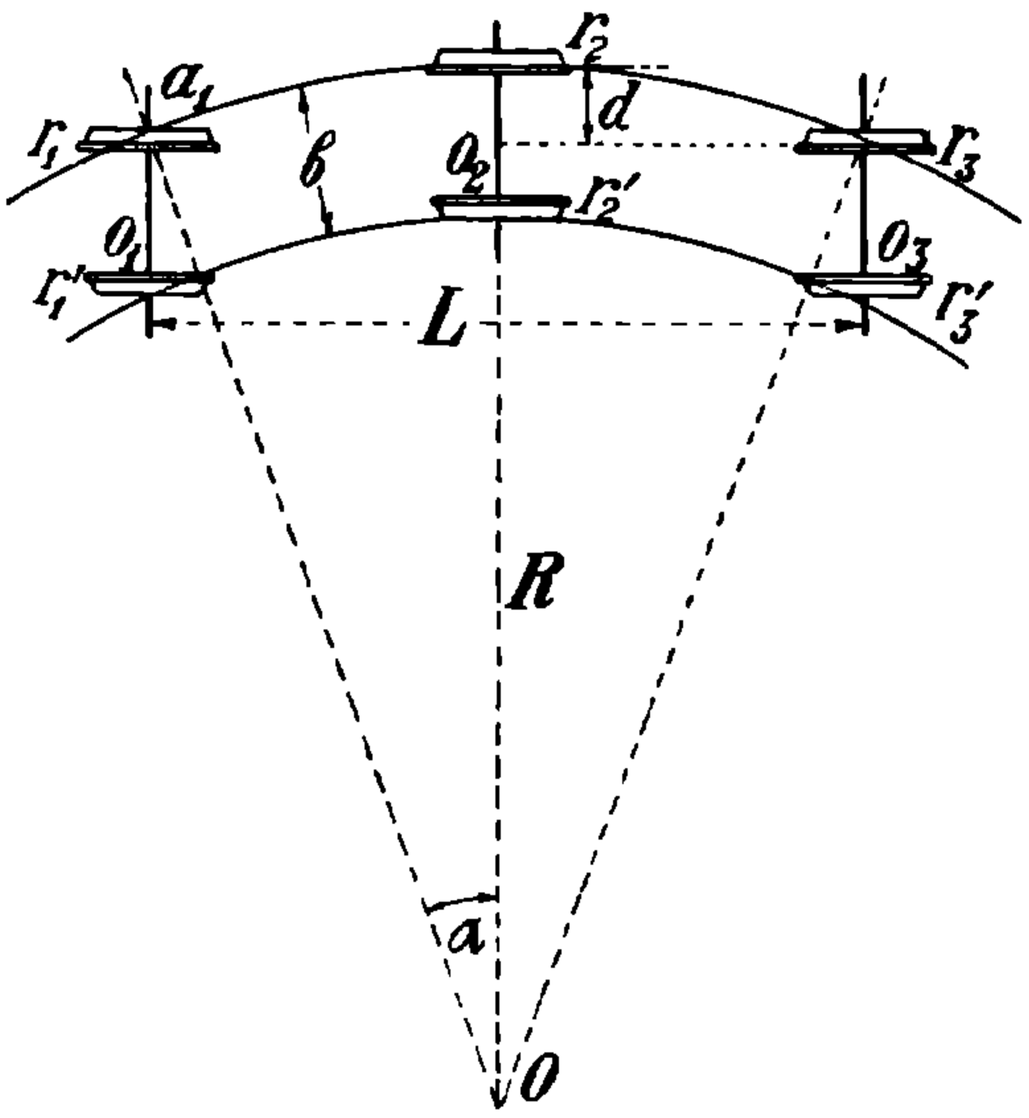
R — радиус оси рельсового пути и

b — ширина колеи.

При прохождении вагона в представленном на фигуре положении между внутренним рельсом и гребнями колес r_1', r_2', r_3' существовали бы зазоры δ_1, δ_2, δ_3, которые с достаточной степенью точности можно принять равными полному поперечному перемещению оси.

Приближение заднего колеса r_3' гребнем к внутреннему рельсу имело бы последствием вращение вагона около a_1, а следовательно, увеличение угла набега на угол, определяющийся из $\operatorname{tg} \beta = \frac{\delta_3}{L}$.

Для того чтобы при этом самом невыгодном положении передняя ось могла стать радиально, необходимо, чтобы она имела возможность отклоняться от положения нормального к продольной оси вагона на угол $\alpha + \beta$.



Фиг. 152.

В виду небольшой величины углов α и β синус и тангенс их могут быть заменены самою дугою, т. е. можно принять:

$$\sin \alpha = \alpha = \frac{L}{2\left(R + \frac{b}{2}\right)}$$

и

$$\operatorname{tg} \beta = \beta = \frac{\delta_3}{L};$$

$$\alpha + \beta = \frac{L}{2\left(R + \frac{b}{2}\right)} + \frac{\delta_3}{L}$$

Для того чтобы вращение оси на этот угол в горизонтальной плоскости было возможно, как видно из фиг. 153, необходимо, чтобы

НТБ ДНУЖТ

между буксами и лапами по направлению длины вагона существовал зазор h, не меньший $e\operatorname{tg}(\alpha+\beta)$, где e—расстояние от средины оси C до плоскости nn буксовых лап.

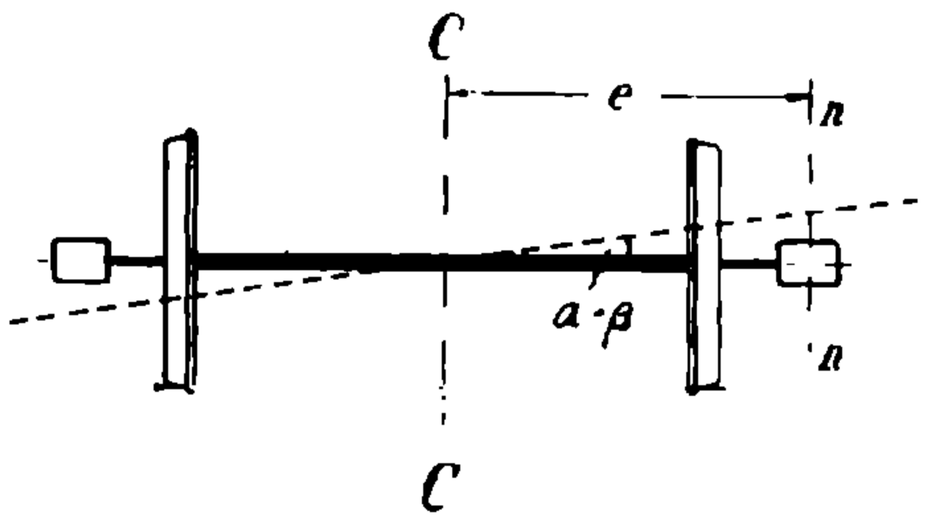
В виду небольшой величины $\alpha+\beta$ вместо тангенса можно взять длину дуги, так что для зазора имеем:

$$h = e\left[\frac{L}{2\left(R+\frac{b}{2}\right)} + \frac{\delta_3}{L}\right].$$

Принимая в расчет, что при сборке лап и букс могут быть неточности до 4 *мм*, следует зазоры определять по формуле:

$$h = e\left[\frac{L}{2\left(R \quad \frac{b}{2}\right)} + \frac{\delta_3}{L}\right] + 4 \text{ мм}.$$

Средняя ось для занятия радиального положения тоже должна иметь некоторую подвижность, но значительно меньшую.



Фиг. 153.

Для нее достаточен зазор:

$$h = \frac{\delta_3}{L} + 4,$$

необходимый для занятия ею радиального положения в то время, когда задняя ось гребнем прижата к внутреннему рельсу.

Для поперечного перемещения средней оси условие свободного прохода кривых в положении, изображенном на фиг. 152, требует:

$$d \leqq R + \frac{b}{2} - \sqrt{\left(R+\frac{b}{2}\right)^2 - \frac{L^2}{4}}.$$

Для того случая, когда задняя ось приблизится гребнем колеса к внутреннему рельсу, к этой величине необходимо прибавить $\frac{\delta}{2}$, т. е. брать:

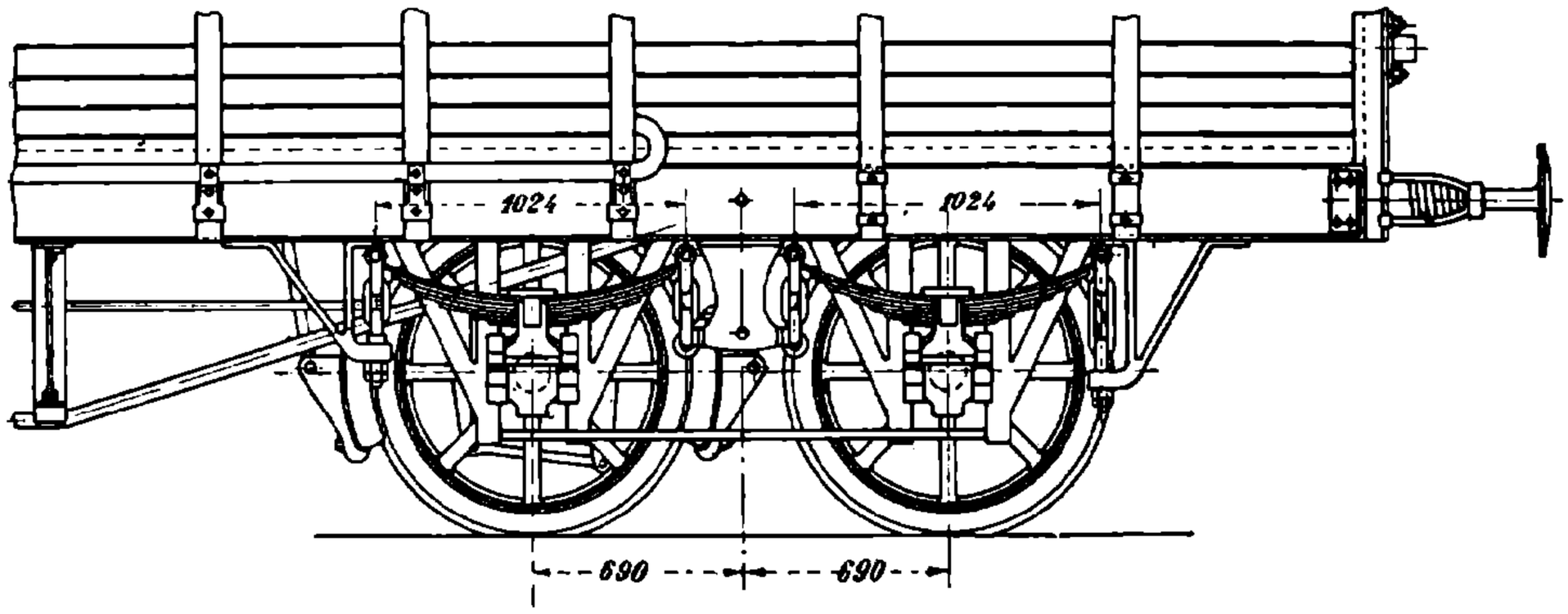
$$d \leqq R + \frac{b+\delta}{2} - \sqrt{\left(R+\frac{b}{2}\right)^2 - \frac{L^2}{4}}.$$

4. Связанные свободно устанавливающиеся оси

Особенно широкое применение свободно устанавливающиеся оси получили на германских железных дорогах, при чем существующие на этих дорогах свободно устанавливающиеся оси делятся на две основные группы: к первой группе относятся рассмотренные выше оси, устанавливающиеся независимо одна от другой, а ко второй—такие оси, при которых радиальное направление одной из них вызывает надлежащее радиальное направление и другой. Вторая группа может быть названа связанными или зависимыми свободно устанавливающимися осями. На наших дорогах связанные свободно устанавли-

НТБ ДНУЖТ

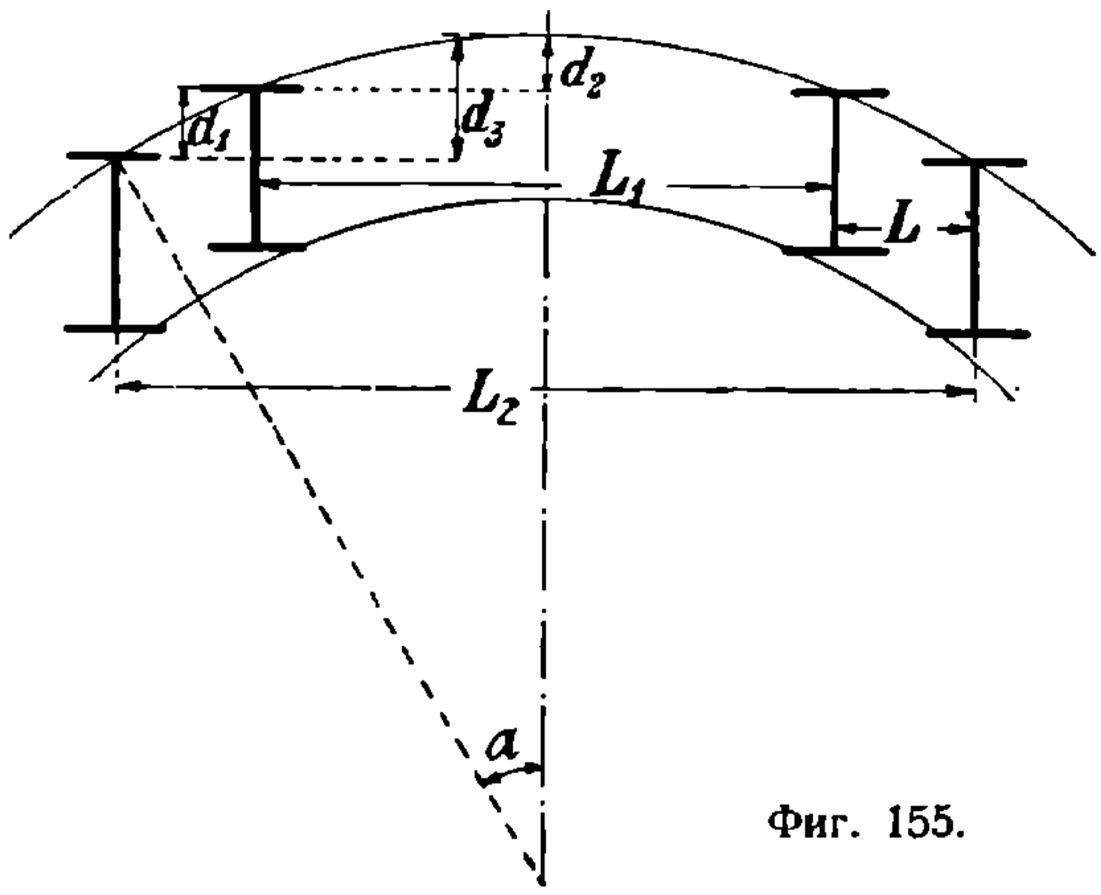
вающиеся оси нашли применение только на Московско-Казанской дороге, на которой в начале 900-х годов было построено несколько вагонов



Фиг. 154.

подъемной силы в 30 *т* (1 800 пудов), длиною в 11,6 *м* с зависимыми свободно устанавливающимися осями (фиг. 154), а также пассажирские четырехосные вагоны длиною в 18 *м*.

Как видно (фиг. 154), в этой конструкции четыре свободно устанавливающиеся оси соединены попарно таким образом, что смежные концы рессор двух рядом стоящих колесных пар имеют подвески, прикрепленные к концам общего для них балансира; следовательно, отклонение подвесок одной рессоры вызывает соответственное отклонение подвесок и другой рессоры. Направляющими вагон в кривых частях пути являются средние оси; крайним же осям обеспечена возможность отклонения путем соответственного увеличения поперечных и продольных зазоров между буксами и лапами.



Фиг. 155.

Величина поперечного зазора для крайних осей, как видно из фиг. 155, будет:

$$d_1 = d_3 - d_2 + d,$$

где

$$d_2 = R + \frac{b}{2} - \sqrt{\left(R + \frac{b}{2}\right)^2 - \frac{L_1^2}{4}}$$

и

$$d_3 = R + \frac{b}{2} - \sqrt{\left(R + \frac{b}{2}\right)^2 - \frac{L_2^2}{4}},$$

подобно тому как выведено выше для независимой свободно устанавливающейся оси, а d—зазор для средних осей, принимаемый в 10 *мм*.

НТБ ДНУЖТ

Если предположить, что задняя ось из среднего своего положения переместится по направлению к внутреннему рельсу до соприкосновения реборды колеса с рельсом, тогда d_1 увеличится еще на величину X, определяемую из выражения:

$$\frac{X}{\delta} = \frac{L}{L_1+L},$$

где δ — зазор между гребнем колеса и рельсом при среднем положении оси.

Величина продольных зазоров h определяется так же, как и для независимых свободно устанавливающихся осей.

По германским нормам крайние оси вагона должны перемещаться в плоскости буксовых лап (вдоль вагона) на длину 2,5 L *мм* в сумме в обе стороны от среднего положения, нормального к прямому пути, при чем L обозначает величину базы вагона, выраженную в метрах. Наибольшее перемещение свободной поворотной оси в сумме в обе стороны, считая от среднего ее положения, не делается свыше 35 *мм* вдоль и 30 *мм* поперек вагона.

Букса должна быть соединена с рессорою неизменно, чтобы отделение одной от другой или передвижение одной относительно другой было невозможно. Букса имеет только наружные заплечики. Рессорные подвески состоят из скоб и цепных звеньев. Скобы подвешиваются к изогнутому кронштейну, прикрепленному к раме вагона.

5. Преимущества и недостатки связанных самоустанавливающихся осей

На германских дорогах связанные самоустанавливающиеся оси применяются преимущественно у многоосных тележек специальных платформ (транспортеров) большой подъемной силы, служащих для перевозки тяжелых и громоздких предметов.

При постановке связанных самоустанавливающихся осей под вагонами с укреплением рессорного подвешивания непосредственно к раме такие оси ставятся по две на каждом конце вагона, и в этом случае (фиг. 154) вагон имеет расположение осей, как и у тележечного вагона.

Для облегчения прохода закруглений расстояние между осями у каждого конца вагона должно быть сделано возможно меньшим— в пределах от 1,2 до 2 *м*.

У нас четырехосные вагоны со связанными свободно устанавливающимися осями получили название четырехосных нетележечных вагонов. Пассажирские нетележечные вагоны Московско-Казанской жел. дороги имеют в длину 18 *м* и базу (расстояние между крайними осями) около 14,5 *м*.

НТБ ДНУЖТ

Преимущество четырехосных нетележечных вагонов перед тележечными заключается в том, что они имеют значительно меньшую тару по сравнению с тележечными вагонами. Уменьшение тары получается вследствие отсутствия рам тележек и упрощения конструкции рамы самого вагона: отсутствуют шкворневые балки, и сближаются боковые швеллера настолько, чтобы они приходились над срединою шеек осей. Благодаря такому упрощению конструкции нетележечные 18-метровые вагоны Московско-Казанской жел. дороги имеют тару около 30—31 *m*, тогда как тара тележечных вагонов такой же длины достигает 40 *m*. Постройка таких вагонов обходится значительно дешевле, чем тележечных, и экономически они более выгодны в эксплоатации в виду меньшей тары, приходящейся на одного пассажира. Однако такие пассажирские вагоны применимы только для поездов с небольшими скоростями, так как в виду отсутствия люлечного подвешивания ход их менее спокоен по сравнению с тележечными вагонами. У тележечного вагона последовательные удары колес о стыки каждой тележки суммируются и передаются кузову через шкворневый пятник, как было указано выше, значительно ослабленными. У нетележечного вагона удар каждого колеса о рельсы передается через раму непосредственно кузову, и во время хода вагона кузов его получает быстро следующие друг за другом толчки, создающие тряский ход и шум. Для уменьшения передачи шума внутрь вагона необходимо между рамой и кузовом его ставить для уменьшения звукопроводности прокладки из войлока толщиною в 25—30 *мм*.

У товарных вагонов, плавность хода которых не имеет решающего значения, свободно устанавливающиеся оси могут быть применены с выигрышем на таре для платформ и отчасти для полувагонов, у которых вся нагрузка воспринимается рамою и у которых, следовательно, постановка боковых швеллеров тяжелого профиля является обязательной.

Для вагонов же, у которых основанием рамы служит хребтовая балка (вагоны с несквозною упряжью) и у которых обрешетка кузова участвует в передаче нагрузки, связанные свободно устанавливающиеся оси не применяются, так как постановка боковых швеллеров невыгодно отражается на конструкции и таре таких вагонов.

При проектировании связанных свободно устанавливающихся осей для товарных вагонов не следует допускать напряжения на смятие соприкасающихся поверхностей рессорного подвешивания, балансиров и валиков свыше 400 *кг/см*^{2}, чтобы предохранить их от быстрого изнашивания, которое обычно наблюдается вследствие подвижности всей системы рессорного подвешивания.

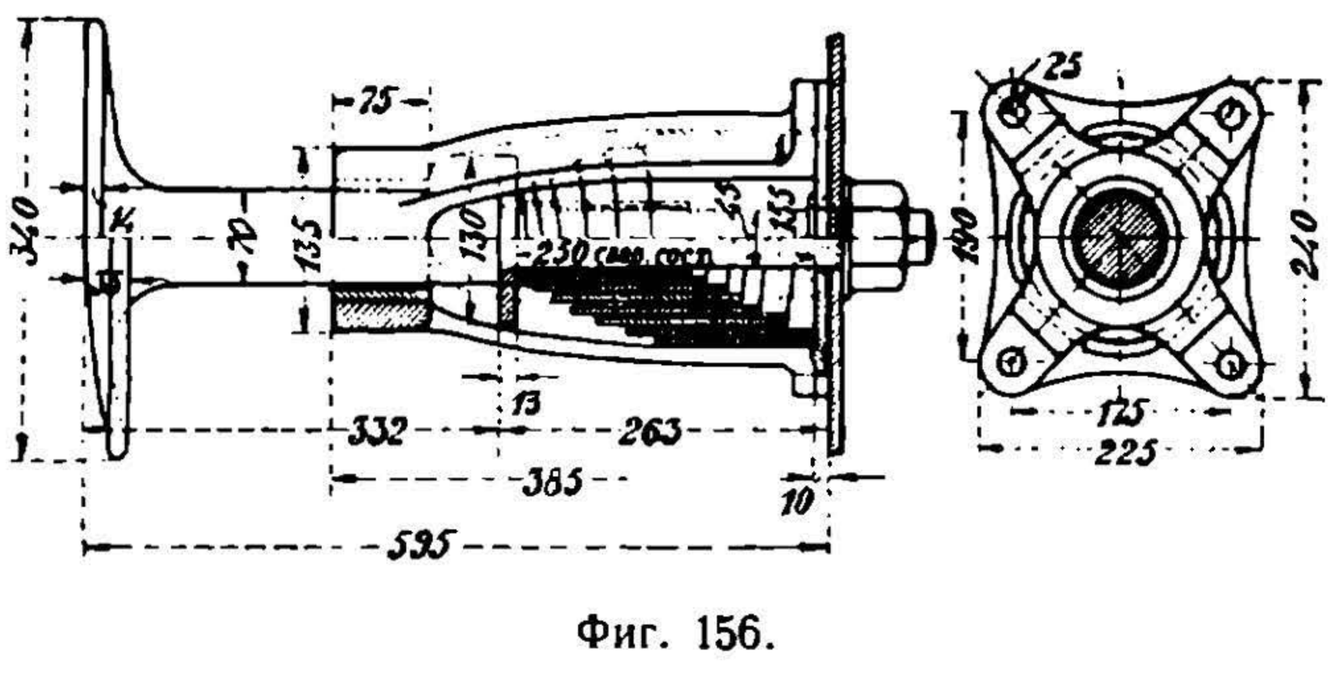
НТБ ДНУЖТ

ГЛАВА VII

БУФЕР

1. Назначение буферов и классификация их

Для предохранения вагонов от повреждений вследствие ударов, передаваемых от одного вагона к другому при замедлении хода или остановке поезда, а также при производстве маневров с вагонами, служат упругие буфера, прикрепляемые болтами к их концевым поперечным брусьям, называемым поэтому буферными. На европейских дорогах широкой (нормальной) колеи ставят на каждом буферном брусе по два буфера, на равном расстоянии от средины, а на вагонах узкоколейных дорог — по одному буферу в центре буферного бруса. На дорогах Северной Америки, со времени их возникновения, применялась однобуферная система в соединении со сцепкой; последняя описана ниже, в главе „Тяговые и сцепные приборы".



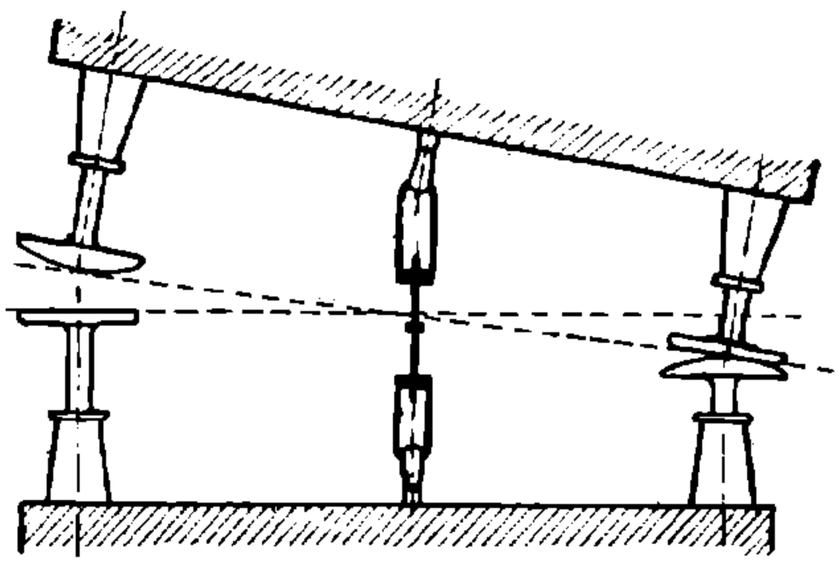
Фиг. 156.

Действие буфера заключается в том, что тарелка (фиг. 156) стержня, воспринимая удар от буфера другого вагона, передает его через шайбу, сидящую на стержне, на пружину, которая помещается в стакане. Сжимаясь, пружина поглощает работу мгновенной силы удара и тем предохраняет раму вагона от разрушительного действия этой силы. При набегании одного вагона на другой, например при производстве маневров, могут появляться весьма значительные силы удара, поглотить работу которых упругостью буферных пружин по конструктивным условиям не представляется возможным: такие буфера получились бы крайне громоздкими и тяжелыми. Поэтому на практике мощность буферных пружин устанавливается на основании опыта в зависимости от веса вагона и веса поездов, при чем пружинам дают такие размеры,

НТБ ДНУЖТ

чтобы они могли поглощать силы удара, появляющиеся при нормальных условиях следования поезда. Под влиянием же силы Q удара на буфер, превышающей мощность его пружины P, пружина сядет до отказа, и сила $Q-P$ будет воспринята буфером и рамой вагона жестко в виде удара, который при большей величине $Q-P$, например при происшествиях, может вызвать повреждение рамы и кузова. Так как при происшествиях силы удара буфер о буфер могут быть весьма большими, то, чтобы работа силы удара причиняла возможно меньшие разрушения вагона, следует раму его конструировать значительно прочнее буферов и давать буферам такую конструкцию и размеры, чтобы работа силы удара расходовалась на разрушение буферов и из мгновенной силы превращалась в конечную нагрузку.

Этому условию лучше всего удовлетворяют конструкции железных штампованных буферов и в меньшей степени стальных литых; чугунные буферные стаканы этому условию не удовлетворяют, и потому применение чугунных буферов должно быть признано нецелесообразным.



Фиг. 157.

При двухбуферной системе правый буфер на каждой стороне вагона (с правой руки, если встать лицом к буферному брусу) ставится с выпуклой тарелкой, а левый—с плоской, так что, при соприкосновении буферов двух рядом стоящих вагонов, плоская тарелка одного буфера касается выпуклой тарелки другого. Это делается с той целью, чтобы дать возможность соприкасающимся поверхностям тарелок перемещаться одной по другой, когда на закруглениях продольные оси смежных вагонов располагаются под углом и буфера их со стороны наружного рельса расходятся, а с противоположной — сжимаются (фиг. 157). Выпуклая форма буферной тарелки уменьшает плечо изгибающего момента, действующего на буфер при проходе вагоном закруглений, и тем предупреждает изгиб краев тарелки и стержня буфера, что было бы неизбежно, если бы обе соприкасающиеся тарелки были плоские.

Если оба буфера сделать выпуклыми, то при проходе двух рядом стоящих вагонов с прямого пути на закругление тарелки их будут перемещаться одна по другой, соприкасаясь последовательно точками, расстояние которых от буферного бруса будет уменьшаться. Таким образом при входе на закругление перемещение буферных тарелок будет представлять скольжение по наклонной плоскости вниз, а при проходе с закругления на прямой путь будет иметь место обратно скольжение по наклонной плоскости вверх, сопряженное с увеличением расстояния между буферными брусьями соседних вагонов. Так как

НТБ ДНУЖТ

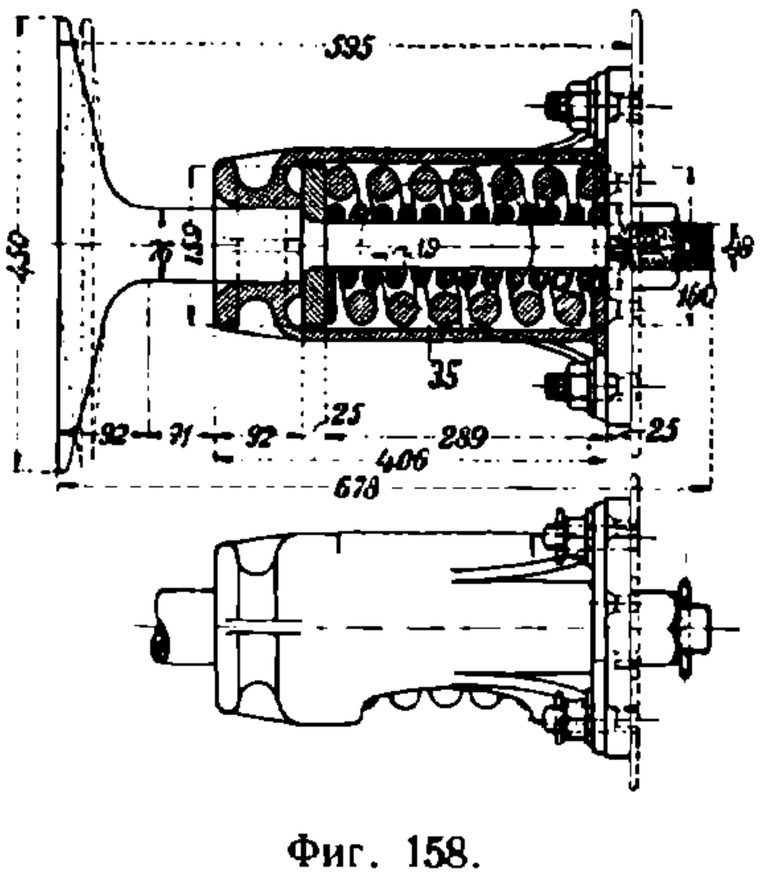
буфера со стороны внутреннего рельса закругления всегда сильно нажаты друг на друга, то скольжение выпуклых тарелок одна по другой вызовет силу трения и силу сопротивления подъему по наклонной плоскости, горизонтальная составляющая которых будет изгибать буфера и препятствовать вписыванию вагонов в прямой путь. В виду этих причин опыт постановки на вагонах только выпуклых буферов с целью уменьшения числа типов деталей дал отрицательные результаты: на практике получился ненормальный износ выпуклых буферов, ослабление болтов и поломки буферных стаканов.

Несмотря на простоту устройства буферов, они претерпели довольно значительные изменения в своей конструкции с начала вагоностроения. Первоначальные буфера были не упруги и выполнялись в форме деревянных упорок, затем продолжительное время применялись буфера, упругость которых достигалась резиновыми шайбами; с развитием вагоностроения резиновые шайбы были заменены стальными спиральными пружинами. Существующие в настоящее время конструкции буферов можно разделить, в зависимости от устройства пружин, на две основные группы:

1) буфера пружинные и
2) фрикционные буфера.

2. Буфера пружинные

Этот тип буферов является наиболее распространенным. Изображенный на фиг. 156 буфер применяется на наших дорогах. Стаканы этих буферов делаются либо колоколообразными литыми стальными с вырезом внизу для осмотра пружин (фиг. 158), либо лапчатыми (фиг. 156) железными кованными. В отверстие стакана для стержня вставляется чугунная втулка (фиг. 156) для предохранения стакана и стержня от изнашивания. При изготовлении новых буферных стаканов втулки с целью упрощения конструкции иногда не ставят, но сохраняют возможность постановки втулок при ремонте. Стержень делается круглым за одно целое с тарелкой и в хвостовой части имеет меньший диаметр; пружина ставится между шайбой, надеваемой на стержень, и поддоном, укрепляемым под стаканом при постановке его на буферный брус. Поддон должен быть настолько прочным, чтобы он надежно предохранял буферный брус от прогиба под давлением буферной пружины. Для большей прочности на буферные брусья приклепываются стальные прокладки толщиной в 25 *мм*, на которые

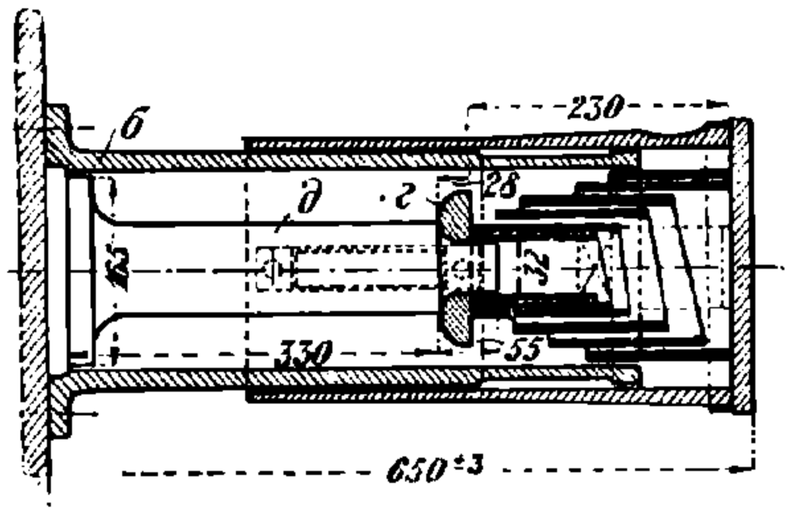


Фиг. 158.

НТБ ДНУЖТ

ставятся без поддона буферные стаканы, и тогда пружины упираются непосредственно в прокладки буферных брусьев.

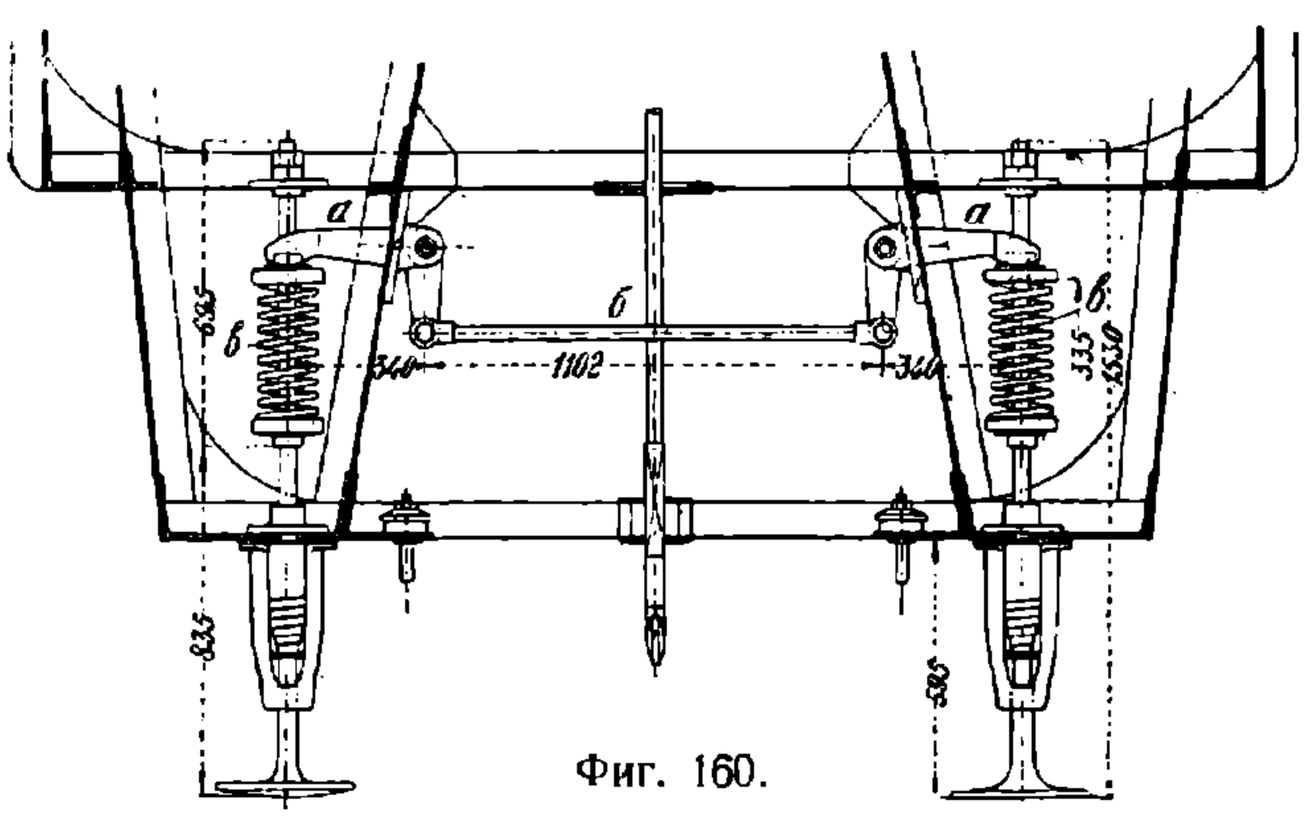
На вагонах СССР имеются буфера трех типов: нормальные, усиленные и большегрузных вагонов. Нормальные буфера в настоящее время выходят из употребления и отличаются от усиленных только размерами стержня и пружины. Усиленные буфера были введены при повышении подъемной силы вагонов до 16,5 *т*.



Фиг. 159.

Буфера большегрузных вагонов отличаются от нормальных и усиленных размерами всех частей и имеют пружины не из полосовой стали, а из круглой стали и двойные (фиг. 158).

На фиг. 159 представлен буфер, применяющийся на германских дорогах и представляющий конструкцию, переходную к фрикционному буферу (фиг. 161). Эта конструкция дает возможность использовать спиральные пружины стержневых буферов. У этого буфера тарелка *а* прикреплена к цилиндрической гильзе *б*, а давление на пружину передается шайбой *г*, надетой на стержень *д*. Преимущество гильзового буфера перед стержневым заключается в том, что он обладает большей сопротивляемостью усилиям, изгибающим стержень, но конструкция его более сложна.



Фиг. 160.

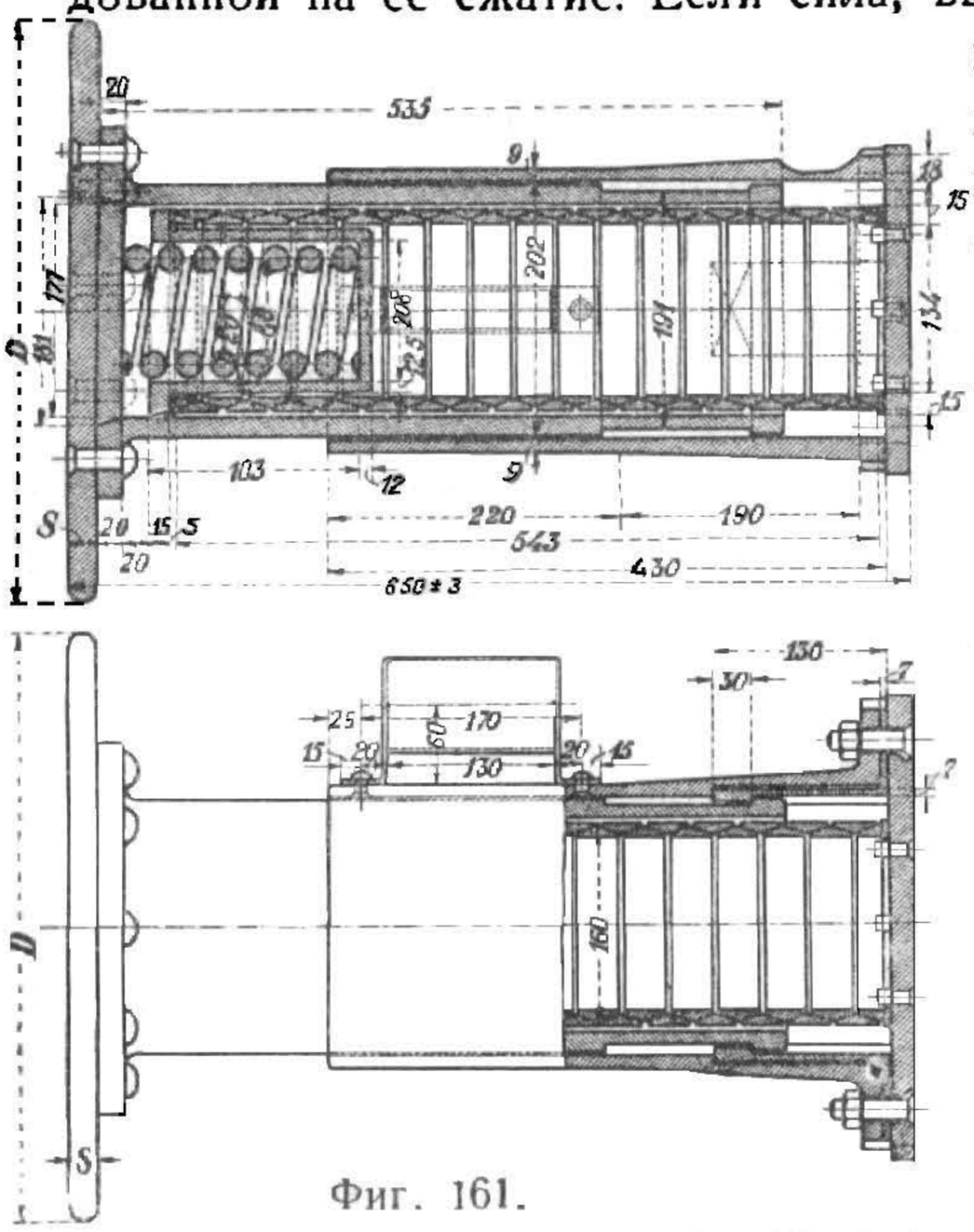
При проходе поездом кривых частей пути сжатие буферных пружин со стороны внутреннего рельса закругления увеличивается, а с наружной—уменьшается (фиг. 157) и может даже быть равным нулю; в результате чего получается одностороннее нажатие буферов, которое на закруглениях малого радиуса и при набегании хвостовой части поезда может иметь опасные последствия, так как возникающие при этом усилия стремятся выдавить более легкий вагон из колеи. Поэтому, с целью сохранения одинакового сжатия пружин обоих буферов при прохождении вагоном кривых, на германских дорогах у длинных пассажирских вагонов применяют конструкцию буферного аппарата, изображенную на фиг. 160. В этой конструкции стержни обоих буферов соединены коленчатыми рычагами *а* и тягою *б*, при чем давление

НТБ ДНУЖТ

буферов на рычаги *а* передается через пружины *в*, надетые на концы стержней. Когда на закруглении пружина одного буфера нажимает на рычаг *а*, то такое же нажатие через тягу *б* будет передано на рычаг *а* и пружину *в* другого буфера в обратном направлении, и, следовательно, нажатие буферов с правой и левой сторон будет уравновешено. Такая конструкция буферов имеется и у наших вагонов бывш. Международного о-ва.

3. Буфера фрикционные

Сжатая пружина представляет аккумулятор живой силы, израсходованной на ее сжатие. Если сила, вызвавшая сжатие пружины, прекратится, то аккумулированная живая сила возвращается пружиной; это явление называется отдачею.



Фиг. 161.

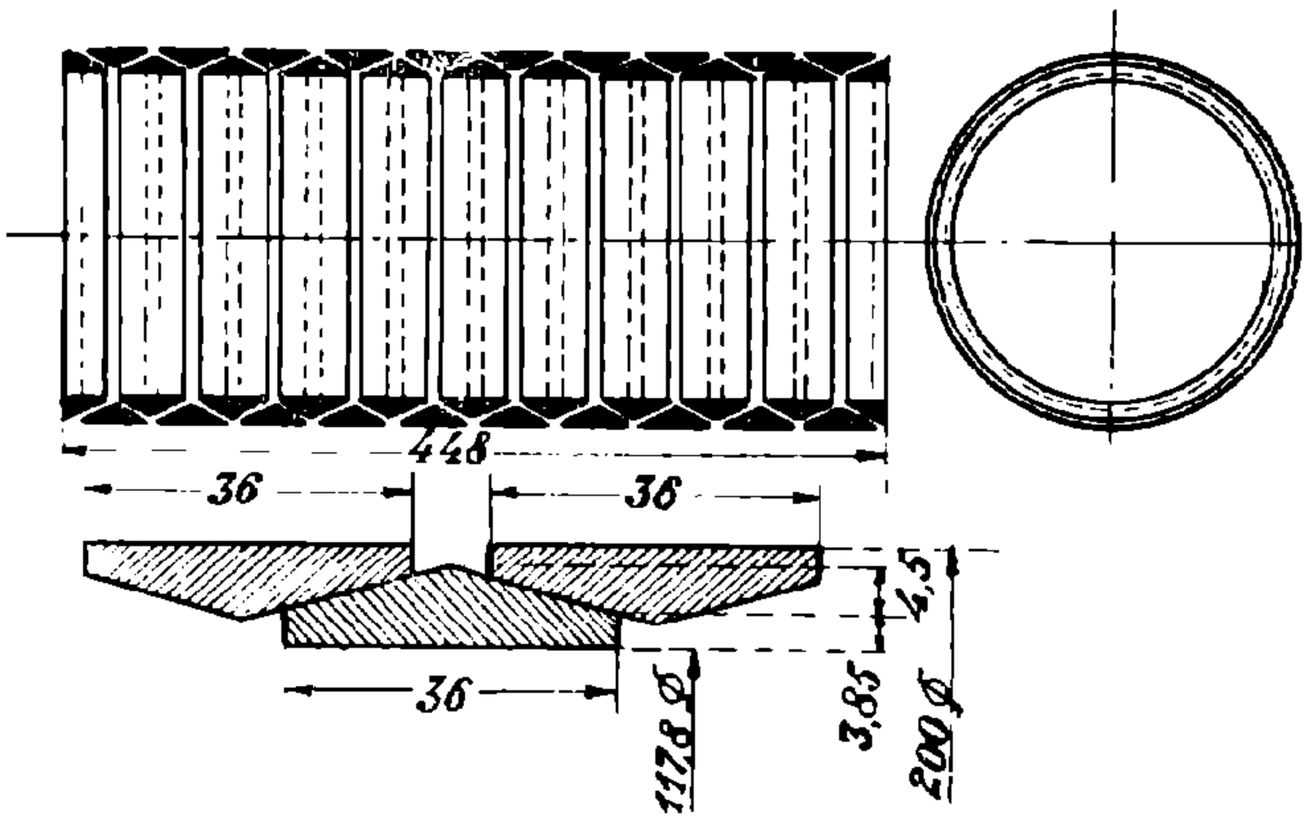
При мгновенном прекращении сжимающей силы, что всегда имеет место при ударах, отдача пружины также будет мгновенной, т. е. будет сопровождаться ударом в обратном направлении. Отдача буферных пружин воспринимается сцепными приборами. *Чем сильнее буферные пружины, тем больше отдача, а следовательно, больше и воздействие их на сцепные приборы.* Чтобы избежать вредного влияния отдачи, на германских дорогах применяют такие конструкции буферов, в которых отдача поглощается работой трения элементов, входящих в состав буфера.

На фиг. 161 изображен фрикционный буфер германских жел. дорог, в котором сжимающая сила воспринимается двумя рядами стальных колец треугольного сечения, обращенных вершинами друг к другу и входящими один в другой (фиг. 162). При нажатии наружный ряд колец увеличивается в диаметре, а внутренний уменьшается, чем достигается необходимое уменьшение начальной высоты буфера. После прекращения действия силы нажатия, благодаря трению между кольцами, они не могут возвратиться в начальное положение; поэтому для возвращения буфера в начальное положение ставится обыкновенная спиральная пружина. Отдача этой пружины поглощается работой трения между соприкасающимися поверхностями колец.

НТБ ДНУЖТ

4. Материал и размеры буферов

Буферные стаканы делаются кованными железными, литыми стальными или штампованными; стержни и тарелки изготовляются железными кованными. Пружины у нормальных буферов делаются коническими из листовой полосовой стали, а у большегрузных вагонов—цилиндрическими двухрядными из круглой стали. Пружины буферов нормальных вагонов при полной осадке должны выдерживать 3,5 *т*, большегрузных вагонов—8,5 *т*. При испытании пружины должны дважды сжиматься до полной осадки, при чем после снятия груза измеряется их высота; при последующих сжатиях тем же грузом они должны возвращаться к той высоте, которую имели после двукратного обжатия, не давая остающейся осадки.



Фиг. 162.

Спиральные конические буферные пружины нормального типа из полосовой стали, как показывает опыт, в большинстве случаев дают во время службы остающуюся осадку, которая с течением времени увеличивается. Происходит это явление вследствие неравномерной закалки стали пружин. Нормальные буферные пружины имеют весьма небольшие зазоры между завитками (по чертежу 1 *мм*), и при закалке пружины в воде эти зазоры забиваются паром, вследствие чего водою омываются только выступающие края завитков; средняя же часть завитков при погружении пружины в воду остается красной и закалки не получает. Благодаря этому при закалке спиральных буферных пружин из полосовой стали крайние завитки, оттянутые до толщины 1 *мм*, перекаливаются; края внутренних завитков получают нормальную закалку, а средняя часть промежуточных завитков остается незакаленной. При отпуске пружины, пока средние завитки нагреваются до требуемой температуры, крайние оттянутые тонкие завитки перегреваются докрасна и теряют закалку.

Если разрезать нормальную буферную пружину на части и испытать завитки ее Брюнелем, то окажется, что закаленными будут только края промежуточных завитков; средняя же часть промежуточных завитков и тонкие концы крайних завитков закалки не обнаружат.

Достигнуть равномерной закалки стали при обычных условиях массового изготовления, в виду сказанного выше, невозможно. Этот

НТБ ДНУЖТ

факт, несмотря на широкое распространение конических пружин из полосовой стали у нас и в Западной Европе, ставит под сомнение целесообразность применения их для буферов. Осадка буферных пружин, в виду ограниченной длины винта стяжки, не дает возможности стягивать вагоны в поезде до соприкосновения буферов; провисание же стяжек влечет за собою увеличение динамических усилий в упряжных приборах при движении поездов и трогании с места и может быть прямой причиной обрыва их.

В виду сказанного надо считать ошибкой применение конических пружин из полосовой стали для буферов и упряжных приборов и более правильным применение для этой цели спиральных пружин из круглой стали, как это делают дороги Северной Америки.

Размеры буферов вагонов СССР даны в нижеследующей таблице (в *мм*).

Тип буфера	Диаметр тарелки	Диаметр стержня	Диаметр хвостовика	Толщина и ширина пружины	Высота пружины в свободном состоянии	Натяг пружины при постановке	Высота пружины при полной осадке	Толщина стенки стакана	Общая длина буфера
Нормальный .	340	60	45	7/127	255	13	127	15	595
Усиленный .	340	70	45	7/152	250	8	152	16	595
Большегрузных вагонов. .	450	76	48	33/19	295	6	232	13	595

Вес нормального буфера в собранном виде — 60 *кг*, усиленного — 70 *кг*, большегрузных вагонов — 106 *кг*.

Размеры фрикционного буфера германских дорог:

Общая длина буфера—650 *мм*.

Диаметр тарелки—450 *мм*.

Диаметр гильзы—201 *мм*.

Диаметр стали спиральной пружины—20 *мм*.

Внешний диаметр колец—160 *мм*.

Внутренний диаметр колец—136 *мм*.

Ширина колец—34 *мм*.

5. Расчет буфера

Размеры частей буфера выбираются на основании данных опыта и конструктивных соображений. Пружина буферная может быть рассчитана, исходя из предположения, что соприкосновение набегающих один на другой вагонов должно происходить без удара.

НТБ ДНУЖТ

Обозначим через:

M — массу вагона, двигающегося со скоростью v_0,

m — массу вагона, находящегося в покое,

a — начальное натяжение пружины в *кг*,

e — полную осадку пружины в метрах,

f — гибкость пружины в *м/кг*,

v — скорость, полученную вторым вагоном (массы m) по истечении времени t с момента соприкосновения вагонов, в *м*/сек.,

v^1 — скорость первого вагона по истечении того же времени в *м*/сек.

x — осадку пружины буфера во время t в метрах.

Сила, сжимающая буфер в течение времени t, будет в любой момент:

$$F = a + \frac{x}{f}$$

Для вагона, находившегося в покое и получившего скорость v по истечении времени t с момента соприкосновения вагонов:

$$mv = \int F dt = at + \int \frac{x}{f}\, dt,$$

откуда

$$v = \frac{a}{m} t + \frac{1}{mf} \int x dt \qquad (1).$$

Для первого вагона, двигавшегося до соприкосновения со скоростью v_0:

$$M(v_0 - v^1) = at + \int \frac{x}{f}\, dt,$$

откуда

$$v^1 = v_0 - \frac{a}{M} t - \frac{1}{Mf} \int x dt \qquad (2).$$

Вычитая из второго выражения первое, получим:

$$v^1 - v = v_0 - \left(\frac{1}{M} + \frac{1}{m}\right) at - \left(\frac{1}{M} + \frac{1}{m}\right) \frac{1}{f} \int x dt =$$

$$= v_0 - \frac{M+m}{Mm} \left(at + \frac{1}{f} \int x dt\right) \qquad (3).$$

с другой стороны —

$$(v^1 - v)\, dt = 2dx,$$

откуда

$$dt = \frac{2dx}{v^1 - v} = \frac{2dx}{z},$$

где

$$z = v^1 - v.$$

НТБ ДНУЖТ

Подставляя значение dt в уравнение (3), получим:

$$z = v_0 - \frac{M+m}{Mm}\left(at + \frac{2}{f}\int \frac{xdx}{z}\right);$$

$$dz = \frac{M+m}{Mm}\left(2a\,\frac{dx}{z} + \frac{2}{f}\,\frac{xdx}{z}\right);$$

$$zdz = -\,\frac{2\,(M+m)}{Mm}\left(adx + \frac{1}{f}\,xdx\right);$$

$$\frac{z^2}{2} = C - {}^{2}\,\frac{(M+m)}{Mm}\left(ax + \frac{x^2}{2}\right).$$

При $x = 0$ будет $z = v_0$ и $C = \frac{v_0^2}{2}$, так что

$$\frac{z^2}{2} = \frac{v_0^2}{2} - \frac{2\,(M+m)}{Mm}\left(ax + \frac{x^2}{2f}\right) \qquad (4).$$

Для того чтобы соприкасание вагонов произошло без удара, необходимо, чтобы $z = 0$ при $x = e$.

В этом случае уравнение (4) принимает вид:

$$v_0^2 = \frac{4\,(M+m)}{Mm}\left(ae + \frac{e^2}{2f}\right),$$

или

$$e\left(a + \frac{e}{2f}\right) = \frac{Mm}{4\,(M+m)}\,v_0^2 \qquad (5),$$

или,

$$e\left(\frac{2a + \frac{e}{f}}{2}\right) = \frac{Mm}{4\,(M+m)}\,v_0^2,$$

где левая часть равенства выражает работу буфера.

Из равенства (5) получим:

$$a + \frac{e}{f} = \frac{Mmv_0^2}{2\,(M+m)\,e} - a,$$

где левая часть выражает напряжение K буферной пружины при полной ее осадке.

При $M = m$ это выражение принимает вид:

$$K = \frac{M}{4e}\,v_0^2 - a \qquad (6).$$

Из этого выражения следует, что напряжение буферной пружины увеличивается с увеличением массы вагона и скорости его движения и уменьшается с увеличением ее осадки и первоначального натяжения.

Исчислив напряжение пружины по формуле (6), определяют ее размеры по формулам, приведенным в гл. IV для спиральных рессор. Допускаемое напряжение для спиральных буферных пружин следует принимать не более 4 000 *кг/см*². Скорость v_0 в формуле (6) следует брать от 5 до 10 *км*/час.

НТБ ДНУЖТ

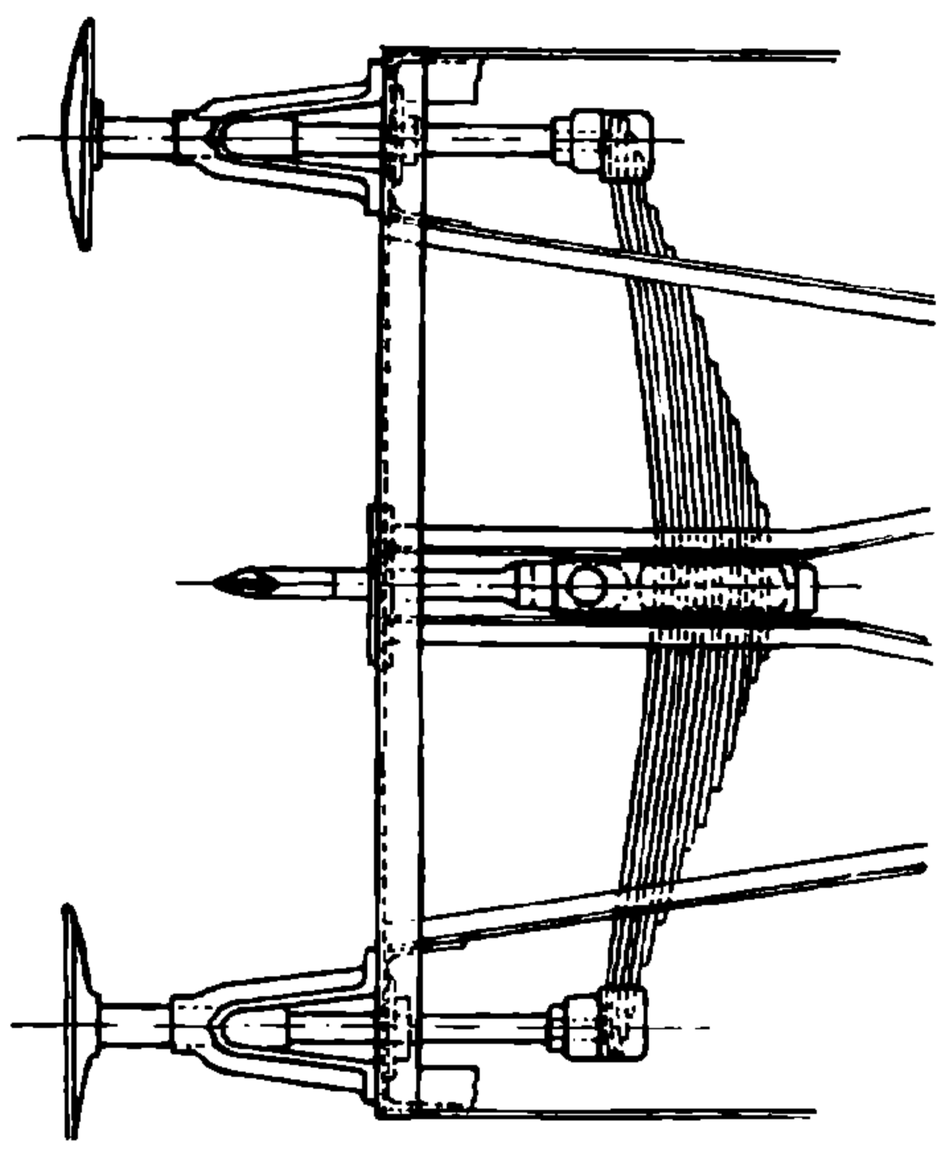
ГЛАВА VIII

ТЯГОВЫЕ И СЦЕПНЫЕ ПРИБОРЫ

1. Назначение тяговых и сцепных приборов

Соединение вагонов в поезде производится посредством сцепных и тяговых приборов, через которые передается вагонам сила тяги паровоза. Эти приборы называются упряжными или упряжью.

Первоначально сцепной прибор состоял из крюка и цепи в несколько звеньев, укрепленных на буферных брусьях вагонов. Затем это жесткое соединение было заменено упругим (фиг. 163), в котором хвост крюка соединялся с хомутом горизонтальной листовой рессоры, упирающейся концами в буферные стержни. Крюки смежных вагонов сцеплялись, как сцепляются и теперь, винтовыми стяжками. Такие приборы применялись на русских железных дорогах до 80-х годов прошлого столетия, но, с увеличением веса поездов, во избежание усиления рамы вагонов, стали переходить к сквозной упряжи, которая состоит из сплошной железной тяги с крюками по концам, проходящей через раму вагона и передающей ей через пружину тяговое усилие от паровоза (фиг. 164 и 165). Различие между сквозной и несквозной упряжью заключается в том, что при несквозной упряжи рама каждого вагона подвергается полному действию тягового усилия, а при сквозной — на раму каждого вагона передается усилие, равное сопротивлению движения только лишь одного вагона. Поэтому при несквозной упряжи конструкция рамы должна быть более сильной, чем при сквозной.

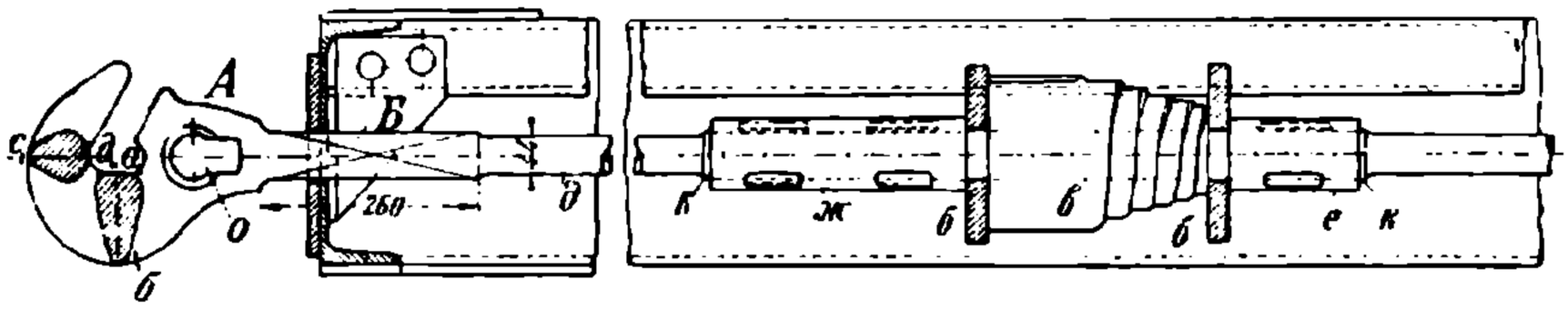


Фиг. 163.

На фиг. 166 изображено схематически соединение вагонов в поезде при несквозной упряжи, а на фиг. 167—при сквозной упряжи. Как

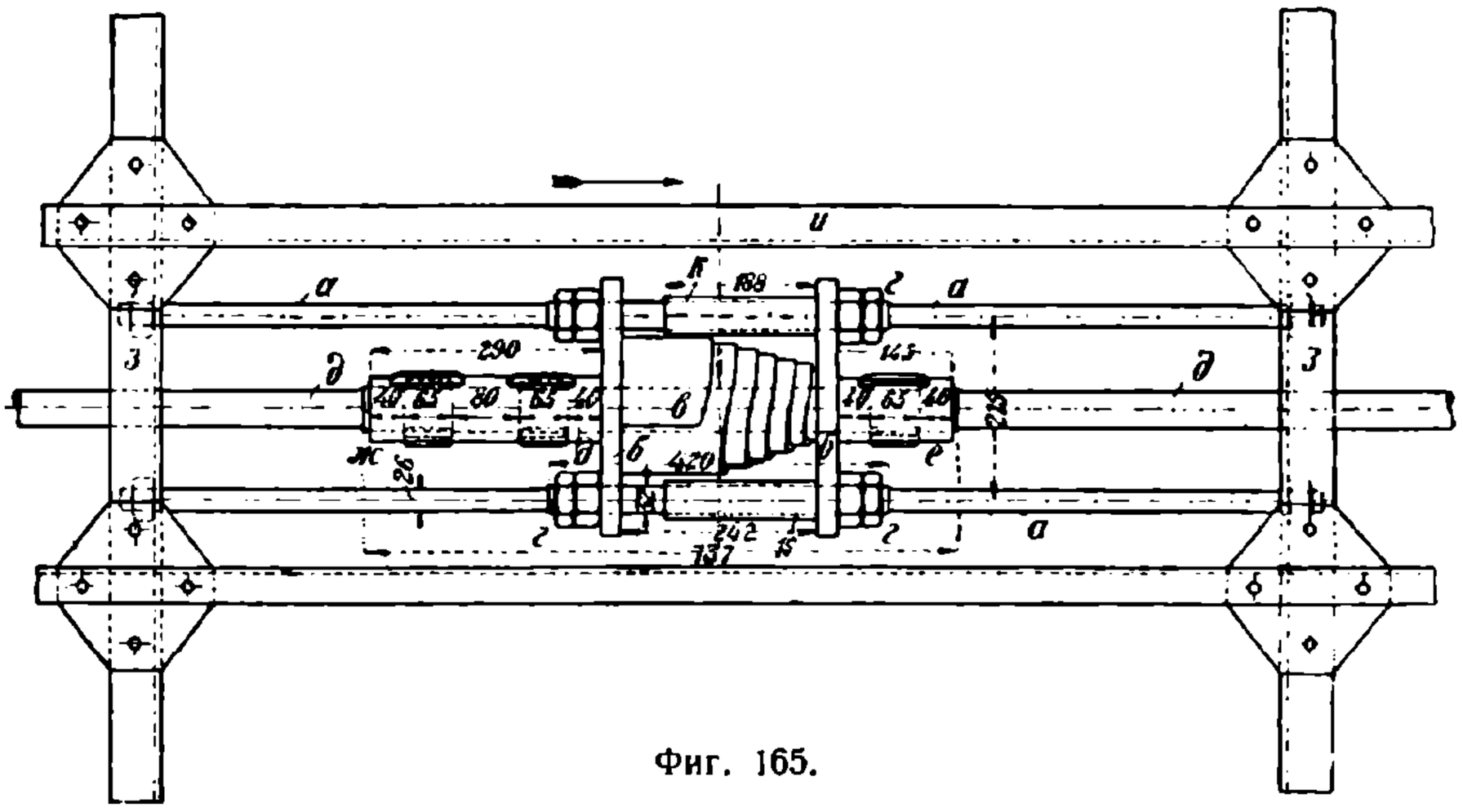
НТБ ДНУЖТ

видно из этих схем, при сквозной упряжи поезд обладает упругостью по отношению к продольным усилиям только лишь в одном направ-



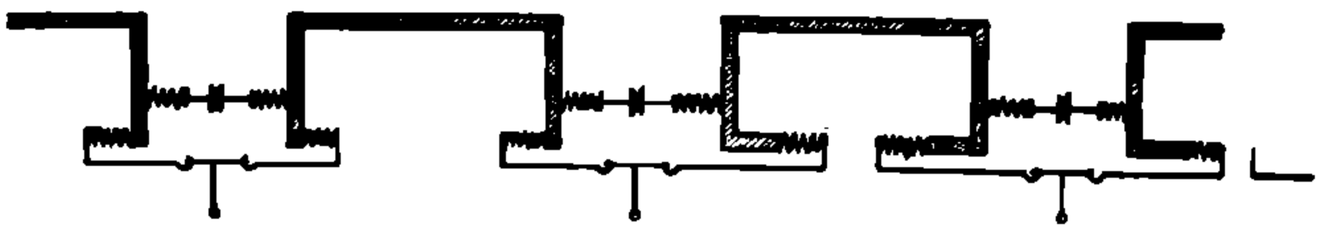
Фиг. 164.

лении, а именно: при сжатии, когда, благодаря упругости буферов и провисанию стяжек, уменьшается длина поезда. При растяжении же поезда винтовые стяжки и крюковые тяги, будучи неупруги, воспри-

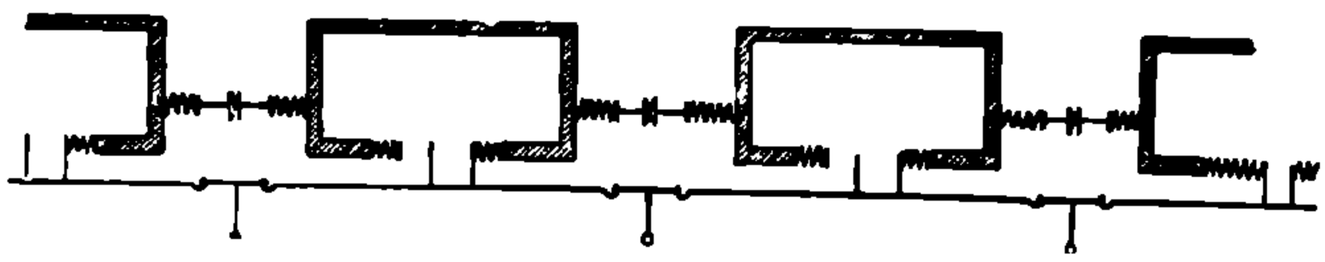


Фиг. 165.

нимают жестко все толчки и испытывают поэтому большие напряжения. Если тяговая пружина допускает сжатие на 80 *мм*, то при сквозной упряжи возможно расхождение вагонов и удлинение поезда только на $2 \times 80 = 160$ *мм*. Между тем буфера каждого вагона допускают сжатие $2 \times 80 = 160$ *мм*, и, следовательно, поезд, состоящий из 40 вагонов, может сжаться на $40 \times 160 = 6\,400$ *мм*.



Фиг. 166.



Фиг. 167.

Скопившаяся от сжатия буферов, при набегании вагонов, работа освобождается на последующем пути и передается сквозной упряжи на малом пути в 160 *мм*. Таким образом отдача буферных пружин поглощается мгновенно сопротивлением упряжи. Развивающееся при этом усилие бывает столь велико, что происходит нередко обрыв

НТБ ДНУЖТ

частей упряжи. При несквозной упряжи, когда стержни крюков соединяются с брусьями рамы помощью пружин, упругость достигается в обоих продольных направлениях, и отдача буферных пружин не может вызвать жестких ударов в частях упряжи.

Преимущество в этом отношении несквозной упругой упряжи вызвало снова применение ее у нас при постройке новых товарных вагонов, но в совершенно иной конструкции, нежели та, которая применялась первоначально. На американских дорогах с самого начала их возникновения применялась исключительно несквозная упругая упряжь.

Помимо винтовых стяжек, испытавших за время их существования ряд конструктивных изменений, применяется на дорогах Сев. Америки, Японии и других стран автоматическая сцепка, описанная ниже.

2. Сквозная неупругая упряжь

Сквозной тяговый прибор, применяющийся на наших вагонах, состоит из двух крюков с длинными стержнями, соединенными между собою помощью муфт, как изображено на фиг. 165. В средине рамы вагона между так называемыми аппаратными брусьями *и* и *з* укрепляются два направляющих болта *а*, с двумя железными шайбами *б*, расположенными на таком расстоянии, чтобы между ними можно было поместить спиральную пружину *в*. Снаружи шайб на болтах *а* ставятся для упора гайки *г* с контр-гайками. Пружина *в* вставляется в тяговый прибор несколько сжатой, т. е. с натягом. Этот натяг установлен для наших нормальных вагонов в 12 *мм*. Конец крюкового стержня *д* пропускается через муфту *е*, шайбу *б*, пружину *в*, другую шайбу и за ней соединяется со стержнем второго крюка при помощи муфты *ж* с двумя чеками.

Соединительная муфта *ж* так ставится, что она соприкасается с шайбой *б*; муфта *е* также соприкасается с другой шайбой. Муфта *е* укрепляется на крюковом стержне при помощи одной чеки; она более короткая, чем муфта *ж*, и назначение ее—служить упором для шайбы.

Следовательно, муфта *ж* с двумя чеками, называемая *двухдырной муфтой*, воспринимает на себя, как и все остальные части упряжной тяги, все тяговое усилие, развивающееся в поезде; короткая муфта *е*, называемая *однодырной*, передает раме вагона только небольшую часть тягового усилия, необходимую для перемещения самого вагона.

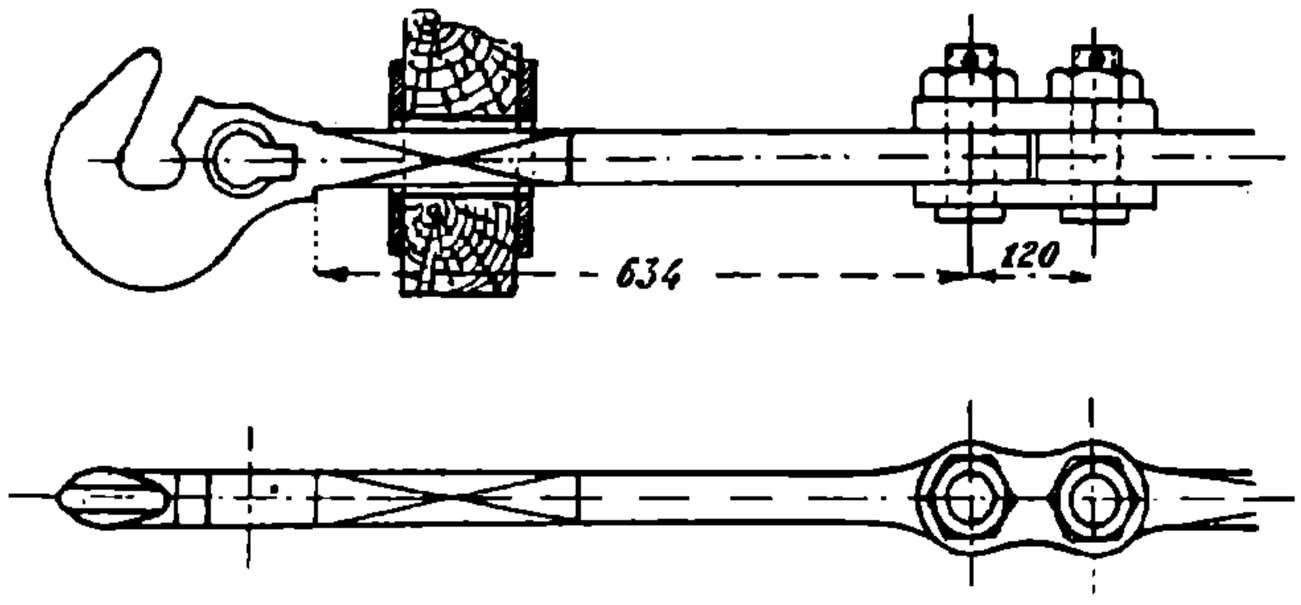
При перемещении крюкового стержня *д* по стрелке, указанной на фиг. 165, муфта *ж* нажимает на шайбу *б*, которая приближается к другой шайбе, остающейся на месте, и сжимает тяговую пружину *в*. При перемещении крюкового стержня в обратном направлении короткая муфта *е* нажимает на шайбу и через нее на пружину.

Для ограничения сжатия тяговой пружины *в* на болты *а* надеваются распорные трубки *к*. Длина этих трубок выбирается так, чтобы

НТБ ДНУЖТ

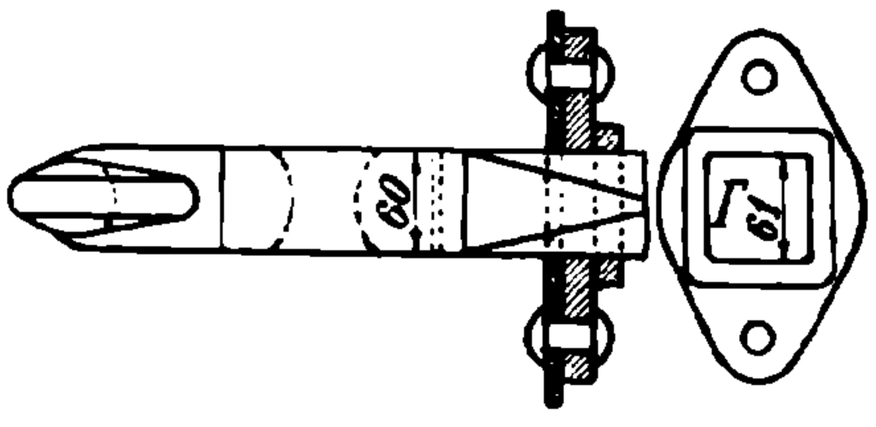
при предельном сжатии пружины заплечик головки крюка *А* (фиг. 164) не доходил до буферного бруса и не вызывал его прогиба.

Тяговый крюк (фиг. 164) состоит из головки *А* и стержня *д*. Концевая часть стержня *к*, входящая в соединительную муфту, утолщена по сравнению с остальной частью и называется хвостовиком. Стержни крюков одного вагона имеют разную длину: крюк, на котором сидит упорная муфта,—более длинный. В длинных вагонах крюковой стержень составляется из нескольких частей, соединенных шарнирно (фиг. 168).



Фиг. 168.

Стержень крюка около головки имеет квадратную форму *Б* для предупреждения вращения его в отверстии буферного бруса. На квадратной части крюка первоначально ставилась чека для предупреждения вытягивания крюка на большую величину, чем допускает предельная осадка тяговой пружины. В последнее время постановка этой чеки отменена, так как наличие ее служило причиной частых случаев повреждений буферных брусьев и разрушения рамы вагонов при разрыве упряжной тяги. Отверстие для крюкового стержня в буферном брусе имеет квадратную форму и для предохранения от изнашивания прикрывается чугунной или железной планкой, называемой *шайбой крюка* (фиг. 169).



Фиг. 169.

Форма и размеры тягового крюка наших вагонов неоднократно подвергались изменениям: в 1892 г. был установлен нормальный тип крюка (фиг. 164), который с 1905 г. стал заменяться усиленным, при чем усиление коснулось стержня как в его квадратной части, так и в круглой; в 1912 г. введена так называемая объединенная [1] упряжь, у которой размеры крюковой головки значительно усилены; и, наконец, с 1917 г. установлен „нормальный крюк 1916 г.“, у которого высота головки значительно увеличена по сравнению с объединенным крюком.

Еще большие размеры имеет крюк, поставленный на большегрузных вагонах, построенных в 1914—1915 годах в Америке для русских железных дорог (фиг. 170).

[1] Объединенной упряжью имелось в виду заменить все существующие на подвижном составе типы упряжи.

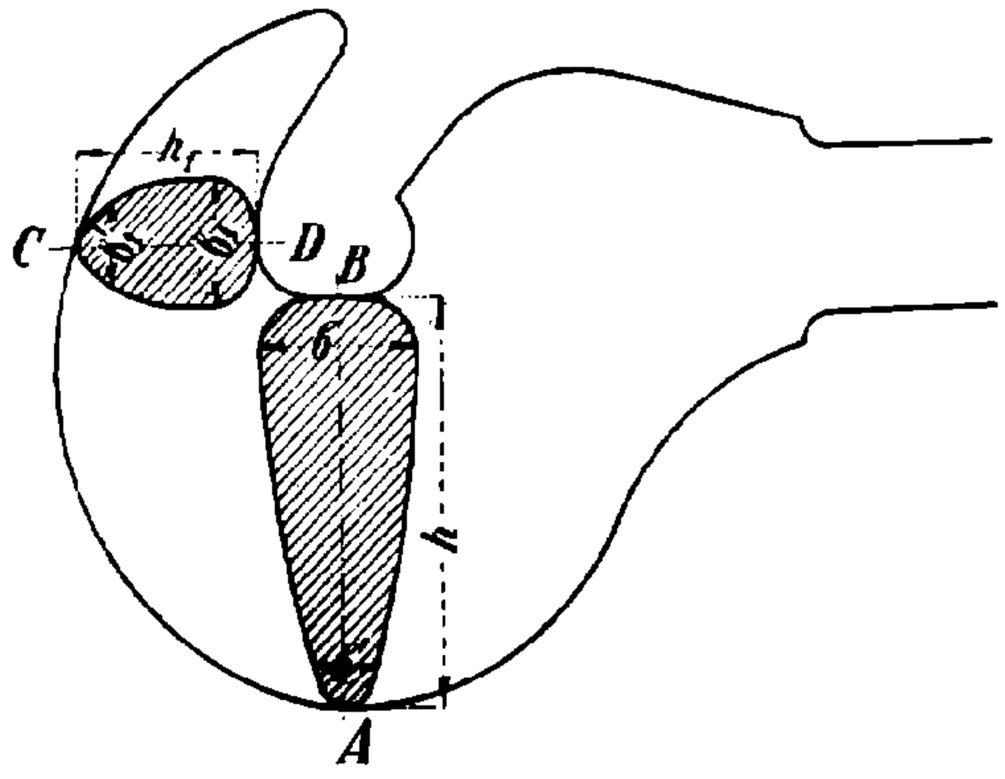
НТБ ДНУЖТ

Размеры перечисленных пяти типов крюков приведены в нижеследующей таблице (обозначение сечений см. фиг. 170).

Тип крюка	В сечении *AB*			В сечении *CD*			Квадратная часть	Стержень
	h	*b*	b_1	h_1	b_1	b^1		
Нормальный	95	50	—	64	45	—	50×50	44
Усиленный	105	60	—	64	45	—	60×60	52
Объединенный	110	60	22	67	46	22	60×60	52
Нормальный 1916 г.	135	60	22	65	44	22	60×60	52
Американский русского заказа .	146	60	22	69	46	22	60×60	52

Отверстие (проушина) *o* в крюковой головке для упряжного валика имеет в нормальном и усиленном крюке форму, показанную на фиг. 164, а в объединенном и нормальном 1916 г.—круглую.

В настоящее время на наших вагонах ставятся крюки объединенного типа 1912 г.



Фиг. 170.

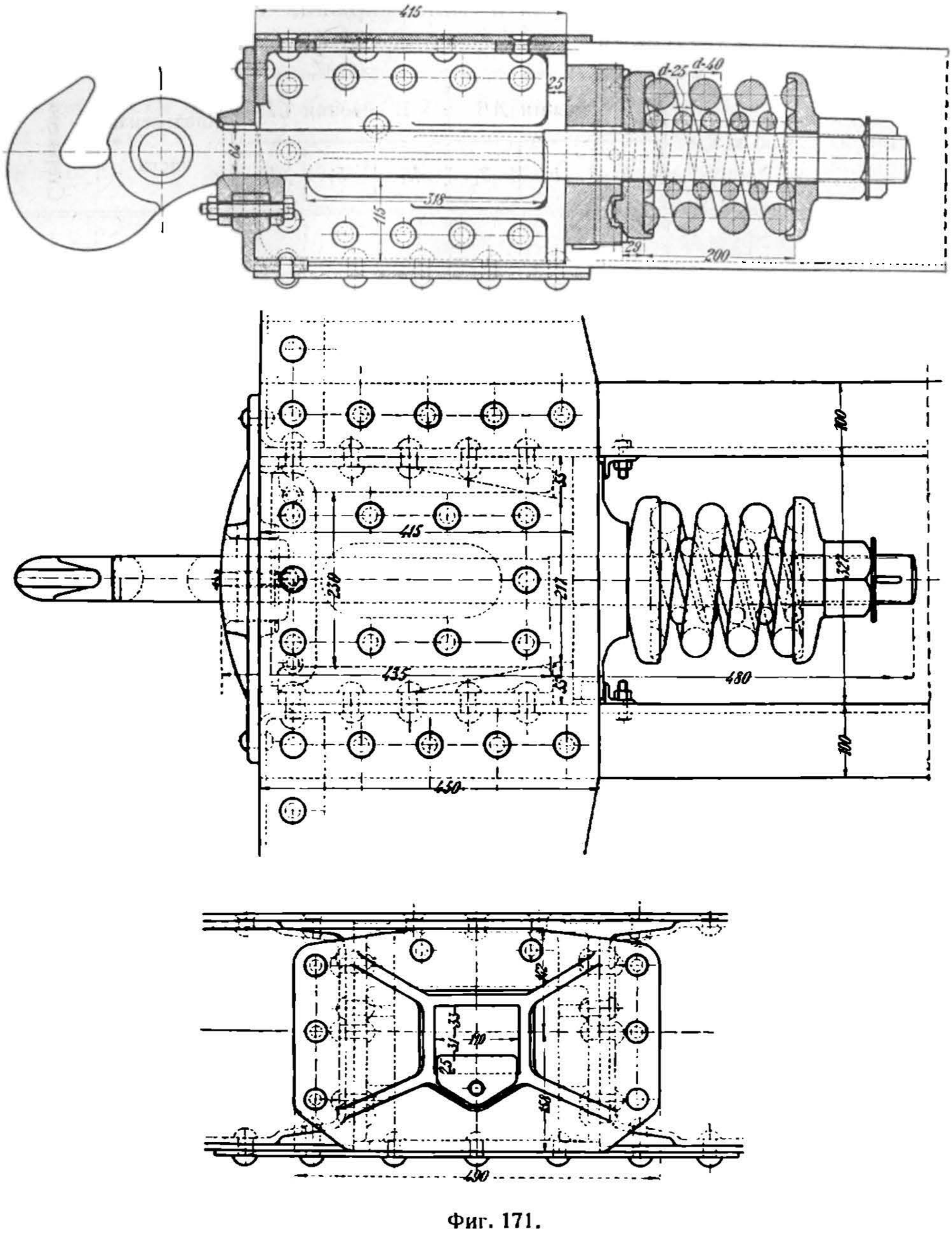
3. Несквозной упругий тяговый прибор

Прежние конструкции несквозной упряжи были довольно сложны и устраивались обычно с листовыми рессорами. Стержень тягового крюка соединялся с хомутом рессоры, концы которой укреплялись у продольных балок рамы вагона.

Современные конструкции несквозного тягового прибора имеют более легкие упряжные аппараты, состоящие из спиральных пружин.

В несквозной упряжи, примененной на всех наших новых вагонах (фиг. 171), хвостовик крюкового стержня снабжен спиральной двухрядной пружиной, расположенной между двумя шайбами. Задняя шайба закреплена на стержне крюка гайкой, а передняя опирается через посредство балки (упорной подушки) на упорные кронштейны, приклепанные к средним продольным (хребтовым) балкам рамы вагона. Отверстие в буферном брусе для крюкового стержня прикрывается шайбой.

НТБ ДНУЖТ



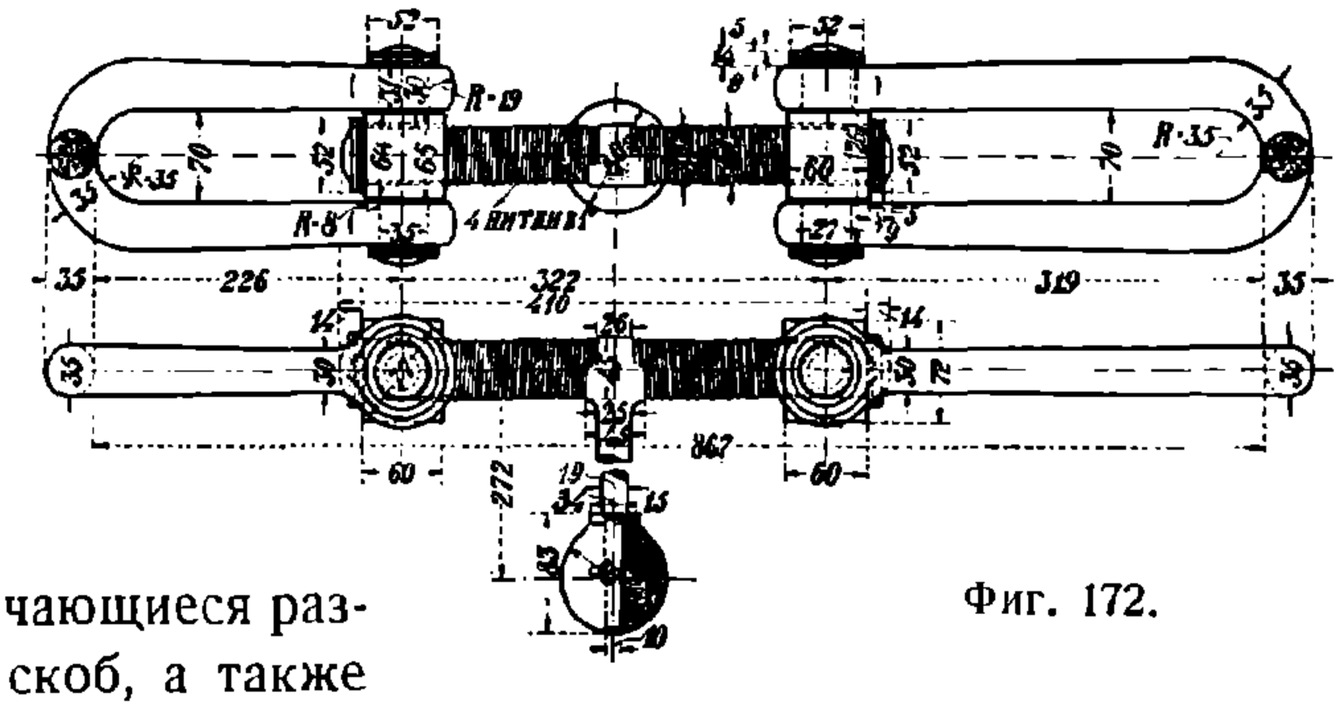
Фиг. 171.

4. Стяжки

Соединение крюков двух смежных вагонов производится винтовыми стяжками. Винтовая стяжка (фиг. 172) состоит из винта, имеющего правую и левую нарезки и снабженного двумя гайками с цапфами, на которые надеты в горячем состоянии скобы. Одна из скоб (длинная)

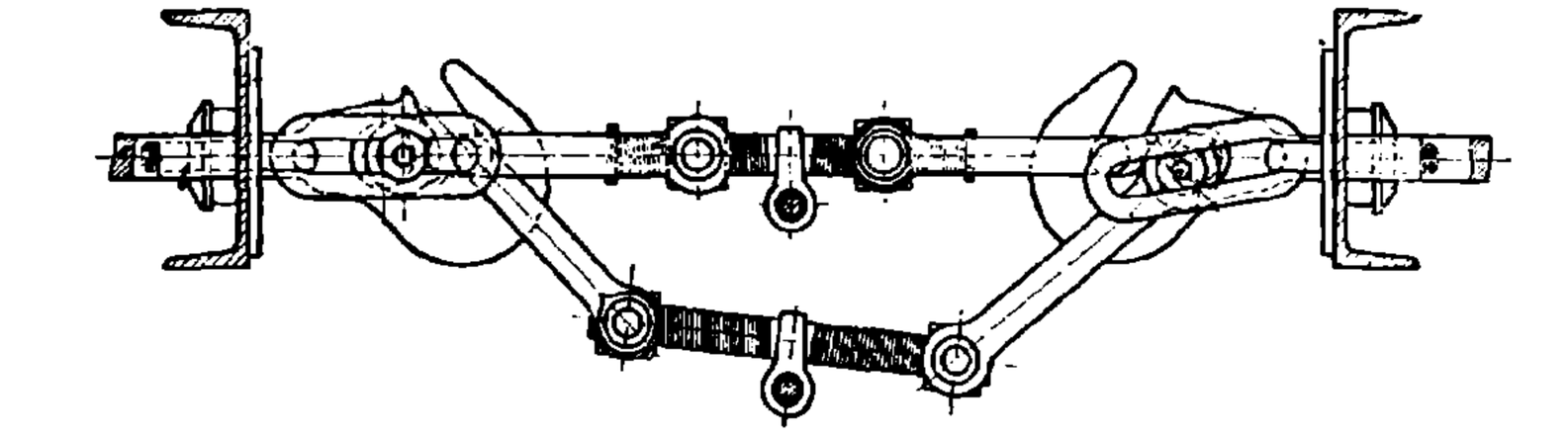
НТБ ДНУЖТ

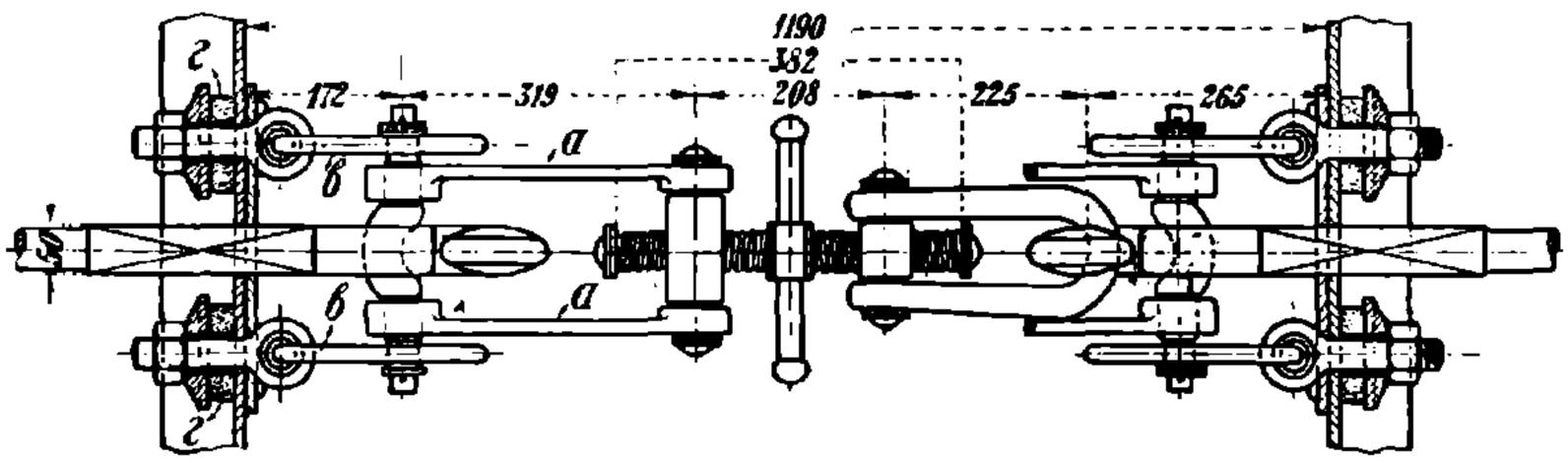
проходит через проушину тягового крюка, а другая (короткая) служит для надевания на крюк соседнего вагона. Для предупреждения схода гаек с винта на концы винта надеваются шайбы и концы его над шайбами расклепываются. При вращении винта в одну сторону гайки и скобы сближаются, а при вращении в обратную сторону удаляются. Для вращения винта служит рукоятка.



Фиг. 172.

На наших дорогах существуют винтовые стяжки шести типов, различающиеся размерами винтов и скоб, а также формою скоб. Разнообразие типов стяжек вызвано—так же, как и типов тяговых крюков—постепенным усилением их в зависимости от увеличения силы тяги паровоза и веса поездов. В 1892 г., одновременно с установлением типа нормального товарного вагона, была установлена





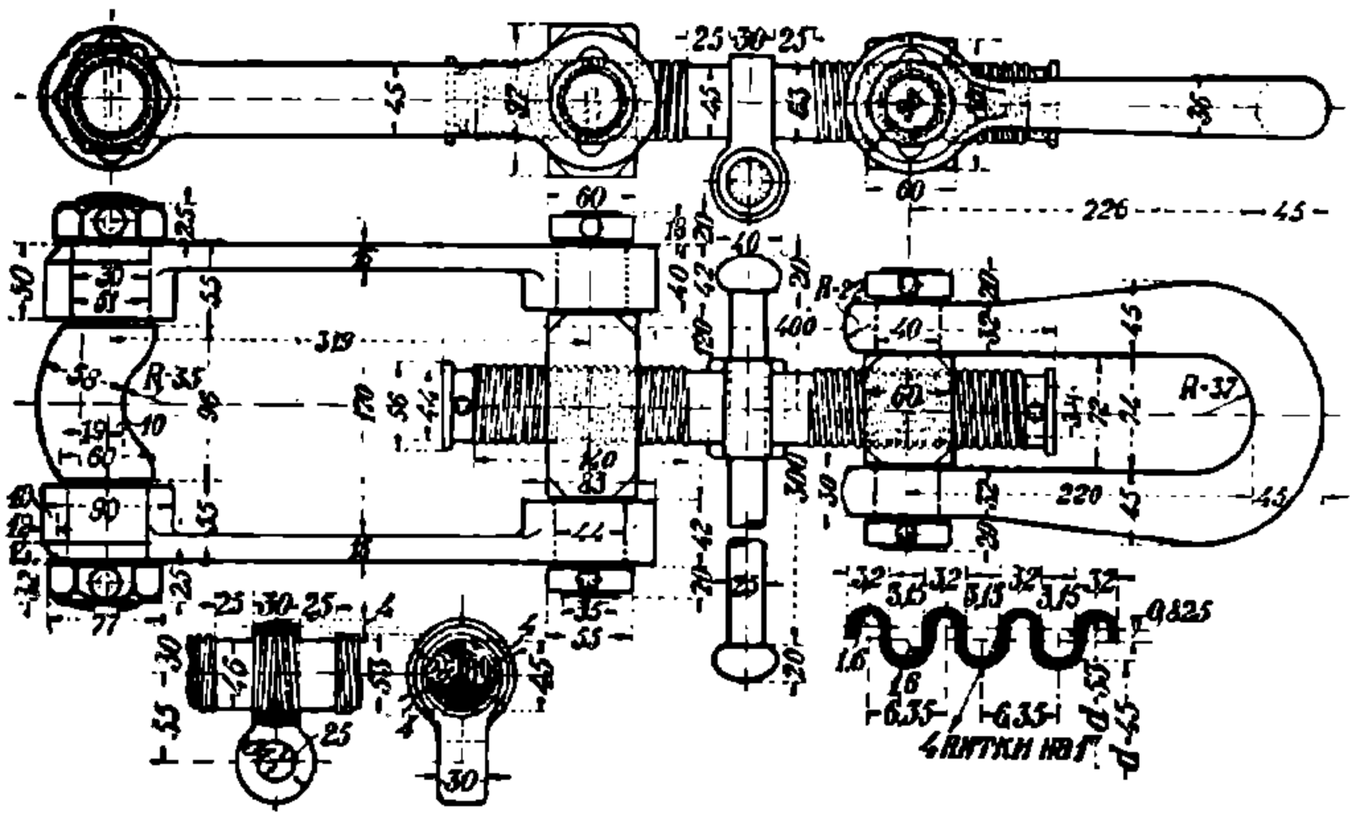
Фиг. 173.

нормальная стяжка, изображенная на фиг. 172. Затем в 1898 г. появилась *стяжка Уленгута* (фиг. 173), допускающая двойное сцепление вагонов и отличающаяся от нормальной стяжки тем, что скоба, вставленная в проушину крюка, заменена парой серег *а*, висящих на изогнутом валике в проушине крюка и расставленных так широко, что между ними помещается скоба стяжки соседнего вагона. Концы валика входят в проушины запасных тяг *в*, пропущенных через буферный брус и

НТБ ДНУЖТ

снабженных на концах толстыми резиновыми шайбами *г* для смягчения резких толчков.

При сцеплении двух стяжек Уленгута одна стяжка накладывается на крюк другого вагона и стягивается винтом, а другая продевается скобою снизу между серьгами накинутой стяжки и накладывается на крюк. Таким образом получается двойное сцепление, при чем рабочей стяжкой является одна верхняя стяжка, а нижняя в передаче тягового усилия не участвует и играет роль запасной. Так же точно можно соединить и нормальную стяжку с уленгутовской, но при условии, что рабочей будет уленгутовская стяжка и запасной—нормальная. Стяжка Уленгута почти на 50% тяжелее нормальной, но рассчитана на то же тяговое усилие в 12,3 *m*, что и нормальная стяжка.



Фиг. 174.

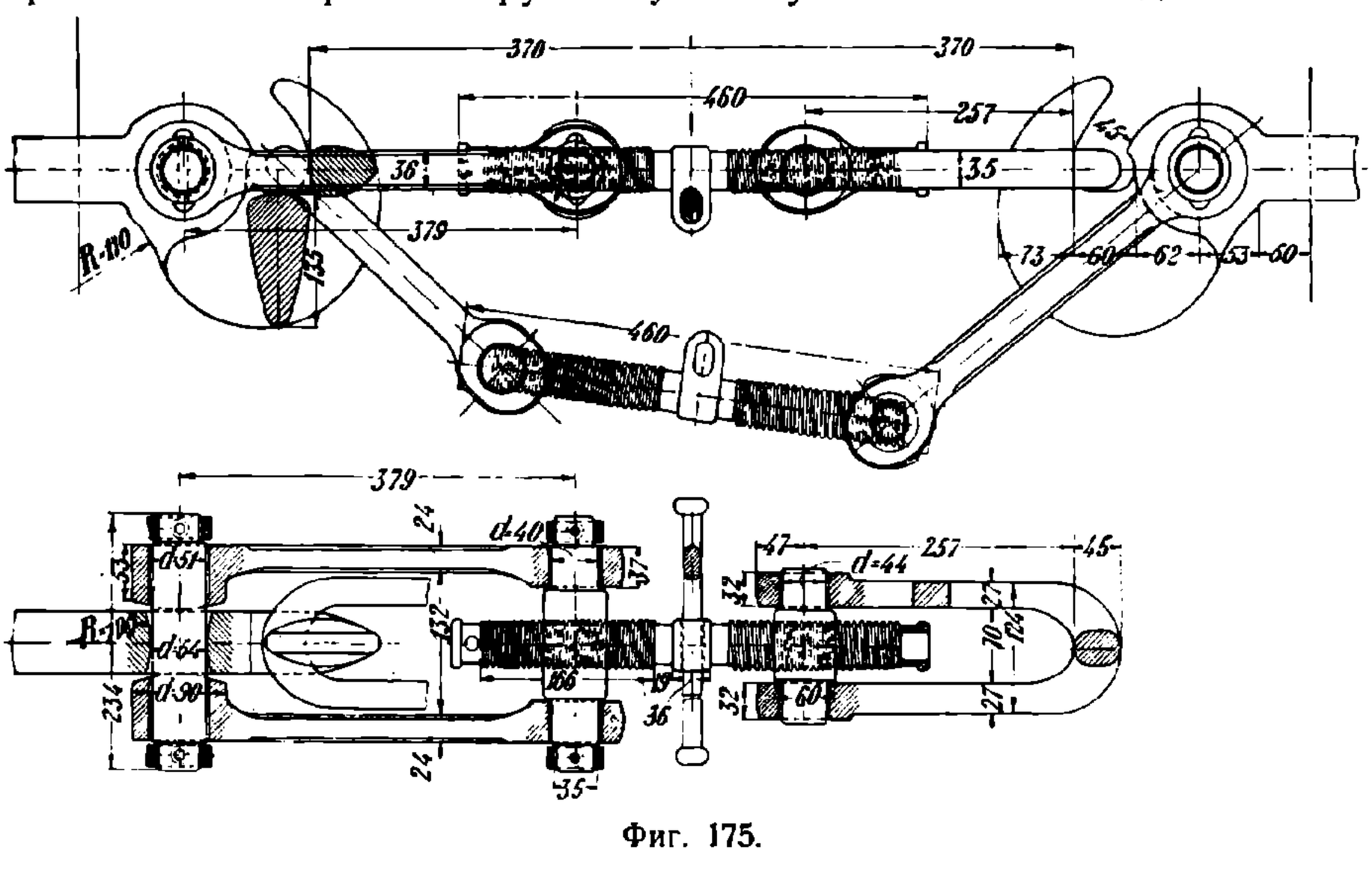
Появление на сети более сильных товарных паровозов и увеличение числа разрывов поездов побудило к усилению упряжи, и в 1905 г. была введена *усиленная стяжка* одновременно с усилением тягового крюка. Усиленной стяжке придана та же форма, что и нормальной стяжке, но размеры ее рассчитаны на усилие в 16 *m*, в виду чего вес ее увеличился против нормальной стяжки на 40%. Конструкция ее неудобна тем, что не допускает двойного сцепления; поэтому, когда в 1912 г. возник вопрос о переконструировании упряжи и введении объединенной конструкции для всех видов подвижного состава, остановились на форме уленгутовской стяжки.

Объединенная стяжка (фиг. 174) отличается от уленгутовской тем, что в ней отсутствуют запасные тяги, а размеры соответствуют размерам усиленной стяжки, будучи рассчитаны на тяговое усилие в 16 *m*. Так же, как в стяжке Уленгута, через проушину в головке крюка проходит кривой валик, на цапфы которого надеты серьги, укрепленные гайками со шплинтом; другие концы серег укрепляются на цапфах гайки стяжного винта при помощи колец со шплинтами. Скоба укрепляется на другой гайке винта такими же кольцами. Рукоятка свободно проходит через ушко втулки, надеваемой на винт в горячем состоянии. Объединенная стяжка допускает двойное сцепление как с такой же стяжкой, так и со всеми остальными. Расстояние между

НТБ ДНУЖТ

серьгами в ней больше, чем в стяжке Уленгута. Вес объединенной стяжки на 88% больше веса нормальной стяжки.

В 1916 г. объединенная стяжка была переконструирована так же, как и тяговый крюк, при чем новая стяжка получила наименование *нормальной стяжки 1916 г.* (фиг. 175). Переконструировка дала облегчение веса стяжки на 20—30% по сравнению с объединенной. Стяжка этого типа была поставлена на товарных вагонах, построенных в Америке по русскому заказу в 1914—1915 годах.



Фиг. 175.

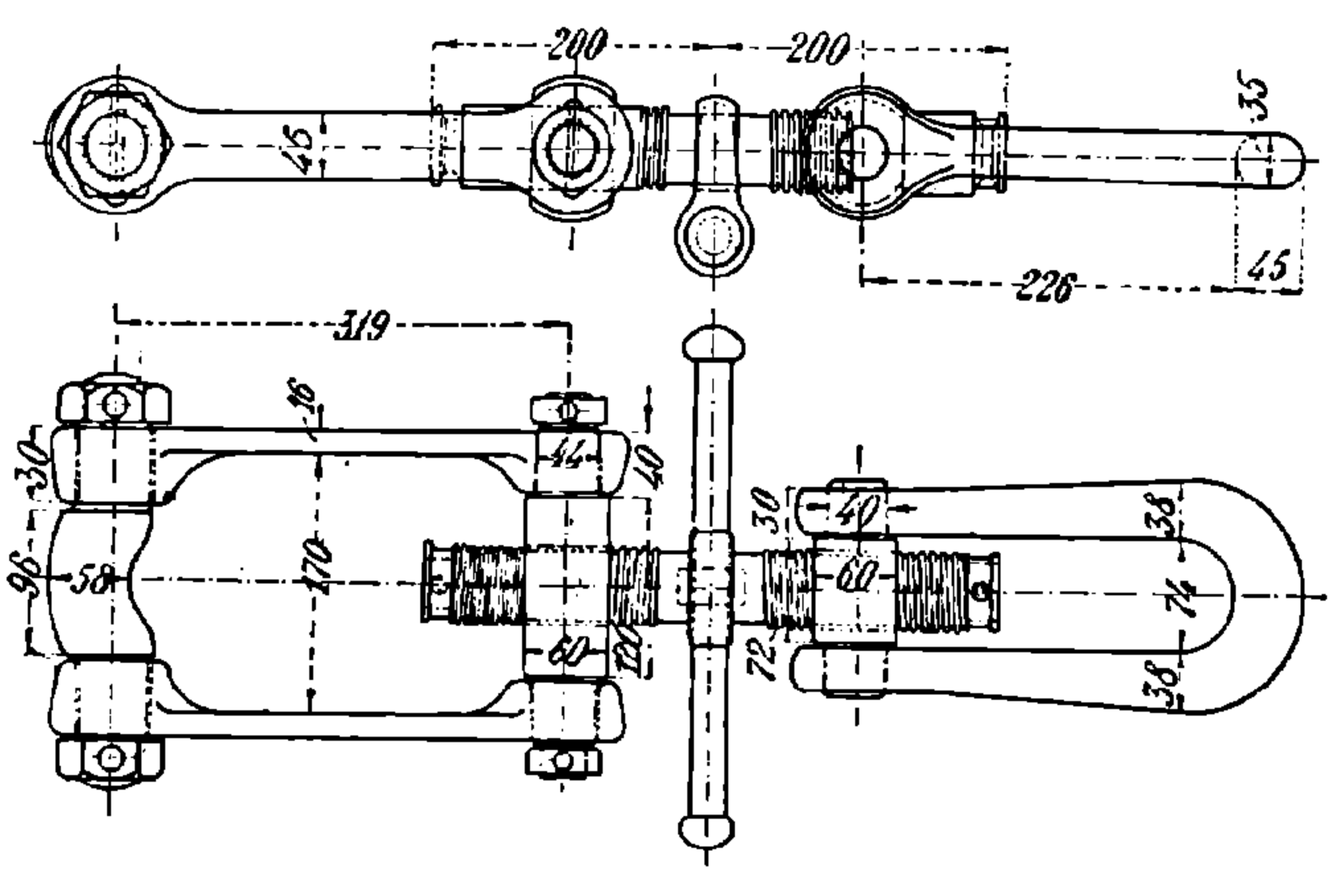
Переконструирование объединенной стяжки в нормальную стяжку 1916 г. выразилось в замене изогнутого валика, проходящего через проушину крюка; прямым валиком, уменьшением диаметра стяжного винта, в облегчении размеров скобы и в сближении серег. Вследствие сближения серег эта стяжка не допускает двойного сцепления с усиленной стяжкой.

Нормальная стяжка 1916 г. в конструктивном отношении является более совершенной, чем объединенная стяжка 1912 г. В ней устранен существенный недостаток конструкции серег, имеющийся у объединенной стяжки и заключающийся в резком переходе от головки большого размера к сравнительно тонкой средней части. Благодаря этому недостатку при изготовлении серег объединенной стяжки очень трудно избежать пережога металла в тонкой части серьги у головки и особенно у головки большего диаметра, надеваемой на кривой валик, вследствие чего серьги в этом месте являются ослабленными и часто рвутся.

Несмотря однако на свои конструктивные преимущества, стяжка 1916 г. распространения не получила, вследствие малых размеров винта и невозможности применить для его изготовления металл с таким высоким коэфициентом упругости, который намечался при ее проекти-

НТБ ДНУЖТ

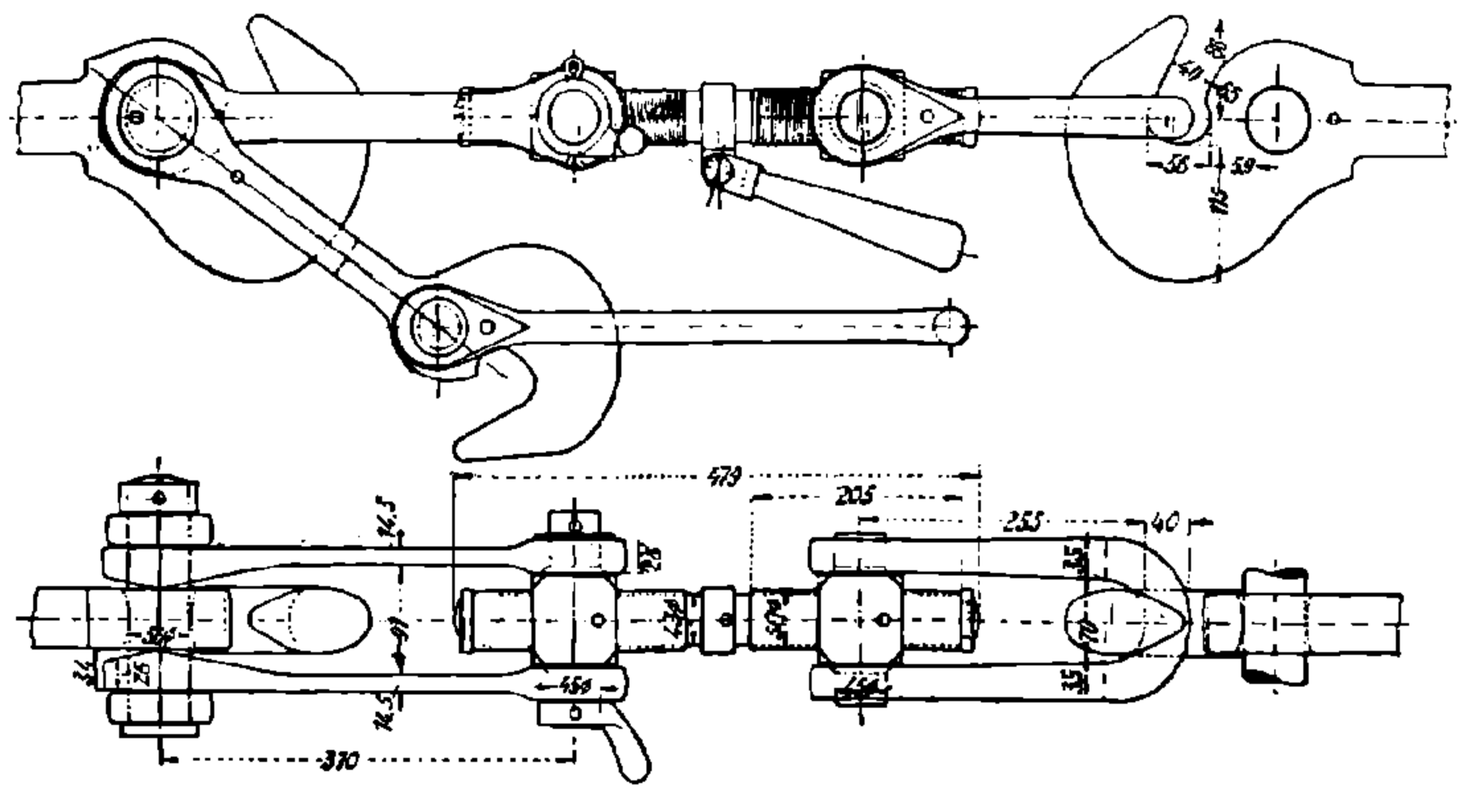
ровании. Стяжка 1916 г. имеет диаметр винта такого же размера, как и старая нормальная стяжка, а потому не может считаться усиленной. Если у стяжки 1916 г. сделать винт такого же размера, как у усиленных стяжек 1908 и 1912 годов, то тогда придется вернуться к размерам стяжек 1912 г. Поэтому стяжка 1916 г. была отменена в 1922 г., и вновь на всех наших вагонах ставится только объединенная стяжка 1912 г.



Фиг. 176.

В последнее время в конструкцию объединенной стяжки внесены некоторые изменения для устранения ее конструктивных недостатков и удаления излишнего металла, не имеющего влияния на прочность. Новая стяжка (фиг. 176) имеет вес на 4 *кг* меньше объединенной и большую прочность в серьгах; эта стяжка получила наименование *стяжки 1927 г.* и пока находится в стадии испытания.

На германских дорогах задача двойного сцепления решена иначе. Нормальная винтовая стяжка германских дорог (фиг. 177) сходна



Фиг. 177.

с нашей объединенной, но серьги ее для облегчения стяжки и усиления валика сближены настолько, насколько позволяют гайки винта, и поэтому продеть скобу стяжки между серьгами нельзя. Для осуществления двойного сцепления на валике стяжки подвешен на серьгах второй крюк, который сцепляется с нерабочей стяжкой. Такое сцепле-

НТБ ДНУЖТ

ние более удобно для сцепщика, так как значительно облегчает его работу и, кроме того, дает возможность сделать стяжку более прочной и легкой. Однако это двойное сцепление менее надежно, чем принятое у нас, в виду большого расхождения буферов вагонов после разрыва рабочей стяжки, вследствие чего включение запасного сцепления неизбежно будет сопровождаться ударом, который может повлечь разрыв запасного сцепления. Этот недостаток усиливается тем, что валик стяжки, вследствие увеличения его рабочей длины при запасном сцеплении, получается слабым.

Вес стяжек разных типов и размеры винта приведены в нижеследующей таблице:

Тип стяжки	Расчетное усилие в тоннах	Вес в килограммах	Диаметр внутренней нарезки винта	Диаметр наружной нарезки винта
Нормальная	12,3	20,5	37	45
Уленгута .	12,3	32,0	37	45
Усиленная	16,0	29,0	45	53
Объединенная	16,0	38,0	45	53
Нормальная 1916 г.	16,0	27—31	37	45

5. Изготовление упряжи

Крюки, стержни и хвостовики изготовляются из литого хорошо сваривающегося железа с временным сопротивлением от 35 до 42 *кг/мм²* и удлинением не менее 26%; стяжки, за исключением гаек и валика,— из железа временного сопротивления от 40 до 50 *кг/мм²* при удлинении 20%; гайки винта, валик и муфты — из железа временного сопротивления 50—60 *кг/мм²*, при удлинении 16%. Чеки изготовляются из стали с временным сопротивлением 60—70 *кг/мм²* или из рессорной стали.

Все части стяжки и тяговый крюк с придаточной частью длиною около 300 *мм* должны изготовляться из цельных кусков. При изготовлении упряжных тяг сквозной упряжи допускается сварка в местах соединения головок и хвостовиков с упряжной тягою, т. е. в четырех местах.

При отковке частей упряжи таковая должна заканчиваться при температуре не ниже красного каления, так как обработка при низкой температуре (280—300°) вызывает в железе синеломкость, а при более низкой температуре получается наклепка металла.

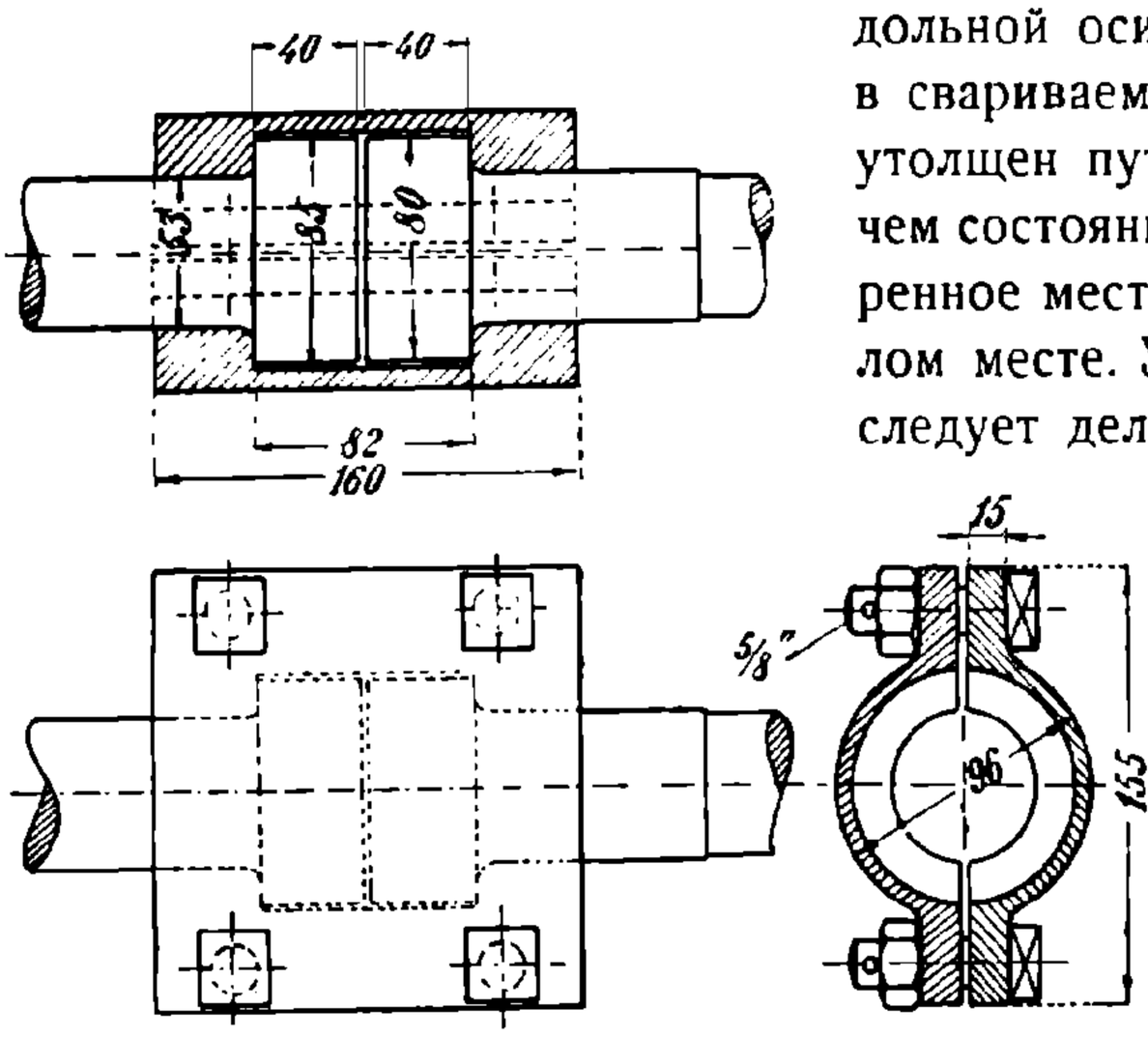
Дыры в крюке для валика и дыры для чек делаются в холодном состоянии на станках.

НТБ ДНУЖТ

Крюки изготовляются из квадратного железа соответствующего размера, при чем предварительной заготовке придается надлежащее очертание путем оттягивания металла под молотом в один нагрев, а не вырубанием его. Окончательная же форма придается крюку в стальных штампах, изготовленных точно по шаблонам. После штамповки с того же нагрева проковывается и квадратная часть крюка.

После штамповки крюки для охлаждения складываются отдельно один от другого, так как при таком способе охлаждения увеличивается предел упругости и сопротивление излому на удар.

Сварка крюковых головок и хвостовиков со стержнем упряжной тяги должна производиться в плоскости под углом не более 45° к продольной оси тяги, при чем металл в свариваемом месте должен быть утолщен путем осаживания в горячем состоянии настолько, чтобы сваренное место было толще тяги в целом месте. Утолщение места сварки следует делать настолько, насколько позволят отверстия в крюковой шайбе и в брусьях рамы. Сварка должна производиться под молотом, а не вручную, для надежного обжатия сваренного места.



Фиг. 178.

На германских дорогах взамен сварки упряжной тяги применяется постановка разрезных соединительных муфт, как изображено на фиг. 178. В месте соединения соприкасающиеся концы упряжной тяги имеют выштампованные утолщения (головки), которые входят в соответствующие утолщения в муфтах; обе половины соединительных муфт скрепляются четырьмя болтами. Такая конструкция является более надежной по сравнению со сваркою и имеет то преимущество перед соединительными муфтами с чеками принятой у нас конструкции, что не ослабляет упряжной тяги в местах соединений и потому может быть запроектирована с соответствующим запасом прочности.

Стяжной винт вытачивается из круглого железа и нарезается на токарно-винторезном станке, после чего на него надевается нагретое докрасна ушко для рукоятки. Ушко обжимается вокруг винта в особом штампе под прессом.

Гайки для стяжного винта изготовляются предпочтительно в холодном состоянии из прокатного железа, разрезая таковое на куски

НТБ ДНУЖТ

соответствующего размера и обрабатывая на фрезерном, сверлильном и винторезном станках.

Скобы, сережки, кривые валики и чеки изготовляются штампованием.

Соединительные муфты либо нарезаются из цельнотянутых труб, либо высверливаются из круглого железа, а отверстия для чек высверливаются в них или фрезеруются.

Можно допускать также изготовление муфт из полосового железа с автогенной сваркой по образующей. При изготовлении двухдырных муфт следует делать в них запасные дыры для чек в плоскости под углом 90°, чтобы можно было переставить муфту при разработке отверстий для чек.

Упряжные пружины изготовляются из полосовой стали, которая завивается на специальных станках в нагретом состоянии, после чего закаливается, а затем отпускается и осаживается под прессом. Испытание пружины производится на полную осадку под давлением не менее 3,5 *т*. Пружина дважды сжимается под прессом до полного сжатия, измеряется высота ее, и она снова сжимается. Если после этого сжатия высота пружины останется такой же, как и после предыдущего сжатия, то она считается годной.

Изготовленная упряжь, предварительно постановки под вагон, собирается на козлах для проверки правильности ее размеров и сборки, при чем чеки должны быть тщательно пригнаны и ставиться плотно с молотка. Собранная упряжь испытывается на прессу на разрыв нагрузкою в 20 *т*.

При постановке упряжи под вагон нужно соблюдать, чтобы заплечики крюковых головок отстояли от буферного бруса на одном расстоянии с обоих концов вагона. Это расстояние для сквозной упряжи с объединенной стяжкой установлено в пределах от 50 до 75 *мм*. Расстояние между рабочей поверхностью крюка и плоскостью касания несжатых буферов должно быть 335 *мм*. Отверстия для соединительных чек в муфте и стержне крюка должны строго соответствовать одно другому, чтобы не имело место хлябание чеки. Чека ставится головкою кверху, и направление отверстия для нее должно отклоняться от вертикального положения (в сечении плоскостью, перпендикулярною к оси тяги) на угол 45—60°, чтобы было возможно поставить чеку сверху, не поднимая доски пола вагона.

6. Растягивающие усилия, развивающиеся в поезде при несквозной и сквозной упряжи

Существенное отличие между сквозною и несквозною упряжью, как указано было выше, заключается в том, что сквозная упряжь упруга только в одном направлении—при сжатии, а упряжь несквозная упруга в обоих направлениях — при сжатии и растяжении. Благодаря этому при растяжении поезда во время взятия его с места или

НТБ ДНУЖТ

при увеличении силы тяги паровоза во время хода поезда работы той и другой упряжи существенно различны. Профессор Н. Е. Жуковский в своем труде „Работа русского сквозного и американского несквозного тягового прибора при трогании поезда с места и в начале его движения“ [1] дает для определения величины наибольшего растягивающего усилия, появляющегося в сцепных приборах сквозной упряжи, в предположении пуска поезда в ход при натянутых сцепных приборах, следующую формулу:

$$R = 2P\frac{1}{1+\frac{M}{\Sigma m}} \qquad (1),$$

где R — наибольшее усилие, растягивающее упряжной прибор тендера или головного вагона;

P — сила тяги паровоза;

Σm — масса всего поезда;

M — масса паровоза и тендера.

Вес товарного поезда обычно в 12—15 и более раз превышает вес паровоза с тендером; поэтому величина дроби $\frac{M}{\Sigma m}$ равна $\frac{1}{12}$, $\frac{1}{15}$. Следовательно, растягивающее усилие R, появляющееся в натянутых сцепных приборах при трогании с места товарных поездов, может достигать величины, равной почти двойной силе тяги паровоза.

В случае, когда часть сцепных приборов в составе поезда, состоящего из вагонов со сквозною упряжью, будет натянута, а часть сцепных приборов будет провисать, сила, разрывающая сцепку от ударов между вагонами, определяется проф. Н. Е. Жуковским формулой:

$$R = (1+e)\frac{m}{M+(n+1)m}\sqrt{\frac{2(M+mn)}{m}\left(\frac{1}{n}+\frac{M+\frac{mn}{2}}{M+mn}\right)nK\varepsilon P} \qquad (2),$$

где R — растягивающее усилие сцепного прибора у $(n+1)$-го вагона от паровоза;

M — масса паровоза и тендера;

m — масса одного вагона;

n — число вагонов от головы поезда с вытянутыми сцепными приборами;

P — сила тяги паровоза;

K — коэфициент пружины;

ε — расстояние, на которое могут разойтись вагоны относительно друг друга до натянутого положения сцепных приборов;

e — коэфициент восстановления при ударах, которыми измеряется потеря энергии от трения в пружинных аппаратах вагонов.

---

[1] „Бюллетень Научно-Экспериментального института путей сообщения“ № 13 за 1919 г.

НТБ ДНУЖТ

При большой величине n приведенная формула получает следующую простую форму:

$$R = (1+e)\sqrt{PK\epsilon} \qquad (3).$$

Таким образом сила, разрывающая сцепку от удара между вагонами, равняется произведению $(1+e)$ на среднюю геометрическую величину между силою тяги паровоза и силою, могущею сжать пружину на величину зазора между вагонами.

Это, разумеется, большая сила, на которую, по мнению Н. Е. Жуковского, и надо вести расчет при определении прочности русской стяжки.

Но эта сила может еще значительно возрасти от двух причин:

Во-первых, один вагон может иметь большую массу сравнительно с другими. Тогда надо будет в формуле 2 взять вместо указанного множителя перед корнем множитель:

$$\frac{m'}{M+mn+m'} = \frac{1}{\frac{M}{m'}+n\frac{m}{m'}+1},$$

который, очевидно, более прежнего множителя.

Во-вторых, может случиться, что передняя часть поезда будет сжата, а задняя растянута,—тогда все расположенные на растянутой стяжке вагоны можно считать за одну массу M', равную сумме масс всех этих вагонов, а за коэфициент K при этом следует принять сумму коэфициентов пружин всех вагонов, находящихся на растянутой задней части.

Оба эти обстоятельства вызовут увеличение силы R.

Исследуя работу американской несквозной сцепки, Н. Е. Жуковский приходит к выводу, что сила R наибольшего натяжения упряжных пружин всегда меньше силы тяги паровоза P. При этом сила R тем более приближается к P, чем вес поезда больше сравнительно с весом паровоза.

Таким образом на основании аналитического исследования Н. Е. Жуковский приходит к заключению, что сила, разрывающая поезд при сквозной упряжи, в два раза болвше такой же силы при несквозной упряжи. Но если принять во внимание силы, развивающиеся от ударов при колебании вагонов со сквозной упряжью, то разрывающая сила при ней окажется еще более значительной.

Опыт показывает, что наибольшие растягивающие усилия появляются в средней трети поезда, где обычно и происходят разрывы сцепных приборов. Наибольшие растягивающие усилия появляются в средней части поезда при движении его, когда скорость движения хвостовой части, в силу каких-либо причин, станет меньше, чем головной части; в таком случае сила тяги паровоза суммируется с разностью между живой силой головной и хвостовой частей поезда.

НТБ ДНУЖТ

Такое же явление происходит и при трогании с места, особенно при провисших сцепных приборах, когда головная часть поезда находится в движении, а хвостовая остается неподвижной.

В 1925 г. Северные дороги произвели опытное исследование причин, нарушающих плавное следование тяжеловесных поездов и вызывающих разрывы их [1]. При этих опытах обнаружилось, что при ведении поездов паровозом серии *Э*, имеющим силу тяги на крюке в 14 *т*, растягивающие усилия, как видно из нижеследующей таблицы, достигали 30 *т*.

№№ по порядку	Вес поезда брутто в тоннах	Длина поезда в метрах	Участок дороги, на котором производилось испытание	Место постановки динамометрического вагона в поезде, считая от паровоза	Максимальные усилия, растягив. поезд		
					Трогание с места	Следование на подъем с площадки	Следование с уклона на подъем
1	1 210	480	Александров—Ростов	2-я четверть	12	10	25
2	1 338	560	Всполье—Ростов	»	12	20	20
3	1 206	520	Ростов—Александров		14	12	22
4	1 222	568	Александров—Лосиноостровская	»	16	10	12
5	1 273	560	Лосиноостровская—Александров	3-я четверть	9	14	25
6	1 326	560	Всполье—Ростов		—	13	12
7	1 322	528	Ростов—Александров	»	12	25	30
8	1 300	616	Александров—Лосиноостровская		10	12	12

Из этой таблицы видно, что вывод проф. Н. Е. Жуковского, произведенный аналитическим путем, о том, что растягивающая сила $R = 2P$ при пуске поезда в ход с натянутыми приборами, не вполне согласуется с приведенными данными опыта. Максимальные растягивающие усилия $R \geqslant 2P$ получались во время опыта только в тех случаях, когда при набегании хвостовой части уменьшалась скорость ее, вследствие чего при дальнейшем движении поезда получался удар, величина которого складывалась из силы тяги паровоза и разности живых сил головной и хвостовой частей поезда.

Наша объединенная стяжка 1912 г. разрывается при усилии около 50—60 *т*, и так как разрывы таких стяжек на практике являются

[1] См. доклад инж. Быкова XXXIV совещательному съезду инженеров тяги.

НТБ ДНУЖТ

довольно частыми, то, следовательно, надо притти к выводу, что при сквозной упряжи усилия порядка 50—60 *m* имеют место и что ведение тяжелых и длинных поездов со сквозною упряжью возможно лишь при соблюдении известных мер предосторожности.

При несквозной упряжи неравномерность ускорений головной и хвостовой частей поезда также будет иметь место, в результате чего сила *R* также может достигать величины большей силы *P*, но, благодаря упругости сцепки при растяжении, работа силы удара не может быть столь разрушительной для сцепных приборов, как при сквозной упряжи.

Построить упряжной аппарат для несквозной упряжи такой мощности, чтобы он мог воспринимать упруго усилия 50 и более тонн, какие имеют место в действительности при наших условиях, невозможно, так как такие аппараты получились бы крайне громоздкими. Поэтому, при возникновении столь больших усилий, пружины упряжных аппаратов несквозной упряжи садятся до отказа, вследствие чего также могут возникать удары при растяжении поезда, в результате которых получаются разрывы сцепных приборов. Следовательно, вероятность разрывов сцепных приборов при несквозной упряжи будет тем больше, чем меньше мощность упряжных пружин.

7. Расчет упряжных приборов

Упряжные приборы при трогании с места и при следовании поезда, как сказано было выше, подвергаются действию тягового усилия и усилий, появляющихся вследствие неравномерности ускорений отдельных групп вагонов в поезде.

Тяговое усилие принимается как статическое усилие на крюке тендера и составляет постоянный фактор среди других переменных усилий, которые должны преодолевать упряжные приборы. Что касается переменных усилий, проявляющихся в виде толчков, то величина их не может быть точно установлена в виду всех тех случайностей и сложных условий, которые могут иметь место при следовании поезда. В силу этого у нас и на дорогах Западной Европы принято обосновывать расчет упряжных приборов на „допускаемом тяговом усилии“. Таким образом расчет упряжных приборов имеет характер условный, и условной величиной в нем является „допускаемое тяговое“ или расчетное усилие.

Проектирование упряжного прибора равного сопротивления во всех своих частях может привести к обрывам в любой части прибора и повлечь за собою разрушение наиболее ответственных частей вагона. Например, при разрыве стержня упряжной тяги, соединительной муфты ее или при срезе чеки соединительной муфты разъединившиеся части упряжи могут причинить разрушение всех поперечных балок рамы вагона.

НТБ ДНУЖТ

Если разрыв упряжной тяги произойдет в таком месте, что разрушение рамы не будет иметь место, то во всяком случае вагон не может быть оставлен в поезде. Также не может быть оставлен в поезде вагон и при обрыве головки упряжного крюка. При обрыве же стяжки, если остальные части упряжного прибора находятся в хорошем состоянии, вагон может беспрепятственно следовать в хвостовой части поезда до ближайшего ремонтного пункта. В виду сказанного стяжка должна быть самою слабою частью упряжного прибора, при чем у самой стяжки делаются более слабыми серьги (у объединенной или уленгутовской стяжки) или скобы (у нормальной или усиленной стяжки). Надо считать ошибкой давать меньшую прочность стяжному винту, как это сделано у стяжки 1916 г. Удлинение в небольших пределах не представляет никакого неудобства для большинства частей тягового прибора, но это не так по отношению к стяжному винту, потому что он становится негодным даже при минимальном удлинении. Стяжной винт надо делать такой прочности и из материалов с таким высоким пределом упругости, чтобы в нем не могло произойти увеличения шага нарезки.

По нормам, принятым Международным союзом железных дорог, части упряжных приборов должны рассчитываться со следующим запасом прочности:

Винт стяжки	3,50
Остальные части стяжки	3,25
Упряжные крюки, тяги, соединения их и проч. не менее	4,00

Вес существующих у нас и на дорогах Западной Европы усиленных стяжек является предельным для физической силы нормального человека. Поэтому усиление стяжек возможно лишь за счет увеличения коэфициента крепости материалов, из которых части стяжек изготовляются.

В нижеследующей таблице указано качество материалов, применяющихся в Германии и у нас, для изготовления стяжек:

Наименование частей стяжки	Германия		СССР	
	Коэф. крепости в *кг/см²*	Марка стали по нормам *Din*	Коэф. крепости в *кг/см²*	Марки стали по нормам НКПС
Винт	75—90	Специальная	40—50	Ст. 4
Скоба	70—85	st 60.61	40—50	Ст. 4
Серьги или поводки	60—70	st 60.11	40—50	Ст. 4
Гайки	60—70	st 60.11	50—60	Ст. 5
Валик	70—85	st 60.61	50—60	Ст. 5

НТБ ДНУЖТ

Расчет размеров поперечного сечения частей упряжных приборов производится по формулам сопротивления материалов, при чем для большей точности необходимо принимать во внимание изгибающие усилия, которые могут появляться при неточности сборки.

Для расчета головки тягового крюка применяется формула Баха:

$$K = \frac{Q}{bh} \cdot \frac{6}{1 - \frac{b^1}{b}},$$

где Q — растягивающее усилие,

b — большая сторона трапеции в сечении головки,

b' — меньшая сторона трапеции,

h — высота трапеции,

K — допускаемое напряжение в $кг/мм^2$.

В опасном сечении $аб$ напряжение от растяжения в части сечения $а$ (фиг. 164) должно равняться напряжению от сжатия в части сечения $б$, в виду чего сечение крюка не может быть симметричным и ему придается вид трапеции.

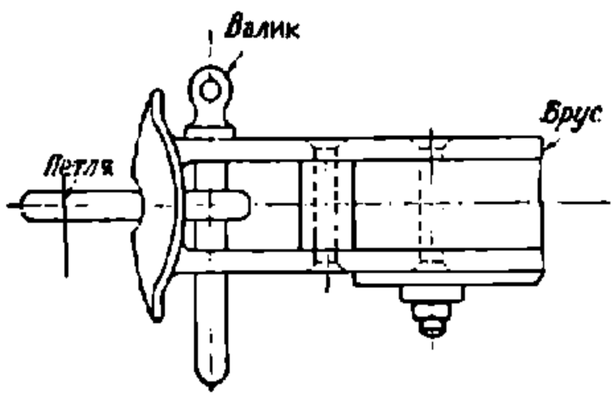
НТБ ДНУЖТ

ГЛАВА IX

АВТОМАТИЧЕСКАЯ СЦЕПКА

I. Очерк развития автоматической сцепки

Впервые автоматическая сцепка появилась на дорогах Северной Америки, где и получила свое развитие и усовершенствование. До перехода на автоматическую сцепку, т. е. до 1900 г., на дорогах Северной Америки применялась на товарных вагонах так называемая «сцепка петли и валика» (Link and Pin Coupler), изображенная на фиг. 179. Сцепка эта помещалась на средине буферного бруса и служила одновременно для воспринятия растягивающих и сжимающих усилий. Хвостовой конец сцепки соединялся с продольными брусьями рамы вагона при помощи упряжного аппарата. Таким образом на дорогах Сев. Америки, задолго до введения автоматической сцепки, применялась центрально-буферная сцепка, несквозная и упругая в обоих направлениях — и при растяжении и при сжатии. Это обстоятельство имело весьма существенное значение для развития автоматической сцепки в САСШ и облегчило переход на таковую.



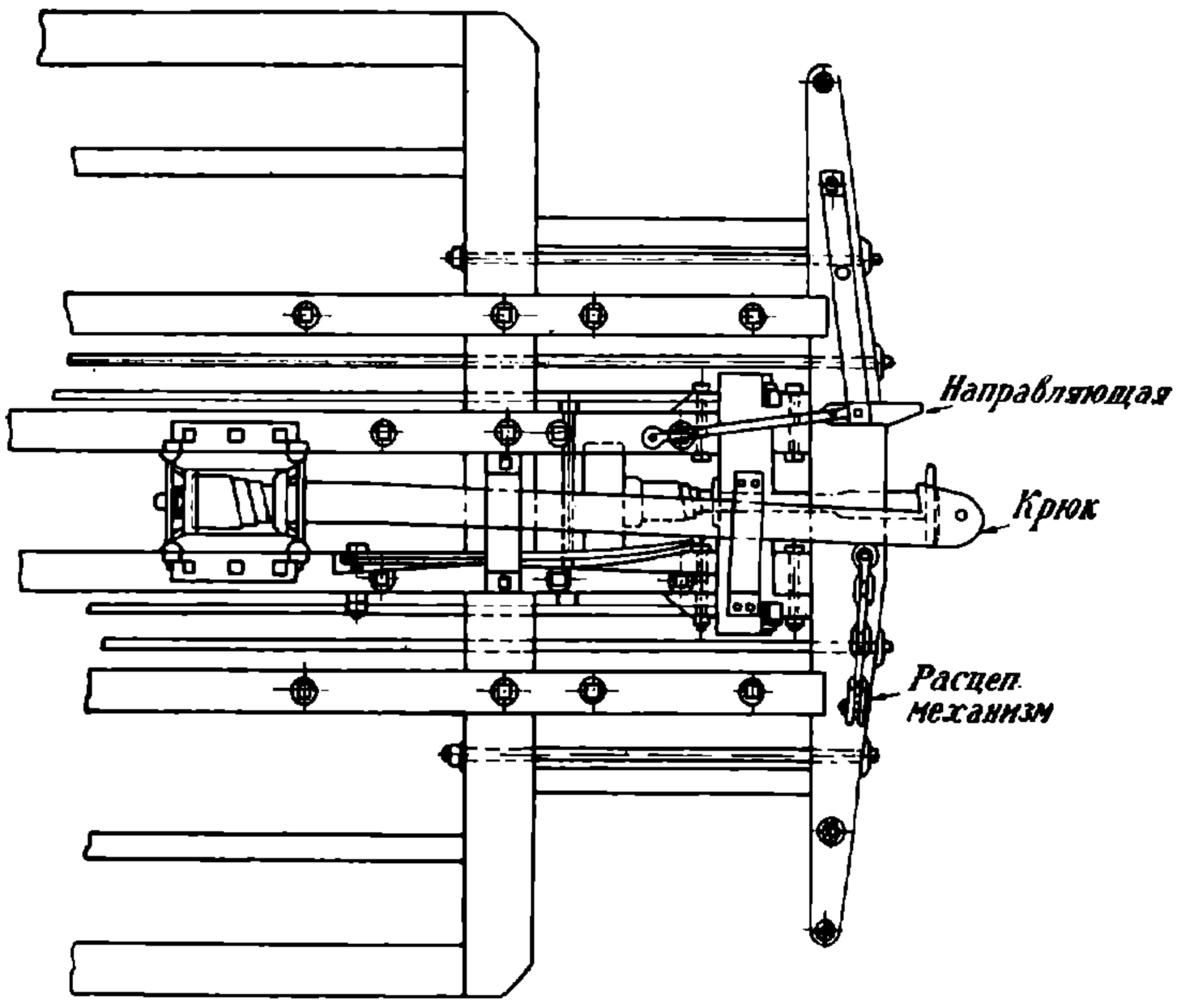
Фиг. 179.

Для сцепления вагонов при сцепке „петли и валика“ необходимо было петлю заводить рукою в отверстие сцепного прибора соседнего вагона, т. е. оставлять руку между буферами до момента сближения их. Эта операция осложнялась тем, что высота сцепных приборов от головки рельса, вследствие неодинаковой осадки пружин у тележек и имевшего место на железных дорогах произвола, была у вагонов неодинаковой. Благодоря этому для сцепления вагонов часто приходилось применять изогнутые петли, что еще более затрудняло операцию сцепки. Вследствие такого несовершенства сцепных приборов весьма часто возникали несчастные случаи, от которых не были застрахованы даже самые осторожные и опытные сцепщики.

Так обстояло дело со сцеплением товарных вагонов на дорогах Сев. Америки в 60-х годах прошлого столетия. В это время на пассажирских вагонах получила уже широкое распространение автоматическая сцепка Miller'a (фиг. 180), и, под давлением общественного автоматическую сцепку. Таким образом для всей этой работы при

НТБ ДНУЖТ

мнения страны, требовавшего обеспечения безопасности работы сцепщиков, начались попытки к усовершенствованию сцепки „петли и валика“ и к введению автоматических сцепок различных конструкций. В 1876 г. была изобретена автоматическая сцепка Janney, которая явилась первообразом американской сцепки. Через 12 лет, т. е. в 1887 г., съезд вагоностроителей принял сцепку Janney с небольшими изменениями как нормальную, установил главные размеры ее и создал этим нормальный тип сцепки, известной под названием MCB Coupler[1]. Несмотря на одобрение новой сцепки союзами служащих, таковая распространялась крайне



Фиг. 180.

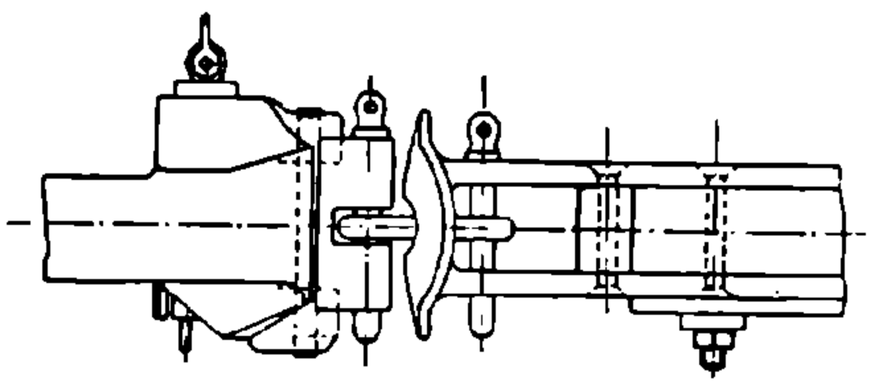
медленно, и положение дела вынудило правительство САСШ принять в этом участие, которое в конце концов выразилось в издании закона от 2 марта 1893 г., обязывавшего все дороги перевести весь свой подвижной состав на автоматическую сцепку к 1 января 1898 г., с тем, чтобы после этого числа сцепление всего обращавшегося на дорогах подвижного состава производилось автоматически простым нажатием, а расцепка производилась тоже автоматически в том смысле, чтобы отпала надобность входить сцепщику между вагонами. Установленный законом срок не был выдержан дорогами, и правительство САСШ вынуждено было назначить новый срок 1 января 1900 г. и затем вторично продлить его до 1 августа 1900 г., к каковому времени и был закончен перевод подвижного состава сети дорог САСШ на переходе со сцепки „петли и валика“, удачно сцеплявшейся со сцеп-

[1] MCB означает: Master Car Builders Association — О-во американских вагоностроителей.

НТБ ДНУЖТ

кой Janney (фиг. 181), при средствах САСШ и отсутствии необходимости переделывать рамы вагонов, потребовалось, считая с 1889 г., $11^1/_2$ лет, а с 1893 г.—$7^1/_2$ лет.

Дальнейшее развитие конструкции американской сцепки шло под руководством съезда вагоностроителей, который закрепил главные размеры ее и очертание соприкасающихся поверхностей; в области же конструкции замка допускалась полнейшая свобода, поведшая в конце концов к чрезвычайному изобилию типов. В смысле улучшения конструкции сцепки такое положение дало самые благоприятные результаты, которые привели к тому, что эта сцепка быстро пережила все свои детские болезни и получила распространение в Канаде, Мексике, Японии и Китае. В настоящее время американская сцепка вводится на дорогах Южной Америки, Австралии, Южной Африки, Индии, Новой Зеландии и на Филиппинских островах.



Фиг. 181.

В 1908 г. американская сцепка была применена у нас на специальных товарных и на пассажирских вагонах М.-Каз. ж. д. Пассажирские вагоны М.-Каз. ж. д. были снабжены, кроме американской сцепки, приспособлениями для сцепления с винтовой сцепкой. Американская сцепка на пассажирских вагонах М.-Каз. ж. д. является одной из первых конструкций, но, несмотря на это, исправно работает до сего времени.

Конструкций автоматических сцепок было предложено изобретателями различных стран весьма большое число. Из них на первое место должна быть поставлена сцепка Вилинсона, затем Шарфенберга, нашедшие применение в Германии.

Известны также сцепки французского изобретателя Буаро, предложившего свою сцепку на конкурсе, объявленном бывш. МПС в 1907 г., и сцепка итальянского изобретателя Павиа-Казалис. У нас производятся испытания с несколькими конструкциями автоматических сцепок, предложенных русскими изобретателями Богдановым, Кастланом и др.

Из вышесказанного следует, что введение автоматической сцепки на дорогах САСШ преследовало главным образом гуманитарные цели. Заботы об ограждении безопасности сцепщиков несомненно должны иметь значение первостепенной важности. Однако значение автоматической сцепки не исчерпывается только гуманитарными целями. Практика всех железных дорог и теоретические подсчеты показывают, что себестоимость перевозок грузов тем меньше, чем больше вес перевозимых поездов. Поэтому надо сказать, что дальнейший прогресс железнодорожного транспорта заключается в увеличении мощности локомотивов и в увеличении состава поездов. Это особенно важно

НТБ ДНУЖТ

для наших дорог, имеющих большое протяжение и перевозящих грузы на большие расстояния. Однако уже в настоящее время дальнейшему прогрессу железнодорожного транспорта у нас, а в ближайшем будущем и на всех других дорогах Европы, ставит пределы винтовая сцепка, которая в настоящее время уже настолько тяжела, что дальнейшее увеличение размеров ее надо считать невозможным. Поэтому введение автоматической сцепки, помимо гуманитарных целей, имеет глубокое экономическое значение и является основной предпосылкой для прогресса транспорта в будущем.

2. Условия, которым должна удовлетворять автоматическая сцепка

Наиболее выгодная конструкция рамы в смысле наименьшего веса при соответствующей прочности будет та, у которой растягивающие и сжимающие усилия воспринимаются одними и теми же частями ее. Это условие возможно только в том случае, когда направление растягивающих и сжимающих усилий совпадает. Отсюда следует, что автоматическая сцепка, какой бы конструкции она ни была, должна быть центрально-буферной, так как только при таком сочетании растягивающих и сжимающих сил может быть достигнута наибольшая прочность рамы при наименьшем ее весе. Следовательно, рама вагонов при автоматической сцепке должна иметь две балки надлежащей прочности, расположенные по средине; эти балки называются хребтовыми.

Для того чтобы головки автоматической сцепки и упряжные аппараты их можно было переставлять с одного вагона на другой, необходимо; чтобы расстояние между хребтовыми балками и расположение упорных кронштейнов упряжных аппаратов было у всех вагонов одинаковым. На дорогах Сев. Америки эти размеры стандартизированы, и расстояние между хребтовыми балками принято равным 327 *мм*. У нас с 1925 г. начали строить вагоны с расстоянием между хребтовыми балками, равным 500 *мм*, так как предусматривалась возможность введения сцепки Шарфенберга, для установки которой необходим такой размер, но уже в 1927 г. предположения о введении сцепки Шарфенберга отпали, и при постройке новых вагонов начал вводиться размер расстояния между хребтовыми балками в 327 *мм*, принятый дорогами САСШ.

Стандартная сцепная головка дорог САСШ последнего типа *D*, как показывают произведенные с нею испытания, разрушается при разрывном усилии в 518 000 англ. фунтов, или около 235 метрических тонн. Прочность этой сцепки, как показывает опыт, оказывается достаточной для ведения поездов весом до 6 000 английских тонн, и, следовательно, такая сцепка на весьма продолжительное время может быть достаточной при будущем увеличении у нас мощности паровозов.

НТБ ДНУЖТ

Головка современной автоматической сцепки должна удовлетворять нижеследующим условиям:

1. Сцепление головок должно происходить как от толчка при различных скоростях до 20 *км*, так и при простом нажатии автоматически без отказа.

2. Расцепление головок должно производиться при сжатом и свободном состоянии помощью приборов, расположенных с боку вагона, без необходимости вхождения человека между ними, и должно происходить при соответствующей установке расцепного прибора у любой из двух сцепленных головок.

3. После отхода вагонов друг от друга головки сцепки обоих вагонов должны быть готовы для нового сцепления и до перестановки расцепочного прибора не должны сцепляться от случайных толчков, при чем отдельные части сцепных головок никогда не должны принимать положение, которое могло бы повлечь повреждение их в момент сцепления.

4. Головка сцепки должна иметь приспособление, допускающее включение замка ее помощью расцепочного прибора, чтобы возможно было производить маневры толчками без сцепления.

5. Сцепление головок должно происходить беспрепятственно на кривых радиусом в 135 *м*; при меньших радиусах закруглений допускается постановка головки перед сцеплением в соответствующее крайнее положение вручную.

6. Сцепление и работа головок должна совершаться беспрепятственно при наибольшей допускаемой разнице в расстоянии от центра головок до головки рельс у двух соседних вагонов в 125 *мм*.

7. Конструкция автоматической сцепки должна быть простой, по возможности без шарниров, пружин, болтов и пр., и работать надежно, без отказа, независимо от влияния погоды (снег, лед, пыль).

Конструкция сцепки должна быть удобной и простой в изготовлении, иметь минимальное количество обработанных на станках частей; вместе с этим конструкция сцепки должна сводить до минимума мертвые ходы и трение частей для обеспечения более продолжительной службы ее без смены частей.

8. Головка автоматической сцепки должна обеспечивать невозможность самопроизвольного расцепления при самых невыгодных условиях работы—при изменении направления усилий в поезде, толчках независимо от силы удара, торможении и пр.

9. Автоматическая сцепка должна быть рассчитана на тяговое усилие и буферный удар в 80 *т* и должна допускать дальнейшее ее усиление при сохранении возможности надежного сцепления с предыдущими более слабыми сцепками той же конструкции.

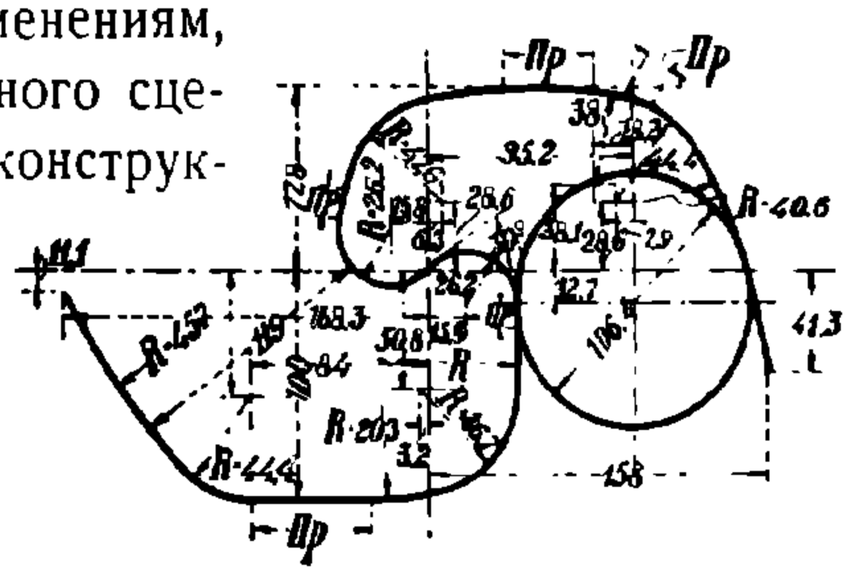
10. Автоматическая сцепка должна допускать применение к ней добавочных приспособлений простой конструкции, допускающих возможность сцепления ее вручную с винтовой стяжкой.

НТБ ДНУЖТ

Всем этим условиям удовлетворяет современная американская сцепка. Кроме этих условий могут предъявляться требования, чтобы при сцепке происходило одновременное автоматическое сцепление воздухопровода, труб парового отопления, проводов электрического освещения и др., а также чтобы сцепка препятствовала телескопированию вагонов при крушении. Надежных приспособлений этого рода все ныне существующие автоматические сцепки не имеют.

3. Американская автоматическая сцепка

Существующие в настоящее время американские автоматические сцепные приборы, прототипом которых является изобретенная в 1876 г. сцепка Janney, работают по принципу вертикального контакта цилиндрических поверхностей с вертикальной образующей. Профиль очертания рабочих поверхностей американской сцепки по мере ее совершенствования подвергался изменениям, поскольку позволяло условие взаимного сцепления со сцепками первоначальных конструкций; на фиг. 182 изображен нормальный профиль очертания рабочих поверхностей стандартной американской головки типа *D*. Свобода, предоставленная заводам и дорогам в области конструкции замка, привела к чрезвычайному обилию конструкций. Наибольшее распространение ныне имеют на дорогах Сев. Америки следующие сцепки: стандартный тип *D*, Sharon, Pitt, Simplex Janney X, Gould, Major, Symigton, Penn, Tower, Climax и др.[1]. Так как принцип работы американской сцепки—соприкосновения рабочих поверхностей по цилиндрической поверхности с вертикальной образующей—был принят раз навсегда и, кроме того, были стандартизированы основные размеры ее, то все приведенные системы сцепок отличаются одна от другой лишь внутренним устройством замка, когтя и деталями; по наружному виду все эти сцепки похожи одна на другую и мало отличаются от своего прототипа, т. е. сцепки Janney первого выпуска.



Фиг. 182.

Все существующие американские сцепки (coupler)[2] состоят из четырех основных частей: корпуса сцепки (coupler body), когтя (knucle), замка (lock) и расцепочного механизма или механизма для открывания замка (unlocking arrengement или unlocking device). Корпус

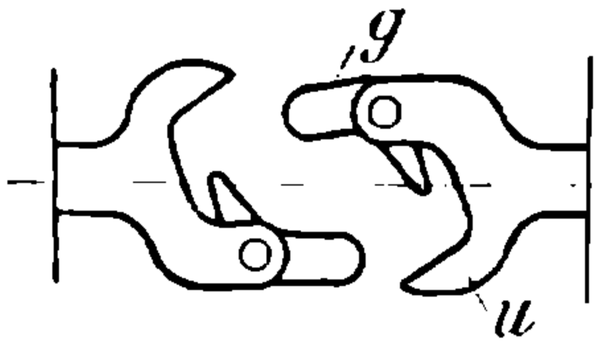
[1] Описание указанных сцепок помещено в Американской вагонной энциклопедии за 1928 г Car Builders Cyclopedia of American Practice.

[2] В скобках приведены принятые на английском языке номенклатурные наименования.

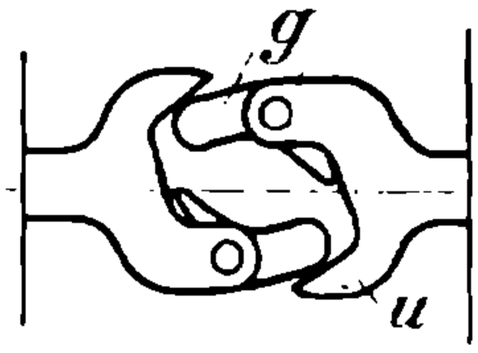
НТБ ДНУЖТ

сцепки в свою очередь состоит из трех частей (фиг. 187): головки сцепки (coupler head), бруса сцепки (draw bar или shank) и хвостовика (butt).

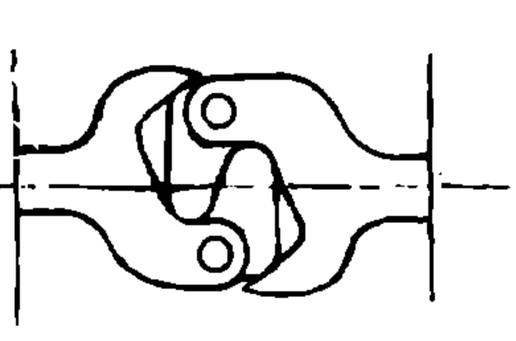
Помощью чеки или иного приспособления хвостовик корпуса сцепки соединяется со скобою упряжного аппарата; брус сцепки представляет промежуточную часть между хвостовиком и головкою,



Фил. 183.



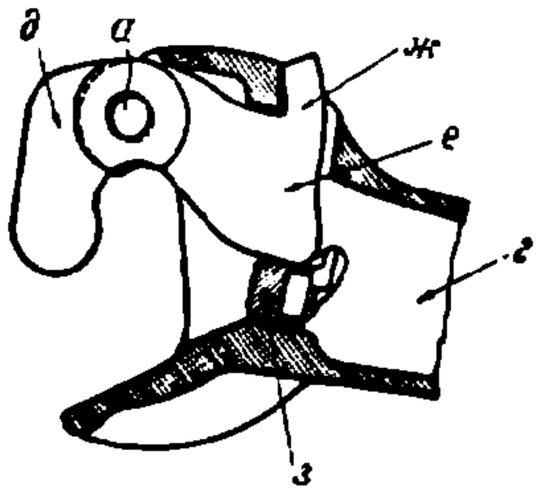
Фиг. 183 а.



Фиг. 183 б.

длина которого имеет стандартные размеры, различные для товарных и пассажирских вагонов. Размеры поперечного сечения бруса сцепки у головки служат характеристикой мощности сцепки; для товарных вагонов приняты два размера: $5 \times 7''$ и $6 \times 8''$ Механизм для открывания замка устанавливается на буферном брусе так, чтобы его можно было поставить в соответствующее положение, не входя между вагонами.

Сцепление и расцепление головок происходит следующим образом: предположим, что два соседние вагона отстоят друг от друга на некотором расстоянии и что у обоих из них когти *g* находятся в раскрытом положении, как показано на фиг. 183. При сближении вагонов когти придут в соприкосновение с частью *u* корпуса, называемой предохранителем (guarrd arm) (фиг. 183 а) и, скользя по этому предохранителю, будут поворачиваться около своих осей. Когда когти повернутся на 90° и займут положение, перпендикулярное к продольной оси (фиг. 183 б), то щеколда замка *з* (фиг. 184) не будет опираться на коготь и под влиянием собственного веса западет между хвостовиком когтя и корпусом головки, и вагоны будут сцеплены. Для сцепления головок нет необходимости, чтобы у обоих из них когти были раскрыты. Взаимное сцепление между двумя головками возможно и в том случае, когда коготь раскрыт только у одной головки.

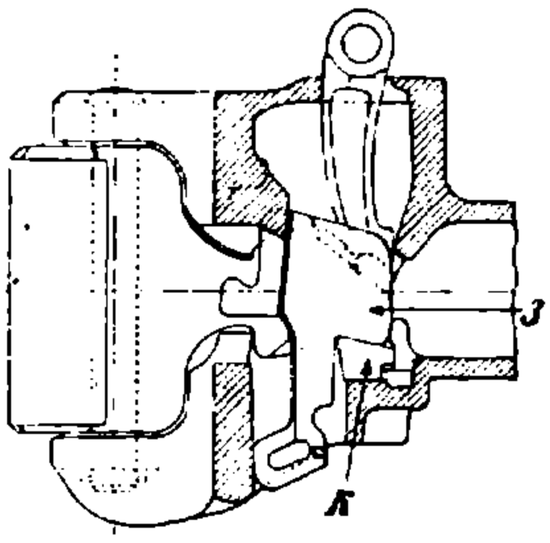


Фиг. 184.

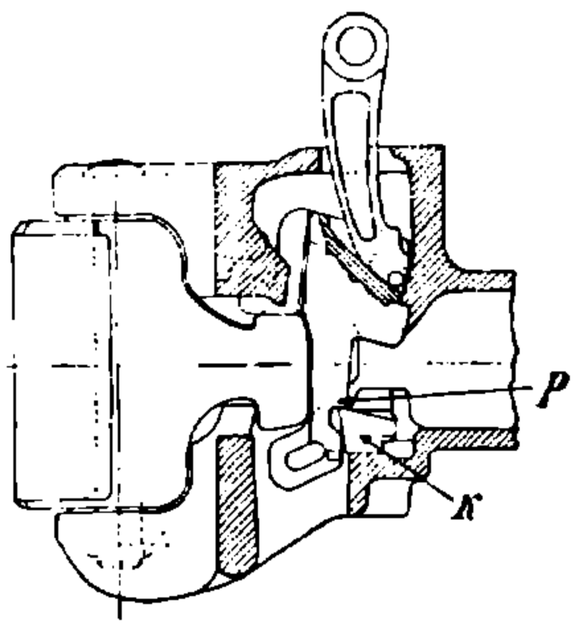
Расцепка вагонов производится путем поднятия щеколды *з* (фиг. 184) для освобождения когтя; когда коготь будет свободен, то при расхождении вагонов он будет вращаться вокруг шарнира *а* (фиг. 184) до тех пор, пока не станет в положение, показанное на фиг. 183. Для расцепления вагонов вполне достаточно поднять замочную щеколду у одной головки. Подъем замочной щеколды производится поворотом рукоятки расцепочного механизма, на стержне которого насажен рычаг, соединенный со щеколдою замка. Расцепочный механизм

НТБ ДНУЖТ

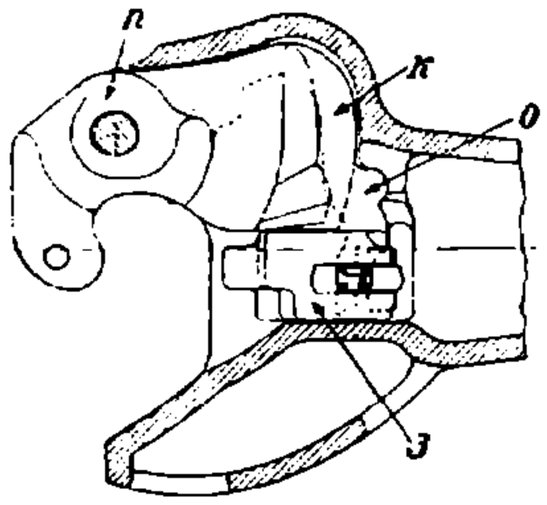
устраивается над головкой или под нею; в последнем случае замочная щеколда выталкивается снизу. Для расцепки необходимо, чтобы замочная щеколда не была прижата хвостовиком когтя; такое положение будет иметь место при взаимном нажатии головки или когда между когтями двух сцепленных головок будут зазоры. При растянутом же положении замочные щеколды будет зажаты в корпусе у обеих головок, и расцепление вагонов невозможно.



Фиг. 185 а.

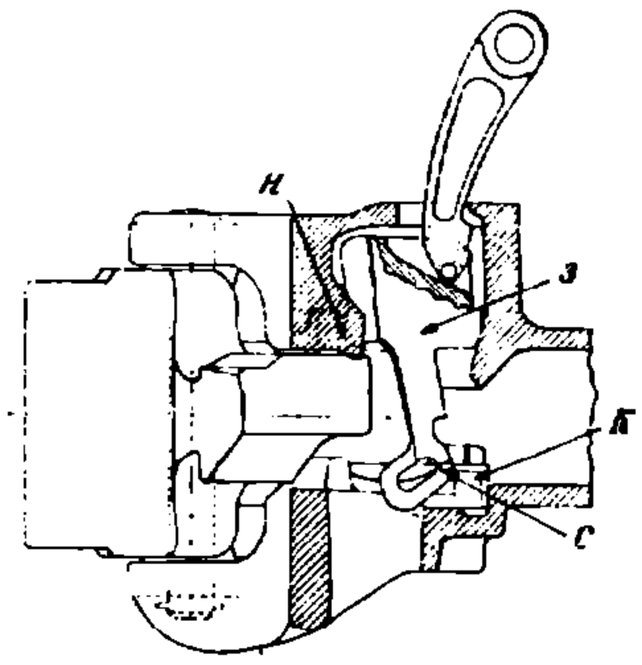


Фиг. 185 б.

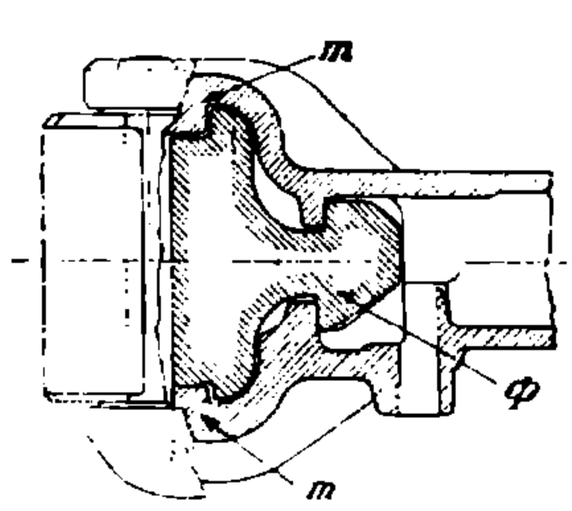


Фиг. 185 в.

Шарнир *а* (фиг. 184) у сцепок первоначальных конструкций составлял самое слабое место сцепки, вследствие чего на практике имели место частые случаи искривления шарнирных валиков (Knucle pivot pin), поломки когтя по дыре и поломки ушков шарнира. Для устранения этих повреждений у всех современных конструкций шарнирный валик разгружен от срезывающих и изгибающих усилий; для этого у головки делают цилиндрический выступ *m* (фиг. 185 д), а у когтя—полуцилиндрические углубления *n* (фиг. 185 в); отверстие же для валика делается овальным, как показано на фиг. 184 и 185 в. Чтобы не получалось разъединения вагонов в случае поломки шарниров, требуется, согласно установленных правил, чтобы у сцепок когти имели соответствующие предохранители. Наиболее распространенная конструкция предохранителя показана на фиг. 184 сцепки Pitta; коготь имеет зуб *ж* (coupling lug), который в закрытом положении когтя зацепляется за соответствующую выемку в головке. В последующих конструкциях, для устранения поломок шарниров, зазоры в шарнирах когтя делались такими, чтобы тяговые усилия воспринимались зубом *ж* или распределялись одновременно между шарниром и зубом (фиг. 184).



Фиг. 185 г.



Фиг. 185 д.

НТБ ДНУЖТ

Это вызывало частые случаи повреждений зуба у когтей. Для устранения этих повреждений у стандартной головки *D* у хвостовика когтя вместо зуба сделаны заплечики *ф*, как показано на фиг. 185 д и 185 в, которые входят в соответствующие пазы у корпуса головки; заплечики хвостовика когтя работают на срез и могут иметь более солидные размеры, чем зуб у когтя головки (фиг. 184)

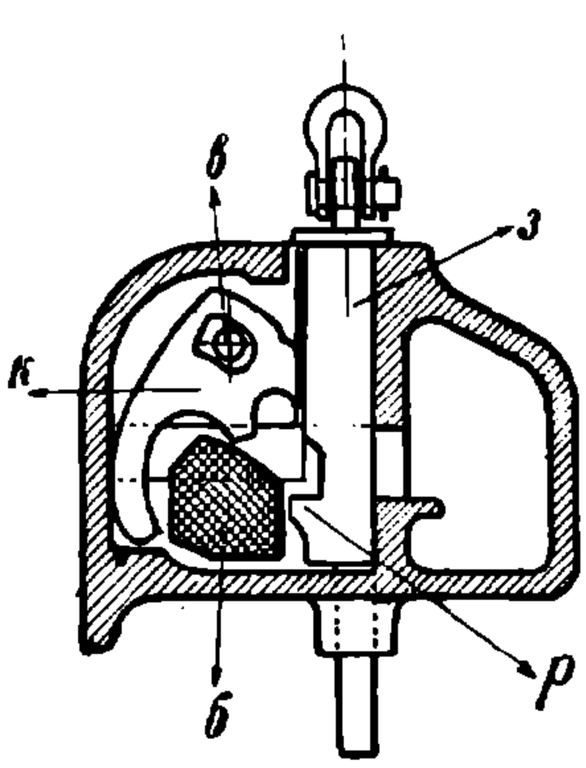
Сцепка должна иметь приспособления для открывания когтя сбоку вагона, чтобы сцепщику не требовалось входить для этого между вагонами. Приспособление для открывания когтя у всех конструкций американских сцепок соединяется с замочной щеколдой и приходит в действие, когда ручка расцепочного механизма переводится в крайнее положение до отказа. При этом коготь переводится до вполне открытого положения независимо от того, был ли он первоначально закрыт или несколько приоткрыт.

У стандартной головки типа *D*, изображенной на фиг. 185 а, 185 б, 185 в, 185 г и 185 д, когтеоткрыватель *к* (knucle opener или knucle throw—фиг. 185в) имеет вид двуплечего рычага с осью вращения в точке *о*, длинный конец которого загнут и упирается в соответствующий выступ у хвостовика когтя, а короткий конец служит опорой для замочной щеколды *з* (фиг. 185 а). При подъеме замочной щеколды (фиг. 185 б) на высоту, достаточную для расцепления головок, хвостовик замочной щеколды зубом *р* сядет на короткий конец когтеоткрывателя *к*. В этом положении замочной щеколды коготь освобождается, и при расхождении вагонов наступит расцепление. Если вагоны остаются сцепленными, то поднять замочную щеколду выше положения, показанного на фиг. 185 б, нельзя. Когда же вагон стоит отдельно, то при подъеме замочной щеколды *з* (фиг. 185 г) последняя упрется выступом *н* в соответствующий уступ у корпуса головки, и хвостовик замочной щеколды концом своим *с* упрется в короткое плечо когтеоткрывателя *к*; от давления хвостовика замочной щеколды на когтеоткрыватель последний начнет вращаться вокруг шарнира *о*, и длинный конец его упрется в хвостовик когтя и заставит его открыться. Когда коготь откроется до вполне открытого положения и нажатие на рукоятку расцепочного механизма будет прекращено, замочная щеколда упадет позади хвостовика когтя. При последующем нажатии вагонов коготь, вращаясь, подымет замочную щеколду, и, когда коготь станет в закрытое положение, замочная щеколда упадет впереди хвостовика когтя; при этом, благодаря соответствующему расположению центра тяжести замочной щеколды, хвостовик ее отклоняется вперед, и зуб его *р* (фиг. 185 б) при падении щеколды проходит мимо когтеоткрывателя и не может поэтому опереться на него.

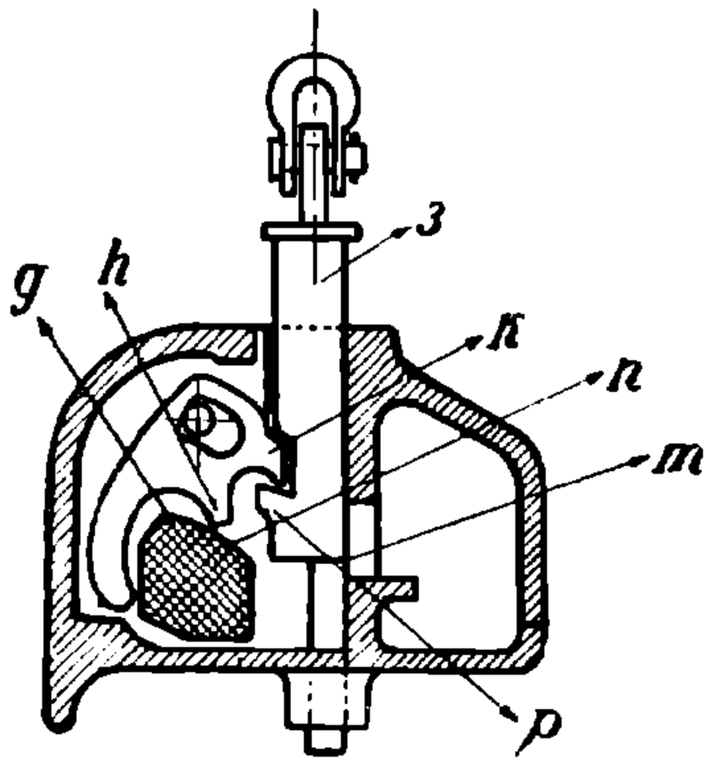
На фиг. 186 и 186 а показан когтеоткрыватель сцепки Pitta, изображенной в поперечном разрезе. Когда коготь находится в закрытом положении и замочная щеколда *з* будет подниматься помощью расце-

НТБ ДНУЖТ

почного механизма, то в случае, если вагон стоит отдельно от других, замочная щеколда зубом *p* упрется в когтеоткрыватель и при дальнейшем нажатии на рукоятку расцепочного механизма заставит когтеоткрыватель вращаться вокруг точки *в* (фиг. 186), и длинный конец когтеоткрывателя упрется в хвостовик когтя и заставит коготь открыться. Если же вагоны будут сцеплены, то когтеоткрыватель повернется на небольшой угол и упрется в хвостовик когтя, дальнейший подъем замочной щеколды будет невозможен, и она останется в поднятом положении, как показано на фиг. 186 а, при чем зубом *p* она будет опираться на когтеоткрыватель. В этом положении хвостовик когтя открыт, и при расхождении вагонов наступит расцепление; после поворота когтя до вполне открытого положения замочная щеколда упадет на хвостовик когтя. При сближении вагонов, как и у сцепки *D*, коготь, вращаясь, подымет своим хвостовиком замочную щеколду, и, когда коготь станет в закрытое положение, замочная щеколда упадет на свое место (фиг. 186) и защелкнет хвостовик когтя.



Фиг. 186.



Фиг. 186 а.

Для производства маневров на горках или толчками необходимо чтобы поднятая замочная щеколда сама собою не опускалась и чтобы замыкание ее происходило лишь после того, как вагоны сначала разъединятся, а затем столкнутся вновь после разъединения. У сцепок первоначальных конструкций это достигалось путем закрепления рукоятки расцепочного механизма в крайнем открытом положении. Но при таком положении рукоятки замочная щеколда оставалась выключенной, и для сцепления столкнувшихся вагонов сцепщику необходимо было обойти все вагоны и произвести перестановку рукояток, чтобы опустить замочные щеколды. При производстве маневров такое устройство представляло неудобство, и—во избежание затруднений, связанных с перестановкой рукояток—у всех современных сцепок замочные щеколды имеют останов (Lock set), который поддерживает поднятую щеколду до тех пор, пока коготь не откроется до вполне открытого положения и тем самым не подготовит сцепку для следующего сцепления. Таким образом раз щеколда будет поднята,то она остается в таком положении до тех пор, пока разъединение вагонов не произойдет, и только после этого возможно последующее сцепление. При наличии останова у замочной щеколды рукоятка расцепочного механизма может служить только для поднятия

НТБ ДНУЖТ

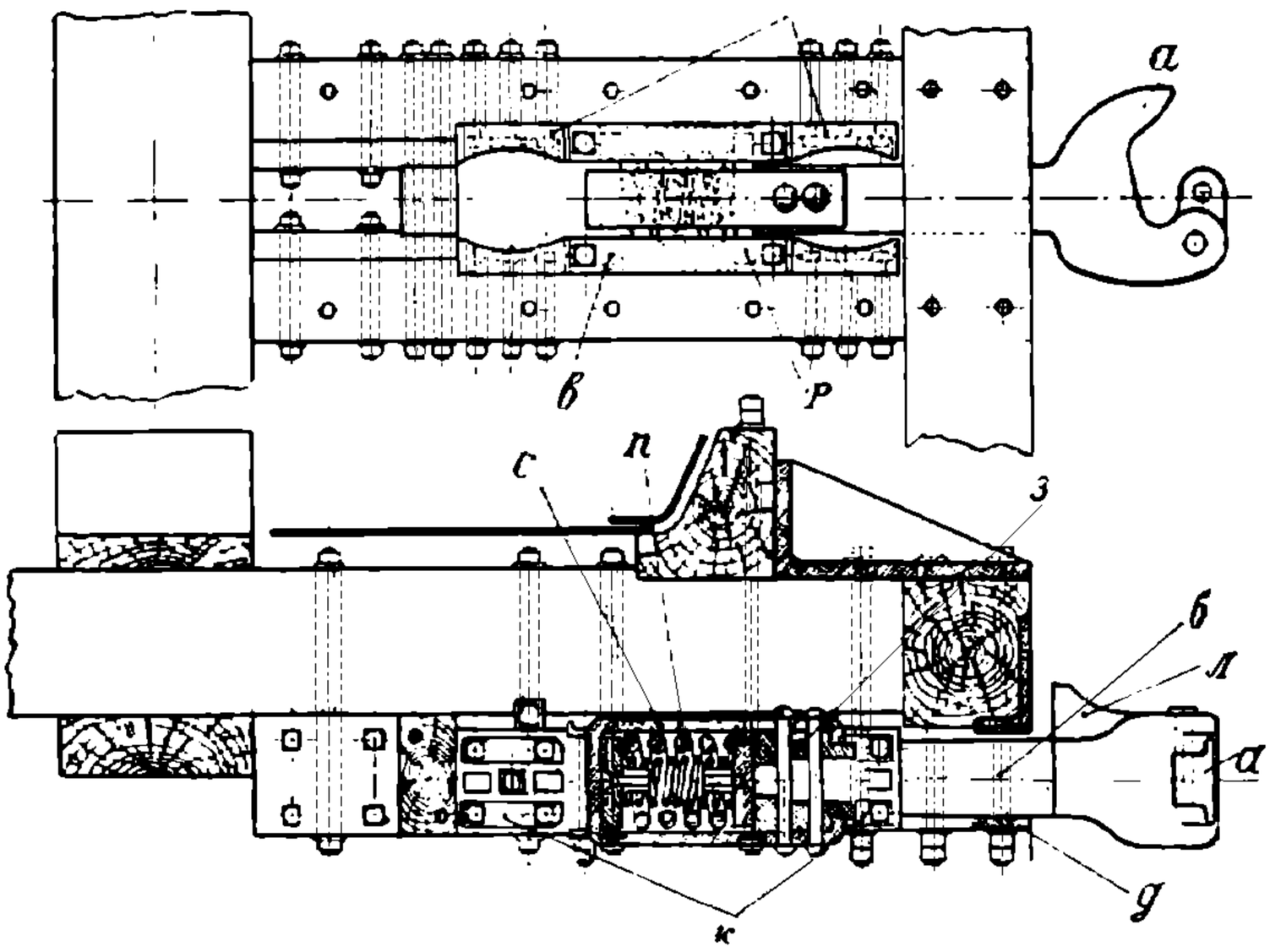
щеколды, после чего может сама собою возвращаться в нормальное положение.

У описанной выше сцепки типа *D* остановом (Lock set) служит зуб *p* у хвостовика замочной щеколды (фиг. 185 б), а у сцепки Pitta—зуб *p* у щеколды *з* (фиг. 186 а).

Описанные приспособления и усовершенствования американских автоматических сцепок были введены на основании свыше тридцатилетнего опыта и в полной мере обеспечивают надежную и безопасную работу их в самых тяжелых условиях эксплоатации. Поэтому требования, предъявляемые к конструкции американской сцепки, должны служить базисом для оценки конструкций автоматических сцепок всех других систем.

4. Упряжной аппарат автоматической сцепки

Существенное отличие упряжного аппарата (graft gear) автоматической сцепки от аппарата несквозной упряжи заключается в том, что он должен воспринимать от сцепки и передавать на раму вагона

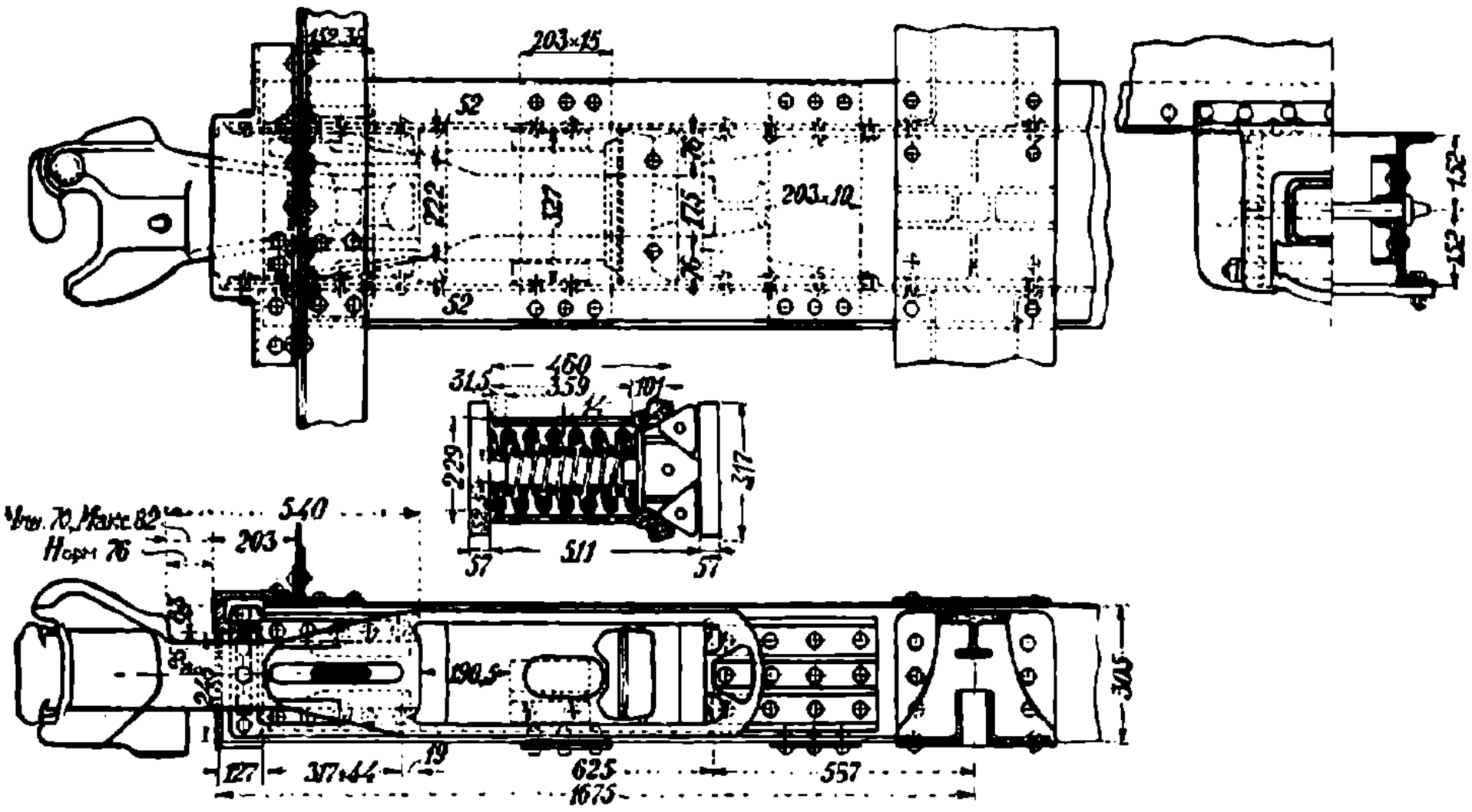


Фиг. 187.

не только растягивающие, но также и сжимающие усилия. Конструкция упряжных аппаратов на дорогах Сев. Америки после введения автоматической сцепки не была стандартизирована, и в этой области дорогам и заводам была предоставлена полная свобода. В результате этого появилось весьма большое количество конструкций упряжных аппаратов, которые отличались не только своим устройством, но также и соединением с хвостовиком бруса сцепной головки. У первоначальных конструкций (фиг. 187) упряжной аппарат состоял

НТБ ДНУЖТ

из двухрядной спиральной пружины круглой стали, поставленной между двумя планками или упорными подушками *в* и *р* (follower), которые упирались в кронштейны *к* (draft attachements), прикрепленные к брусьям хребтовой балки. Упряжной аппарат охватывался хомутом *с* (yoke), который соединялся с хвостовиком бруса сцепной головки помощью заклепок. Собранный в одно целое упряжной аппарат *п*, вместе с упорными подушками *в* и *р*, хомутом *с* и головкою *а*, вставлялся снизу вагона между упорными кронштейнами и подвешивался свободно между хребтовыми балками помощью поддерживающих скоб *д*. У последующих конструкций соединение хомута с хвостовиком сцепной



Фиг. 188.

головки производилось помощью вертикальной чеки, вокруг которой цепная головка имеет некоторое перемещение в горизонтальной плоскости. Такое соединение применяется и в настоящее время преимущественно у пассажирских вагонов, имеющих большую длину свешивающейся части кузова. В новейших же конструкциях соединение хвостовика бруса сцепки с хомутом делается помощью горизонтальной чеки (фиг. 188), при чем эта чека проходит через упорные кронштейны и хребтовые балки, чтобы в случае поломки хомута упряжного аппарата не произошло разъединения вагонов. Кроме того соединение помощью горизонтальной чеки облегчает сборку всей установки и позволяет сменить сцепную головку, не отнимая упряжного аппарата. Для того чтобы при нормальной работе упряжного аппарата горизонтальная чека не соприкасалась с упорными кронштейнами и брусьями хребтовой балки, в них делаются длинные прорезы, по длине соответствующие сжатию упряжного аппарата до отказа при растягивающих и сжимающих усилиях. Принцип установки упряжного аппарата у новейших конструкций остался тот же, как и на фиг. 187. Аппарат встав-

НТБ ДНУЖТ

ляется снизу между упорными кронштейнами и поддерживается снизу помощью скобы, которая укрепляется на болтах к хребтовой балке; таким образом, чтобы снять упряжной аппарат, необходимо выколотить горизонтальную чеку и отнять нижнюю скобу. Чтобы чека не могла ослабнуть и выпасть, она с одного конца снабжается утолщенной головкой, а с другого конца ставится разводная чека или шплинт.

Первоначально ставились пружинные упряжные аппараты (spring draft gear), которые в большом количестве сохранились на вагонах американских дорог и в настоящее время. Эти пружинные аппараты состояли из спиральных цилиндрических пружин круглой стали, преимущественно двойных (наружной и внутренней); затем начали применяться аппараты, состоящие из двух двойных пружин, расположенных тэндем или рядом, и из большого числа пружин, чтобы увеличить мощность упряжного аппарата и уменьшить число случаев поломок упряжных пружин.

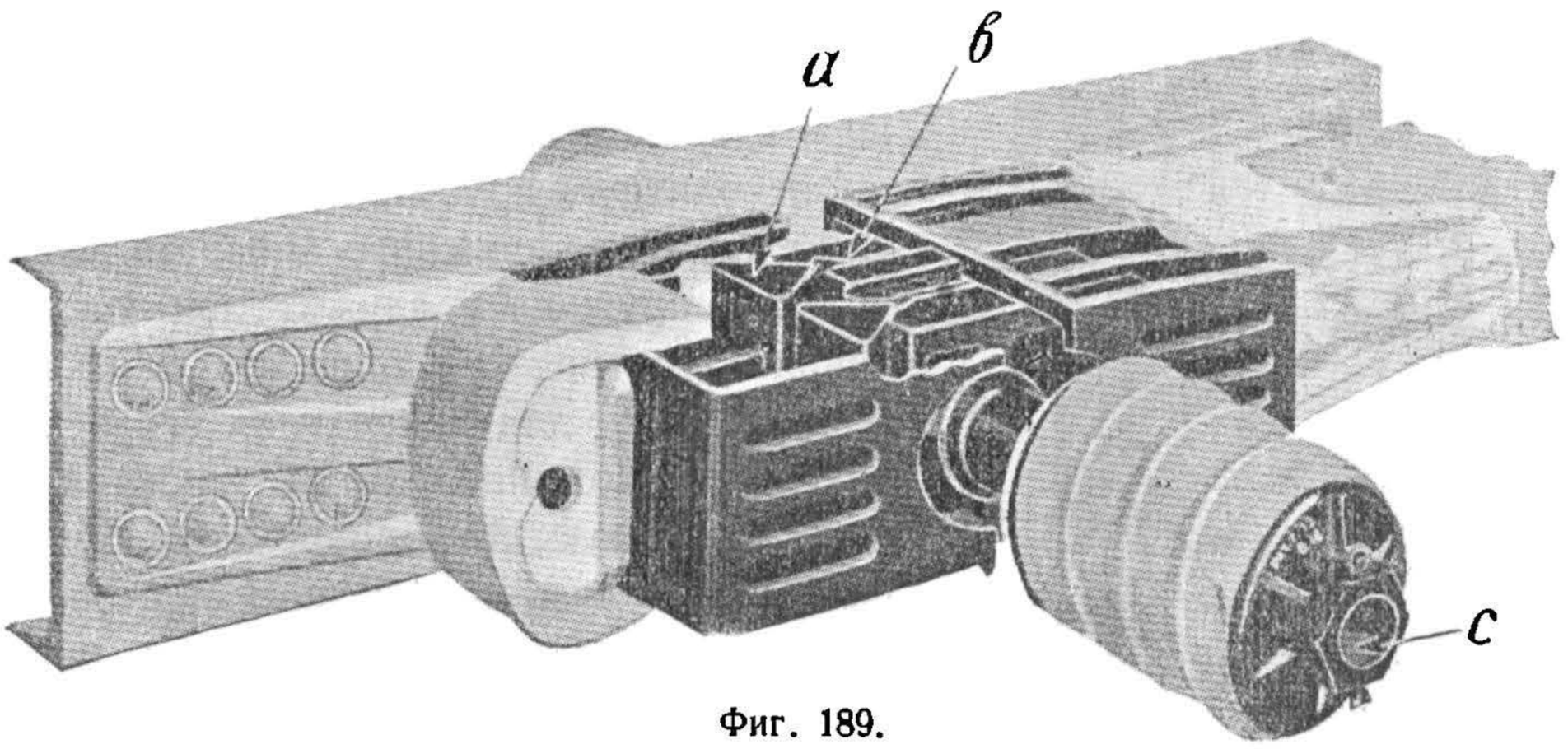
Существенный недостаток пружинных упряжных аппаратов заключается в том, что они дают большую отдачу после внезапного прекращения действия сжимающих или растягивающих сил, влекущую за собою повреждения и поломки частей упряжи и сцепки. С введением мощных паровозов и автоматических тормозов и с увеличением скоростей при следовании поездов и при маневрах недостатки пружинных упряжных аппаратов обнаружились настолько резко, что их начали заменять фрикционными аппаратами (friction draft). В фрикционных аппаратах растягивающие и сжимающие усилия при толчках поглощаются работой силы трения, а потому при удовлетворительной конструкции эти аппараты отдачи не дают, но зато их конструкция сложнее, и уход за ними дороже, чем у пружинных аппаратов.

Конструкций фрикционных упряжных аппаратов на дорогах Сев. Америки имеется очень много. Производившиеся в последние годы испытания для выяснения сравнительных достоинств и недостатков наиболее распространенных фрикционных аппаратов не дали определенных результатов, на основании которых можно было бы судить об исключительных преимуществах какого-либо из них. Из числа фрикционных аппаратов, получивших распространение и работающих исправно, можно указать на следующие:

На фиг. 189 изображен фрикционный аппарат, стндартного типа *g*. Как видно на фиг. 189, аппарат этот состоит из четырех клиньев *a*, которые вдавливаются под действием сжимающих или растягивающих усилий между средними клиньями *в*; через средние клинья *в* и брусья хребтовых балок проходит стержень *c*, на концах которого снаружи брусьев хребтовых балок укреплены спиральные пружины; крайние клинья *в* помощью втулок опираются на спиральные пружины. При вдавливании клиньев *a* между клиньями *в* спиральные пружины будут сжиматься, и, при сжатии их до отказа, вдавливание

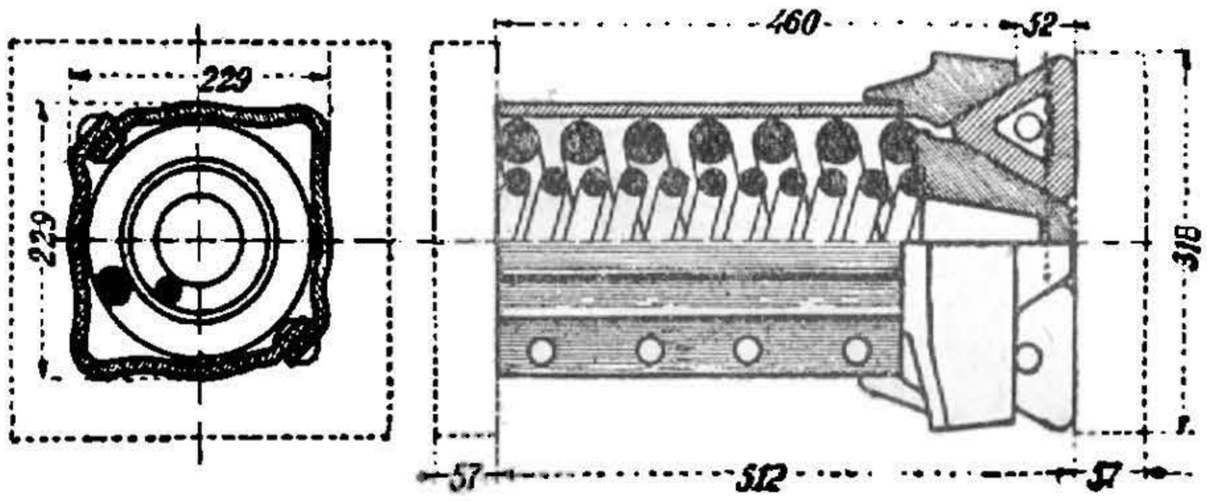
НТБ ДНУЖТ

клиньев прекратится, и аппарат будет работать как жесткое тело. Этот аппарат принадлежит к числу работающих наиболее исправно и имеет то преимущество, что пружины его легко доступны для осмотра и смены в случае поломки. Однако установка этого аппарата под вагоном представляет значительные затруднения.



Фиг. 189.

На фиг. 190 изображен стандартный упряжной аппарат типа *К4*. Этот аппарат состоит из железной клепанной коробки, внутри которой вставлена двойная спиральная пружина, упирающаяся в средний клин. Со стороны, противоположной пружине, на железную коробку насажена стальная рама, имеющая с внутренней стороны клиновидную форму с одинаковым углом наклона, как и у среднего клина. Между рамой и средним клином помещаются два клина, при вдавливании клиньев средний клин будет входить внутрь аппарата и осаживать упряжную пружину. При сжатии пружины до отказа вдавливание клиньев прекратится, и аппарат будет работать как жесткое тело. Этот аппарат отличается компактностью и небольшим весом.

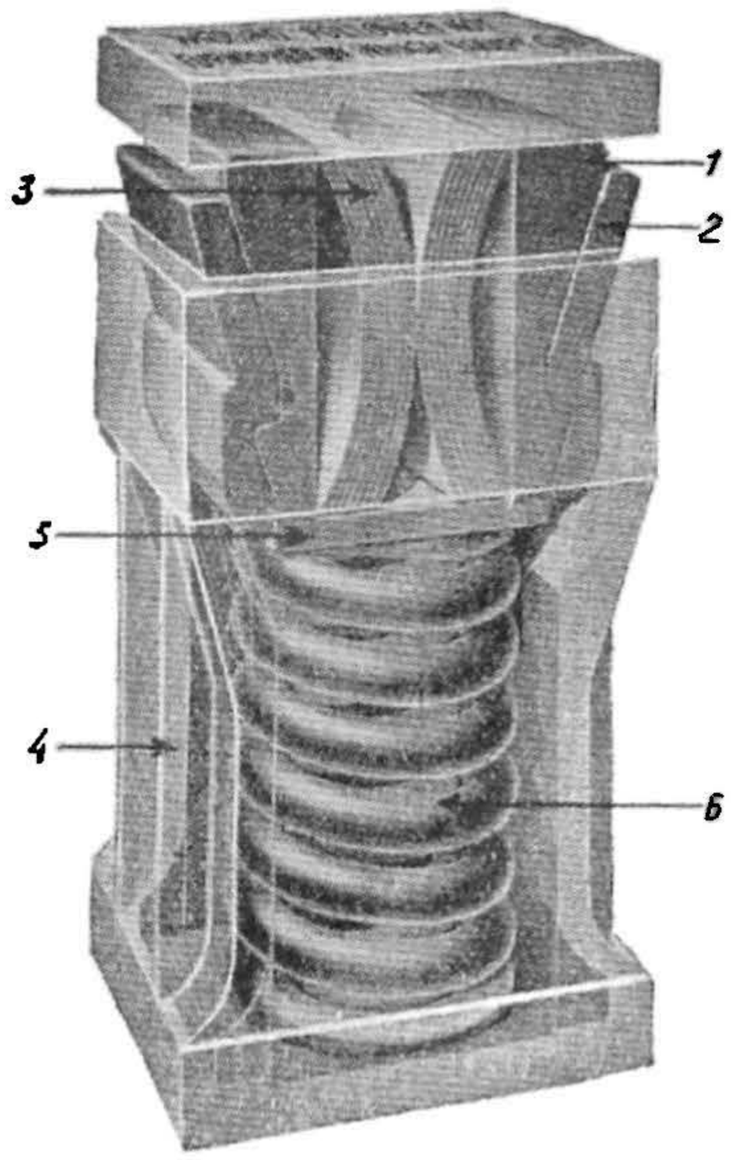


Фиг. 190.

На фиг. 191 показан один из распространенных фрикционных аппаратов системы *Во-Гульд* (Waugh-Gould). Этот аппарат состоит из стального корпуса *4* в форме коробки, внутри которой вставлена двойная спиральная пружина *6*. В верхней части коробки помещены две пары клиньев *1* и *2*, между которыми вставлены две пачки изогнутых и закаленных стальных пластин *3*. Клинья *1* и *2* и стальные пластины *3* опираются на планку *5*, которая в свою очередь опирается на спиральную

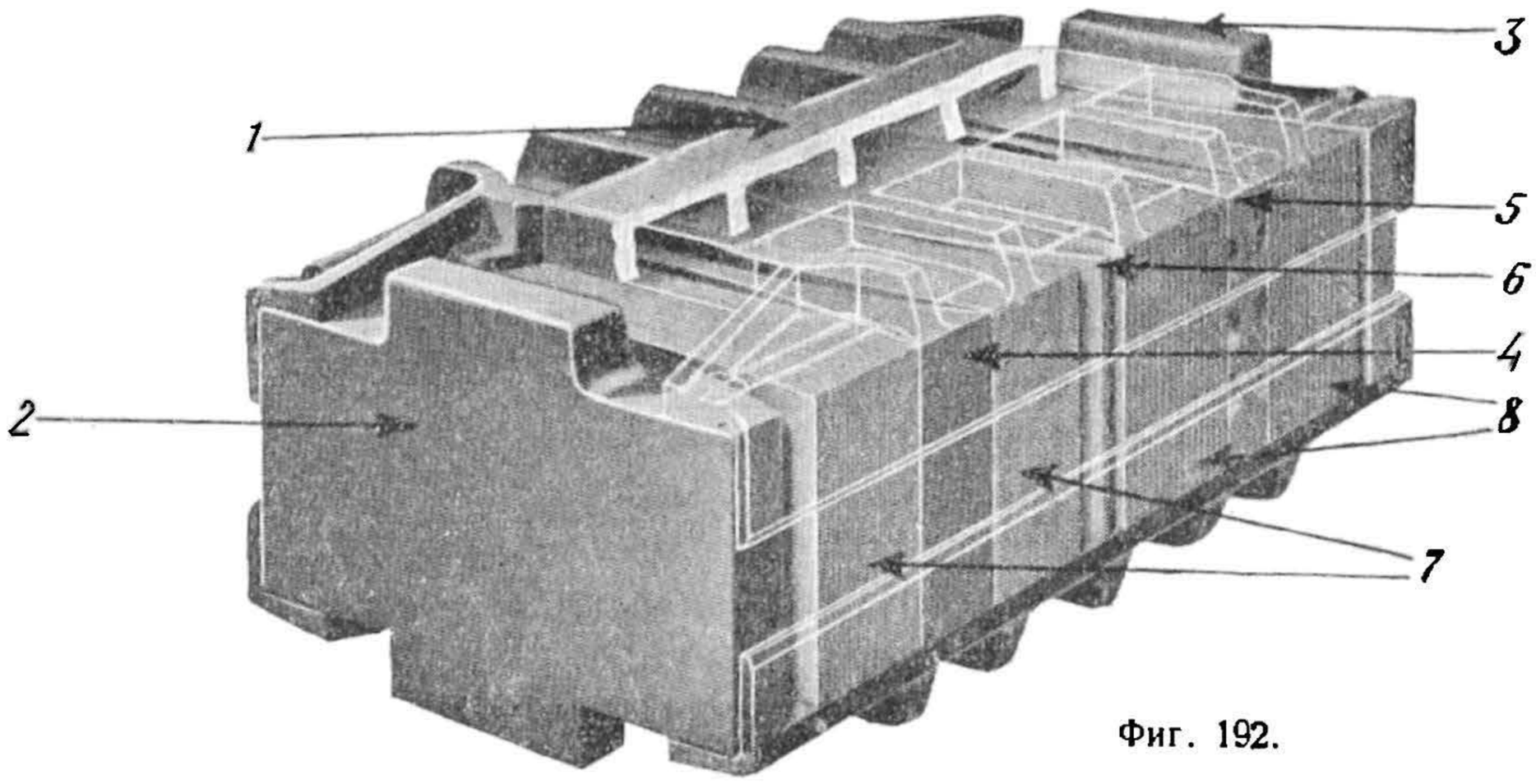
НТБ ДНУЖТ

пружину *6*. При сжатии аппарата клинья *1* будут вдавливаться внутрь, и вследствие нажатия стальных пластин *3* будет развиваться трение между наклонными плоскостями клиньев *1* и *2* и между листами пластин. Когда клинья *1* будут вдавлены настолько, что верхняя кромка их будет в одной плоскости с клиньями *2*, то при дальнейшем вдавливании клиньев трение будет происходить между клиньями *2* и стенками корпуса упряжного аппарата. Спиральная пружина *6* служит для увеличения сопротивления аппарата сжимающим силам и для приведения его в начальное положение. Когда пружина *6* сядет до отказа, то одновременно будут сжаты до отказа и пластины *3*, и аппарат будет работать как жесткое тело.



Фиг. 191.

На фиг. 192 изображен упряжной аппарат *Bo* (Waugh), фрикционность которого построена на трении между стальными пластинами вследствие скольжения пластин при изменении стрелы прогиба их. Аппарат этот состоит из четырех пачек стальных плоских пластин *7* и *8*, двух линз *4* и *5* с вогнутыми цилиндрическими поверхностями, образующая которых



Фиг. 192.

перпендикулярна к продольной оси вагона, и линзы *6* с выпуклыми цилиндрическими поверхностями. Крайние упорные планки *2* и *3* имеют выпуклую цилиндрическую поверхность со стороны, обращенной к пластинкам. Все части аппарата соединяются между собою на раме вагона помощью верхней и нижней крышек *1* без всяких

НТБ ДНУЖТ

скреплений, так что аппарат, снятый с вагона, может быть разложен на составные части без затруднений.

Радиус кривизны у цилиндрических поверхностей у всех линз и упорных планок одинаков, и при сжатии аппарата пачки стальных пластинок *7* и *8* будут изгибаться, пока радиус кривизны их не совпадет с радиусом кривизны у линз; после этого аппарат будет работать как жесткое тело. Возбудителем силы трения в этом аппарате является усилие, под действием которого аппарат сжимается. Стальные пластины имеют размер $6 \times 11^{7}/_{8}''$, толщина и число их в каждом пакете делаются различными с тем, чтобы достигнуть увеличения сопротивляемости аппарата при возрастании усилий, передаваемых сцепкой.

5. Основные размеры некоторых частей американских сцепных приборов

На основании долголетнего опыта (свыше 30 лет) применения американских сцепных приборов на многочисленном подвижном составе (свыше 3 млн. вагонов) американскими дорогами установлены некоторые размеры сцепных приборов, которые в настоящее время приняты как обязательные для всех дорог. Важнейшие из этих размеров следующие:

1. Расстояние от опорной поверхности когтя до буферного бруса установлено в 19″. Таким образом нормальное расстояние между буферными брусьями у двух рядом стоящих сцепленных вагонов будет 38″, или 965 *мм*, т. е. всего на 225 *мм* меньше, чем у наших вагонов с винтовой стяжкой. Расстояние между вагонами в 965 *мм* установлено по соображениям безопасности для людей, обслуживающих вагоны, так как сцепщику приходится входить между вагонами для соединения рукавов автоматического тормоза и для ремонта.

2. Расстояние от опорной поверхности когтя до заднего заплечика *л* фиг. 187) корпуса сцепки установлено для всех сцепных приборов равным 12″.

3. Наибольшее сжатие упряжного аппарата, при наибольшем допускаемом износе трущихся поверхностей, установлено в *3″* при растягивающих усилиях и столько же при сжимающих. В связи с этим расстояние между заплечиками *л* (фиг. 187) у головки и направляющей планки на буферном брусе для хвостовика головки установлена в *3″* Следовательно, при сжатии упряжного аппарата свыше *3″* или при поломке его удары от головки будут передаваться жестко на хребтовую балку через заплечик и направляющую планку для хвостовика.

4. Расстояние между хребтовыми балками для всех вагонов установлено в $12^{3}/_{4}''$

5. Расстояние от заднего заплечика головки до опорной поверхности упорных кронштейнов со стороны буферного бруса установлено для товарных вагонов в $21^{1}/_{4}''$, или от буферного бруса до опорной поверхности опорных кронштейнов—в $14^{1}/_{4}''$

НТБ ДНУЖТ

6. Расстояние между опорными поверхностями упорных кронштейнов по длине вагона установлено в 24 $^5/_8$″.

7. Размеры чеки, соединяющей упряжной аппарат с хвостовиком головки, принят—ширина 6″, толщина—$1^1/_2$″.

8. Из приведенных основных размеров вытекает, что:

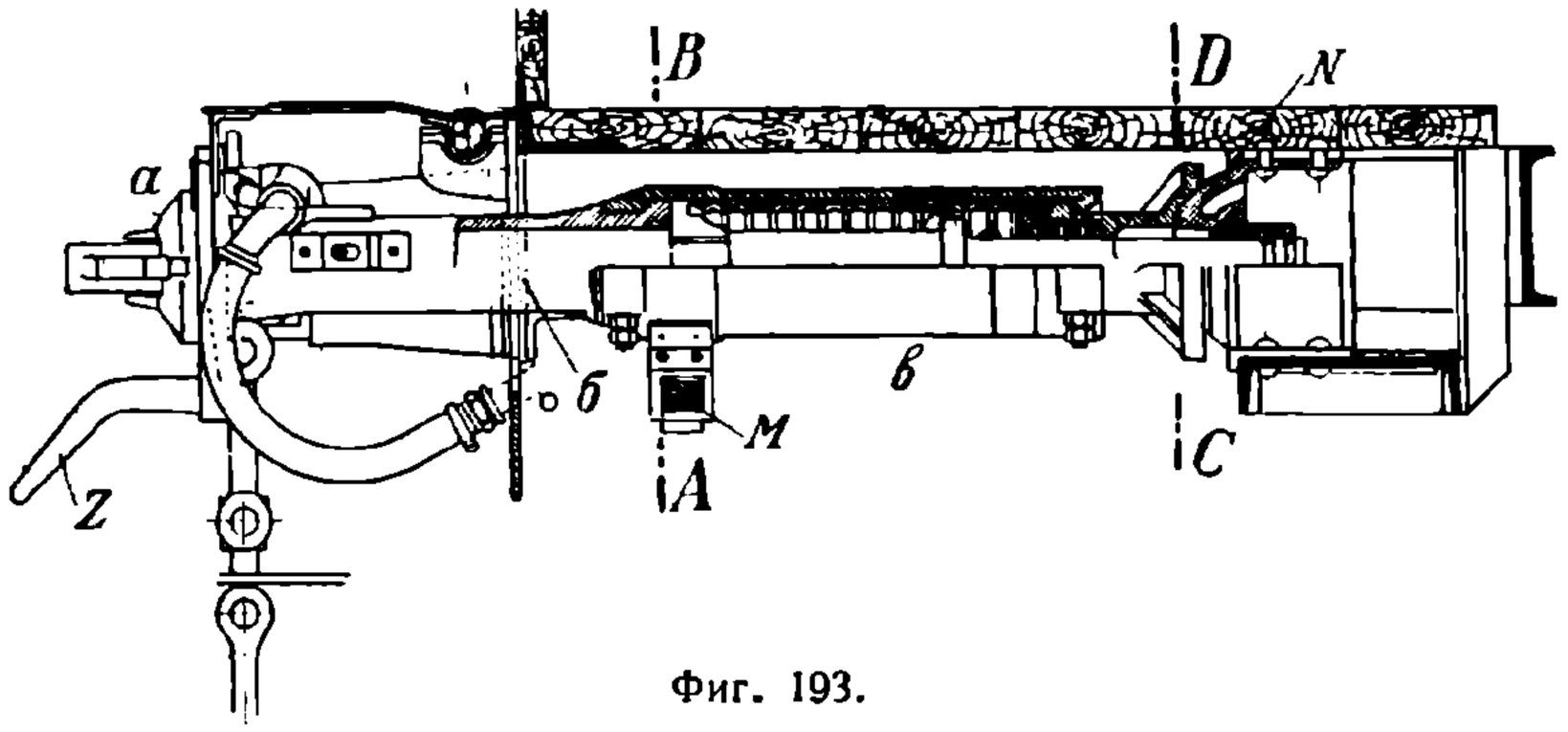
а) высота (по длине вагона) направляющей планки (шайбы) для хвостовика головки должна иметь размер в 4″;

б) длина упряжного аппарата при толщине нажимных планок p $2^1/_4$″ (фиг. 187) должна быть $20^1/_8$″;

в) длина прореза у опорных кронштейнов и у хребтовых балок для чеки должна быть 12″, а высота его—$1^3/_4$″.

6. Автоматическая сцепка Шарфенберга

Сцепка Шарфенберга применяется в Германии на некоторых участках дорог и на ветвях частного пользования. Сцепка эта существенно отличается от американской по принципу своего устройства. Сцепка Шарфенберга принадлежит к типу сцепок, неподвижно (жестко) соединяющихся одна с другой, в виду чего соединение такой сцепки с упряжным аппаратом должно быть шарнирным, чтобы сцепленные вагоны имели возможность перемещения один относительно другого во время движения.



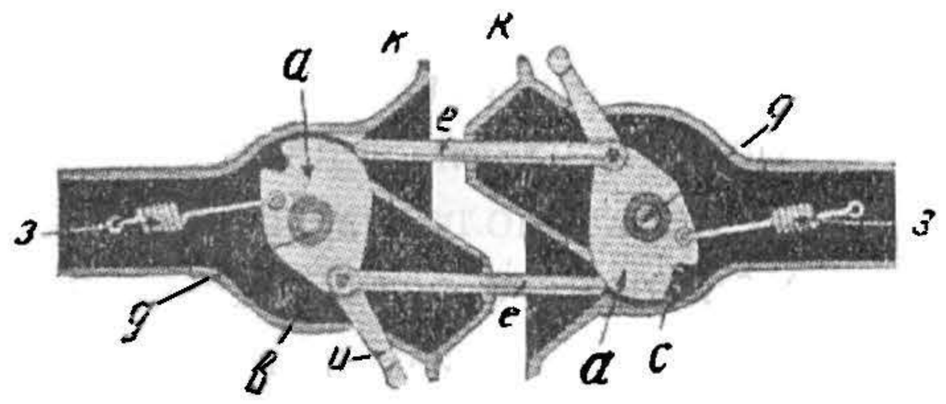
Фиг. 193.

Жесткое соединение сцепок имеет большое преимущество перед сцепками, допускающими относительное перемещение, так как при жесткой сцепке устраняется износ соприкасающихся рабочих поверхностей, который у американской сцепки весьма значителен.

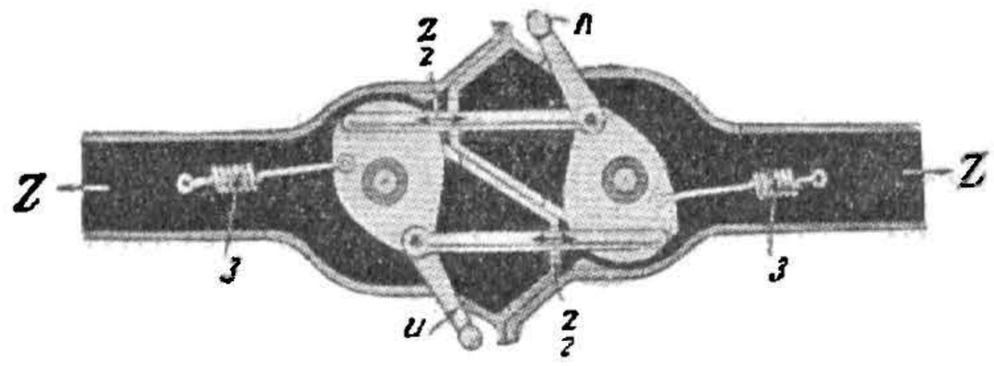
Сцецка Шарфенберга (фиг. 193) состоит из сцепной головки a, бруса $б$ и упряжного прибора $в$. Сцепная головка представляет воронкообразный кожух $к$ (фиг. 194), в котором находится сердечник a, вращающийся вокруг оси $д$. К сердечнику с одной стороны прикреплена на валике $в$ хомутообразная тяга $е$, конец которой выступает из воронки наружу, а с противоположной стороны у сердечника имеется

НТБ ДНУЖТ

вырез *c*. При соприкосновении двух вагонов концы хомутообразных тяг *e* входят в отверстия воронок соседней сцепки, упираются в сердечники *a* (фиг. 194) и заставляют их поворачиваться до тех пор пока тяги *e* не войдут в вырезы *c*. При вращении сердечников пружины *з* растягиваются и, после сцепления головок, приводят сердечник в первоначальное положение (фиг. 195). Силы, растягивающие тяги *e*, будут всегда равны между собою в виду равенства плеч *дв* и *дс*. Поэтому сердечники *a* находятся всегда в уравновешенном положении, и для вращения их достаточно небольшого усилия со стороны пружины *з*. Благодаря подвижности сердечников в растянутом состоянии сцепных приборов сцепка Шарфенберга расцепляется одинаково свободно как жатом состоянии, так и в растянутом.



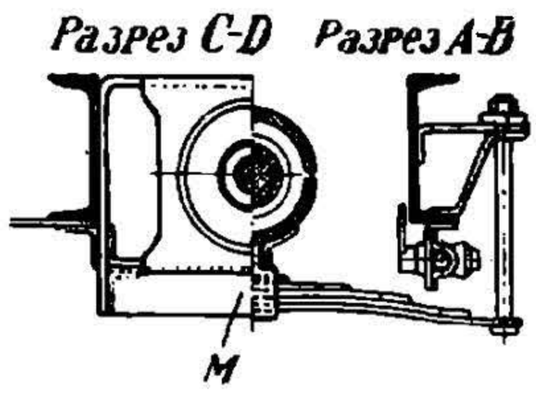
Фиг. 194.



Фиг. 195.

Расцепка производится посредством рукоятки, укрепленной сбоку вагона и соединенной с хвостовиком *и* сердечника. При вращении рукоятки сердечник перемещается до тех пор, пока хомутообразная тяга *e* не выйдет из выреза *c*.

Для того чтобы тяги *e* попадали в воронки при сцепке вагонов, сцепные головки снабжены направляющими стержнями *Z*, которые (фиг. 193) при сближении вагонов направляют головки, пока они не придут в соприкосновение.



Фиг. 196.

Для возможности сцепления вагонов, снабженных сцепкою Шарфенберга, с вагонами, имеющими обыкновенную винтовую стяжку, под сцепкою Шарфенберга может быть подвешена винтовая стяжка (фиг. 193). Боковые буфера при этом сохраняются.

На фиг. 193 хвостовик сцепной головки соединен с упряжным аппаратом, состоящим из пружинных колец, какие применяются на германских дорогах вместо буферных пружин (фиг. 162). Упряжной аппарат соединяется с рамой вагона помощью шарового соединения *N*, допускающего перемещение сцепной головки в горизонтальном и вертикальном направлениях. Снизу сцепная головка, вместе с упряжным аппаратом, поддерживается рессорой *M* (фиг. 193 и 196), подвешенной к балкам рамы вагона.

Для свободного вращения сердечников и правильной работы их необходима точность в пригонке и сборке всех шарнирных соедине-

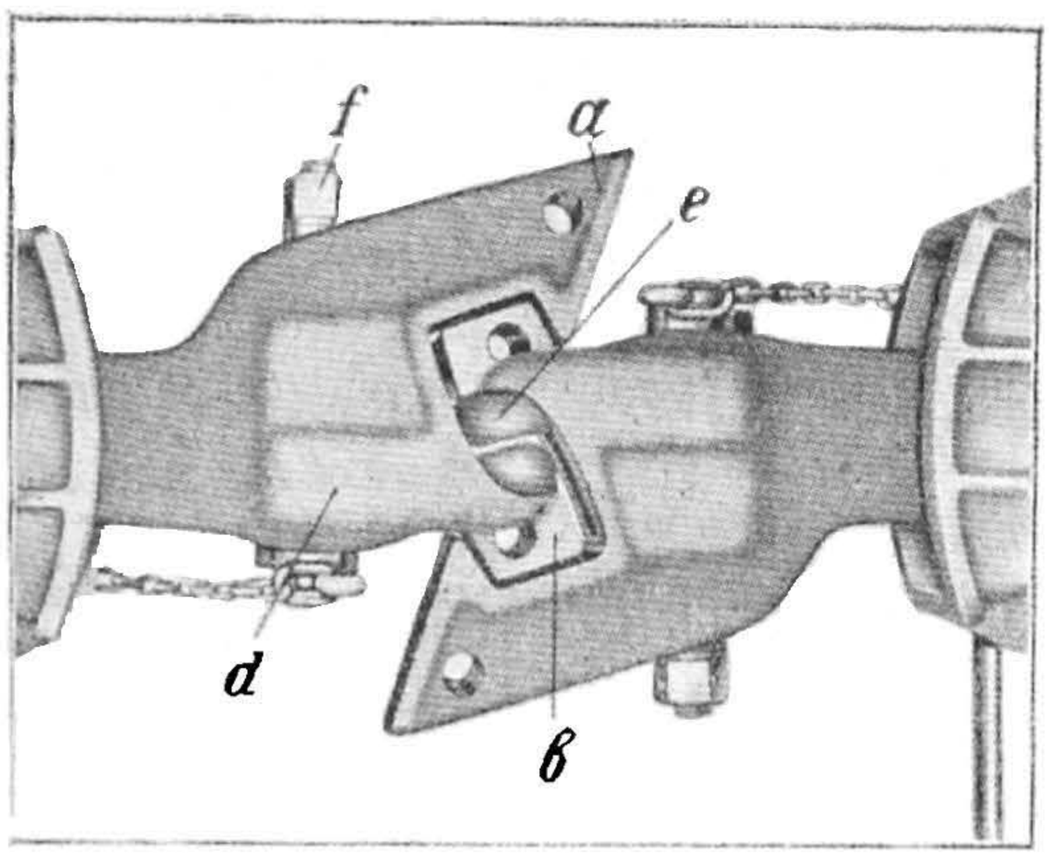
НТБ ДНУЖТ

ний. При больших растягивающих усилиях шарнирные соединения получаются весьма громоздкими, и так как конструктивно выполнить требуемые для больших усилий размеры затруднительно, то приходится допускать большие напряжения смятия в шарнирах *д*, *в* (фиг. 194) и на соприкасающихся поверхностях вырезов *с* и тяг *е*, и в результате в этих местах получаются большие износы. Шаровое соединение упряжного аппарата с рамой вагона при больших усилиях получается также весьма громоздким и конструктивно трудно выполнимо, почему и является слабым месом сцепки.

В виду указанных недостатков сцепку Шарфенберга надо считать мало пригодной для тяжелых условий работы на широкой колее; эта сцепка более пригодна для узкоколейного легкого подвижного состава, на котором первоначально она и была применена.

7. Автоматическая сцепка Вилинсона

Сцепка Вилинсона по принципу сцепления сходна с американской сцепкой и дает возможность перемещения сцепных головок одна относительно другой в вертикальном направлении. Поэтому хвостовик головки сцепки Вилинсона, упряжной аппарат ее и соединение упряжного аппарата с хвостовиком могут быть осуществлены так же, как и у американской сцепки.



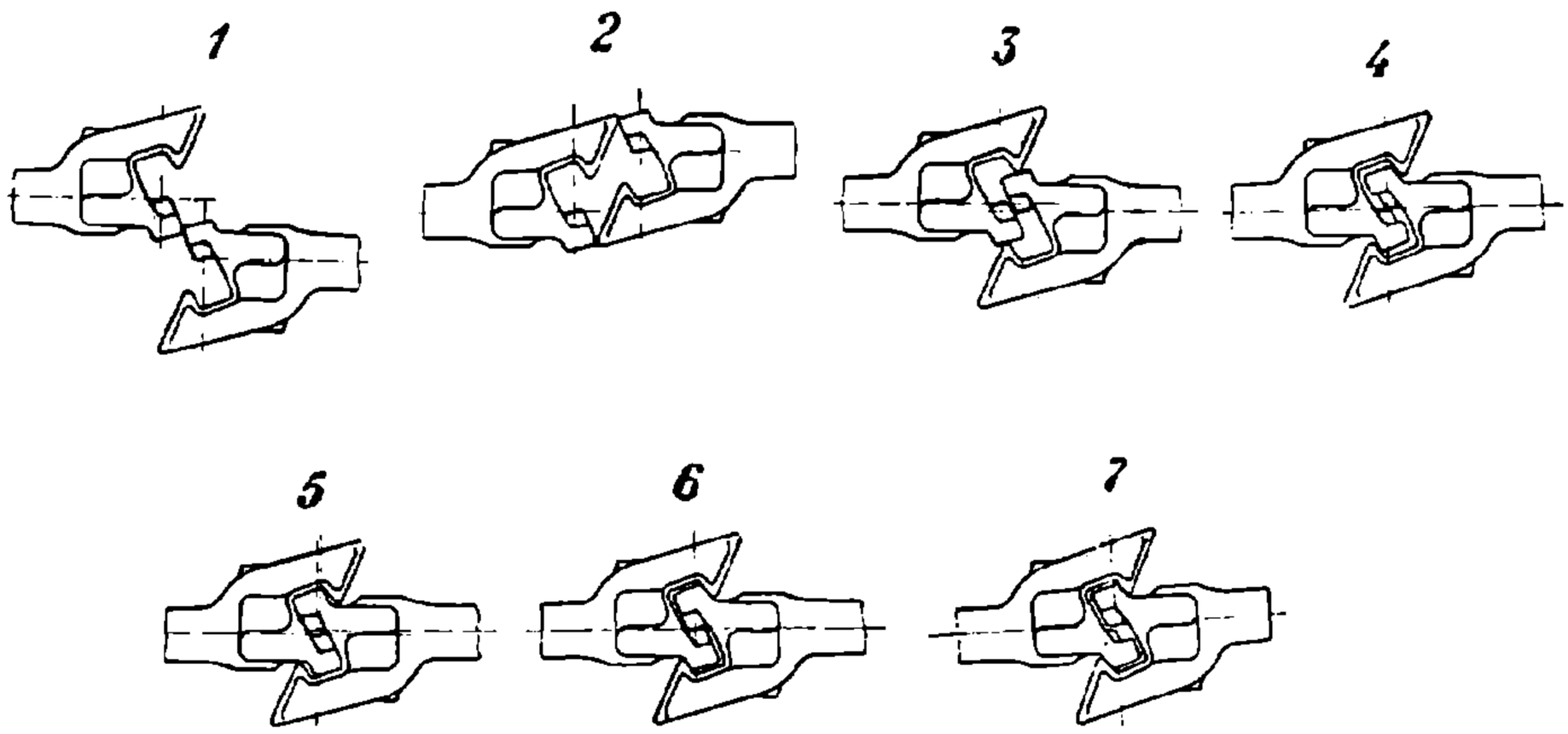
Фиг. 197.

Сцепная головка сцепки Вилинсона имеет вид, как показано на фиг. 197; замком сцепки служит прямоугольной формы камень *е*, который свободно входит во внутреннюю полость *d* головки. Камни *е* и полости *d* имеют наклонные горизонтальные стенки, в виду чего камни *е*, под влиянием собственного веса, стремятся занять положение, которое они должны занимать в сцепленном состоянии головок (фиг. 197).

Сцепление головок происходит следующим образом: при сближении вагонов сцепные головки их могут занять одно из двух крайних положений — 1 и 2 (фиг. 198); при дальнейшем сближении выступы головок будут скользить по наклонным поверхностям (к продольной оси сцепки) предохранителя *а* и зуба *в* (фиг. 197). Когда зуб *в* одной сцепной головки встретит камень *е* другой сцепной головки, то он задвинет его во внутреннюю полость *d* и при дальнейшем движении головки займет положения 5 и 6, при чем камни *е* освободятся от

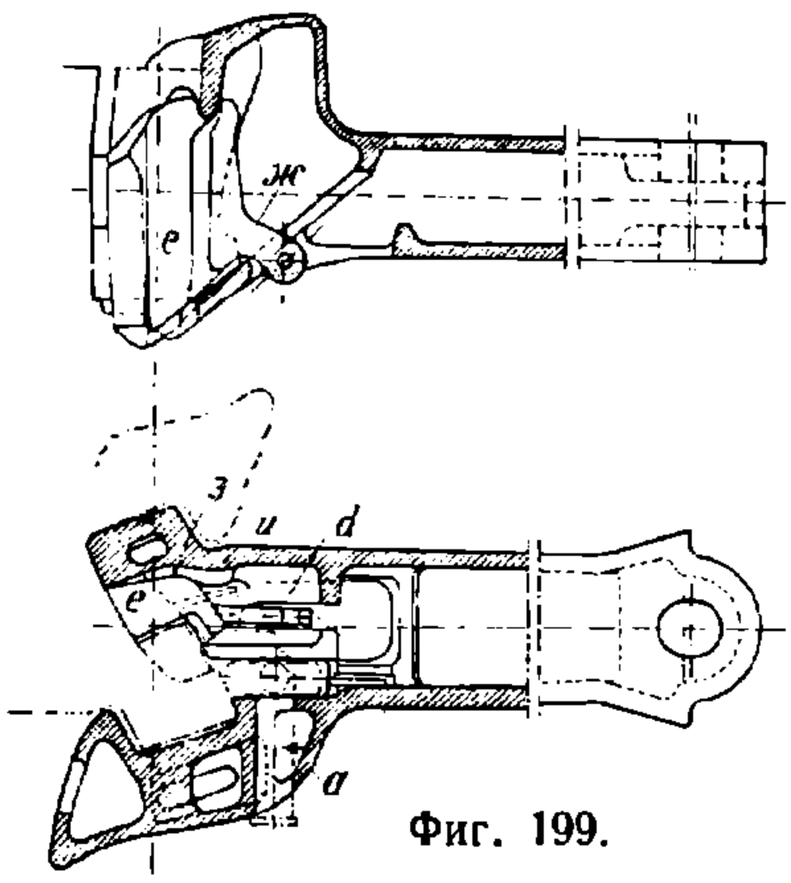
НТБ ДНУЖТ

давления на них зубьев *в*, выйдут наружу и замкнут головки. При сцепленном состоянии головок сжимающие усилия передаются непосредственно от одной головки к другой, и камни *е* остаются свободными. При растягивающих усилиях камни *е* прижимаются один к другому и не позволяют головкам разъединяться.



Фиг. 198.

Для расцепки головок достаточно отодвинуть у одной из них замочный камень *е* во внутреннюю полость *d*. Перемещение замочного камня производится посредством рукоятки, расположенной сбоку вагона и соединенной с хвостовиком камня *е*. При отодвигании камня *е* во внутреннюю полость *d* он упрется своею боковою гранью *з* (фиг. 199) в кромку *и* головки, благодаря чему отклонится к средине головки и наружная кромка его упрется в камень другой головки; в таком положении камень останется, пока не произойдет расцепления головок. Когда же головки разъединятся, то отодвинутый и ничем не удерживаемый камень принимает снова свое начальное положение, и головки готовы для новой сцепки. В этом заключается преимущество сцепки Вилинсона перед американской: она всегда готова к сцеплению и не нуждается в приспособлениях для открывания когтя. Однако сцепка эта мало испытана на практике, и нет данных, указывающих на степень изнашиваемости камней и задних опорных поверхностей зубьев. Благодаря заклиниванию камней и зубьев при растягивающих усилиях износы их опорных поверхностей должны быть весьма значительны.



Фиг. 199.

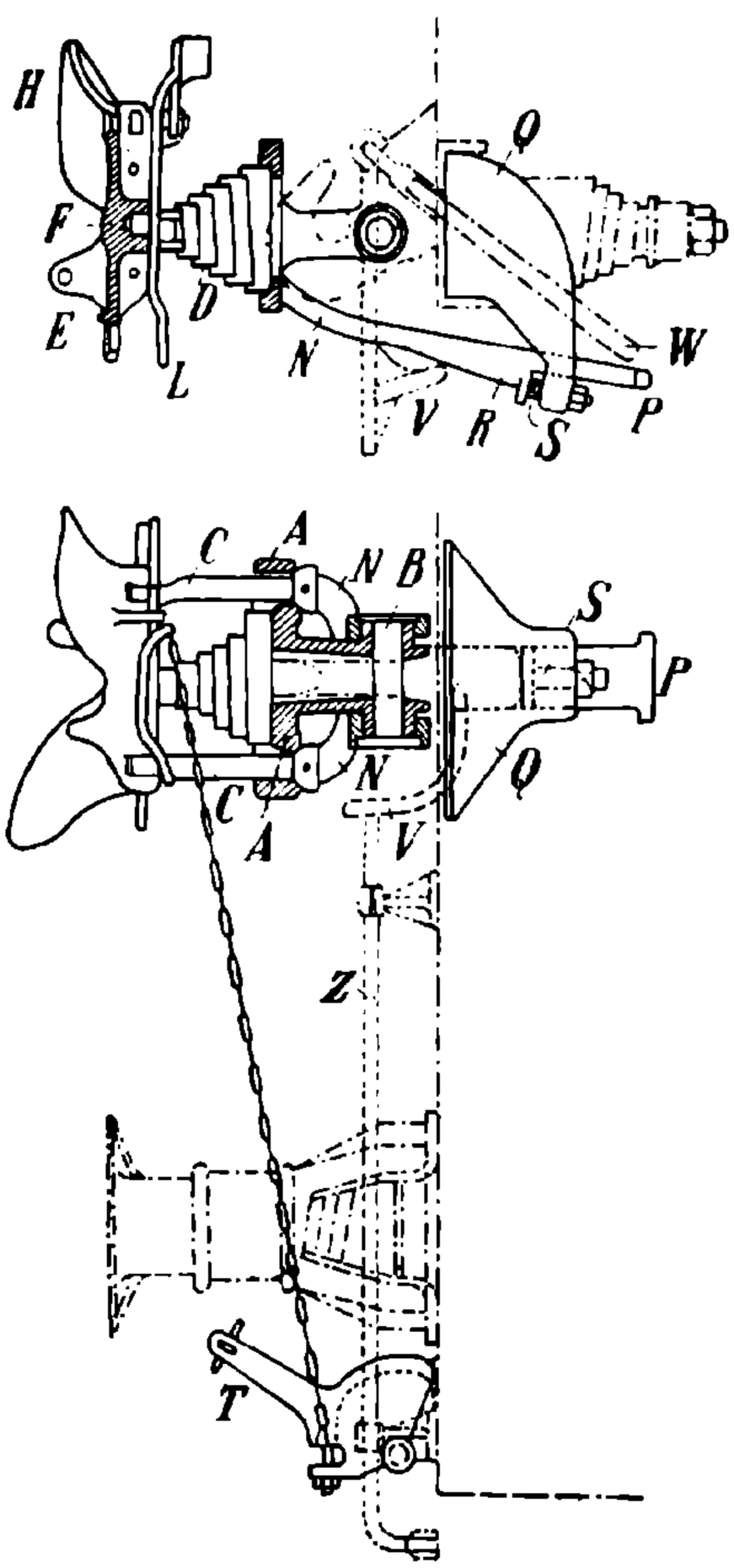
НТБ ДНУЖТ

Для возможности подвески винтовой стяжки, как и у сцепки Шарфенберга, корпус головки сцепки Вилинсона снабжается соответствующим приспособлением.

Сцепка Вилинсона применяется в виде опытов в Германии.

8. Автоматическая сцепка Буаро

Сцепка Буаро практического применения не получила и изготовлялась во Франции только для производства опытов. Эта сцепка преследует лишь автоматичность сцепления вагонов между собою, но не усиление самых сцепных приборов, так как она укрепляется на существующем обыкновенном тяговом крюке. Сцепка состоит (фиг. 200) из траверсы *A*, надетой на валик *B* тягового крюка. Траверса *A* соединена со сцепной головкой *F* помощью двух стержней *C*, которые свободно проходят в отверстие траверсы *A*. Траверса *A* соединяется шарнирно с вилкой рычага *N*, имеющего на конце зуб *R*, которым рычаг *N* упирается в винтовой упор *S* кронштейна *Q*, прикрепленного к буферному брусу. Рычаг *N* и кронштейн *Q* служат для поддержания сцепной головки в рабочем положении. Опускание и поднимание головки *F* производятся вращением приводного стержня *Z*, который оканчивается двумя направляющими рычагами — *V* и *W*. Посредством перемещения рычагов *V* и *W* зуб *R* рычага *N* может быть снят с упора *S* или поставлен на него, и соответственно этому головка *F* может быть установлена в рабочее положение или опущена под вагон.



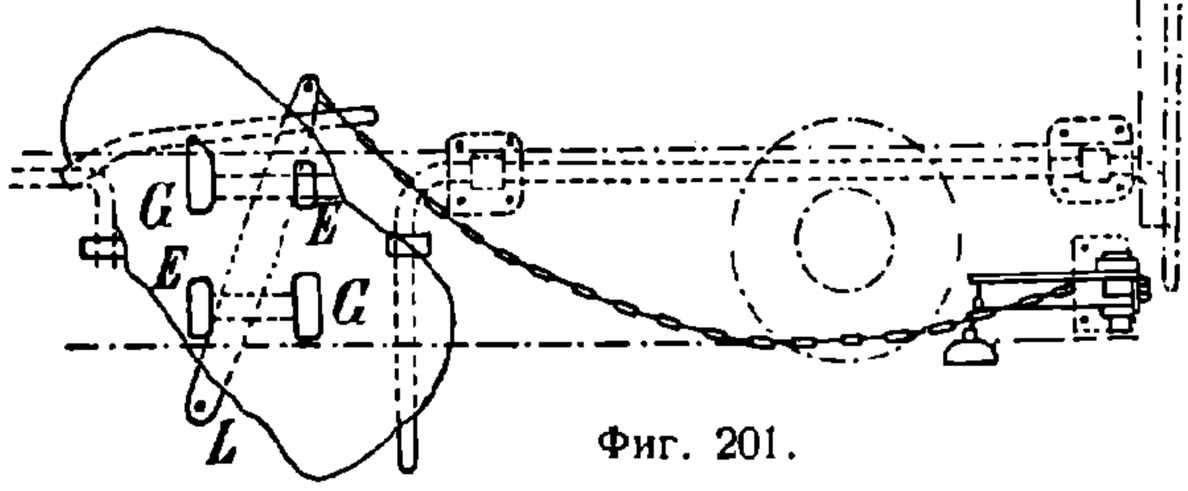
Фиг. 200.

Между траверсой *A* и головкой *F* помещается спиральная пружина *D*, которая устанавливается так, что заставляет поворачиваться рычаг *L*, находящийся позади головки, из положения, изображенного на фиг. 201, в направлении, обратном движению часовой стрелки. Сцепная головка *F* снабжена двумя выступами *E* с круглыми отверстиями (фиг. 200) и двумя отверстиями *G* (фиг. 201 и 202 а); выступы *E* и отверстия *G* расположены на диагоналях, пересекающихся под углом

НТБ ДНУЖТ

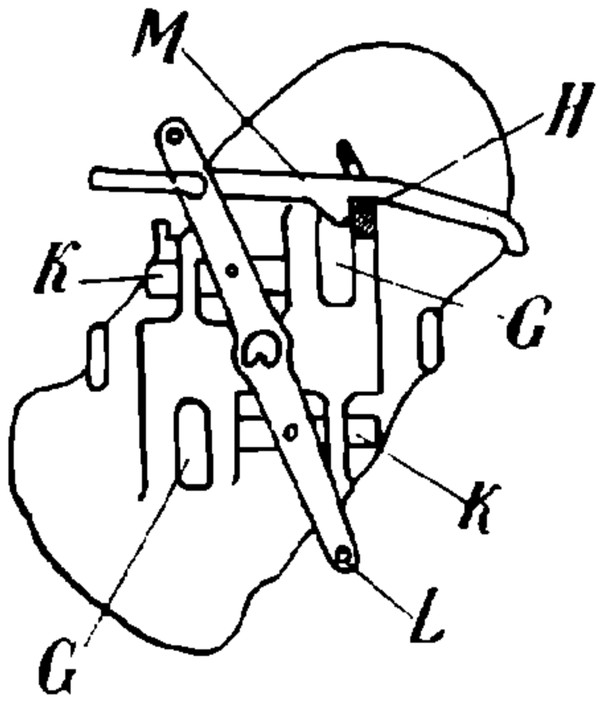
в 90° и на равном расстоянии от центра. Рычаг L соединяется шарнирами с засовами K (фиг. 202 а) и удерживается в положении, показанном на фиг. 201, помощью рычага M (фиг. 202 а), который зубом H упирается в выступ головки.

При сближении двух вагонов выступы E головки одного вагона войдут в отверстие G другой головки; при чем верхние выступы E обеих головок начнут нажимать на зубья H рычагов M и сдвинут их с места (фиг. 202 б). В это время рычаги L обеих головок освободятся и под действием пружины повернутся и увлекут за собою засовы K, которые войдут в отверстия выступов E. В этом положении головки будут сцеплены.

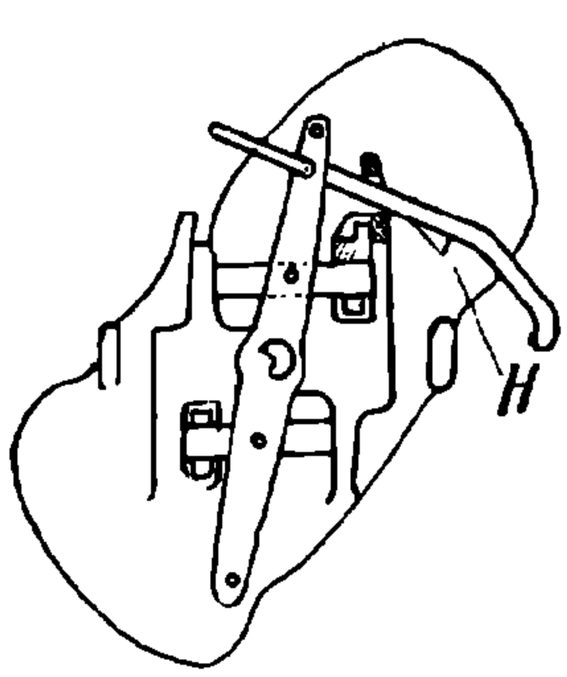


Фиг. 201.

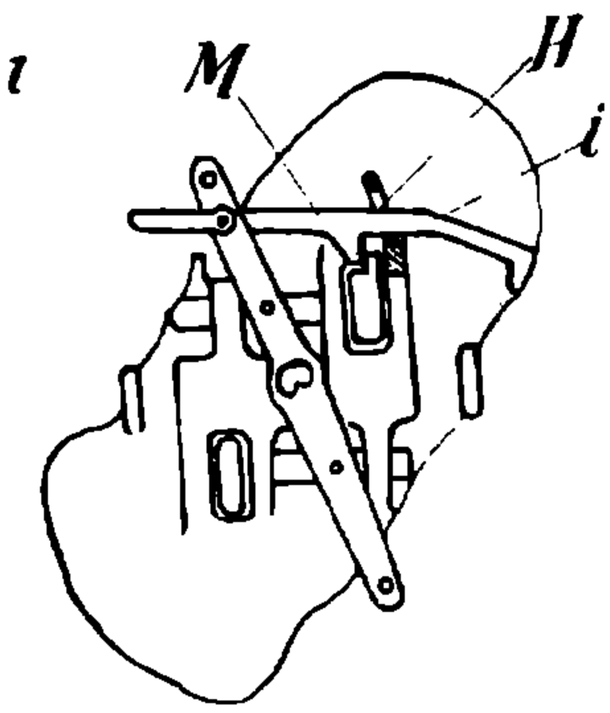
Для расцепления головок надо помощью цепочки и рычага T, расположенного сбоку вагона (фиг. 200), повернуть рычаг L в положение, показанное на фиг. 202 в, при котором зуб H рычага M упрется в закраину i выступа E. В таком положении сцепка готова к



Фиг. 202 а.



Фиг. 202 б.



Фиг. 202 в.

расцеплению. После того как зуб H рычага M перейдет на выступ головки (фиг. 202 а), сцепная головка будет готова для нового сцепления.

Для перехода от автоматической сцепки к обыкновенной нужно аппарат опустить. Это достигается вращением вала Z (фиг. 200), отчего рычаг V приподнимает хвостовик P и сбрасывает его с винтового упора.

9. Автоматическая сцепка Павиа-Казалис

Сцепка Павиа-Казалис была предложена в Италии на конкурсе в Милане. Эта сцепка (фиг. 203) запроектирована для сцепления с существующей винтовой сцепкой и при таком сцеплении допускает расцепление автоматически.

НТБ ДНУЖТ

Устройство ее следующее: стержень *1* соединяется шарниром *2* с упряжным аппаратом и оканчивается вилкой *3* с проушинами, в которых лежит горизонтальный вал. На этом валу свободно насажены: скоба *4* с изогнутым хвостовиком *8*, тяговой крюк *5* и крюк *6* для запасного сцепления.

Когда вагон *A* сцеплен с вагоном *B*, то сцепка занимает положение, показанное на фиг. 203 а, т. е. тяговой крюк *5* вагона *A* повернут на 90° по сравнению с положением, изображенным на фиг. 203,— скоба *4* вагона *B* наброшена на тяговой крюк вагона *A* и скоба *4* вагона *A* надета на запасный крюк *6* вагона *B*.

Отверстие для вала у тягового крюка *5* расположено эксцентрично, так что крюк имеет стремление возвращаться в положение, изображенное на фиг. 203; головка тягового крюка имеет отросток *5 а* и зуб *9*.

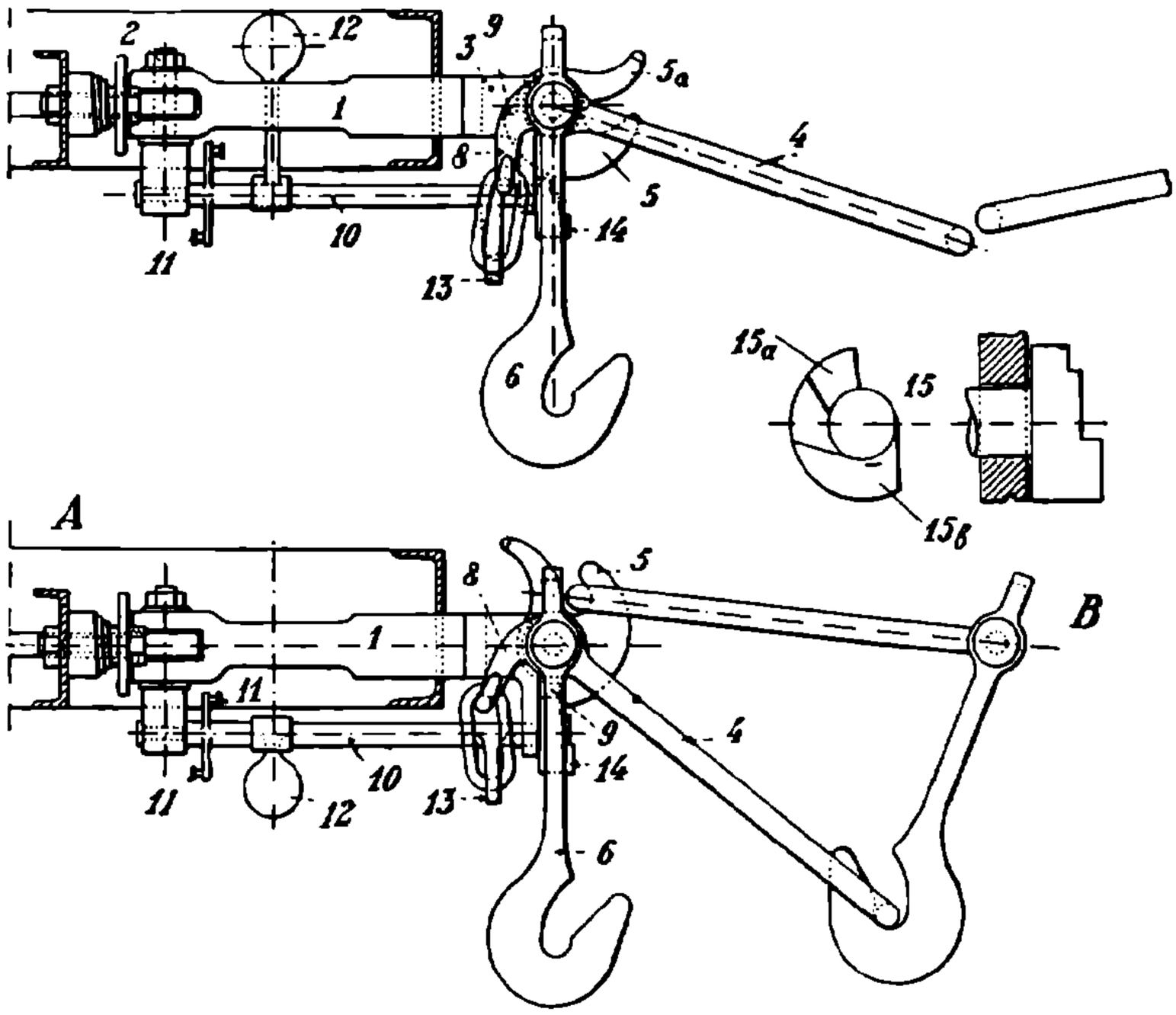
Под стержнем крюка *1* расположен вал *10*, который может поворачиваться на угол 90°; поворачивание вала в положение для сцепления производится помощью вычага *11*, соединенного цепями с рукоятками, расположенными по бокам вагона, а в обратную сторону—помощью противовеса *12*.

На вал *10* насажен нагрухо палец *13*, который соединяется с хвостовиком *8* скобы *4* помощью звена, и кулак *14*. Если потянуть за цепь рычага *11*, то палец *13* опустится книзу и поставит скобу *4* в почти горизонтальное положение,—при этом противовес *12* подымется; когда же противовес упадет, то скоба *4* опустится в вертикальное положение. Кулак *14* имеет вырез *15*, показанный на фиг. 203 б; в положении сцепления фиг. 203 а зуб *9* тягового крюка *5* упирается в выступ *15 а* кулака *14*, и кулак не позволяет крюку опуститься; в положении, подготовленном для сцепления (фиг. 203), головка крюка упирается в выступ *15 в* кулака *14* и не позволяет повернуться валу и опуститься противовесу *12*.

Сцепление вагонов происходит следующим образом: при сближении вагонов *A* и *B* у обоих из них сцепные приборы ставятся в положение фиг. 203; в момент перед соприкосновением вагонов скоба *4* вагона *B* находит на скобу другого вагона и скользит по ней, пока не войдет в зев крюка *5* и не упрется в отросток *5 а* тягового крюка вагона *A* и не повернет его в положение фиг. 203 а; при этом противовес *12* вагона *A* освободится, упадет вниз и закрепит головку крюка *5*. Отросток *5 а* должен иметь такую длину и очертание, чтобы при сжатии буферных пружин скоба *4* могла скользить по нему. Накидывание запасного крюка *6* на скобу *4* соседнего вагона производится вручную. Для того чтобы при производстве маневров не происходило сцепления вагонов, противовес *12* снабжается остановом, не позволяющим ему опуститься. Расцепление вагонов производится поворотом рукоятки расцепочного прибора, при котором противовес *12* переводится в поднятое положение, вследствие чего головка крюка *5*

НТБ ДНУЖТ

опустится и при расхождении вагонов скоба *4* выйдет из зева крюка. Для сцепления вагона, имеющего автоматическую сцепку с вагоном с обыкновенной сцепкой, крюк *5* у вагона с автоматической сцепкой закрепляется в поднятом положении от руки, и на него набрасывается стяжка другого винта.



Фиг. 203, 203 а и 203 б.

Помимо описанных конструкций автоматических сцепок на европейских дорогах применяются и другие, но все они еще не вышли из стадии опытов. Основную задачу при переходе на автоматическую сцепку составляет обеспечение возможности сцепления вагонов, имеющих автоматическую и обыкновенную стяжки, что необходимо в переходной период, который может затянуться на продолжительное время. Эта задача разрешается различными способами, но ни один из них не получил еще всеобщего признания. Несмотря на конструктивное разнообразие этих способов, все они сводятся к тому, что на ряду с автоматической сцепкой на одном и том же тяговом стержне ставится и обыкновенная стяжка. При этом любая из них может использоваться как рабочая.

НТБ ДНУЖТ

ГЛАВА X

ТОРМОЗ

1. Общие понятия

Тормоз служит для того, чтобы замедлить движение вагона или остановить его, а также чтобы стоящий вагон не мог притти в движение вследствие уклона пути, ветра или толчка. Достигается это установкой тормозных колодок, которые, будучи подвешены к раме вагона или тележки и прижаты к ободу колес, вызывают силы трения, препятствующие колесам вращаться. Сила трения колодки о бандаж или обод колеса имеет направление по касательной к бандажу и направлена в сторону, противоположную вращению колес; эта сила называется тормозной силой и зависит от силы нажатия колодки к бандажу и коэфициента трения между колодкой и бандажом.

Тормозная сила колесной пары или вагона:

$$T = \Sigma p\varphi \qquad (1),$$

где p — давление одной колодки на бандаж,

φ — коэфициент трения.

Коэфициент трения φ есть величина непостоянная; он зависит от рода материала, состояния трущихся поверхностей и скорости. При уменьшении скорости вагона v величина коэфициента трения φ возрастает. Для определения коэфициента φ при чугунных тормозных колодках имеется ряд эмпирических формул, составленных на основании опытов, произведенных в различных странах. Часть этих формул составлена для благоприятных условий погоды, а другая для неблагоприятных (сырая погода, обледенелость колодок и т. п.).

Из этих формул можно рекомендовать для благоприятных условий погоды:

1. Формулу Frank'a:

$$0{,}20\ e^{\frac{-v}{90}},$$

где e — основание натуральных логарифмов и v — скорость движения вагона в *км*/час.

2. Формулу Dunaen'a:

$$\varphi = 0{,}27\ - 0{,}002\ v.$$

НТБ ДНУЖТ

Для неблагоприятных условий погоды наиболее приемлемы следующие формулы:

3. Формула Союза германских инженеров:

$$0{,}29\ e^{\frac{-v}{90}}$$

где e — основание натуральных логарифмов.

4. Формула Ломоносова

$$\varphi = 0{,}20 - 0{,}0015\ v.$$

Если обозначить через:

P — давление колес колесной пары на рельсы,

p — силу нажатия тормозной колодки к бандажу,

φ — коэфициент трения между колодкой и бандажом,

f — коэфициент трения между бандажом и рельсом,

то для того, чтобы колеса при торможении не скользили по рельсам, необходимо, чтобы тормозная сила

$$T = \Sigma p\varphi < Pf \qquad (2),$$

т. е. тормозная сила T должна быть меньше силы сцепления колеса с рельсом Pf. При качении колес по рельсам скорость скольжения колес равна нулю, и коэфициент f сохраняет постоянную наибольшую свою величину. Следовательно, силу Pf можно рассматривать как величину постоянную, и для соблюдения неравенства (2) силы нажатия колодок p должны уменьшаться при замедлении скорости движения вагона перед моментом остановки в виду возрастания φ. Несоблюдение этого условия в момент перед остановкой поезда может вызвать скольжение колес по рельсам и при вполне исправных тормозах. При скольжении колес на ободе их по кругу катания образуются небольшие плоские места, называемые лысками или выбоинами. Наличие на колесах или бандажах выбоин даже незначительной глубины (до 1 *мм*) вызывает резкий стук и сотрясение вагона в момент, когда выбоина приходит в соприкосновение с рельсом. Стук и сотрясение вагона возрастают с увеличением скорости вращения колес, и поэтому выбоины в 2 и более миллиметров считаются уже опасными для движения, могут вызвать поломки рессор, растрепывание всего рессорного подвешивания и служить прямой причиной поломки осей, спиц у колес и других частей.

Нажатие колодок к бандажам производится помощью рычажной передачи, которая приводится в действие либо мускульной силой человека, либо усилием на штоке поршня воздушного тормозного цилиндра, в зависимости от чего тормоза разделяются на ручные или воздушные, называемые также автоматическими. Название „автоматический тормоз“ дано воздушным тормозам вследствие того, что, при разрыве поезда и разъединении воздухопроводных труб, тормоза обеих

НТБ ДНУЖТ

разорвавшихся частей поезда приходят в действие и останавливают поезд без участия машиниста и обслуживающего поезд персонала.

Другие системы тормозов, кроме указанных ручных и воздушных, на железнодорожном подвижном составе не применяются.

2. Рычажная передача ручного и автоматического тормозов

Торможение бывает одностороннее и двустороннее. При одностороннем торможении колодки подвешиваются с одной стороны колес (фиг. 204), а при двустороннем — с обеих сторон колес. При двустороннем торможении давление колодок на колесо взаимно уравновешивается, и величина силы P давления на колодку при одинаковой нагрузке на ось будет в два раза меньше при двустороннем торможении по сравнению с односторонним. Поэтому при двустороннем торможении устраняется боковое давление на подшипник и на буксовую раму, и нагревание колодок получается меньше. Преимущество одностороннего торможения—простота конструкции, меньший вес и более дешевая стоимость.

Фиг. 204.

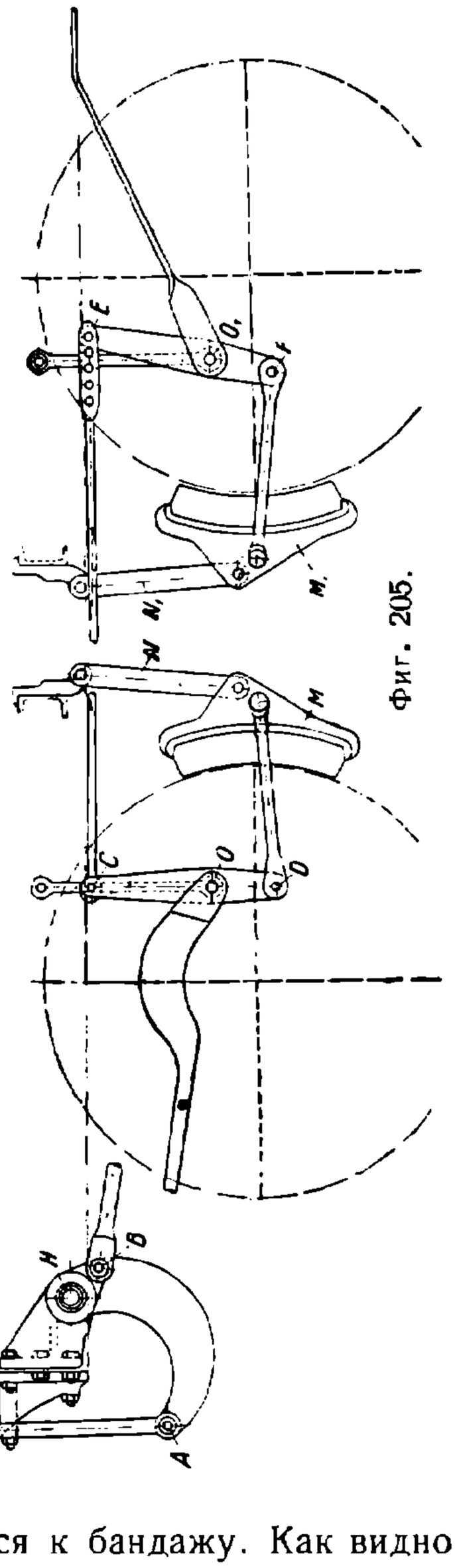
На фиг. 204 показана схема рычажной передачи одностороннего тормоза двухосного вагона простейшего типа: тормозной поперечный вал подвешен посредине рамы и несет два наглухо насаженные равноплечие рычага $АБ$; эти рычаги помощью стержней m соединяются с тормозными колодками M, подвешенными на шарнирных подвесках N к раме вагона. Посредине тормозного вала O насажен рычаг OC, который тягой n соединяется с малым рычагом ED. Рычаги ED и EF насажены наглухо на промежуточный валик E; рычаг EF помощью тяг l соединен с цапфами гайки K тормозного винта. При вращении рукоятки винта гайка винта K будет подыматься, рычаги ED и EF отклонятся, и шарниры F и D переместятся в точки F_1 и D_1; равноплечие рычаги $АБ$ станут в положение $А_1Б_1$ и стержнями m прижмут колодки к бандажам. Опоры тормозного вала O должны иметь овальные отверстия, позволяющие валу устанавливаться так, чтобы при неравномерном срабатывании колодок сила нажатия их на колесо была одинаковой.

Недостатки описанной конструкции заключаются в том, что нажатие колодок на колеса при износе их резко уменьшается с увеличением угла наклона рычагов $АБ$. Кроме этого тормозной вал O работает на кручение, а стержни mm — на сжатие, благодаря чему конструкция их получается громоздкой и тяжелой.

НТБ ДНУЖТ

В настоящее время такая схема рычажной передачи применяется только на узкоколейных вагонах, на вагонетках и на железнодорожных вагонах старых конструкций.

Более совершенную конструкцию тормозной передачи (фиг. 205) имеет тормоз нормального товарного вагона. Колодки тормозные M и M_1 подвешены на шарнирных подвесках N и N_1 к раме вагона и соединяются между собою и с вертикальными рычагами CD и EF помощью треугольных тяг, называемых триангелями (фиг. 220). Вертикальные рычаги CD и EF в точках O и O_1 подвешены на подвесках к раме вагона, при чем рычаг CD подвешен свободно, и ось вращения его O может перемещаться под влиянием силы, действующей на тягу OB; ось вращения O_1 рычага EF помощью тяги O_1B_1 укреплена неподвижно (тяга O_1B_1 называется поэтому мертвой тягой). Рычаги CD и EF соединены между собою тягой CE (называемой длинной тягой), а рычаг CD тягой OB (называемой главной тягой) соединен с рычагом HB (короткий рычаг). На валу H насажены на квадрат короткий рычаг HB и рычаг HA (кривой рычаг или петух), который помощью тяг AP (помочей) соединяется с цапфами гайки тормозного винта. При вращении рукоятки тормозного винта гайка его поднимается, помочи AP тянут за собой кривой рычаг, который заставляет вращаться короткий рычаг, и последний тянет за собою тягу OB, рычаг CD и тягу CE. Когда колодка M_1 прижмется к бандажу, рычаг EF, вращаясь вокруг неподвижной точки O_1, отклонится, верхний шарнир его E сделается неподвижной точкой (мертвой точкой) для тяги CE; в этот момент рычаг CD начнет вращаться вокруг точки C и заставит колодку M прижаться к бандажу. Как видно из приведенного описания, рычажная передача, благодаря подвижности рычагов, самоуравновешивается и этим обеспечивает равномерное нажатие всех колод при неодинаковом износе их и изменении длины тяг.

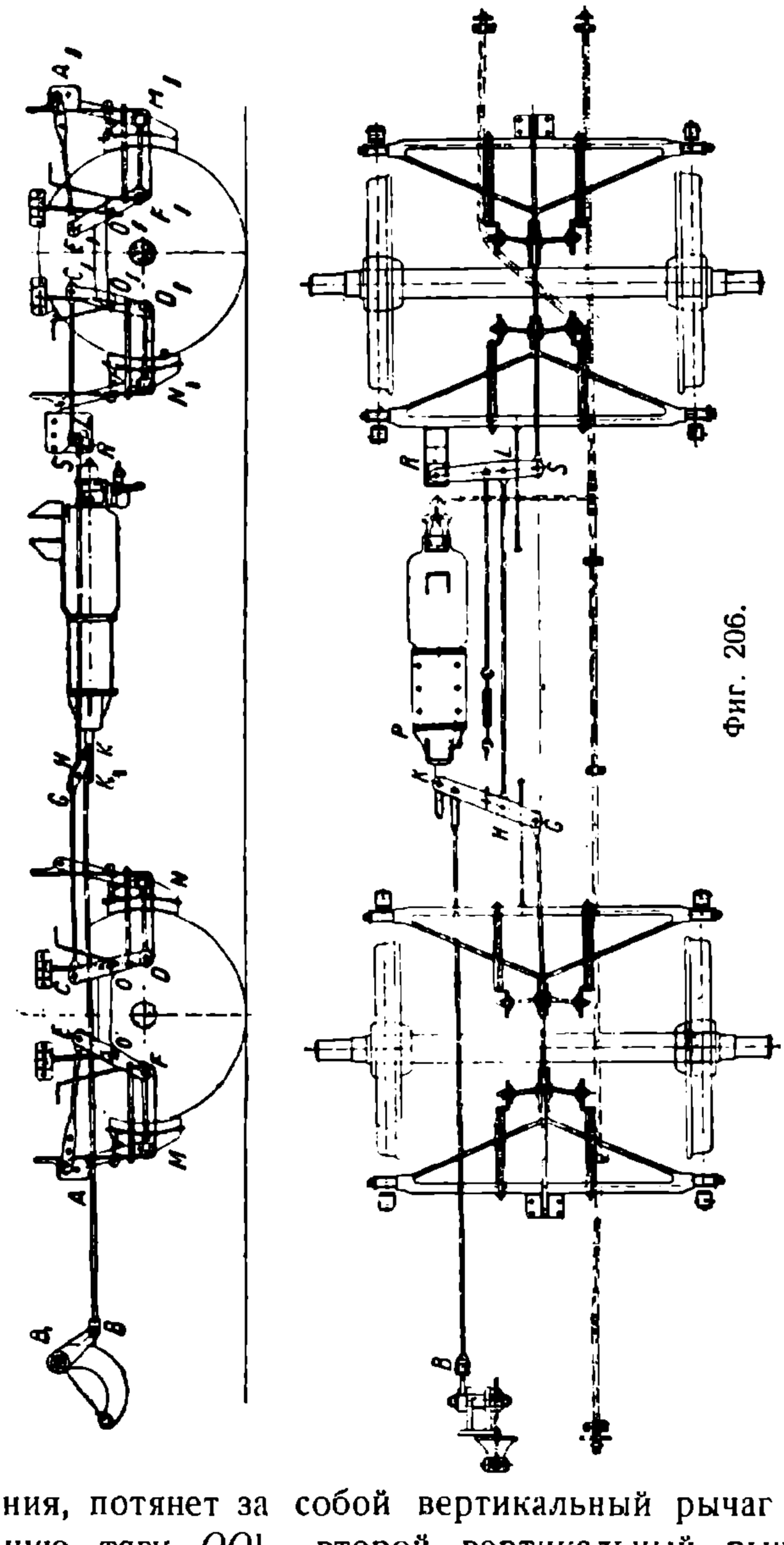


Фиг. 205.

При износе тормозных колодок рычаги CD и EF отклоняются от нормального положения, вследствие чего сила нажатия колодок умень-

НТБ ДНУЖТ

шается и увеличивается путь перемещения всех рычагов и тяг, что является недопустимым, так как гайка тормозного винта ручного тормоза и поршень автоматического тормоза имеют ограниченный ход. Для устранения вредных последствий износа колодок необходимо регулировать рычажную передачу; для этого у длинной тяги CE сделана головка с пятью дырами; переставляя валик E рычага EF с дыры на дыру, можно достигнуть требуемого расположения рычагов и колодок. Для регулировки тяг, кроме головки со многими дырами, ставят также на длинных тягах стяжные гайки.



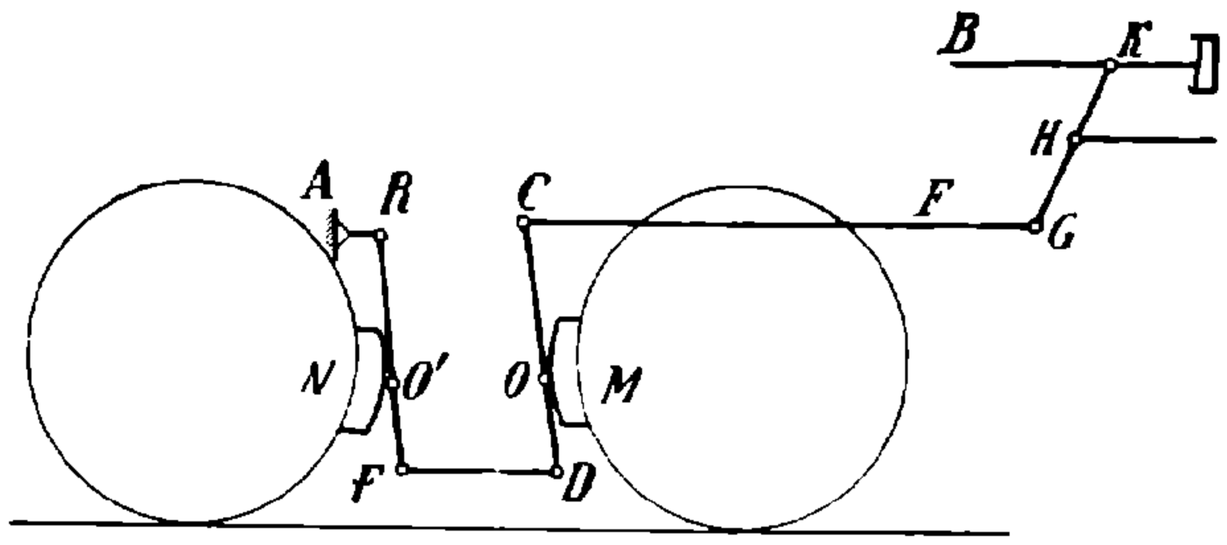
Фиг. 206.

Схема рычажной передачи двустороннего тормоза двухосного вагона изображена на фиг. 206. Расположение рычагов у обеих осей симметричное, и вертикальные рычаги имеют две мертвые точки A и A_1. От усилия поршня P на горизонтальный рычаг KG в точке K, или силы, приложенной к короткому рычагу B_1B привода ручного тормоза и передаваемой на рычаг KG через тягу BK_1, рычаг KG начнет вращаться вокруг точки H, служащей для него подвижным центром вращения, потянет за собой вертикальный рычаг CD и через соединительную тягу OO^1 — второй вертикальный рычаг EF. Изменение положения горизонтального рычага KG (называемого главным рычагом) через соединительную тягу HL вызовет вращение горизонтального рычага RS вокруг шарнира R, служащего для него мертвой точкой. При вращении рычага RS он потянет за собою рычаг C_1D_1 и через соединительную тягу O_1O_1' — второй вертикальный рычаг E_1F_1. Когда колодки N и N_1

НТБ ДНУЖТ

прижмутся к бандажам, вертикальные рычаги CD и $C_1 D_1$, вращаясь вокруг точек D и D_1, сделавшихся неподвижными, потянут за собою рычаги EF и E_1F_1, которые, вращаясь вокруг неподвижных точек E и E_1, прижмут к бандажам колодки M и M_1. Для регулирования рычажной передачи при износе колодок головки мертвых тяг AE и A_1E_1 в точках A и A_1 делаются многодырными, чтобы путем перестановки валиков можно было уменьшать длину тяг. Описанная рычажная передача, как и рычажная передача нормального товарного вагона, при правильно исполненных плечах рычагов обеспечивает равномерность нажатия всех восьми тормозных колодок.

Рычажная передача четырехосных тележечных вагонов с односторонним торможением имеет одинаковую схему с выше описанной; при двустороннем торможении схема остается такой же, и увеличивается вдвое число вертикальных рычагов.



Фиг. 207.

У тележек товарных вагонов, например в тележках Diamond, схема расположения рычажной передачи делается как показано на фиг. 207. При вращении горизонтального рычага KG вокруг подвижной точки H он потянет за собою тягу CG и приведет во вращение рычаги CD и RF. Когда колодка M будет прижата к бандажу, рычаг CD, вращаясь вокруг точки O, нажмет на рычаг RF, который будет вращаться вокруг неподвижной точки R, пока колодка N не будет прижата к бандажу и не наступит равновесие, обеспечивающее равномерность нажатия колодок. Существенное отличие этой схемы от предыдущей заключается в том, что стержень FD работает на сжатие, в виду чего эта схема применима лишь в тех случаях, когда стержень FD может быть сделан небольшой длины.

При сборке рычажной передачи должны быть приняты меры к уменьшению износа и трения в шарнирах и к уничтожению шума и скрипа. Для этого все соприкасающиеся поверхности рычажной передачи должны быть чисто опилены, дыры точно рассверлены, а валики пригнаны по дырам с зазором не более 0,5 *мм*. Обточка валиков тормозных рычагов и точная пригонка их по дырам в рычагах, тягах и державках необходима для повышения коэфициента полезного действия рычажной передачи тормоза. Регулирование рычажной передачи тормоза должно производиться, исходя из условия, чтобы зазор между колодками и бандажами был в пределах от 3 до 5 *мм* при отпущенном тормозе.

НТБ ДНУЖТ

3. Привод ручного тормоза

Винт V ручного тормоза (фиг. 205) устанавливается вертикально у концевой стены тамбура или площадки вагона; снизу винт опирается на пятник F, укрепленный на буферном брусе, а верхний конец его поддерживается скобою S. Для вращения винта на верхний конец его насаживается на квадрат рукоятка R или коническое зубчатое колесо (у пассажирских вагонов). Гайка P винта V имеет две цапфы, которые помощью двух тяг AP (помочей) соединяются с кривым рычагом AH. Чтобы гайка P имела только поступательное движение и не вращалась вместе с винтом у пассажирских вагонов, она снабжается закраинами, которые при движении гайки скользят по направляющей полосе.

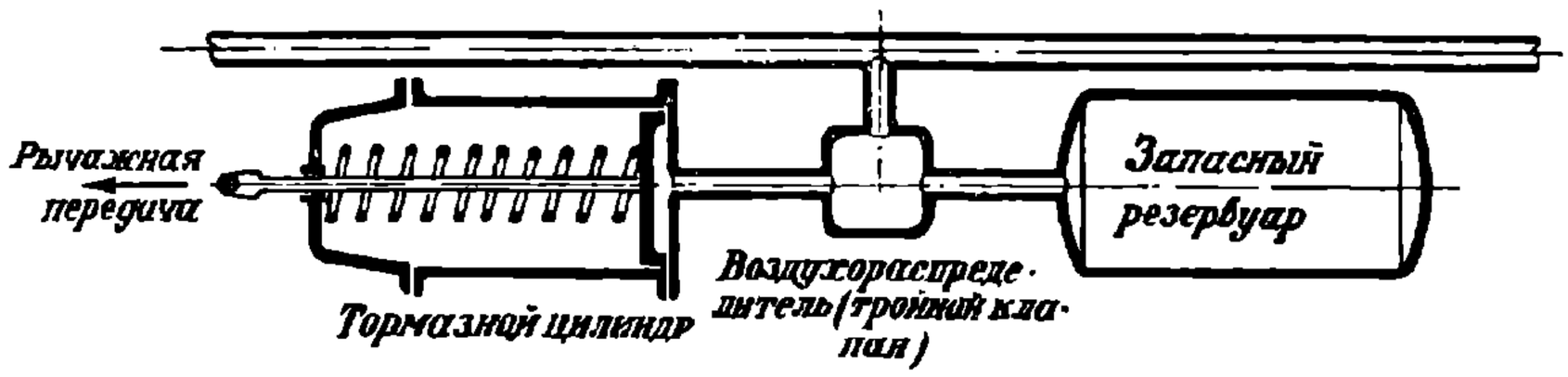
У товарных вагонов винт делается однооборотный с полукруглой нарезкой и для вращения снабжается рукояткой. Наружный диаметр нарезки винта $D = 41{,}3$ *мм*, внутренний — $d = 31{,}7$ *мм*, шаг нарезки $h = 9{,}5$ *мм*; такие размеры имеют тормозные винты у всех товарных вагонов наших дорог.

У пассажирских вагонов тормозные винты делаются двухоборотные с прямоугольною резьбою, и имеют размеры:

$$D = 45 \text{ мм}, \; d = 35 \text{ мм} \text{ и } h = 19 \text{ мм}.$$

4. Воздушный тормоз

Большинство систем применяемых в настоящее время воздушных тормозов устроено по следующей схеме (фиг. 208).



Фиг. 208.

На локомотиве имеется воздушный насос для получения сжатого воздуха, главный воздушный резервуар для хранения его и кран машиниста для управления тормозом. От главного воздушного резервуара по поезду идет главный воздухопровод (магистраль). Под каждым тормозным вагоном расположены: запасный воздушный резервуар, тормозной цилиндр и воздухораспределитель. От главного воздухопровода отходит ответвление к воздухораспределителю, а воздухораспределитель соединяется с одной стороны с запасным резервуаром, а с другой — с тормозным цилиндром. Цилиндр снабжен поршнем, шток которого соединен с рычажной передачей. Выход штока из цилиндра вызывает перемещение рычажной передачи и нажатие вследствие этого тормозных колодок к бандажам.

НТБ ДНУЖТ

В главный воздушный резервуар накачивается насосом воздух до установленного давления. Затем посредством крана машиниста *заряжается* тормоз, т. е. поднимается давление в магистрали до так называемого рабочего давления, примерно в 4—6 *атм*. Нормальное рабочее давление в магистрали принято в настоящее время в 5 *атм*. Под влиянием повышения давления в магистрали внутренние части воздухораспределителей принимают такое положение, при котором тормозные цилиндры соединены с атмосферой, а запасные резервуары — с магистралью. Вследствие этого запасные резервуары наполняются сжатым воздухом такого же давления, как и в магистрали.

Для того чтобы затормозить поезд, понижается немного, посредством крана машиниста, давление в магистрали путем выпуска воздуха из магистрали. Под влиянием понижения давления в магистрали внутренние части воздухораспределителей перемещаются и соединяют тормозные цилиндры с запасными резервуарами. Воздух из запасных резервуаров переходит в тормозные цилиндры и производит давление на поршни цилиндров, отчего поршни перемещаются и, действуя посредством рычажной передачи на тормозные колодки, затормаживают поезд. Чем больше понижается давление в магистрали, тем больше получается давление в тормозных цилиндрах. Полное торможение наступает при понижении давления в магистрали в среднем на 1,25 *атм*, т. е. до 5—1,25=3,75 *атм*.

Для оттормаживания необходимо посредством крана машиниста соединить магистраль с главным резервуаром и повысить давление в ней. Тогда внутренние части воздухораспределителей вновь занимают такое положение, при котором тормозные цилиндры соединяются с наружной атмосферой, а запасные резервуары—с магистралью. Сжатый воздух выходит из тормозных цилиндров, и поршни под давлением пружин возвращаются в первоначальное положение. В то же время пополняется убыль воздуха в запасных резервуарах.

Если произойдет разрыв поезда, то разорвется и магистраль, воздух из нее выйдет в атмосферу, и воздухораспределители всего поезда соединят тормозные цилиндры с запасными резервуарами, вследствие чего поезд затормозится.

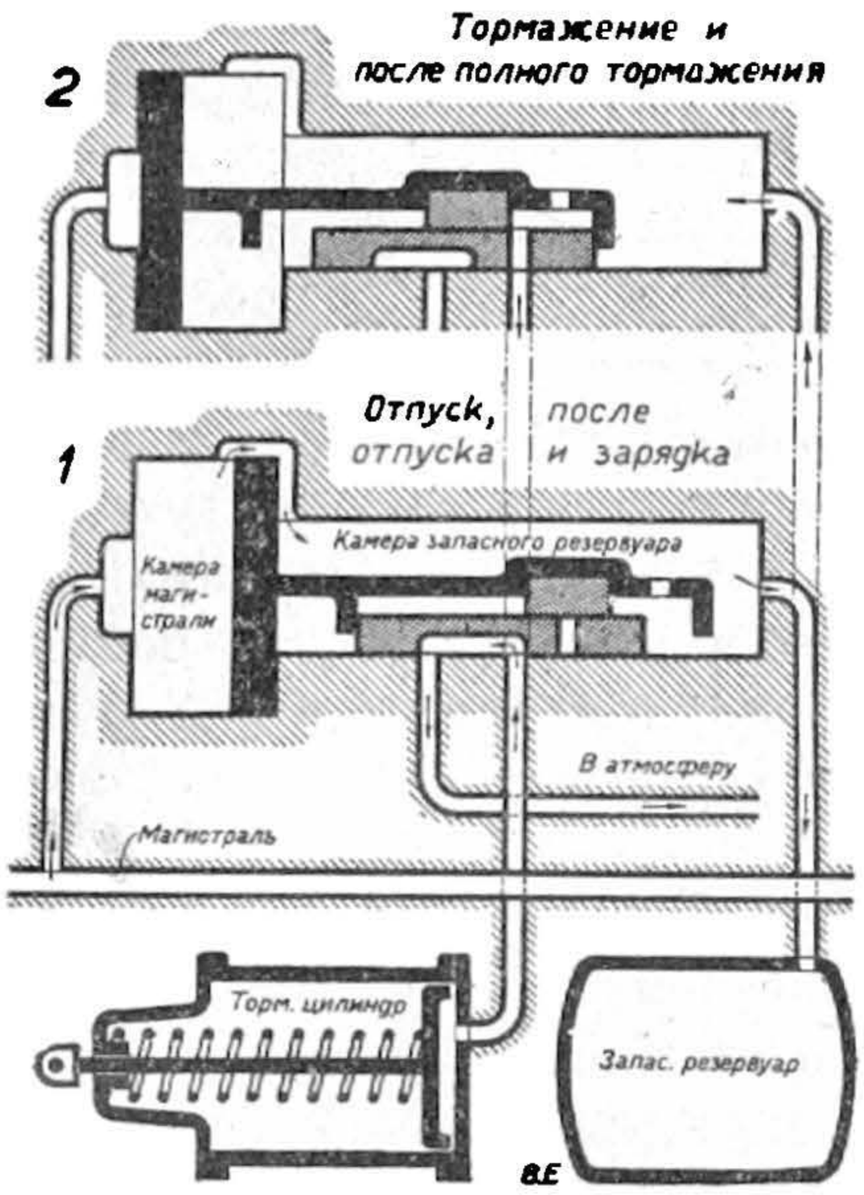
Внутри каждого вагона имеется ответвление от магистрали, снабженное краном. Если этот кран открыть и таким образом уменьшить давление воздуха в магистрали, то также произойдет затормаживание поезда.

По описанной схеме построены и работают тормоза сжатого воздуха Вестингауза, Нью-Йорк, Кнорр, Кунце-Кнорр, Фив-Лиль, Липковского, Божича, Казанцева, Дикова, Дрольсхаммера, Матросова. Все перечисленные системы тормозов различаются между собою главным образом конструкцией и принципом действия воздухораспределителей. Кроме того они различаются, но в меньшей степени, по конструкции

НТБ ДНУЖТ

и принципу действия крана машиниста. В остальных частях тормозов перечисленных систем нет существенных различий.

Вагоны дорог СССР были оборудованы в большей части тормозами Вестингауза. Однако тормоз Вестингауза обладает недостатками, особенно ощутительными в пассажирских поездах большой скорости и в товарных поездах большой длины. Из этих недостатков самое существенное значение имеет так называемая истощимость тормоза. Запасные резервуары питаются сжатым воздухом только в то время, когда тормоз находится в отторможенном состоянии или в период оттормаживания. В период же торможения тормозные цилиндры работают воздухом, ранее запасенным в запасных резервуарах, а пополнения запасных резервуаров воздухом в это время не производится. Кроме того тормоз Вестингауза не допускает ступенчатого оттормаживания, т. е. невозможно производить постепенного ослабления торможения и остановить раз начавшийся отпуск тормозов.



Фиг. 209.

Недостатки тормоза Вестингауза заставили обратиться к другим системам тормозов. Так, в Германии стали применять тормоз Кунце-Кнорр, а у нас на вновь строящихся вагонах ставят тормоз Казанцева, который является неистощимым и допускает ступенчатое оттормаживание.

Схема тормоза Вестингауза показана на фиг. 209, а тормоза Казанцева—на фиг. 210.

В схеме тормоза Вестингауза представлены: часть магистрали под вагоном, воздухораспределитель (тройной клапан), тормозной цилиндр и запасный резервуар.

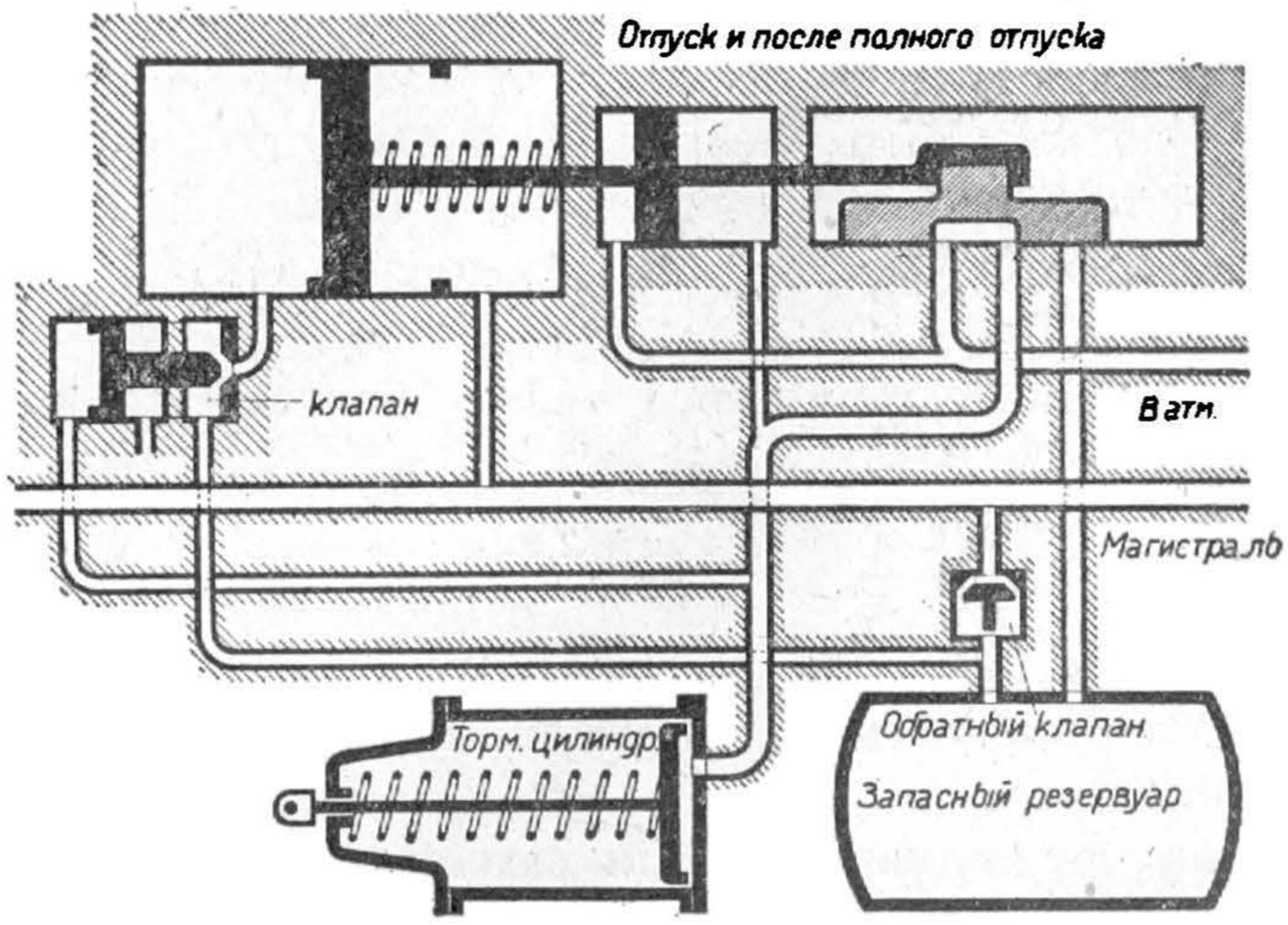
На позиции 1 этой схемы (фиг. 209) изображено расположение частей тройного клапана при зарядке тормоза. В это время поршенек тройного клапана под давлением из магистрали занимает правое положение (1), при чем воздух из магистрали через узкую выточку около поршенька поступает в запасный резервуар. По обе стороны поршенька устанавливается одинаковое давление. Тормозной цилиндр сообщен с атмосферой.

На позиции 2 (фиг. 209) показано расположение частей тройного клапана при торможении. Под давлением из запасного резервуара поршенек тройного клапана передвигается в левое положение, при чем сообщение магистрали с запасным резервуаром по выточке около

НТБ ДНУЖТ

поршенька прекращается и золотник разобщает тормозной цилиндр от атмосферы и сообщает его с запасным резервуаром. Воздух начинает перетекать из запасного резервуара в тормозной цилиндр, поршень его проходит свой ход и производит торможение. Полное торможение наступит тогда, когда давления в тормозном цилиндре и в запасном резервуаре сравняются.

В схеме тормоза Казанцева представлены части магистрали под вагоном, воздухораспределитель, камера магистрали, камера постоянного давления с клапаном, запасный резервуар и тормозной цилиндр.



Фиг. 210.

При зарядке тормоза повышается давление в камере магистрали, в запасном резервуаре и в камере постоянного давления, в которую воздух попадает из запасного резервуара, отжимая поршневой клапан. Так как давление воздуха на большой поршенек воздухораспределителя слева меньше суммы давления воздуха справа и нажатия пружинки, то поршеньки находятся в левом положении, тормозной цилиндр сообщен с атмосферой, и клапан камеры постоянного давления открыт, сообщая запасный резервуар с камерой постоянного давления.

При торможении понижается давление в магистрали, обратный клапан запасного резервуара закрывается, а клапан камеры постоянного давления остается открытым. Понижение давления в магистрали и по правую сторону большого поршенька вызовет перемещение поршеньков в крайнее правое положение, разобщение тормозного цилиндра от атмосферы и сообщение его с запасным резервуаром. Давление в запасном резервуаре и в сообщенной с ним камере постоянного давления начнет понижаться, а в тормозном цилиндре — повышаться. Одновременно с повышением давления в тормозном цилиндре будет повышаться давление на левую сторону поршенька клапана, клапан закроется и прекратит падение давления в камере постоянного давления.

НТБ ДНУЖТ

5. Расчет рычажной передачи

Из неравенства (3) $\Sigma p\varphi > Pf$ имеем, что

$$\Sigma p > \frac{Pf}{\varphi}$$

Среднее значение $\frac{f}{\varphi}$ при чугунных тормозных колодках равно 0,83. Следовательно

$$\frac{\Sigma p}{P} > 0{,}83,$$

то есть отношение между суммой сил нажатия на все колодки и весом вагона должно быть меньше 0,83. Это отношение называется коэфициентом торможения и при расчетах тормозной передачи принимается: для автоматического торможения в 0,80 и для ручного торможения — в 0,70.

Усилие S на гайке тормозного винта определяется по формуле:

$$S = \frac{TR(2\pi r - \mu h)}{r(u + 2\pi r\mu)},$$

где

T — усилие человека на рукоятке тормозного винта, которое следует выбирать в пределах 30—35 *кг*, чтобы избежать скольжения колес;

R — радиус рукоятки винта или маховика;

r — средний радиус нарезки винта (у наших товарных вагонов $r = 1{,}825$ *см*);

h — высота нарезки (у товарных вагонов $h = 0{,}95$ *см*);

μ — коэфициент трения, принимаемый обычно равным 0,15.

Если вес порожнего вагона будет P, то при ручном торможении $\Sigma p = 0{,}70\ P$ и отношение между силами ΣP и S будет равно

$$n = \frac{0{,}70\ P}{S}.$$

Это отношение называется передаточным числом.

При расчете автоматического тормоза наибольшее давление воздуха в тормозном цилиндре принимается равным 3,5 *атм*. Следовательно, сила Q, действующая на шток поршня, будет равна

$$Q = \frac{3\,500\pi D^2}{4}.$$

Передаточное число n_1 при автоматическом торможении

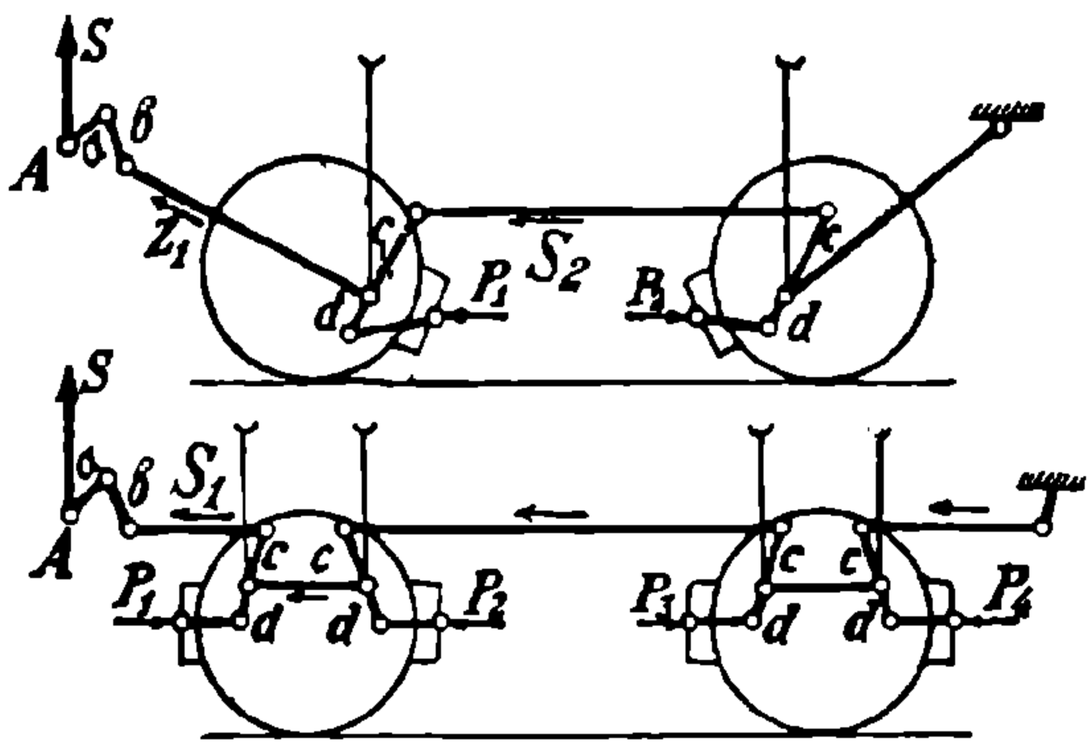
$$n_1 = \frac{0{,}80P}{Q}.$$

Величина n_1, не должна превышать 9, так как при большем передаточном числе износ колодок вызывает необходимость слишком частой регулировки рычажной передачи; при величине n_1 более 9 необходимо

НТБ ДНУЖТ

увеличивать диаметр тормозного цилиндра или ставить вместо одного два тормозных цилиндра[1].

Плечи тормозных рычагов рассчитываются исходя из условия, что давления на все тормозные колодки равны между собою, при чем трением в шарнирах для большей надежности в смысле устранения скольжения колес по рельсам пренебрегают, т. е. коэфициент полезного действия рычажной передачи принимают равным 1. В этом случае величина силы Q, действующая на шток поршня, принимается за вычетом силы упругости оттормаживающих пружин. Вместо того чтобы вводить в расчет прогость оттормаживающих пружин, коэфициент полезного действия рычажной передачи принимают равным 0,9. В действительности коэфициент полезного действия рычажной передачи значительно ниже 0,9 и достигает при сложных рычажных передачах величины 0,50—0,45, но вводить в расчет рычажных передач действительную величину коэфициента полезного действия нельзя, так как вследствие трения в шарнирах игра рессор может вызвать добавочное нажатие тормозных колодок.



Фиг. 211 и 212.

При одностороннем торможении (фиг. 211) имеем:

$$p_1 = p_2 = S\frac{a}{b}\cdot\frac{c}{c+d} = \frac{Sh}{2}.$$

При двустороннем торможении (фиг. 212) имеем:

$$p_1 = p_2 = p_3 = p_4 = S\frac{a}{b}\cdot\frac{c}{d} = S\frac{n}{4}$$

Если при отпущенном тормозе каждая колодка удалена от колеса на величину k, то перемещение шарнира кривого рычага и гайки тормозного винта при натяжении тормоза и при m колесах и $2m$ колодках будет:

$$H = mk\frac{a}{b}\cdot\frac{c}{d}.$$

[1] При постановке двух тормозных цилиндров рычажная передача устраивается так, чтобы тормозные цилиндры работали независимо один от другого, т. е. тормозная передача должна быть устроена так, чтобы каждая тележка была самостоятельной тормозной единицей. Тормозные цилиндры должны иметь отдельные запасные резервуары; распределитель может быть поставлен один на два цилиндра. Иногда тормозные цилиндры для сокращения тормозных тяг ставятся на раме тележки. В этом случае соединение тормозных цилиндров с распределителем (если таковый общий для обеих тележек) или распределителей с пролетной трубой (если распределители ставятся на каждой тележке) делается помощью гибких рукавов.

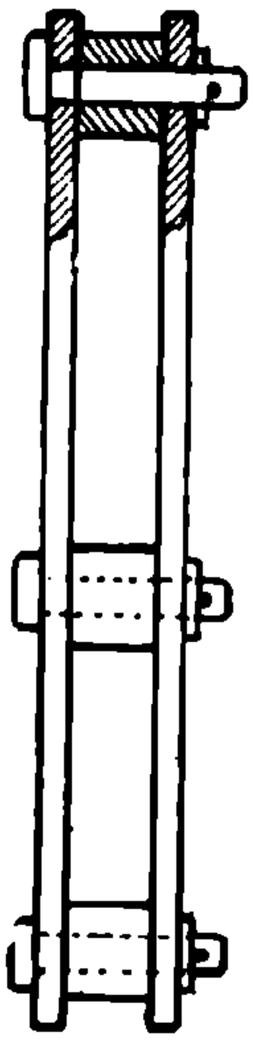
НТБ ДНУЖТ

Передаточным числом определяется зависимость между ходом поршня тормозного цилиндра и расстоянием между тормозными колодками и бандажами. Если полный ход поршня тормозного цилиндра—L, то расстояние колодки от бандажа равняется:

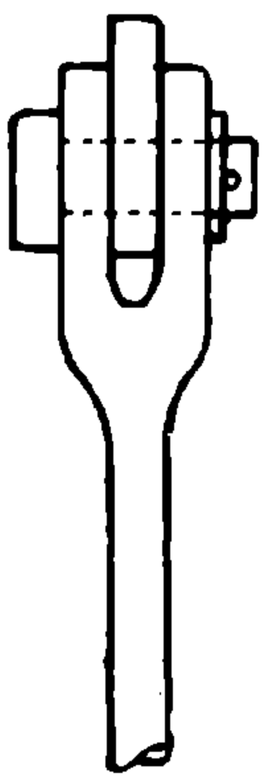
$$k = \frac{L}{n} : m,$$

где m — число пар колодок.

При износе колодок ход поршня увеличивается, при чем износ колодок на 1 *мм* вызывает увеличение хода поршня на величину: 1 *тп*.



Фиг. 213.



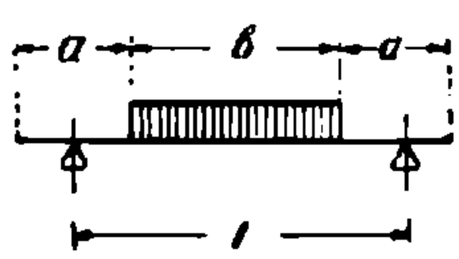
Фиг. 214.

Прочность тормозных рычагов рассчитывается на изгиб сосредоточенными силами, при чем напряжение материала допускается от 900 до 1 000 *кг* на 1 *см*². Для устройства шарнирных сочленений тяг с рычагами последние делаются двойными (фиг. 213), и головки тяг помещаются между рычагами, или головки тяг делаются в форме вилок, а рычаг делается одинарным (фиг. 214).

Валики рычагов на германских дорогах принято рассчитывать как балку (фиг. 215), свободно лежащую на опорах с расстоянием между опорами $l = a + b$, где a — толщина рычага, а b — ширина головки тяги, нагруженная равномернно на длине b. Изгибающий момент такой балки:

$$M = \frac{P}{2}\left(\frac{l}{2} - \frac{b}{4}\right) = \frac{P(2a - b)}{8}.$$

Напряжение материала в валиках на изгиб допускается до 1 000 *кг* на 1 *см*². Опорные поверхности валиков проверяются на смятие, и, во избежание больших износов, напряжение на смятие не следует допускать выше 600—700 *кг* на 1 *см*².



Фиг. 215.

Тормозные тяги рассчитываются на растяжение в целых местах с напряжением до 1 000 *кг* на 1 *см*²; в местах сварки должно быть сделано утолщение тяги такого диаметра, чтобы напряжение в сваренном месте не превосходило 700 *кг* на 1 *см*² [1].

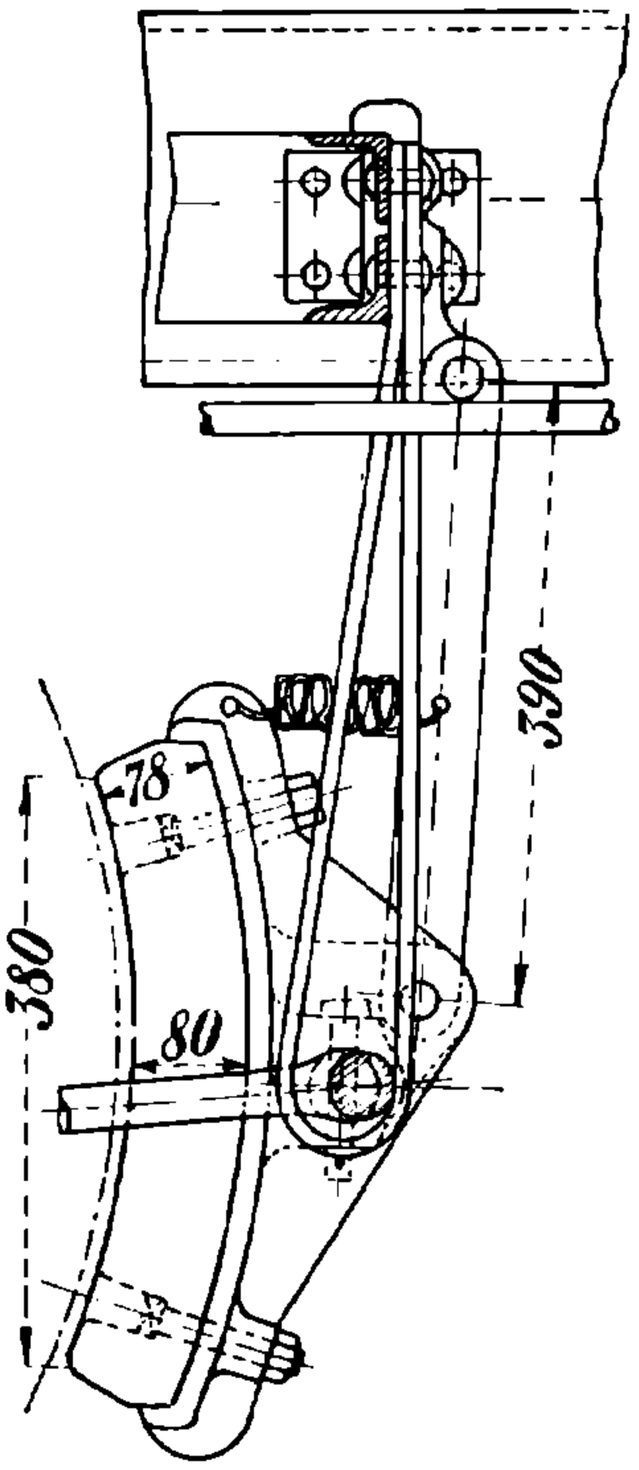
[1] По нормам, принятым дорогами САСШ, тормозные рычаги рассчитываются на изгиб с напряжением до 1 600 *кг* на 1 *см*². Тяги тормозные рассчитываются на растяжение с напряжением до 1 050 *кг* на 1 *см*². Валики шарнирные рассчитываются на срез с напряжением 700 *кг* на 1 *см*². При чем напряжение на смятие допускается до 1 600 *кг* на 1 *см*². Напряжение смятия 1 600 *кг* на 1 *см*² является чрезмерно большим, требующим применения стали с высоким коэфициентом крепости. Поэтому для материала, обычно применяющегося у нас, не следует превосходить норм, приведенных выше.

НТБ ДНУЖТ

Тяги диаметром менее 19—20 *мм* на вагонах не ставятся, так как более тонкие тяги при неосторожном обращении легко могут быть погнуты.

6. Детали рычажной передачи

Тормозная колодка нормального типа, применявшаяся до сего времени на нашем подвижном составе, изображена на фиг. 216. Тормозные колодки делаются из чугуна, и, чтобы новая колодка не сломалась при нажатии на бандаж во время торможения, необходимо, чтобы радиус кривизны рабочей поверхности ее был больше или равен радиусу колеса. Радиус кривизны рабочей поверхности у новых колодок обычно делается равным радиусу колеса нового бандажа, т. е. 525 *мм*, и такие колодки могут быть поставлены на всякий вагон без риска поломки их. Нормальная колодка имеет толщину посредине в 80 *мм* и укрепляется к башмаку помощью двух болтов с квадратными головками, утопленными в тело колодки настолько, что от головки болта до рабочей поверхности колодки остается около 45 *мм*. Следовательно, нормальная колодка может быть изношена на толщину 45 *мм* и после такого износа должна быть заменена новою. Столь слабое использование толщины нормальной колодки делает применение ее невыгодным. Поэтому в последнее время на наших вагонах начали применять тормозные колодки международного типа, принятого Международным Союзом железных дорог. Эта колодка (фиг. 217) имеет одинаковое устройство с колодкой, принятой дорогами Сев. Америки, и отличается от нее только толщиною (60 *мм* вместо 40 *мм*) и радиусом кривизны рабочей и опорных поверхностей, зависящих от диаметра колес. Колодка международного типа соединяется с башмаком (фиг. 218) помощью стального клина, изображенного на фиг. 219; толщина этой колодки — 60 *мм*, и изнашивание ее может быть допущено на толщину 45—50 *мм*, т. е. на такую же толщину и даже немного большую нормальной колодки.

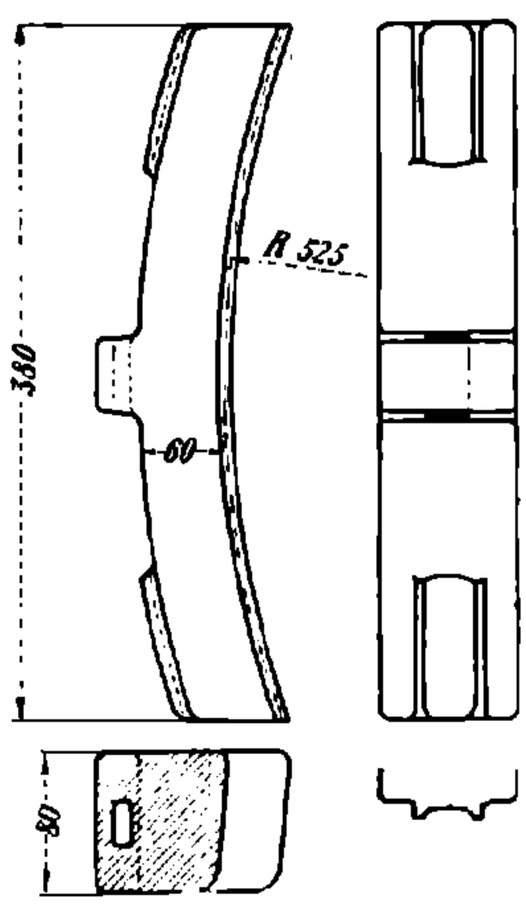


Фиг. 216.

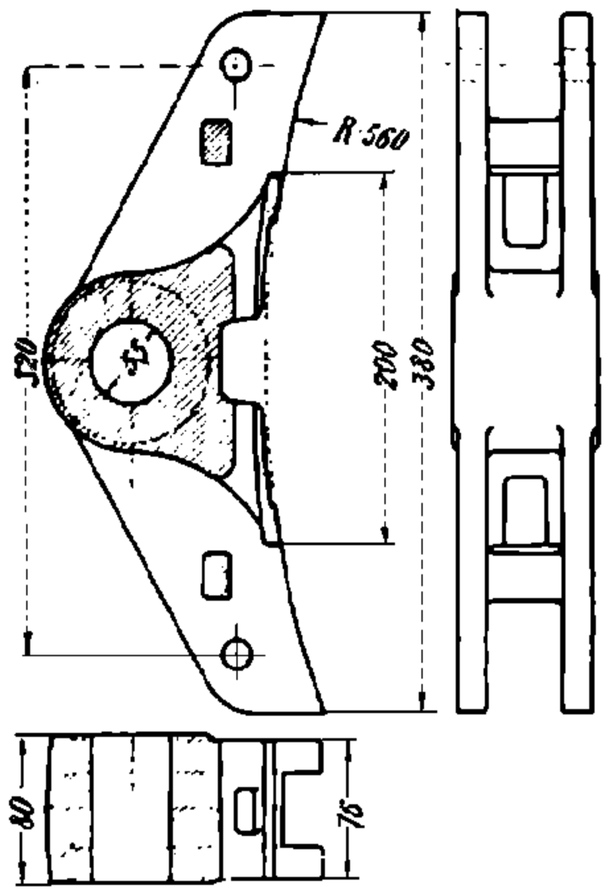
Чтобы колодки меньше изнашивались, их следует делать из твердого чугуна; для этой цели при отливке колодок в чугун прибавляют железную стружку или обрезки рессорной стали. Хорошие результаты дает применение тормозных колодок с отбеленной (закаленной) рабочей поверхностью на глубину 25 — 30 *мм*. Такие колодки служат значи-

НТБ ДНУЖТ

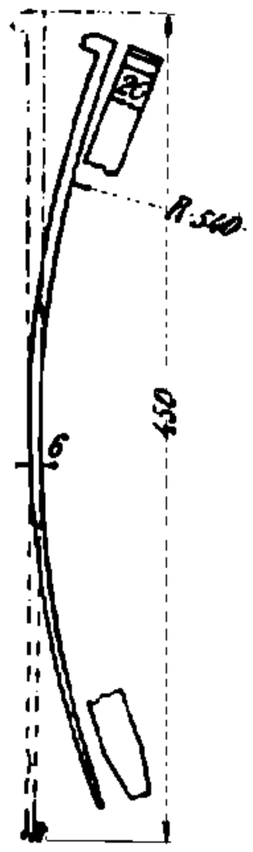
тельно дольше, чем обыкновенные чугунные колодки, при чем твердость колодки не оказывает влияния на увеличение износа бандажа, так как изнашивается главным образом та часть бандажа, которая не подвергается прокату. На некоторых дорогах САСШ применяются специальные колодки с твердой рабочей поверхностью, с целью более интенсивного изнашивания частей обода колес, не подвергающихся прокату.



Фиг. 217.



Фиг. 218.



Фиг. 219.

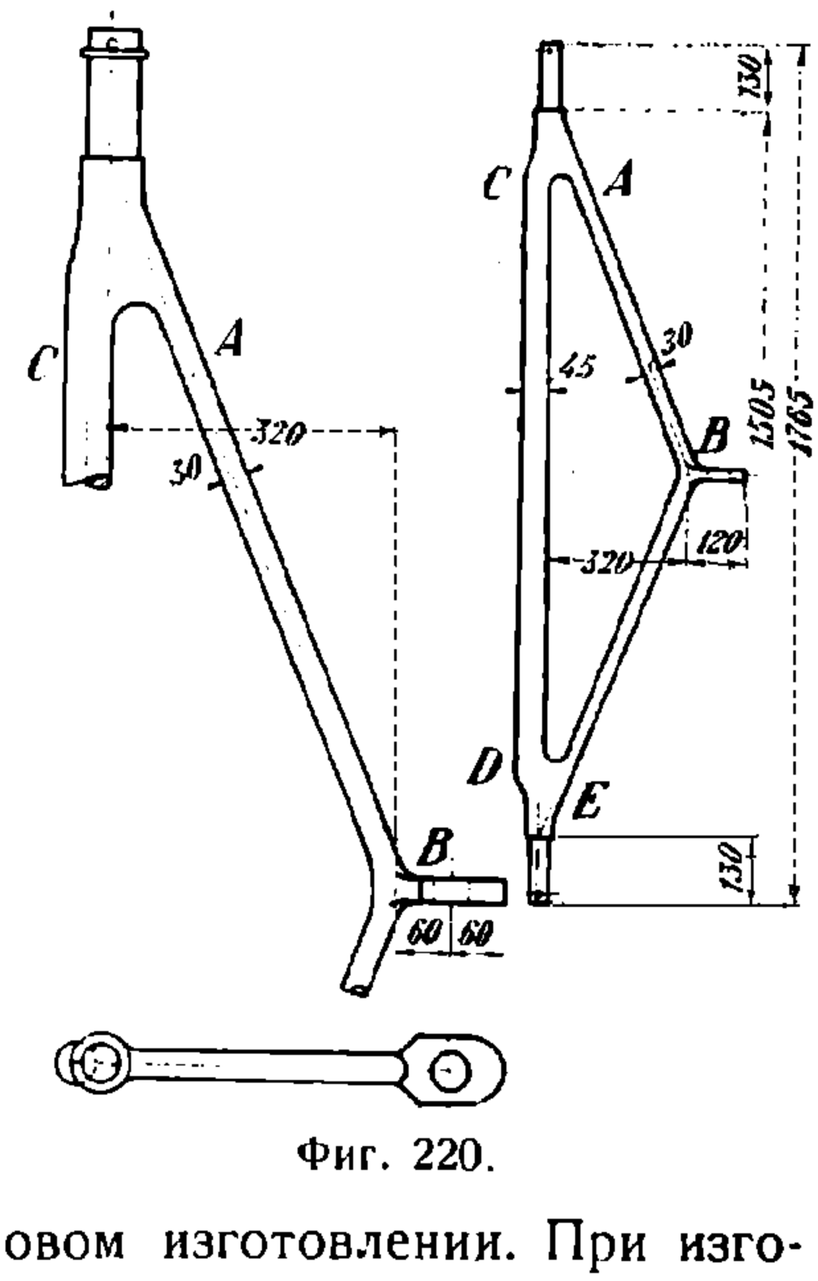
С целью увеличения срока службы тормозных колодок рабочую поверхность их по ширине бандажа увеличивают настолько, чтобы колодка охватывала гребень бандажа. Такие колодки применялись у нас на пассажирских вагонах Московско-Казанской дороги; достоинство этих колодок то, что при торможении колодка получает определенное направление и не сползает с бандажа; недостаток тот, что при проходе закруглений гребни колес своими боковыми гранями касаются колодок, увеличивая этим сопротивление движению вагонов.

Башмаки тормозных колодок (фиг. 216 и 218) изготовляются чугунными или стальными, литыми. Конструкция башмаков обусловливается устройством подвешивания их к раме вагона или тележки и конструкцией триангелей.

В американских конструкциях и у наших тележек Пульмана башмаки тормозных колодок насаживаются наглухо на триангель, у остальных вагонов концы триангельных валов (фиг. 220) оканчиваются цапфами, на которые насаживаются башмаки колодок. Для того чтобы тормозные колодки при отпущенном тормозе не касались обода колеса, ставятся пружины (фиг. 216), удерживающие башмак и колодку в вертикальном положении, или другие приспособления, основанные на трении. Хорошие результаты в смысле равномерного износа колодок достигаются также при подвеске башмаков тормозных колодок на двух подвесках равной длины, образующих параллелограм, но такая конструкция более сложна и потому применяется редко.

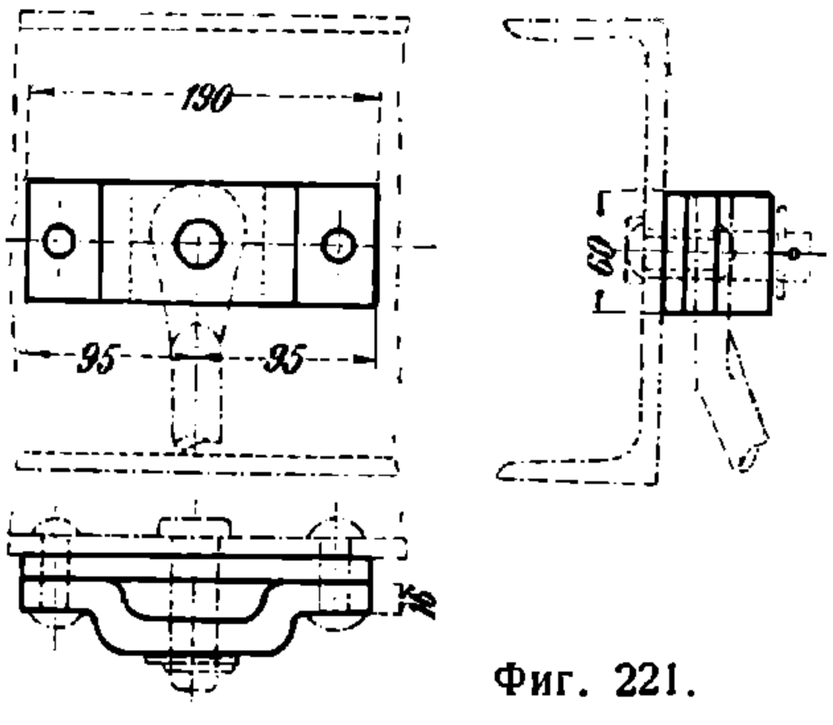
НТБ ДНУЖТ

У триангеля (фиг. 220) цапфы, на которые насаживаются колодки, работают на изгиб, струнки *AB*—на растяжение и вал *CD*—на изгиб и продольное сжатие. Под влиянием изгибающих усилий от реакций со стороны тормозных колодок вал *CD* будет стремиться изогнуться в сторону ушка *B*. Чтобы парализовать изгиб вала под влиянием реакций от тормозных колодок, нейтральную ось вала сдвигают от осевой линии, проходящей через центры цапф, настолько, чтобы сила, сжимающая вал, дала изгибающий момент, равный моменту от реакций колодок, но с обратным знаком. Уравновешивание изгибающих моментов от реакций тормозных колодок и продольного сжатия применяется во всех конструкциях шпренгелей и дает возможность значительно уменьшить размеры и вес вала *CD*.



Фиг. 220.

Из всех частей рычажной передачи триангель является наиболее сложной и трудно выполнимой частью при массовом изготовлении. При изготовлении триангелей первоначально отковывается или штампуется вал *CD* (фиг. 220), затем к нему привариваются струнки *AB* и *BE* и ушко *B*; сварка струнок может производиться на горне или ацетиленом.



Фиг. 221.

Во избежание падения частей рычажной передачи на путь при обрыве тормозных тяг или подвесок ставятся предохранительные скобы, которые должны надежно поддерживать оборвавшуюся часть. Согласно установленным на наших дорогах правилам предохранительные скобы должны ставиться на всех триангелях, тормозных рычагах и тормозных тягах.

Подвешивание триангелей, тормозных рычагов и других частей должно производиться таким образом, чтобы растягивающие усилия передавались центрально. Тормозные валики во всех сочленениях рычажной передачи должны работать как балка на двух опорах; от этого требования отступать не следует и в затруднительных случаях можно допускать постановку скоб, как показано на фиг. 221, или других приспособлений.

НТБ ДНУЖТ

Тормозные рычаги и тяги при всех положениях и в наиболее невыгодных условиях, при износе колодок, наименьшей толщине бандажей и наибольшей осадке рессор не должны соприкасаться с другими частями и особенно с осями. В тех случаях, когда расстояние между тормозной тягой и осью колесной пары получается недостаточным, тягу делают изогнутой и дают ей в изогнутом месте такое сечение, чтобы она жестко выдерживала разгибающие усилия.

НТБ ДНУЖТ

ГЛАВА XI

РАМА ВАГОНА

I. Назначение и типы вагонных рам

Рама вагона служит основанием для кузова и для восприятия сжимающих и растягивающих усилий, развивающихся в поезде. Рама вагона представляет собою систему продольных и поперечных балок, при чем продольные боковые балки делаются обычно из коробчатого или двутаврового железа и называются поэтому швеллерами. Вес кузова вагона и нагрузка его передаются рамою через рессорное подвешивание или тележки на осевые буксы; на вагонной раме укрепляются тяговые и ударные приборы, подножки, части автоматического тормоза и рычажной передачи, пролетные трубы, провода электрического освещения и пр.

В зависимости от расположения буферов и устройства упряжного прибора рамы вагонов можно разделить на три типа:

1) рамы со сквозною упряжью и двумя буферами на каждом буферном брусе;

2) рамы с несквозною упряжью и двумя буферами на буферных брусьях;

3) рамы с несквозной упряжью и одним буфером, расположенным посредине буферного бруса.

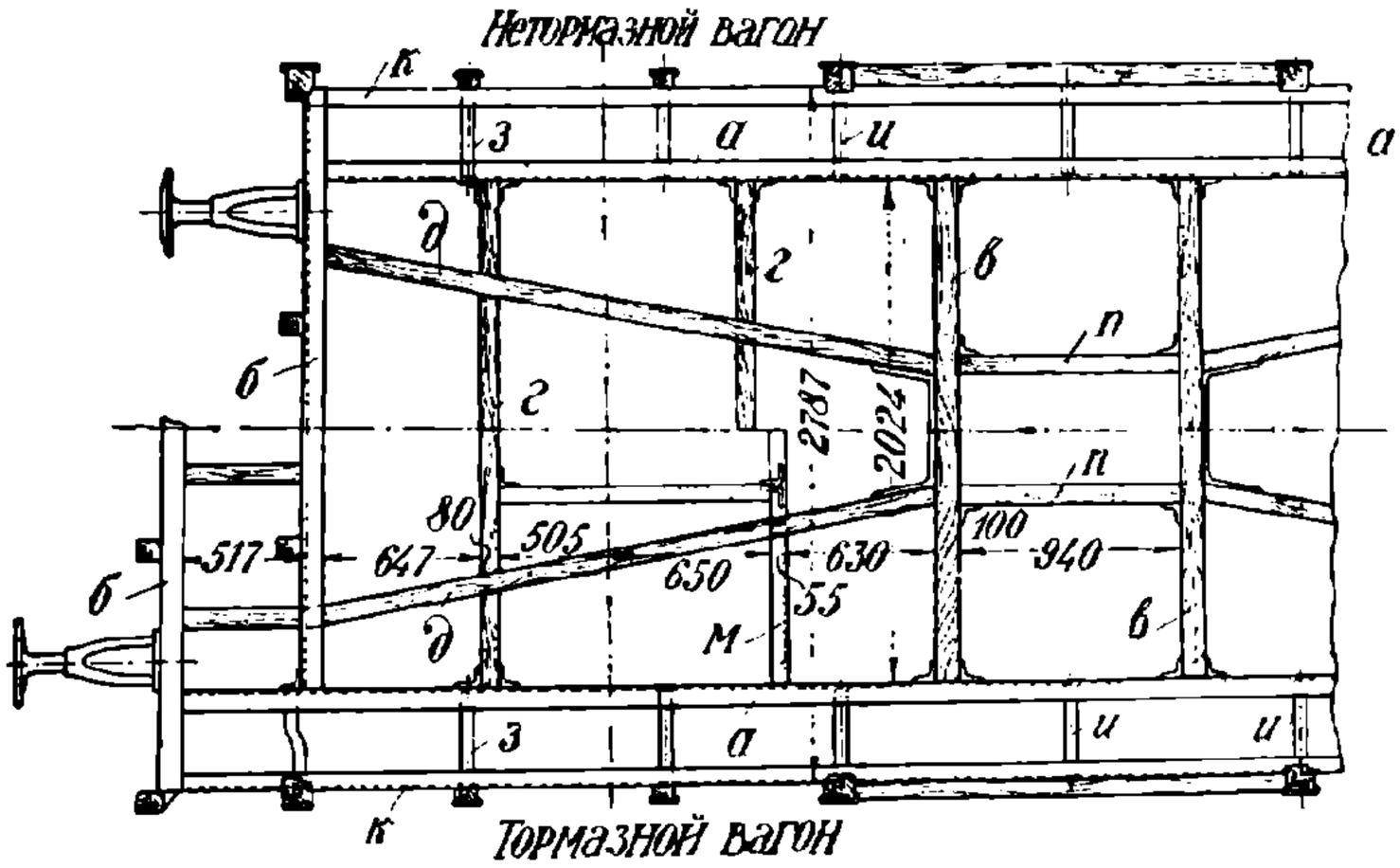
У двубуферных рам (фиг. 222) сжимающие усилия воспринимаются боковыми швеллерами, которые и несут всю статическую и динамическую нагрузку и нагрузку от буферного удара. Так как при двух буферах сжимающие усилия могут распределяться неравномерно, например при входе вагона на .закругление, то необходимо для большей жесткости рамы ставить раскосы и поперечные скрепляющие брусья.

Двубуферные рамы с несквозною упряжью (фиг. 223) кроме раскосов и поперечных балок должны иметь продольные скрепления, способные воспринимать растягивающие усилия.

У однобуферных или центральнобуферных рам (фиг. 230) сжимающие и растягивающие усилия воспринимаются хребтовыми балками, поставленными посредине рамы, вдоль ее. В целях упрощении конструкции и уменьшения веса целесообразно на хребтовые балки пере-

НТБ ДНУЖТ

дать всю или часть статической и динамической нагрузок, которым подвергается рама.



Фиг. 222.

Конструкция рамы зависит также от устройства ходовых частей, и в этом отношении рамы можно разделить на две группы:

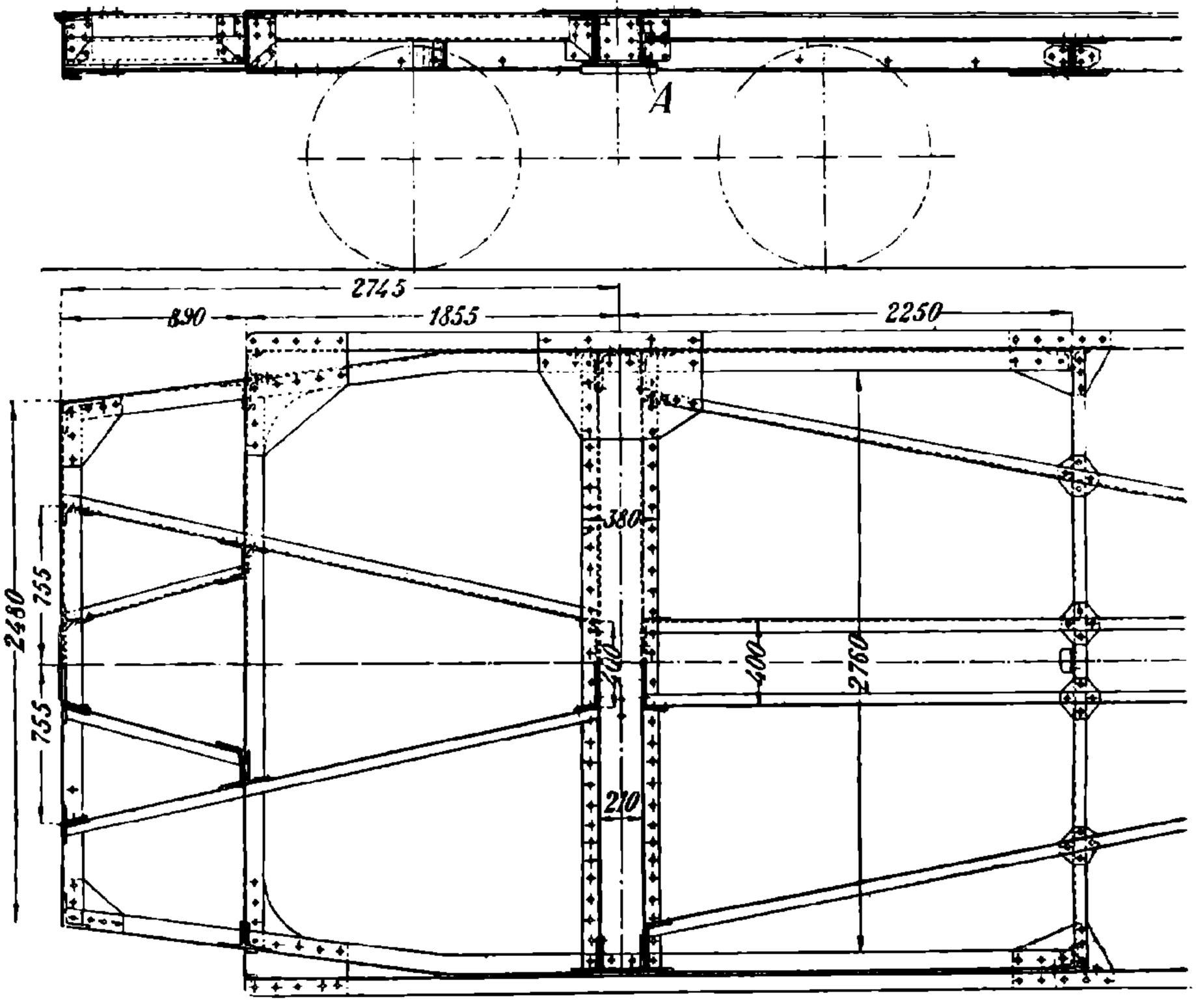
Фиг. 223.

1) рамы с подвескою рессор непосредственно к швеллерам (двух- и трехосные вагоны и четырехосные нетележечные);

2) рамы вагонов с тележками.

НТБ ДНУЖТ

Основным конструктивным отличием рам тележечных вагонов является наличие у них шкворневых брусьев *А* (фиг. 224), или так называемых болстеров. Болстер служит для укрепления шкворневого пятника и скользунов, при посредстве которых рама опирается на тележки.



Фиг. 224.

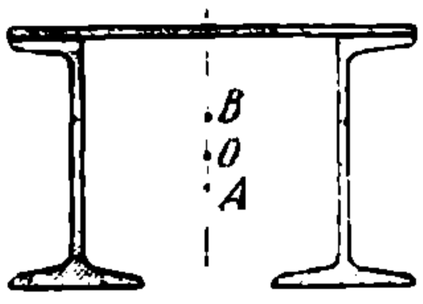
Рамы первоначально строились деревянными, но, с увеличением подъемной силы вагонов и веса поездов, прочность таких рам оказалась недостаточной, и постепенно стали переходить на железные рамы с деревянными внутренними частями, а затем на рамы, сделанные исключительно из железа.

Сжимающие и растягивающие усилия, которым подвергается вагон при следовании в поезде и во время маневров, должны восприниматься рамою вагона; кузов вагона должен быть полностью разгружен от влияния этих усилий. Для большей прочности швеллерной рамы в отношении сопротивления сжимающим и растягивающим усилиям необходимо, чтобы направление этих усилий совпадало с нейтральной осью поперечного сечения швеллеров. При несоблюдении этого требования необходимо соответственно усиливать и, следовательно, утяжелять раму, так как в противном случае будут неизбежны прогибы швеллеров рамы в свешивающихся частях (от шкворневого

НТБ ДНУЖТ

до буферного бруса) вследствие изгибающего момента, величина которого равна силе буферного удара, умноженного на плечо, равное расстоянию центра буферов от нейтральной оси поперечного сечения швеллеров рамы. Прогибы швеллеров рамы в свешивающихся частях на практике часто наблюдаются у наших пассажирских вагонов на тележках Пульмана и Фетте, так как вследствие большой высоты этих тележек приходится для соблюдения установленного возвышения буферов над головкою рельса отступать от указанного условия. У наших нормальных 18-метровых вагонов центры буферов расположены ниже нейтральной оси поперечного сечения швеллеров на 45 *мм*.

Иногда смещение нейтральной оси поперечного сечения рамы относительно его геометрического центра делается умышленно, чтобы получить изгибающие моменты при буферном ударе с обратным знаком. Для этой цели в Америке прокатываются специальные швеллера (тавробимсы) профиля, показанного на фиг. 225. Эти швеллера применяются специально для хребтовых балок; в свешивающейся части рамы они ставятся без накладки сверху, а в средней части — с накладкой. Если геометрический центр сечения хребтовой балки будет находиться в точке *O* и будет совпадать с направлением буферного удара, то центр тяжести сечения хребтовой балки в свешивающейся части будет находиться в точке *A* ниже точки *O*, а в средней части в точке *B* выше точки *O*. Благодаря этому изгибающие моменты от буферного удара в свешивающейся и средней частях рамы будут иметь направление, обратное изгибающим усилиям от собственного веса вагона и нагрузки, будут стремиться изгибать раму кверху и, следовательно, разгружать ее.



Фиг. 225.

2. Рама со сквозною упряжью вагонов без тележек

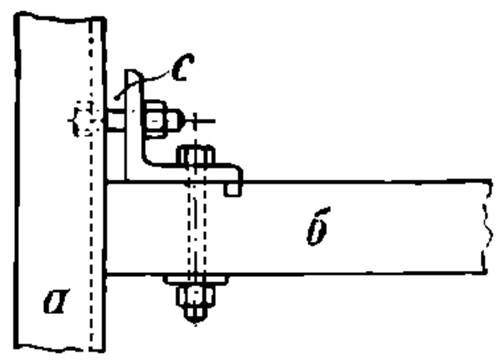
Такого типа раму имеют все наши старые двух- и трехосные товарные и пассажирские вагоны. На фиг. 222 изображена рама нормального товарного вагона 1892 г. Рама этого вагона состоит из двух продольных железных швеллеров *а*, профиля № 24 и двух концевых поперечных железных брусьев *б* корытного профиля № 24. На концевых поперечных брусьях *б* укрепляются буфера, и поэтому эти брусья называются буферными брусьями. В средней части рама имеет два средних поперечных бруса *в* и два продольных *п*, четыре поперечных промежуточных бруса *г* и четыре диагональных бруса *д*. Средние поперечные брусья *в* и продольные *п* между ними служат для укрепления на раме упряжного аппарата и называются поэтому аппаратными. Все поперечные, аппаратные и диагональные брусья рамы этого вагона – из дубового дерева. У рам тормозных вагонов поперечные

НТБ ДНУЖТ

брусья *м*, на которых подвешиваются тормозные колодки и рычаги, делаются железными. Продольные швеллера склепываются с буферными брусьями помощью угольников и угловых накладок с нижней стороны рамы. Соединение швеллеров с поперечными деревянными брусьями производится болтами при посредстве угольников, у которых одна полка отогнута и поддерживает брус снизу. Аппаратные брусья соединяются с поперечными без шипов помощью таких же угольников.

К наружной стороне боковых швеллеров рамы приклепаны железные кронштейны *з* из полосового железа размером 50 × 12 *мм*, к которым укрепляются нижние обвязочные угольники *к* и стойки кузова; посредине длины швеллеров приклепаны кронштейны *п*, служащие для поддержки дверного порога.

Рамы, состоящие из деревянных частей, кроме меньшей прочности имеют тот недостаток, что деревянные брусья со временем от усушки сокращаются в своих размерах как по длине, так и в ширину. Последствием этого явления получается ослабление болтов, неплотное прилегание в стыках и потеря жесткости в узловых соединениях. При постройке рам с деревянными брусьями необходимо обращать внимание не только на надежное закрепление болтами соединительных частей, но и на возможность подтягивания болтов впоследствии.



Фиг. 226.

Для этого следует при сборке оставлять небольшие зазоры *с* между угольниками и балками (фиг. 226). Эти зазоры дают возможность при усадке бруса *б* притянуть торец его опять вплотную к брусу *а*.

3. Рама с хребтовой балкой

На фиг. 223 изображена конструкция железной рамы двухосного 14-метрового пассажирского вагона. Рама этого вагона состоит из двух боковых и двух средних (хребтовых) продольных балок коробчатого профиля № 26 (260 × 90 × 10). Буферные брусья сделаны из коробчатых балок того же профиля № 26. Для скрепления боковых швеллеров и хребтовых балок между собою поставлены поперечные балки, которые соединяются с боковыми швеллерами и хребтовыми балками помощью угольников и накладок. Две средние поперечные балки сделаны из коробчатого железа профиля № 26, а остальные из коробчатого железа профиля № 18. Буферные брусья для придания им большей жесткости в виду отсутствия раскосов усилены сверху и снизу широкими накладками. В целях той же жесткости все узлы рам снабжены накладками и угольниками. Для поддержания кузова вагона к боковым швеллерам приклепаны железные кронштейны из полосового железа в количестве 16 штук.

НТБ ДНУЖТ

4. Рама тележечных вагонов

Изображенная на фиг. 224 железная рама четырехосного пассажирского вагона длиною 18 *м* бывшего нормального типа состоит из двух боковых продольных швеллеров коробчатого профиля № 26, двух буферных брусьев профиля № 30 и ряда поперечных балок и диагоналей коробчатого железа различных профилей. Шкворневые балки *А* служат для передачи нагрузки от веса кузова и рамы на тележки и сделаны из двух швеллеров профиля № 24, склепанных между собою помощью накладок и с боковыми швеллерами помощью косынок. Так как в сечении, проходящем через шкворневую балку, боковые швеллера подвержены найбольшему изгибающему моменту от веса свешивающейся части рамы и кузова, то необходимо это сечение усиливать. На фиг. 224 это усиление осуществлено постановкой с внутренней стороны рамы второго швеллера, склепанного с наружным заклепками, поставленными в вертикальных полках. Чтобы свешивающиеся части швеллеров. на длине от шкворневой балки до буферных брусьев, не давали прогиба, после постановки на место кузова концам швеллеров при сборке рам обычно дают небольшой подъем (от 1/300 до 1/400). Для разгрузки свешивающихся частей швеллеров в некоторых деревянных конструкциях кузовов ставят шпренгеля на нижней обвязке обрешетки кузова, при чем колонки шпренгеля помещаются внутри обрешетки над шкворневыми балками и делаются такой высоты, чтобы струны между колонками поместились под окнами; струны для удобства постановки делаются из полосового железа, поставленного широкой полкой вертикально, и скрепляются со стойками кузова болтами или шурупами. Такая конструкция придает деревянному кузову жесткость в вертикальном направлении.

5. Усиление швеллеров рамы

Для усиления швеллеров рамы в средней части обычно ставятся шпренгеля. Простейшего вида шпренгель с одной стойкой и без стяжных гаек имеют рамы наших нормальных 30-футовых платформ. Такая конструкция не позволяет регулировать длину струны шпренгеля, и на практике, вследствие затруднений при сборке, часто наблюдается, что струна имеет зазоры под колонкой. Более совершенная конструкция шпренгеля 18-метровых пассажирских вагонов изображена на фиг. 227. Шпренгель имеет три струны *б* и две распорных стойки, снабженные гайками *а* с правой и левой резьбами. При сборке рамы со шпренгелями швеллерам дают, посредством подвертывания гаек, выгиб кверху на величину, равную половине стрелы прогиба под грузом.

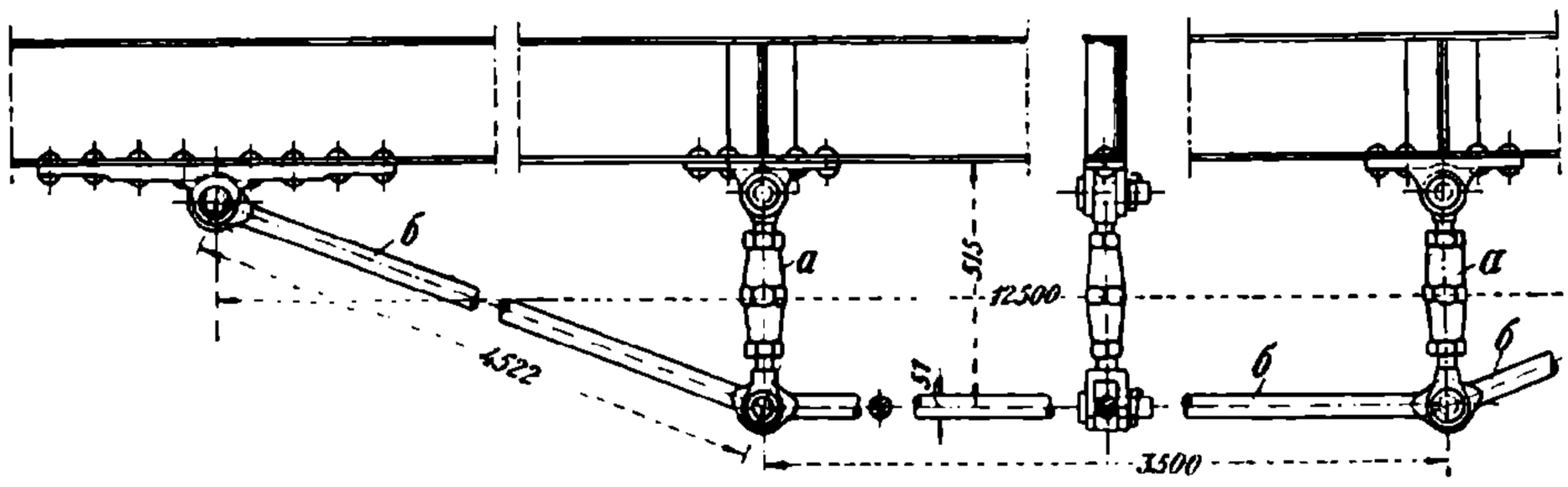
Часто стойки делают постоянной длины, а гайки помещают на струнах шпренгеля. Такой конструкции шпренгеля имеют наши 20-мет-

НТБ ДНУЖТ

ровые пассажирские вагоны. Регулировка шпренгеля такой конструкции производится путем изменения длины шпренгельных струн.

У рам с хребтовыми балками шпренгеля могут быть поставлены на боковых или на хребтовых балках или на тех и других одновременно в зависимости от того, при каком расположении шпренгеля можно получить меньший вес и большую прочность рамы.

Взамен усиления балок рамы помощью шпренгелей балки делаются штампованными или клепанными с переменным сечением в форме брусьев равного сопротивления. Такая конструкция получила в последнее время широкое распространение на дорогах в Америке. Преимущество этой конструкции против шпренгельной заключается в том,



Фиг 227.

что при происшествиях шпренгеля часто повреждаются (например груженный товарный вагон с поврежденными у него шпренгелями нельзя ни поднять, ни перевозить, и надо его перегружать), тогда как повреждение балок в форме брусьев равного сопротивления менее вероятно.

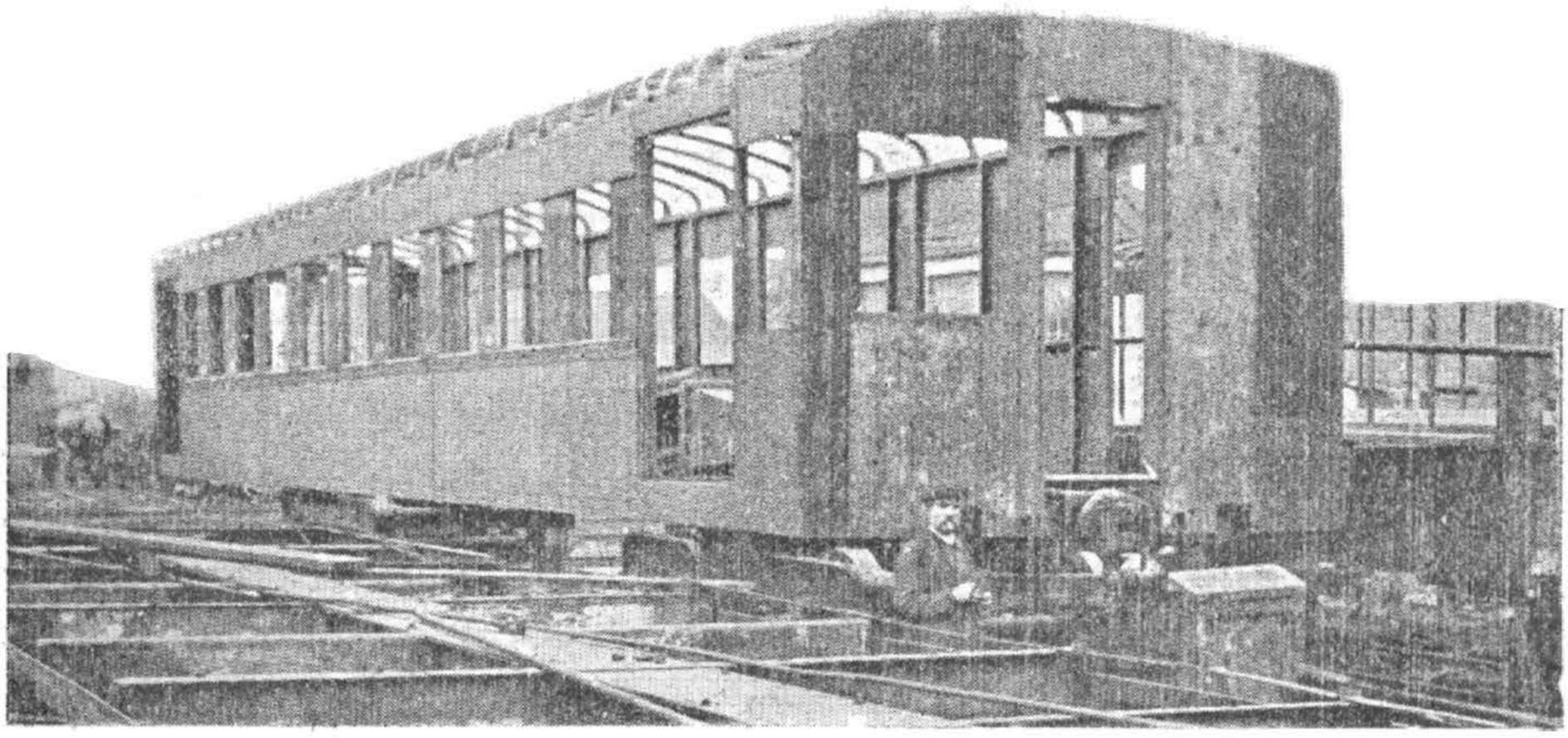
Шпренгеля применяются преимущественно для пассажирских вагонов, у которых переменная нагрузка не велика по сравнению с собственным весом кузова. Поэтому регулировка шпренгеля у пассажирского вагона может быть осуществлена в порожнем состоянии его. У товарных же вагонов, у которых нагрузка значительно превышает собственный вес кузова, правильность установки шпренгеля необходимо проверить в груженном состоянии, чтобы получить те прогибы и напряжения, которые предусмотрены проектом. Для того чтобы регулировку шпренгеля осуществить правильно, необходимо вагон нагрузить, проверить прогибы всех частей рамы, затем снять груз, произвести регулировку и вновь нагрузить для проверки сделанной регулировки. Очевидно, что такой способ не приемлем для ремонта и постройки товарных вагонов, так как ремонт и постройка их имеют массовый характер. Однако если при наличии шпренгеля описанной выше конструкции не будет сделана надлежащая регулировка его, то в брусьях рамы вагона могут возникнуть напряжения, превышающие предел пропорциональности, вследствие чего может наступить прежде-

НТБ ДНУЖТ

временная усталость металла и, как следствие ее, появление трещин. Поэтому надо признать применение шпренгеля для товарных вагонов неприемлемым, и в тех случаях, когда необходимо прибегать к усилению балок шпренгелями, лучше делать балки в форме брусьев равного сопротивления и в крайнем случае, если изготовление таких брусьев встретит затруднения, делать конструкцию шпренгеля клепанной за одно целое с балками рамы в виде фермы. При сборке таких шпренгелей для регулировки их перед клепкой должны быть приняты во внимание прогибы, которые балки будут иметь под грузом. Прогибы эти должны быть определены теоретически и проверены на пробных вагонах.

6. Рамы вагонов с металлической обрешеткой кузова американского типа

С 1916 г. на дорогах Сев. Америки введена конструкция пассажирских вагонов с металлическими кузовами, составляющими одно

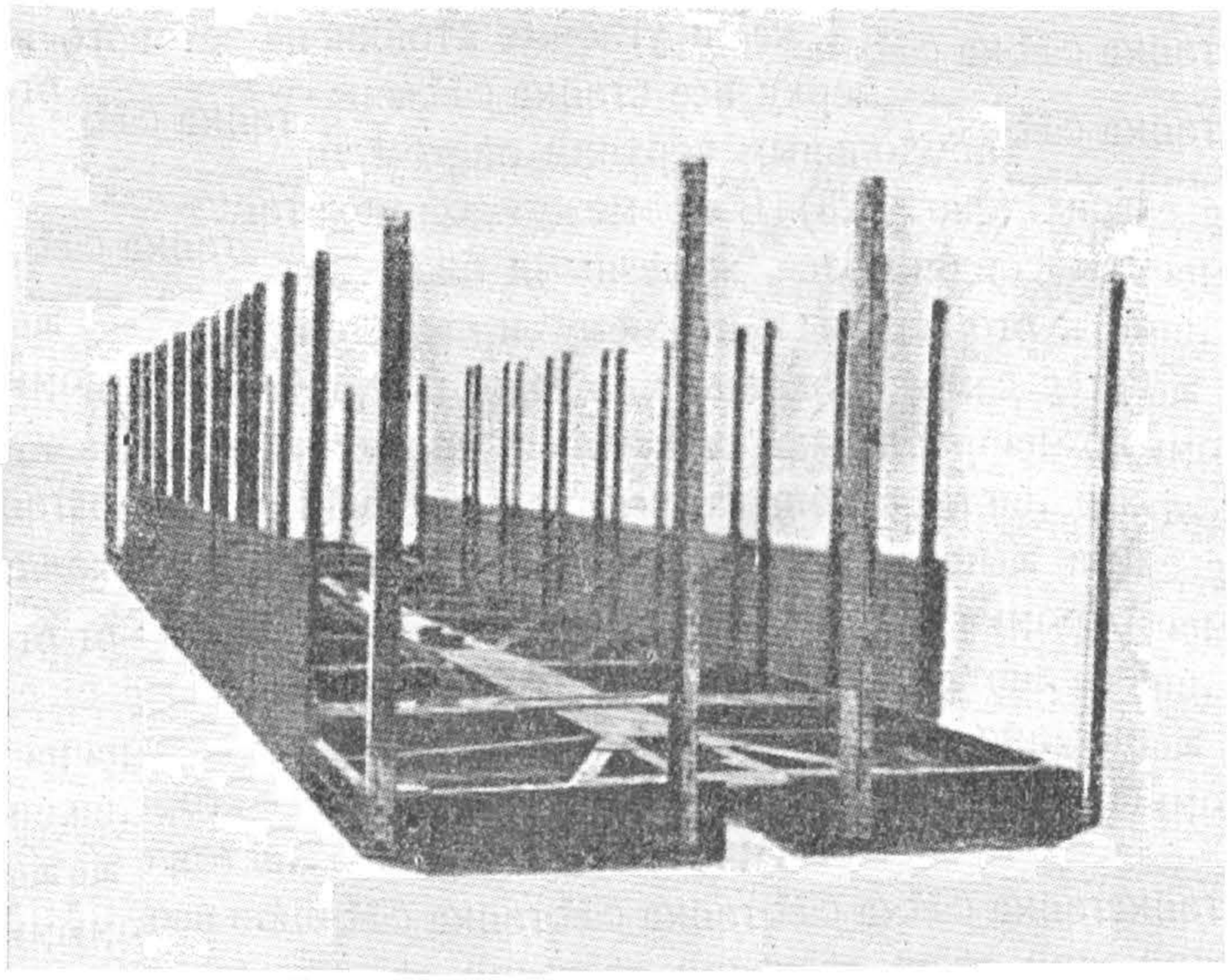


Фиг. 228.

целое с рамой. В настоящее время на дорогах Сев. Америки все пассажирские вагоны строятся такого типа. У нас такая конструкция применена для вагонов электрической тяги Московского участка Северных железных дорог. Общий вид кузова этого вагона показан на фиг. 228. Устройство железной рамы показано на фиг. 229 и 230. Посредине рамы расположены две хребтовые балки *a* (фиг. 230) из

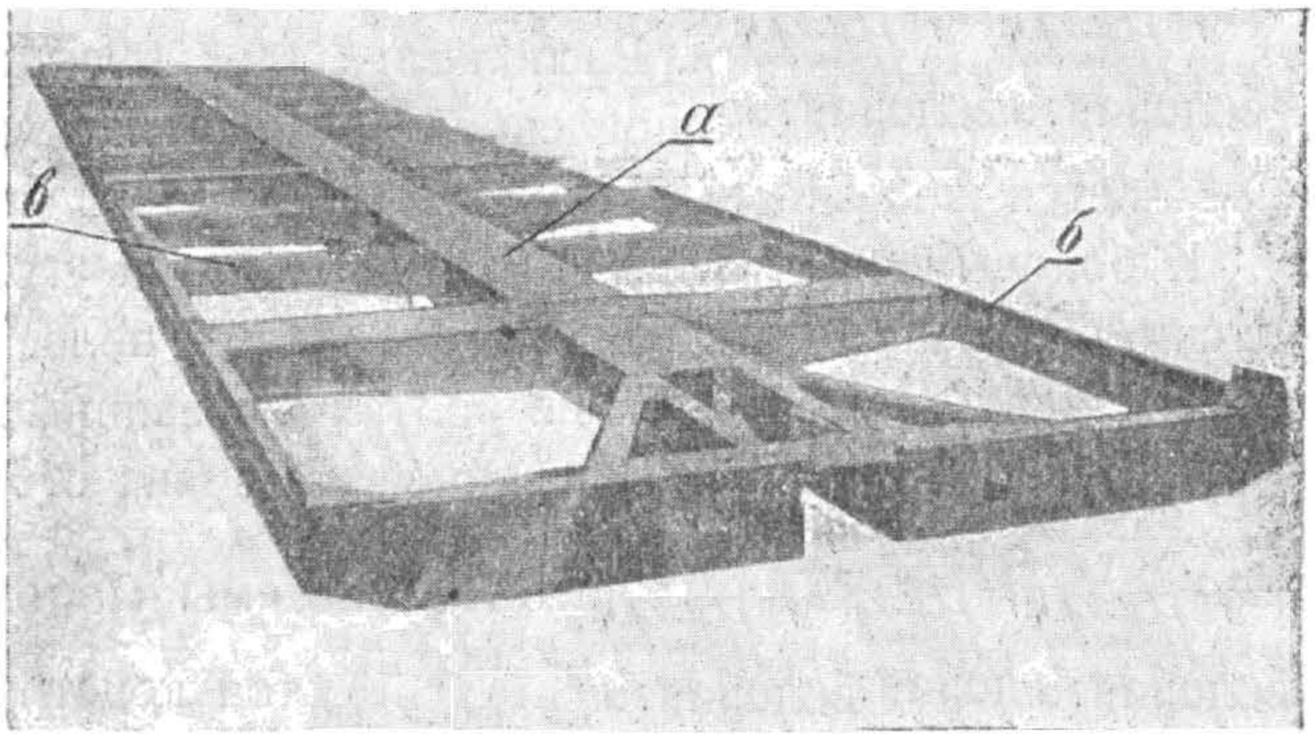
НТБ ДНУЖТ

коробчатого железа № 26 во всю длину рамы между буферными брусьями. Хребтовые балки *а*, усиленые по всей длине накладкой из



Фиг. 229.

полосового железа 510 × 8 *мм*, принимают на себя часть статической нагрузки и целиком передают тяговые и ударные усилия. Боковые продольные балки *б* образуются из углового железа 130 85 × 10. Хребтовые балки соединяются с боковыми балками помощью поперечных штампованных балок *в* (диафрагм). Буферные брусья сделаны из коробчатого железа № 30; каждый буферный брус состоит из двух частей, соединенных между собой в средине стальной коробкой, чтобы поместить головку автоматической американской сцепки.



Фиг. 230.

Буферные брусья и хребтовая балка соединяются сверху и снизу накладками и диагоналями из углового железа 100 × 65 × 10 *мм*. К боковым продольным угольникам, заменяющим боковые швеллера и

НТБ ДНУЖТ

нижнюю обвязку, приклепаны вертикальные продольные железные листы толщиною в 4 *мм* (фиг. 229) до высоты подоконников. К этим листам и боковым продольным угольникам приклепаны штампованные коробчатые стойки толщиной в 4 *мм* и угловые стойки из зетового железа профиля $100 \times 75 \times 6$ *мм*. Вверху все стойки связаны обвязочным брусом зетового сечения и продольным верхним листом толщиною в 3 *мм* во всю длину вагона (фиг. 228). В промежутках между окнами нижний и верхний листы соединяются железными листами толщиной в 3 *мм*, приклепанными к стойкам и к нижнему и верхнему листам. Верхний лист склепывается с междуоконными в нахлестку, при чем шов должен быть сделан по направлению стекающей дождевой воды, а нижний и междуоконные листы склепываются при помощи фасонной планки в форме карниза, выштампованной из полосового железа толщиною в 5 *мм*. Нижняя кромка соединительной планки прямая и приклепывается снаружи нижнего листа, верхняя кромка этой планки между окнами прямая, а в оконных просветах выштампована внутрь окон; между окнами соединительная планка приклепывается с внутренней стороны междуоконных листов. Таким образом предохраняются швы листов от затекания между ними воды. В металлических конструкциях вагонов все соединения отдельных частей, чтобы предохранить их от ржавления, должны быть выполнены так, чтобы дождевая вода не могла проникнуть в стыки между листами и за железную обшивку. Шпаклевка и окраска частей металлических конструкций в виду возможности отставания не могут обеспечить надлежащую герметичность соединений металлических частей кузова.

Продольные нижние листы для увеличения их жесткости скреплены с хребтовыми балками при помощи раскосов (фиг. 229). Эти раскосы делаются из полосового железа с проштампованным посредине желобом для жесткости. Располагаются раскосы между спинками диванов, и в вагоне с установленной мебелью их незаметно. Вверху кузов скрепляется железными дугами из коробчатого и углового железа.

К боковым балкам рамы укрепляются на угольниках деревянные бруски, служащие для укрепления досок пола. К стойкам и дугам крыши также укрепляются на болтах деревянные бруски, к которым прибивается изоляция и деревянная обшивка стен, потолка и крыши.

7. Рамы вагонов системы Полонсо

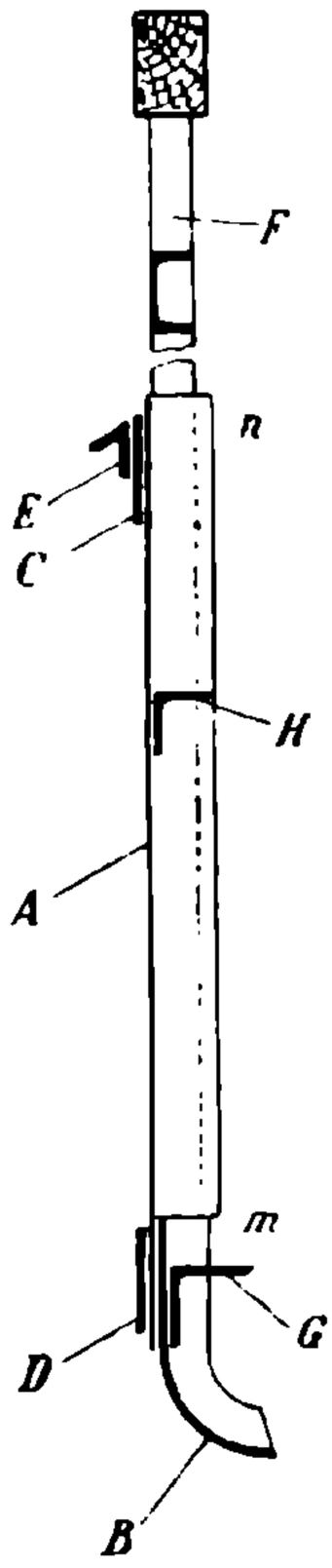
До введения описанной американской конструкции металлических вагонов на наших (Сев.-Кавказкие ж. д.) и на заграничнах дорогах для пассажирских вагонов применялись полуметаллические кузова системы Полонсо.

В нижней части до подоконников вагоны системы Полонсо имеют конструкцию такую же, как описанная выше американская.

К железному листу *A* толщиною в 4 *мм* и высотою от подоконников до низа рамы (фиг. 231) приклепан с внутренней стороны

НТБ ДНУЖТ

штампованный угольник *B* с закругленным очертанием угла, заменяющий боковые балки рамы. Для увеличения момента сопротивления пеперечного сечения фермы с наружной стороны листа *A* приклепаны во всю длину фермы поясные планки *C* и *D* толщиною в 6 *мм* и угольник *E*, толщиною в 10 *мм*, верхняя полка которого имеет наклон в 45° для стока дождевой воды. Листы *A* склепываются между собою в притык при помощи вертикальных планок снаружи фермы, расположенных между поясными планками *C* и *D* и имеющих одинаковое с ними поперечное сечение.



Фиг. 231.

Для укрепления деревянных частей кузова к ферме приклепаны внизу угольники *G*, к которым укрепляются на болтах нижняя обвязка полового настила и угольники *H* (на длине *mn*), к которым на болтах укрепляются деревянные стойки кузова. В промежутках между стойками к ферме приклепаны железные стойки *F* (шпангоуты) из коробчатого железа профиля № 8. Выше фермы стены кузова зашиваются деревянной обшивкой и снаружи покрываются обшивочным железом или обшивкой тикового дерева, как и стены обыкновенных вагонов с деревянными кузовами. Обшивочное железо и тиковое дерево должны перекрывать верхнюю кромку листа *A* фермы, чтобы дождевая вода не могла попасть на внутренние поверхности фермы. В вагонах с фермами системы Полонсо и в описанной американской конструкции, во избежание попадания воды в междуоконное пространство и ржавления железных листов, окна делаются подъемными кверху. Все металлические части ферм Полонсо и американской конструкции с целью более надежного приставания краски должны быть очищены от окалины и ржавчины до чистого металла помощью пескоструйных аппаратов.

Введение американской металлической конструкции кузова и полуметаллической системы Полонсо преследует главным образом замену дубового дерева железом и увеличение прочности вагонов настолько, чтобы они были безопасными для жизни пассажиров в случае всякого рода происшествий и крушений поездов.

Вагоны с металлическими кузовами на французских дорогах делаются не клепанными, а сварными. Сваркой достигается уменьшение веса и увеличение прочности.

8. Изготовление железных рам

Перед тем как приступить к обработке швеллеров, их приходится править под линейку, так как после прокатки швеллера имеют значительные неровности. Правка производится на специальных правильных станках или на ручном прессе.

НТБ ДНУЖТ

После правки швеллеров приступают к разметке их. При правке допускаются местные просветы до $1^1/_2$ *мм*. Разметка производится по шаблону, прикрепленному к швеллеру прочно струбцинками, при чем по шаблону намечаются дыры для сверления и линии обреза концов. При разметке необходимо наносить с шаблона риски центров осей на всех трех полках швеллера. Сверление производится на сверлильном станке. В виду того, что при сборке рамы некоторые дыры в швеллерах не сходятся с дырами накладок, их приходится сверлить меньшего диаметра на 2 *мм* и затем рассверливать на месте вновь при сборке рамы. Несовпадение дыр бывает как от неточности в размерах самих швеллеров после прокатки, так и от неточности сверловки. В Америке дыры в швеллерах не сверлятся, а прокалываются на больших прессах до 150 шт. за один раз, после чего их развертывают пневматическими развертками или рассверливают на станках, чтобы удалить деформированную при проколке дыр часть металла, могущую служить причиной образования трещин. По нормам, установленным американской практикой, рассверливание дыр после проколки требуется на $^1/_8''$ по диаметру.

Концы полок у швеллеров для соединения с буферными брусьями обрезаются на фрезерном станке или высверливаются. Более экономно скалывать их на специальных прессах.

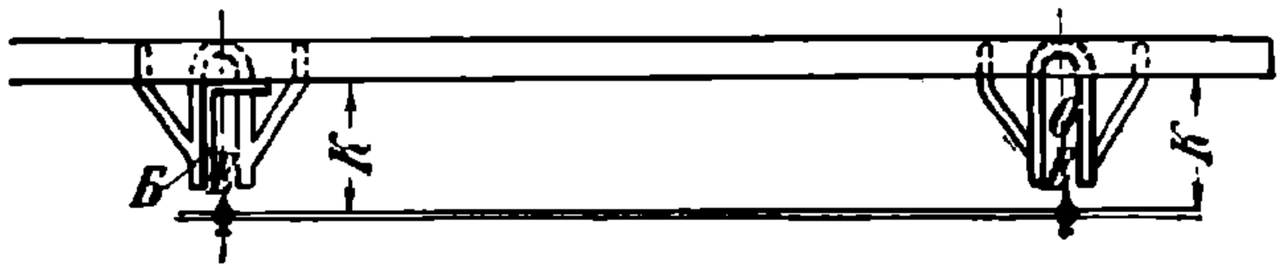
Для сборки рам устанавливают козлы, выверяют их по уровню и раскладывают на них швеллера. После раскладки швеллеров ставятся поперечные балочки и другие детали. Части, которые подлежат склепыванию, должны быть покрашены по соединяемой поверхности. После сборки деталей на временных болтах проверяется совпадение всех дыр. При несовпадении дыры должны быть рассверлены, что обычно производится пневматической или электрической сверлильной машинкой на месте. Расправка бородком при несовпадении дыр не должна допускаться во избежание появления трещин.

Клепка производится или пневматическими молотками или специальными клепальными машинами. Заклепки, имеющие косину относительно своей оси и слабые по звуку, при пробе молотком не допускаются.

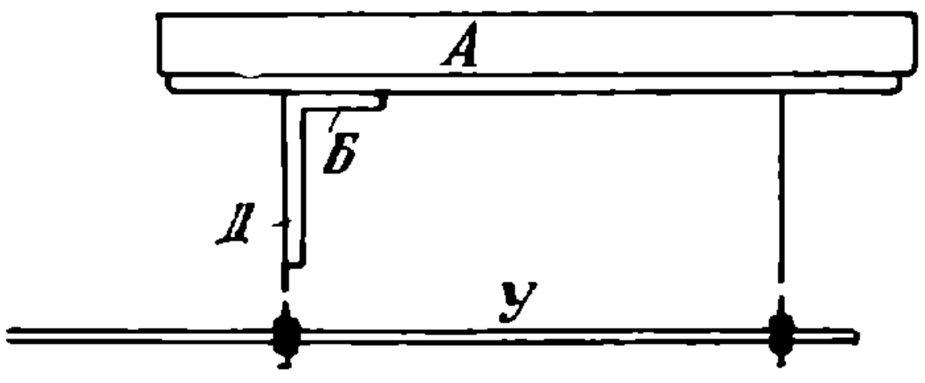
Проверка склепанной рамы производится следующим образом: сначала проверяют под линейку плоскости полок всех швеллеров и размеры рамы по ширине. При проверке рама должна быть установлена горизонтально по уровню. По ширине рамы (между вертикальными полками боковых швеллеров) могут быть допуски в сторону увеличения в 4 *мм* и в сторону уменьшения—в 3 *мм*, при чем расстояние сверху и снизу рамы должно быть равным. Далее при помощи штихмасса проверяется расстояние между центрами буксовых лап по длине и по диагоналям по кернам, нанесенным при разметке на швеллерах. По длине между кернами центральных линий осей может быть допу-

НТБ ДНУЖТ

щена непараллельность их не более 2 *мм*. Проверка установки кузовных кронштейнов производится при помощи деревянных шаблонов. Буксовые лапы должны быть поставлены так, чтобы рабочие кромки их находились под прямым углом с нижней плоскостью рамы. Буксовые лапы после постановки должны быть проверены как по отношению к раме вагона, так и в отношении взаимного их расположения. Сначала производится проверка перпендикулярности каждой лапы к швеллеру и параллельности рабочих кромок лап. Проверка производится так (фиг. 232): прикладывают угольник *Б* одной стороной к нижней полке швеллера, а другой стороной к внутренней стороне каждой кромки лапы. Неправильная постановка лапы обнаружится отклонением от угольника в ту или другую стороны. Затем проверяется отвесное положение и взаимная параллельность буксовых лап. Для этого к нижним полкам швеллеров поперек вагона снизу прикладывают линейку *А* (фиг. 233), а к последней прикладывают угольник *БД* таким образом, чтобы другая сторона его касалась вертикальной кромки буксовых лап с задней стороны. При правильной постановке лапы угольник должен плотно прилегать к кромке. Правильность (равенство) расстояний между кромками буксовых лап одной и той же оси проверяется шаблоном (фиг. 232). Эта проверка имеет значение на размеры зазоров между буксой и лапой. Равенство расстояний между буксовыми лапами каждой стороной проверяется так: для каждой буксовой лапы определяется средняя точка *Е* (фиг. 232) и при помощи штихмасса с раздвигающимися ножками измеряется расстояние между этими точками с обеих сторон.



Фиг. 232.



Фиг 233.

Расстояние *К* от нижней полки швеллера также проверяется. Для проверки правильности (равенства) расстояний буксовых лап поперек вагона пользуются штихмассом-нутрометром *У* с выдвижной частью (фиг. 233). Равенство расстояний буксовых лап по диагоналям проверяется подобным же образом.

Рессорные кронштейны должны быть поставлены на равном расстоянии от центрального керна на нижней полке швеллера. При проверке по штихмассу по диагоналям через центры рессорных кронштейнов одной и той же оси допускается разница диагоналей ни более 3 *мм*. В поперечном направлении центры кронштейнов должны укладываться в пределах от 3 до 4 *мм*, но расстояния в поперечном направлении каждой пары кронштейнов одной и той же оси должны быть равны между собой.

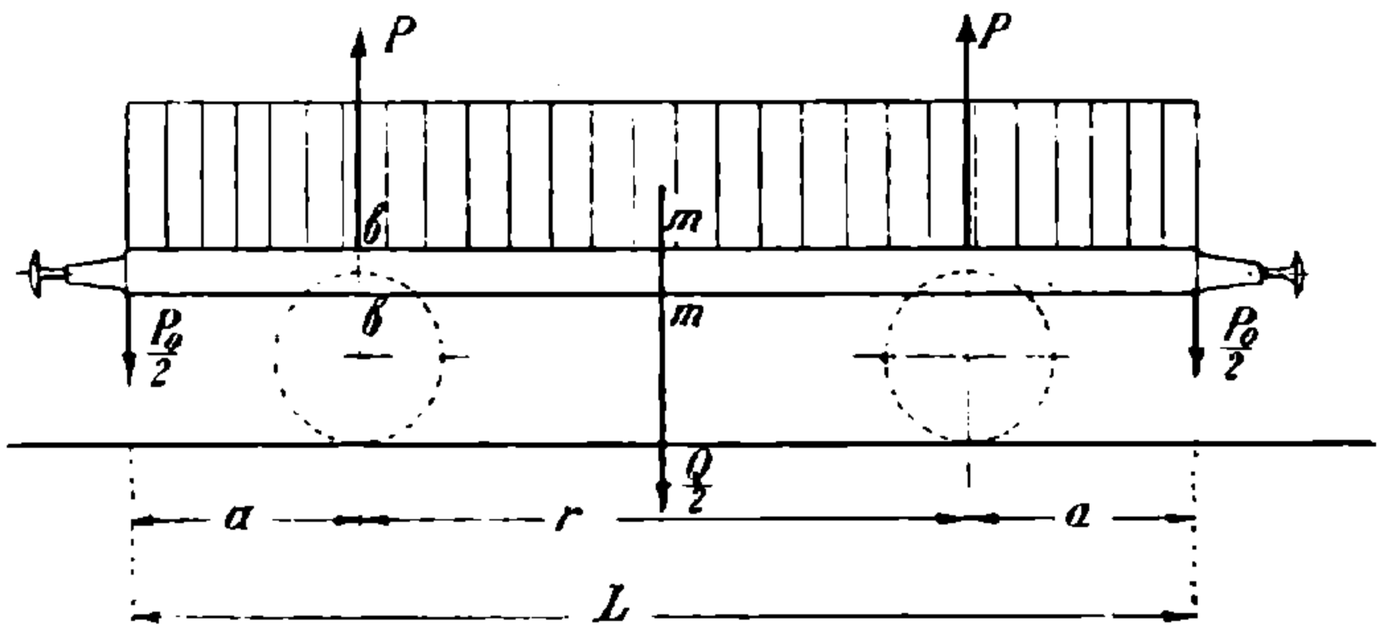
НТБ ДНУЖТ

9. Зависимость между длиною и свешивающимися за опорами концами рам

Длина свешивающихся за опорами концов рамы находится в зависимости от длины ее и от распределения действующих сил, т. е. от расположения колесных пар или тележек. Зависимость между длиною рамы и свешивающимися за опорами концами рамы определяется из условия положения равновесия под влиянием действующих на раму сил.

А. Нетормозной вагон

Предположим, что швеллер рамы двухосного нетормозного вагона (фиг. 234) находится под действием следующих сил:



Фиг. 234.

$\frac{Q}{2} = q\,L$ — равномерно распределенной нагрузки от веса рамы, кузова и груза;

$\frac{P_o}{2}$ — сосредоточенной нагрузки от веса концевых стен, буферных брусьев, буферов и сцепных приборов, приложенной на каждом конце;

P — реакции опор.

При равновесном положении рамы сумма изгибающих моментов в сечении швеллеров bb над опорою и сумма изгибающих моментов в сечении mm, проходящем через центр тяжести рамы и кузова груженного вагоны, должны быть равны, т. е.:

$$M_b = -M_m;$$

$$M_b = \frac{qa^2}{2} + \frac{P_0 a}{2};$$

$$M_m = \frac{qL^2}{8} + \frac{P_0 L}{4} - \frac{P}{2}(L - 2a).$$

Следовательно:

$$\frac{qa^2}{2} + \frac{P_0 a}{2} = \frac{P}{2}(L - 2a) - \frac{qL^2}{8} - \frac{P_0 L}{4},$$

откуда:

$$4qa^2 + 4a(2P + P_0) - L(4P - 2P_0 - qL) = 0 \qquad (1).$$

Из соотношения сил и размеров рамы (фиг. 234) имеем:

$$2P - P_0 = qL,$$

или

$$2P + P_0 = qL + 2P_0;$$

$$4P - 2P_0 - qL = 2qL - qL = qL.$$

НТБ ДНУЖТ

Подставляя эти величины в уравнение (1), получим:

$$a^2 + a\frac{(qL + 2P_0)}{q} - \frac{L^2}{4} = 0.$$

Обозначая $\frac{qL + 2P_0}{q}$ через C, получим:

$$a^2 + aC - \frac{L^2}{4} = 0 \qquad (2).$$

Отсюда, отбрасывая отрицательный корень, имеем:

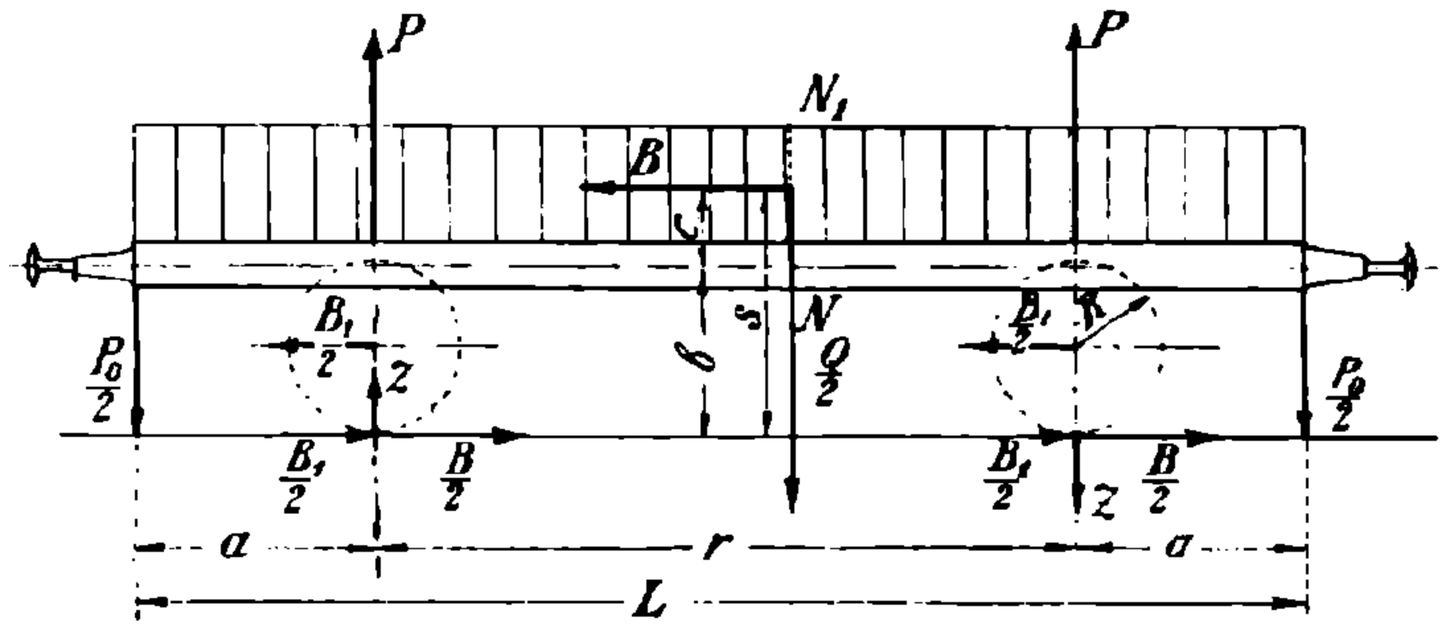
$$a = -\frac{C}{2} + \sqrt{\frac{C^2}{4} + \frac{L^2}{4}} \qquad (3).$$

Величина a и равенство $L = r + 2a$ определяют зависимость между длиною рамы вагона, базою и свесами.

Размеры свешивающихся концов рамы вагонов должны быть согласованы с условием вписывания кузова в габарит на закруглениях. В силу последнего требования на практике от размеров свешивающихся концов рамы, определенных теоретическим путем, приходится отступать в сторону уменьшения и увеличения их.

Б. Тормозной вагон

У тормозного вагона в момент замедления хода вследствие торможения появляется сила инерции B, приложенная в центре тяжести



Фиг. 235.

вагона. Момент этой силы относительно оси вращения, проходящей через точки соприкосновения колес передней оси с рельсами, будет нагружать переднюю по ходу часть швеллеров рамы и разгружать заднюю часть их, вызывая добавочные напряжения в различных сечениях швеллеров. Силу B в самом невыгодном случае можно принять равной тормозному усилию или силе сцепления колес с рельсами.

Предположим, что на каждый швеллер рамы (фиг. 235) действуют силы:

$\frac{Q}{2} = qL$ — равномерно распределенная нагрузка от веса рамы, кузова и груза;

НТБ ДНУЖТ

$\frac{P_o}{2}$ — сосредоточенная нагрузка от веса концевых стен, буферных брусьев, буферов и сцепных приборов, приложенная на каждом конце;

P — реакции опор, равные при равномерной нагрузке:

$$P = \frac{qL}{2} + \frac{P_0}{2} \qquad (1).$$

B — сила инерции от веса рамы кузова и груза без колес, приложенная в центре тяжести кузова и рамы;

B_1 — сила инерции от веса колес, приложенная в центре колес.

Силы B и B_1 дают реакции $\frac{B}{2}$ и $\frac{B_1}{2}$ приложенные в точках соприкосновения колес с рельсами, направленные в сторону, противоположную движению и реакции Z.

Опрокидывающий момент силы B равен:

$$M_b = BS$$

и силы B_1

$$Mb_1 = B_1R.$$

Сумма моментов M_b и M_{b1} равна моменту силы Z относительно оси, проходящей через точку соприкосновения переднего колеса с рельсом:

$$Zr = BS + B_1R.$$

Наибольший момент сил в поперечном сечении швеллера относительно оси $N\ N_1$, проходящей через центр тяжести его, равен:

$$M_r = Bc + \frac{B}{2}b + \frac{B_1}{2}b - \frac{B_1(b-R)}{2};$$

$$M_r = BS + \frac{B_1R}{2} - \frac{Bb}{2}$$

Для обыкновенных вагонов момент B_1R по сравнению с моментом BS настолько мал, что не может иметь практического значения и может быть без существенной погрешности отброшен.

На этом основании можно принять, что:

$$Zr = BS,$$

откуда:

$$Z = \frac{B \cdot S}{r} \qquad (2)$$

и

$$M_r = BS - \frac{Bb}{2} = B\left(S - \frac{b}{2}\right) \qquad (3).$$

Момент всех сил, действующих на швеллер в сечении посредине между колесными парами, равен:

$$M_m = \frac{qL^2}{8} + \frac{P_0L}{4} - \frac{P(L-2a)}{2},$$

НТБ ДНУЖТ

или, подставляя величину P, из уравнения (1) получим:

$$M_m = \frac{cL^2}{8} + \frac{P_0 L}{4} - \frac{pL + P_0}{2}\left(\frac{L}{2} - a\right).$$

Момент всех сил, действующих на швеллер в сечении над колесной парой, равен:

$$M_a + \frac{M_r}{2} = \frac{qa^2}{2} + \frac{P_0 a}{2} + \frac{B}{2}\left(S - \frac{b}{2}\right).$$

Положение равновесия швеллеров определяется равенством моментов

$$M_a + \frac{M_r}{2} = -M_m;$$

$$\frac{qa^2}{2} + \frac{P_0 a}{2} + \frac{B}{2}\left(S - \frac{b}{2}\right) = -\frac{qL^2}{8} - \frac{P_0 L}{4} + \frac{qL + P_0}{2}\left(\frac{L}{2} - a\right),$$

откуда:

$$4qa^2 + 8P_0 a + 4qLa + 4B\left(S - \frac{b}{2}\right) - qL^2 = 0;$$

$$a^2 + a\,\frac{qL + 2P_0}{q} - \frac{L^2}{4} + \frac{B}{q}\left(S - \frac{b}{2}\right) = 0.$$

Приняв для упрощения:

$$\frac{qL + 2P_0}{q} = C,$$

получим:

$$a^2 + Ca - \frac{L^2}{4} + \frac{B}{q}\left(S - \frac{b}{2}\right) = 0,$$

откуда:

$$a = \frac{-C}{2} \pm \sqrt{\frac{C^2}{4} + \frac{L^2}{4} - \frac{B}{q}\left(S - \frac{b}{2}\right)}.$$

10. Расчет рамы

Сжимающие и растягивающие усилия, которым подвергается рама вагона во время следования его в поезде и на маневрах, а также динамические усилия на раму вследствие неровностей пути не могут быть установлены с необходимой для расчета прочности рамы точностью. Из числа всех сил, действующих на раму во время движения вагона в поезде, постоянными силами являются только собственный вес и вес груза, называемые статической нагрузкой. Все же остальные усилия, которым подвергается рама, являются переменными, и поэтому расчет рамы должен производиться на наиболее невыгодное сочетание статической нагрузки с переменными усилиями.

В виду невозможности определить точно величину переменных сил, действующих на раму, таковые принимаются условно на основании данных опыта и практики.

НТБ ДНУЖТ

Таким образом расчет рамы вагонов является в значительной мере условным, и те допускаемые напряжения материала, которые вводятся в расчет, будут не вполне соответствовать напряжениям, действительно развивающимся в частях рамы, и в известных случаях могут быть значительно ниже действительных.

Величину переменных усилий в различных странах, в зависимости от условий эксплоатации, веса поездов, устройства пути и т. п., устанавливают различно. У нас расчеты прочности рам товарных и пассажирских вагонов принято производить на наиболее невыгодное сочетание следующих сил:

1. Статической нагрузки Q_c, которая суммируется из веса груза, собственного веса кузова, рамы и частей тормоза, укрепленных на раме, за вычетом веса концевых стен, буферных брусьев, буферов, сцепных приборов, переходных площадок и пр. Статическая нагрузка принимается равномерно-распределенной по длине рамы.

2. Сосредоточенных сил P_o, приложенных по концам рамы, от веса концевых стен, буферных брусьев, буферов, сцепных приборов и пр.

3. Центробежной силы $F_ц$ при проходе закруглений радиусом 250 *м* со скоростью 50 *км* в час для пассажирских вагонов и 40 *км* для товарных:

$$F_ц = \frac{Q_c V^2}{gR\,(3{,}6)^2}.$$

Сила $F_ц$ увеличивает нагрузку швеллера со стороны внешнего рельса и разгружает противоположный швеллер. Влияние центробежной силы принимается равномерно-распределенной.

4. Силы от давления ветра на кузов и раму вагона

$$F_в = S \cdot p,$$

где S — поверхность кузова и рамы, а p — давление на 1 $м^2$ поверхности, принимаемое при расчетах равным 150 *кг*. Направление силы давления ветра $F_в$ принимается совпадающим с направлением центробежной силы $F_ц$.

Таким образом принимается, что сила давления ветра даст дополнительную равномерно-распределенную нагрузку на швеллер, суммирующуюся с нагрузкой от центробежной силы.

5. Силы инерции кузова и рамы при экстренном торможении, которую в самом невыгодном случае можно принять равной силе сцепления колес с рельсами,—приложенной в центре тяжести кузова и рамы:

$$F_и = Q_c f,$$

где f—коэфициент трения между бандажом и рельсом, равный, 0,15.

Сила инерции $F_и$ увеличивает нагрузку передней по ходу поезда половины рамы и разгружает заднюю половину.

6. Силы буферного удара или тягового усилия.

НТБ ДНУЖТ

При автоматической сцепке сила буферного удара и тяговое усилие принимаются в 80 *m* [1]. При винтовой сцепке тяговое усилие принимается в 40 *m*, а сжимающее усилие на буфер—в 20 *m* [2].

7. Нагрузки на раму от подвесок тормозных колодок при торможении.

Силы, действующие на раму, вызывают реакции опор и реакции в соединениях частей рам. Как силы реакции, так и усилия, возникающие в частях рам, по своему расположению и относительной величине зависят от конструкции рамы. В зависимости от этого находится и ход расчета рамы. В отношении различий в ходе расчета рам необходимо отметить следующие основные особенности.

Расчет рам, не имеющих жесткой связи с обрешеткой кузова, например рам вагонов с деревянным кузовом, ведется в предположении, что вся нагрузка воспринимается только рамой.

При расчетах рам, составляющих одну систему с обрешеткой кузова, принимается, что нагрузки, действующие на вагон, за исключением горизонтальной силы буферного удара и растягивающих усилий, воспринимаются рамой и обрешеткой кузова.

При расчете рамы без хребтовой балки принимается, что нагрузка и все усилия воспринимаются двумя крайними продольными швеллерами рамы, а при расчете рамы с хребтовой балкой принимается, что нагрузка соответственно распределяется между хребтовой балкой и боковыми швеллерами.

В рамах двухосных и трехосных вагонов реакции опор действуют непосредственно через рессорные подвески на боковые швеллера рамы, а в тележечных вагонах реакции опор передаются на продольные балки рамы через шкворневой брус.

а) Расчет швеллеров рамы без хребтовой балки двухосного нетормозного вагона

Нагрузка от веса, приходящаяся на единицу длины швеллера, составляет: $q_c = \frac{Q_c}{2L}$,

где Q_c—вес кузова, собственный вес рамы и временная нагрузка,
L—длина швеллера.

---

[1] Величина силы буферного удара и тягового усилия устанавливается опытным путем и зависит от веса поезда, условий эксплоатации и скорости, допускаемой при производстве маневров. На дорогах САСШ сила буферного удара и тягового усилия была принята для расчета хребтовых балок и упряжных приборов в 250 000 англ. фунтов или 113,4 метр. *m*; в настоящее время для тяжелых поездов эта сила повышена до 150 *m*. На дорогах Западной Европы упругое сопротивление упряжных приборов принято в 65 *m*. У нас для расчета прочности рамы и автоматической сцепки сила буферного удара и тягового усилия принята в 80 *m*, т. е. 70% от нормы дорог САСШ.

[2] На германских и французских дорогах буферные пружины имеют упругое сопротивление в 15—20 *m*.

НТБ ДНУЖТ

Нагрузка от влияния центробежной силы $F_ц$ вызывает увеличение нагрузки на швеллер со стороны внешнего рельса и уменьшение на швеллер с противоположной стороны на величину

$$Q_ц = \frac{F_ц h}{B},$$

где h—высота центра тяжести кузова и рамы над головкой рельс, B—расстояние между центрами тяжести швеллеров.

Давление ветра $F_в$ вызывает увеличение нагрузки на швеллер со стороны противоположной ветру и уменьшение нагрузки со стороны ветра на величину:

$$Q_в = \frac{F_в h_1}{B},$$

где h_1—расстояние точки приложений равнодействующей давления ветра от головки рельса.

Нагрузка от силы инерции кузова $F_и$ при экстренном торможении увеличивает нагрузку передней половины швеллеров (по ходу поезда) на величину:

$$Q_и = \frac{F_и h_2}{L_c},$$

где h_2 — высота центра тяжести кузова над центром колесной пары,

L_c – база вагона.

Нагрузка $Q_и$ для упрощения расчета предполагается сосредоточенной над колесной парой и принимается во внимание при определении суммарного напряжения в сечении швеллеров между рессорными державками.

В случае нетормозного вагона силы, действующие на швеллер, сводятся к равномерно-распределенной нагрузке на единицу длины швеллера, равной:

$$q = \frac{Q_c}{2L} + \frac{Q_и}{L} + \frac{Q_в}{L},$$

и к сосредоточенным силам P, приложенным на обоих концах швеллера и вызываемым весом концевых стен, буферных брусьев, буферов, сцепных приборов и пр.

Нагрузка на швеллер вызывает 4 силы реакции рессор, приложенные к ушкам рессор и направленные вертикально снизу вверх:

$$Z = \frac{Q_c}{8} + \frac{Q_ц}{4} + \frac{Q_в}{4} + \frac{P}{4}.$$

Действие на швеллер реакции Z может быть заменено действием сил Z_1 и Z_2 (фиг. 236), приложенным непосредственно к швеллеру и направленным в разные стороны, при чем:

$$Z_1 = \frac{l + l_b}{l_b} Z \text{ и } Z_2 = \frac{l}{l_b} Z.$$

НТБ ДНУЖТ

Точками A, B, C, D, E швеллер делится на участки, для которых изгибающие моменты выражаются соответственно:

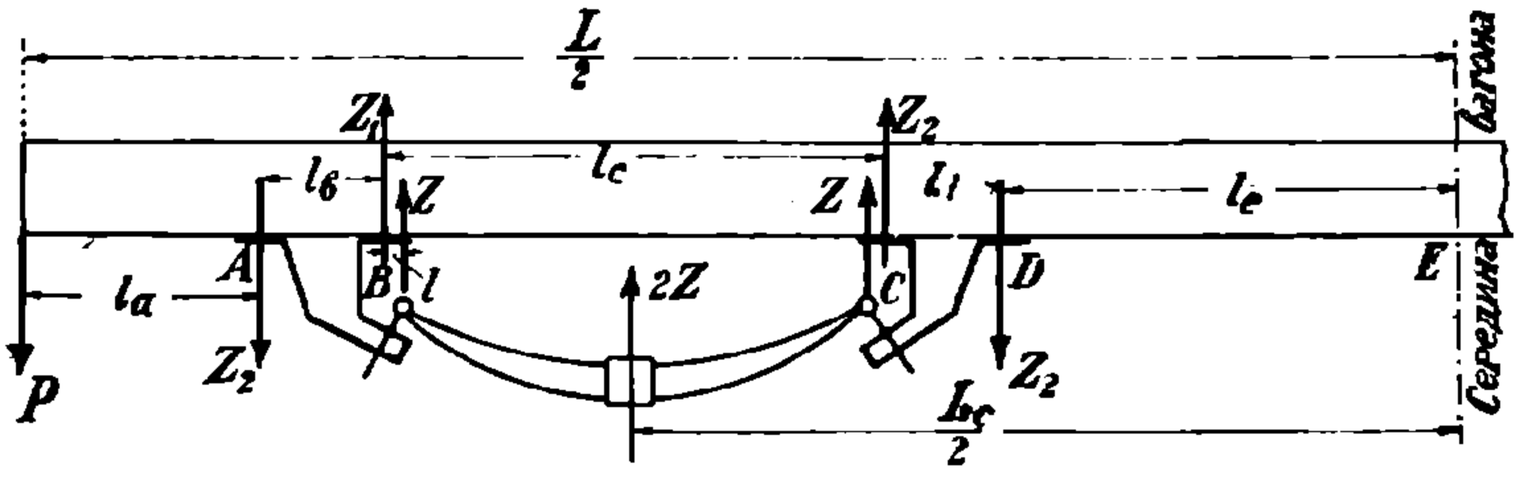
$$M_A = -Pl_a - q\frac{l_a^2}{2};$$

$$M_B = -P(l_a + l_b) - Z_2 l_b - \frac{1}{2} q\,(l_a + l_b)^2 = M_A - (P + Z_2 + ql_a) l_b - \frac{1}{2}\, ql_b^2;$$

$$M_C = M_B + [Z_1 - Z_2 - P - q\,(la + l_b)]\, l_c - \frac{1}{2}\, ql_c^2;$$

$$M_D = M_C + [2Z_1 - Z_2 - P - q\,(l_a + l_b + l_c)]\, l_d - \frac{1}{2}\, ql_d^2 =$$

$$= -P\left(\frac{L}{2} - l_a\right) + 2Z\left(\frac{Lc}{2} - l_c\right) - \frac{1}{2} q\left(\frac{L}{2} - l_a\right)^2$$



Фиг. 236.

На участке DE в сечении на расстоянии x от точки D изгибающий момент:

$$M_X = M_D + \left[\, 2Z - P - q\left(\frac{L}{2} - l_e\right)\right] x - \frac{1}{2} qx^2.$$

Этот изгибающий момент изменяет знак при значении x, определяемом из уравнения:

$$Mx = 0$$

и достигает максимума при значении x, определяемом из уравнения:

$$\frac{dMx}{dx} = 0.$$

Максимум изгибающего момента получается в средине швеллера. Допускаемое напряжение $K = \frac{M}{W}$, вызываемое действием всех сил на швеллер в сумме с напряжениями от растягивающих и сжимающих усилий (буферный удар), принимается около 1 200 *кг* на 1 *см*^{2}, считая в швеллерах рамы троекратный запас прочности.

Помимо изгиба швеллера подвергаются продольному сжатию силою буферного удара $P_б$, которая принимается равной 20 000 *кг*.

НТБ ДНУЖТ

Напряжение от продольного сжатия

$$K = \frac{P_6}{\Omega}\left(1 + 0{,}00004\,\frac{l^2}{r^2}\right),$$

где l — свободная длина пролета швеллера до ближайшей поперечной балки,

r — радиус инерции сечения балки,

Ω — площадь поперечного сечения балки.

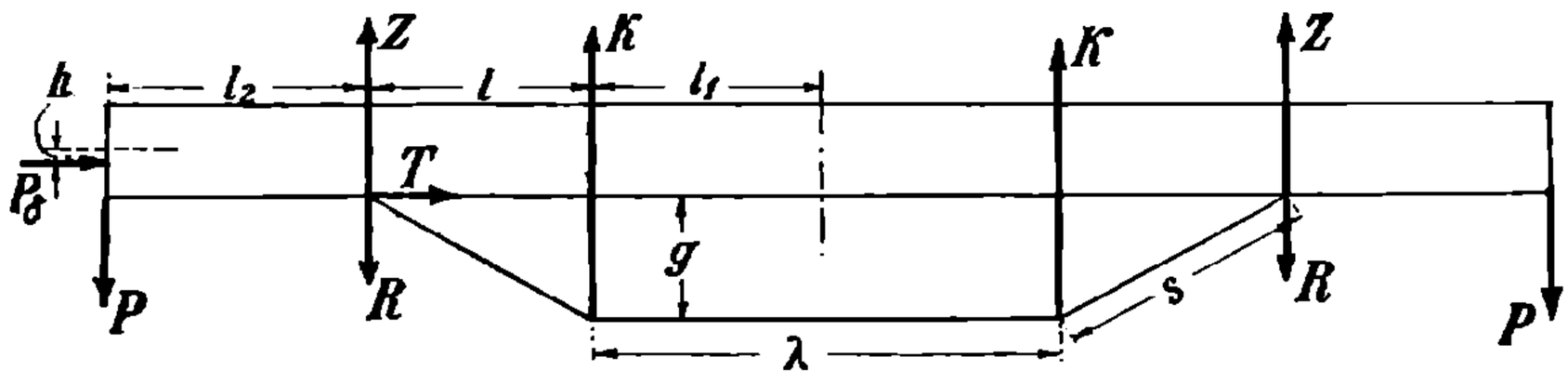
Для упрощения расчета перечисленные силы—центробежная, давления ветра и сила инерции—могут быть приведены к горизонтальной слагающей, приложенной в центре тяжести вагона и направленной перпендикулярно к его продольной оси. Величина этой слагающей принимается для товарных вагонов равной 30% от статической нагрузки.

б) Расчет швеллера рамы тележечного вагона со шпренгелем

На швеллер (фиг. 237) действуют те же силы, что и в предыдущем случае, и кроме того:

реакция колонок K и вертикальная составляющая силы растягающей струну $R = K$.

Определение силы K приведено ниже в расчете шпренгеля.



Фиг. 237.

Равномерно-распределенная нагрузка на единицу длины равна:

$$q = \frac{\frac{Q_c}{2} + Q_ц + Q_в}{L}.$$

Изгибающие моменты определяются для трех сечений:

1) над шкворневой балкой,

2) между шкворневой балкой и колонкой шпренгеля и

3) между шпренгельными колонками, при чем в выражение изгибающего момента вводится для первого сечения момент от силы буферного удара, а для второго и третьего момент от силы буферного удара опускается, так как в этих сечениях он обезгруживает швеллера.

НТБ ДНУЖТ

Изгибающий момент в сечении над шкворневой балкой:

$$M_1 = Pl_2 + \frac{ql_2^2}{2} + \frac{P_6 h}{2},$$

где P_6—сила буферного удара,

h—вертикальное расстояние от точки приложения силы P_6 до центра тяжести швеллера.

Изгибающий момент в сечении между шкворневой балкой и колонкой шпренгеля в расстоянии x от шкворня:

$$M_2 = P(l_2 + x) + ql_2\left(\frac{l_2}{2} + x\right) + q\frac{x^2}{2} - (Z - R)\ x,$$

где Z—реакция шкворневой балки рамы,

$M_{2\,max}$ будет при x, определяемом из уравнения:

$$\frac{dMx}{dx} = 0,$$

откуда:

$$x = \frac{Z - R - P - ql_2}{q}.$$

Изгибающий момент для сечения между шпренгельными колонками:

$$M_{3\,max} = P\ (l_2 + l_1 + l) + q\ \frac{(l_2 + l_1 + l)^2}{2} - (Z - R)\ (l + l_1) - Kl_1.$$

Напряжение определяется по наибольшему изгибающему моменту

$$K_6 = \frac{M_{max}}{W}.$$

Помимо изгиба швеллер подвергается сжатию силою $T = R\frac{l}{g}$ и силою P_6.

$$K_6 = \frac{P_6}{\Omega}\left[1 + 0{,}00004\left(\frac{L}{r}\right)^2\right] + \frac{T}{\Omega}\left[1 + 0{,}00004\left(\frac{L_c}{r}\right)^2\right],$$

где Ω—площадь сечения швеллера,

r—радиус инерции сечения швеллера,

L—длина швеллера,

L_c—расстояние между шкворнями.

в) Расчет хребтовой балки

В раме с хребтовой балкой вес груза и вес кузова распределяются между хребтовой балкой и боковыми швеллерами. Соотношение между нагрузками хребтовой балки и боковых швеллеров зависит от конструкции поперечных балок и расстояний между ними. В общем случае нагрузку хребтовой балки составляют:

1) равномерно-распределенная нагрузка от веса самой балки, ее скреплений, полового настила и веса соответственной части груза;

2) сосредоточенная нагрузка на концах балок от веса сцепных приборов, буферов, буферных брусьев и концевых стенок, при чем,

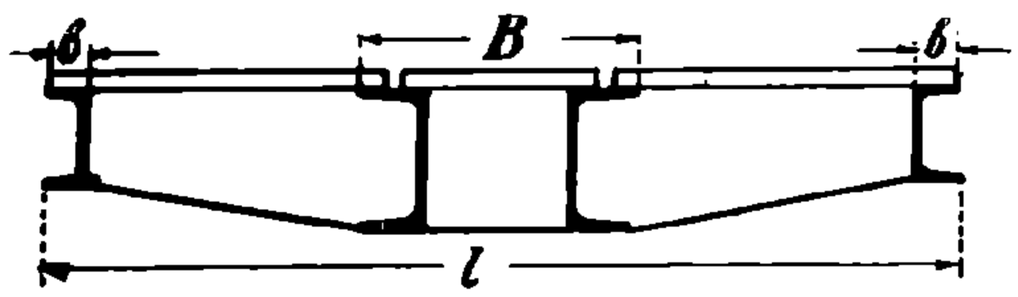
НТБ ДНУЖТ

в зависимости от конструкции обрешетки, эта реакция может нагружать хребтовую балку или передаваться на обрешетку

3) давление на хребтовую балку, передаваемое ей шкворневой балкой от веса кузова и от реакции боковых швеллеров;

4) давление, передаваемое на хребтовую балку поперечными балками от реакции боковых швеллеров, которое также, в зависимости от конструкции обрешетки, может нагружать или разгружать хребтовую балку.

Это—вертикальная нагрузка, соответствующая статическому положению вагона Кроме нее существует горизонтальная нагрузка, вызываемая буферным ударом или тяговым усилием, действием ветра и центробежной силы.



Фиг. 238.

Определение части веса полового настила и части груза, приходящихся на хребтовую балку, у четырехосного тележечного вагона можно произвести на основании следующих простых соображений: если обозначить (фиг. 238) через:

l — ширину рамы вагона,

B—ширину хребтовой балки,

b — ширину полки бокового швеллера,

p — вес груза и полового настила, приходящийся на 1 $м^2$, то нагрузка от веса настила и груза, приходящаяся на 1 погонный метр хребтовой балки,

$$q = \left[\frac{l-(B+2b)}{2} + B\right] p.$$

Этот способ определения нагрузки хребтовой балки недостаточно точен. Для получения более точных результатов нужно предположить, что половые доски представляют собою неразрезные балки с опорами на концах и на хребтовой балке, и определить реакции опор помощью теоремы о трех моментах.

Горизонтальная нагрузка, вызываемая буферным ударом при автоматической сцепке, или центральном буфере, целиком воспринимается хребтовой балкой, а при двух боковых буферах часть буферного удара воспринимается боковыми швеллерами.

Усилие в боковых швеллерах, вызываемое буферным ударом, при двух буферах определяется как реакция крайней опоры буферного бруса, рассматриваемого как неразрезная балка, лежащая на четырех опорах (см. ниже „Расчет буферной балки“).

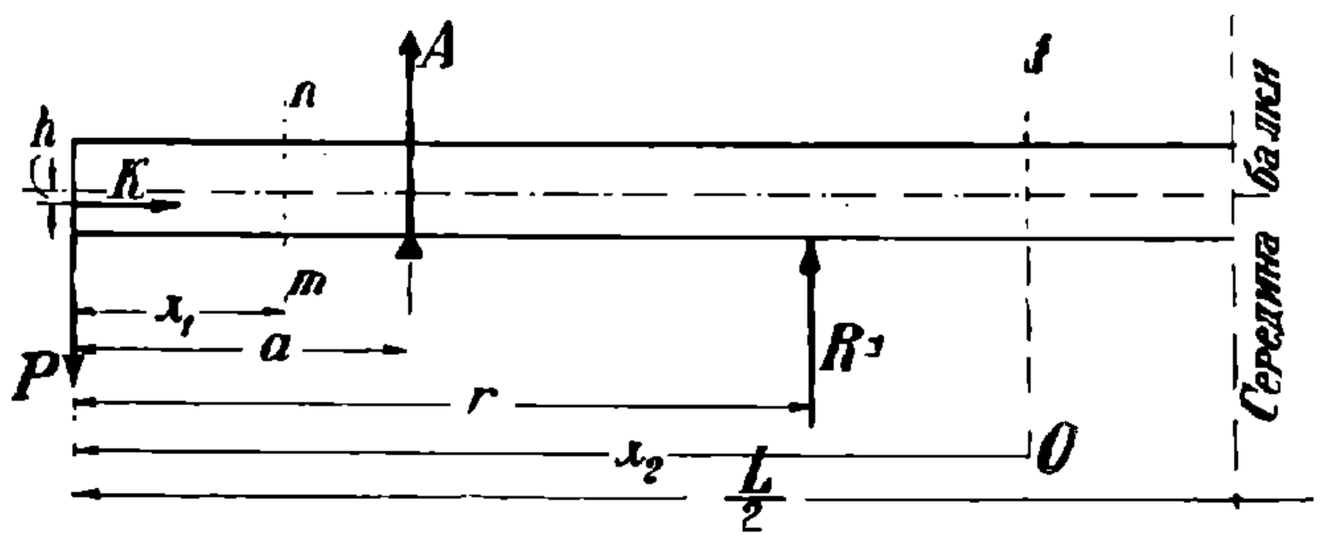
Сила буферного удара и тяговое усилие при автоматической сцепке принимаются в 80 000 *кг*.

Тяговое усилие при несквозной упряжи принимается в 40 000 *кг*.

НТБ ДНУЖТ

Точка приложения силы буферного удара, или силы тяги, как было указано выше, может быть выше или ниже центра тяжести произвольного сечения хребтовой балки на величину h; поэтому при определении изгибающего момента для различных сечений балки необходимо принимать момент от силы буферного удара или силы тяги со знаком + или —, в зависимости от расположения центра тяжести.

Усилия, вызываемые действием силы ветра и центробежной силы, передаются хребтовой балке поперечными балками рамы как реакции боковых швеллеров.



Фиг. 239.

Если обозначить (фиг. 239) через:

q — равномерно-распределенную нагрузку, приходящуюся на 1 п. *м* балки,

P — сосредоточенную нагрузку на концах балки,

A — силу реакции опор балки,

R — силу реакции поперечных балок,

K — силу буферного удара,

T — силу тяги,

то изгибающий момент для произвольного сечения mn в свешивающейся (консольной) части хребтовой балки в случае буферного удара:

$$M_1 = \frac{qx_1^2}{2} + Px_1 \pm Kh,$$

или в случае тягового усилия.

$$M_1 = \frac{qx_1^2}{2} + Px_1 \mp Th,$$

а изгибающий момент для любого сечения Oi балки между шкворневыми брусьями в случае буферного удара:

$$M_2 = \frac{qx_2^2}{2} + Px_2 \pm Kh - A(x_2 - a) \pm R(x_2 - r),$$

где a—расстояние шкворневой балки и r—поперечных балок от буферного бруса. В случае усилия тяги Kh заменяется Th.

Наибольшие изгибающие моменты получаются для сечения над шкворнем и посредине балки.

НТБ ДНУЖТ

Для определения напряжений в этих сечениях расчленим действие вертикальных и горизонтальных нагрузок. Суммарное напряжение в случае буферного удара:

$$S = \pm \frac{M_{\text{верт.}}}{W} \pm \frac{M_{\text{гор.}}}{W} - \frac{K}{\Omega},$$

где $M_{\text{верт.}}$ — момент вертикальных сил,
$M_{\text{гор.}}$ — момент горизонтальных сил,
W — момент сопротивления сечения балки,
Ω — площадь поперечного сечения балки.

Если точка приложения горизонтальной силы буфернаго удара ниже центра тяжести сечения, то волокна верхнего пояса испытывают напряжение растяжения, обозначенное знаком +:

$$S = \frac{M_{\text{верт.}}}{W} + \frac{M_{\text{гор.}}}{W} - \frac{K}{\Omega},$$

а волокна нижнего пояса—напряжение сжатия (со знаком —):

$$S = -\frac{M_{\text{верт.}}}{W} - \frac{M_{\text{гор.}}}{W} - \frac{K}{\Omega}.$$

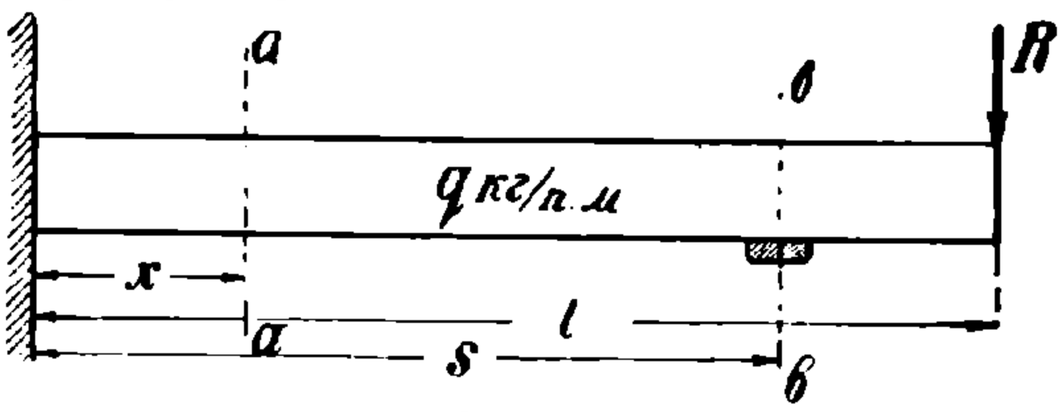
В случае усилия тяги вместо силы K входит T с обратным знаком.

Допускаемое напряжение в хребтовой балке не должно превышать 1 200 *кг/см²*. Американская практика допускает 1 125 *кг/см²*.

г) Шкворневая балка

При нахождении вагона на прямой скользуны не должны соприкасаться между собою, и опорою шкворневой балки служит только пята.

Таким образом нагрузку шкворневой балки составляют: равномерно-распределенная по всей длине балки нагрузка от собственного веса, от полового настила и от веса груза и сосредоточенные силы реакций боковых швеллеров.



Фиг. 240.

Половину шкворневого бруса можно рассматривать как балку, закрепленную одним концом, длиною l (фиг. 240). Обозначив через R реакцию бокового швеллера и через q — в *кг*/п.*м* равномерно-распределенную нагрузку, можем написать для любого сечения aa изгибающий момент:

$$M = R(l - x) + q\left(\frac{l - x}{2}\right)^2$$

При проходе кривой и при действии ветра вагон наклонится до соприкосновения скользунов, и шкворневая балка будет изгибаться на расстоянии $l - s$ от конца балки равномерной нагрузкой q $(l - s)$, силою реакции бокового швеллера от вертикальных нагрузок R, от силы ветра $P_в$ и центробежной силы $P_ц$.

НТБ ДНУЖТ

Следовательно, на конце бруса имеется давление:

$$P_s = R + P_в + P_ц,$$

а изгибающий момент в плоскости скользунов:

$$M = P_s(l - S) + q\frac{(l-S)^2}{2}.$$

д) Поперечная балка

Назначение поперечной балки—разгружать хребтовую балку, передавая давление на боковые швеллера или обратно, в зависимости от конструкции обрешетки кузова; поэтому реакция от поперечной балки на хребтовую балку определяется в зависимости от допустимого момента вертикальных сил для соответствующего расчетного сечения хребтовой балки. Если буферный удар вызывает в хребтовой балке напряжение Z *кг/см*^{2}, то, при допускаемом напряжении в 1 200 *кг/см*^{2}, на долю напряжения, вызываемого вертикальными силами, остается:

$$Z_1 = 1\,200 - Z;$$

следовательно, допустимый момент для рассматриваемого среднего сечения хребтовой балки будет:

$$M_{доп.} = Z_1 W,$$

где W—момент сопротивления этого сечения.

Сила реакции R на хребтовую балку от поперечной балки определяется из уравнения (фиг. 239):

$$M_{доп.} = \frac{PL}{2} + \frac{qL^2}{8} - A\left(\frac{L-a}{2}\right) \pm R\left(\frac{L-r}{2}\right) = Z_1 W.$$

Такую реакцию R должна дать средняя поперечная балка, чтобы в опасном сечении хребтовой балки получились допускаемые напряжения.

Средняя поперечная балка рассчитывается по нагрузке, приходящейся на нее, и по реакции R, при чем она рассматривается как балка, опирающаяся на продольные боковые швеллера. По изгибающему моменту определяется напряжение в опасном сечении, каковым является место скрепления средней поперечной балки с хребтовой.

е) Буферный брус

Силы, действующие на буферный брус в вертикальной плоскости, составляют:

собственный вес бруса и вес концевой стенки $Q = ql$, реакции хребтовой балки R и силы P, сосредоточенные в плоскости буферов (от веса буферов, усиливающих планок, скоб и пр.).

У двубуферной рамы без хребтовой балки схема расположения вертикальных сил показана на фиг. 241, при чем буферный брус рассматривается как балка, лежащая на двух опорах.

НТБ ДНУЖТ

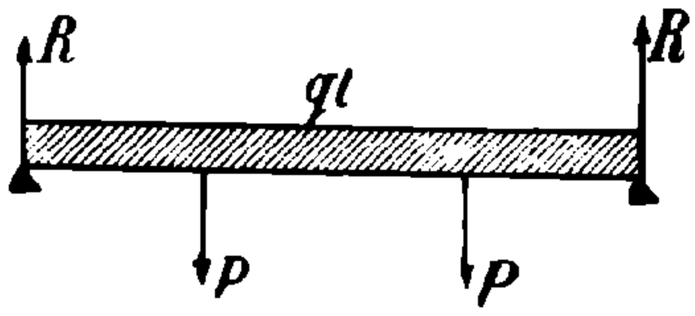
У рамы с хребтовой балкой схема расположения вертикальных сил остается такой же, но добавляются реакции от хребтовых балок. Величина реакций R может быть определена, исходя из условия, чтобы в опасном сечении хребтовой балки напряжение не превосходило допускаемого Z *кг/см*^{2}.

Величина R может быть определена из уравнения (фиг. 239):

$$Pa + \frac{qa^2}{2} + Kh = Ra + WZ,$$

откуда:

$$R = \frac{WZ}{a} - P - \frac{qa}{2} - Kh.$$



Фиг. 241.

В горизонтальной плоскости на буферный брус действуют силы нажатия буферов. В случае центрального буфера при автоматической сцепке эти силы воспринимаются хребтовой балкой, а при двух буферах буферный брус изгибается этими силами.

Сила нажатия одного буфера принимается для расчета в 20 000 *кг*.

У двубуферной рамы буферный брус рассматривается—как и для случая вертикальных сил—как балка на двух опорах, если отсутствуют диагональные брусья, а у рамы с хребтовой балкой—как неразрезная балка на четырех опорах (фиг. 242).

При одновременном ударе на оба буфера изгибающие моменты у средних опор (на хребтовой балке) будут равны:

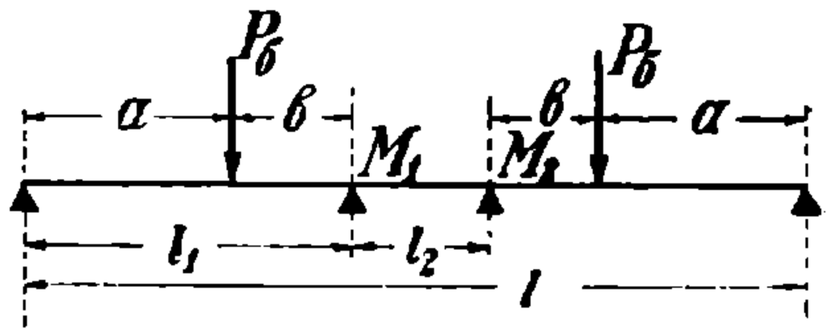
$$M_1 = M_2.$$

На основании уравнения трех моментов имеем:

$$2M_1 (l_1 + l_2) + M_2 l_2 = \frac{P_б ab\ (a + l_1)}{l_1},$$

откуда:

$$M_1 = M_2 = \frac{P_б ab\ (a + l_1)}{l_1\ (2l_1 + 3l_2)}.$$



Фиг. 242.

Изгибающий момент для сечений, совпадающих с осями буферов:

$$M = \frac{P_б ba}{l_1} - M_1 \frac{a}{l_1}.$$

Размеры поперечного сечения буферного бруса определяются по суммарному напряжению от изгиба в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

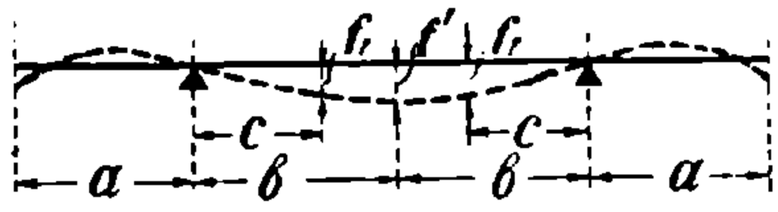
ж) Определение стрел прогиба частей рамы

Нагрузка, приходящаяся на балки рамы, вызывает прогиб этих балок. Величина этого прогиба будет тем больше, чем больше будут допущены напряжения. При распределении нагрузки между отдельными балками рамы, согласно проектному заданию, прогибы отдельных

НТБ ДНУЖТ

балок должны быть таковы, чтобы прогибы балок не вызывали расстройства соединений между ними.

Рассмотрим прогиб частей рамы с хребтовой балкой. В этом случае прежде всего необходимо определить стрелы прогиба хребтовой балки в местах соединения ее с поперечными балками и сравнить со стрелами прогиба последних.



Фиг. 243.

Стрела прогиба хребтовой балки в средине от равномерно-распределенной нагрузки определится по формуле (фиг. 243):

$$f' = \frac{qb^2}{4EI}\left(\frac{5}{6}b^2 - a^2\right),$$

где q — нагрузка в *кг*/п. *см*;

E — модуль упругости $= 2\,000\,000$ *кг*/*см*^{2};

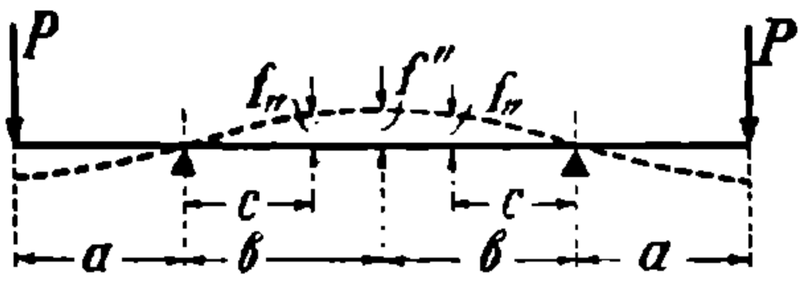
J — момент инерции сечения;

b — расстояние от шкворня до средины балки;

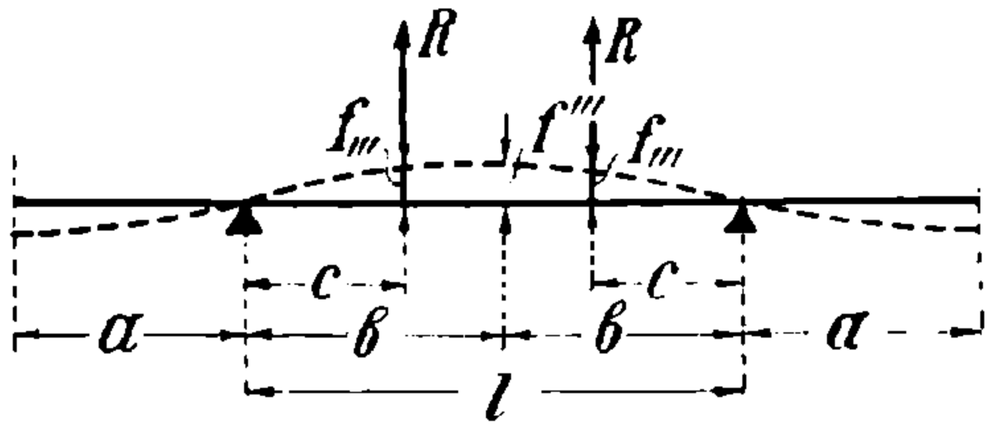
a — длина консольной части балки.

Стрела прогиба хребтовой балки в месте прикрепления средней поперечной балки, находящейся в расстоянии c (фиг. 243) от шкворня:

$$f_1 = f'\frac{c}{b}.$$



Фиг. 244.



Фиг. 245.

Стрела прогиба хребтовой балки в средине от веса P концевых стен, буферов и сцепного аппарата (фиг. 244):

$$f'' = \frac{Pab^2}{2EJ},$$

а вместо прикрепления средней поперечной балки

$$f_{II} = f''\frac{c}{b}.$$

Стрела прогиба хребтовой балки от сосредоточенных грузов R в месте прикрепления средней поперечной балки (фиг. 245):

$$f_{III} = \frac{Rc^2}{6EJ}(3l - 4c).$$

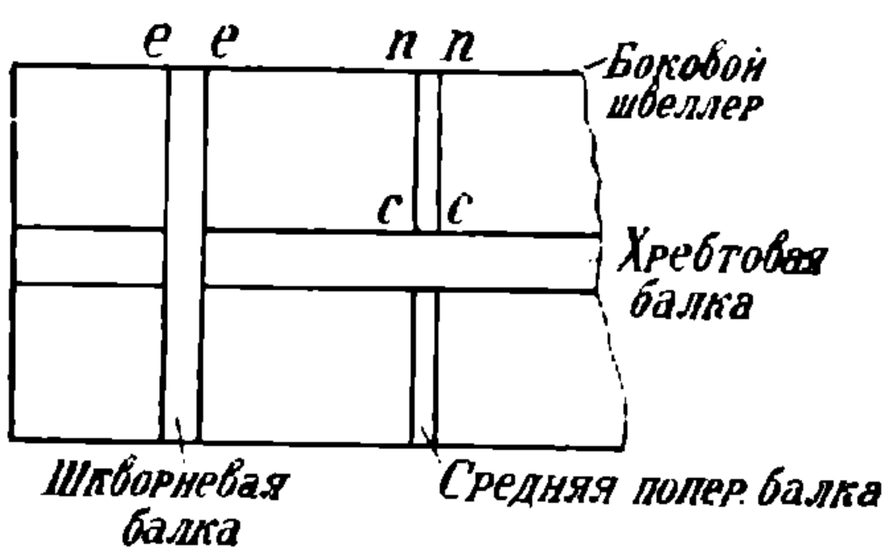
Прогиб будет направлен кверху, если поперечные балки разгружают хребтовую балку, и книзу в обратном случае.

НТБ ДНУЖТ

Итоговая стрела прогиба хребтовой балки при статическом положении вагона в месте прикрепления средней поперечной балки к хребтовой:

$$f = f_1 - f_{II} \mp f_{III}.$$

Прогиб на эту величину хребтовой балки в месте прикрепления поперечной вызовет перемещение вниз последней на ту же величину, вследствие неизменного скрепления этих балок между собою. С другой стороны, перемещение вниз поперечной балки в месте прикрепления ее хребтовой обусловливается собственным прогибом ее, прогибом бокового швеллера и прогибом шкворневой балки. Сумма стрел прогиба поперечной балки в месте прикрепления

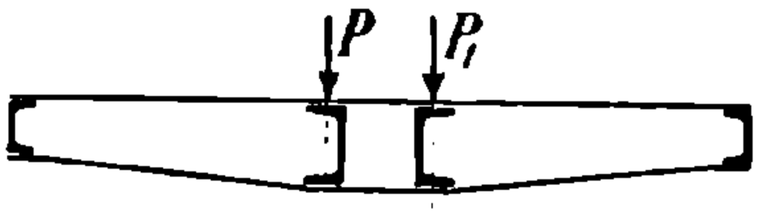


Фиг. 246.

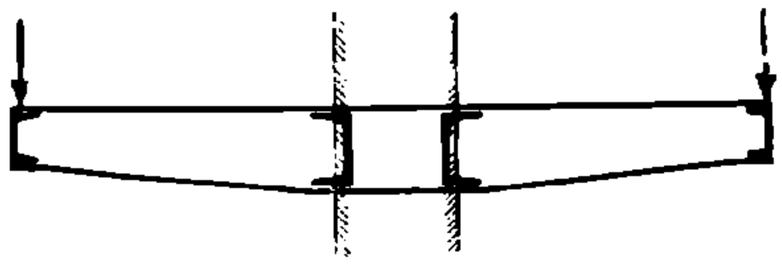
ее к хребтовой, бокового швеллера в месте соединения с поперечной балкой и шкворневой балки в месте скрепления с боковым швеллером должна равняться стреле прогиба f хребтовой балки.

Таким образом если в сечении CC поперечной балки (фиг. 246) стрела прогиба—f_c, в месте nn бокового швеллера—f_n и в месте ee шкворневой балки—f_e, то для возможности перемещения, вследствие прогиба, рамы вагона и кузова без возникновения деформаций в их частях должно существовать равенство стрел прогиба:

$$f = f_c + f_n + f_e.$$



Фиг. 247.



Фиг. 248.

При определении стрелы прогиба средней поперечной балки (фиг. 247) последняя рассматривается как брус, лежащий концами на двух опорах и нагруженный сосредоточенными силами, приложенными в местах соединения с хребтовой балкой и представляющими нагрузку, воспринимаемую поперечной балкой от хребтовой.

Стрела прогиба бокового швеллера определяется в зависимости от конструкции обрешетки боковой стенки вагона. Если обрешетка и боковой швеллер неизменно скреплены между собою, то рассматриваются как ферма, лежащая на двух опорах, представляемых шкворневыми балками, и находящаяся под действием равномерно-распределенной нагрузки и сосредоточенных давлений, передаваемых средними поперечными балками.

НТБ ДНУЖТ

При определении стрелы прогиба концов шкворневой балки она рассматривается как брус (фиг. 248), закрепленный посредине и нагруженный на концах сосредоточенными силами, которые представляют нагрузку от боковых швеллеров.

11. Рамы трехосных вагонов

Рамы трехосных вагонов имеют одинаковую конструкцию с рамами двухосных вагонов, и, вообще говоря, под каждый двухосный вагон можно подкатить третью (среднюю) ось; для этого необходимо установить рессорные кронштейны и буксовые лапы. Подкатка третьей оси экономически может быть оправдана только в том случае, когда нагрузка на ось при двух осях превышает допускаемую норму и недостаточно велика при четырех осях.

Постановка третьей оси по соображениям усиления рамы или недостаточной прочности осей экономически не может быть оправдана, так как лишняя колесная пара с рессорным подвешиванием и буксами увеличивает тару вагона на 1,5—2 *m*, тогда как усиление рамы и осей колесных пар даст значительно меньшее увеличение тары.

Рама трехосного вагона является статически неопределенной системой; поэтому трехосные вагоны не применимы в тех случаях, когда вследствие неравномерного распределения нагрузки может иметь место обезгруживание одной из крайних осей. Трехосные рамы применялись преимущественно до сего времени для пассажирских вагонов; у товарных вагонов трехосные рамы могут быть допущены только в тех случаях, когда равномерность нагрузки обеспечена, например у цистерн и изотермических вагонов.

Рессоры средней оси всегда делаются более слабыми, чем рессоры крайних осей, чтобы устранить возможность перегруза средней оси вследствие прогиба швеллеров рамы и возможность колебаний при больших скоростях рамы и кузова в вертикальной плоскости вокруг средней оси (галопирование вагона). Для этого средняя ось должна быть нагружена меньше крайних осей, и ее правильно называть поддерживающей осью.

В виду неодинаковой гибкости рессорного подвешивания крайних и средних осей определение реакций рессорных кронштейнов для расчета прочности рамы производится, исходя из тех нагрузок, которые будут передаваться на оси рессорами.

Определение нагрузки на ось у трехосного вагона

Предположим, что рама трехосного вагона (фиг. 249) находится под действием равномерно-распределенной нагрузки Q от собственного веса и веса лежащего на ней груза и сосредоточенных сил P_0 от веса буферных брусьев, концевых стен и упряжных и буферных приборов.

НТБ ДНУЖТ

Следовательно, сумма нагрузок на каждую ось будет:

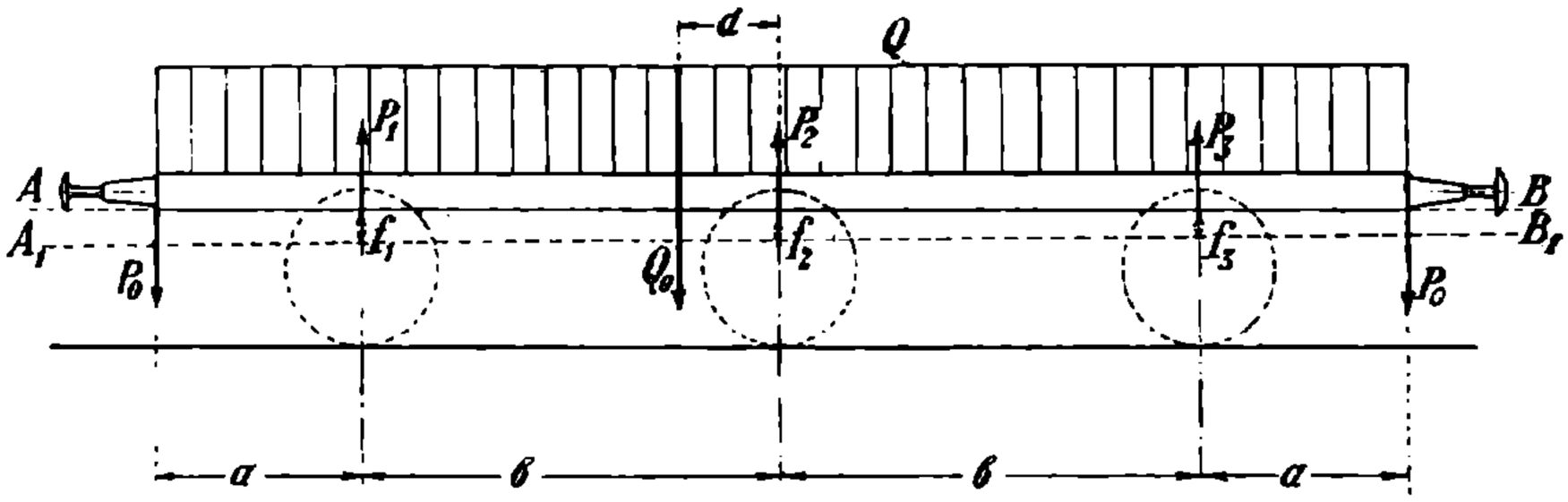
$$P_1 + P_2 + P_3 = Q + 2P_0 \qquad (1).$$

При симметричном расположении осей:

$$P_1 = P_3$$

и

$$2P_1 + P_2 = Q + 2P_0.$$



Фиг. 249.

Стрелы прогиба рессор под действием сил Q и $2P_0$ будут: рессор крайних осей:

$$f_1 = f_3 = \frac{6P_1 l^3}{n_1 b h^3 E} = \frac{6P_3 l^3}{n_1 b h^3 E};$$

рессор средней оси:

$$f_2 = \frac{6P_2 l^3}{n_2 b h^3 E},$$

где l — хорда рессор,

n_1 и n_3 — число листов рессор крайних осей,

n_2 — число листов рессор средней оси,

b — ширина и

h — высота поперечного сечения рессорной стали.

Пренебрегая влиянием прогиба швеллеров рамы на нагрузку рессор средней оси, можно принять без большой погрешности, что:

$$f_1 = f_2,$$

откуда:

$$\frac{P_1}{n_1} = \frac{P_2}{n_2},$$

или

$$P_2 = P_1 \frac{n_2}{n_1}.$$

Подставляя величину P_2 в предыдущее уравнение (1), получим:

$$2P_1 + P_1 \frac{n_2}{n_1} = Q + 2P_0,$$

$$P_1 \left(\frac{2n_1 + n_2}{n_1} \right) = Q + 2P_0,$$

НТБ ДНУЖТ

откуда:

$$P_1 = \frac{(Q + 2P_0)\, n_1}{2n_1 + n_2} \qquad (2);$$

$$P_2 = \frac{(Q + 2P_0)\, n_2}{2n_1 + n_2} \qquad (3).$$

Если же нагрузка Q будет расположена неравномерно и точка приложения равнодействующей Q_0 сил Q и P_0 будет находиться на расстоянии d от средней оси, то прогибы рессор f_1 и f_3 не будут равны между собою.

Стрелы прогиба рессор под действием сил Q и $2P_0$:

$$f_1 = \frac{6P_1 l^3}{n_1 b h^3 E};\quad f_2 = \frac{6P_2 l^3}{n_2 b h^3 E};\quad f_3 = \frac{6P_3 l^3}{n_3 b h^3 E} \qquad (4).$$

Обозначив постоянную часть в этих формулах $\frac{bh^3E}{6l^3}$ через m, получим, что:

$$P_1 = mn_1 f_1;\ P_2 = mn_2 f_2 \text{ и } P_3 = mn_3 f_3 \qquad (4)$$

и

$$P_1 + P_2 + P_3 = Q + 2P_0 = Q_0 \qquad (5),$$

откуда:

$$n_1 f_1 + n_2 f_2 + n_3 f_3 = \frac{Q_0}{m} \qquad (6).$$

Прогиб рессор средней оси, пренебрегая влиянием прогиба швеллеров рамы, будет:

$$f_2 = \frac{f_1 \quad f_3}{2}.$$

Так как под действием сил P_1, P_2, P_3 и Q_0 рама находится в равновесии, то моменты этих сил относительно оси, проходящей через среднюю колесную пару, будут равны 0.

$$P_1 b - Q_0 d - P_3 b = 0 \qquad (7),$$

или

$$mn_1 f_1 - mn_3 f_3 = Q_o \frac{d}{b} \qquad (8).$$

Обычно число листов у рессор крайних осей делается одинаковым $n_1 = n_3$.

Поэтому

$$f_1 - f_3 = \frac{Q_0 d}{mn_1 b} \qquad (9).$$

и

$$n_1 f_1 + n_2 \frac{f_1 + f_3}{2} + n_1 f_3 = \frac{Q_0}{m},$$

или

$$(f_1 + f_3)(2n_1 + n_2) = \frac{2Q_0}{m};$$

$$f_1 + f_3 = \frac{2Q_0}{m(2n_1 + n_2)} \qquad (10).$$

НТБ ДНУЖТ

Складывая и вычитывая уравнения 9 и 10, получим:

$$2f_1 = \frac{2Q_0}{m(2n_1 + n_2)} + \frac{Q_0 d}{mn_1 b};$$

$$2f_3 = \frac{2Q_0}{m(2n_1 + n_2)} - \frac{Q_0 d}{mn_1 b},$$

откуда:

$$f_1 = \frac{2n_1 b + 2n_1 d + n_2 d}{2mn_1 b(2n_1 + n_2)} Q_0 \qquad (11);$$

$$f_3 = \frac{2n_1 b - 2n_1 d - n_2 d}{2mn_1 b(2n_1 + n_2)} Q_0 \qquad (12);$$

$$f_2 = \frac{1}{m(2n_1 + n_2)} Q_0 \qquad (13).$$

Подставляя величины f_1, f_2 и f_3 в формулы (4), получим:

$$P_1 = mn_1 f_1 = \frac{2n_1(b + d) + n_2 d}{2b(2n_1 + n_2)} Q_0;$$

$$P_2 = mn_2 f_2 = \frac{n_2}{2n_1 + n_2} Q_0;$$

$$P_3 = mn_1 f_3 = \frac{2n_1(b - d) - n_2 d}{2b(2n_1 + n_2)} Q_0.$$

12. Расчет шпренгеля с двумя колонками

Шпренгель представляет статически неопределенную систему, и поэтому расчет его возможен, основываясь на известных допущениях. У нас принят метод расчета, предложенный в 1898 г. проф. Котурницким [1]. Метод расчета шпренгеля с двумя колонками, предложенный проф. Котурницким, основан на определении прогиба швеллера в месте укрепления колонки под влиянием действующих на него статических сил.

Предположим, что мы имеем шпренгель с двумя колонками, изображенный на фиг. 250, и обозначим через:

l, l_1 и l_2—длины отдельных участков швеллера,

p, p_1 и p_2—нагрузки (*кг/см*) на единицу длины на этих участках,

E—модуль упругости швеллера,

Ω—площадь поперечного сечения его,

e—модуль упругости наклонной тяги или струны $bg = S$,

w—площадь поперечного сечения ее,

e_1—модуль упругости горизонтальной затяжки $gg_1 = \lambda$,

w_1—площадь поперечного сечения ее,

e_2—модуль упругости колонки $Cg = h$,

w_2—площадь поперечного сечения ее,

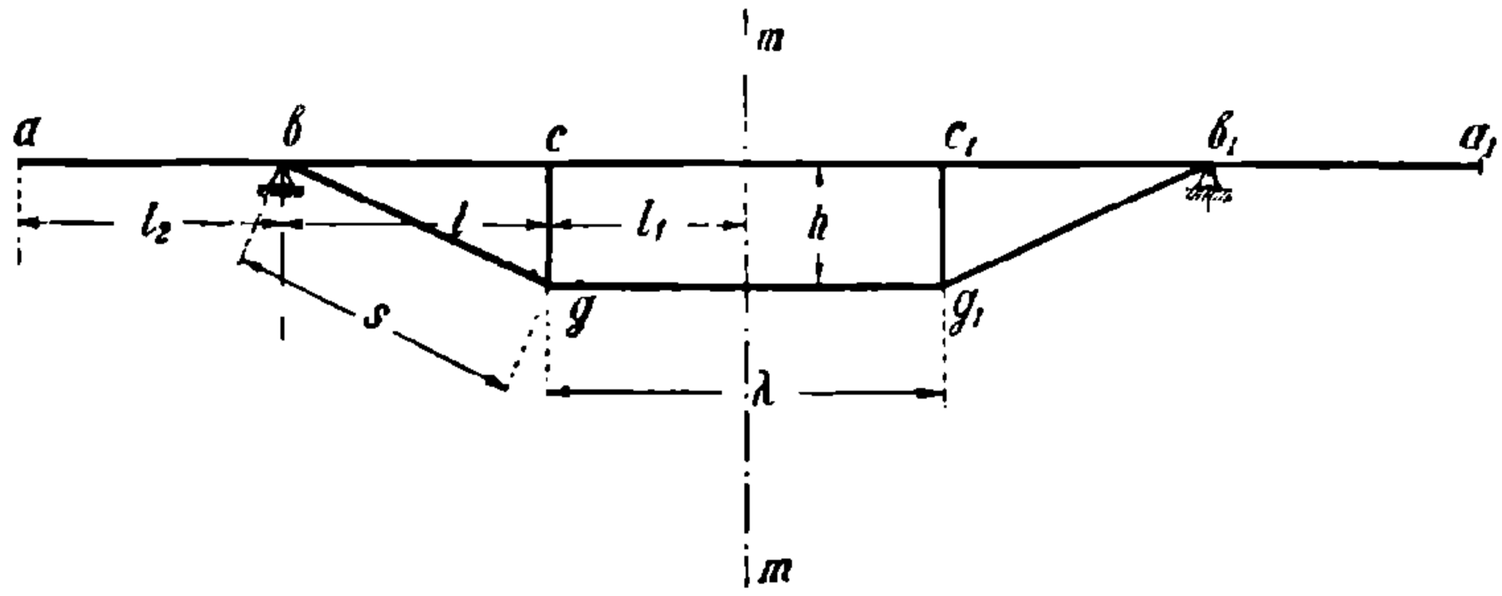
J—момент инерции поперечного сечения швеллера.

[1] «Вестник о-ва технологов» № 3 за 1898 г.

НТБ ДНУЖТ

Стрелу прогиба f швеллера в точке C можно определить следующим образом:

вследствие растяжения тяги bg и затяжки gg_1, а также вследствие сжатия швеллера и колонки Cg точка C переместится в C' (фиг. 251), а точка g—в g'.



Фиг. 250.

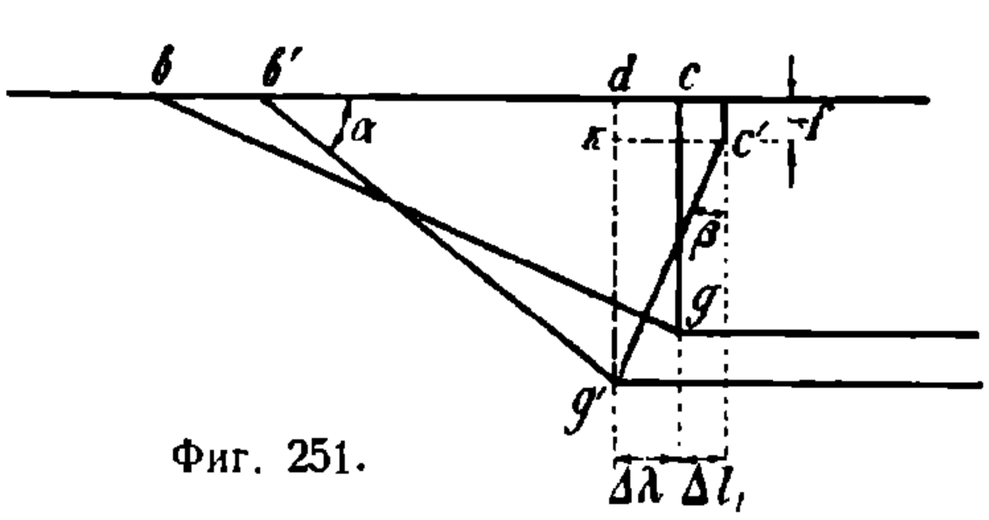
Понижение точки C можно рассматривать как сумму понижений, происходящих от следующих отдельных деформаций:

от сжатия колонки $Cg = h$ на величину Δh,

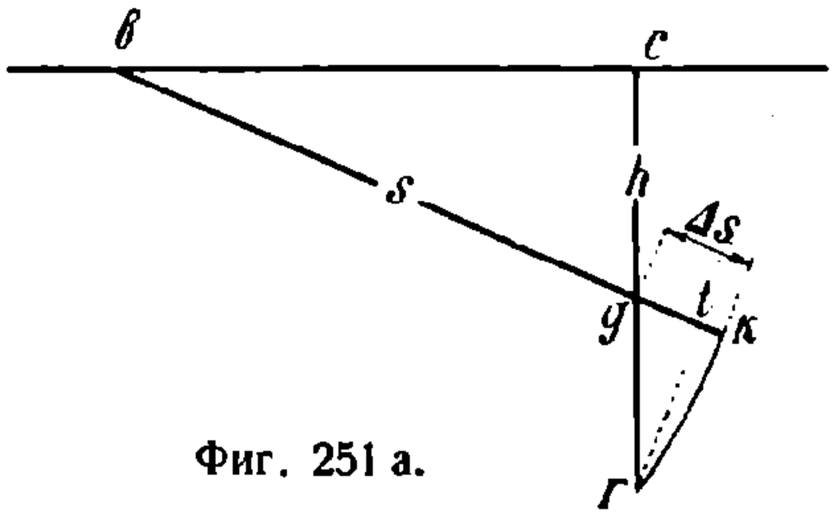
„ растяжения струны $bg = S$ на величину ΔS,

„ сжатия швеллера на величину ΔL,

„ растяжения затяжки gg_1 на величину $\Delta\lambda$.



Фиг. 251.



Фиг. 251 а.

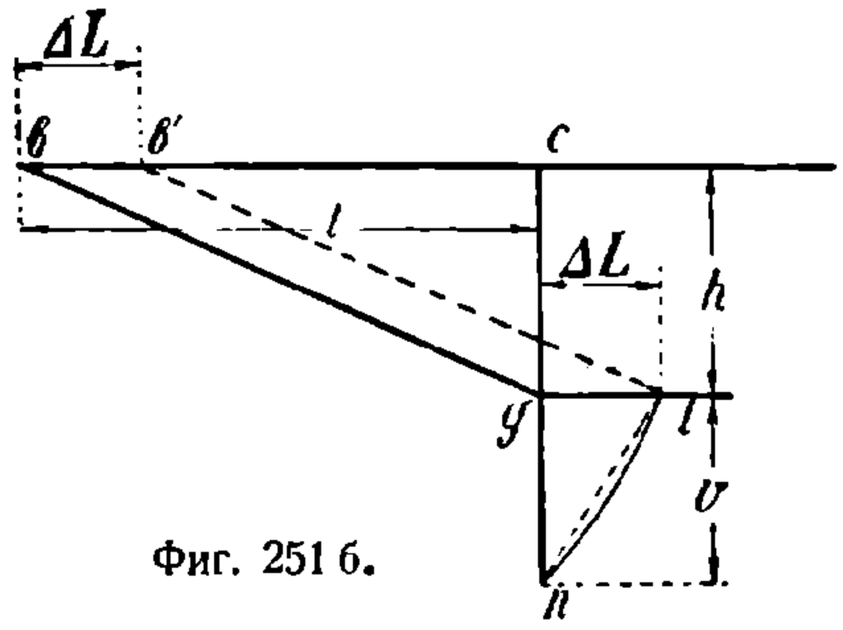
Понижение точки C в зависимости от растяжения струны bg можно определить, описав из точки b радиусом $S + \Delta S$ дугу kr до пересечения с продолжением прямой Cg; получим отрезок $rg = u$ (фиг. 251 а), который представит величину перемещения точки C в зависимости от растяжения струны. В виду малости $gK = \Delta S$ можно принять его равным отрезку gt, отсекаемому перпендикуляром, опущенным из точки r. В таком случае из подобия треугольников bgC и rgt можно написать:

$$\frac{u}{\Delta S} = \frac{S}{h}, \text{ откуда } u = \frac{S}{h}\,\Delta S.$$

Положение точки C от сжатия швеллера (фиг. 251 б) определится, описав из точки b' дугу радиусом $bi = S$ до пересечения с линией Cg

НТБ ДНУЖТ

в точке n. Получим отрезок $gn = v$. Из подобия треугольников bCg и ngi имеем, что:



Фиг. 251 б.

$$\frac{v}{\Delta L} = \frac{l}{h}, \text{ откуда } v = \frac{l}{h}\ \Delta L.$$

От растяжения затяжки gg_1 точка C понизится на величину $w = \frac{l}{h}\Delta\lambda$, определяемую из подобия треугольников bgC и qgj (фиг. 251 в), при чем в последнем треугольнике точка j получается на пересечении дуги, описанной из точки b радиусом S и перпендикуляра qj к удлиненной затяжке qg, на величину $\Delta\lambda$.

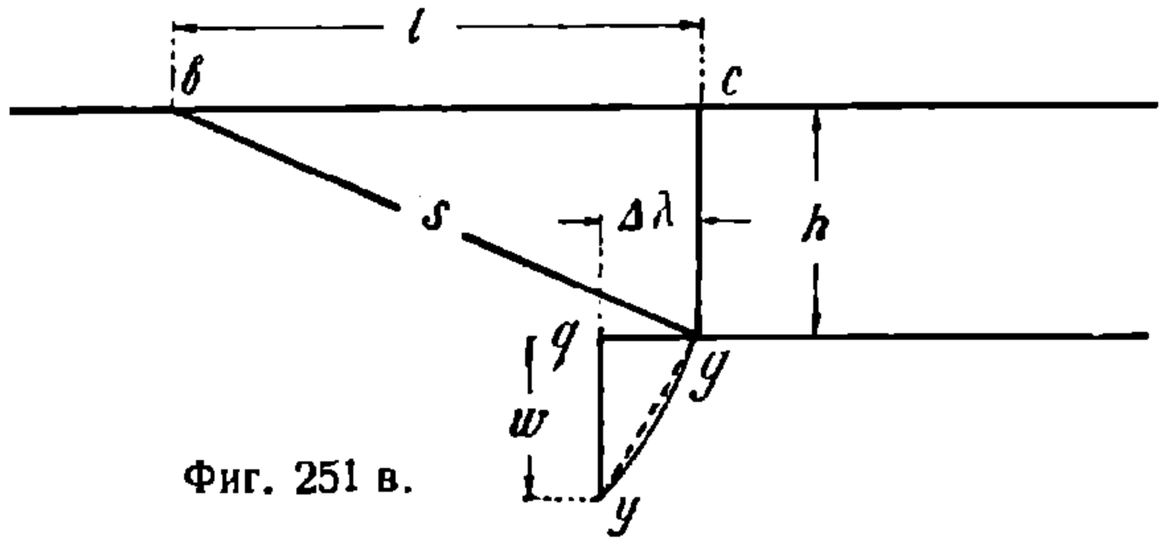
Таким образом общее понижение точки C или прогиб

$$f = \Delta h + u + v + w = \Delta h + \frac{S}{h}\ \Delta S + \frac{l}{h}(\Delta L + \Delta\lambda).$$

Известно, что при растяжении или сжатии стержня какой либо силой отношение удлинения или сжатия стержня к его первоначальной длине равно отношению растягивающей или сжимающей силы к произведению из модуля упругости на площадь поперечного сечения стержня. А потому, рассматривая колонку шпренгеля как стержень, сжимаемый силою Z, можем написать:

$$\frac{\Delta h}{h} = \frac{Z}{e_2 w_2}, \text{ откуда } \Delta h = \frac{h}{e_2 w_2}\ Z.$$

Из треугольника сил (фиг. 252) сила, растягивающая струну bg, равняется $Z\frac{S}{h}$; сила, сжимающая швеллер, равняется $Z\frac{l}{h}$; сила, растягивающая горизонтальную затяжку, равна силе, сжимающей швеллер, т. е. $Z\frac{l}{h}$.



Фиг. 251 в.

Таким образом на основании приведенного выше положения

$$\frac{\Delta S}{S} = \frac{Z\frac{S}{h}}{ew}, \text{ откуда } \Delta S = \frac{S}{h} \cdot \frac{S}{ew} \cdot Z;$$

$$\frac{\Delta L}{L} = \frac{Z\frac{l}{h}}{E\Omega}, \text{ откуда } \Delta L = \frac{l}{h} \cdot \frac{L}{E\Omega} \cdot Z;$$

$$\frac{\Delta\lambda}{\lambda} = \frac{Z\frac{l}{h}}{e_1 w_1}, \text{ откуда } \Delta\lambda = \frac{l}{h} \cdot \frac{\lambda}{e_1 w_1} \cdot Z.$$

НТБ ДНУЖТ

Следовательно:

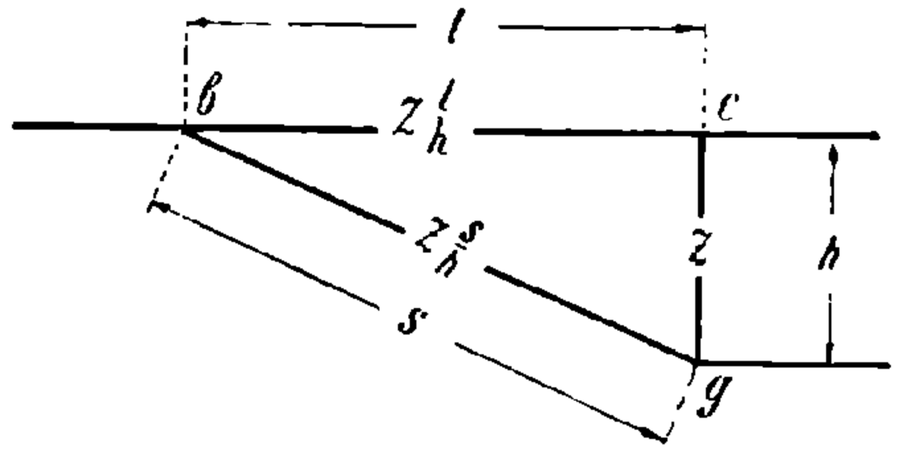
$$f = \left[\frac{h}{e_2 w_2} + \left(\frac{S}{h}\right)^2 \frac{S}{ew} + \left(\frac{l}{h}\right)^2 \left(\frac{L}{E\Omega} + \frac{\lambda}{e_1 w_1}\right)\right] Z,$$

или, обозначая множитель при Z через A, можем написать:

$$f = AZ.$$

На швеллер действуют, вызывая его изгиб, следующие силы:

1) равномерно-распределенная нагрузка,
2) вызывающая реакции опор $Q = pl + p_1 l_1 + p_2 l_2$ и давление колонки Z
и 3) вертикальная, составляющая от силы S, растягивающей струну; она приложена в точке опоры b и равна Z, как видно из фиг. 253.

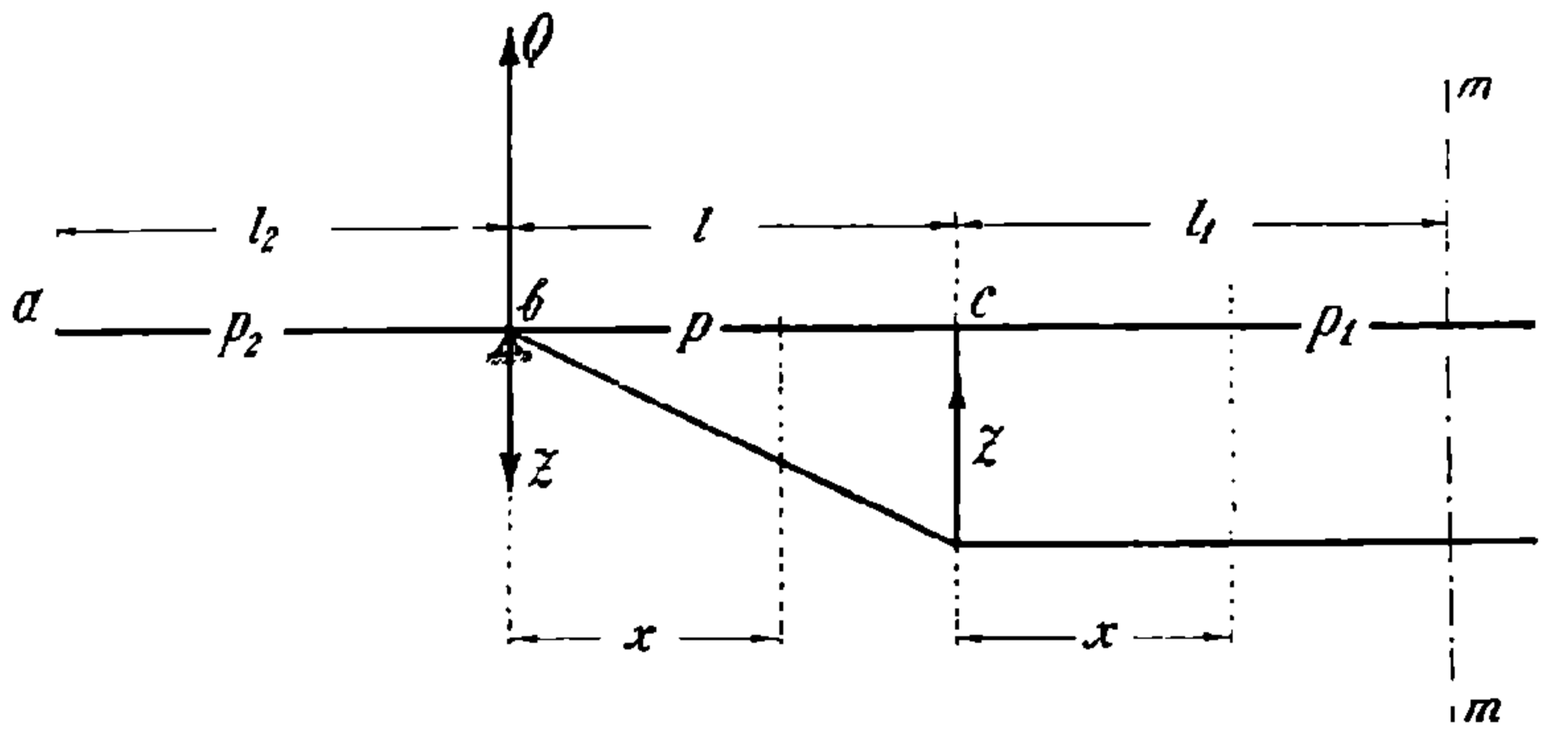


Фиг. 252.

Составим уравнение моментов для двух произвольных сечений на участках bC и Cm.

Для участка bC возьмем сечение в расстоянии x от b, а для участка Cm—в расстоянии x от C.

Условимся рассматривать моменты сил по левую сторону от этих сечений и считать положительными моменты в направлении часовой стрелки. Принимая направление положительной координаты x от опоры b



Фиг. 253.

к средине m швеллера и направление координаты y вниз, можем написать для участка bC уравнение:

$$-EJ\frac{d^2y}{dx^2} = -p_2 l_2\left(\frac{l_2}{2} + x\right) + (Q - Z)\,x - p\frac{x^2}{2},$$

или

$$-EJ\frac{d^2y}{dx^2} = a + bx - p\frac{x^2}{2},$$

где

$$a = -\frac{p_2 l_2^2}{2};\ b = (Q - p_2 l_2 - Z) = pl + p_1 l_1 - Z.$$

НТБ ДНУЖТ

Для участка CM имеем уравнение:

$$-EJ\frac{d^2y}{dx^2} = -p_2l_2\left(\frac{l_2}{2}+l+x\right)-pl\left(\frac{l}{2}+x\right)-p_1\frac{x^2}{2}+(Q-Z)\ (l+x)+Zx,$$

или

$$-EJ\frac{d^2y}{dx^2} = q + rx - p_1\frac{x^2}{2},$$

где

$$q = (Q-Z)\ l - p_2l_2\left(\frac{l_2}{2}+l\right)-\frac{pl^2}{2}$$

и

$$r = Q - p_2l_2 - pl = p_1l_1.$$

Интегрируя дважды уравнение для участка bC, получим:

$$-EJ\frac{dy}{dx} = ax + b\frac{x^2}{2} - p\frac{x^3}{6} + m;$$

$$-EJy = a\frac{x^2}{2} + b\frac{x^3}{6} - p\frac{x^4}{24} + mx + n.$$

Для точки b при $x = 0$ имеем $y = 0$; следовательно, $n = 0$.

Для точки C при $x = l$ имеем $y = f$ и $\frac{dy}{dx} = \gamma$.

Поэтому

$$-EJ\gamma = al + b\frac{l^2}{2} - p\frac{l^3}{6} + m \qquad (1).$$

$$-EJf = a\frac{l^2}{2} + b\frac{l^3}{6} - p\frac{l^4}{24} + ml \qquad (2).$$

Интегрируя уравнение для участка Cm, получим:

$$-EJ\frac{dy}{dx} = qx + r\frac{x^2}{2} - p_1\frac{x^3}{6} + M$$

для точки C при $x = 0$, $\frac{dy}{dx} = \gamma$;

для точки m при $x = l_1$, $\frac{dy}{dx} = 0$ вследствие симметрии кривой.

Поэтому

$$-EJ\gamma = M \qquad (3).$$

и

$$ql_1 + r\frac{l_1^2}{2} - p_1\frac{l_1^3}{6} + M = 0 \qquad (4).$$

Из уравнений (1) и (3) имеем:

$$M = m + al + b\frac{l^2}{2} - p\frac{l^3}{6},$$

а складывая с уравнением (4):

$$m + al + b\frac{l^2}{2} - p\frac{l^3}{6} + ql_1 + r\frac{l_1^2}{2} - p_1\frac{l_1^3}{6} = 0,$$

откуда:

$$ml = al^2 + b\frac{l^3}{2} + ql_1l + r\frac{l_1^2}{2}l - \frac{pl^4}{6} - \frac{p_1l_1^3}{6}\ l.$$

НТБ ДНУЖТ

Подставляя это уравнение в уравнение (2), получим:

$$EJf = \frac{al^2}{2} + b\frac{l^3}{2} + ql_1l + r\frac{l_1^2}{2}l - \frac{pl^4}{8} - \frac{p_1l_1^3}{6}\,l.$$

Вставляя вместо a, b, q и r их значения:

$$EJf = -\frac{p_2l_2^2}{4}\,l^2 + (pl + p_1l_1 - Z)\frac{l^3}{3} + \frac{p_1l_1^3}{3}\,l - \frac{pl^4}{8} +$$

$$+\left[(pl + p_1l_1 + p_2l_2 - Z)\,l - \frac{p_2l_2^2}{2} - p_2l_2l - \frac{pl^2}{2}\right]\,l_1l,$$

или

$$EJf = \left[\frac{5}{24}\,pl^4 + \left(\frac{p}{2} + \frac{p_1}{3}\right)l_1l^3 + \left(p_1l_1^2 - \frac{p_2l_2^2}{4}\right)l^2 + \left(\frac{p_1l_1^2}{3} - \frac{p_2l_2^2}{2}\right)l_1l\right] -$$

$$-\left(l_1 + \frac{l}{3}\right)l^2Z.$$

В частном случае при $p_1 = p_2 = p$

$$EJf = p\left[\left(\frac{5}{24}\,l^4 + \frac{5}{6}\,l_1l^3 + l_1^2 - \frac{l_2^2}{4}\right)l^2 + \left(\frac{l_1^2}{3} - \frac{l_2^2}{2}\right)l_1l\right] - \left(l_1 + \frac{l}{3}\right)\,l^2Z.$$

Обозначая первый член второй части равенства через B, а множитель при Z через $-C$, получим:

$$EJf = B + CZ \qquad (5).$$

Как выведено выше,

$$f = AZ;$$

поэтому

$$(EJA - C)\;Z = B,$$

или

$$Z = \frac{B}{AEJ - C} \qquad (6),$$

где

$$A = \frac{h}{e_2w_2} + \left(\frac{S}{h}\right)^2\frac{S}{e\omega} + \left(\frac{l}{h}\right)^2\left(\frac{L}{E\Omega} + \frac{\lambda}{e_1w_1}\right);$$

$$B = p\left[\left(\frac{5}{24}\,l^4 + \frac{5}{6}\,l_1l^3 + l_1^2 - \frac{l_2^2}{4}\right)l^2 + \left(\frac{l_1^2}{3} - \frac{l_2^2}{2}\right)l_1l\right];$$

$$C = -\left(l_1 + \frac{l}{3}\right)l^2.$$

Зная силу Z, сжимающую колонку, определим силу, растягивающую струну—$Z\frac{S}{h}$, и силу, растягивающую затяжку—$Z\frac{l}{h}$, а затем, задаваясь допускаемым напряжением на сжатие и на разрыв, найдем размеры поперечных сечений этих частей или, наоборот, по данным размерам их проверим напряжения, вызываемые действующими на них силами.

Стрела прогиба швеллера $f = AZ$ может быть уменьшена до нуля путем раздвижения колонки при помощи муфт с резьбою. Определим, на какую величину K нужно раздвинуть колонки, чтобы $f = 0$.

НТБ ДНУЖТ

При увеличении длины колонки $g'C'$ (фиг. 251) на небольшую величину K стрела прогиба f уменьшится, но точка g_1 опустится несколько вниз, увеличивая растяжение тяги и затяжки, а также сжатие швеллера.

До увеличения длины колонки, т. е. при $K = 0$, перемещение точки C и равное ему перемещение точки g было равно стреле прогиба f. При увеличении же длины бабки на величину K перемещение точки g вызывающее растяжение и сжатие частей системы, будет равно $f + K$.

Вследствие этого Z определится по формуле:

$$f + K = AZ: \qquad (7).$$

из формулы (5):

$$EJf = B + CZ;$$

следовательно, исключая f, получим:

$$Z = \frac{B + EJK}{EJA - C} \qquad (8).$$

при $f = 0$, $K = AZ$ и $Z = -\frac{B}{C}$

Таким образом для того, чтобы совершенно уничтожить стрелу прогиба, необходимо увеличить длину бабки на величину:

$$K = -\frac{AB}{C}$$

При большей величине K стрела прогиба получится отрицательная $f < 0$, т. е. швеллер будет изогнут не вниз, а вверх.

В ненагруженном состоянии швеллера прогиб f и сила Z, сжимающая бабку, определяются из формул (7) и (8) при допущении $v = 0$, а следовательно, и $B = 0$, т. е.

$$Z = \frac{EJK}{EJA \quad C} \text{ и } f = AZ - K = \frac{KC}{EJA - C}.$$

Полученные формулы выведены без учета влияния обрешетки кузова вагона, между тем таковое выражается в уменьшении напряжения всех частей шпренгеля.

13. Расчет шпренгеля с одной колонкой

Такие шпренгели имеются у наших нормальных двухосных платформ. Наиболее невыгодный случай нагрузки платформ это сосредоточенная нагрузка при перевозках рельс, железных балок и других длинных предметов на сцепе двух платформ. Для расчета шпренгеля с одной колонкой применяется метод, основанный на предположении, что вся нагрузка P (фиг. 254) передается на колонку C. При таком

НТБ ДНУЖТ

предположении сила Z, растягивающая струнку шпренгеля, и сила Y, сжимающая швеллер, могут быть определены из треугольника сил:

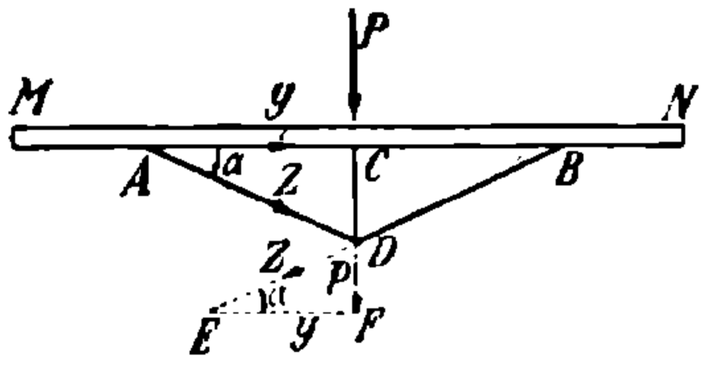
$$Z = \frac{P}{\sin \alpha} \text{ и } Y = \frac{P}{\operatorname{tg} \alpha}$$

Такой упрощенный расчет шпренгеля с одной колонкой дает преувеличенные результаты и особенно для силы Z, растягивающей струнку, и при большой величине силы P принимать его не следует.

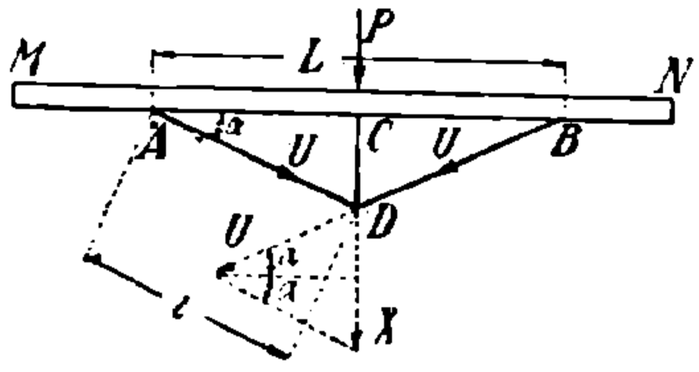
В действительности, вследствие прогиба швеллера MN, растяжения струнок AD и BD и сжатия колонки CD, силы Y и Z и сила, сжимающая колонку, получат величины, не совпадающие с указанными выше.

Обозначим:

длину швеллера MN (фиг. 255) между шпренгельными державками A и B — L,



Фиг. 254.



Фиг. 255.

длину струнки AD — l,
высоту колонки CD — H,
угол CAD между стрункой и швеллером — α,
момент инерции поперечного сечения швеллера — J,
площадь поперечного сечения струнки — ω,
площадь поперечного сечения колонки — Ω,
модуль упругости — E.

Стрела прогиба Δ_1 бруска AB от груза в 1 *кг*, приложенного в точке C, равна:

$$\Delta_1 = \frac{L^3}{48EJ}.$$

Сжатие Δ_2 колонки CD под действием силы в 1 *кг* будет:

$$\Delta_2 = \frac{H}{E\Omega}.$$

Удлинение Δ_3 струнки AD под действием силы в 1 *кг* будет:

$$\Delta_3 = \frac{l}{E\omega}.$$

Под действием груза P швеллер MN начнет прогибаться, колонка сожмется и будет поддерживать швеллер с силою, которую обозначим через X. Следовательно изгиб швеллера на длине его AB будет производиться силою P—X. Стрела прогиба f_1 швеллера будет больше Δ_1 во столько раз, во сколько $P - X$ больше единицы, т. е.

$$f_1 = \Delta_1 (P - X) \quad (1).$$

НТБ ДНУЖТ

Сила X будет сжимать колонку, и сжатие ее будет равно

$$f_2 = \Delta_2 X \qquad (2).$$

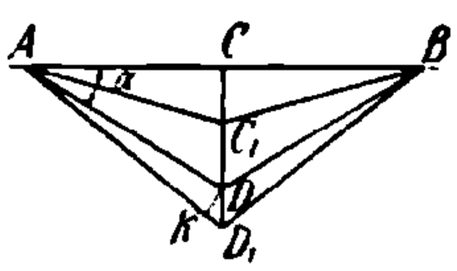
Силы U (фиг. 255), растягивающие струнки AD и BD, определяются следующим образом: в точке D давление силы X на струнки AD и BD уравновесится двумя равными силами U, направленными вдоль струнок. Поэтому силы X и U составят замкнутый треугольних UDX, из которого сила U определится равной:

$$U = \frac{X}{2 \sin \alpha}.$$

Следовательно удлинение струнок под действием сил U будет равно

$$f_3 = \Delta_3 \frac{X}{2 \sin \alpha} \qquad (3).$$

Швеллер, колонка и струнки шпренгеля соединены между собою, а потому и величены f_1, f_2 и f_3 будут связаны определенной зависимостью. Эта зависимость определяется следующим образом. Под действием груза P точка C швеллера (фиг. 25b) опустится на величину $CC_1 = f_1$. Точка D опустится на величину DD_1, которая меньше CC_1, потому что брусок CD сжался на величину Δ_2.



Фиг. 256.

Очевидно, что

$$DD_1 = f_1 - f_2.$$

Струнка AD займет положение AD_1 и если из точки A провести дугу радиусом AD, то KD_1 будет удлинением тяги AD. Но так как величины f_1, f_2 и f_3 очень малы, то без большой погрешности можно дугу DK заменить перпендикуляром, опущенным из точки D на линию AD_1. Тогда из треугольника DKD_1 имеем, что

$$f_3 = KD_1 = DD_1 \sin \alpha = (f_1 - f_2) \sin \alpha \qquad (4).$$

Подставляя в уравнение (4) величины f_1, f_2 и f_3, из уравнений (1), (2) и (3) получим:

$$\frac{\Delta_3 X}{2 \sin \alpha} = \left[\Delta_1 (P - X) - \Delta_2 X \right] \sin \alpha.$$

Откуда

$$X = P \frac{\Delta_1}{\Delta_1 + \Delta_2 + \frac{\Delta_3}{\sin \alpha}}.$$

Зная величину силы X, мы определим силу $P - X$, изгибающую швеллер, и силу $\frac{X}{2 \sin \alpha}$, растягивающую каждую из струнок.

НТБ ДНУЖТ

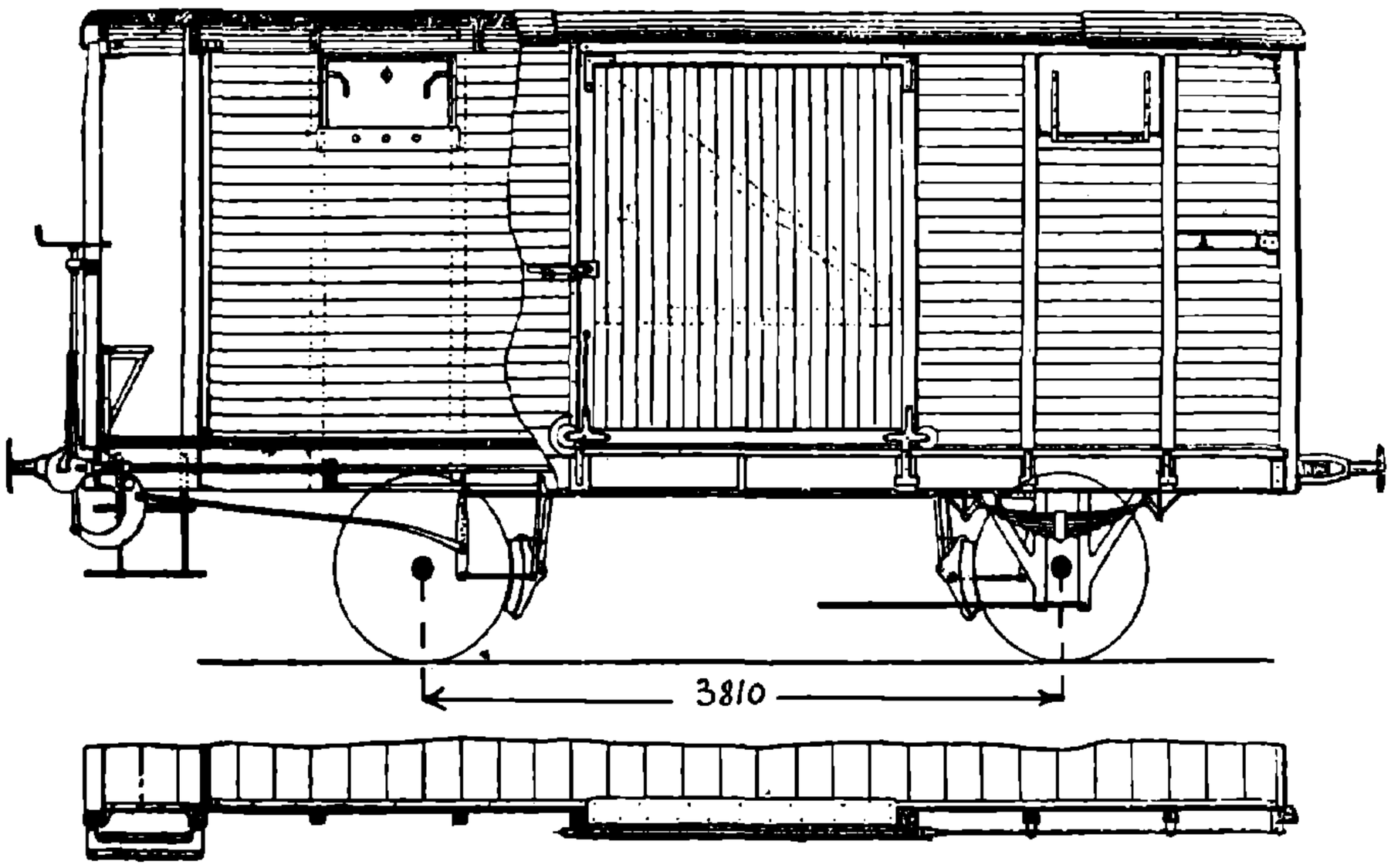
ГЛАВА XII

КУЗОВ ВАГОНА

А. КУЗОВ ТОВАРНОГО ВАГОНА

1. Обрешетка кузова

Остов кузова товарного вагона, или так называемая о б р е ш е т к а кузова, состоит из деревянных или железных стоек, укрепленных на раме и соединенных вверху обвязочным брусом и потолочными дугами. Стойки служат для укрепления обшивочных досок, образующих стены кузова, а потолочные дуги—для укрепления крыши вагона.



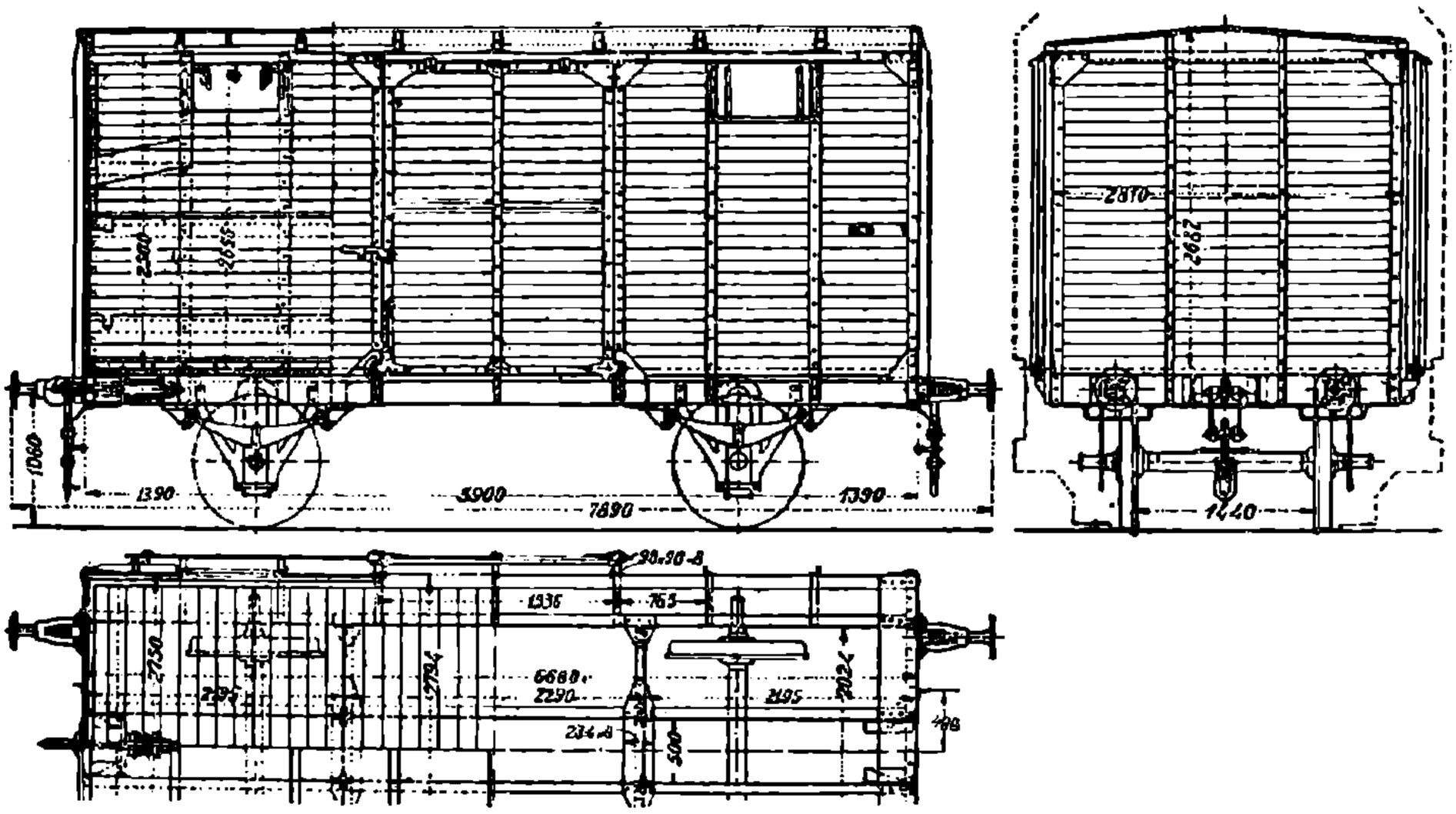
Фиг. 257.

В зависимости от размеров и назначения вагонов обрешетка кузова имеет различную конструкцию. Простейшую конструкцию представляет обрешетка кузова, изображенного на фиг. 257. Торцовые стойки дубового дерева прикреплены к буферным брусьям, а боковые—к кронштейнам, приклепанным к швеллерам рамы и соединенным между собою обвязочным угольником. По верху стойки соединены продольными и поперечными обвязочными брусьями, с которыми они соединяются шипами и угольниками. К обвязочным брусьям укреплены две концевые фрамуги и потолочные дуги. Это—обрешетка ста-

НТБ
ДНУЖТ

рого нормального вагона дорог СССР подъемной силы в 16,5 *т*. Она сплошь деревянная, при чем угловые и дверные стойки — дубовые, а промежуточные и концевые — дубовые или сосновые, обвязочные брусья и фрамуги — сосновые, потолочные дуги—сосновые или дубовые. Размеры поперечного сечения частей обрешетки следующие:

Стойки угловые	115 × 115 *мм*
концевые	100 × 80
промежуточные	80 × 65
дверные	125 × 100
дуги крыши	51 × 51



Фиг. 258.

Обрешетка такой конструкции, называемая стоечной, применена и у двухосных товарных вагонов подъемной силы в 20 *т* (фиг. 258); она состоит из железных стоек, железных верхних обвязочных брусьев, железных дуг и концевых фрамуг. Угловые и дверные стойки сделаны из углового железа 90 × 90 × 8 *мм*, а концевые – из углового железа 90 × 60 × 8 *мм*; дуги крыши — из корытного железа профиля 80 × 45 × 5 *мм*; фрамуги—из листового железа толщиною в 3 *мм*, армированного в верхней части угловым железом 45 × 45 × 5 *мм*.

Обрешетка большегрузных товарных вагонов для большей жесткости и прочности делается раскосно-стоечной конструкции, которая отличается от стоечной тем, что между вертикальными стойками помещаются раскосы, скрепленные с верхней и нижней обвязкой Раскосы в зависимости от их расположения и профиля поперечного сечения могут работать на растяжение или на сжатие. В американских конструкциях раскосы делаются работающими на сжатие; такие конструкции имеют то преимущество, что раскосы при толчках оди-

НТБ ДНУЖТ

наково сопротивляются сжимающим и растягивающим усилиям и тем дают большую жесткость обрешетке.

Однако такое расположение раскосов дает увеличение веса обрешетки, и потому выгоднее располагать раскосы в металлических конструкциях так, чтобы под действием веса кузова и нагрузки они работали на растяжение, и давать им такое сечение, чтобы они могли сопротивляться сжимающим усилиям при толчках. В деревянных конструкциях раскосы из дерева должны располагаться так, чтобы они работали только на сжатие.

На фиг. 259 представлена железная обрешетка кузова нашего большегрузного вагона подъемной силы в 50 *т*, склепанная в одно целое с железною рамою. Обрешетка каждой долевой стены кузова состоит из двух угловых стоек углового профиля $120 \times 120 \times 10$ *мм*, двух двойных стоек над шкворневыми балками, состоящих каждая из двух зетов профиля $80 \times 65 \times 6$ *мм*, двух дверных, восьми промежуточных стоек зетового сечения $80 \times 65 \times 6$ *мм* и шести раскосов полосового железа, из которых два раскоса, примыкающие к стойкам над шкворневыми балками, имеют сечение 126×8 *мм*, а остальные — сечения 126×6 *мм*.

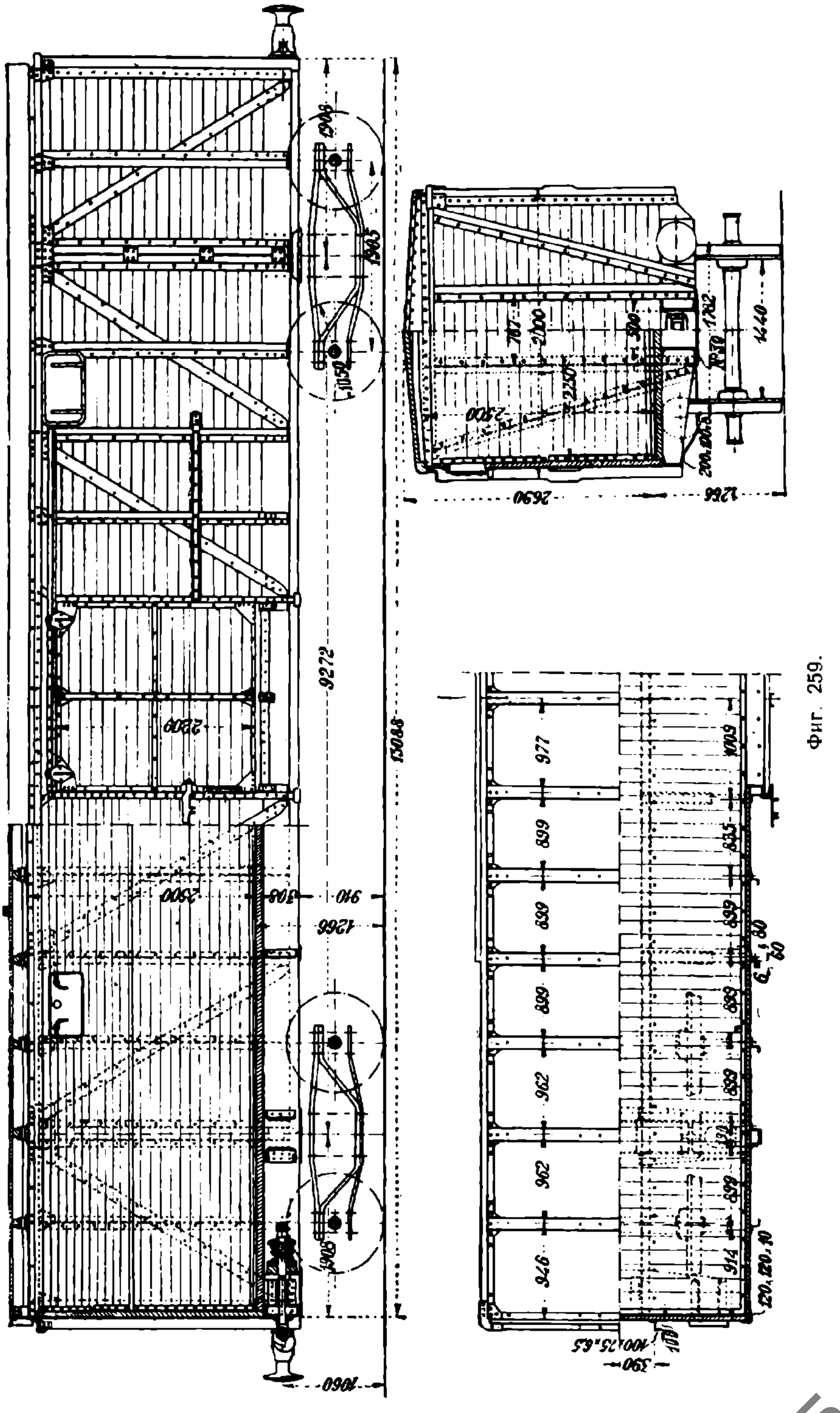
Обрешетка лобовых стен состоит из двух стоек зетового профиля $100 \times 75 \times 6{,}5$ *мм* и двух раскосов такого же профиля. Верхняя обвязка боковых ферм сделана из зета профиля $100 \times 75 \times 6{,}5$ *мм*, поставленного горизонтально. Нижней обвязкой обрешетки боковых стен служат боковые швеллера рамы профиля $200 \times 100 \times 8$ *мм*.

Крыша большегрузного вагона имеет свою обвязку, независимую от верхней обвязки боковых и концевых ферм, и соединена с нею болтами.

Обвязка крыши сделана из углового железа профиля $75 \times 75 \times 6$ *мм* и имеет 2 железные клепанные концевые фрамуги и 13 промежуточных дуг корытного профиля $80 \times 45 \times 5$ *мм*, поставленных полками кверху. Между полками дуг укреплены на болтах деревянные бруски, к которым пришивается гвоздями деревянная обшивка крыши. Такая конструкция дает возможность собирать крышу отдельно и ставить ее на вагон, когда стены уже собраны. Обрешетки боковых и концевых стен также могут изготовляться отдельно. Это значительно сокращает площадь, необходимую для сборки кузова при постройке вагонов.

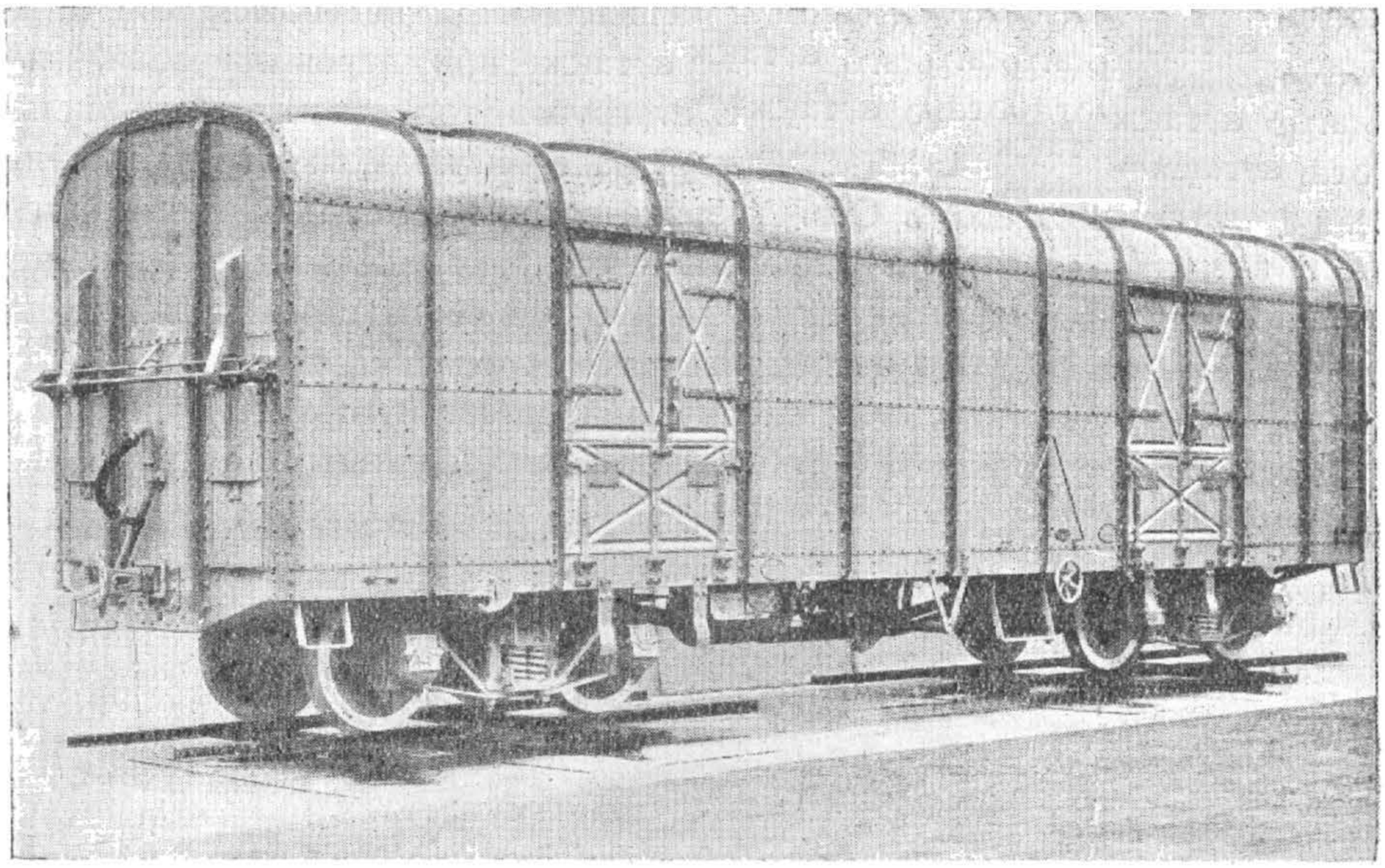
В последнее время в Америке и в других странах начали строить товарные вагоны, у которых, вместо деревянной обшивки, стены и крыша делаются из железных листов, приклепанных к стойкам и дугам крыши. На фиг. 260 изображен железный клепанный крытый вагон южно-африканских железных дорог, построенный в Англии, а на фиг. 261 двухосный железный клепанный вагон с металлическими штампованными стенками, построенный в Англии для железных дорог Буэнос-Айресса. Кузов такого вагона отличается большой прочностью,

НТБ ДНУЖТ



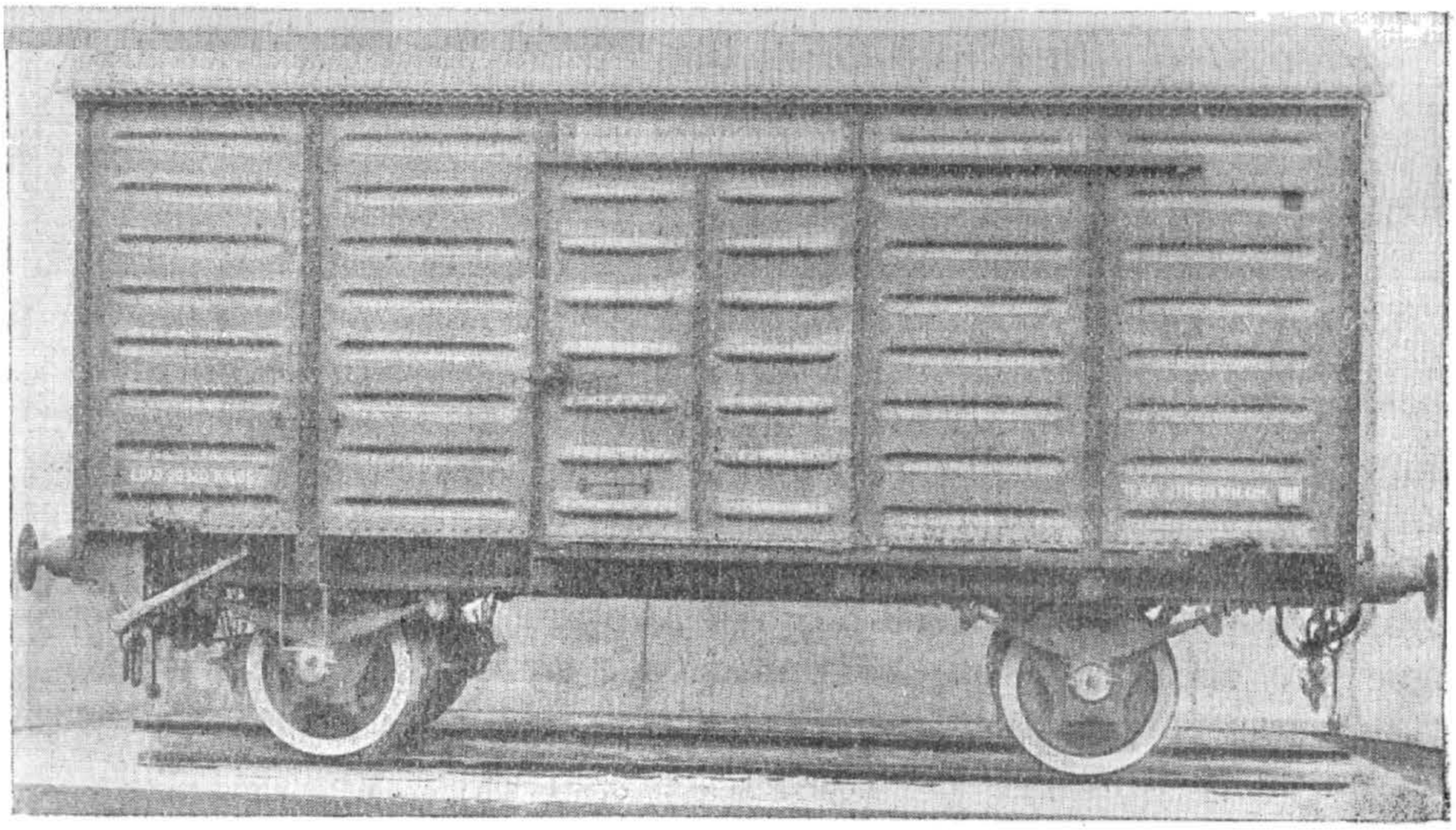
Фиг. 259.

НТБ ДНУЖТ



Фиг. 260.

но имеет свои недостатки, по причине которых такая конструкция не получила широкого распространения. В холодное время года, при за-

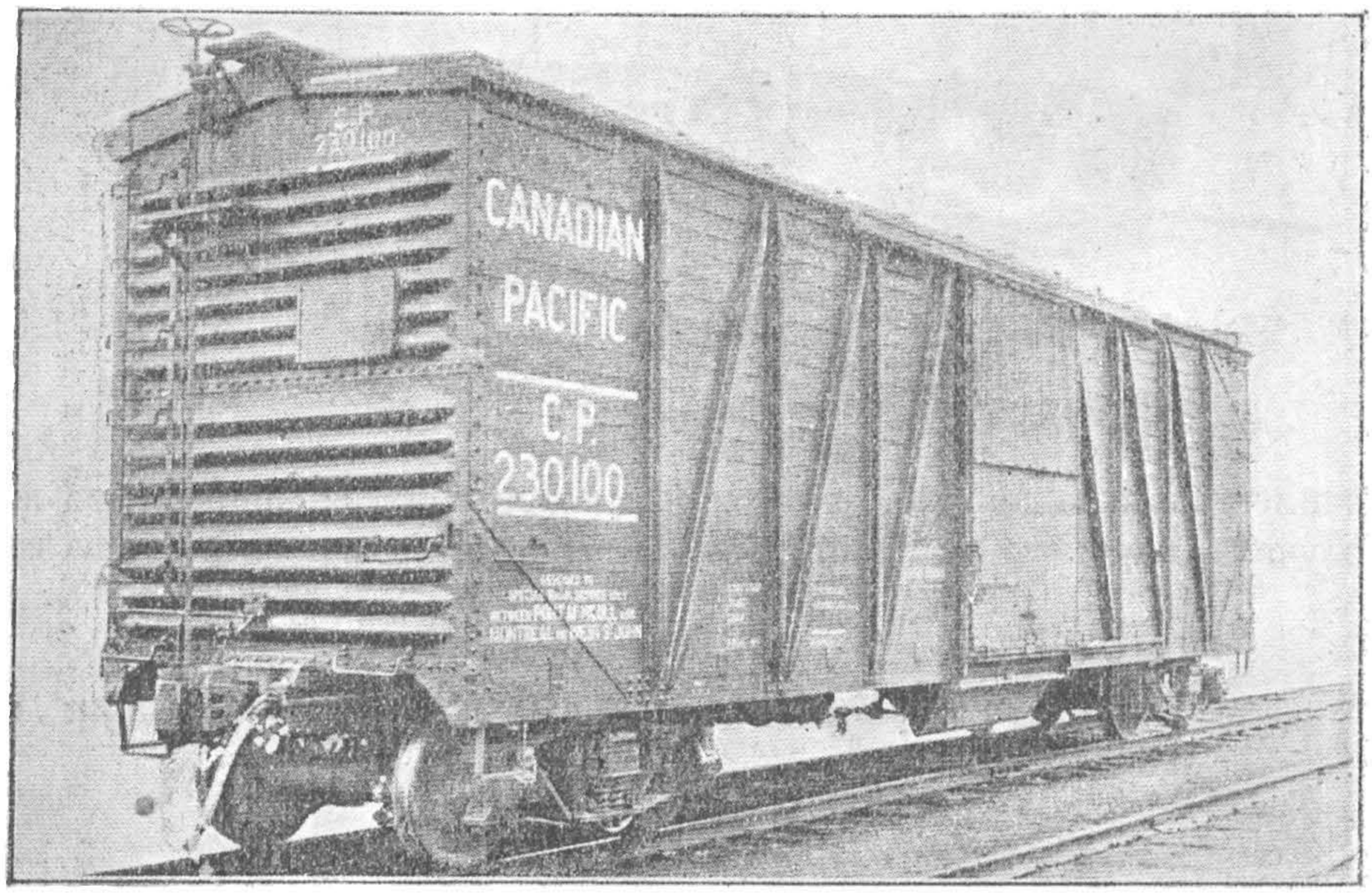


Фиг. 261.

грузке такого вагона насыпными грузами, например хлебом, стенки его, вследствие большой теплопроводности железа, отпотевают, что влечет за собою подмочку и повреждение груза, особенно в тех случаях,

НТБ ДНУЖТ

когда груз находится в теплом помещении. При перевозках же угля, благодаря содержанию в нем серы, а также при перевозке соли, животных, удобрительных туков и т. п. грузов тонкие железные листы стен вагона быстро ржавеют. Для устранения подмочки груза, вследствие отпотевания его, в Сев. Америке вагоны с металлическими стенами зашиваются внутри деревянной обшивкой. Для устранения же ржавления применяется медистое железо с содержанием меди от 0,2 до 0,5%. Примесь меди в количестве не более 0,5% не понижает заметно качества железа, если оно не подвергается горячей обработке, и сообщает ему большую устойчивость в отношении ржавления.



Фиг. 262.

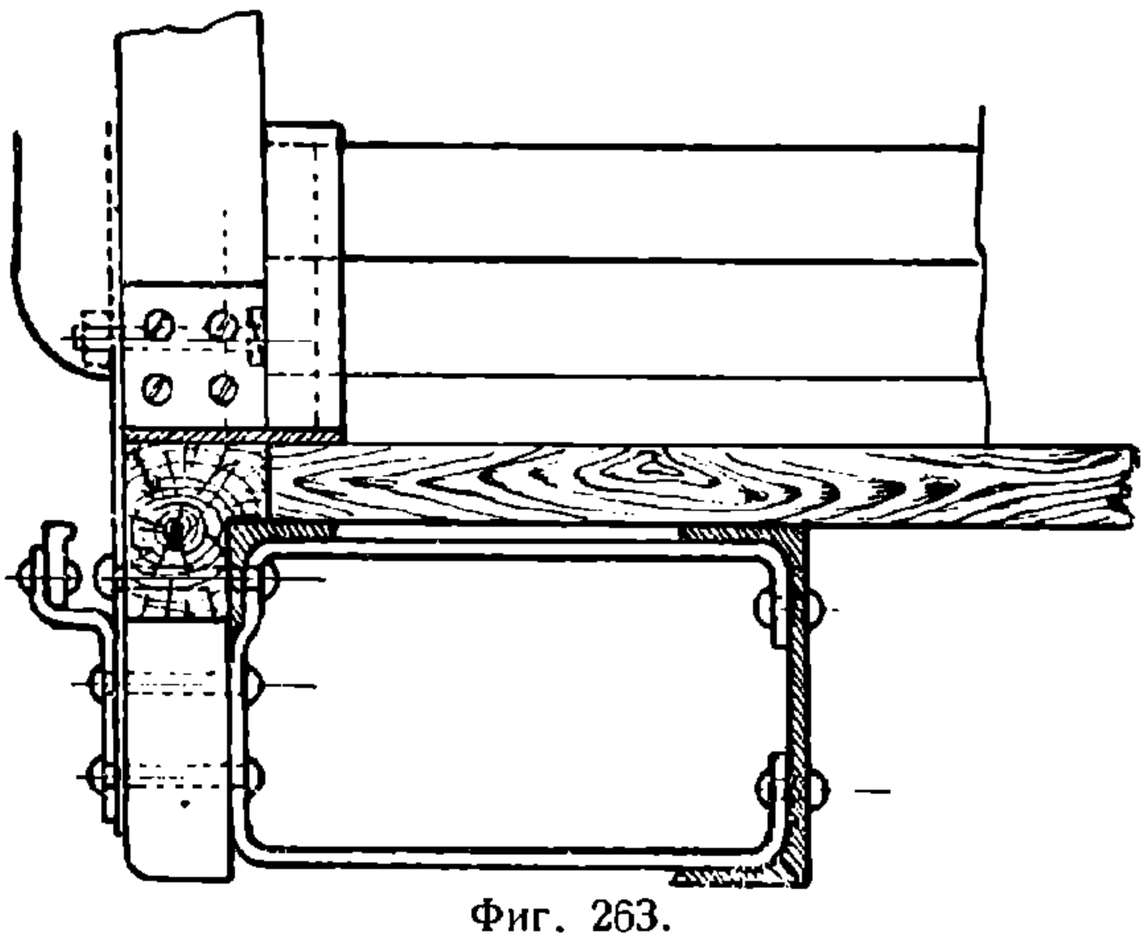
На дорогах Сев. Америки в последнее время получило весьма широкое распространение устройство торцовых стен из железных штампованных (гофрированных) листов железа (фиг. 262); благодаря большей устойчивости таких стен отпадает необходимость ставить стойки и раскосы, усложняющие конструкцию вагона и увеличивающие его вес. Такое же гофрированное железо применяется и для устройства погрузочных дверей. С внутренней стороны железные торцовые стены и погрузочные двери, для устранения отпотевания и подмочки груза, зашиваются деревянной обшивкой.

Боковые деревянные стойки кузовов товарных двухосных вагонов прикрепляются болтами к кронштейнам, приклепанным к швеллерам рамы, как показано на фиг. 263. Каждая стойка укрепляется двумя болтами, при чем болты пропускаются через железные скобы, которые охватывают стойку снаружи, чтобы она не раскалывалась. Верх-

НТБ ДНУЖТ

ние концы стоек соединяются шипами и угольниками с верхним обвязочным брусом.

Железные стойки в кузовах двухосных вагонов в нижней части приклепываются к железным кронштейнам из углового железа, а у кузовов тележечных вагонов они приклепываются непосредственно к продольным швеллерам рамы. Верхние концы железных стоек как в тех, так и в других вагонах приклепываются к верхним обвязочным брусьям при посредстве накладок (фиг. 259).



Фиг. 263.

Стойки концевых стенок прикрепляются непосредственно к буферным брусьям, при чем в случае деревянных стоек — болтами, а в случае железных — заклепками (фиг. 259).

2. Стены

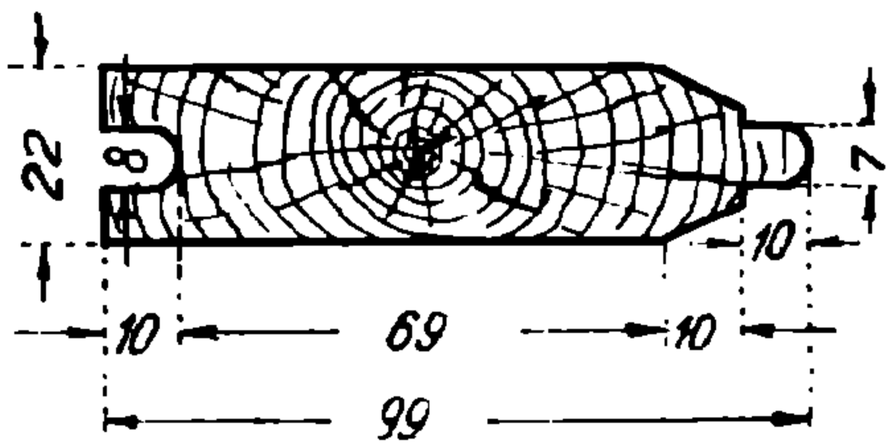
Для образования стенок кузова обрешетка изнутри зашивается деревянной шелевкой в шпунт (фиг. 257). Шпунт служит для скрепления шелевок между собою и устранения сквозных щелей при усушке их. У вагонов с деревянными стойками шелевки прибиваются гвоздями с внутренней стороны стоек, при чем концы шелевок закладываются в фальцы, выбранные в угловых и дверных стойках. В углах кузова внутри, в местах соединения обшивочных стен, прибивают полукруглые штабы для закрытия стыков у шелевок. У вагонов с железными стойками деревянная шелевка прикрепляется к ним помощью болтов диаметром в $^1/_2''$.

У наших 50-и 20-тонных вагонов обшивочные доски (шелевки) укрепляются болтами с полукруглой головкой диаметром в 33 *мм*, при чем к угловым и дверным стойкам каждая шелевка прикрепляется болтом, а к промежуточным стойкам и раскосам укрепление шелевок делается через одну[1]. Болты ставятся посредине шелевок гайкой наружу. Этот способ укрепления обшивок принят на дорогах САСШ и Канады и является наиболее простым и удобным. На наших вагонах Фокс-Арбеля и на нормальных вагонах с металлической обрешеткой (финляндский тип) укрепление обшивочных досок сделано бол-

[1] Укрепление каждой обшивки болтами к угловым и дверным стойкам дает возможность рассчитывать обшивочные доски на изгиб от горизонтального распора груза, как балки с ущемленными концами, и, следовательно, применять более тонкую обшивку.

НТБ ДНУЖТ

тами, под головки которых с внутренней стороны вагона поставлены планки из коробчатого железа. Этот способ укрепления дает некоторое сокращение числа болтов, но неудобен, так как при смене хотя бы одной обшивки приходится разболчивать всю стену вагона; кроме того выступающие кромки планок коробчатого железа могут повреждать и портить тару груза.



Фиг. 264.

В Германии и на наших вагонах Брейдшпрехера укрепление обшивочных досок делается болтами с костыльковыми головками, при чем болты ставятся в стык между двумя обшивками, и головка болта прижимает к стойке две соседних обшивки. Таким образом каждая обшивка укрепляется двумя болтами и для уменьшения числа болтов делается шире, чем при первых двух способах. Такое укрепление обшивки целесообразно, когда обшивка ставится вполне сухая и, под влиянием атмосферной влаги, получает стремление коробиться выпуклой стороной наружу; в этом случае болты удерживают обшивку от коробления. При постановке же недостаточно просушенной обшивки усыхание ее снаружи происходит быстрее, чем внутри вагона, она коробится выпуклой стороной внутрь вагона, и, следовательно, болты не могут ослабить коробление.

Обшивка нормального профиля для товарных вагонов (фиг. 264) имеет толщину в 22 *мм* и ширину с гребнем в 99 *мм*. У большегрузных вагонов в нижней части лобовых и долевых стен для большей прочности ставится обшивка толщиной в 40 *мм* и шириной с гребнем в 125 *мм*.

Фиг. 265.

Обшивки следует применять шириною в 100—125 *мм*, так как в случае недостаточно сухого леса такая обшивка не так сильно коробится и трескается, как более широкая, и при высыхании дает меньшие зазоры в шпунтах. Кроме того при выработке узкой обшивки можно иметь при разработке кряжей больший выход годного материала, удовлетворяющего требованиям технических условий.

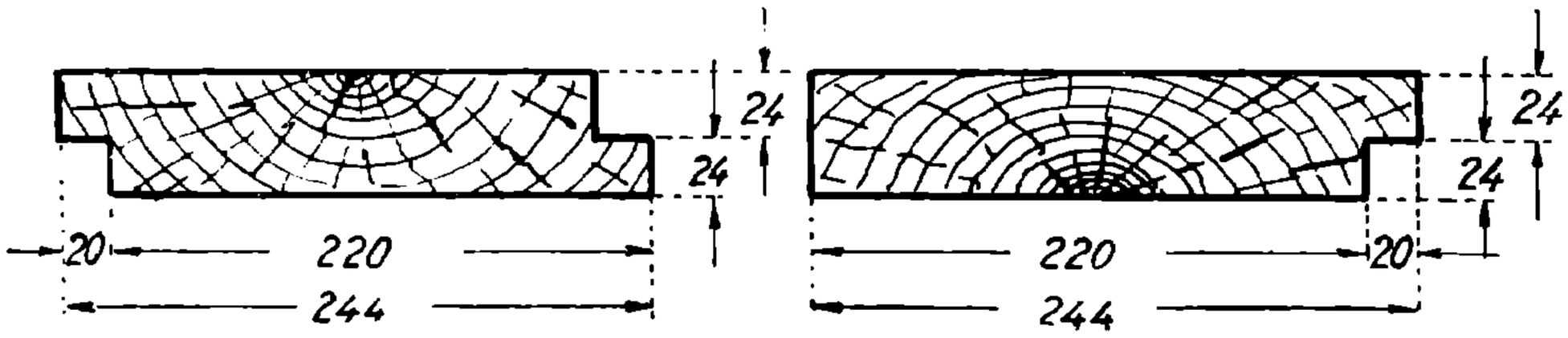
При постановке обшивок на стенах вагона необходимо располагать их так, чтобы гребни шпунтов были направлены кверху (фиг. 265), для того, чтобы стекающая по стенам вода не могла проникнуть в пазы.

3. Пол

Пол у товарных вагонов настилается непосредственно на балки рамы и делается из досок толщиною в 48 *мм*, которые укладываются поперек кузова и соединяются между собою в четверть (фиг. 266). Доски пола укрепляются вдоль стен к обвязочным угольникам или

НТБ ДНУЖТ

к полкам боковых швеллеров, а посредине к диагональным брусьям или к полкам хребтовых балок. Вдоль стен кузова доски укрепляются железными полосами, которые стягиваются болтами с полками боковых швеллеров или обвязочных угольников. Вместо полос у новых



Фиг. 266.

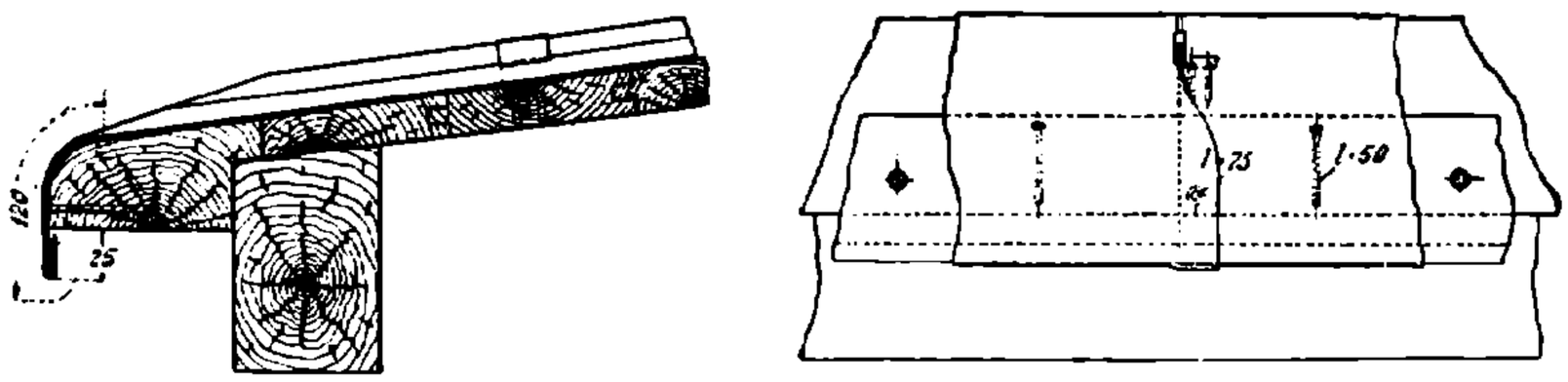
наших вагонов ставятся угольники профиля $50 \times 50 \times 6$ *мм*, вертикальные полки которых прикрепляются к стойкам и раскосам кузова, чтобы получить надежную герметичность пола в стыках половых досок с обшивкою стен против просыпки зерна и других насыпных грузов. В средине доски пола укрепляются к хребтовым балкам болтами с полукруглыми головками, а у вагонов старого нормального типа гвоздями к деревянным диагональным брусьям.

В дверном просвете, чтобы предохранить края досок пола от изнашивания и перекрыть стыки их, ставится порог в виде широкой полосы рифленого или гладкого железа, толщиною в 3—4 *мм* и шириною около 200 *мм*, укрепляемый болтами (фиг. 263).

Все болты для укрепления половых досок, планок и порогов ставятся гайкой наружу, и концы их расклепываются. Чтобы головки болтов не препятствовали выгрузке, головки их в металлических планках и угольниках должны быть в потай или в полупотай.

4. Крыша

Для образования крыши вагона на потолочные дуги прибиваются шелевки толщиною в 22 *мм*, соединяющиеся между собою в шпунт.



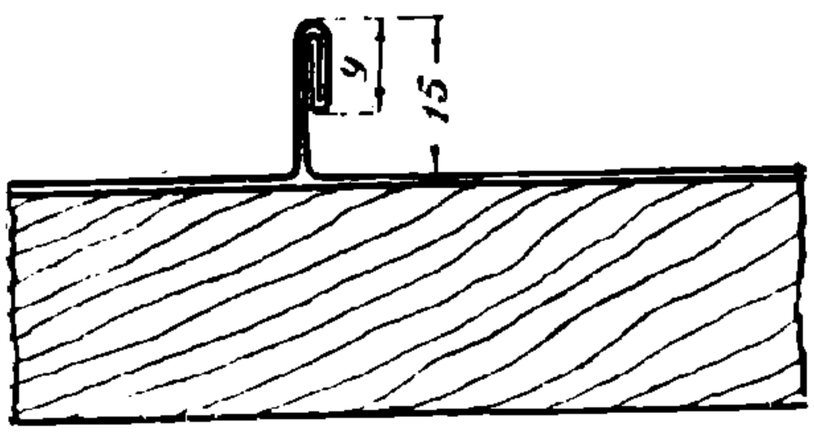
Фиг. 267.

К продольным брусьям верхней обвязочной рамы прикрепляется карнизный брусок, к которому прибивается планка из железа, толщиною в 1 *мм*, называемая подрамником. Крыша покрывается кровельным железом, при чем края железных листов загибаются под планку для прикрепления краев кровли (фиг. 267).

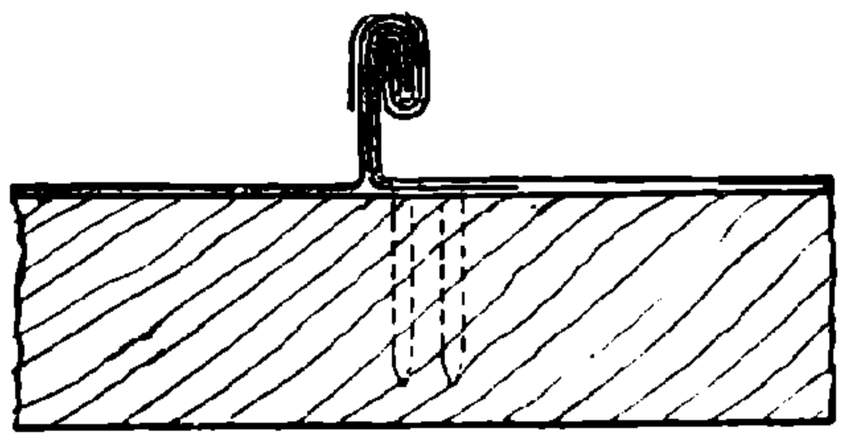
Железные листы крыши соединяются в поперечном направлении двойным стоячим гребнем, как показано на фиг. 268, и прикрепля-

НТБ ДНУЖТ

ются к деревянной обшивке клямерами. Клямер (фиг. 269) состоит из полоски железа шириною около 25 *мм* и длиною около 150 *мм*;

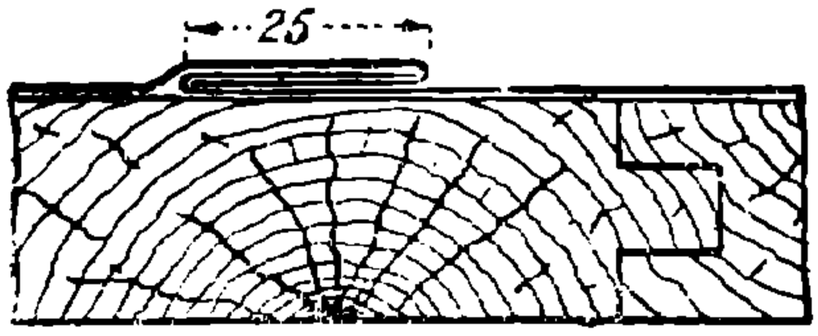


Фиг. 268.



Фиг. 269.

конец этой полоски прибивается к обшивке крыши в месте соединения листов, остальная часть полоски отгибается и ставится в вертикальное положение. Края соединяемых железных листов загибаются под прямым углом таким образом, что клямеры находятся между ними (фиг. 269). В продольном направлении листы кровельного железа соединяются плоским одинарным замком с загибом по скату крыши (фиг. 270). До покрытия крыши железом деревянная обшивка крыши и листы железа с внутренней стороны должны быть окрашены.



Фиг. 270.

На западно-европейских дорогах применяют для покрытия крыш просмоленную парусину, смазанную особой мастикой, и рубероид.

5. Двери

С каждой продольной стороны вагона устраивают погрузочные двери. Обычно устраивается одна задвижная дверь с каждой стороны посредине, но у некоторых большегрузных вагонов для удобства погрузки и выгрузки делают по две двери с каждой стороны (фиг. 271).

Вопрос о том, сколько погрузочных дверей – две или четыре – следует делать в большегрузном крытом вагоне, всегда вызывал споры. Мнения сторонников двухдверного вагона и сторонников четырех дверей сводятся к следующему.

За устройство двух дверей

1. При наличии четырех дверей усложняется конструкция рамы и кузова вагона, увеличивается тара и стоимость его.

2. При четырех дверях увеличивается заболеваемость вагонов и учащается их ремонт, так как двери надо делать легкого веса, и они поэтому остаются слабым местом вагона.

За устройство четырех дверей

1. При двух дверях затрудняется нагрузка и выгрузка грузов вручную, особенно грузов насыпью.

2. При двух дверях нагрузка и выгрузка грузов требуют больше времени, чем при четырех дверях.

НТБ ДНУЖТ

3. Каждая лишняя дверь является лишней возможностью для всякого рода неудобств: просыпки зерна, ломки щитов, необходимости недоиспользовать объем у дверей для того, чтобы обеспечить возможность легкого открытия их и т. п.

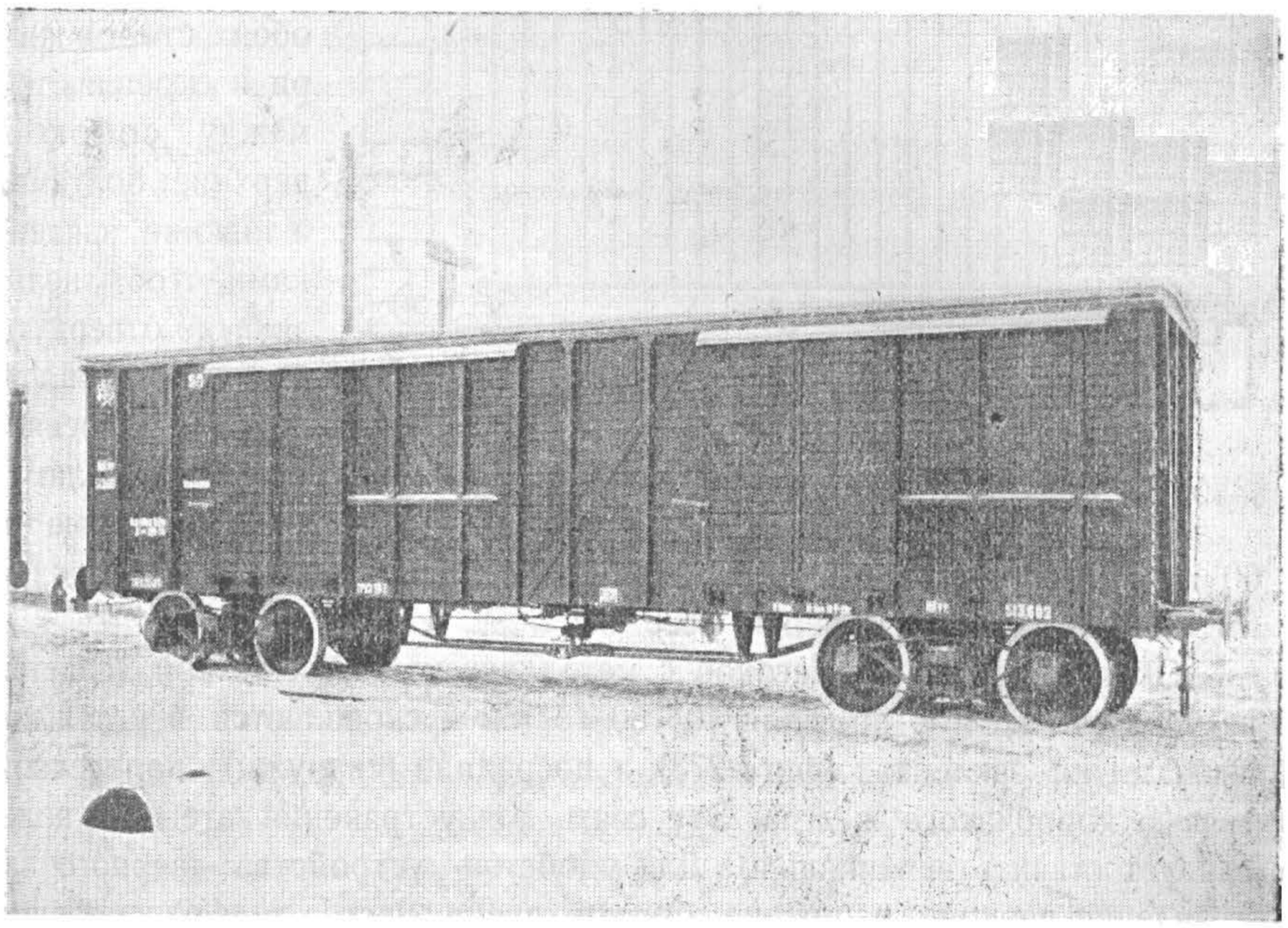
4. При наличии четырех дверей удваивается количество приборов, требующих тщательного наблюдения и надзора, удваиваются расходы на щиты и на пломбирование.

5. При наличии четырех дверей облегчается возможность хищения груза.

3. При четырех дверях вагон удобнее может быть приспособлен для перевозки людей и лошадей.

4. При двух дверях и уменьшенном числе люков в вагоне темно, что затрудняет разыскивание отдельных отправок при сборных грузах.

5. При двух дверях и отсутствии или малом числе люков в вагоне при погрузке зерна, угля и пр. поднимается пыль, затрудняющая погрузку.



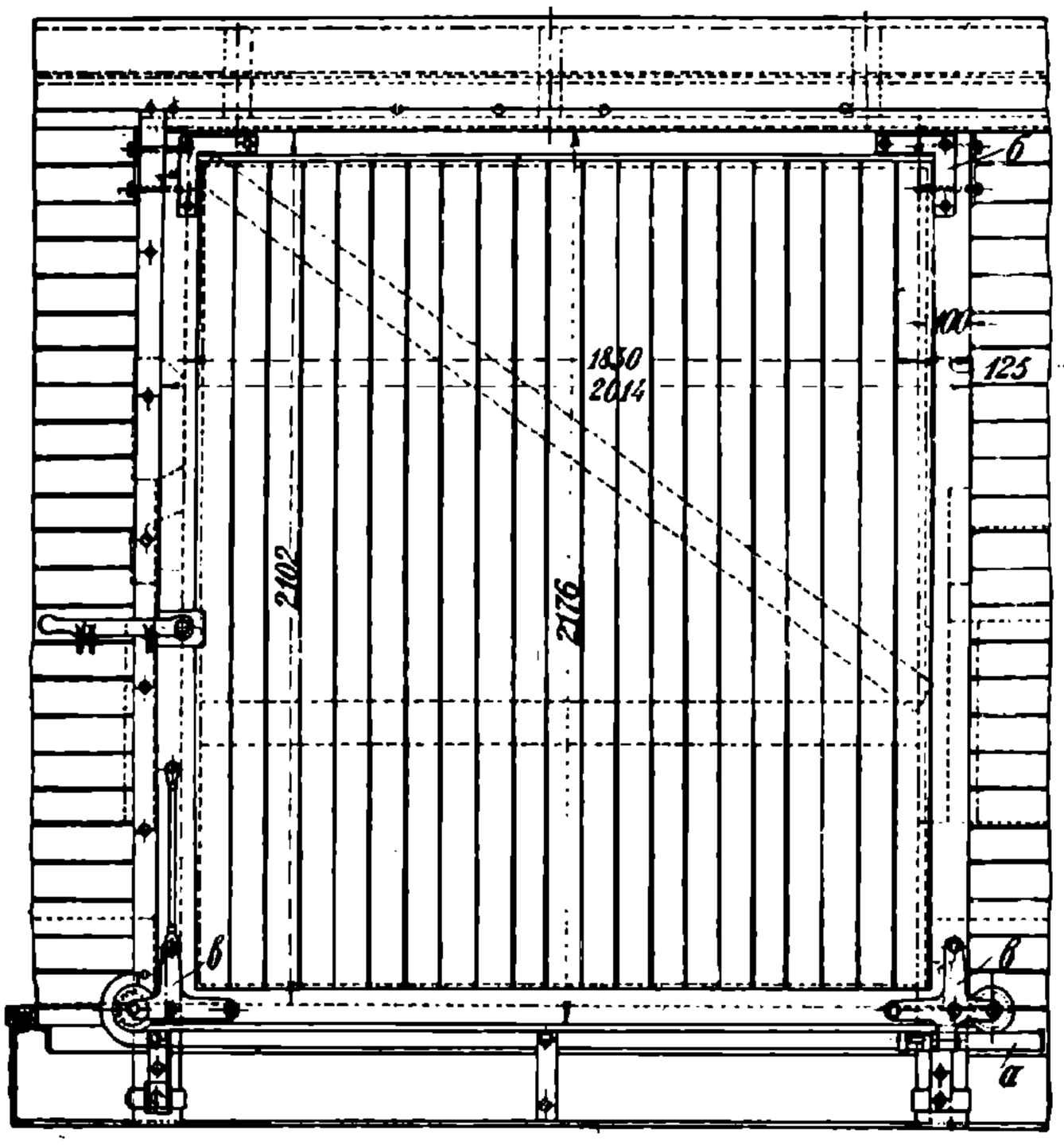
Фиг. 271.

Как видно из приведенных мнений сторонников двухдверного вагона, эксплоатационные качества вагона с двумя дверями выше таковых у вагона с четырьмя дверями. На стороне же четырехдвер-

НТБ ДНУЖТ

ного вагона преимущество исключительно при погрузке и то только, когда погрузка совершается примитивно, вручную.

Дверь нормального крытого товарного вагона (фиг. 272) представляет собою деревянную (дубового дерева) четырехугольную раму, зашитую шелевкой, при чем внизу, для большей прочности и устранения задевания груза за дверные бруски при открывании, шелевка ставится в два ряда или двойной толщины. Деревянные брусья дверной рамы соединяются в углах помощью шипов и планок или накладок на болтах; для большей жесткости дверной рамы ставится диагональный брус. Угловые накладки *б* и *в* (фиг. 272) для большей прочности ставятся с обеих сторон двери и скрепляются между собою — верхние болтами, а нижние заклепками, чтобы нельзя было отвернуть болты и снять дверь. Деревянные двери делаются толщиною в 60 *мм*. Дверной просвет по ширине в свету у всех наших вагонов имеет стандартный размер в 1 830 *мм*.

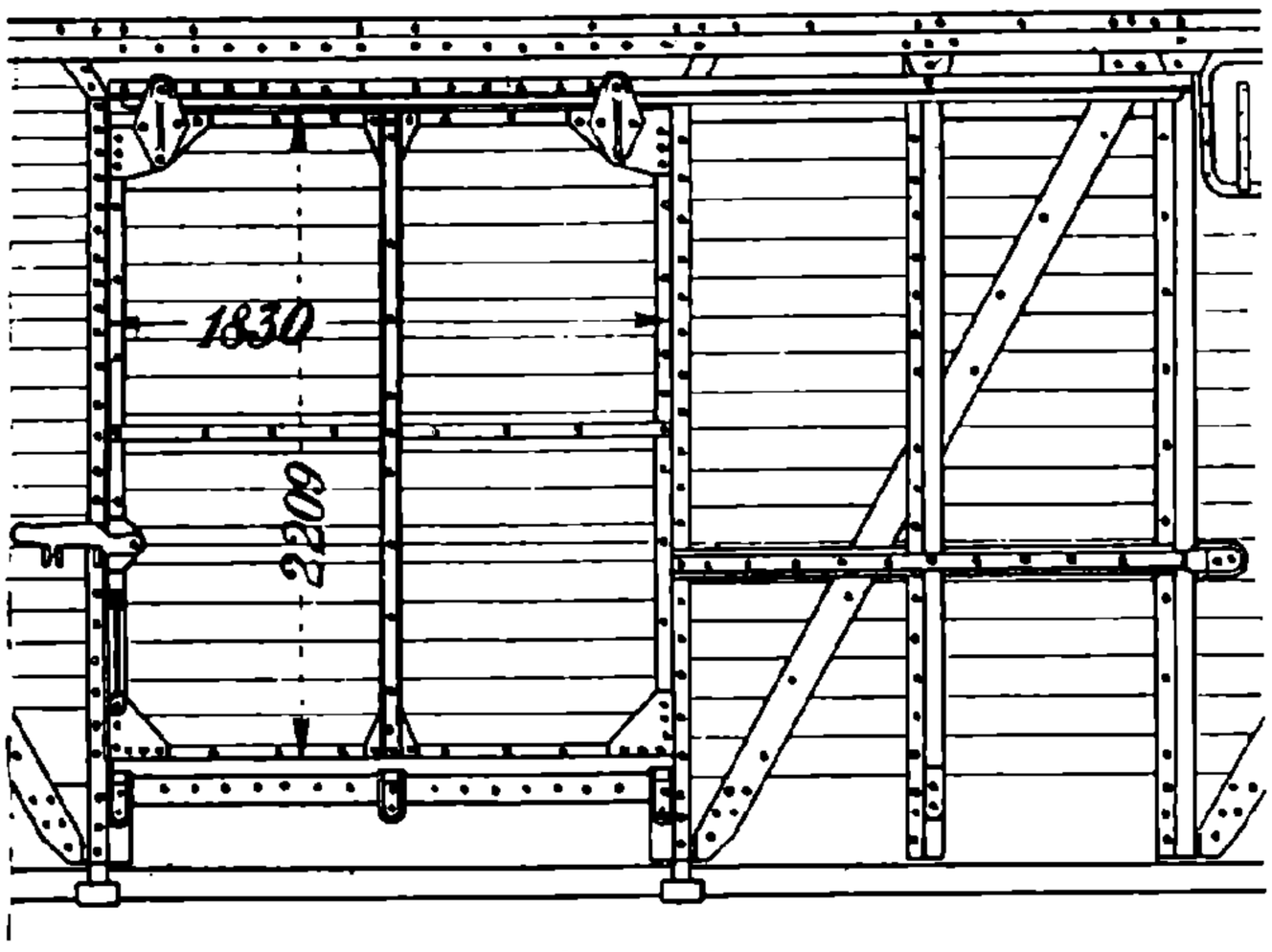


Фиг. 272.

Обвязка дверей у вагонов с металлической обрешеткой делается из углового железа профиля 40×60×5 *мм* и скрепляется в углах косынками на заклепках (фиг. 273), а посредине (снаружи) — поперечной связью коробчатого железа. Эту связь для устранения затекания воды следует ставить вертикально. Для удобства устройства дверного направления верхние и нижние бруски двери часто делают из железа зетового профиля. Толщина дверей с металлической обвязкой для уменьшения ее веса делается в 40 *мм*. Обшивка укрепляется к обвязочным брусам дверной рамы болтами, при чем болты ставятся с потайной головкой гайкой наружу, и под головкой болтов во всю ширину и высоту двери ставятся железные прижимные планки. В нижней

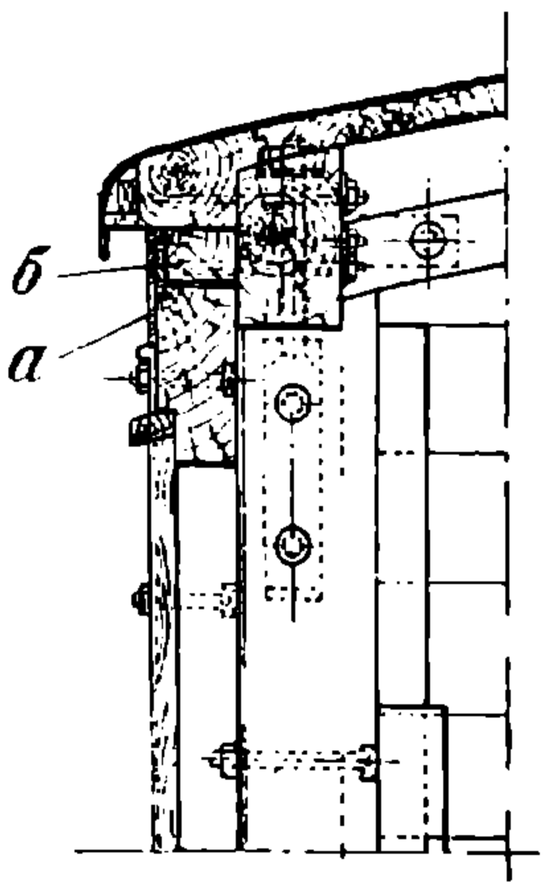
НТБ ДНУЖТ

части на половину высоты двери ставится обшивка толщиною в 40 *мм*, а в верхней части нормальной толщины—в 22 *мм*.



Фиг. 273.

У наших двухосных вагонов двери снизу поддерживаются двумя роликами с двойными гребнями, опирающимися на дверной рельс. Вверху дверь направляется железной полосой *а* (фиг. 274), удерживающей дверь на месте и предохраняющей зазор между дверью и бруском *б* от затекания воды внутрь вагона. Вертикальные перемещения двери ограничиваются бруском *б*, зазор между которым и дверью должен быть меньше высоты гребней у роликов. Направляющая планка *а* укрепляется болтами к верхнему обвязочному брусу вагона, при чем, для предупреждения возможности снятия направляющей полосы, гайки болтов должны ставиться изнутри вагона, а головки болтов должны быть круглыми или в потай.



Фиг. 274.

Для ограничения хода двери ставится останов или загибаются концы рельса по радиусу роликов.

Укрепление дверных роликов у нормальных вагонов делается помощью фасонных державок (фиг. 275). Наружная державка заднего дверного ролика имеет штырь, конец которого входит в ушко, прикрепленное заклепкой к дверному рельсу. Ушко делается двойное, чтобы затруднить снятие двери с рельса, когда она закрыта.

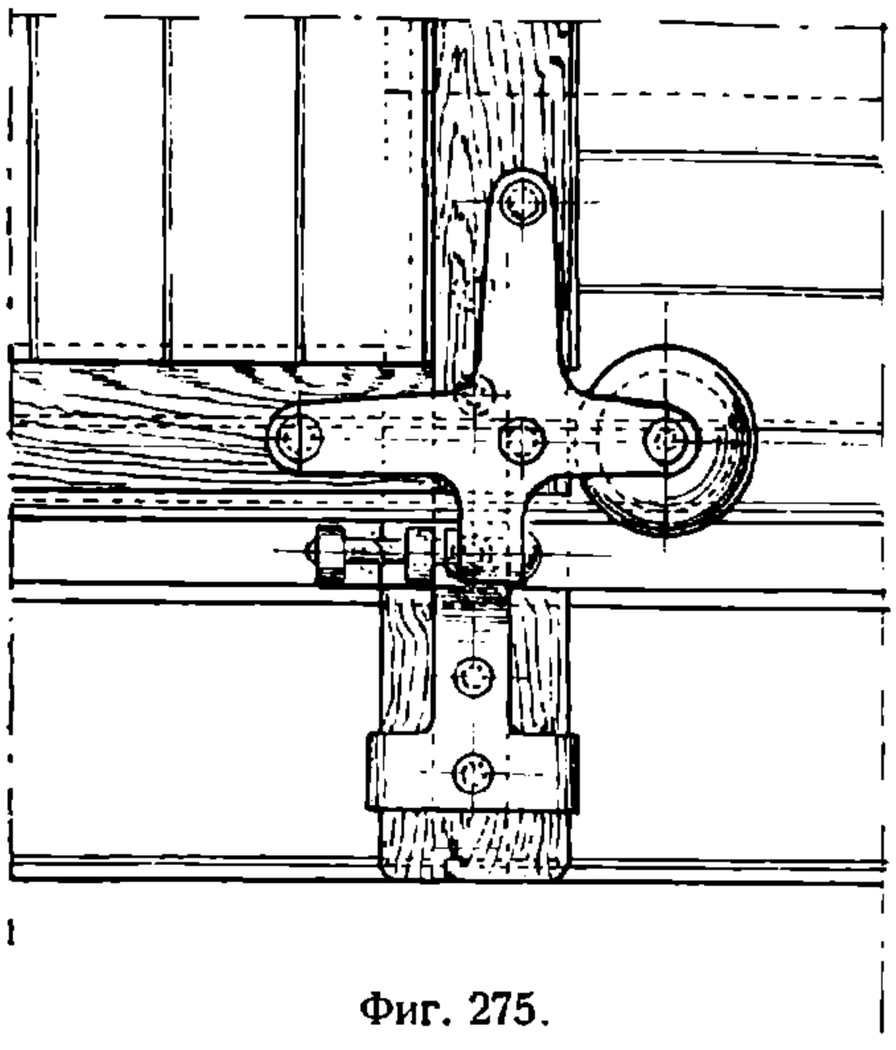
В закрытом положении дверь должна доходить вплотную до железного притворного угольника, прикрепленного к дверной стойке помощью болтов.

Щель, образующаяся между задней дверной стойкой и дверью, перекрывается железной планкой, прикрепленной к заднему вертикальному бруску двери (фиг. 276).

Для удержания двери в закрытом положении служит дверная накладка (фиг. 272), закидываемая на пробой. Накладке придана

НТБ ДНУЖТ

форма, позволяющая запирать дверь как в плотно закрытом положении, так и в несколько открытом, при чем в том и в другом положениях запор может быть заперт на замок или на него навешена пломба.



Фиг. 275.

У наших большегрузных вагонов, по образцу американских, подвешивание дверей сделано с верхним рельсом, по которому перемещаются дверные ролики, как показано на фиг. 273.

Подвешивание дверей с верхним рельсом по сравнению с нижним рельсом имеет следующие преимущества.

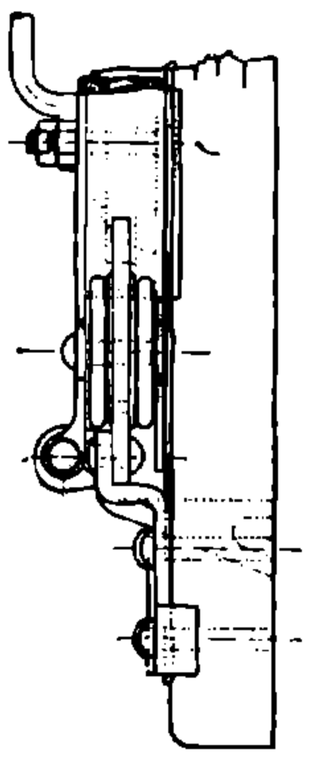
1. Направляющий рельс не подвергается повреждениям при погрузке навалочных грузов, как это часто случается у вагонов, имеющих направляющий рельс вблизи порога двери.

2. Дверные ролики могут быть сделаны без гребней, что устраняет трение гребней о рельс, затрудняющее перемещение дверей с нижним рельсом при их перекосе или погнутом рельсе.

3. Верхний рельс более продолжительное время может сохранять смазку.

4. Дверь не может упереться в рельс при износе роликов.

5. Конструкция дверного направления может быть осуществлена более надежной в смысле возможности хищений.



Фиг. 276.

Эти преимущества, однако, не позволяют еще с полной определенностью высказаться в пользу дверей с верхним рельсом.

Ручку двери, за которую дверь перемещается, приходится ставить внизу, чтобы ее можно было достать с пути; поэтому при открывании двери она стремится перекашиваться, и верхний правый ее угол упирается в направляющую. Чем больше усилия будет приложено при открывании двери, тем перекос и заклинивание верхнего правого угла будут больше. Для устранения перекоса дверей следует ставить две ручки: одну на заднем дверном бруске и вторую—на переднем.

Кроме этого при устройстве верхнего рельса возникают затруднения при постановке мостков для погрузки с пути и стремянок при людских перевозках.

НТБ ДНУЖТ

В конструктивном отношении двери должны удовлетворять следующим требованиям.

1. Притворы дверей должны быть сделаны так, чтобы при любом направлении ветра внутрь вагона не могла попасть дождевая вода и искры от паровоза.

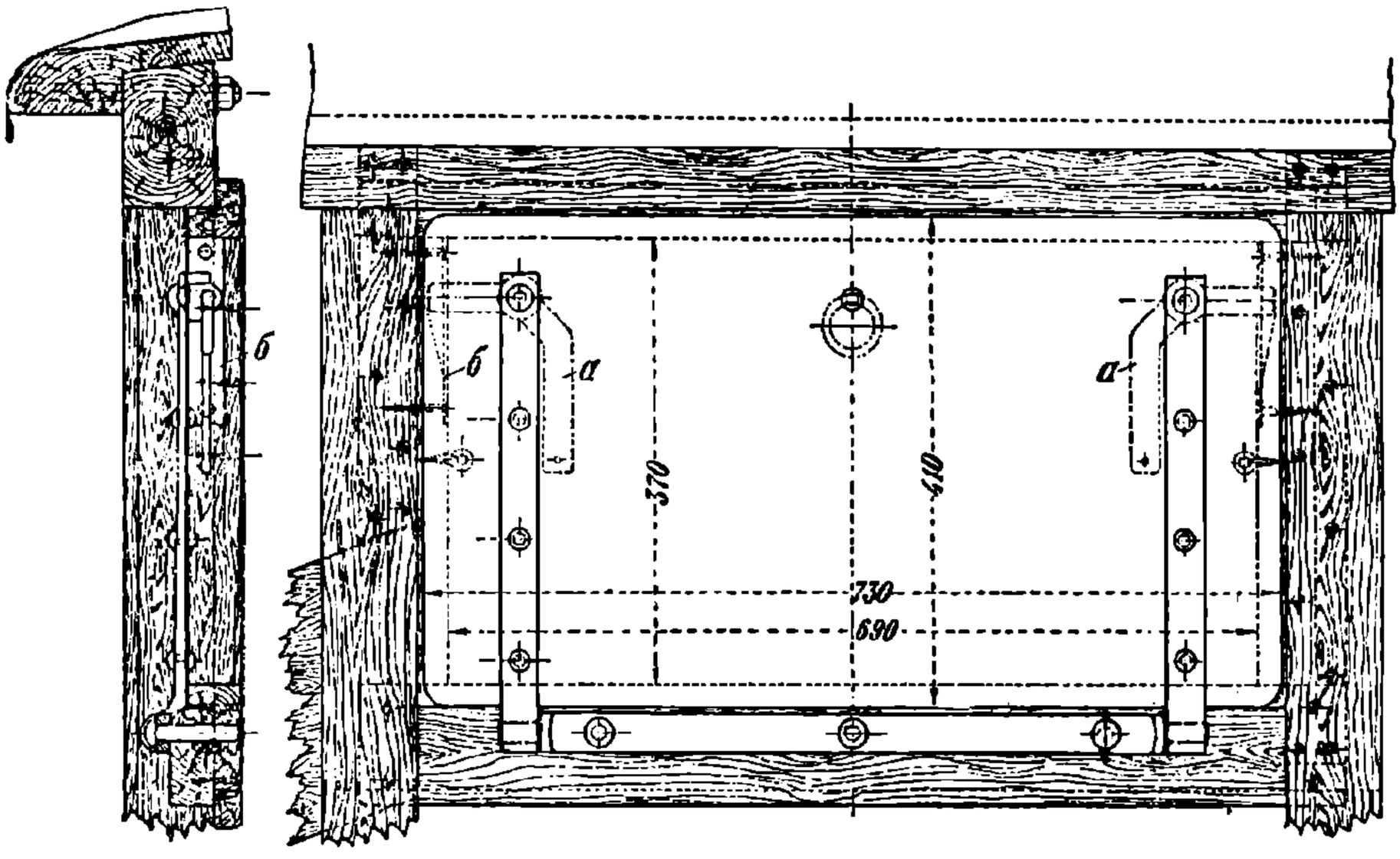
2. Затворы дверей должны обеспечивать контроль за надлежащей исправностью их с целью предупредить возможность злоумышленного открытия или снятия двери без нарушения целости пломбы.

3. Двери должны легко перемещаться при деформациях обрешетки под влиянием груза.

В специальных вагонах, где требуется герметичность дверей, как напр. в изотермических вагонах, двери делаются створчатыми на петлях.

6. Люки

В верхней части долевых стен между стойками устраиваются люки (фиг. 277), представляющие собою железный лист, называемый люковым ставнем, укрепленный на шарнирных петлях к нижнему



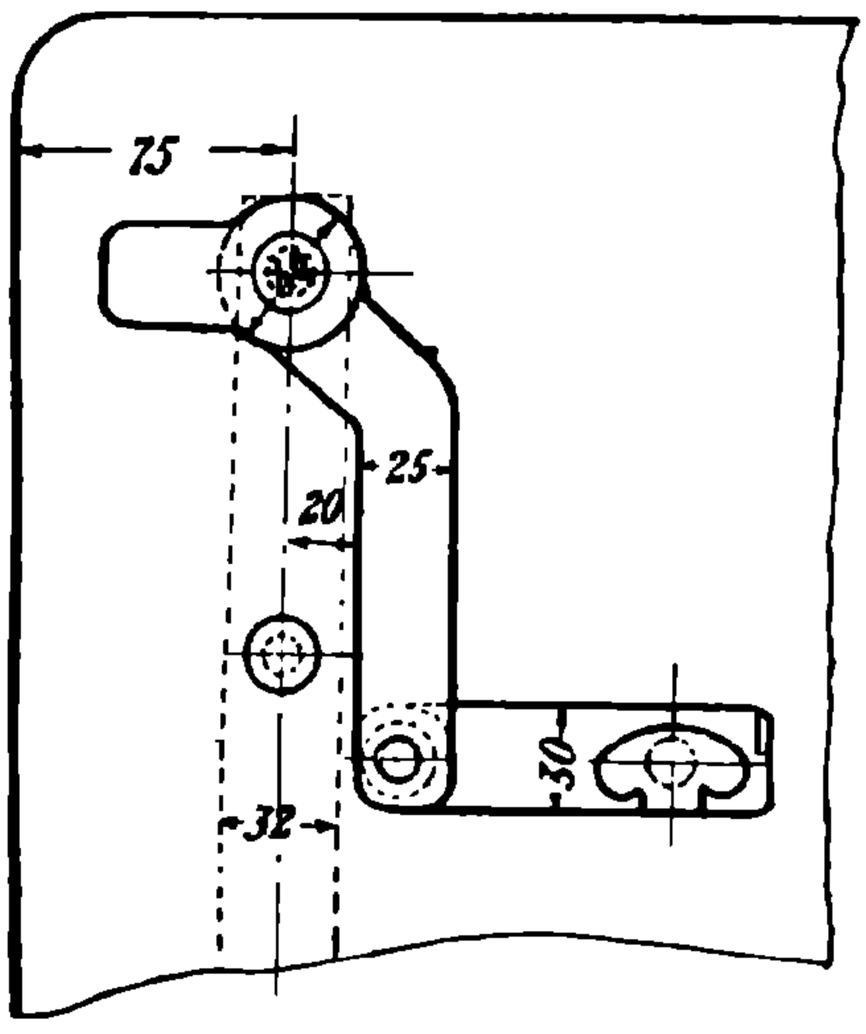
Фиг. 277.

люковому бруску и открывающийся наружу. Люк принятого у нас нормального типа имеет размер в свету по ширине в 690 *мм* и по высоте—в 370 *мм*.

Для закрывания люка служат закидки *а*, короткое плечо которых входит в соответствующее углубление в раме люка, перекрытое железною личинкой *б*, с отверстием, позволяющим прижать люк к раме. Для предохранения от самопроизвольного поворачивания закидки и открытия люка на длинном плече закидок ставят на шарнире доба-

НТБ ДНУЖТ

вочный рычажок (фиг. 278), опирающийся свободным концом на штырь, вклепанный в люковый ставень и препятствующий закидке поворачиваться. Для этой же цели применяются и другие приспособления, например предохранительный затвор Бондаренко (фиг. 279).

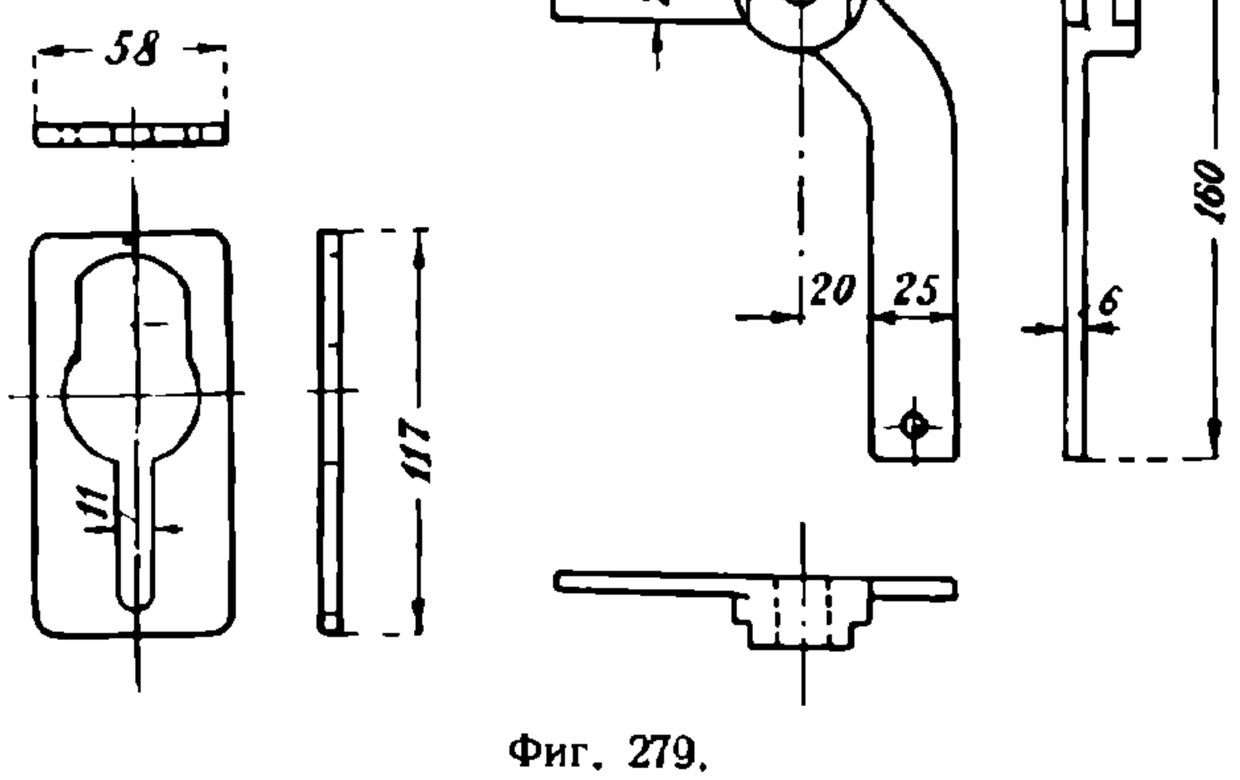


Фиг. 278.

Люки необходимо располагать в вагоне возможно выше, вплотную к верхней обвязке, чтобы получить возможно больший объем для насыпных грузов, которые во избежание просыпки не допускается грузить выше нижнего люкового бруска.

Люки у наших вагонов являются необходимыми при перевозках людей, лошадей, крупного скота, живности, а также некоторых грузов, требующих вентиляции, например фруктов, овощей и т. п. Люками пользуются у нас также при погрузке хлебных грузов насыпью, угля и длинных предметов, например труб, сортового железа и т. п.

Крытые вагоны дорог САСШ и Канады люков не имеют, и для перевозки животных на этих дорогах применяются специальные вагоны. Наши двухосные вагоны и новые большегрузные вагоны имеют 4 люка—по два с каждой стороны. Устройство люков осложняет конструкцию обрешетки у большегрузных вагонов, и с конструктивной стороны наличие люков и тем более увеличение числа их является нежелательным.



Фиг. 279.

Люки в конструктивном отношении должны удовлетворять следующим требованиям:

1. Притворы люков должны быть защищены от проникновения внутрь вагона дождевой воды и искр от паровоза при любом направлении ветра.

2. Расстояния между кромками люкового ставня и частями обрешетки кузова или рамкой люка должны быть настолько малыми,

НТБ ДНУЖТ

чтобы нельзя было открыть люк снаружи без повреждения частей обрешетки или рамки.

3. Устройство закидок должно обеспечивать надежное закрытие люка и предупреждать возможность самопроизвольного открытия его.

4. Люки не должны препятствовать свободному перемещению погрузочных дверей как в открытом, так и в закрытом положении.

5. Должно быть сделано приспособление для пломбирования люков изнутри вагона.

7. Тормозные площадки

В вагоне с ручным тормозом рама и крыша делаются более длинными, чем у вагонов без ручного тормоза, и на выступающей части рамы устраивается площадка для тормозильщика (фиг. 257). Тормозная площадка ограничивается с одной стороны лобовой стенкой вагона, а с другой—барьером, опирающимся на буферный брус. В последнее время вместо открытых площадок для ограждения тормозильщиков от непогоды делаются крытые будки с окнами посредине лобовой стены и в боковых дверях. Ширина площадки должна быть такова, чтобы на ней мог поместиться одетый в тулуп кондуктор или смазчик; у нормальных двухосных вагонов ширина открытой тормозной площадки—610 *мм*. Ширину закрытой площадки следует делать больше примерно на 100 *мм*.

Для входа на тормозную площадку к швеллерам рамы прикрепляются кронштейны, называемые коссоурами, на которых устанавливают деревянные ступени с привинченною к каждой из них сверху полосою рифленого железа. По бокам ступеней ставятся два поручня. На тормозной площадке устанавливается откидное сидение для кондуктора.

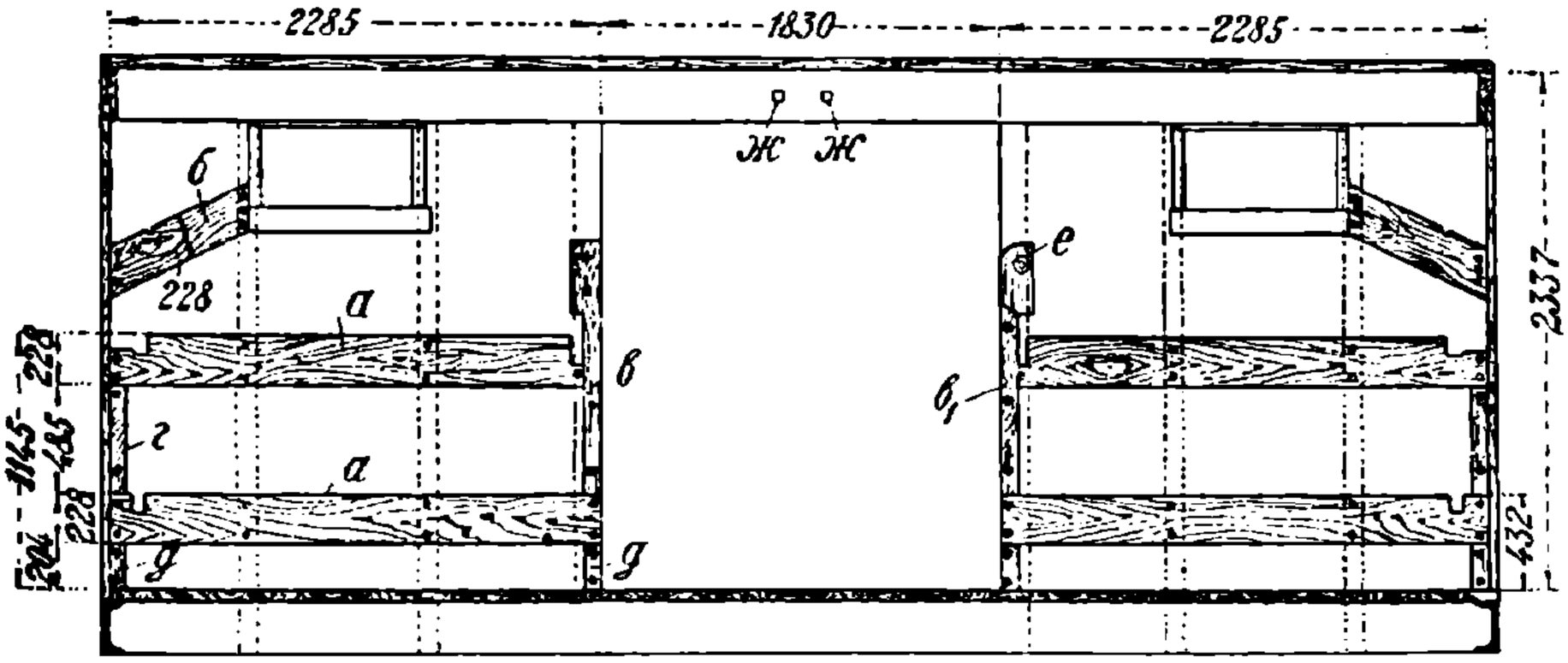
У вагона с тормозными площадками или будками в верхней части угловых стоек тормозных площадок ставятся крюки для сигнальных фонарей, а в нижней части стенки тормозной площадки ставится скоба для навешивания буферного сигнального фонаря.

8. Специальные приспособления

Внутреннее устройство кузовов двухосных товарных вагонов наших дорог дает возможность приспособить их для перевозки людей и лошадей, для чего они снабжаются так называемыми несъемными воинскими приспособлениями. Эти приспособления состоят (фиг. 280): из восьми настенных досок *а*, служащих для устройства настила в два яруса; из четырех полочных калабашек *б*, предназначенных для устройства багажных полок и укладывания досок в дневное время; из двух дверных брусков *в* на левые дверные стойки и двух брусков $в_1$ на правые дверные стойки, служащих для установки закладных досок в дверных отверстиях; из восьми подпорок *г* под верхние настенные доски и

НТБ ДНУЖТ

восьми подпорок *д* под нижние настенные доски; из двух поворотных калабашек *е*, служащих для укрепления коновязных досок в случае



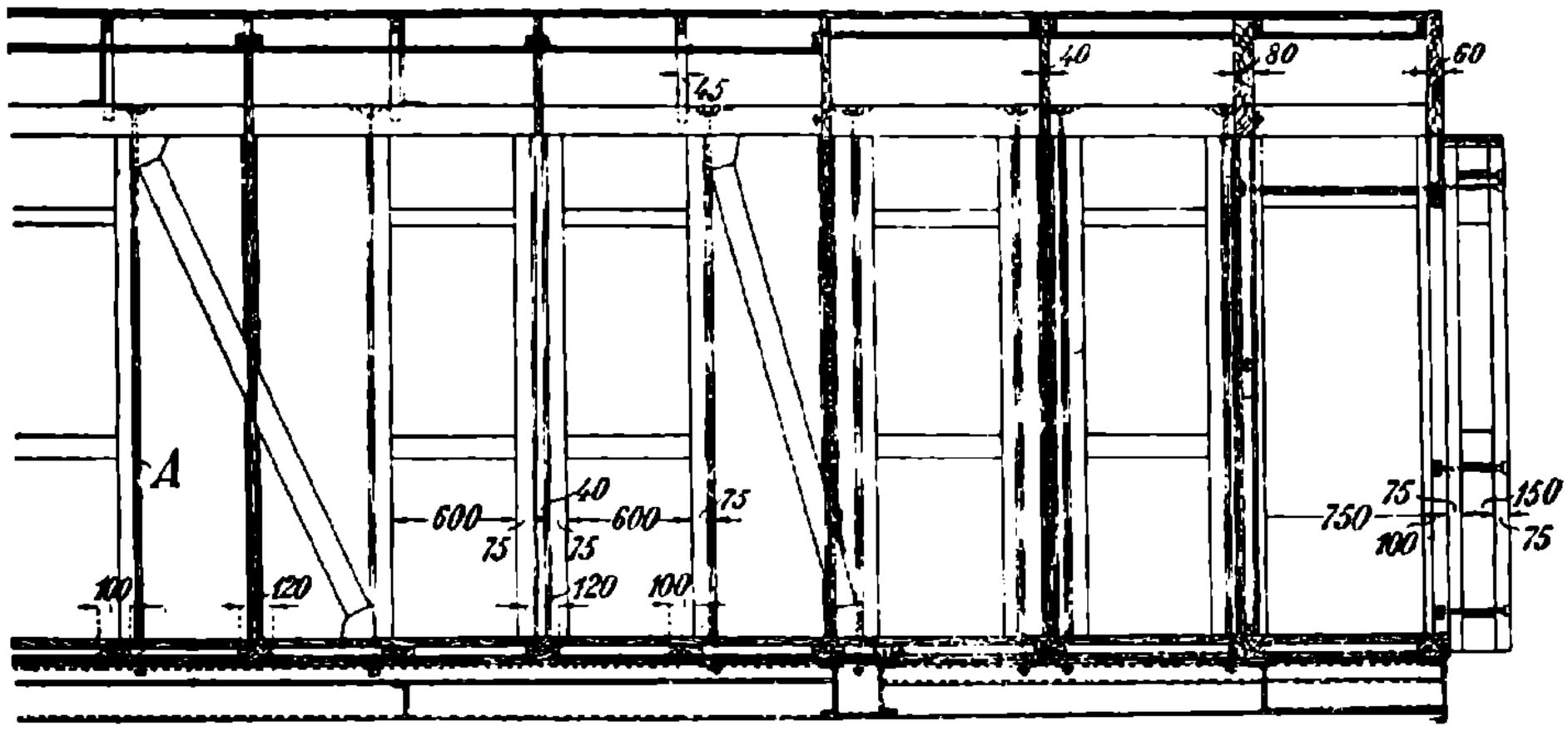
Фиг. 280.

приспособления вагона для перевозки лошадей, и из четырех болтов *ж* с крюками для подвешивания свечных фонарей.

Б. КУЗОВ ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА

9. Обрешетка кузова

Деревянная обрешетка кузова пассажирских вагонов (фиг. 281) состоит из нижней и верхней обвязочных рам, между которыми расположены стойки и раскосы. Деревянные раскосы должны ста-

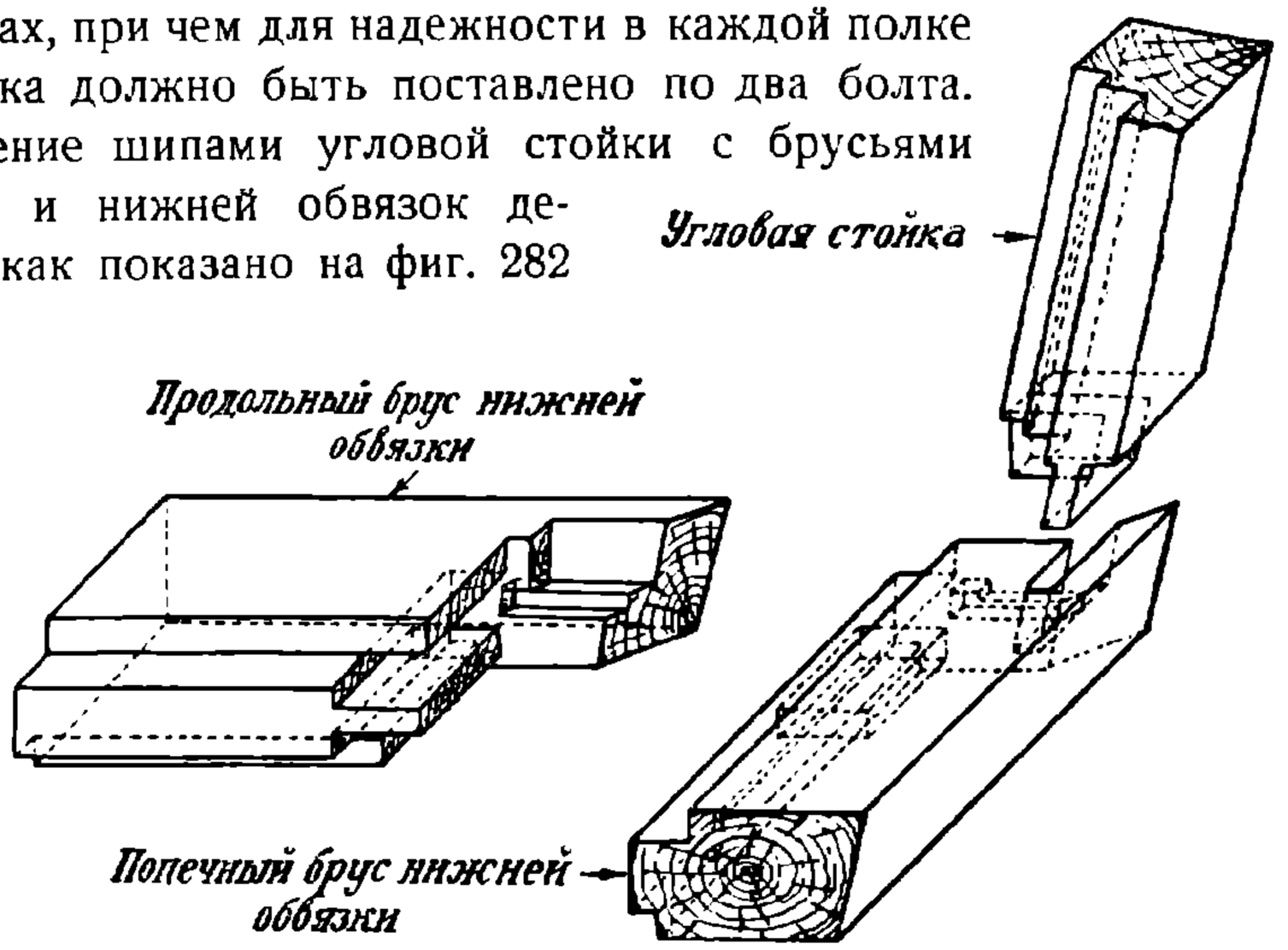


Фиг. 281.

виться так, чтобы они работали на сжатие. Стойки долевых стен соединяются с брусьями верхней и нижней обвязок шипами, и брусья верхней и нижней обвязок стягиваются между собою болтами *А* (фиг. 281), расположенными вплотную к стойкам или вдолбленными в стойки, чтобы по возможности ослабить влияние эксцентричного сжатия стойки при затяжке болтов.

НТБ ДНУЖТ

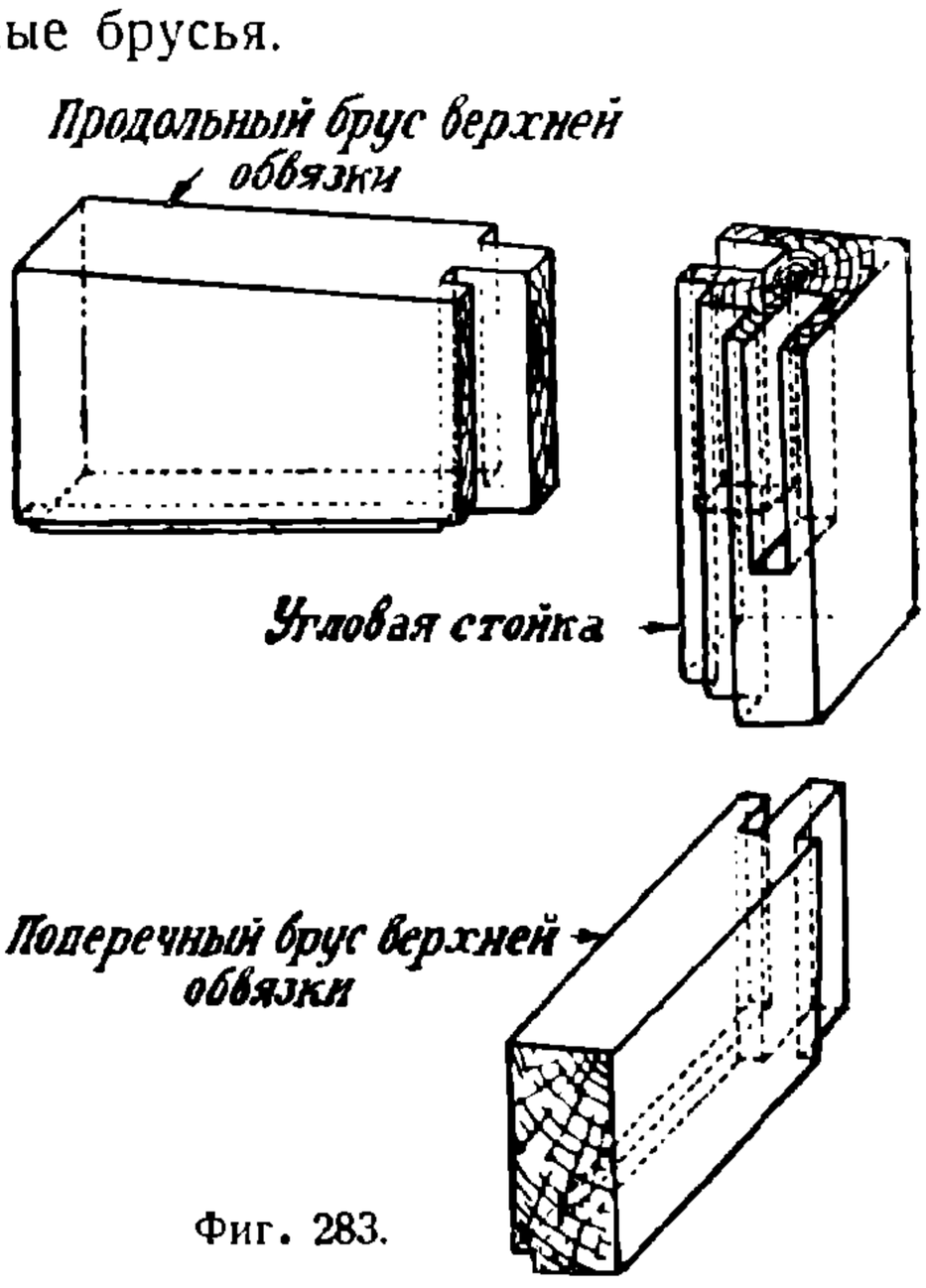
Угловые стойки и стойки концевых стен соединяются с брусьями верхней и нижней обвязок шипами и скрепляются с ними угольниками на болтах, при чем для надежности в каждой полке угольника должно быть поставлено по два болта. Соединение шипами угловой стойки с брусьями верхней и нижней обвязок делается, как показано на фиг. 282



Фиг. 282.

и 283; при таком соединении угловая стойка служит замком, связывающим продольные и поперечные брусья.

Раскосы укрепляются помощью башмаков дубового дерева, укрепляемых глухарями к стойкам и брусьям нижней и верхней обвязок (фиг. 281). Соединение раскосов с деревянными башмаками делается шипом. Для соединения раскосов с брусьями нижней и верхней обвязок применяются также чугунные башмаки, охватывающие стойку и примыкающие к ней раскосы; чугунные башмаки (фиг. 284) имеют шипы, которые врубаются в брусья.



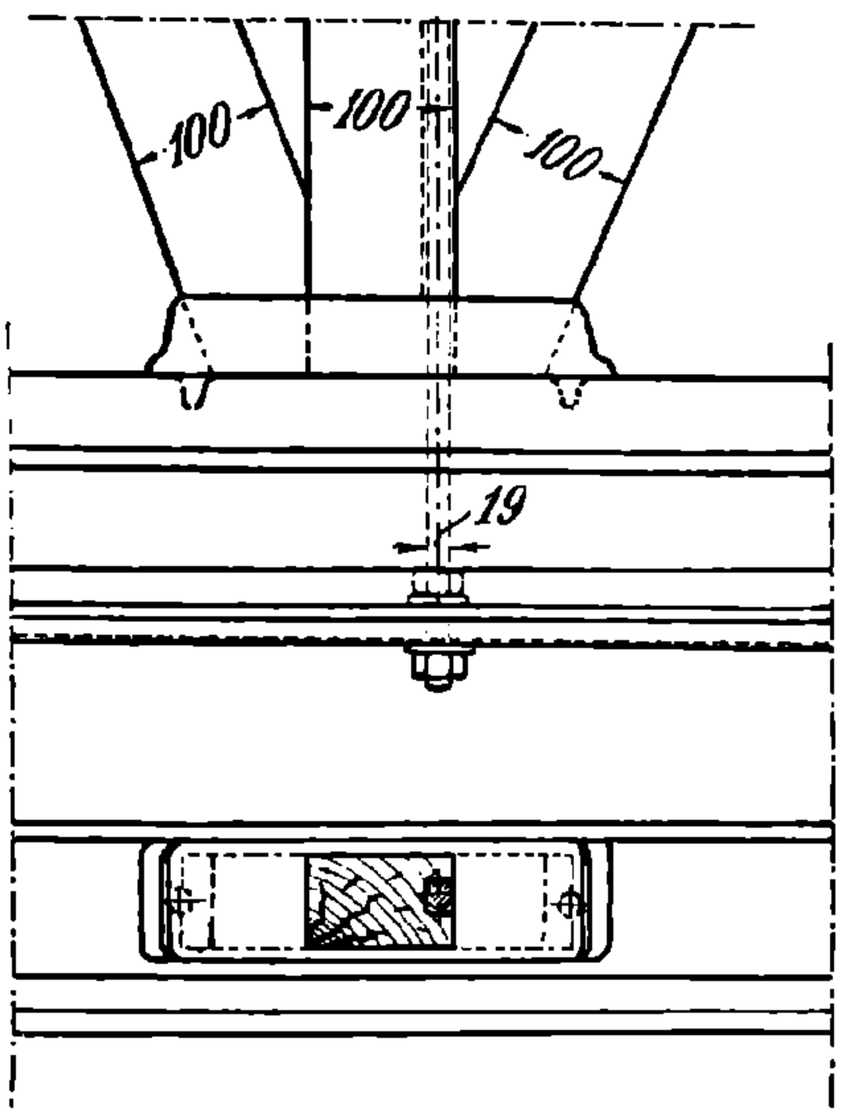
Фиг. 283.

Продольные брусья верхней и нижней обвязок, в виду большой длины вагонов, приходится делать составными, сращивая их, как показано на фиг. 285; клином *а* брусья плотно притягиваются друг к другу, и кроме того место сроста брусьев укрепляется болтами *б* и железными накладками *в*. Срост нижних обвязочных брусьев делается в вертикальной плоскости, верхних—в горизонтальной. Для предохра-

НТБ ДНУЖТ

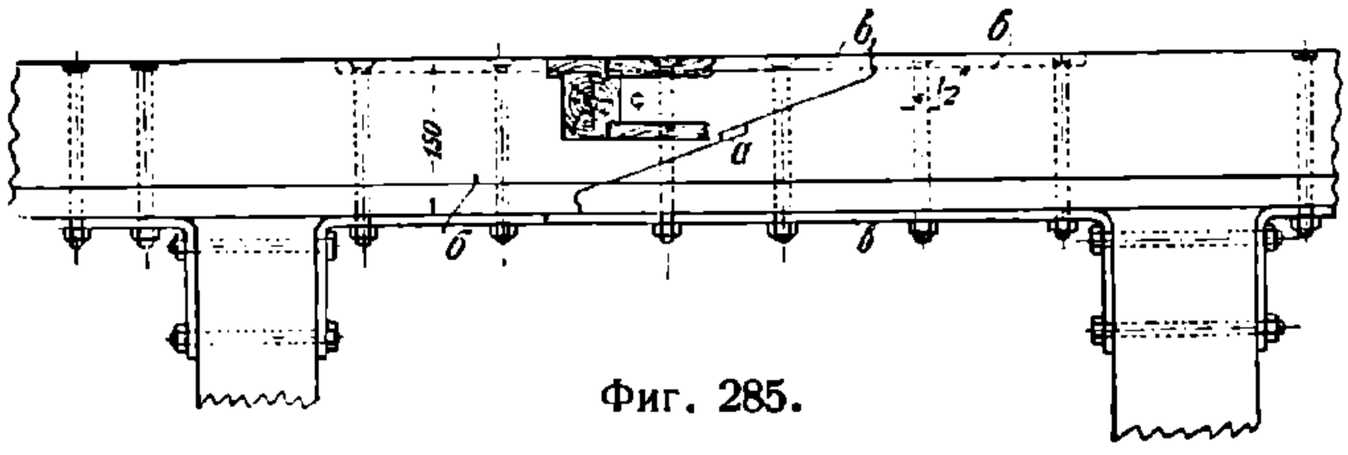
нения сроста нижнего обвязочного бруса от затекания воды он должен располагаться в промежутках между окнами.

Продольные брусья нижней обвязки соединяются между собою поперечными брусьями, служащими основанием для полового настила; промежуточные брусья скрепляются с обвязочными брусьями шипами и угольниками (фиг. 285). Поперечные брусья делаются двух размеров: основные—во всю толщину нижней обвязки, промежуточные — толщиною, равной расстоянию между верхним и нижним полами. Основные поперечные брусья служат для поддержания полового настила, а промежуточные—для скрепления обвязочных брусьев между собою. Расстояние между поперечными брусьями не следует делать более 1 *м*, при чем расстояние между основными брусьями не должно превышать 2,5 *м*. Для большей жесткости нижней обвязочной рамы между поперечными брусьями ставятся продольные перепетные бруски, служащие для скрепления поперечных брусьев между собою.



Фиг. 284.

Верхние продольные обвязочные брусья связываются между собою дугами крыши и фрамугами поперечных стен и перегородок; у каждой поперечной фрамуги ставится связь из полосового или круглого железа, стягивающая обвязочные брусья в поперечном направлении, для чего концы связей снабжаются нарезкой и гайками. В прежнее время дуги ставились деревянные, дубового дерева, гнутые или клееные из пластин дубового и соснового дерева (три пластины из дуба и две из сосны), при чем часть дуг армировалась полосовым железом 50×10 *мм*. В современных конструкциях дуги делаются из углового железа обычно профиля 50×50×6 *мм*; к таким дугам на болтах укрепляются бруски соснового дерева, к которым прибивается обшивка потолка и крыши.

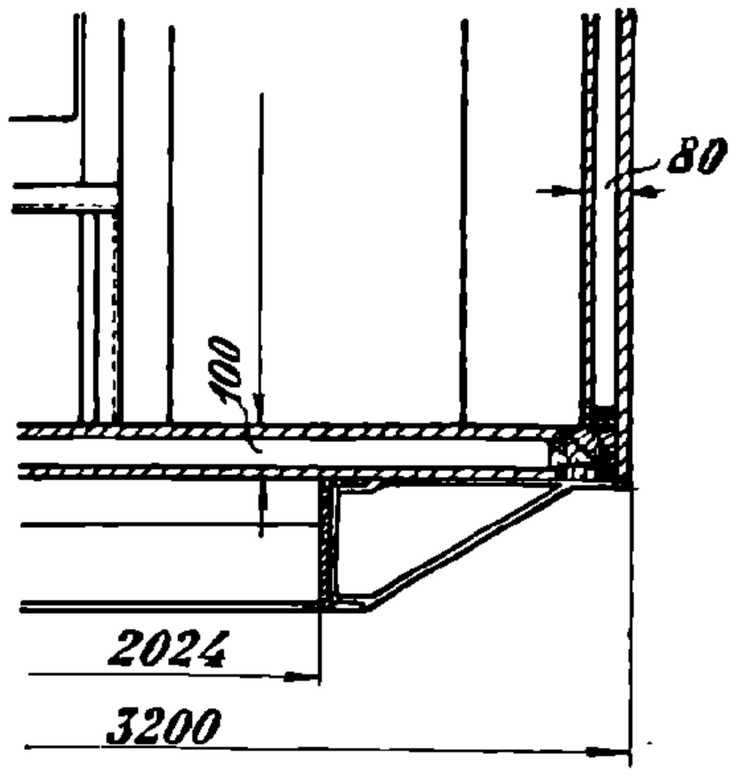


Фиг. 285.

Расстояние между дугами делается от 700 до 900 *мм*, при чем для большей жесткости крыши, особенно у вагонов без внутренних

НТБ ДНУЖТ

перегородок, средние дуги следует делать двойными, составленными из двух угольников, между которыми ставится деревянный брусок для укрепления обшивки. Дуги крыши скрепляются болтами с верхними обвязочными брусьями, при чем каждый конец укрепляется двумя болтами; для большей жесткости скрепление дуг с обвязочными брусьями делается помощью косынок, приклепанных к концам дуг, или концы угольников загибаются под углом 90°.



Фиг. 286.

У вагонов с деревянной обрешеткой угловые дверные и оконные стойки, все брусья нижней рамы и переплетные бруски делаются из дубового или ясеневого дерева; наравне с дубом может быть допущена и сибирская лиственица. Остальные части обрешетки кузова обычно делаются из сосны; еловое дерево, в виду образования глубоких трещин при усушке, на изготовление частей обрешетки кузова Техническими условиями НКПС не допускается.

Остов кузова наших нормальных четырехосных пассажирских вагонов имеет толщину стен в 80 *мм*, толщину пола и крыши в 100 *мм*, толщину стен тамбуров в 65 *мм*. В связи с этими размерами отдельные части обрешетки имеют следующие размеры:

Нижние обвязочные брусья	—	высота	100	*мм*,	ширина	150	*мм*
Верхние „ „	—	„	150	„	„	80	
Основные поперечн. брусья нижней обвязки	—	„	100	„	„	120	„
То же промежуточные	—	„	65	„	„	100	„
Стойки оконные	—	толщина	80	*мм*,	ширина	75	*мм*
Раскосы	—	„	50	„	„	125	
Стойки угловые	—	„	125	„	„	125	

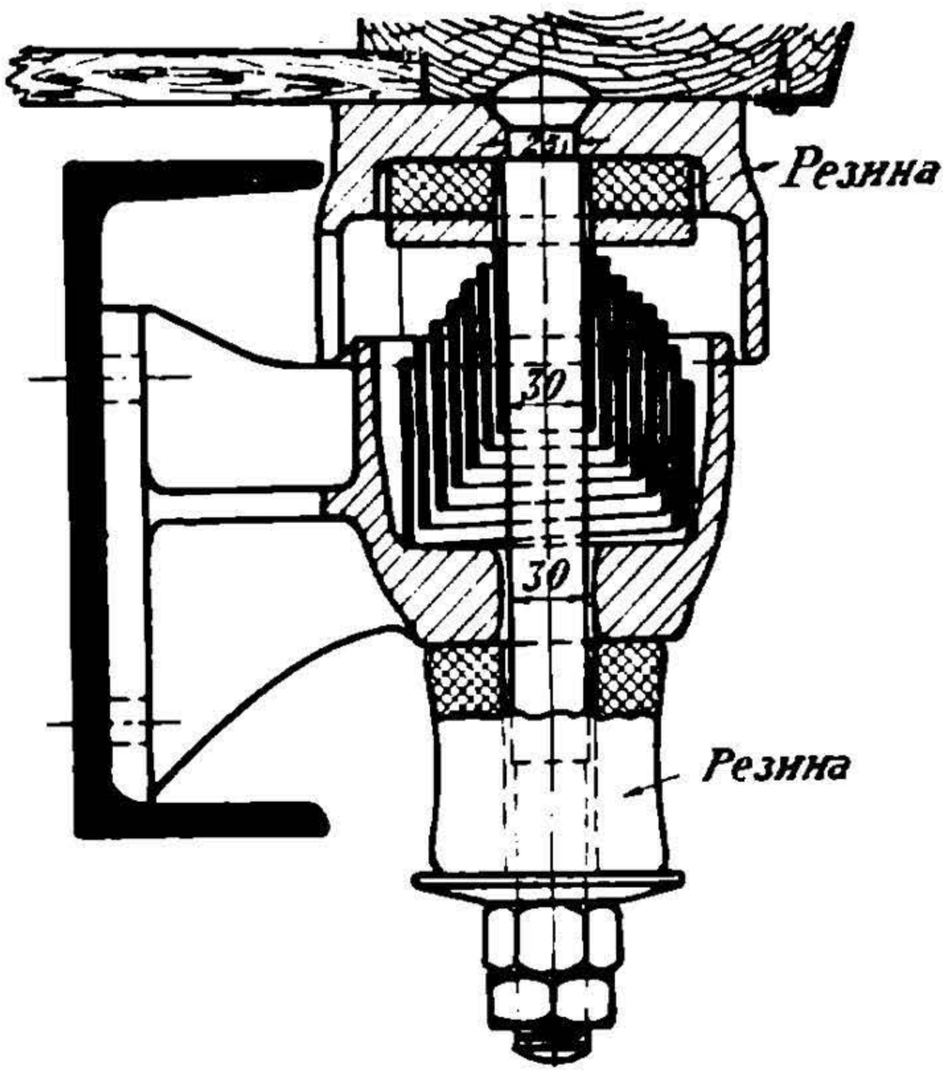
Деревянный кузов четырехосных тележечных вагонов укрепляется непосредственно на боковых швеллерах рамы. У двухосных вагонов и вообще у нетележечных вагонов ширина рамы находится в зависимости от расстояния между срединами шеек осей, а потому всегда меньше ширины кузова. Поэтому кузов у нетележечных вагонов укрепляется на кронштейнах, приклепанных к боковым швеллерам рамы (фиг. 286). Между железной рамой и нижней обвязкой кузова для уменьшения шума внутри вагона ставятся прокладки из войлока или пробки, обшитые парусиной. Толщина прокладок делается в 15—20 *мм*.

У некоторых наших двух- и трехосных вагонов, для смягчения толчков и устранения шума, кузова опираются на спиральные пружины и резиновые прокладки, установленные в кузовных кронштейнах, как показано на фиг. 287.

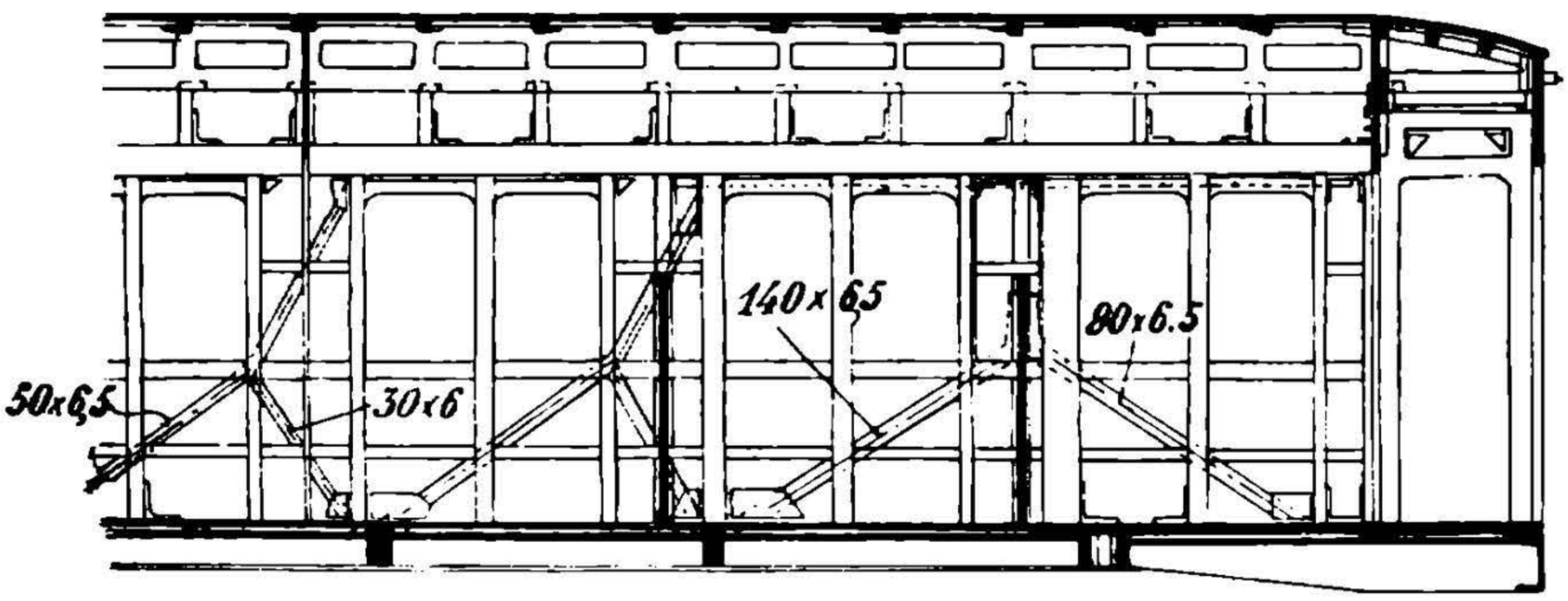
НТБ ДНУЖТ

Для придания большей жесткости и прочности деревянной обрешетке кузова на германских железных дорогах ставят железные раскосы, связывающие стойки с нижней обвязкой, как показано на фиг. 288.

На германских железных дорогах обрешетку кузовов у пассажирских вагонов новых конструкций делают целиком из железа. На фиг. 289 и 290 показана конструкция железной обрешетки двухосного вагона. Боковые железные стойки сделаны штампованными, корытного сечения; внизу стойки приклепаны непосредственно к боковым швеллерам рамы, а вверху—к железным штампованным брусьям, имеющим сечение в виде корыта с одной удлиненной полкой; у обрешетки, показанной на фиг. 289 и 290, длинная полка у корыта верхней обвязки сделана с внутренней стороны. Такая конструкция верхнего обвязочного бруса позволяет осуществить достаточно жесткое скрепление со стойками без помощи косынок и накладок. Между стойками по линии подоконников поставлены переплетные бруски такого же сечения, как и стойки, скле-



Фиг. 287.

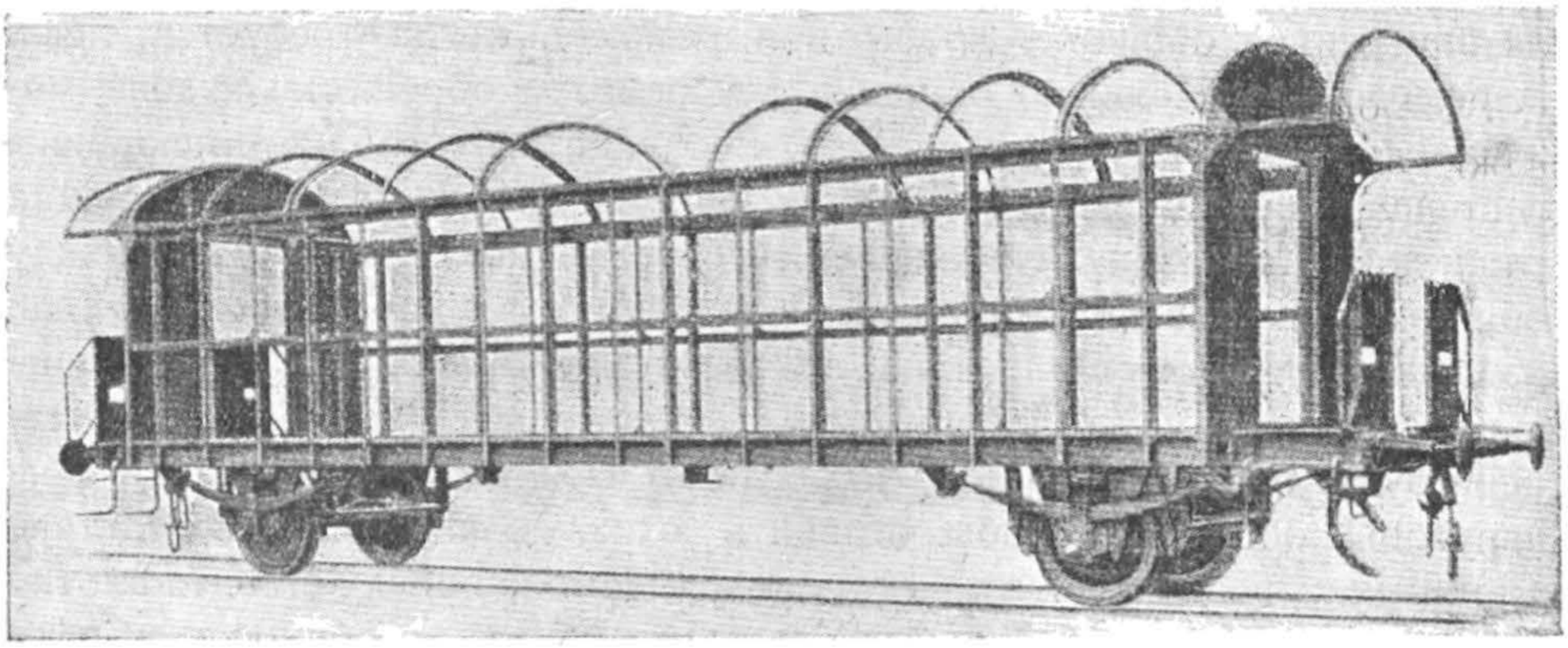


Фиг. 288.

панные со стойками помощью небольших косынок. Дуги крыши сделаны также из железа корытного сечения и склепаны с верхней обвязкой. К швеллерам рамы, к верхней обвязке, стойкам и дугам укрепляются на болтах деревянные бруски, к которым укрепляются обшивка стен и изоляция. Снаружи вагон обшивается обшивочным железом, как и вагоны с деревянной обрешеткой, или к стойкам, верх-

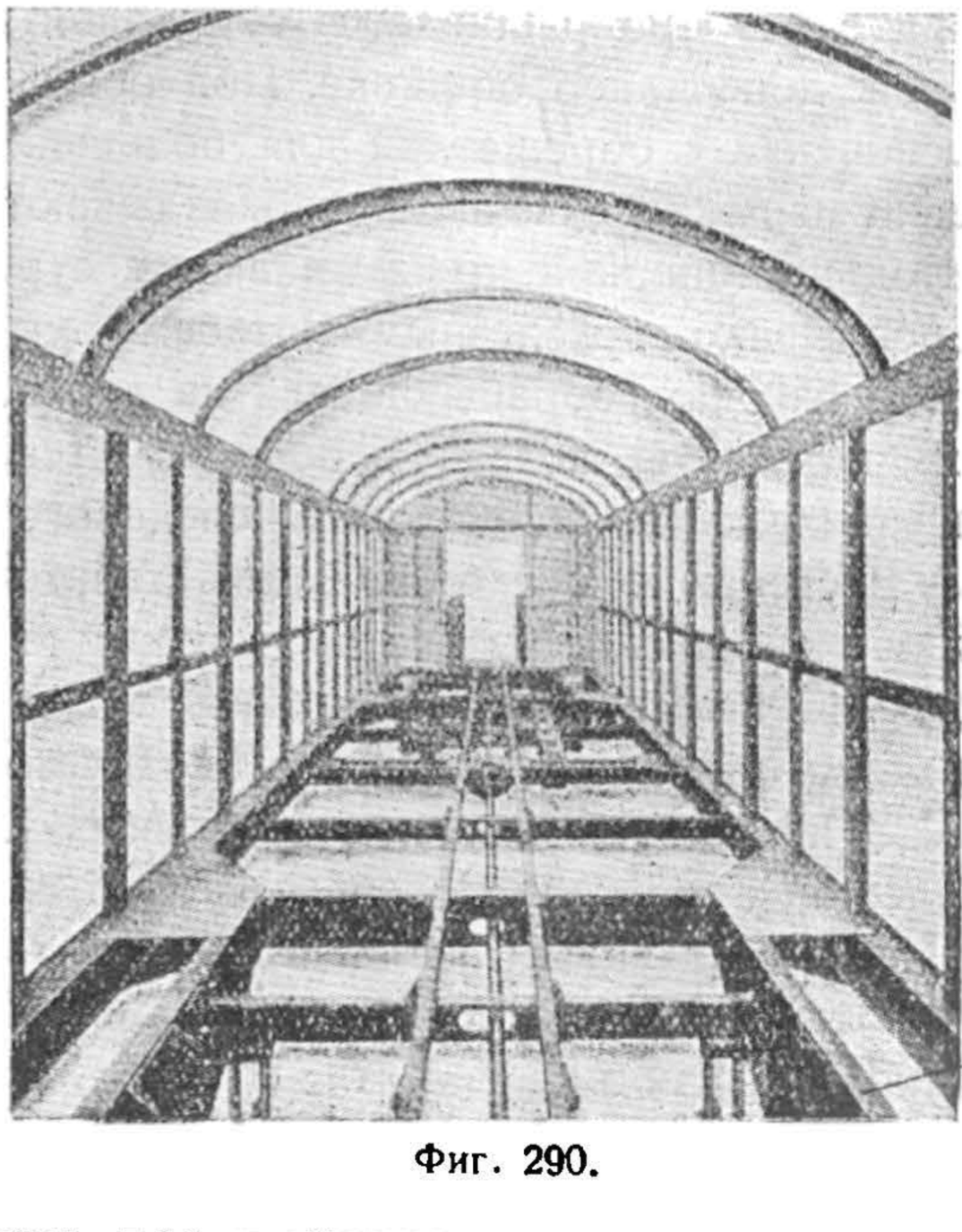
НТБ ДНУЖТ

ней и нижней обвязке приклепываются листы тонкого листового железа, как это сделано в американских конструкциях, описанных в гл. XI.



Фиг. 289.

Для установки рессорных кронштейнов и передачи нагрузки на оси рама обрешетки имеет добавочные швеллера *A*, установленные между двумя поперечными брусьями, через которые передается нагрузка от веса кузова и груза на оси.



Фиг. 290.

Описанная конструкция обрешетки дает возможность строить кузова пассажирских вагонов из сосны и ели — более прочные и долговечные по сравнению с кузовами с обрешеткой из дубового дерева. В виду повсеместного недостатка дуба, ясеня и других твердых пород древесины описанная конструкция обрешетки должна получить в будущем широкое распространение.

10. Стены, пол и крыша

Стены и потолок кузова пассажирского вагона обшиваются изнутри и снаружи сосновой или еловой обшивкой, которая прибивается гвоздями к стойкам и потолочным дугам. На стены ставится внутренняя обшивка толщиною в 16 *мм* и наружная (под железо)—в 12 *мм*, а для потолка—внутренняя в 16 *мм* и наружная—в 22 *мм*.

НТБ ДНУЖТ

Между обшивочными досками прокладывается пробковая изоляция из прессованных плит, толщиною в 19—20 *мм*, войлок толщиною в 10—12 *мм* или шевелин в два слоя. Изоляцию следует укреплять на внутренней обшивке, чтобы при ремонте, когда требуется снять железную и деревянную обшивку для осмотра обрешетки кузова, можно было сохранить ее в целости. Воздушные прослойки, имеющиеся в стенах кузова между обшивками, нельзя считать за изолирующий слой, так как при наличии щелей, что всегда возможно, воздух между обшивками не может находиться в покое и будет циркулировать. Если изоляция будет поставлена на внутренней обшивке, то поступление в пространство между обшивками холодного воздуха в меньшей степени будет охлаждать вагон, чем если бы изоляция была поставлена на наружной обшивке. Чтобы ослабить охлаждение стены вследствие циркуляции воздуха внутри стен, необходимо обшивку ставить плотно и при постановке прокрашивать гребни, шпунты у обшивки и пазы у стоек.

Стены у вагонов с деревянными кузовами снаружи обшиваются листовым обшивочным железом толщиною в 1,5 *мм*, при чем оно предварительно прокрашивается суриковой краской со стороны, прилегающей к деревянной сбшивке. Под обшивочное железо в местах соприкосновения с обрешеткой для большей плотности против проникновения наружного воздуха прокладываются полосы серпянки, которая перед постановкой прокрашивается суриковой краской. Стыки листов перекрываются железными штабами, укрепляемыми шурупами.

В вагонах, обращающихся на дорогах в странах с жарким климатом, наружную железную обшивку стен заменяют иногда деревянной из узких досок тикового или соснового дерева.

В стенах между обшивками ставятся прикрепленные к обрешетке кузова деревянные закладки, служащие для укрепления мебели, вешалок и багажных полок. Подобные же закладки ставятся между обшивками потолка для укрепления вентиляторов и фонарей.

У крыши вдоль вагона ставятся деревянные карнизы, обитые железом, а по концам вагона—такие же карнизы из углового железа. Крыша покрывается железом (12-фунтовым). Швы железных листов делаются в замок, при чем продольные швы—плоским одинарным замком с загибом по скату крыши, а поперечные—двойным замком со стоячим гребнем. До укладки листы кровельного железа олифятся с обеих сторон, а со стороны, обращенной к деревянной обшивке, прокрашиваются суриковой краской. На крыше по концам над входными дверями ставятся водосточные желоба в форме продольных гребней с уклоном к средине крыши вагона.

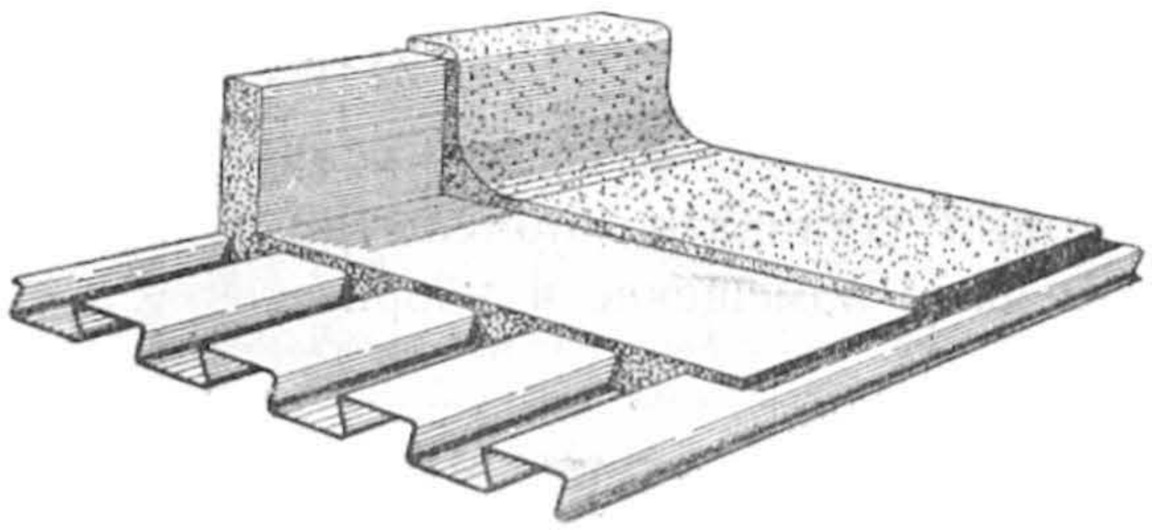
Пол пассажирского вагона делается двойной. Половой настил укрепляется на поперечных брусках, скрепленных с продольными брусьями нижней обвязочной рамы. Верхний половой настил делается

НТБ ДНУЖТ

из досок толщиною в 32—38 *мм*, а нижний настил—из обшивки толщиною в 16 – 20 *мм*; верхний настил укладывается вдоль вагона, нижний—поперек. Между настилами прокладывается изоляционный материал (преимущественно пробковые листы толщиною в 19 - 20 *мм*), укрепленный к нижнему настилу. Доски пола соединяются в шпунт и рейку и должны быть так сколочены, чтобы не было щелей.

Стены кузова с внутренней стороны либо окрашиваются масляной краской (в жестких вагонах), либо обиваются клеенкой, линолеумом или обоями—линкрустой (в мягких вагонах). Линолеум ставится обычно на панели в коридорах, а остальная часть стен покрывается клеенкой или линкрустой. До постановки линкрусты и линолеума стены обиваются картоном или сукном.

Потолки в жестких вагонах окрашиваются белой масляной краской, а в мягких вагонах обиваются клеенкой или линкрустой. Стыки клеенки и линкрусты перекрываются деревянными лакированными штабами, которые должны иметь простые профили с закругленными краями для удобства устранения пыли и грязи.



Фиг. 291.

Полы окрашиваются масляной краской или покрываются линолеумом. Линолеум для большей прочности следует настилать на лаковой подмазке, которая при высыхании приклеивает его к доскам пола.

На заграничных железных дорогах, и особенно в Англии и Сев. Америке, получили широкое распространение бесшовные древесно-каменные полы. Основанием таких полов служит специально гофрированное обшивочное железо, имеющее в поперечном сечении (фиг. 291) вид непрерывного ряда трапеций, обращенных основаниями попеременно вверх и вниз. Гофрированное обшивочное железо укрепляется на нижней обвязке кузова и затем покрывается в два слоя массой, имеющей вид цементного раствора; верхний слой делается более твердым, и масса, из которой он изготовляется, окрашивается в желаемый цвет. Бесшовные древесно-каменные полы изготовляются из цемента Сореля, представляющего смесь магнезита и хлористого магния. К этой смеси прибавляются различные нейтральные примеси для придания мастике, из которой изготовляется пол, требуемых свойств. Нейтральные примеси состоят из опилок разных сортов дерева, асбеста, талька и пр. Кроме этого в последний слой прибавляется красящее вещество для придания полу желаемого колера.

У нас такие полы делает Ленинградский судостроительный трест. В виде опыта этот трест сделал в 1929 г. такой пол в одном из ваго-

НТБ ДНУЖТ

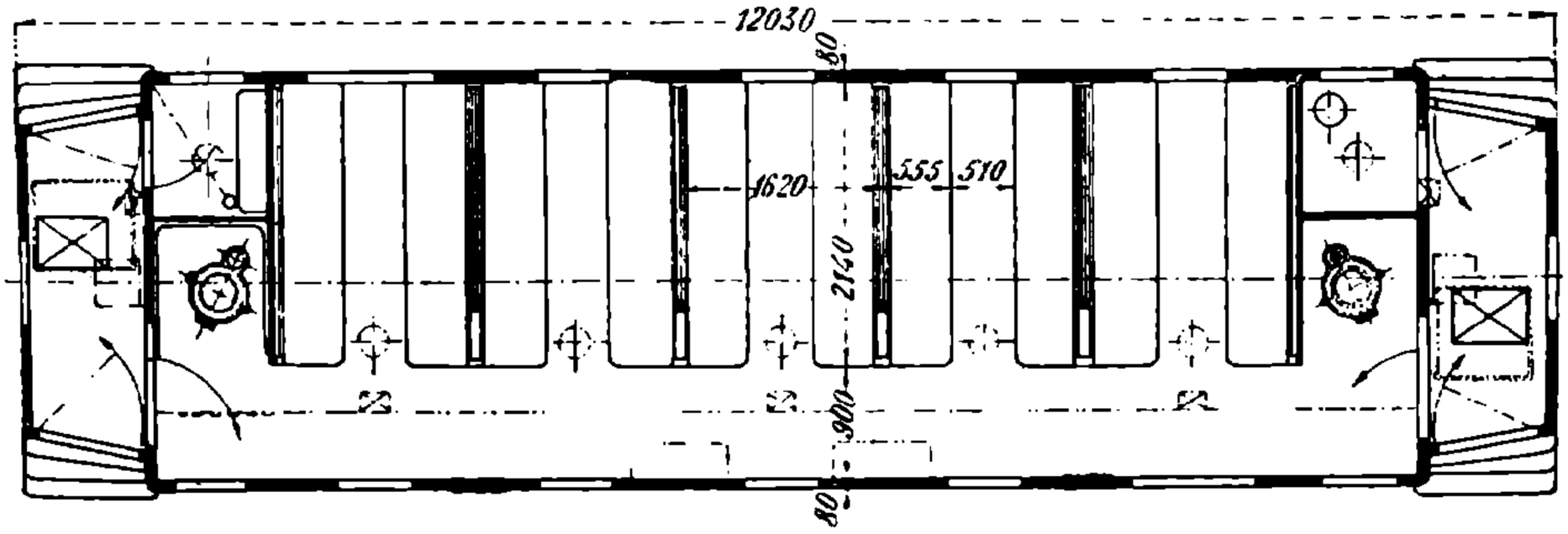
нов Сев.-Западных ж. д., при чем настилка древесно-каменной массы сделана на деревянном основании, на котором для закрепления массы были набиты гвозди, опутанные проволокой.

Такие полы являются сравнительно плохим проводником звука и тепла.

Исследования, произведенные Фр. Квиэтмейером, проф. Высшей технической школы в Ганновере, над древесно-каменными полами, изготовленными на заводе Фама в Ганновере, показали, что эластичность и прочность (в смысле повреждений от ударов) древесно-каменных полов выше по сравнению с полами, изготовленными из ходовых сосновых и еловых пород, а снашиваемость меньше. Эти опыты устанавливают пригодность древесно-каменных полов для пассажирских вагонов. Такие полы будут прочнее и долговечнее деревянных. Цена таких полов выше деревянных.

11. Внутреннее расположение

Кузов вагона разделяется перегородками на несколько отделений, которые составляют помещение для пассажиров, для проводников, котельное помещение и уборные.



Фиг. 292.

Расположение помещения для пассажиров бывает следующих типов:

1) с продольным проходом вдоль вагона посредине между скамьями (фиг. 344);

2) с продольным проходом с боку скамей (фиг. 292);

3) отдельные купе, сообщающиеся продольным коридором (фиг. 343);

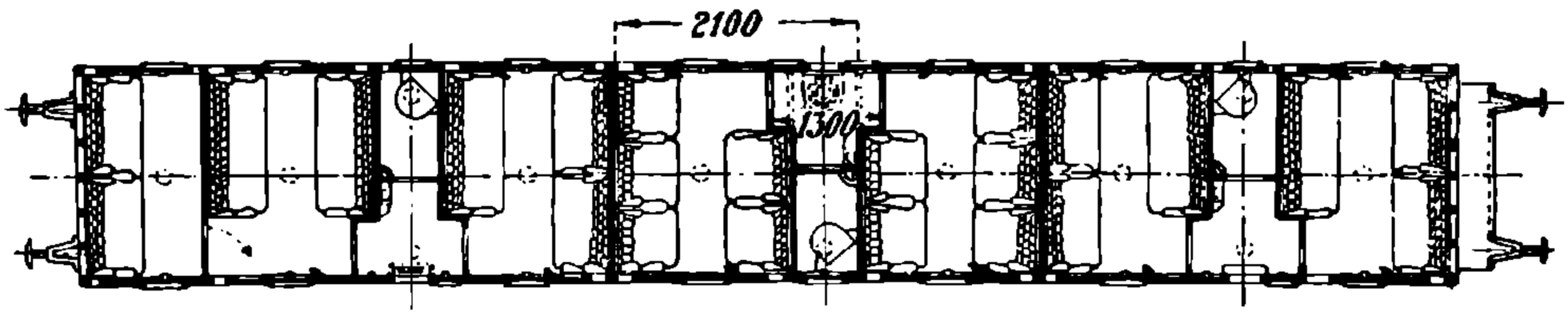
4) отдельные купе, не сообщающиеся коридором, а имеющие наружные входные двери (фиг. 293).

В начале железнодорожного строительства в западно-европейских странах применялся последний непроходной тип пассажирского вагона, т. е. кузов разделялся поперечными перегородками на ряд отделений с дверями в обеих продольных стенках; в Америке и у нас, наоборот, получил распространение проходной тип вагона.

НТБ ДНУЖТ

Вагоны непроходные дают возможность размещать пассажиров группами с разделением на курящих, некурящих и женщин, допускают быстрый вход и выход пассажиров и обеспечивают удобное и спокойное расположение пассажиров на ночь при условии следования всех пассажиров одного отделения до одного пункта. Однако эти вагоны обладают значительно большим количеством недостатков, чем преимуществ. Пассажиры в них заключены в сравнительно малом помещении и вынуждены продолжительное время оставаться на своих местах; в холодное время года и в дурную погоду наружные двери, открывающиеся непосредственно в купе, представляют большие неудобства.

Проходные вагоны (фиг. 292 и 344) допускают более удобное расположение уборных, дают лассажиру некоторую свободу перемещения и лучше сохраняют тепло, но в них менее покойно устраиваются пассажиры на ночь.



Фиг. 293.

Удобства проходных и непроходных вагонов совмещаются в проходных вагонах с продольным боковым коридором и отдельными купе (фиг. 343).

Такое расположение применяется в наших спальных вагонах и в последние годы получает распространение и на западно-европейских дорогах. Кроме такого расположения у нас широко применяется в жестких вагонах дальнего следования расположение, показанное на фиг. 344. Это расположение дает увеличение числа спальных мест, но оно чрезвычайно неудобно при поездках на длинные расстояния, так как не обеспечивает пассажиру надлежащего отдыха ночью и в особенности неудобно для пассажиров, пользующихся боковыми скамьями.

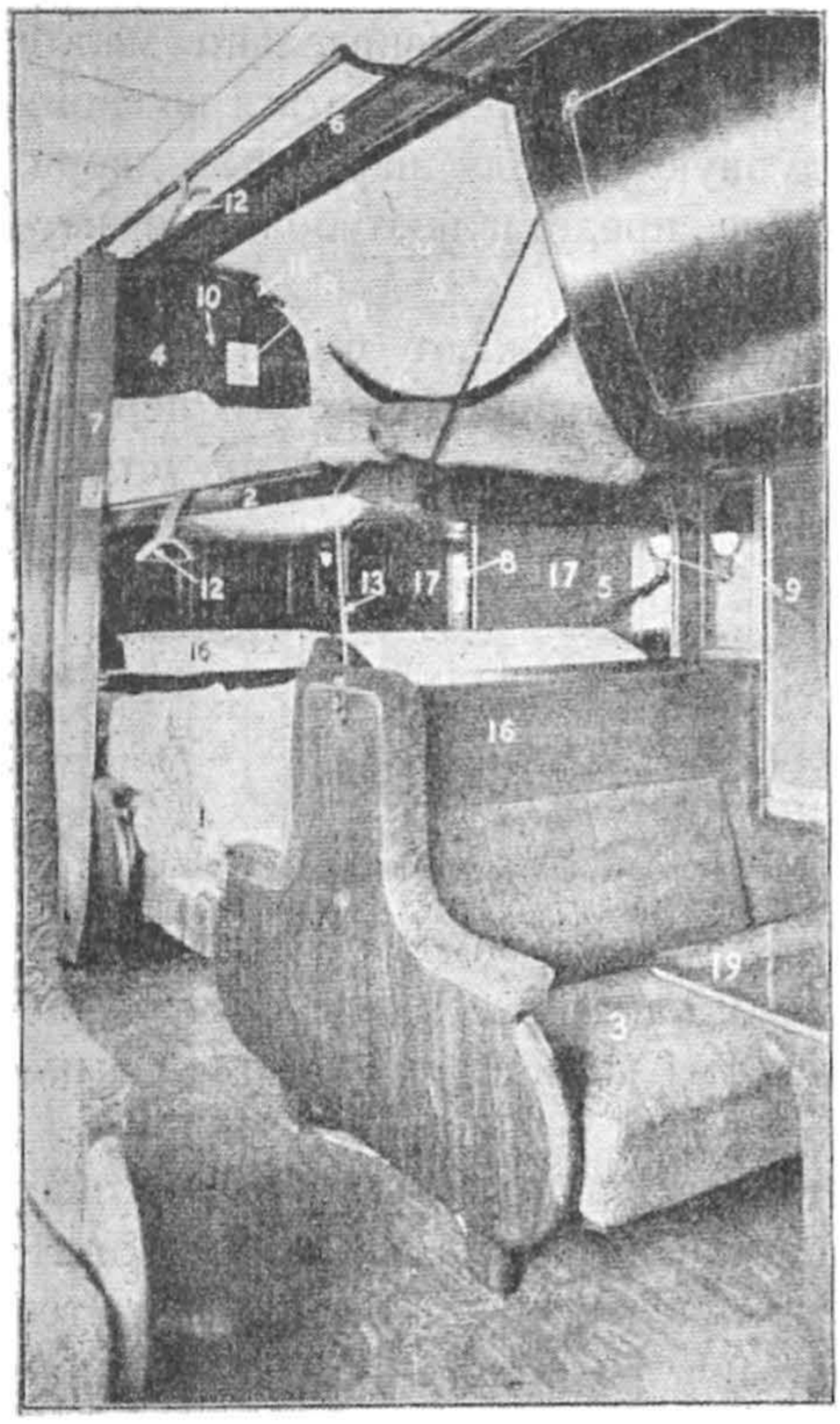
В вагонах пригородного сообщения проход обычно устраивается посредине вагона, между двумя рядами диванов.

На северо-американских дорогах применяются почти исключительно вагоны с общим помещением для пассажиров, не разделенным поперечными перегородками, со средним проходом между диванами. Для устройства спальных мест на ночь имеются опускные койки, укрепленные к продольным стенкам, а вдоль прохода между скамьями с обеих сторон задергивается занавес из плотной материи (фиг. 294 и 295).

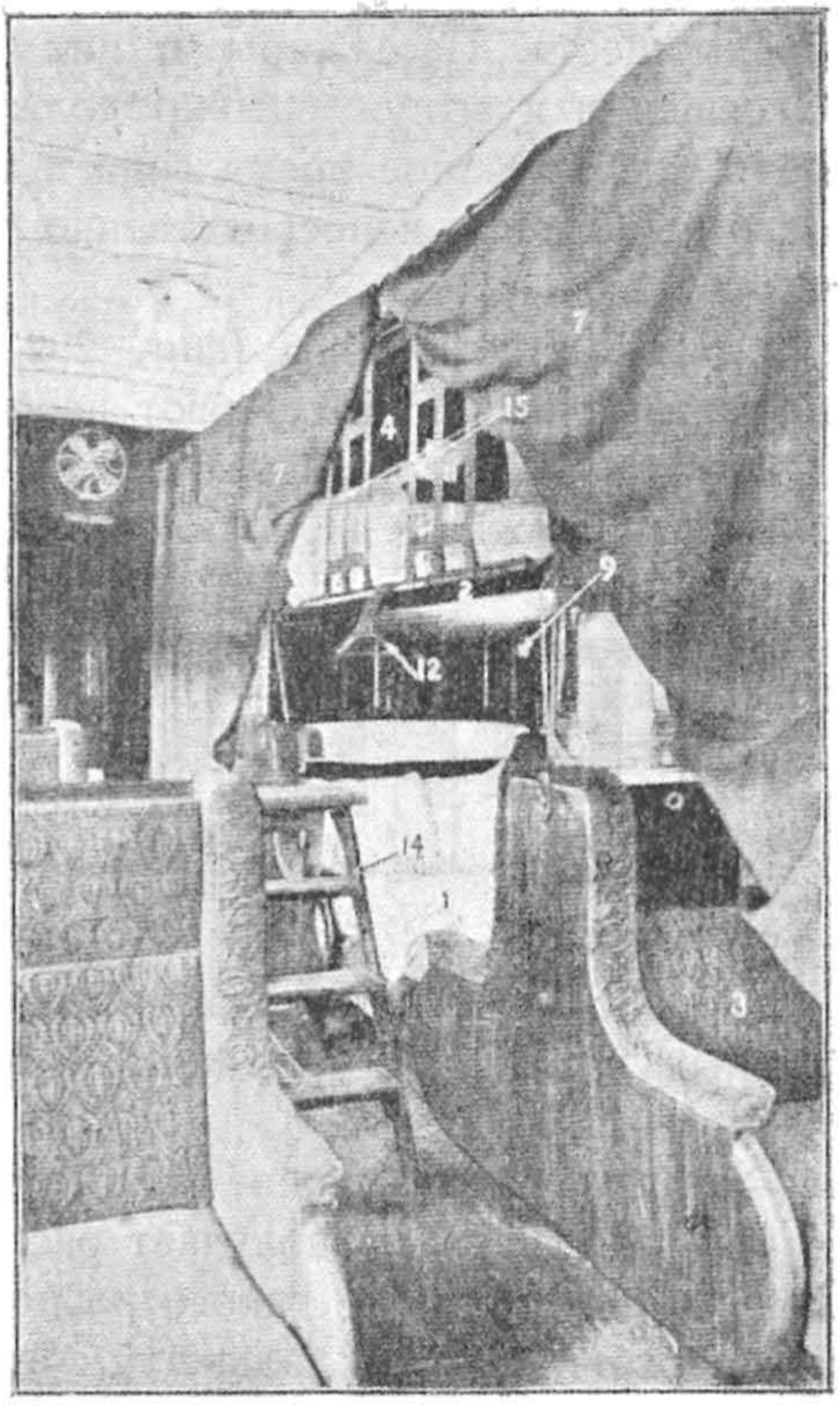
Насколько в вагонах дальнего следования уделяется внимания удобству размещения пассажиров, настолько в вагонах пригородного

НТБ ДНУЖТ

сообщения стремятся к возможно большему увеличению числа пассажирских мест. С этой целью на некоторых французских железных дорогах применены двухэтажные вагоны (фиг. 296), при чем второй этаж делается как закрытым, так и открытым. Опыт постройки двухэтажных вагонов делался и у нас в давние времена, но был признан неудачным.



Фиг 294.

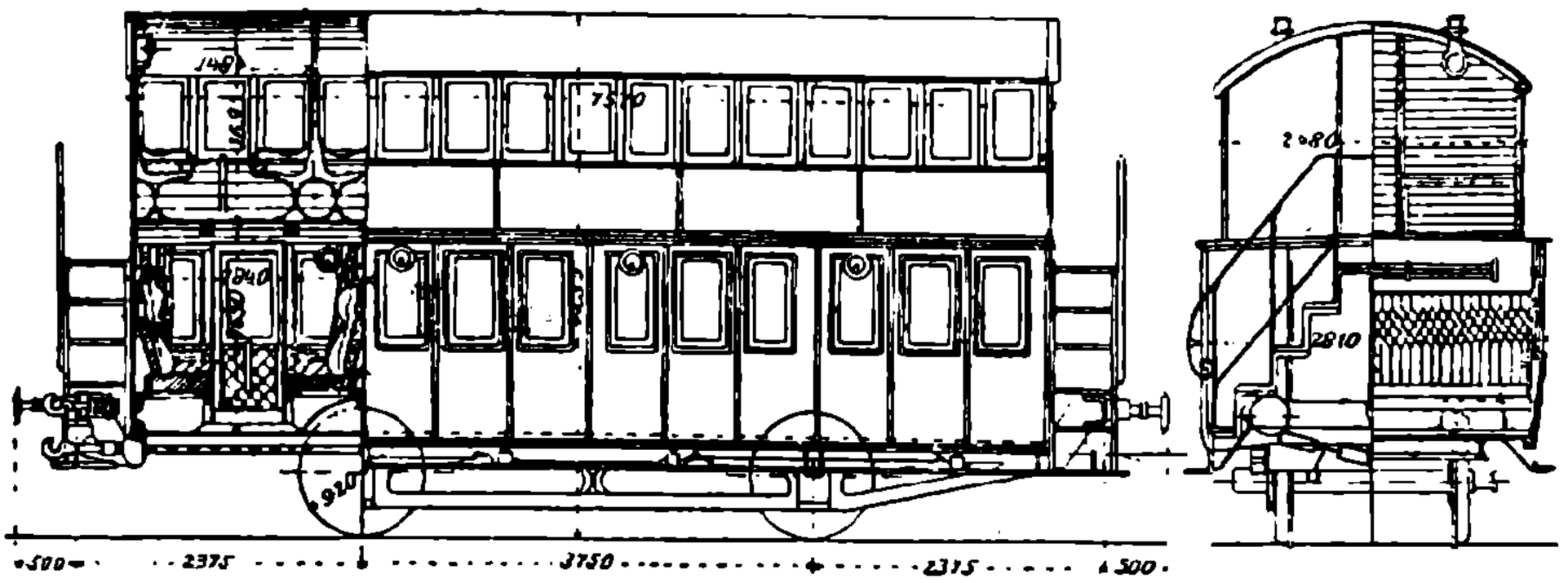


Фиг. 295.

1. Нижний диван (койка).
2. Опускная верхняя койка.
3. Нижняя койка устроенная как сиденье.
4. Изголовье.
5. Сетка для платья.
6. Прут для занавеса койки.
7. Занавес койки.
8. Зеркало.
9. Электрическая лампа койки.
10. Ремень опускной койки.
11. Блок коечного ремня.
12. Вешалка для платья.
13. Устройство для безопасности (тросс).
14. Лестница к верхней койке.
15. Ограждение для безопасности на верхней койке.
16. Изголовье (под ним сетка для платья).
17. Оконная штора.
18. Кнопка электрического звонка.
19. Переносный стол.
20. Потолок над верхней койкой.

Хотя сооружением второго этажа в пригородных вагонах достигается увеличение мест для пассажиров вдвое, но вместе с этим затрудняется выход из вагона для пассажиров второго этажа, между тем удобство и быстрота выхода из вагона составляют одно из основных требований пригородного движения. Кроме того в двухэтажных вагонах приходится делать очень низким каждый этаж (напр. во фран-

НТБ ДНУЖТ

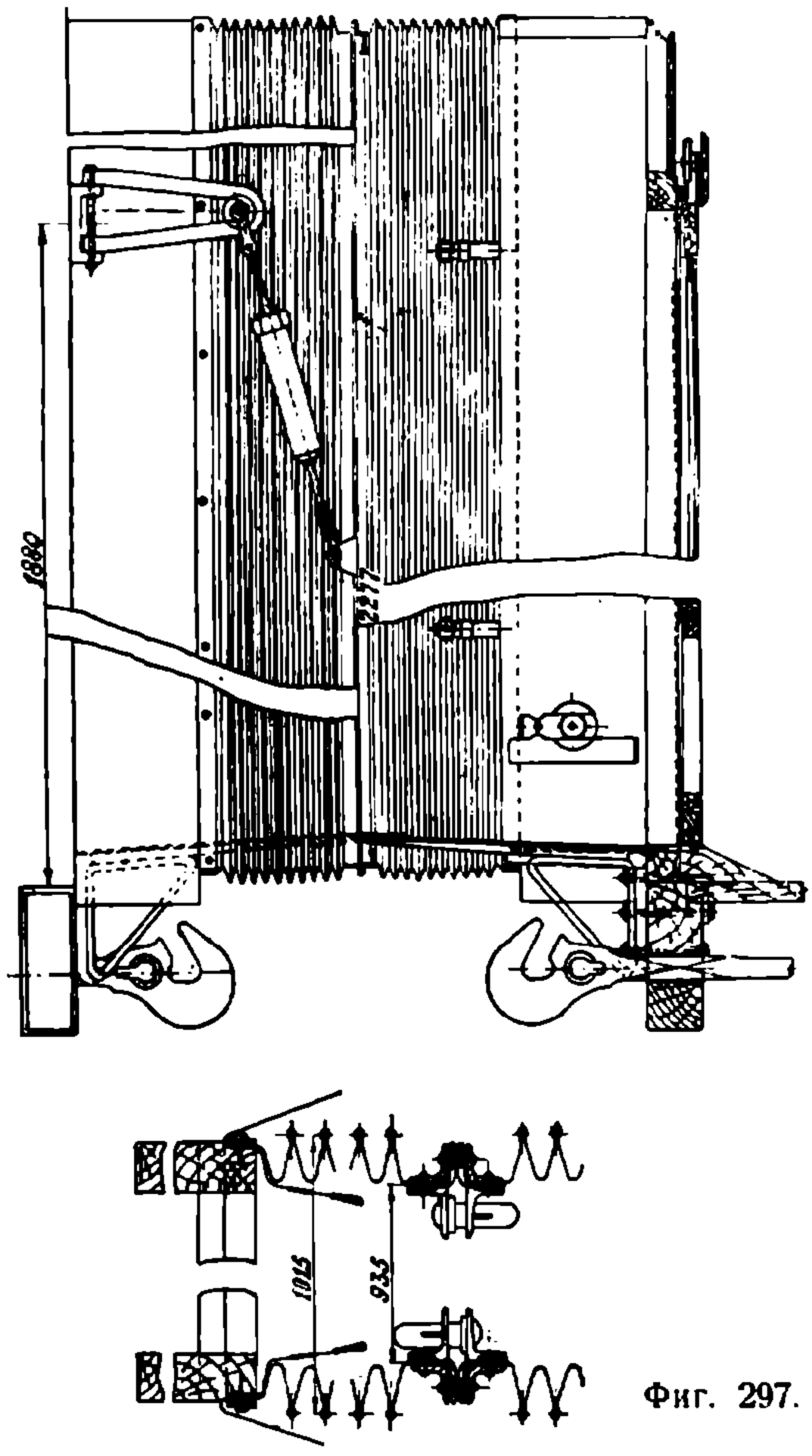


Фиг. 296.

цузских вагонах—1 690 *мм*), что, конечно, при закрытых вагонах создает негигиеничные условия перевозки пассажиров.

12. Переходные площадки и тамбуры

По концам кузова устраиваются закрытые площадки, называемые тамбурами. Тамбур имеет входные боковые створчатые двери на петлях и задвижную дверь в торцовой стенке для сообщения с рядом стоящими вагонами. Для входа в вагон с низких платформ боковые двери тамбуров снабжаются ступеньками, укрепленными на кронштейнах (коссоурах), и поручнями. Для перехода из вагона в вагон через двери в торцовой стенке устанавливается на шарнирах к буферному брусу вагона железный щит (переходная площадка) из рифленого железа. В поднятом положении переходная площадка удерживается закладкой и имеет накрашенный красный диск, который служит сигналом. По бокам площадки устраиваются барьеры, прикрепленные к торцовой стенке тамбура. Для более безопасного перехода пассажиров из одного вагона в другой переходные площадки между вагонами закрываются так называемыми гармониями, предста-



Фиг. 297.

НТБ ДНУЖТ

вляющими брезентовые или кожаные чехлы, складывающиеся в виде гармонии (фиг. 297).

Переходная гармония укрепляется на П-образном выступе, устраиваемом вокруг дверного отверстия торцовой стенки тамбура, и соединяется штырей помощью и чек с такой же гармонией соседнего вагона.

Для установки сигналов кузов пассажирского вагона снабжается крюками и скобами подобно тому, как и кузов товарного вагона, с тормозной площадкой, при чем сигнальные приспособления ставятся на обоих концах.

Внутренние стены и потолки тамбуров обшиваются листовым железом толщиною в 1 *мм*, которое предварительно очищается от окалины и ржавчины, олифится с обеих сторон и прокрашивается масляной краской с внутренней стороны, обращенной к деревянной обшивке.

13. Двери

Тамбурные боковые двери делаются с прочной обвязкой из дубового или ясеневого дерева с двойными стенками и обшиваются с обеих сторон листовым железом толщиною в 1 *мм*. В верхней части их устраиваются опускные окна. Во избежание выхода дверей в открытом положении за пределы габарита и для ограждения пассажиров от опасности все наружные двери у пассажирских вагонов по нашим правилам эксплоатации должны открываться внутрь вагона или делаться задвижными.

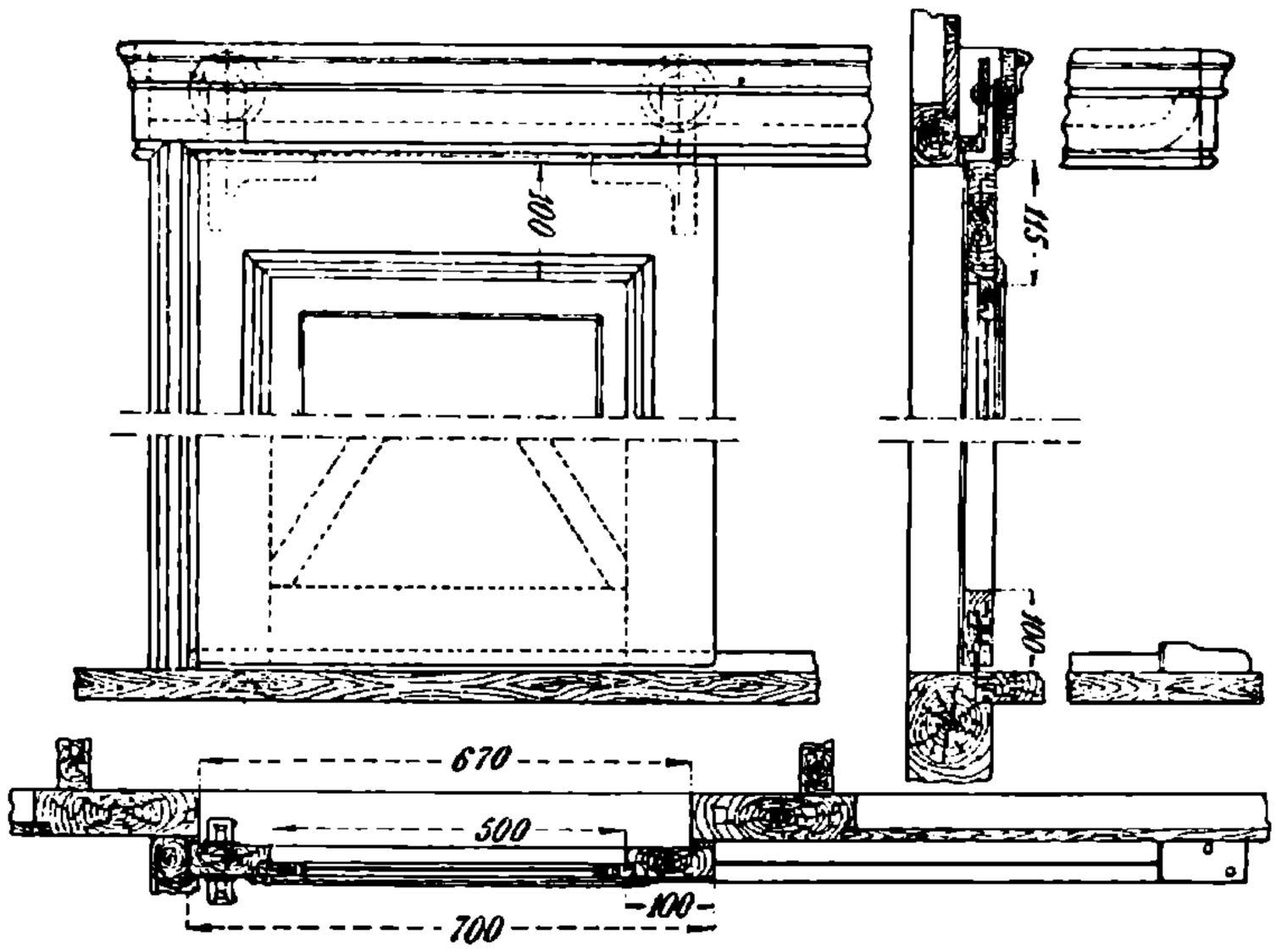
Дверь входная из тамбура внутрь вагона делается—так же, как и наружная—одностворчатой на петлях, но с более легкой обвязкой (сосновой). Во избежание промерзания входные двери снабжаются изоляцией; железная обшивка ставится только с наружной стороны, а со стороны, обращенной внутрь вагона, дверь отделывается соответственно внутренней отделке вагона. Сверху и с боков дверь обивается суконной полосой, обшитой парусиной или кожей, для устранения дутья в щели, или ставятся для уплотнения притворов специальные резиновые прокладки.

Концевые тамбурные двери и двери котельного отделения делаются задвижными, для чего подвешиваются на роликах (фиг. 298) и передвигаются вдоль стенки вагона по железному рельсу. Внизу двери направляются угольником-порогом. Эти двери также обиваются железом с обеих сторон. В концевой задвижной двери должно быть сделано окно для освещения площадки из тамбура ночью.

Внутренние двери в поперечных стенках вагона в уборных и служебных помещениях делаются навесными одностворчатыми, а двери в купе—задвижными, подвешенными так же, как и концевые тамбурные двери.

НТБ ДНУЖТ

Все двери снабжаются замками и ручками, при чем навесные двери имеют обыкновенные ручки с загнутыми концами, чтобы они не цеплялись за платье пассажиров, а задвижные—ручки откидные. Замки наружных и входных дверей из тамбура в вагон кроме ручек



Фиг. 298.

имеют щеколды для трехгранного ключа, а иногда и для ключа с бородкой; в дверях уборных и купе замки имеют щеколды, запирающиеся снаружи кондукторским трехгранным ключом, а изнутри ручкой-барашком. Двери купе кроме того снабжаются предохранительными затворами, недоступными снаружи и позволяющими лишь приоткрыть двери для образования небольшой щели.

14. Окна

Окна в стенах кузова имеют двойные рамы: наружную—летнюю и внутреннюю—зимнюю (фиг. 299). Оконные рамы делаются подвижными. Обычно для открывания окна рама опускается, но в вагонах с металлическими кузовами оконные рамы делаются поднимающимися кверху, чтобы предохранить металлические части кузова от ржавления вследствие попадания дождевой воды в междуоконное пространство.

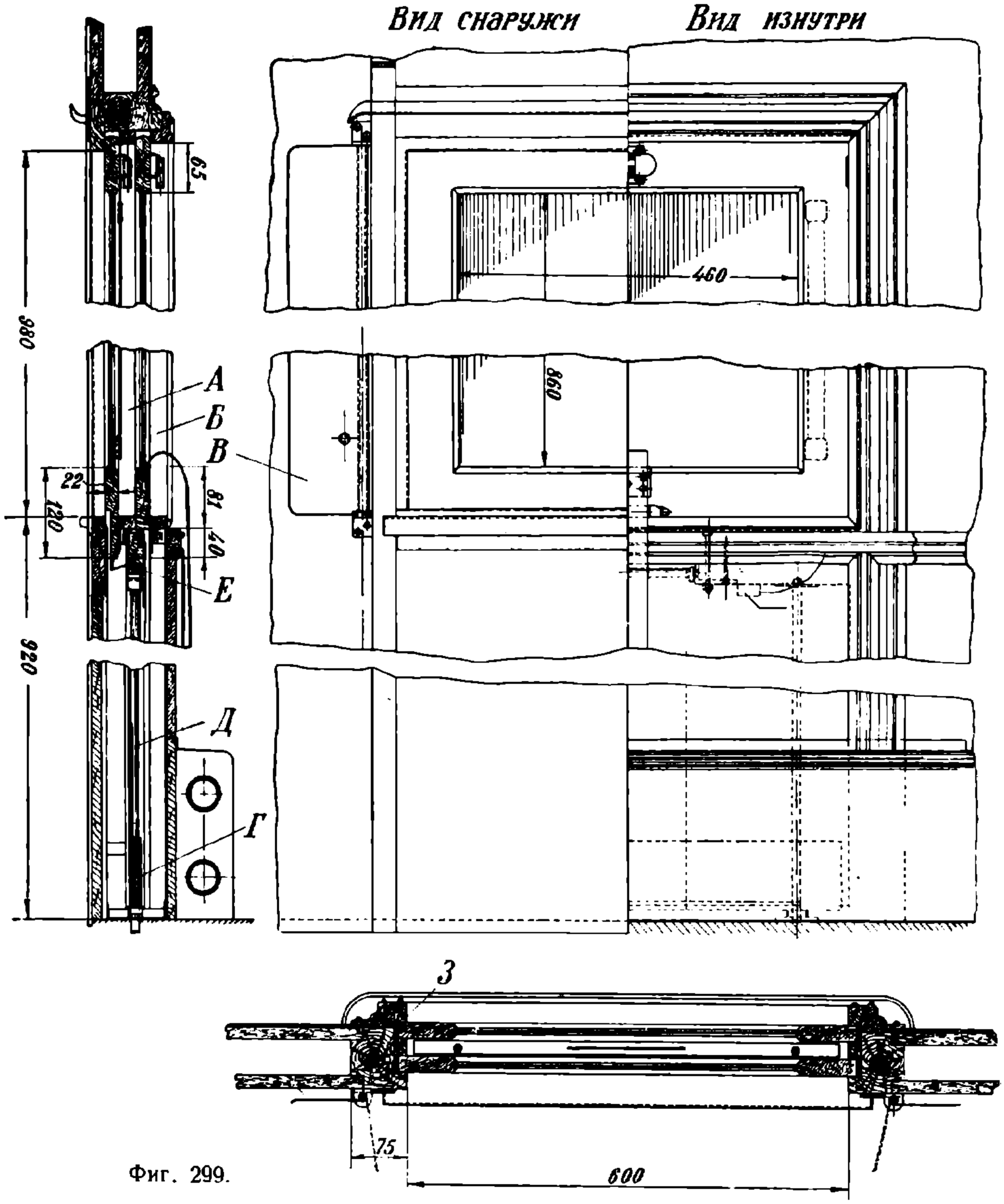
Чтобы рамы плотно прилегали к наличникам и не дребезжали на ходу вагона, они должны прижиматься к наличникам пружинами или нажимными деревянными рамками *А* и *Б* (фиг. 299). Иногда внутренние рамы делаются приставными и закрепляются на месте шпингалетами. На лето приставные рамы снимаются.

Снаружи фальцы оконных мест перекрываются наличниками из обшивочного железа; в нижней части оконного места ставится подокон-

НТБ ДНУЖТ

ник с гребнем, который служит для закрепления наружной оконной рамы, в поднятом положении.

Над окнами снаружи вагона помещаются желобки для отвода воды в стороны.



Фиг. 299.

Оконные рамы изготовляются из дубового дерева или из другой прочной древесины. Стекла ставятся в фальцы рамы и укрепляются деревянными штабиками, при чем для плотности на кромки стекла ставятся П-образные резиновые прокладки. Достаточно надежная вставка стекол достигается при постановке их на замазке, изготов-

НТБ ДНУЖТ

ленной на варенном льняном масле; в этом случае замазка должна ставиться со стороны, обращенной наружу, чтобы устранить возможность затекания воды в фальцы рамы.

Снаружи, с боков окон, ставятся на шарнирах щитки *В*, называемые параванами, которые служат для отражения встречного ветра и предохранения задувания в вагон пыли.

Первый по ходу поезда параван должен самоустанавливаться под углом в 135° к стенке, а второй—под углом в 45° или параллельно наружной стенке.

Обычно параваны делаются из обшивочного железа, крашеные, но применяются также из тикового дерева и из зеркального стекла.

Внутри вагона оконные места обрамляются наличниками, а снизу подоконником с гребнем, на котором укрепляется внутренняя рама.

Под оконным местом между наружной и внутренней обшивками кузова оставляется свободное пространство, в которое опускаются рамы. Пространство, в которое опускаются рамы, покрывается оцинкованным железом; внизу его устанавливается цинковый лоток с впаянной в него трубочкой, проходящей под вагон, для отвода дождевой воды, которая может попадать при открытых окнах, или все деревянные части покрываются жидким стеклом для предохранения дерева от сырости и воспламенения. Для чистки этого пространства от пыли и грязи во внутренней стенке делают отъемный люк.

Для предохранения стекол от повреждений при неосторожном опускании их в нижней части оконного пространства ставятся остановы с резиновыми прокладками, смягчающими удар. Для подъема рам служат кожаные ушки или кожаные пасы или ставятся металлические скобки или кольца. Для удержания рамы на произвольной высоте она уравновешивается противовесом *Г*, который соединяется с рамой помощью широкого парусинового или кожаного ремня *Д*, переброшенного через валик *Е*. Для плотности и облегчения пригонки оконных рам долевые бруски их обиваются планками *З*, оклеенными трипом или сукном; планки эти называются триповыми планками.

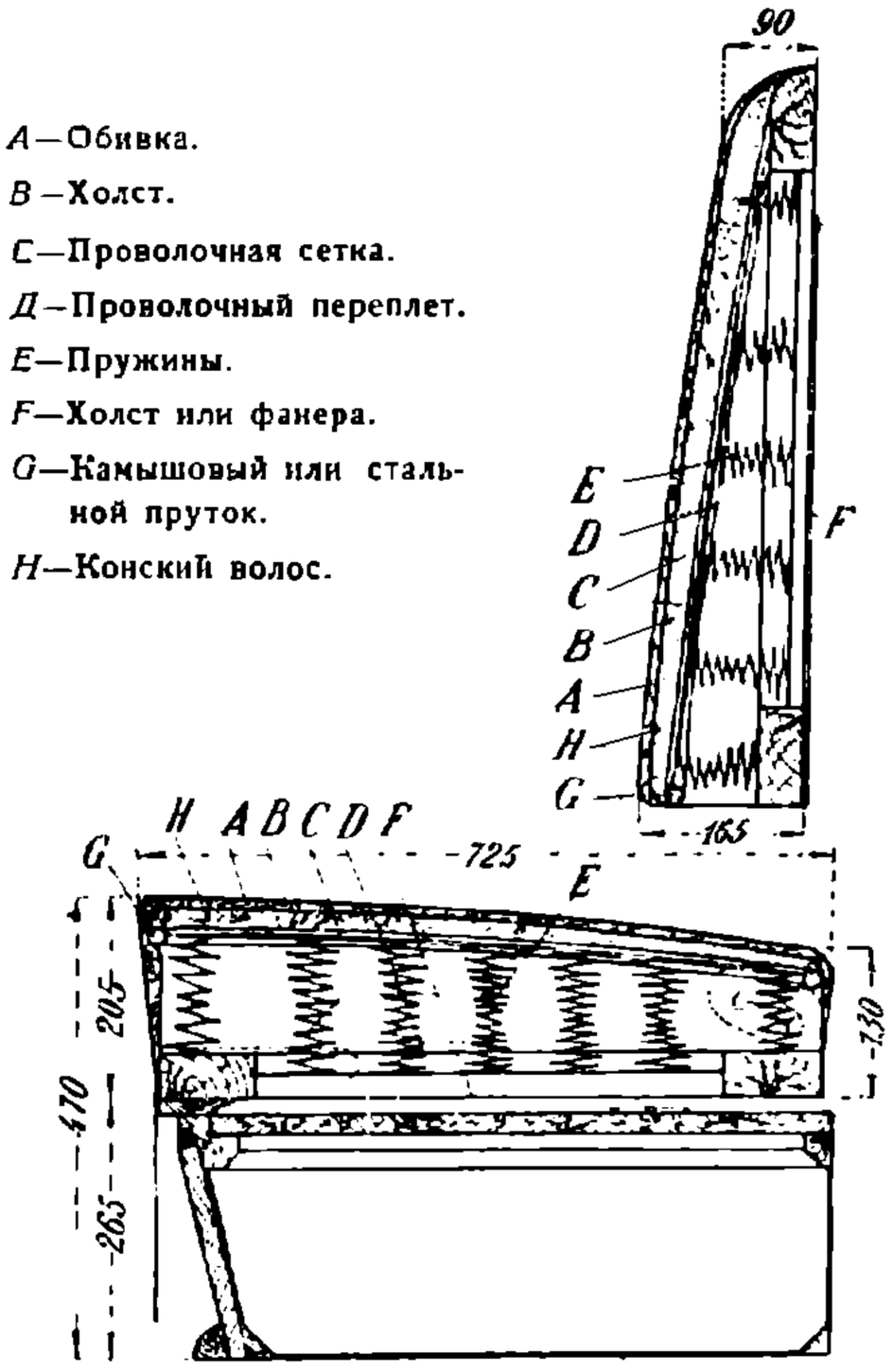
15. Внутреннее убранство

Внутреннее убранство пассажирских вагонов зависит от назначения их. В вагонах дальнего следования устраиваются диваны с подъемными спинками, приспособленные для лежания пассажиров, при чем, в зависимости от рода вагонов, диваны делаются или деревянными без обивки или с мягкой обивкой. В вагонах пригородного сообщения диваны делаются без подъемных спинок и предназначаются только для сидения.

Диваны мягких вагонов (фиг. 309) состоят из сосновой рамы с натянутым на ней проволочным переплетом, на котором устанавливаются спиральные гальванизированные мебельные пружины с загну-

НТБ ДНУЖТ

тыми в замок концами; вязка пружин производится мягкой проволокой или прочным шпагатом. По краям пружины скрепляются с камышовым или из стальной проволоки прутком, который служит для образования верхнего ребра дивана; сверху пружины перекрываются сплошь проволочной гальванизированной или луженой сеткой с редкими ячейками. Сетка укрепляется к передним и задним брускам рамы и вяжется мягкой проволокой или шпагатом с пружинами. У переднего бруска рамы пружины ставятся непосредственно на брусок нижней обвязочной рамы и, в предохранение их от отклонения внутрь, притягиваются проволочными помочами к брускам нижней рамы. Сетка покрывается мебельным холстом (дерюгой), а сверху кладется конский волос, который покрывается тоже холстом. Для обивки диванов применяется сукно, трип или кожа; сукно и трип негигиеничны, так как в них скопляется пыль, а кожа дорога и довольно быстро изнашивается; поэтому на наших дорогах в последнее время применяется почти исключительно тиковая обивка. Снизу диван закрывается холстом или фанерою для устранения проникания пыли. На каждый диван укладывается по две волосяных подушки.



Фиг. 300.

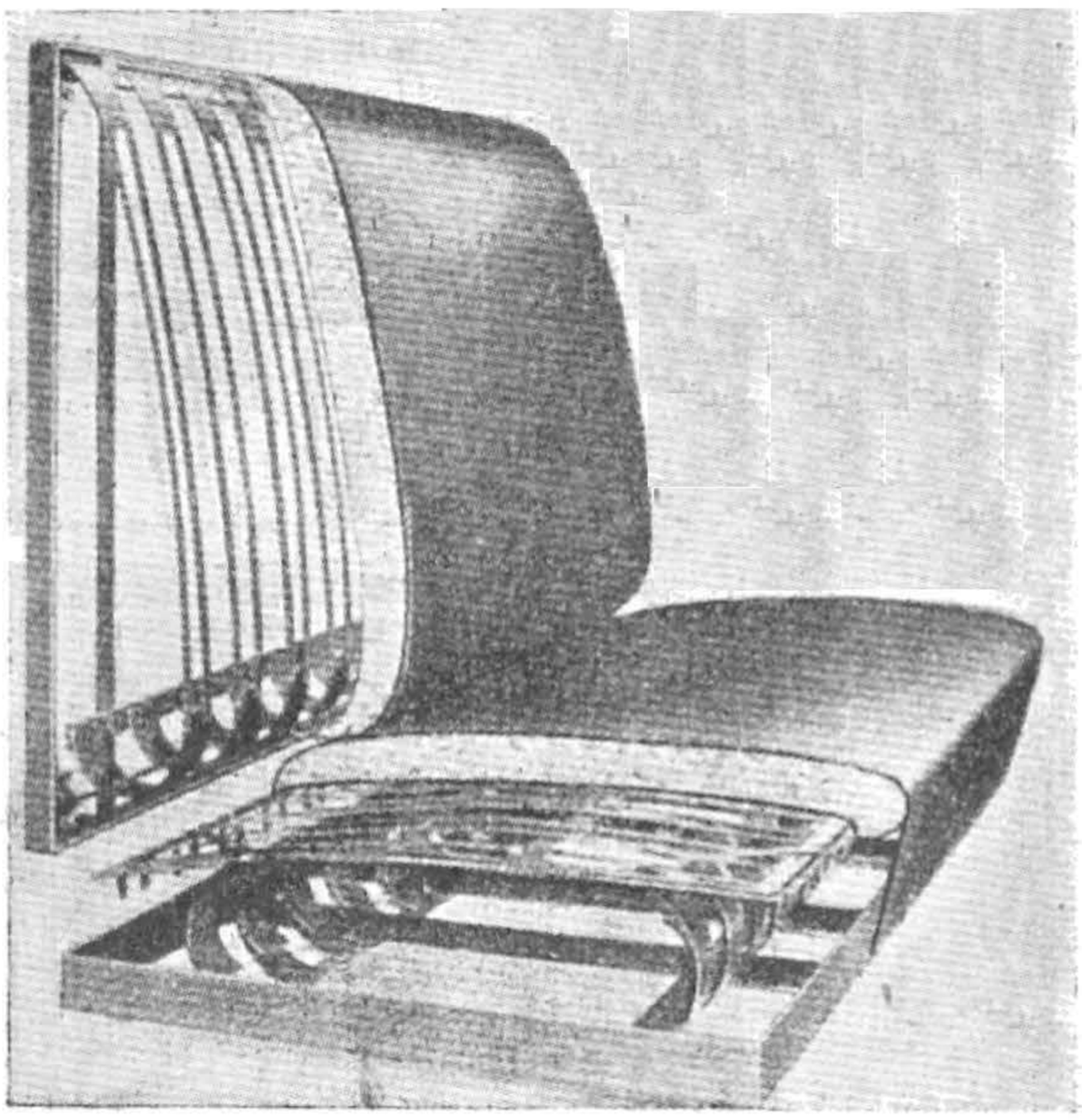
Подъемные спинки диванов устроены так же, как и сидения, но снабжены пружинами меньшей высоты, чтобы не уменьшать глубины сидения.

На германских дорогах диваны мягких вагонов делаются с железной нижней обвязочной рамой (фиг. 301) и рессорами из полосовой стали вместо обычно применяющихся у нас витых мебельных пружин. Верхняя мягкая обивка сделана легко снимающейся для очистки. Благодаря отсутствию деревянных частей такое устройство диванов более гигиенично по сравнению с описанным выше.

Подъемные спинки подвешиваются на петлях и в поднятом положении опираются боковыми брусками на железные шарнирные пальцы державок, укрепленных на стенах вагона. В некоторых вагонах один конец подъемной спинки опирается на палец, а другой подвешивается кожаным ремнем или металлической тягой, укрепленными на стенке, либо упирается на поворотный или коленчатый кронштейны.

НТБ ДНУЖТ

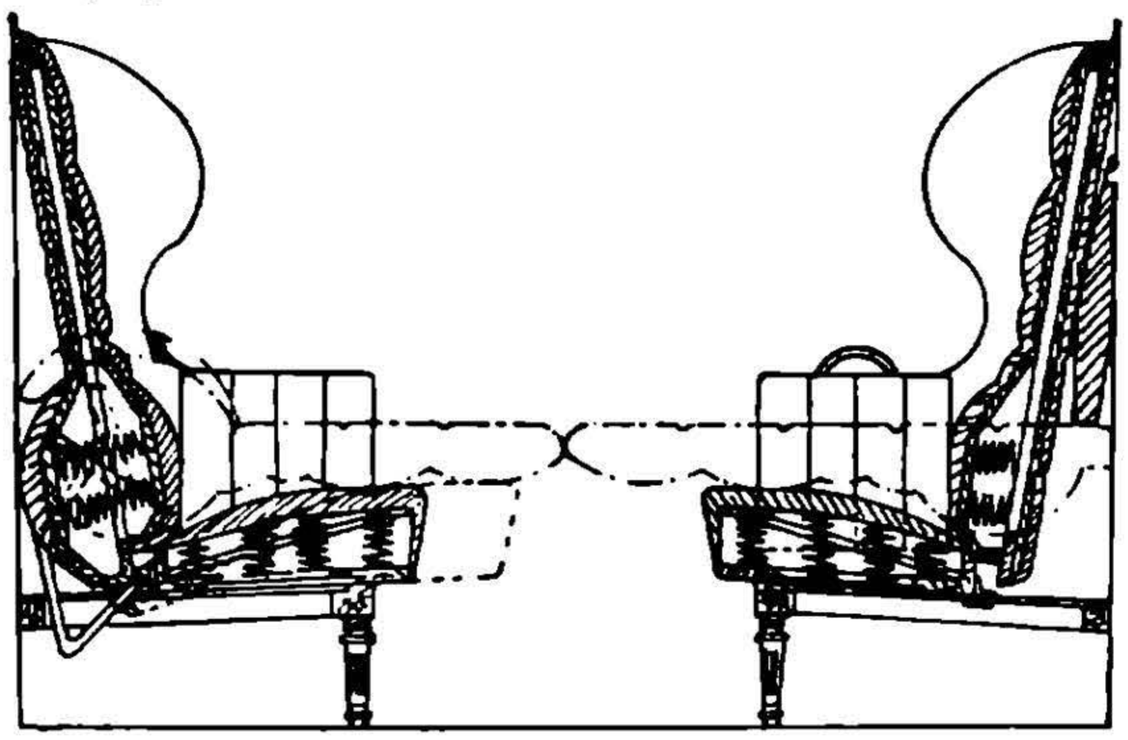
У мягких диванов укрепление спинки на петлях делается подвижным, чтобы спинка при постановке ее в вертикальное положение приблизилась вплотную к сидению дивана. Иногда диваны и спинки устраиваются вращающимися вокруг продольной горизонтальной оси, и для образования спальных мест их перевертывают нижней стороной кверху и накладывают на них волосяные матрацы, которые хранятся в ящиках под диванами.



Фиг. 301.

Под подъемными спинками на стенах ставятся легкие откидные сетки для мелких вещей.

В жестких вагонах дальнего следования диваны делаются деревянные с подъемными спинками (фиг. 304), подвешенными на петлях, с глухой перегородкой между спинками; на жесткие диваны можно укладывать съемные матрацы с кожаными петлями по краям, которыми они укрепляются на соответственных кнопках диванов.



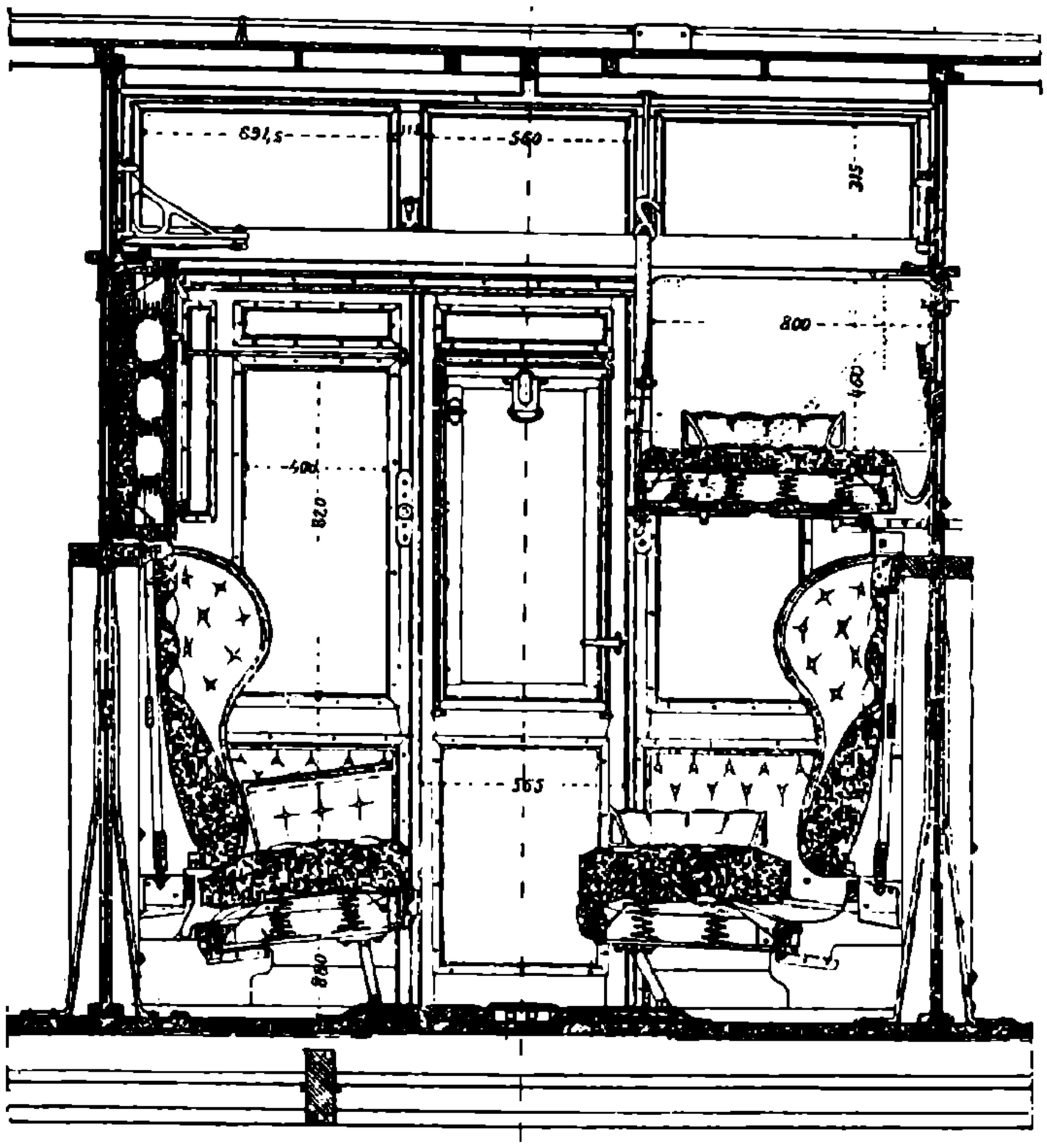
Фиг. 302.

На заграничных дорогах применяются и другие устройства диванов: например на германских дорогах имеются вагоны у которых для образования спальных мест сидения двух противоположных диванов выдвигаются (фиг. 302) почти до взаимного соприкосновения, а спинки поворачиваются на 90° так, что с одной стороны образуется подушка, а на противоположной—помещение для ног. На французских дорогах верхнее спальное место образуется не диванной спинкой, а особой койкой, подвешенной к стенке вагона над диваном (фиг. 303).

Расположение верхних спальных мест на европейских дорогах почти исключительно поперечное; продольное размещение встречается

НТБ ДНУЖТ

редко (например в двухместных купе спальных вагонов Международного общества). На американских же дорогах, наоборот, спальные места, как указано было выше, располагаются вдоль вагона у стен и образуются: верхние—опусканием коек, укрепленных днем к потолку, нижние спальные места—выдвиганием сидений двух противоположных диванов и использованием подушек диванных спинок.



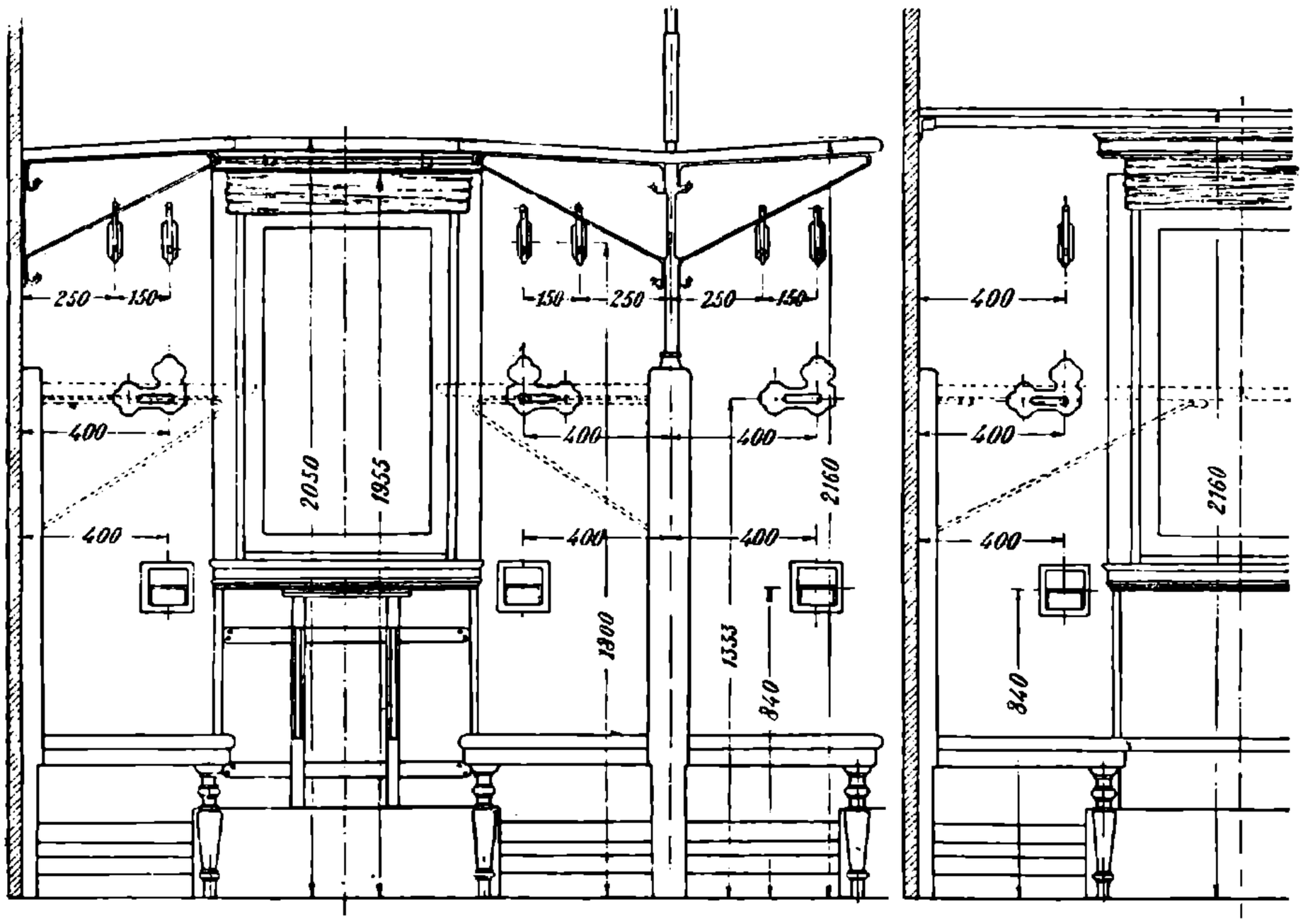
Фиг. 303.

В вагонах пригородного сообщения диваны делаются деревянные—жесткие или полумягкие, для чего в сидении дивана делается углубление, в которое накладывается слой конского волоса и обивается сверху клеенкой или кожею.

В промежутке между двумя смежными диванами около окон помещаются подоконные столики (фиг. 304 и 305), которые иногда подвешиваются к продольным стенкам на шарнирах и опираются на поворотные кронштейны, укрепленные в стене. Иногда подоконные столики делаются свободно стоящими. Для входа на поднятые верхние спальные места устанавливаются лестницы, которые обычно соединяются с подоконными столиками и называются „столиками-лестницами".

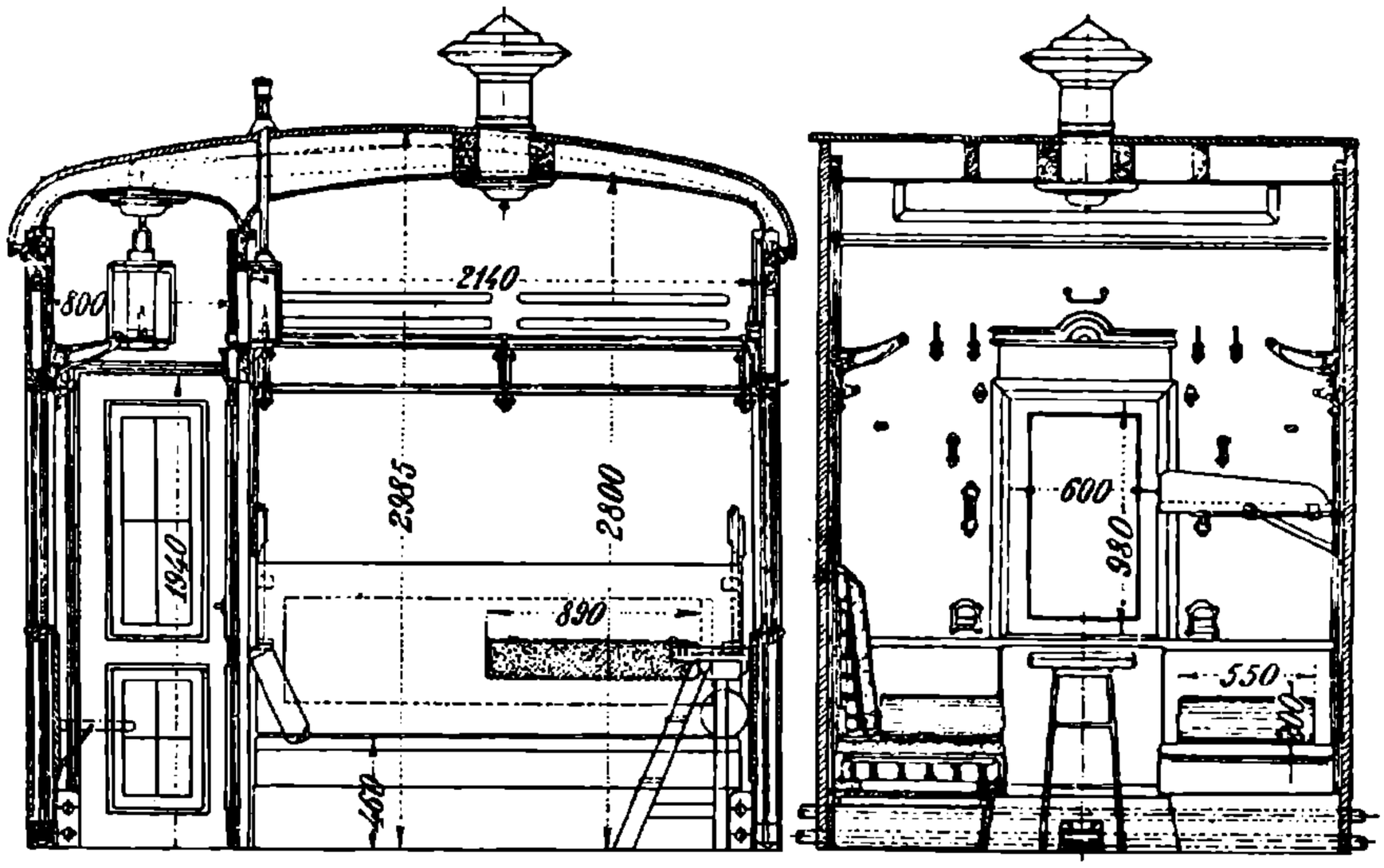
НТБ ДНУЖТ

Для помещения ручного багажа устраиваются над диванами багажные полки, укрепленные на двух или трех кронштейнах. В купе



Фиг. 304.

кронштейны прикрепляются к перегородкам, а в общих отделениях— к установленным на спинках диванов стойкам, которые нижней частью



Фиг. 305.

скрепляются со спинкой, а верхней частью с потолочными дугами. В жестких вагонах багажные полки делают из деревянных досок,

НТБ ДНУЖТ

укладываемых на кронштейнах, а в мягких—из веревочной или проволочной сетки, которая натягивается на два прута, заложенные в отверстия кронштейнов по концам их.

В вагонах новой постройки—коридорной системы—помещение для багажа устраивается над потолком коридора. Для этого коридор перекрывается вторым потолком, расположенным ниже потолка вагона, благодаря чему над коридором образуется замкнутое помещение (ниша), сообщающееся с каждым купе. Поперечными перегородками ниша разделяется на отделения по числу имеющихся в вагоне купе. У каждого дивана укрепляются на стенках вешалки для платья. В местах укрепления вешалок между обшивками стен ставятся деревянные закладки. С обеих сторон дивана, а также над поднятым спальным местом на удобной высоте привертываются к стенам пепельницы, представляющие собой металлические коробки, поворачивающиеся на оси для возможности очистки их.

Между диванами устанавливаются плевательницы, представляющие обычно круглую чугунную чашку; сверху плевательница закрывается цинковой или железной эмалированной крышкой с отверстием посредине.

16. Уборные

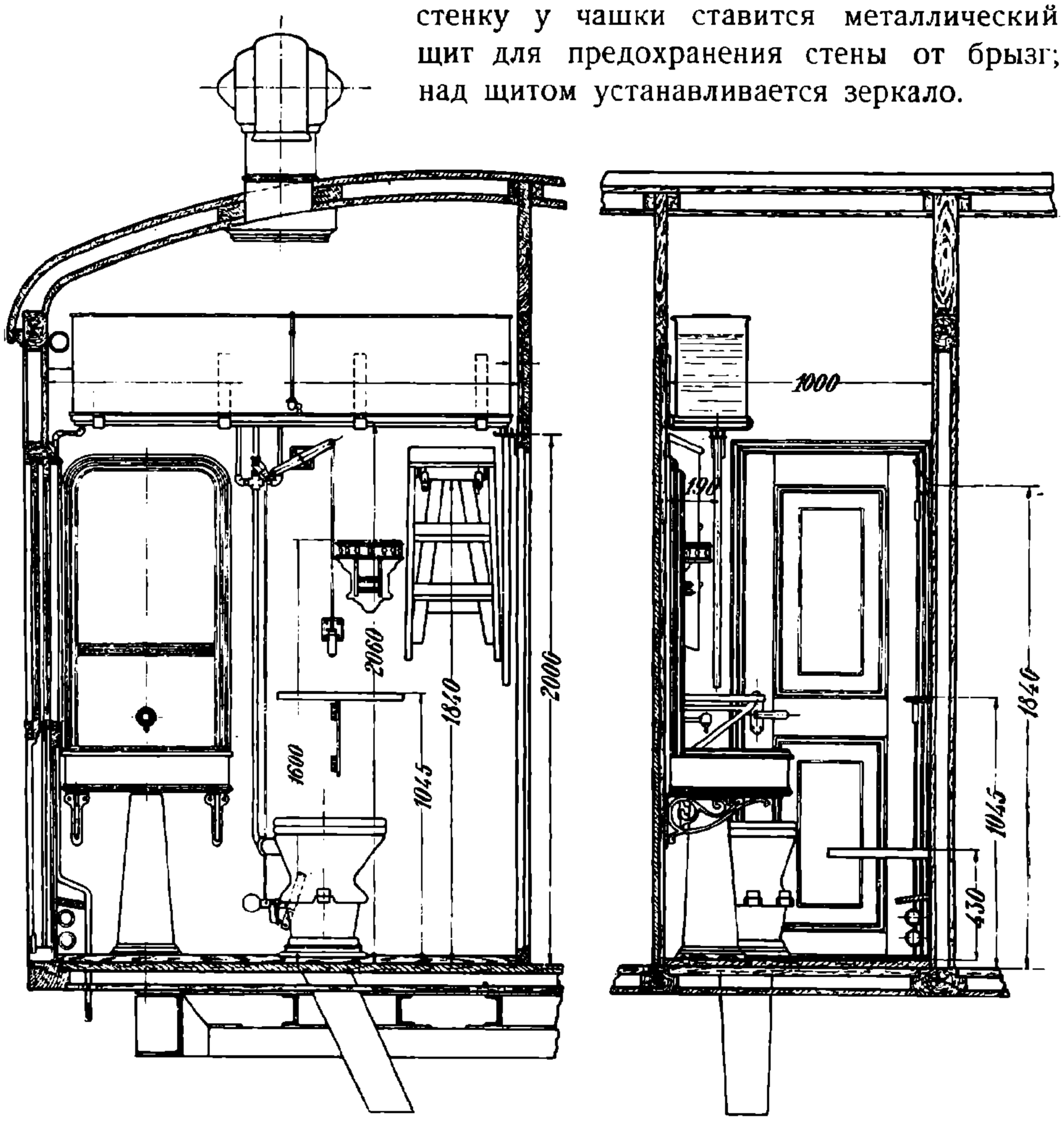
Уборные устраиваются по концам вагонов, при чем в уборной обычно сомещаются ватерклозет и умывальник (фиг. 306). Для снабжения их водою на стенке уборной вверху устанавливается медный, внутри луженый, бак с люком в боковой стенке для промывки его. Под баком помещается поддон из оцинкованного железа, служащий для собирания образующейся от потения бака воды; для отвода этой воды к поддону приделана трубка. Наполнение баков водою производится с крыши через соответствующие люки или через трубку, выведенную наружу вагона под швеллерным брусом при помощи переносного насоса или от водопроводной сети. Кроме того бак можно наполнять водою при помощи крыльчатого насоса, помещаемого в котельном отделении вагона. Помимо трубок для накачивания воды баки снабжаются контрольными сигнальными трубками для спуска воды при переполнении бака и водомерными стеклами, указывающими уровень воды в баке.

Умывальные и клозетные чаши делаются фаянсовыми либо чугунными эмалированными. Клозетная чашка обычно состоит из двух частей (фиг. 306)—верхней и нижней, между которыми проложена для плотности соединения резиновая прокладка. Нижняя часть прикрепляется к полу и заканчивается спускной трубой (фановая труба), располагаемой так, чтобы ходовые части не загрязнились. Чашка снизу прикрывается клапаном, который посредством рычагов и тяг соединен с краном на трубе, подводящей воду из бака. Клапан и кран

НТБ ДНУЖТ

открываются одновременно рукояткой, соединенной с ними системой рычагов.

Чашка умывальника устанавливается на кронштейнах; сточная трубка чашки выводится наружу и, во избежание засорения и замерзания зимою, должна быть без загибов диаметром около 50 *мм*. На стенку у чашки ставится металлический щит для предохранения стены от брызг; над щитом устанавливается зеркало.



Фиг. 306.

Пол уборной покрывается по дереву листовым цинком толщиною в 2 *мм* с отогнутыми на стенки краями на высоту не менее 200 *мм*, пропаянными в углах. Пол должен иметь уклон к средине для стока воды в спускную трубку, закрываемую пробкой. Панель у уборной обивается листовым цинком или обшивочным железом и окрашивается. До постановки цинкового настила пол и спускное отверстие в полу должны быть просмолены.

НТБ ДНУЖТ

Полы в уборных делаются также бетонные шлифованные, изготовленные из цемента и гравия и из металлических плиток, поставленных на цементе.

17. Размеры проходов, диванов, отделений, дверей и окон у пассажирских вагонов

Для увеличения вместимости пассажирских вагонов необходимо уменьшать до возможных пределов ширину проходов, тамбуров, уборных и пр. Однако уплотнение мест для пассажиров не должно затруднять и стеснять пассажиров и обслуживающий поезд служебный персонал и должно давать известный минимум удобств. Практикой наших дорог установлены следующие нормальные размеры, уменьшение которых признается недопустимым.

1. Ширина тамбуров	от 825 до 900 *мм*
2. Ширина долевого коридора у вагонов с купе	850 *мм*
3. Ширина долевых проходов у жестких вагонов открытого типа	600
4. Ширина дверного просвета в свету:	
а) тамбурной двери створчатой боковой	750
б) тамбурной двери лобовой задвижной	700
в) навесной двери из тамбура в вагон	640
г) задвижной двери в купе мягких вагонов	700
д) то же жестких вагонов	640
е) створчатых дверей внутренних в коридорах и купе	580
ж) створчатых дверей служебных отделений, уборных и пр., минимально допускаемый размер	550
5. Нормальная высота дверей створчатых и задвижных от пола до вершника	от 1 900 до 1 950 *мм*
6. Ширина диванов, включая и толщину спинок и ширина проходов между диванами:	
а) жестких вагонов пригородных:	
ширина дивана	450 *мм*
прохода	600
б) жестких вагонов дальнего следования (спальных):	
ширина дивана	580
подъемной спинки	570
прохода	610
в) мягких вагонов дальнего следования (спальных):	
ширина диванов	650
подъемной спинки	640
прохода	610
г) специальных спальных вагонов:	
ширина диванов	750
проходов	650
7 Наименьшая длина спальных мест:	
а) жестких вагонов	1 800
б) мягких вагонов	2 000

НТБ ДНУЖТ

8. Размеры сидений и верхних спальных мест по высоте:	
а) сидения диванов жестких вагонов от пола	440—450 *мм*
б) то же мягких вагонов.	460 *мм*
в) высота от сидения нижнего дивана до нижней части подъемной спинки в поднятом положении	950
9. Ширина купе (с двумя диванами):	
а) жестких вагонов	1 870
б) мягких	1 910
10. Ширина купе двухместных (с одним диваном):	
а) мягких вагонов	1 350
б) специальных спальных вагонов	1 450
11. Размеры багажных полок:	
а) ширина	580
б) высота от пола	2 050—2 150 *мм*
12. Ширина служебных помещений вагона:	
а) отделения для проводников с одним диваном	1150 *мм*
б) уборной	900
в) отделения отопления	900
13. Размеры окон:	
а) высота от пола до подоконника	900—950 *мм*
б) высота окон	900—1 000
в) ширина окна в свету наименьшая	560 *мм*

В. РАСЧЕТ ПРОЧНОСТИ ОБРЕШЕТКИ

Силы, действующие на обрешетку кузова вагона, составляют:

1) собственный вес самого кузова,

2) вес груза,

3) давление груза на стенки кузова (горизонтальный распор),

4) центробежные силы при прохождении кривой части пути,

5) силы инерции при остановках и торможении,

6) давление ветра на стенки кузова,

7) толчки и сотрясения, возникающие при прохождении неровностей пути, при трогании поезда, при ударах вагона о вагон.

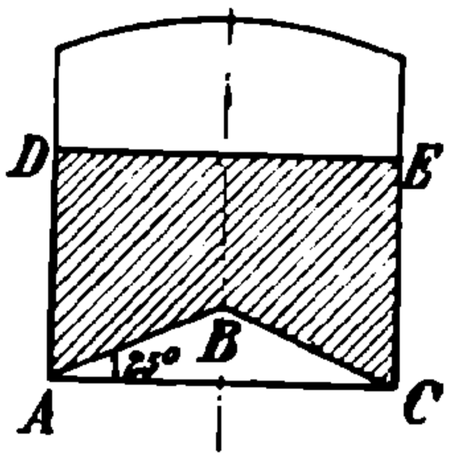
В зависимости от конструкции обрешетки перечисленные силы либо воспринимаются полностью обрешеткой кузова, либо полностью или частью передаются на раму.

В деревянных обрешетках раскосно-стоечной конструкции, в виду отсутствия неизменного соединения частей обрешетки между собой и с рамою и возможного ослабления шипов в гнездах, обрешетка лишь отчасти участвует в восприятии собственного веса кузова и веса груза. Степень этого участия представляется величиной неопределенной и, вообще говоря, незначительной; поэтому при расчетах деревянных конструкций принято принимать, что вес кузова и груза целиком передается на раму.

В деревянных, а также металлических стоечных конструкциях обрешетка не может воспринимать нагрузку от веса кузова и груза вследствие отсутствия раскосов, и таковая целиком воспринимается рамою.

НТБ ДНУЖТ

В металлических обрешетках раскосно-стоечной конструкции, где обрешетка составляет с рамою одно целое, вес кузова, рамы и вес груза воспринимаются всеми частями обрешетки, но только в том случае, если обрешетка имеет одну погрузочную дверь посредине. В этом случае каждую долевую стенку обрешетки можно рассматривать как решетчатую ферму с опорами у шкворневых балок, так как силы, приходящиеся на стойки и раскосы в дверном просвете, как и у всякой мостовой фермы, равны нулю, и напряженными в дверном просвете будут только нижняя и верхняя обвязки. При двух дверях в долевых стенах, расположенных у опор, обрешетка является ослабленной в местах, где раскосы и стойки подвержены наибольшим усилиям, и, следовательно, такая обрешетка не может работать как мостовая ферма и без участия рамы не может нести нагрузку от собственного веса и веса груза.



Фиг. 307.

Нагрузка от веса кузова, крыши, пола и груза, приходящаяся на каждую боковую ферму, принимается равной нагрузке, приходящейся на боковой швеллер рамы вагона (см. гл. XI). Эта статическая нагрузка принимается равномерно-распределенной по длине фермы. Кроме равномерно-распределенной статической нагрузки боковые фермы нагружены в местах прикрепления шкворневых балок силами реакции концов шкворневых балок, направление которых противоположно направлению равномерно-распределенной нагрузки. Для разгрузки хребтовой балки и для большей жесткости ее ставятся в раме вагона поперечные балки, которые, воспринимая на себя нагрузку, приходящуюся на хребтовую балку, передают ее на боковые фермы кузова в виде сосредоточенных сил, приложенных в местах соединения поперечных балок рамы с нижней обвязкой обрешетки. В том случае когда обрешетка кузова может работать как мостовая ферма, хребтовую балку надо рассматривать как балку, опорами которой служат по концам буферные брусья и в средней части шкворневые и поперечные балки. Нагрузка, приходящаяся на поперечные, шкворневые и буферные балки, определяется как реакция опор многоопорной балки.

Давление груза на стенки кузова, имеющее место только у товарных вагонов, зависит от рода груза и от условий движения вагона. Наибольшее давление испытывают стенки кузова при нагрузке его сыпучим грузом, дающим горизонтальный распор, который вызывает изгибающие усилия в стойках. При расчетах горизонтальный распор определяется при нагрузке вагона насыпью грузом (зерно) с удельным весом 0,7 и углом естественного откоса в 25° (фиг. 307).

Распирающее усилие определяется по формуле Ранкина:

$$P = {}^1/_2 W h^2 \frac{1 + \sin \varphi}{1 - \sin \varphi}$$

НТБ ДНУЖТ

где P — распирающее усилие на единицу длины стены,

W — вес кубической единицы груза,

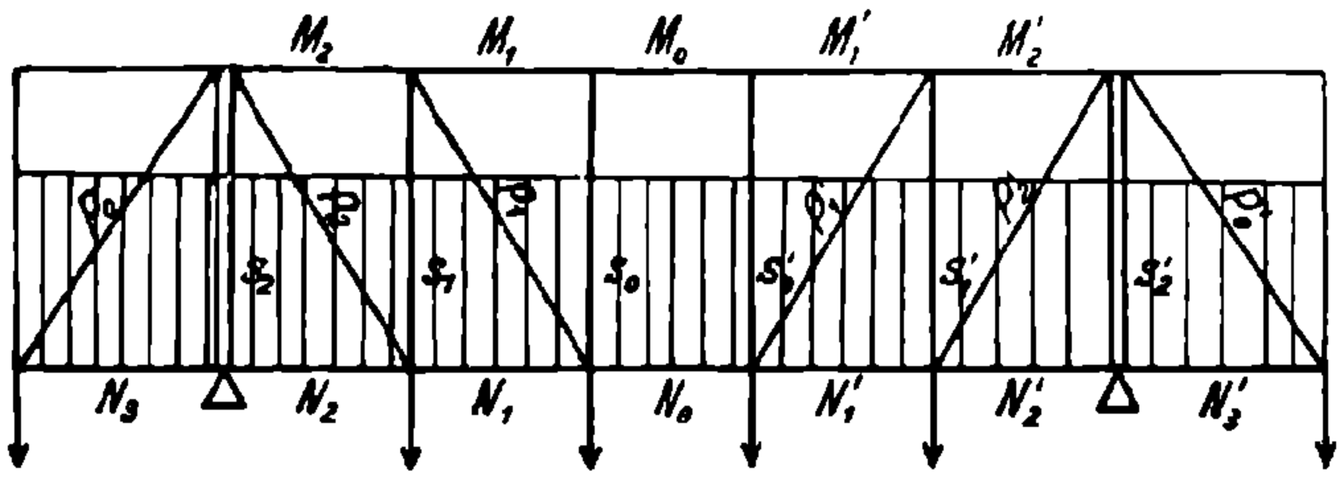
h — высота погрузки,

φ — угол естественного откоса.

Это усилие распределяется по вертикали так, что на поверхности зерна оно равняется нулю и равномерно увеличивается книзу до максимума на линии пола.

Части боковых и концевых ферм, подверженные действию распирающих усилий, рассчитываются как балки с заделанными концами.

Когда вагон, загруженный сыпучим грузом, проходит по закруглениям, то развивающаяся центробежная сила от веса груза оказывает давление на стойки и раскосы фермы. Благодаря трению между частицами сыпучего груза давление оказывает верхняя часть груза, ограниченная линиями AB и BC (фиг. 307), составляющими с горизонтом угол в 25°



Фиг. 308.

Таким образом вес части груза, дающего центробежную силу, действующую на ферму, можно принять равным:

$$Q_1 = Q\frac{\text{площ. } ABCED}{\text{площ. } ADEC},$$

где Q — вес груза.

Давление груза на боковые стенки обрешетки от центробежной силы вследствие трения между частями его трудно поддается правильному определению. Как показывает опыт величина этого давления не велика по сравнению с расширяющими усилиями при загрузке насыпью. Поэтому в американской практике и у нас влияние центробежных сил на увеличение горизонтального распора не учитывается при расчетах прочности стоек и обшивки у обрешетках товарных вагонов.

Все силы, действующие на ферму, принимаются сосредоточенными в узлах, как показано схематически на фиг. 308.

Кроме продольных усилий в горизонтальной плоскости стойки и раскосы кузовов товарных вагонов подвергаются в горизонтальной

НТБ ДНУЖТ

плоскости действию поперечных распирающих усилий; следовательно, на каждую стойку и на каждый раскос действуют продольная и поперечная силы. Первая производит сжатие или растяжение, а вторая—поперечный изгиб. Размеры стоек и раскосов проверяются на суммарное напряжение от сжатия или растяжения или от изгиба.

В нашем большегрузном вагоне подъемной силы в 50 *т* с одной дверью в долевых стенах усилия в стержнях боковой фермы под влиянием совместного действия вертикальных статических сил, давления ветра и центробежной силы определены в следующих цифрах (фиг. 308):

В верхнем поясе:

$$M_0 = M_1 = M_1' = -7\,643 \text{ кг}, \quad M_2 = M_2' = -4\,558 \text{ кг}.$$

В нижнем поясе:

$$N_0 = +7\,643 \text{ кг}, \quad N_1 - N_1' = +4\,558 \text{ кг}; \quad N_2 = N_2' = N_3 = N_3' = = 744 \text{ кг}.$$

В стойках:

$$S_0 = S_0' = 0; \quad S_1 = S_1' = -4\,568 \text{ кг}; \quad S_2 = S_2' = 9\,356 \text{ кг}.$$

В раскосах:

$$P_1 = P_1' = 5\,548 \text{ кг}; \quad P_2 = P_2' = 7\,805 \text{ кг}; \quad P_0 = P_0' = 1\,471 \text{ кг}.$$

Таким образом наиболее напряженными являются стойки над шкворневыми балками и примыкающие к ним раскосы P_2 и P_2'; дверные же стойки S_0 и S_0^1 не несут нагрузки, и, следовательно, дверной просвет при устройстве его посредине вагона не вызывает ослабления фермы.

НТБ ДНУЖТ

ГЛАВА XIII

ОТОПЛЕНИЕ ВАГОНОВ

1. Назначение приборов отопления и классификация их

Требования, предъявляемые к хорошо работающему отоплению, сводятся к следующему.

1. Отопление должно поддерживать температуру воздуха во всех отделениях вагона в пределах от 12 до 20°С.

2. Отопление должно допускать регулирование температуры.

3. Лучистая теплота, выделяемая нагревательными приборами, должна быть умеренная.

4. Обслуживание и содержание приборов отопления должно быть по возможности просто и не вызывать загрязнения вагона.

5. Воздух в отапливаемом помещении не должен быть слишком сух.

6. Отопление должно быть безопасно в пожарном отношении.

7. Приборы отопления не должны давать копоти, дыма и угара.

Большинство существующих систем отопления не удовлетворяет многим из перечисленных требований; неравномерность нагревания различных отделений вагона и невозможность повышения или понижения температуры в зависимости от потребности составляют обычные недостатки существующих систем.

Решение вопроса об устройстве отопления, удовлетворяющего всем требованиям, затрудняется самой конструкцией вагонов и условиями их службы. Большие поверхности охлаждения, большая скорость движения, влияние холодной погоды сказываются на отоплении вагона и требуют интенсивной работы нагревательных приборов.

Самое примитивное и самое несовершенное отопление, применявшееся в давние годы на многих заграничных дорогах, состояло из грелок, наполненных горячей водой, песком, раскаленным кирпичом или прессованным углем, которые помещались под диванами и по мере охлаждения менялись на станциях в пути следования.

Теплоемкость таких грелок чрезвычайно мала, их приходилось часто менять, и поэтому они служили главным образом для обогревания ног и могли применяться только в странах с теплым климатом.

Более распространенным из примитивных систем отопления, находившим в прежнее время широкое применение на русских и загра-

НТБ ДНУЖТ

ничных дорогах, до введения более усовершенствованных систем, является печное отопление, которое применяется в настоящее время у нас для вагонов-теплушек и пассажирских вагонов бывш. IV класса.

Более совершенный вид печного отопления представляет воздушное отопление, при котором печь нагревает воздух, заключенный в особой камере, который затем поступает в вагон. Такое отопление применялось на финляндских, некоторых русских и швейцарских дорогах.

Выше предыдущих систем в смысле совершенства конструкции стоят паровое и водяное отопления вагонов. Эти системы отопления известны на железных дорогах с давних пор. Например, паровое отопление применено впервые на русских дорогах еще в 1868 г. Паровое и водяное отопления широко применяются в настоящее время на наших и заграничных дорогах; обе эти системы отопления могут быть запроектированы достаточной интенсивности и при надлежащей поверхности нагревательных приборов в состоянии поддерживать удовлетворительную температуру в вагоне даже при самой низкой наружной температуре воздуха.

Паровое отопление применяется высокого давления — паром, поступающим в нагревательные трубы непосредственно из котла, и низкого давления — паром, давление которого до поступления в трубы понижается до атмосферного.

Разновидность парового отопления низкого давления представляет паровоздушное отопление, при котором пар, предварительно поступления в нагревательные трубы, смешивается с воздухом.

Наконец, в последнее время у вагонов электрифицированных дорог начали применять электрическое отопление.

2. Печное отопление

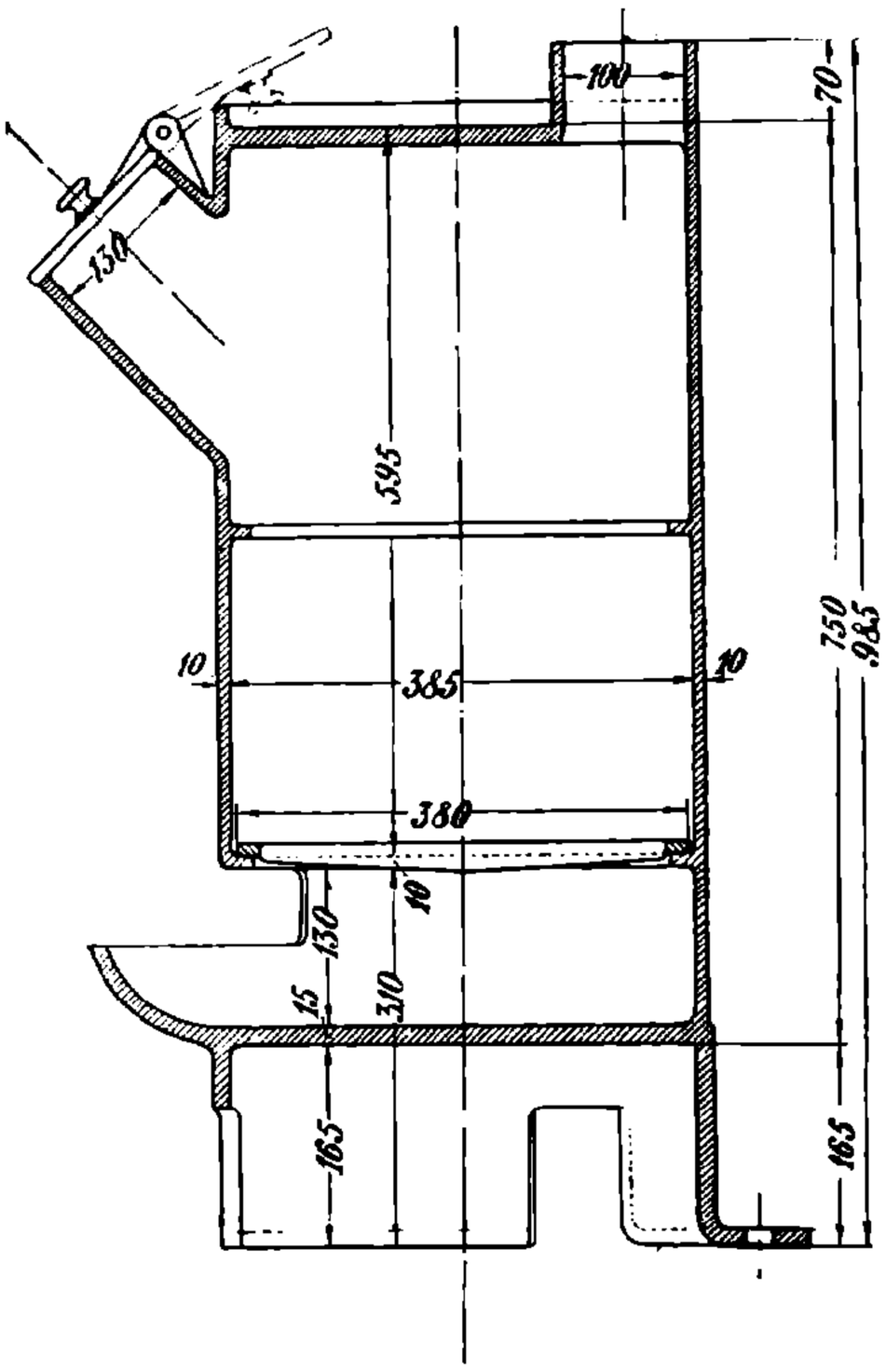
Первоначально печи делались изразцовые, параллелепипедной формы, но они оказались непрактичными, так как изразцы часто ломались. Тогда заменили изразцовую облицовку металлической.

В настоящее время печи, устанавливаемые в вагонах-теплушках, делаются чугунными и имеют цилиндрическую форму (фиг. 309). Для предупреждения раскаливания стенок печи и уменьшения лучеиспускания она выкладывается изнутри огнеупорным кирпичом или обмазывается огнеупорной глиной; с той же целью снаружи печь покрывается обшивкой (кожухом) из листового железа, вытяжная труба также окружается железной обшивкой с отверстиями в верхней части. В потолке труба пропускается наружу через особую разделку, предохраняющую крышу вагона от загорания.

Устройство разделки понятно из фиг. 310: чугунные печи следует ставить по возможности дальше от стен и других деревянных частей вагона. В тех случаях, когда нельзя удалить печь от внутренних деревянных частей вагона, необходимо все деревянные части вагона

НТБ ДНУЖТ

тщательно изолировать асбестом и железом. Для устранения прогревания изоляции необходимо железную обшивку делать двойной с цир-

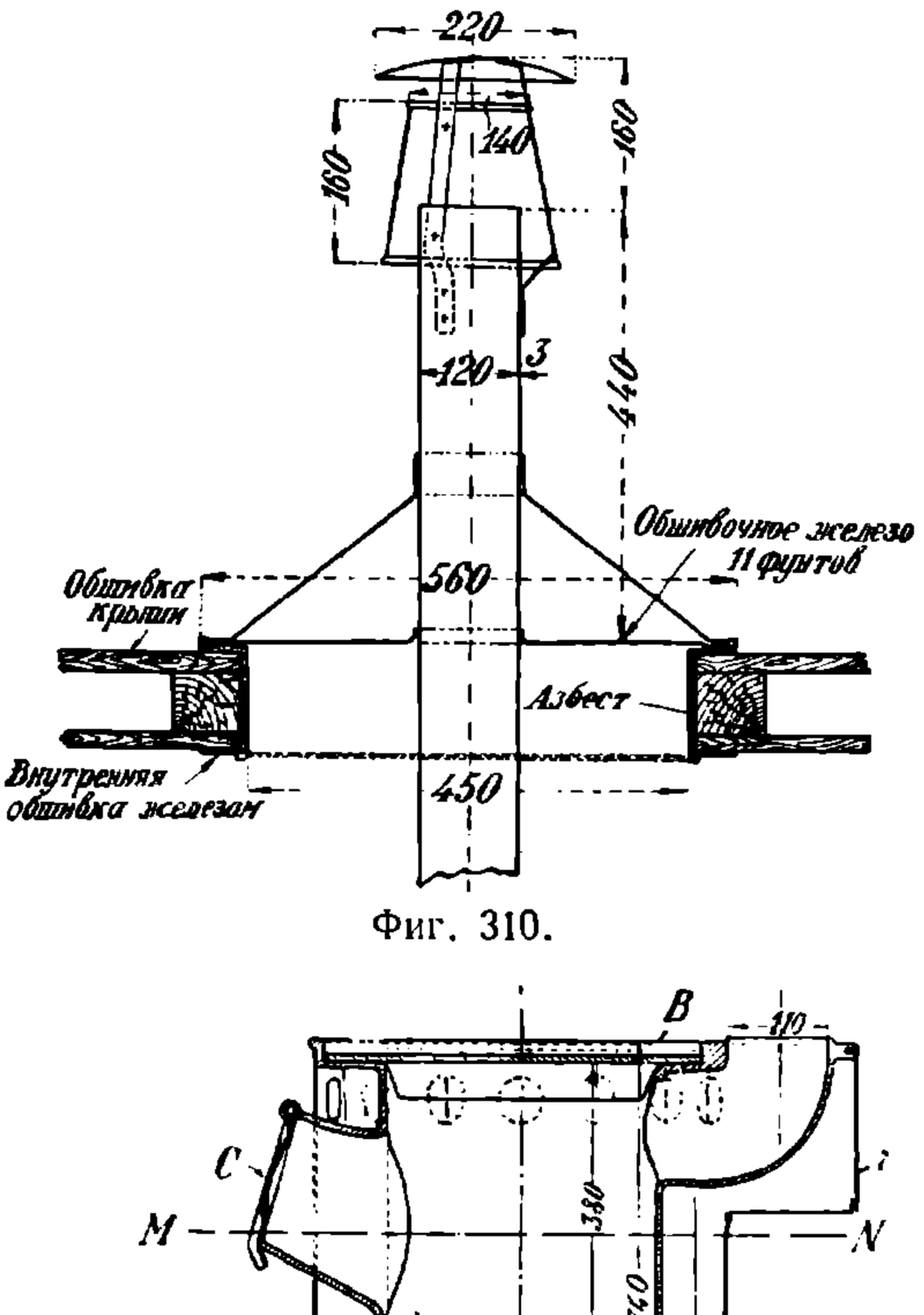


Фиг. 309.

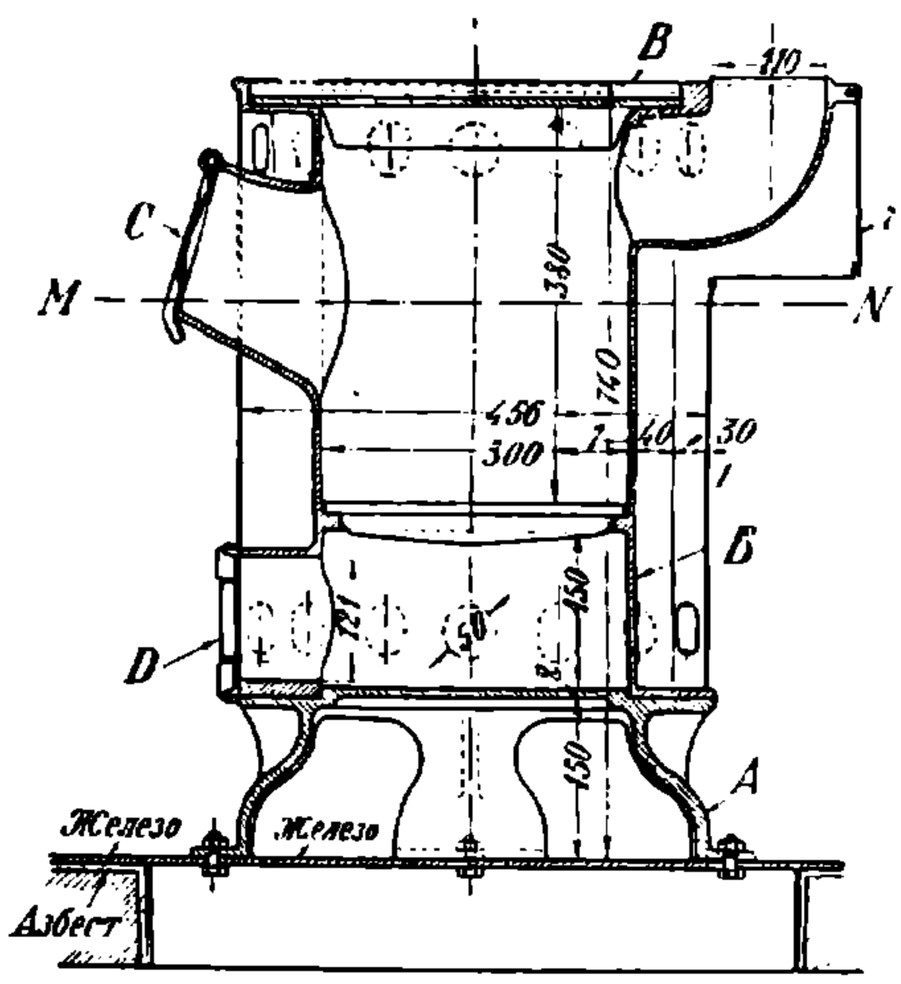
куляцией воздуха между железными обшивками.

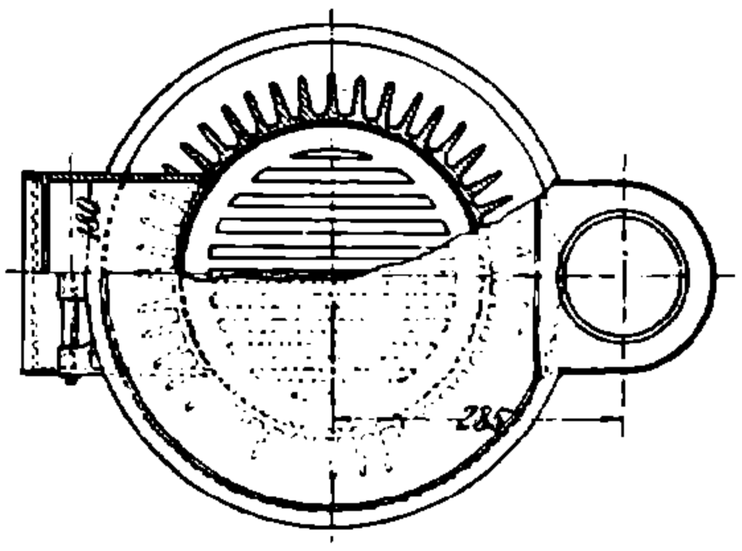
Пол в месте установки печи также должен быть изолирован асбестовым картоном, а поверх него—листом кровельного железа.

На фиг. 311 изображена чугунная печь нормального типа для вагонов бывш. IV класса (переселенческих). Печь эта состоит из трех частей: поддона *А* на четырех ножках, средней части *Б* и плиты *В*. Средняя часть имеет топочную дверцу *С*, зольник *D* и колено для дымовой трубы; наружная поверхность средней части сделана ребристой для увеличения поверхности отдачи тепла. Снаружи печь закрыта железным кожухом из миллиметрового обшивочного железа с круглыми отверстиями диаметром в 50 *мм* в нижней и в верхней



Фиг. 310.

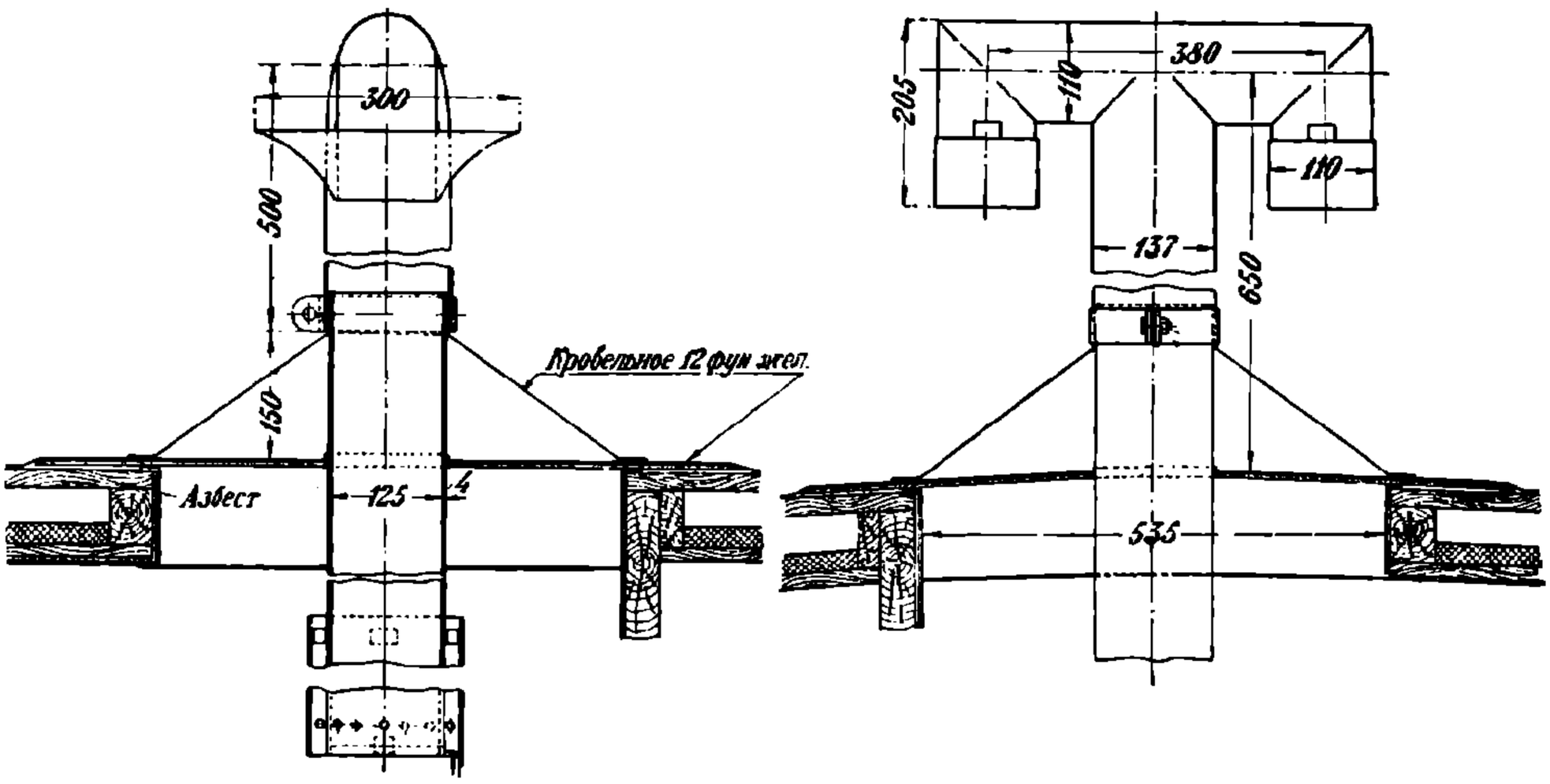




Фиг. 311.

НТБ ДНУЖТ

частях, через которые циркулирует воздух. Для большей безопасности в пожарном отношении в полу под печью делается сквозное квадратное отверстие, края которого тщательно изолируются асбестом и обиваются кровельным железом; изнутри вагона отверстие в полу перекрывается листовым котельным железом, толщиною в 6 *мм*, к которому на болтах укрепляются ножки печи. Вытяжная труба печи также окружена кожухом для предохранения от интенсивного лучеиспускания. Печь имеет сравнительно небольшие размеры: внутренний диаметр ее 300 *мм*, наружный диаметр кожуха — 456 *мм*, высота от пола—740 *мм*. На фиг. 312 показана типовая конструкция вытяжного кожуха для дымовой трубы и разделки в крыше.



Фиг. 312.

Вокруг чугунных печей для предохранения пассажиров от ожогов ставятся заграждения из полосового железа.

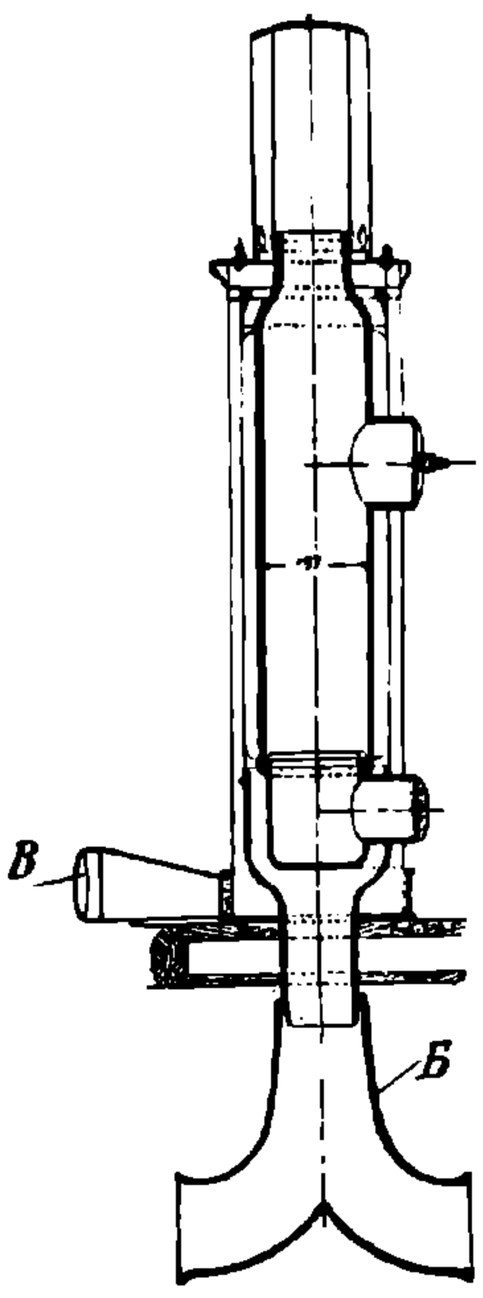
Основные недостатки печного отопления: неравномерность нагревания, резкая разница в температуре в различных частях вагона и опасность в пожарном отношении.

3. Воздушное отопление

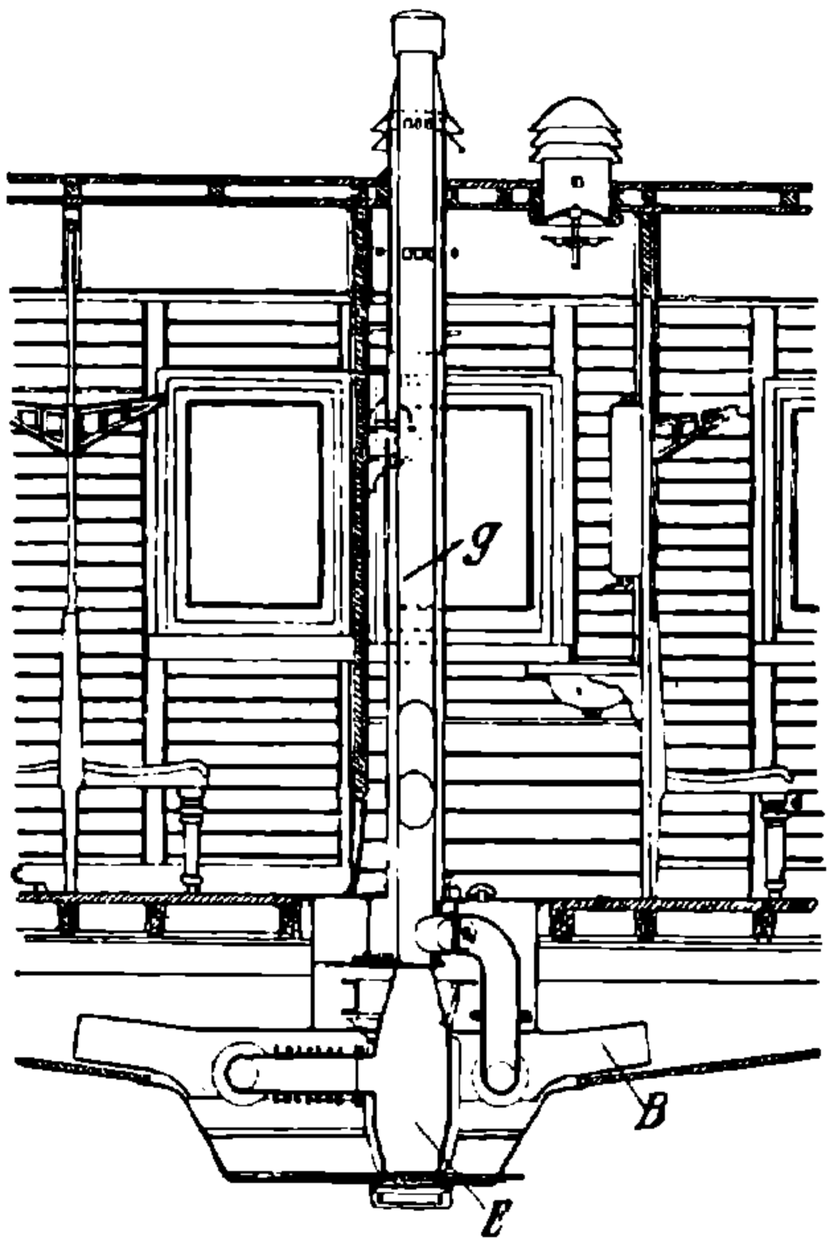
Чугунная вагонная печь окружается снаружи кожухом из листового железа по всей высоте, так что между печью, вытяжной трубой ее и кожухом образуется пустое кольцеобразное в поперечном сечении пространство (фиг. 313). В это пространство вгоняется снаружи вагона воздух посредством воронки, которою оканчивается труба *Б*, проходящая через пол вагона. Воронка эта подвижная и устанавливается своим отверстием в сторону движения поезда. При движении поезда воздух вгоняется в это отверстие с достаточной скоростью, проходит в промежуток между дымовой трубой и печью—

НТБ ДНУЖТ

с одной стороны и кожухом — с другой, нагревается и затем входит в вагон по трубам *B*, расположенным на полу под сидениями. Вдоль одной продольной стенки вагона идет главная труба, а от нее отходят под сидение трубы меньшего диаметра, расположенные несколько наклонно к первой. Диаметры этих труб различны, смотря по расстоянию их от печи,—чем дальше от печи, тем диаметр трубы больше.



Фиг. 313.



Фиг. 314.

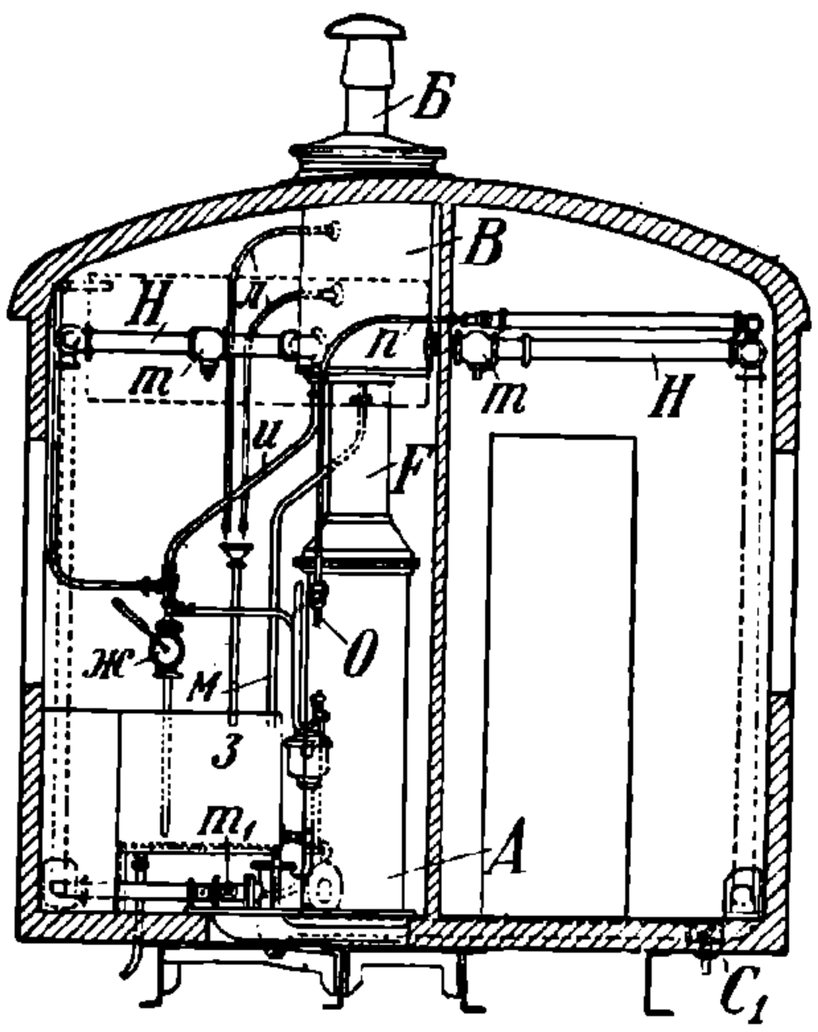
Для того, чтобы на стоянке поезда не было обратной тяги теплого воздуха из вагона по воздухопроводным каналам, устраивается над печью в воронке клапан, открывающийся при вдувании воздуха и закрывающийся при обратной тяге. Вместо клапана делается заслонка возле печи на полу в главной трубе, проводящей воздух. Этой заслонкой можно предупреждать вытягивание теплого воздуха из вагона и регулировать поступление холодного.

Иногда печь и труба для подвода воздуха к печи устраиваются под вагоном, как показано на фиг. 314. В камере *B* из листового железа помещается печка *E* с трубой *g*. При движении вагона воздух вгоняется в камеру *B*, согревается здесь и входит в вагон через отверстия в полу и в кожухе дымовой трубы. Это отопление носит название системы Моринга. Устройство его простое и недорогое, но оно требует внимательного ухода. Нагревание вагона при воздушном отоплении более равномерно, чем при печном отоплении, но далеко не удовлетворительно и не безопасно в пожарном отношении.

НТБ ДНУЖТ

4. Водяное отопление

Печи водяного отопления состоят из четырех частей: резервуара с внутренней топкой, называемого котлом, в котором происходит нагревание воды; расширителя, в котором скопляется нагретая вода в котле; соединительной трубы, соединяющей котел с расширителем, и дымовой трубы. В новейших конструкциях печей водяного отопления для большей компактности и лучшего использования тепла, выделяемого продуктами горения, котел и расширитель соединены вместе. Котел *А* (фиг. 315) принятого у нас нормального размера состоит из наружного цилиндрического кожуха, наружного диаметра в 432 *мм*, сделанного из листового железа, толщиною в 4 *мм*, и внутренней цилиндрической топки, внутреннего диаметра в 324 *мм*, из листового железа толщиною в 8 *мм*. Верхняя часть топки имеет коническую форму и оканчивается внутри кожуха фланцем из углового железа, к которому на болтах укрепляется фланец дымовой трубы. В нижней части котла стенки топки и кожуха склепываются при помощи рамного кольца, и между стенками кожуха и топки образуется кольцевое пространство, шириною в 42 *мм*. В верхней части к кожуху топки приклепан фланец из углового железа, к которому на болтах укрепляется фланец соединительной трубы *F*, называемой горловиной. Горловина состоит из трубы наружного диаметра в 228 *мм*, сделанной из листового железа толщиною в 4 *мм*. В верхней части горловина оканчивается фланцем из углового железа, к которому на болтах укрепляется расширитель *В*. Расширитель представляет цилиндрический резервуар, диаметром снаружи в 520 *мм*, из железа толщиною в 4 *мм*, закрытый сверху крышкой на болтах. Дымовая труба *Б* проходит через горловину и расширитель и оканчивается над крышкой расширителя вытяжным колпаком.



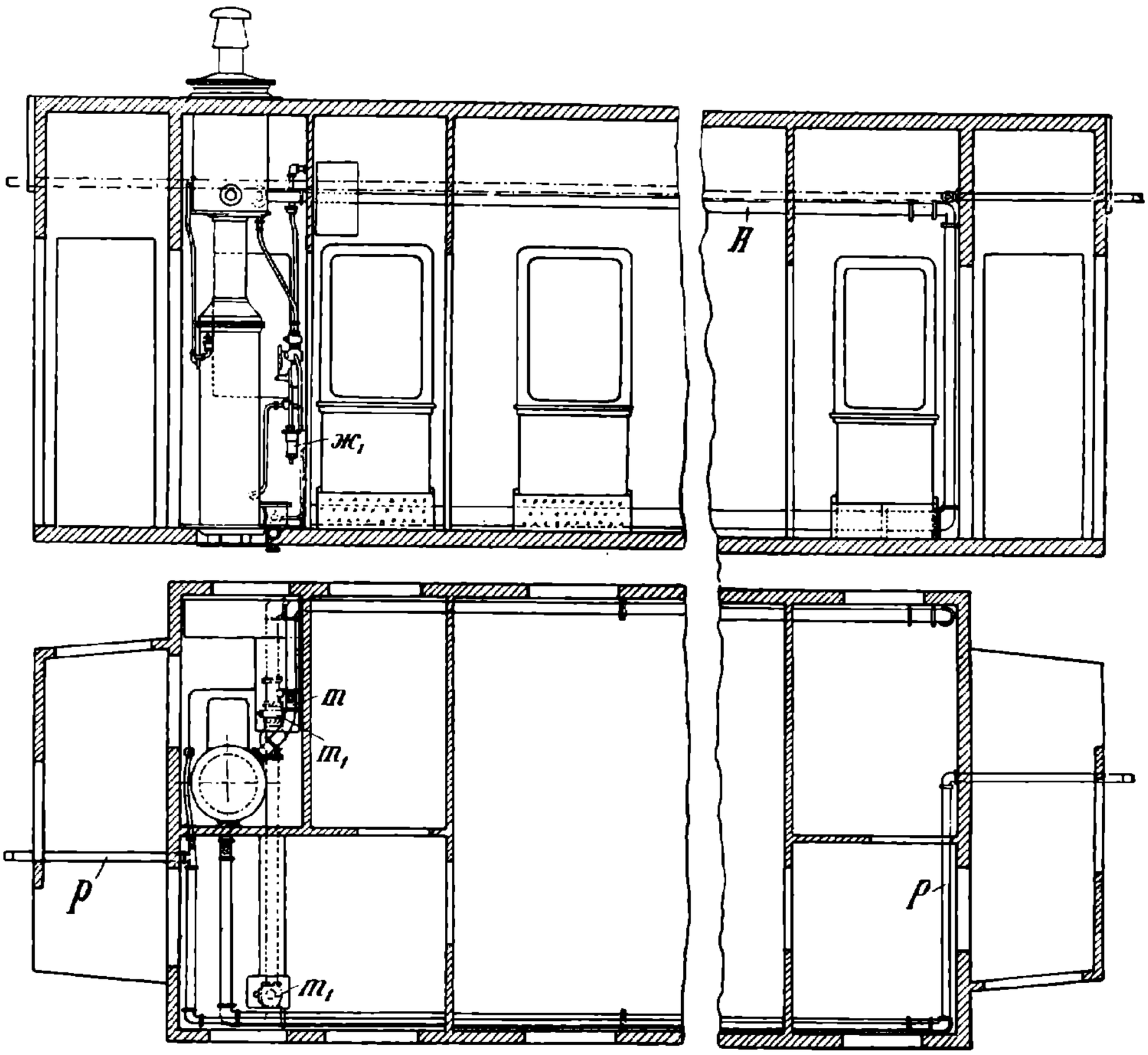
Фиг. 315.

Котел имеет высоту в 1 450 *мм*, расширитель — в 950 *мм*; горловина делается такой высоты, чтобы верхняя часть расширителя возвышалась над крышей вагона около 100 *мм* для постановки разделки.

Котел устанавливается на чугунном поддоне (фиг. 316), укрепленном непосредственно к железным балкам рамы. Поддон служит зольником для котла и имеет дверцу для регулирования поступления воздуха и люк в передней части для удаления золы. В нижней части котла

НТБ ДНУЖТ

устанавливается колосниковая решетка (фиг. 317), которая ложится непосредственно на поддон. Топочная дверца котла располагается на высоте 550—600 *мм* от колосниковой решетки для удобства при топке дровами. На нижней цилиндрической части котла укрепляется на фланце грязевик (фиг. 318), к которому присоединяются трубы

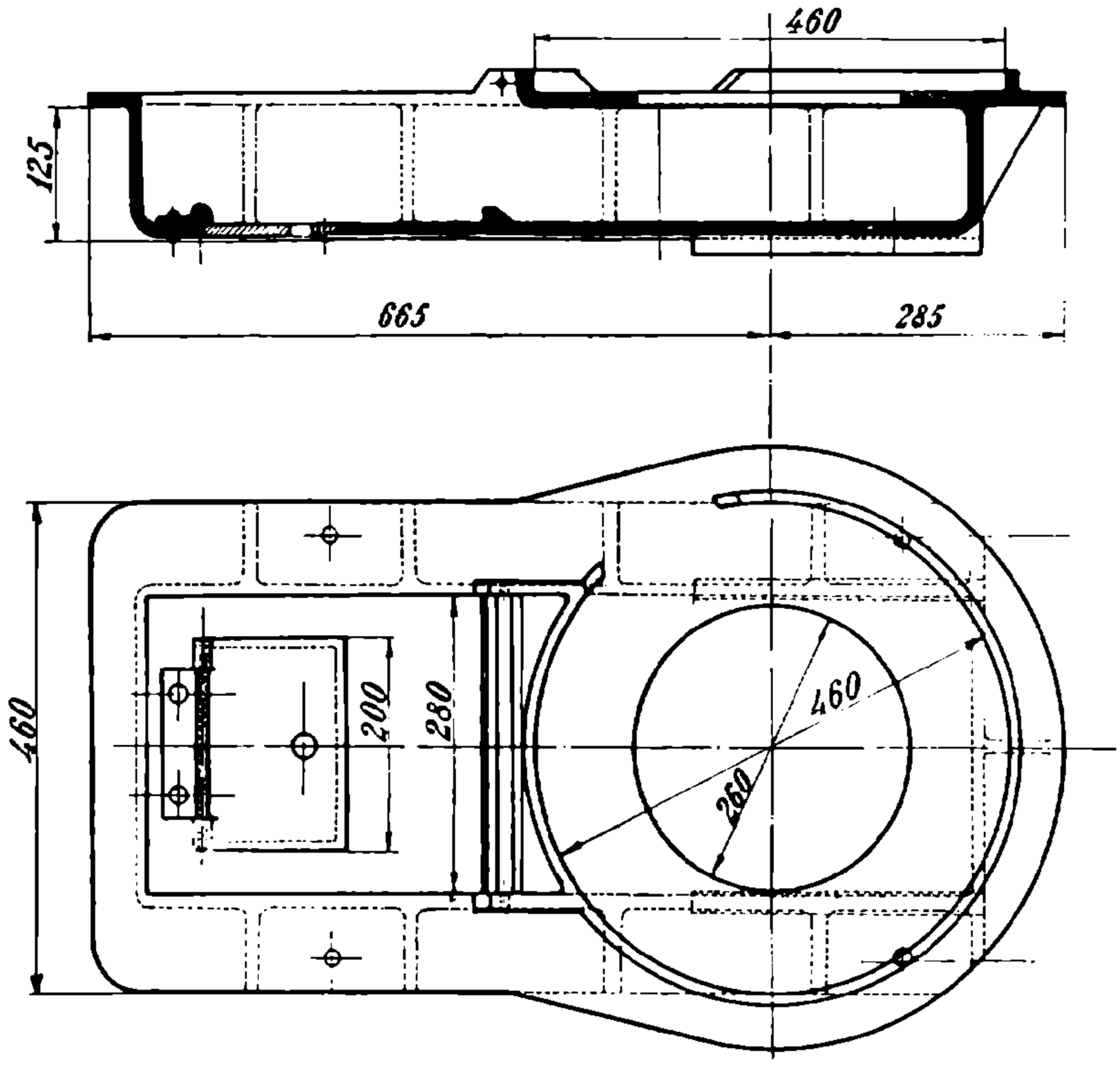


Фиг. 315 а.

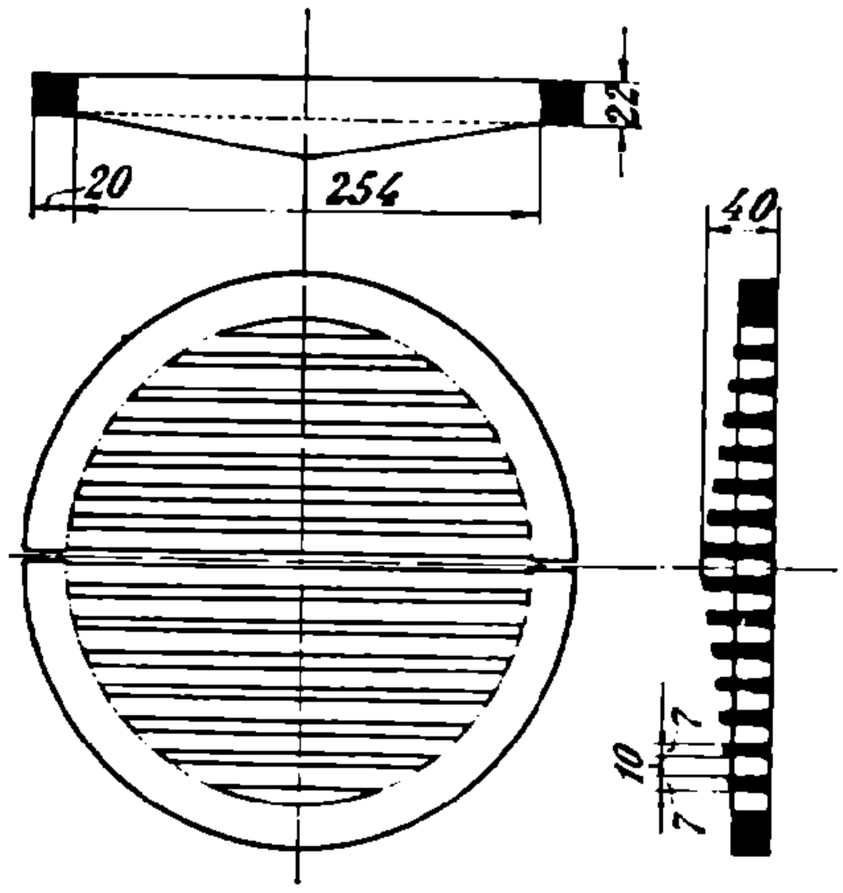
отопления; грязевик снабжается в нижней части пробкой для спуска воды. Вода, нагреваясь в печи, поднимается в расширитель (фиг. 315а), откуда поступает в трубы *Н* внутреннего диаметра в $2^1/_2''$. От расширителя идут две самостоятельные трубы, называемые подводящими, вдоль каждой продольной стены вагона, выше окон. Каждая подводящая труба, дойдя до противоположного конца вагона, опускается вниз и возвращается к печи понизу вдоль той же стены двумя круглыми трубами внутреннего диаметра $1^3/_4$ или $2''$ или одной овальной трубой внутреннего размера $5 \times 2^1/_2''$; эти трубы называются нагревательными. Они соединяются с грязевиком. Охлажденная в трубах отопления вода оставляет в грязевике часть имеющихся в ней осадков и поступает

НТБ ДНУЖТ

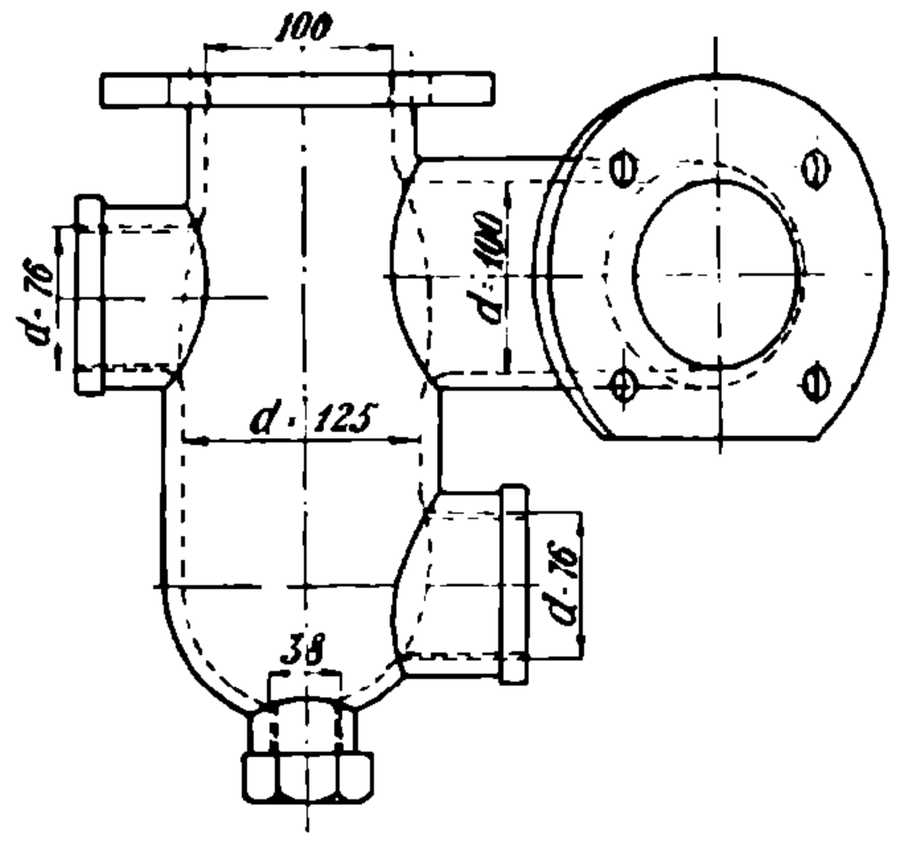
в нижнюю часть печи. На подводящих трубах близ расширителя ставятся задвижки или краны m, с помощью которых можно уменьшать



Фиг. 316.



Фиг. 317.



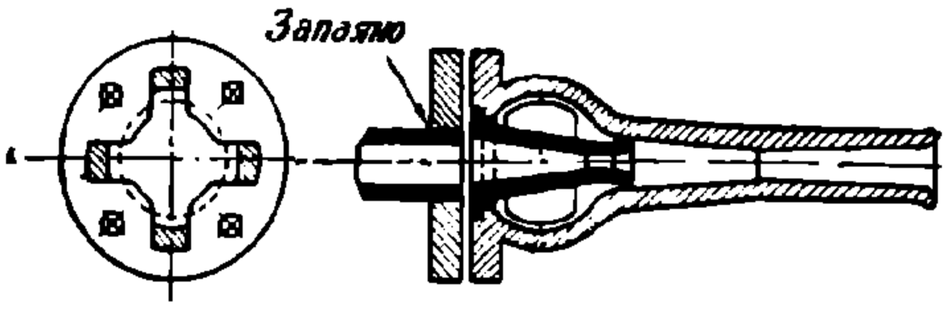
Фиг. 318.

или прекращать впуск воды в трубы; такие же краны m_1 ставятся на нагревательных трубах перед грязевиком. Перед запорными кранами на подводящих трубах ставятся краны для выпуска воздуха (воздушные

НТБ ДНУЖТ

краны), скопляющегося в трубах. На нижних нагревательных трубах перед запорными кранами ставятся спускные краны C_1 (фиг. 315) для выпуска воды из труб в случае каких-либо повреждений, вызывающих необходимость прекратить работу одной или обеих сетей труб, не прекращая работу котла. На крышке расширителя имеется отверстие, снабженное воронкой для наполнения водой печи и труб отопления; для пополнения испарившейся воды установлен насос *Ж*, которым можно подавать воду из резервуара *З* в расширитель по трубе *и*.

Для определения уровня воды в расширителе ставятся трубки *Л*, снабженные внизу краниками. Из верхней части расширителя идет в резервуар *З* контрольная труба *М*, по которой стекает из расширителя избыток воды в случае его переполнения. В верхней части котла имеется патрубок *О*, снабженный вентилем, который соединен трубой *п* с проходящей через весь вагон под потолком трубой *р* (фиг. 315 а), называемой магистральной. При помощи этой трубы можно в случае надобности согревать воду в печи паром, получаемом либо из парового котла соседнего вагона, либо из парового котла центрального отопления. Для устранения шума при поступлении в воду пара высокого давления ставится в котле сопло (фиг. 319). Пар, проходя через конус сопла, засасывает воду и конденсируется в ней.



Фиг. 319.

Верхние подводящие трубы по всей своей длине должны быть тщательно изолированы, чтобы они не нагревали верхние теплые слои воздуха.

Проводка подводящих труб через весь вагон имеет целью доставить более горячую воду в нагревательные приборы, наиболее отдаленные от печи; кроме этого такое расположение способствует более интенсивной циркуляции воды в трубах. Циркуляция воды в трубах обусловливается разностью температуры t_0 воды в печи и температуры t_1 в вертикальной трубе (стояке), соединяющей подводящую трубу с нагревательной. Если взять любое сечение на стояке, то сверху на него будет давить вес столба воды при температуре t_1, а снизу—при температуре воды в котле t_0. Так как t_1 всегда меньше t_0, то вес воды при температуре t_1 будет больше веса воды при температуре t_0, и чем разность $t_0—t_1$ будет больше, тем интенсивнее будет циркуляция воды в трубах. Для увеличения разности $t_0—t_1$ стояк следует помещать в более холодной части вагона, например в уборной, и не покрывать его изоляцией.

Для того чтобы вызвать искусственную циркуляцию в трубах и дать более интенсивное отопление, ставится ручной насос $ж_1$ (фиг. 315 а), который соединяется трубками с нижней нагревательной трубой с обеих

НТБ ДНУЖТ

сторон запорного крана; закрыв запорный кран и приведя в действие насос, можно быстро перекачать воду из труб в печь.

Регулирование температуры в вагоне производится, как сказано, помощью задвижек или кранов *m*. Однако эта регулировка мало достигает цели, и основным регулятором является регулирование огня в топке. Для такого регулирования необходима опытность со стороны истопника и внимательное отношение к топке. При недостаточном огне в топке в вагоне будет холодно, и задвижки и краны делу не помогут; при большем же огне, когда вода закипает в топке, краны *m* закрывать нельзя, так как необходимо охлаждать печь циркуляцией воды, чтобы предохранить ее от повреждения и передавать избыток тепла во внутренние помещения вагона. Благодаря этому очень часто в теплую погоду по неопытности или невнимательности истопника пассажиры принуждены бывают страдать от избытка тепла.

Регулирование огня в топке производится помощью дверцы поддувала и высотою загрузки топлива. При опытности истопника и поддерживании в топке огня, соответствующего температуре наружного воздуха, может быть достигнуто регулирование температуры внутри вагона в пределах 12—18°С без резких колебаний.

Преимущество водяного отопления перед паровым заключается в простоте ухода за ним и безопасности его. Один истопник в зависимости от температуры наружного воздуха может обслуживать от 4 до 8 вагонов с самостоятельным водяным отоплением; при паровом же отоплении паровой котел нельзя оставить без надзора, и поэтому на каждый паровой котел и в крайнем случае на каждые два паровые котла необходимо назначать отдельного истопника.

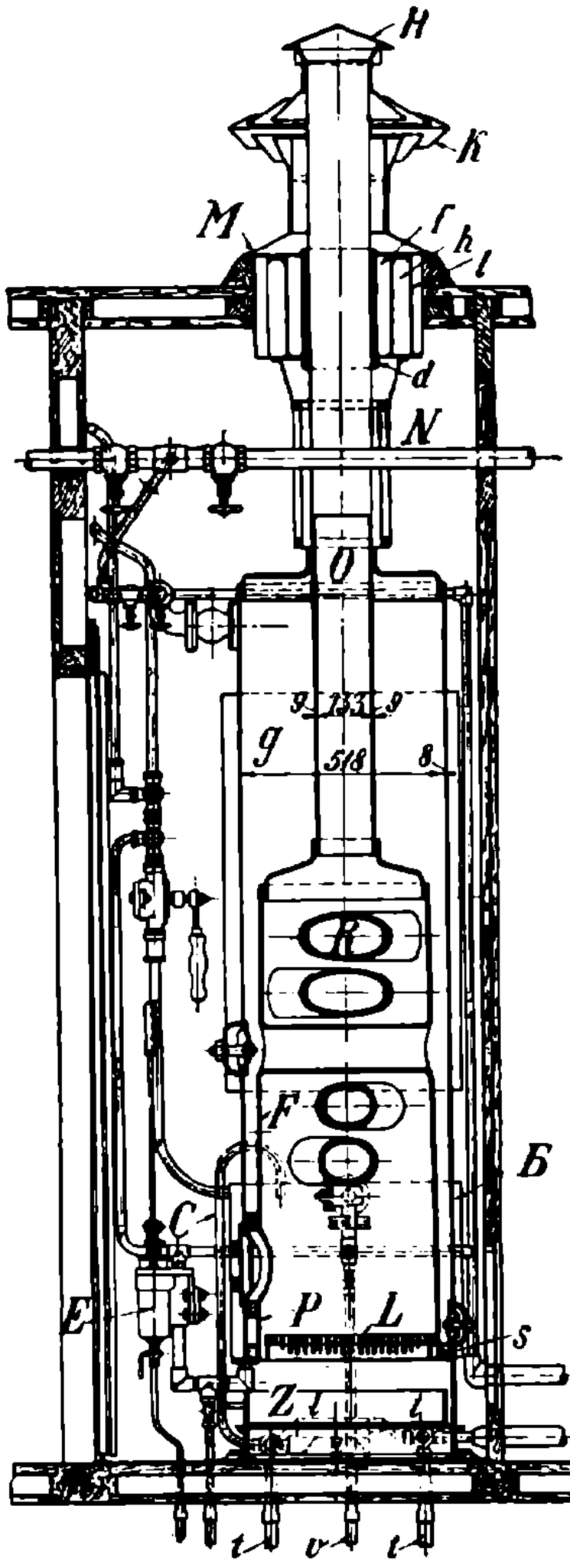
5. Паровое отопление высокого давления

Паровое отопление бывает самостоятельное для каждого вагона и центральное из одного источника на весь поезд.

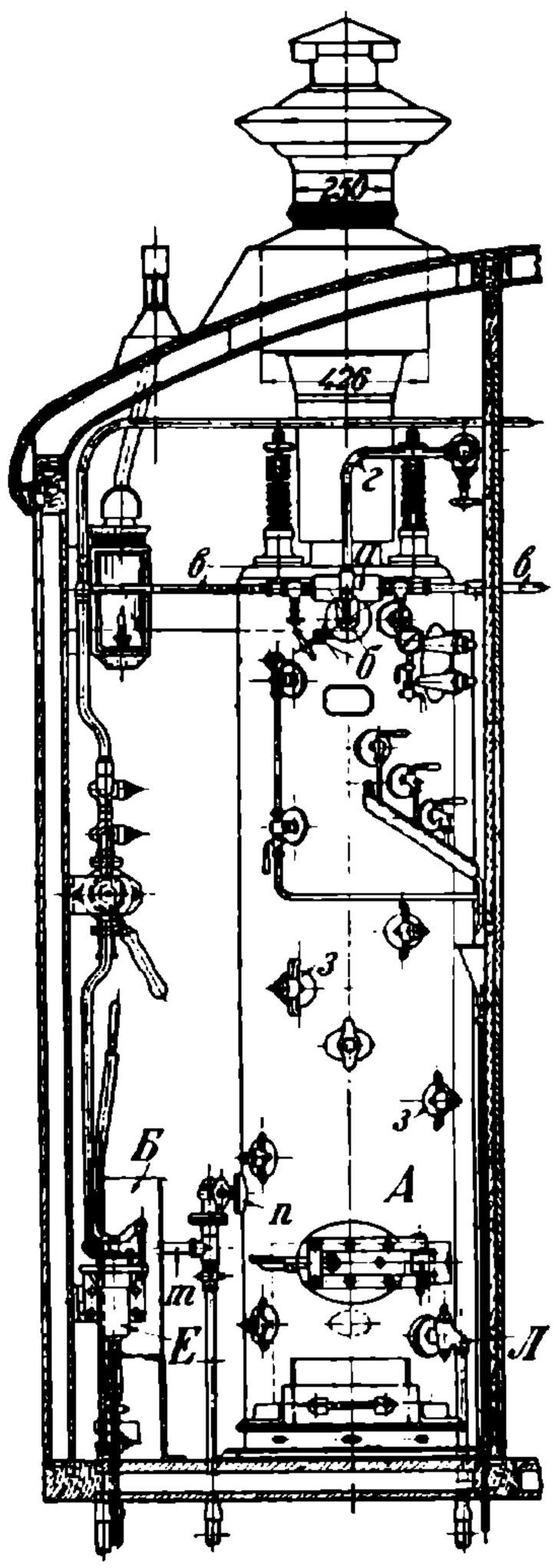
а) Самостоятельное паровое отопление. Пар, служащий для отопления вагона, получается в котле *А* (фиг. 321), установленном в котельном отделении вагона, и поступает в нагревательные трубы *в*, отходящие от котла. Нагревательные трубы вблизи котла спускаются вниз к полу и идут отдельными ветвями вдоль каждой продольной стены вагона. Дойдя до конца вагона, они возвращаются вдоль тех же стен понизу; затем, дойдя до котельного отделения, поднимаются вверх и направляются к водяному баку *Б*, в котором собирается конденсационная вода. Каждая нагревательная труба, по которой пар протекает в обратном направлении в сторону водяного бака, снабжается вблизи котла водоотводчиком *V* (фиг. 320). Водоотводчик отделяет конденсационную воду, которая давлением пара проталкивается в трубу *С*, ведущую в водяной бак *Б*, или помощью трехходовых кранов *i* выпускается по спускным трубам *t* наружу.

НТБ ДНУЖТ

Паровой котел, изображенный в разрезе на фиг. 320, состоит из топки *F* и кожуха *g*, склепанных или сваренных из листов котельного железа толщиною в 8 *мм*. Внизу топка и кожух соединяются обвязочным железным кольцом *S*. Вокруг топочного отверстия также прокладывается железное кольцо *P*. От топки отходит дымовая труба *O*,



Фиг. 320.



Фиг. 321.

проходящая через горловину кожуха и склепанная с ним в этом месте. Топка снабжена расположенными крестообразно пятью кипятильными трубками *R*, в которых циркулирует вода. Под колосниковой решеткой *L* помещается зольник *Z*. Котел устанавливается на чугунном поддоне, при чем под ним предварительно укладывается железный лист.

На котле (фиг. 321) установлена парораспределительная паровая коробка *а* с вентилем *б*, от которой отходят три трубы *в* и *г*, снабженные запорными вентилями. По трубам *в* пар поступает в обогре-

НТБ ДНУЖТ

вательные ветви, а по трубе *г*—в магистральную трубу, идущую внутри вагона по верху продольной стенки и выходящую через лобовые стенки наружу. По магистральной трубе можно пропускать пар для отопления соседних вагонов, для чего концы труб, выходящие из лобовых стенок рядом стоящих вагонов, соединяются резиновыми или гибкими металлическими рукавами.

Котел снабжен манометром, двумя предохранительными клапанами, водопробными кранами, водомерным стеклом, люками *з*, служащими для очистки кипятильных труб, и спускным краном *Л*.

Для питания котла водою служит ручной скальчатый насос *Е* (фиг. 321), подающий воду по трубе *т* через питательную коробку *п*.

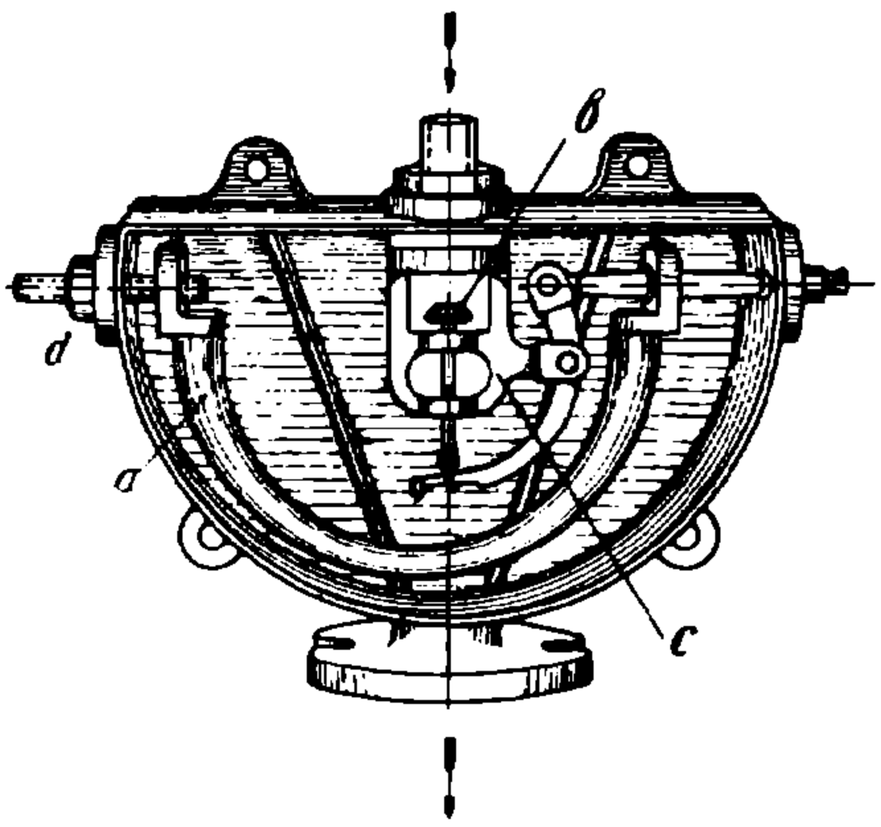
В виду сравнительно высокой температуры газов, отходящих от топки котла, вытяжная труба его должна быть тщательно изолирована. На фиг. 320 показана нормальная конструкция разделки для дымовой трубы парового котла. Разделка *М* состоит из трех кольцевых камер—*f*, *h*, *l* и кольцевой щели *d* между трубой и разделкой; средняя камера *h*—глухая и засыпается асбестом или песком; камеры *f* и *l* имеют в нижних и верхних стенках отверстия, которые сообщаются с кожухом вытяжного вентилятора *К*, установленным на вытяжной трубе под вытяжным колпаком *Н*, предохраняющим трубу от задувания ее ветром.

Через отверстия в камерах *f* и *l* и через кольцевую щель *d* протекает воздух и предохраняет деревянные части крыши от сильного прогревания. Соединение разделки с вытяжным вентилятором дает ей компактную конструкцию и позволяет уменьшить наружные размеры; эта разделка имеет наружный диаметр в 426 *мм* и, как показал долголетний опыт, вполне обеспечивает безопасность крыши в пожарном отношении. Для того чтобы предохранить внутреннее помещение котельного отделения от обогревания дымовой трубой, на нее надевается цилиндрический кожух *N* с двойными стенками, между которыми заключается неподвижная воздушная прослойка. Кольцевая щель между кожухом *N* и дымовой трубой сообщается с камерой *f* и кольцевой щелью *d* разделки *М*, благодаря чему щель между кожухом *N* и трубой охлаждается потоком воздуха. Так как воздух, проходя через кольцевую щель между кожухом *N* и дымовой трубой, сильно подогревается, то вокруг дымовой трубы устанавливается интенсивная вентиляция, которая необходима для охлаждения котельного помещения, имеющего в вагонах очень ограниченные размеры.

Из различных систем водоотводчиков в наших железнодорожных вагонах получили применение водоотводчики Гейнца и Буалон и Смецкой. Водоотводчик Гейнца представляет (фиг. 322) полукруглую коробку, в которой помещается стальная пустотелая пружина *а*, наполненная стальными шариками с керосином и наглухо запаянная. Пружина, расширяясь при повышении и сокращаясь при понижении температуры окружающей среды, открывает и закрывает водоотводный

НТБ ДНУЖТ

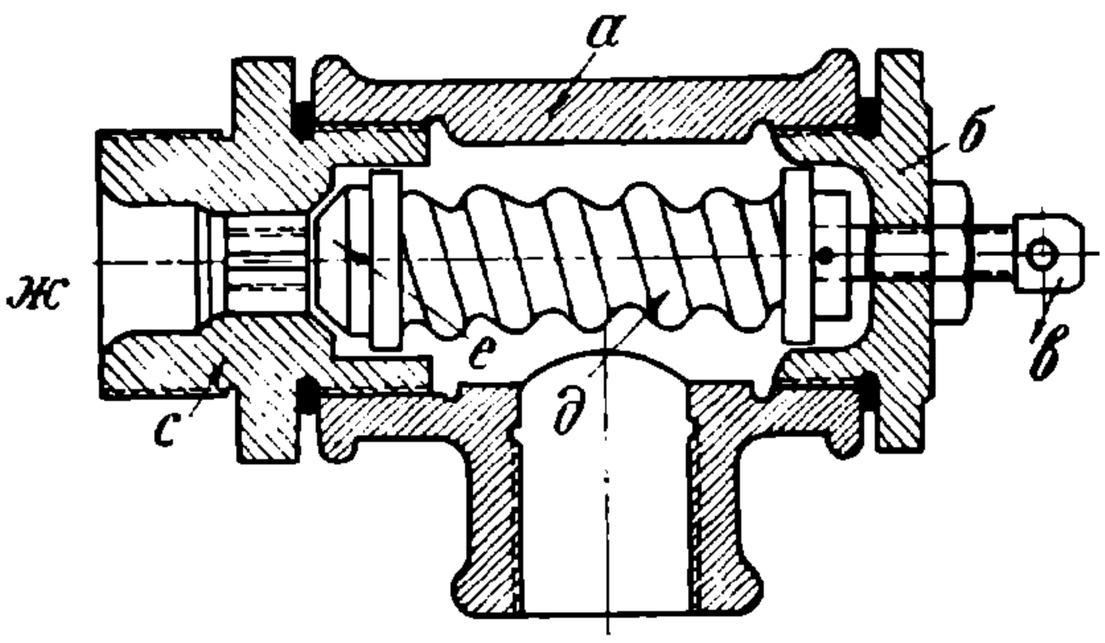
клапан *в*. При сокращении пружины вследствие охлаждения водоотводный клапан открывается для выпуска конденсационной воды. Когда же начинает выходить через клапан пар, то, под влиянием высокой температуры, пружина расширяется, и клапан закрывает водоотводное отверстие. Посредством винта *d* можно пружину установить таким образом, что водоотводное отверстие будет открываться при более высокой или более низкой температуре конденсационной воды.



Фиг. 322.

Рычажная передача *C* от пружины к запорному клапану повышает чувствительность водоотводчика и увеличивает перемещение клапана.

Представленный на фиг. 323 водоотводчик Буалон и Смецкой состоит из чугунного тройника *а*, бронзовой крышки *б* с регулирующим винтом *в*, спиральной металлической трубки *д*, наполненной жидкостью, сильно расширяющейся от изменения температуры, и бронзового гнезда *с* для клапана *е*. Бронзовое гнездо *с* снабжено газовой резьбой для присоединения паропроводной трубки. Из чертежа видно, что при расширении трубки *д* клапан *е* будет закрывать отверстие *ж*, а при сокращении трубки *д* будет выпускать воду.



Фиг. 323.

Водоотводчик после установки регулируется на требуемое давление винтом *в*, при чем сначала в течение одной или двух минут дается свободный выход пару, а затем надо повернуть винт так, чтобы закрыть пар и закрепить контр-гайку, после чего водоотводчик готов к работе и будет действовать автоматически.

Преимущества парового отопления перед водяным заключаются в том, что на заправку и растопку парового отопления требуется меньше времени (1—$1^1/_2$ часа) и вагон можно нагревать до требуемой температуры в более короткое время.

Недостатки самостоятельного парового отопления составляют:

1. Высокие эксплоатационные расходы по содержанию квалифицированного персонала для обслуживания паровых котлов и содержания котла и арматуры его в исправности.

НТБ ДНУЖТ

2. Затруднения регулирования температуры внутри вагона, особенно при мягкой погоде. В таких случаях приходится топить котел периодически и мириться с большими колебаниями температуры внутри вагона.

3. Вследствие неравномерной конденсации пара в трубах, особенно при впуске пара, получается резкий стук клапанов и удары конденсационной воды о стенки труб, беспокоящие пассажиров в ночное время.

4. Высокая температура нагревательных приборов, вызывающая сильное лучеиспускание, пригорание органических частиц, оседающих на трубах в виде пыли, и поддержание этих частиц потоком нагретого воздуха во взвешенном состоянии, вследствие чего при интенсивной топке воздух внутри вагона становится неприятным и вредным для здоровья.

5. Неравномерность температуры нагрева приборов отопления, ближайших к котлу, по сравнению с приборами, расположенными в противоположном конце вагона.

6. Опасность взрыва котла при невнимательном уходе.

б) Центральное отопление поездов производится паром из котла, помещающегося в особом вагоне-паровике, либо из паровозного котла. Перечисленные недостатки самостоятельного парового отопления в отношении взрыва, а также опасности в пожарном отношении отпадают при центральном паровом отоплении. В отношении же обслуживания центральное паровое отопление в эксплоатации обходится значительно дешевле и дает экономию в топливе, что и составляет его основное преимущество перед всеми остальными системами отопления. При вагоне-паровике нужны всего один-два кочегара, а при отоплении от паровоза и совсем их не нужно, так как пар в трубы отопления пускает машинист при помощи редукционного вентиля, уменьшающего давление пара.

Кроме этого в летнее время отпадает необходимость возить в поезде тяжелые котлы и печи отопления. Центральное паровое отопление следует применять во всех случаях, когда состав поезда на всем протяжении следования не изменяется.

Для отопления поезда от вагона-паровика или от паровоза все вагоны снабжаются магистральными трубами, диаметром в 32 *мм* ($1^1/_4''$), оканчивающимися гибкими соединительными рукавами (резиновыми с холщевыми прокладками и стальной спиральной проволокой) между вагонами. От магистральной трубы в каждом вагоне ответвляются трубки внутреннего диаметра в $^3/_4''$, подводящие пар в нагревательные трубы.

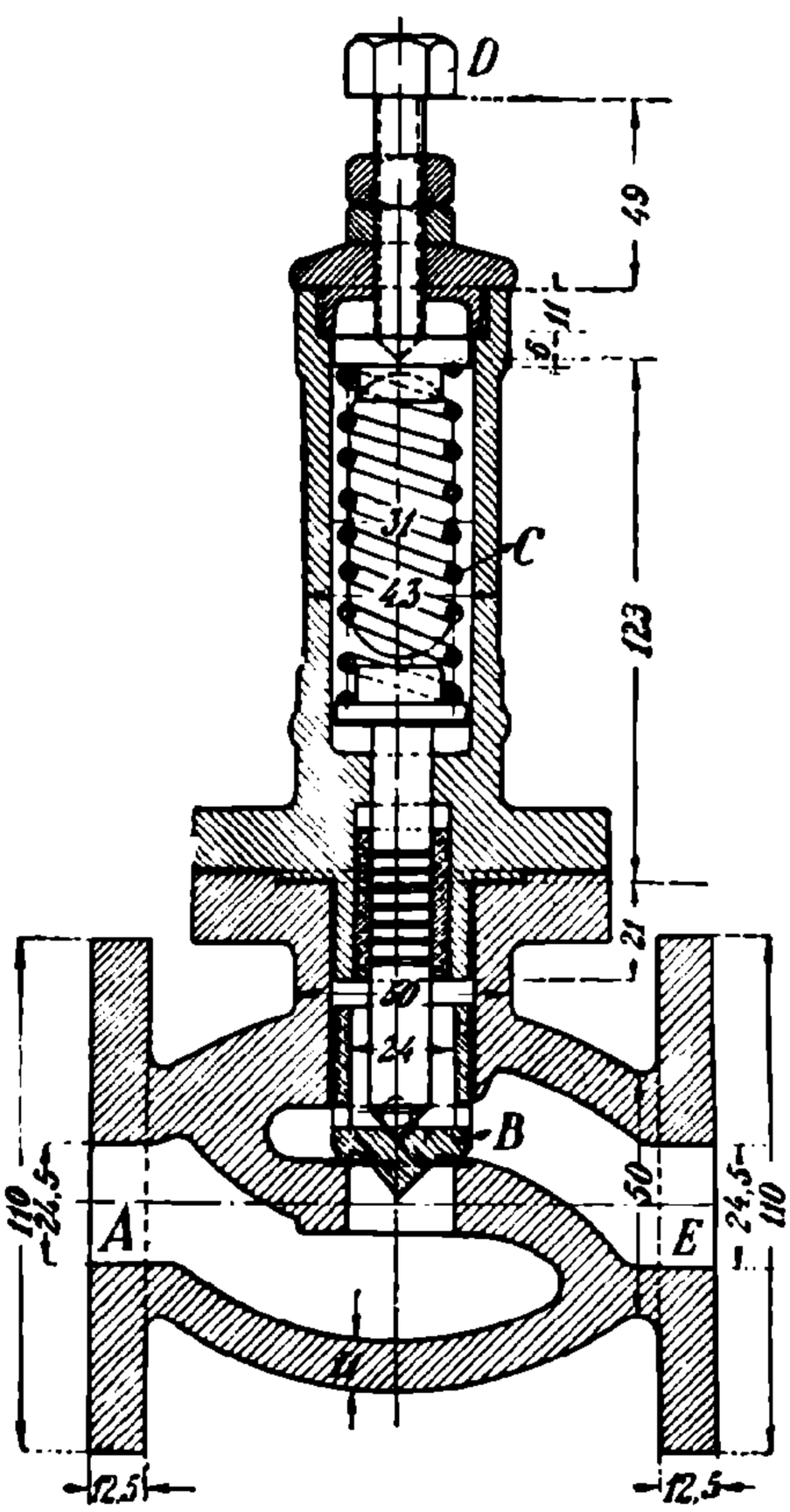
На подводящих трубах ставятся вентили для регулирования впуска пара. Каждая нагревательная сеть труб оканчивается водоотводчиком, автоматически выбрасывающим воду, конденсирующуюся в трубах, или же для этой же цели ставятся краны, регулируемые от руки.

НТБ ДНУЖТ

Вагон парового отопления ставится посредине поезда, и на магистральные трубы головного и хвостового вагонов устанавливаются спускные трубы с кранами, выпускающими конденсационную воду наружу во избежание замерзания труб. Соединительные резиновые рукава ставятся выгибом вверх, чтобы вода в них не застаивалась.

Вес вагона-паровика вместе с запасом топлива и воды, содержащимся в нем, увеличивает вес поезда. Запас воды приходится иметь сравнительно большой (около 3 – 4 $м^3$), так как конденсационную воду затруднительно утилизировать для питания котла и она выпускается в атмосферу, что влечет за собой сравнительно большой расход воды.

Сказанное составляет главный недостаток отопления от вагона-паровика. Второй недостаток этой системы отопления представляет то обстоятельство, что вагоны, отстоящие дальше от вагона-паровика, нагреваются хуже вагонов, ближайших к паровику.



Фиг. 324.

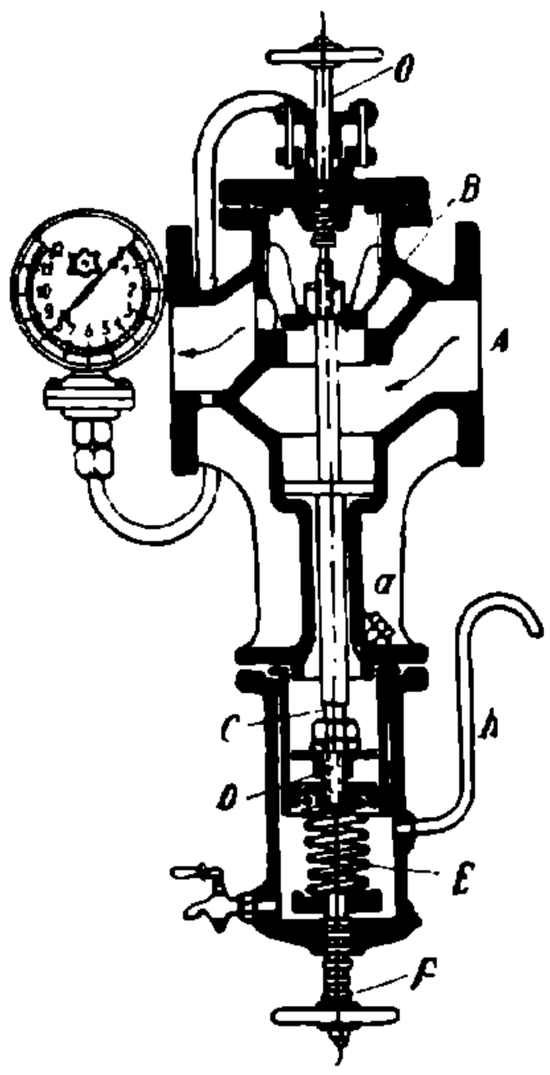
Устройство отопления поезда от паровоза аналогично с предыдущим, только пар в магистральную трубу поступает из паровозного котла, при чем давление его уменьшается до 3—4 *атм* при помощи редукционного клапана, устанавливаемого на котле или близ котла. Редукционные клапаны бывают различного устройства. На фиг. 324 представлен клапан простого устройства. Пар, войдя в проход *A*, стремится давлением своим приподнять клапан *B*, прижимаемый к седлу пружиной *C*. Нажатие пружины регулируется в зависимости от требуемого давления винтом *D*. Преодолевая сопротивление пружины, пар выходит через отверстие *E* пониженным до давления, равного разности между первоначальным давлением и напряжением пружины. Описанная конструкция редукционного клапана годна для редуцирования пара невысокого давления.

Более совершенной конструкции редукционный клапан изображен на фиг. 325. Пар входит через проход *A* и производит давление, с одной стороны, на клапан *B*, а с другой стороны—через посредство

НТБ ДНУЖТ

воды, находящейся в камере *C*, на поршень *D*. Клапан *B* и поршень *D* имеют одинаковые площади, следовательно находятся под одинаковым давлением пара, и так как они соединены общим штоком, то перемещения их одинаковы.

Для поднимания и закрывания клапана *B* служит пружина *E*, давящая снизу на поршень *D* и производящая этим открывание клапана. Пар, проникающий через клапан *B*, давит на него сверху. Когда давление на клапан сверху сделается немного больше давления, производимого пружиною на поршень *D* снизу, то клапан опустится на седло и прекратит впуск пара. Таким образом давление пружины снизу равняется давлению редуцированного пара на клапан сверху т. е. давлению в трубопроводе; следовательно изменяя нажатие пружины на поршень *D*, можно в любой степени уменьшить давление пара, поступающего в трубы.



Фиг. 325.

Перед впуском пара в трубопровод надо поднять шпиндель *O* и вывинтить весь нижний шпиндель *F*, чем совершенно ослабляется пружина *E* и клапан остается прижатым к седлу. Затем пускается понемногу в клапан пар из котла и одновременно завинчивается постепенно шпиндель *F* до тех пор, пока манометр, сообщающийся с трубопроводом, покажет требуемое уменьшенное давление.

Преимущество отопления от паровоза заключается в том, что состав поезда не обременяется лишним вагоном, расход топлива уменьшается, а обслуживание значительно удешевляется. Однако вагоны, находящиеся в хвосте поезда, при этом отоплении нагреваются еще неравномернее, чем при отоплении от вагона-паровика, так как концевые вагоны при отоплении от вагона-паровика находятся вдвое ближе к источнику пара.

При центральном отоплении, и особенно при отоплении от паровоза, вагоны отделяются иногда на продолжительное время от источника пара; поэтому для поддержания надлежащей температуры в вагонах иногда устанавливают батареи, способные аккумулировать теплоту пара. Такие батареи устраиваются различно. Например, в системе Лейкока, применявшейся у некоторых вагонов наших железных дорог, нагревательные батареи наполняются соляным раствором, который аккумулирует скрытую теплоту пара, поступающего в батареи и конденсирующегося здесь.

В другой системе, встречающейся на американских дорогах, в нагревательные трубы вставлены трубы меньшего диаметра, наполненные соленой водой или другим удерживающим тепло составом, кото-

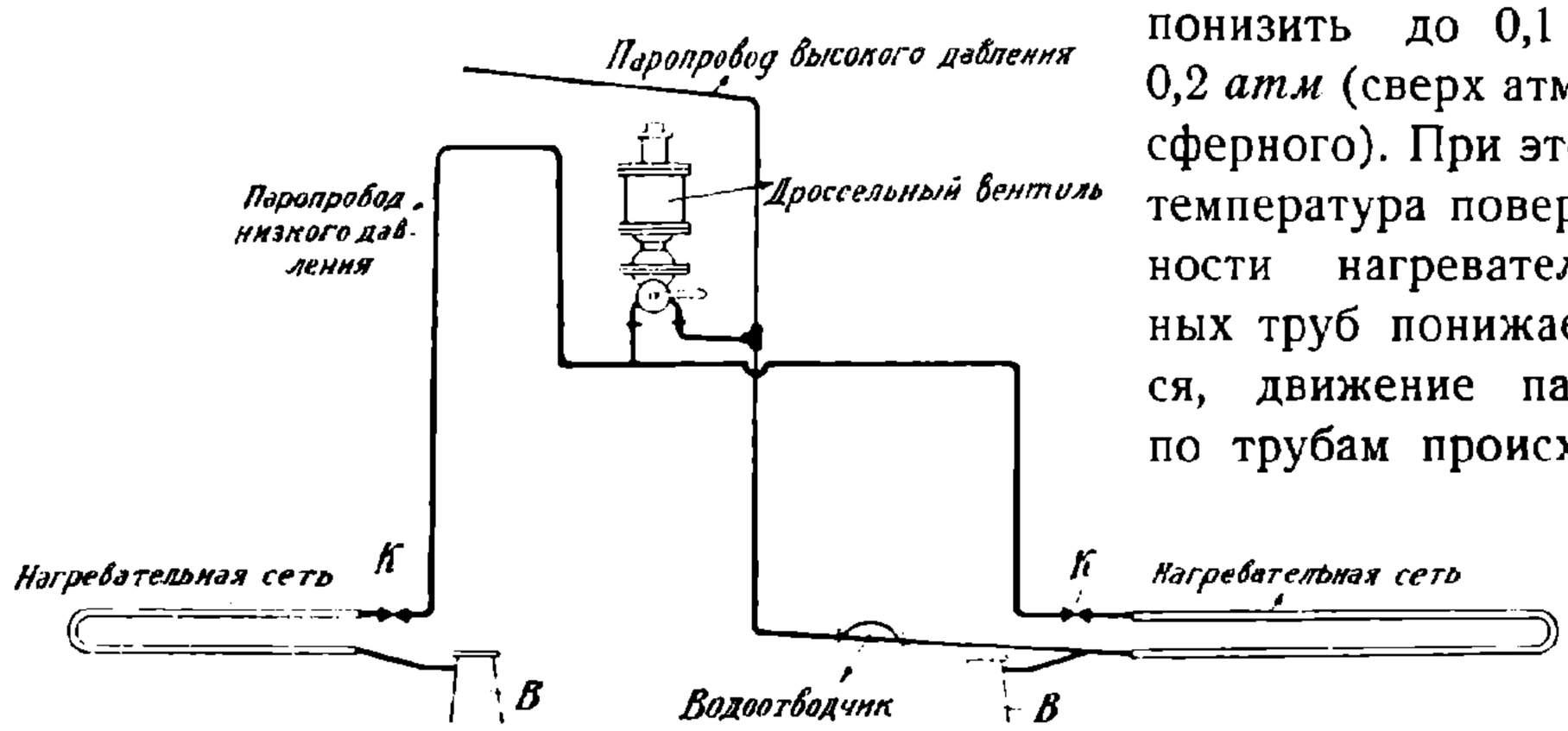
НТБ ДНУЖТ

рый, будучи нагрет, излучает тепло некоторое время после того, как прекратится впуск пара в нагревательные трубы.

В американских изотермических вагонах встречается еще аккумуляторное отопление системы Гольда, в которой аккумуляторами тепла являются цилиндры (диаметром в 200 *мм* и длиною в 1 800 *мм*), заполненные кругами из пористого терракота, поверхность которого имеет выемки для прохождения пара между стенками цилиндра и кругами терракота. Терракот, вследствие своей пористости, поглощает пар, который, конденсируясь, выделяет скрытую теплоту.

6. Паровое отопление низкого давления

Указанные недостатки парового отопления, обусловливаемые высоким давлением пара, поступающего в нагревательные трубы, устраняются, если давление используемого для отопления вагонов пара понизить до 0,1 — 0,2 *атм* (сверх атмосферного). При этом температура поверхности нагревательных труб понижается, движение пара по трубам происхо-



Фиг. 326.

дит бесшумно, не вызывая характерных стуков, имеющих место при отоплении паром высокого давления; пар весь конденсируется и не просачивается через выходное отверстие водоотводчика.

Отопление низкого давления применяется на западно-европейских дорогах и американских, при чем имеются разнообразные системы устройства этого отопления. Существенное различие систем парового отопления низкого давления заключается главным образом в устройстве прибора, понижающего давление пара, поступающего в нагревательные трубы. Одно из наиболее простых устройств парового отопления низкого давления представляет система Кертинга. Общая схема этого устройства изображена на фиг. 326. Прибор, понижающий давление пара и названный в этой системе дроссельным вентилем, устанавливается в каждом вагоне и уменьшает давление пара, идущего от центрального котла или от паровоза, до 0,2 *атм*. Под таким давлением, с температурой ниже 102° С, пар поступает в нагревательные трубы.

НТБ ДНУЖТ

В сеть труб, проложенных вдоль стен у пола вагона, включается с каждой стороны кран двойной регулировки помощью которого регулируется количество протекающего пара при давлении в 0,2 *атм*. Вода, конденсирующаяся в приборах отопления, отводится наружу через воронки *B*, закрываемые плотной крышкой.

В одну из воронок посредством водоотводчика, установленного на соответствующей конденсационной трубке, отводится конденсационная вода из паропровода, подводящего пар к дроссельному вентилю.

В нижней части дроссельного вентиля имеется кран для впуска пара высокого давления непосредственно в систему отопления для продувания ее, а также для более скорого нагревания охлажденного вагона перед постановкой его в поезд.

В более усовершенствованных современных системах, применяемых в Сев. Америке, приборы, понижающие давление пара, снабжены регуляторами, которые автоматически изменяют приток пара в нагревательные трубы в зависимости от температуры.

7. Паровоздушное отопление

Разновидность парового отопления низкого давления, получившую широкое распространение на западно-европейских железных дорогах, представляет так называемая паровоздушная система отопления, в которой понижение давления пара в нагревательных трубах достигается путем введения воздуха в пар, поступающий в трубы. Изменением пропорции пара и воздуха, впускаемых в трубы, регулируется температура.

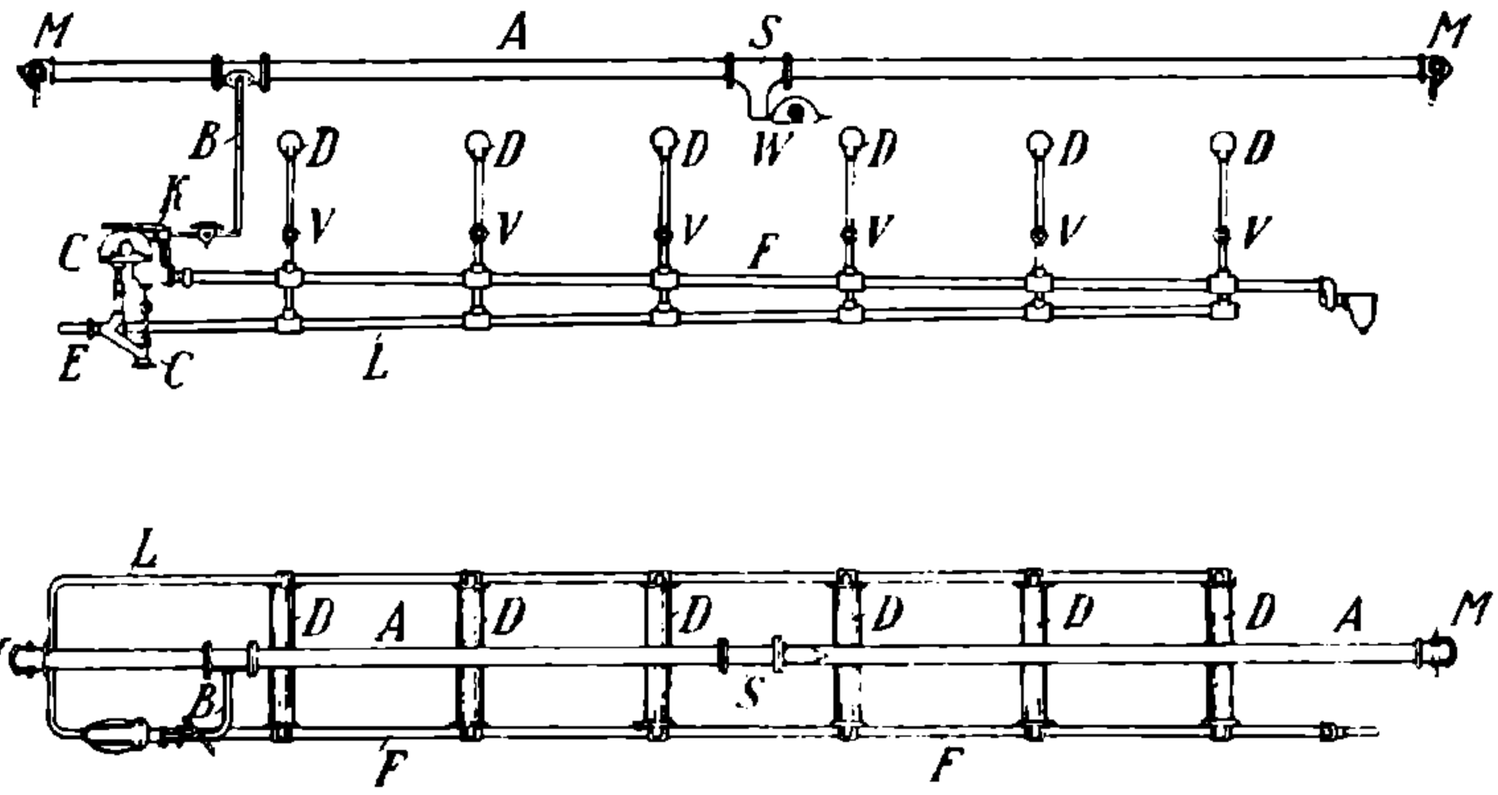
Паровоздушное отопление было впервые применено во Франции в 1903 г. по системе Гейнца, затем эта система была усовершенствована о-вом Вестингауза. На ряду с этим в Германии и у нас появились и другие системы, из которых одни получили распространение, а другие применялись лишь в виде опыта и дальше этого не пошли (системы Кертинга, Горовица).

Схема паровоздушного отопления системы Гейнца-Вестингауза, применяющаяся на многих западно-европейских дорогах и применявшаяся у нас у вагонов бывш. Международного о-ва, изображена на фиг. 327.

Вдоль всего поезда (фиг. 327) проводится магистральная паропроводная труба *A*, от которой в каждом вагоне ответвляется отросток *B* к сатуратору *C*, автоматически регулирующему впуск пара в приборы отопления; магистральная труба *A* снабжается по концам запорными кранами *M* и соединяется между вагонами гибкими рукавами. На магистральной трубе имеется сепаратор *S* конденсационной воды с укрепленным к нему автоматическим водоотводчиком *W*; труба *B* соединяется с сатуратором *C*, и на ней ставится разобщитель-

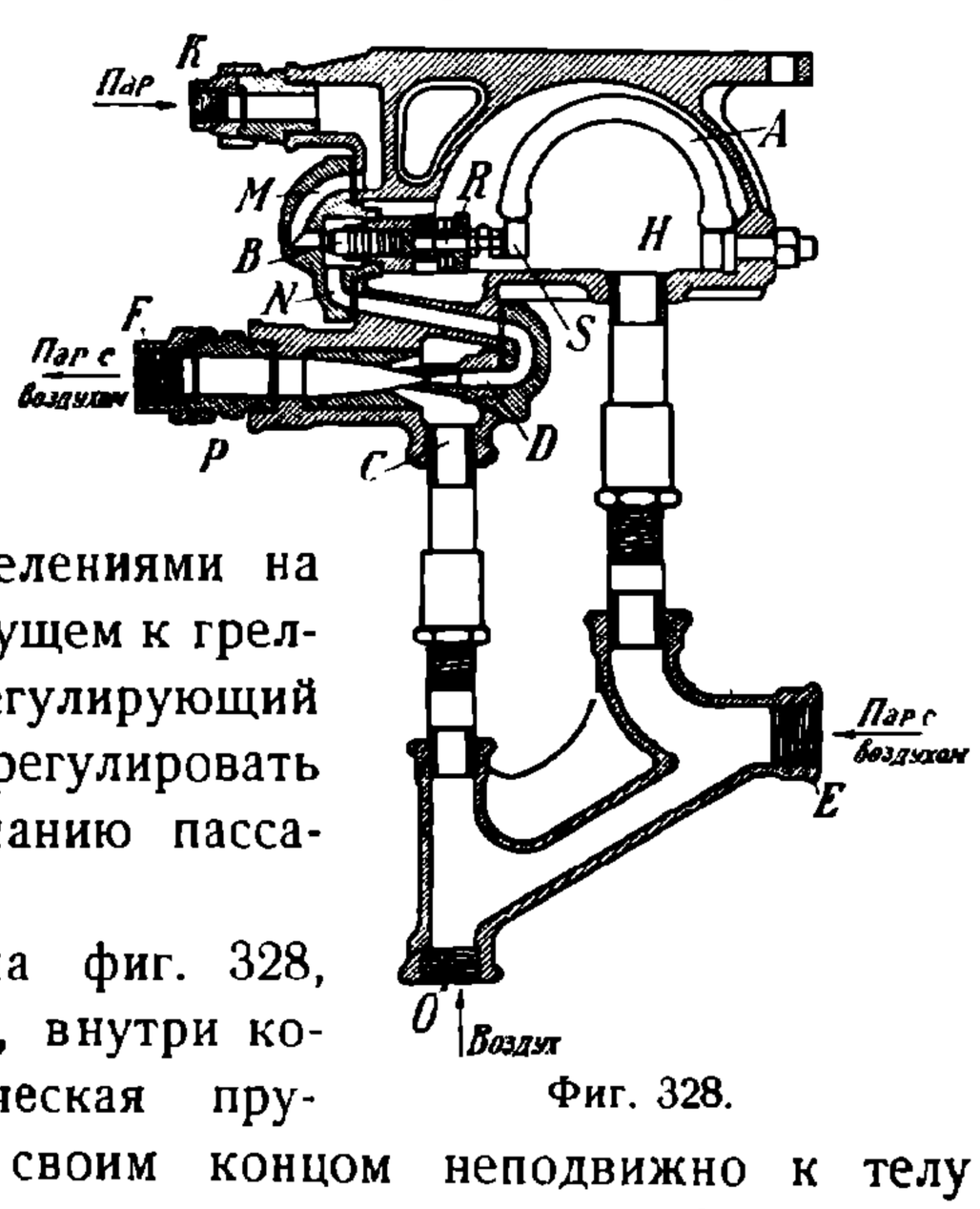
НТБ ДНУЖТ

ный кран K на случай, если требуется по каким-либо соображениям выключить вагон из общей сети отопления.



Фиг. 327.

Нагревательная труба F укладывается вдоль вагона с некоторым уклоном для того, чтобы конденсационная вода могла беспрепятственно уходить через имеющийся на конце ее автоматический водоотводчик. От нагревательной трубы F ответвляются трубки к грелкам D, которые в свою очередь соединяются с обратною трубою L, идущею вдоль вагона обратно к сатуратору. Грелки соединяются с трубами F и L так, что образующийся конденсат стекает в трубу L, которая имеет уклон по направлению к сатуратору. В вагонах с отделениями на каждом ответвлении трубы F, ведущем к грелке, имеется особого устройства регулирующий кран V, дающий возможность регулировать температуру в отделении по желанию пассажиров.



Фиг. 328.

Сатуратор, изображенный на фиг. 328, состоит из чугунной коробки H, внутри которой помещается термостатическая пружина A, прикрепленная одним своим концом неподвижно к телу коробки H и упирающаяся другим концом в хвостовик S парового клапана B.

Отросток K сатуратора сообщается с паровой магистралью; отростки P и E—с сетью отопления, и отросток O—с атмосферою. Так как отросток E находится в постоянном сообщении с трубою OC сатуратора, а следовательно, и с атмосферою, то во всей системе отопления давление не может быть больше атмосферного, темпера-

НТБ ДНУЖТ

тура же пара в нагревательных приборах не может превосходить 100° С.

Действие сатуратора заключается в следующем: в первый момент впуска пара в систему отопления температура пружины *A* не превышает температуры окружающего воздуха, благодаря чему клапан *B* открыт и пар из канала *M* свободно проникает в канал *N*, а оттуда в воронку инжектора *D* и через отросток *P* в подводящую трубу *F* (фиг. 327), сообщающуюся постоянно с атмосферою. Входя в трубу *F*, пар расширяется и одновременно засасывает по трубе *OC* (фиг. 328) воздух отчасти непосредственно из атмосферы, отчасти из коробки *H*.

Горячая смесь пара и воздуха трубою *F* (фиг. 327) подводится к грелкам *D*, наполняет эти последние и обратною трубою *L* возвращается к сатуратору; входя в отросток *E* (фиг. 328), конденсационная вода стекает при этом по трубе *O* наружу, а пар и воздух наполняют коробку *H* и обратно засасываются трубою *C* в сеть отопления.

Вследствие наполнения камеры *H* смесью пара и воздуха пружина *A* начинает распрямляться, прикрывая клапан *B*; наконец, когда температура возвратной смеси достигнет известного максимума, клапан *B* закрывается, и впуск свежего пара в систему отопления прекращается.

По прекращении впуска пара в системе начинается конденсация пара, вызывающая падение давления в трубопроводах и грелках. Вследствие понижения в приборах давления ниже атмосферного в питательную трубу *F* проникает наружный воздух, отчего температура смеси в обратной трубе *L* и в камере *H* уменьшается пружина *A* сокращается, клапан *B* открывается, и в систему впускается новая порция свежего пара.

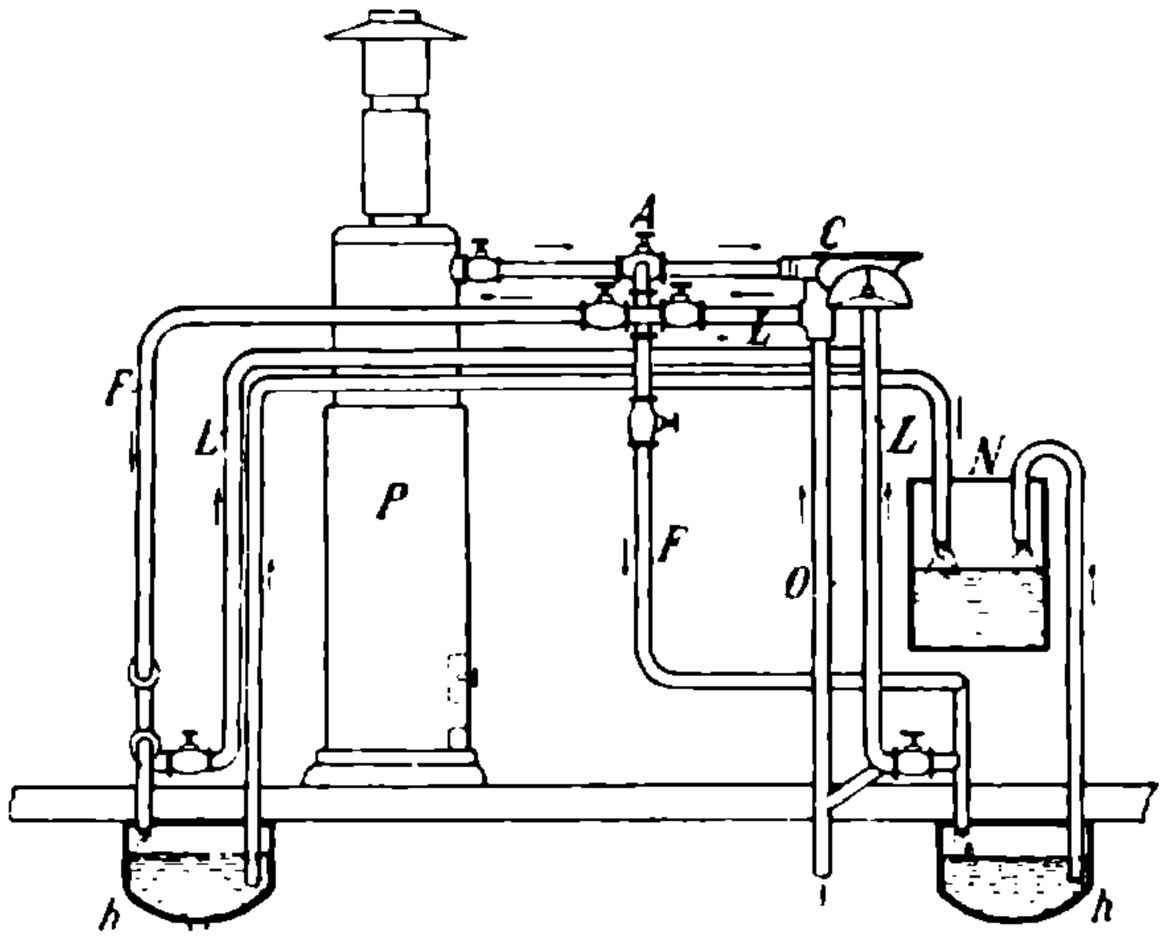
Для регулирования открытия клапана сатуратора служит винт *R*; чем меньше винт *R* выступает из клапана *B*, чем дальше головка его отстоит от свободного конца термостатической пружины, тем больше должна удлиниться пружина *A*, а следовательно, тем выше должна быть температура в коробке *H*, чтобы клапан закрылся.

Если, наоборот, удлинить стержень клапана *B* вывинчиванием винта, то для закрытия клапана требуется сравнительно незначительное удлинение пружины *A*; в последнем случае впуск пара в систему отопления прекращается при сравнительно низкой температуре внутри коробки *H*.

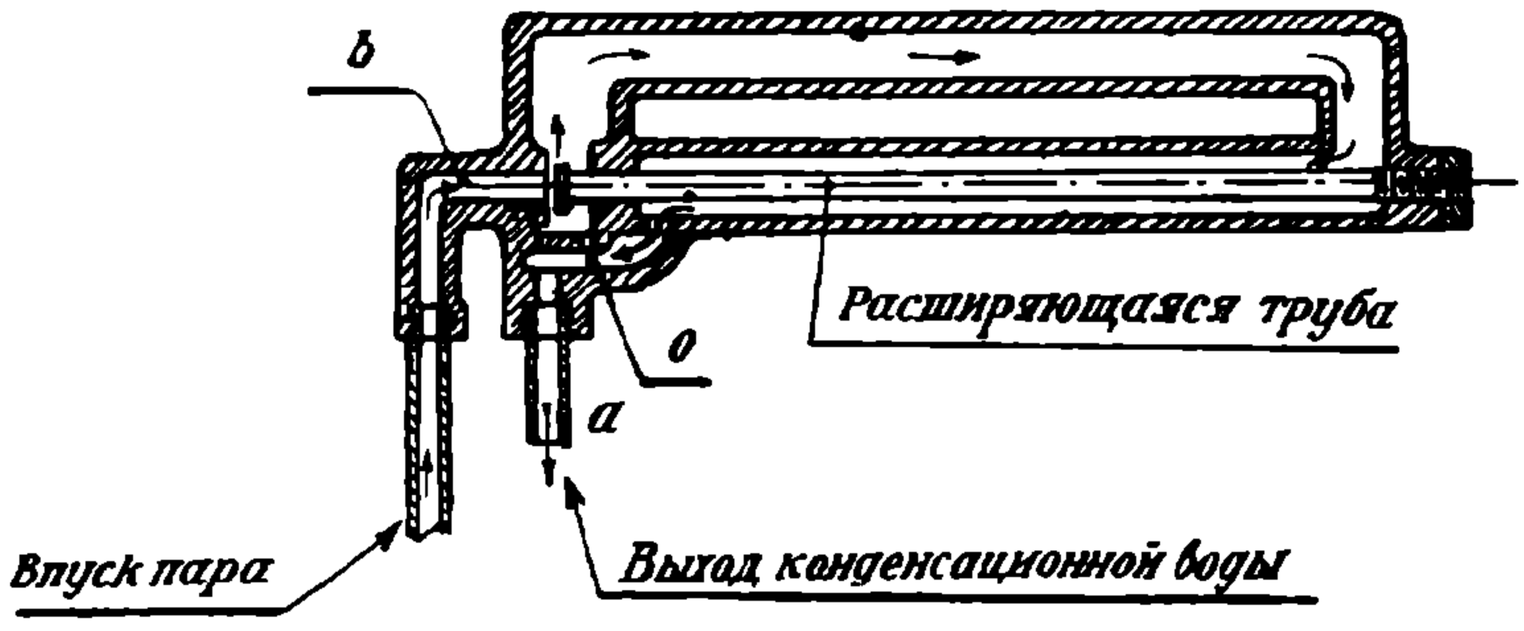
При применении системы Гейнца-Вестингауза к вагонам с самостоятельным отоплением (фиг. 329) конденсационная вода выпускается в специальные герметически закупоренные горшки *h*, из которых она вытесняется периодически в имеющийся в котельном помещении бак *N*; из этого последнего горячая вода перекачивается при помощи ручного насоса в паровой котел *P*. Автоматический водоотводчик при этом отсутствует.

НТБ ДНУЖТ

В современных конструкциях отопления системы Вестингауза на французских железных дорогах для достижения возможно совершенной регулировки у каждого нагревательного прибора устанавливается регулятор простого устройства, изображенный на фиг. 330. Регулятор состоит из прямолинейной трубы, сделанной из легко расширяющегося от нагревания металла. Один конец трубы ввинчен в стенку коробки регулятора, а на другой—свободный—конец насажен клапан, закрывающий, при расширении трубы, паровпускное отверстие *b*. Закрывание паровпускного отверстия происходит при определенной температуре, на которую устанавливается расширяющаяся труба путем большего или меньшего ввинчивания ее в стенку коробки. При понижении температуры клапан открывает паровпускное отверстие; пар входит в прибор и засасывает через отверстие *O* воздух; конденсационная вода вытекает из прибора через трубку *a*.



Фиг. 329.

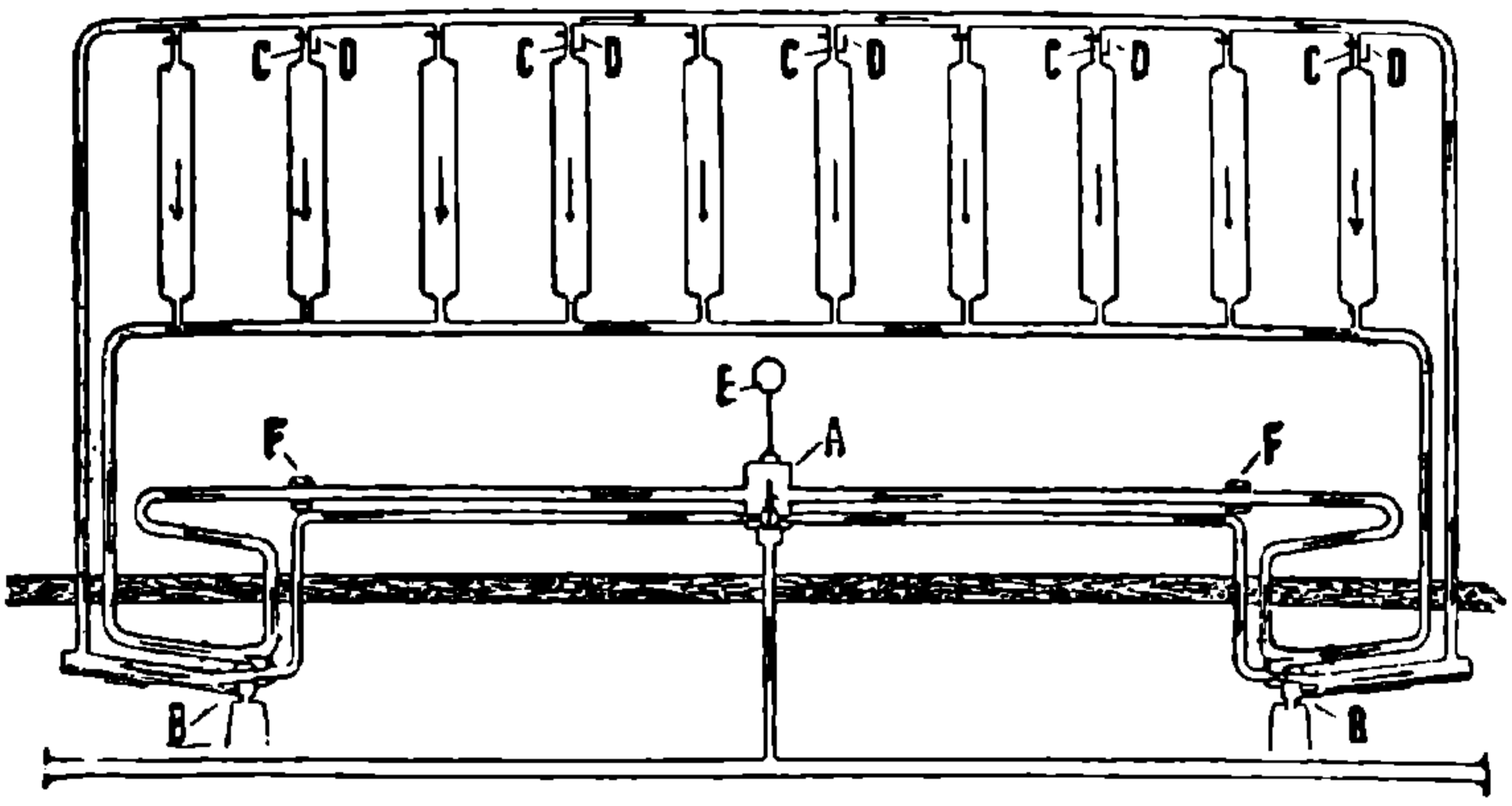


Фиг. 330.

На германских дорогах получила распространение новая паровоздушная система Пинча, изображенная схематически на фиг. 331. При поворачивании рукоятки выключателя *E* пар поступает в сатуратор *A*, откуда, смешавшись с воздухом и понизив свое давление, направляется через сепаратор *B* в нагревательные приборы *CD*. Из этих приборов пар и конденсационная вода поступают в сепаратор *B*, где пар освобождается от воды и идет к сатуратору *A*. Отопительная сеть состоит из двух ветвей, отходящих вправо и влево от сатуратора *A* и соединяющихся посредине.

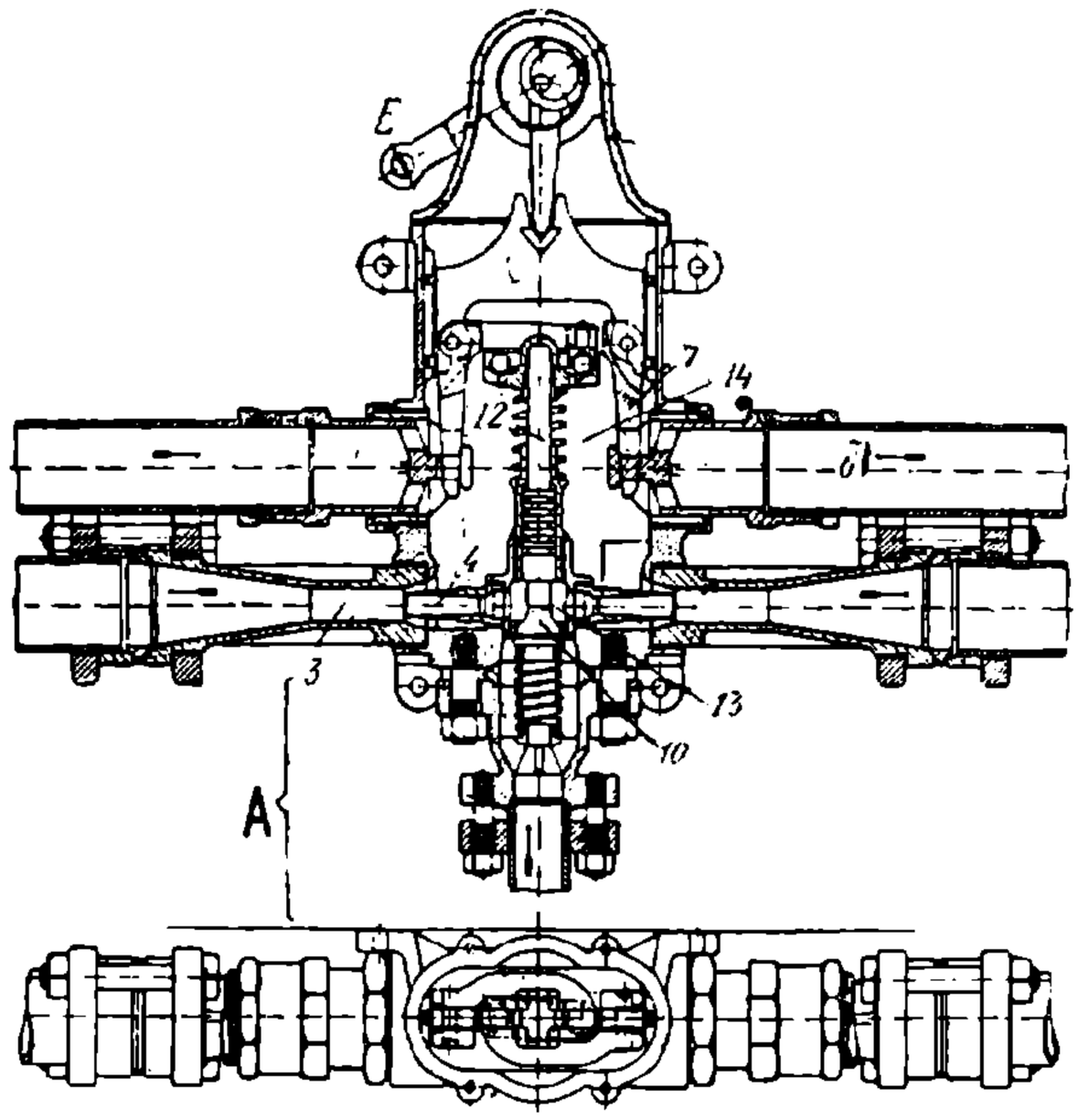
НТБ ДНУЖТ

Паровпускной клапан *10* сатуратора *A* (фиг. 332) открывается и закрывается вентилем *E*. Пройдя через этот клапан, пар поступает в камеру *13*, а отсюда через отросток *4* в конусообразную насадку



Фиг. 331.

паропроводной трубы. Переходя в эту насадку, пар засасывает воздух из камеры *14* через кольцевую щель между насадкой *5* и отростком *4*; смешавшись с воздухом, пар следует по нагревательным трубам, а затем возвращается в камеру *14* сатуратора *A* по трубам *6*.



Фиг. 332

Концы этих труб по мере нагревания их постепенно удлиняются, входят в камеру *14* и перемещают соединенные с ними рычаги *7*, которые отжимают стержень *12* клапана *10*.

Благодаря этому клапан закрывает паровпускное отверстие или уменьшает его в зависимости от степени удлинения труб *6*. При охлаждении труб *6* концы их укорачиваются, перемещая рычаги *7*, и, нажимая на стержень клапана *10*, открывают паровпускное отверстие. Таким образом автоматически регулируется приток свежего пара в отопительную сеть.

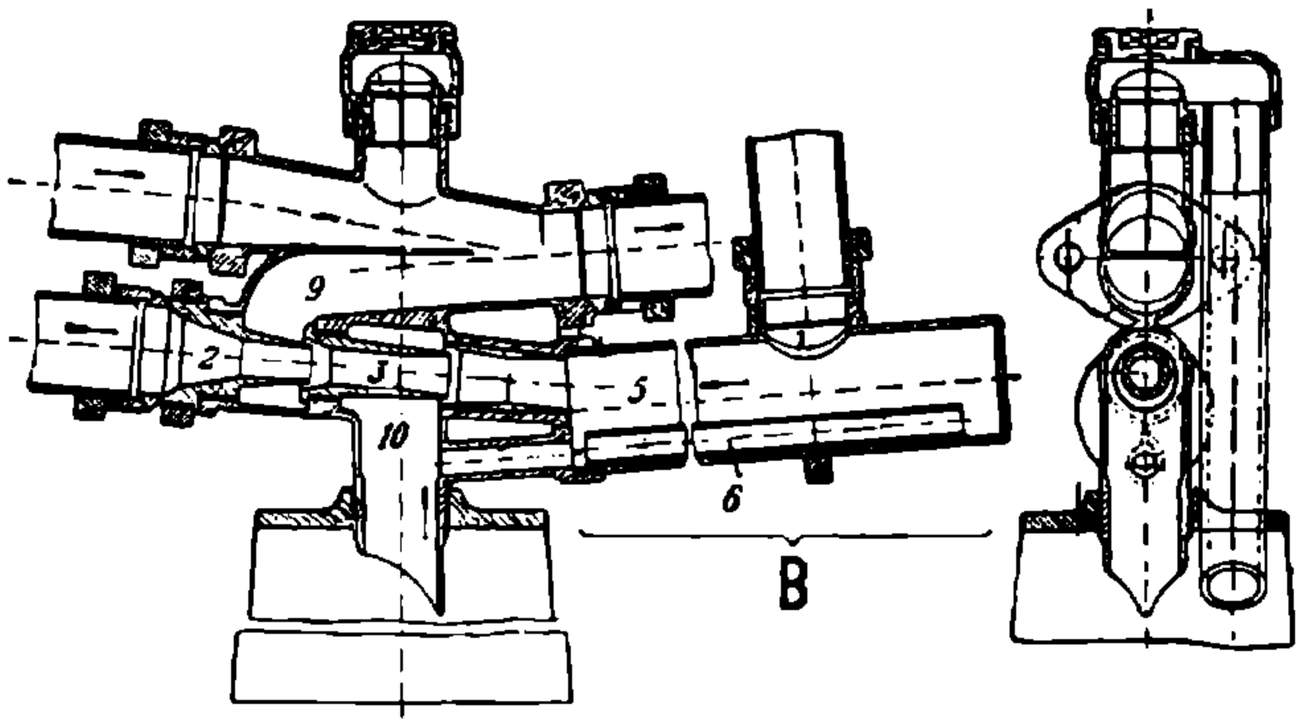
Для того чтобы трубы *6* удлинялись при нагревании в сторону камеры *14*, противоположные их концы *F* неподвижно укрепляются посредством соединения с вагонной рамой.

НТБ ДНУЖТ

Устройство сепаратора-водоотводчика *B* весьма несложно и понятно из фиг. 333. Стекающая по трубе *9* вода, выделяющаяся из возвратного потока пара, высасывается паром, поступающим в отопительную сеть и проходящим через сопла *2* и *3*. Вследствие этого конденсационная вода переводится в трубу *5*, откуда через трубы *6* и *10* выводится наружу.

Циркулирующая в нагревательной сети смесь пара с воздухом имеет давление почти равное атмосферному.

Для регулирования температуры в отделениях вагона нагревательные батареи снабжены вентилями, которыми можно выключать батареи из сети.



Фиг 333.

Возможность удобной регулировки температуры в определенных пределах составляет главное преимущество паровоздушного отопления перед употребляющимися системами парового отопления высокого давления и водяного. Всасывание в нагревательную сеть пара и воздуха помощью инжектора усиливает скорость движения нагревательной смеси, вследствие чего усиливается теплоотдача и, следовательно, теплота пара лучше утилизируется.

8. Пароводяное отопление

Встречаются системы отопления, в которых пар служит не для непосредственного нагревания приборов отопления, а для нагревания воды, циркулирующей в приборах отопления. Устройство этих систем разнообразно, но они сводятся к трем основным типам.

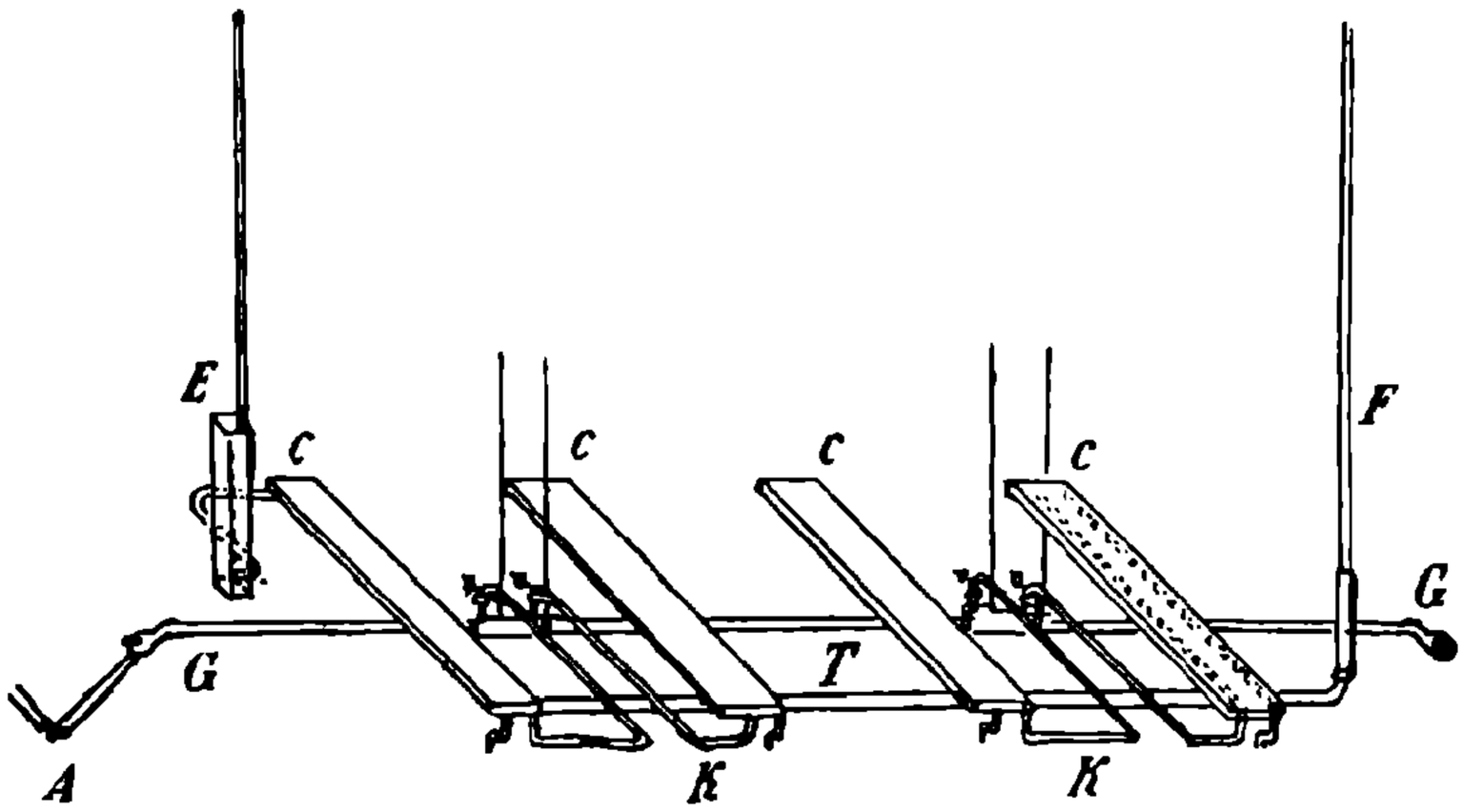
В первом типе в обыкновенной системе водяного отопления вода, находящаяся в водяной печи, нагревается паром, который проходит по змеевику, установленному в печи, или поступает в водяную печь через вентиль из паровой магистрали по особому отростку, оканчивающемуся в котле бесшумным пароструйным смесителем (фиг. 319).

Такое отопление применяется в том случае, если в поезде устроено центральное отопление от паровоза или от вагона-паровика, а в состав поезда включаются вагоны, оборудованные приборами водяного отопления.

Во втором типе отопления пар циркулирует в трубках, помещающихся в нагревательных приборах, наполненных водою. Устроенное по этому типу отопление на некоторых французских дорогах состоит

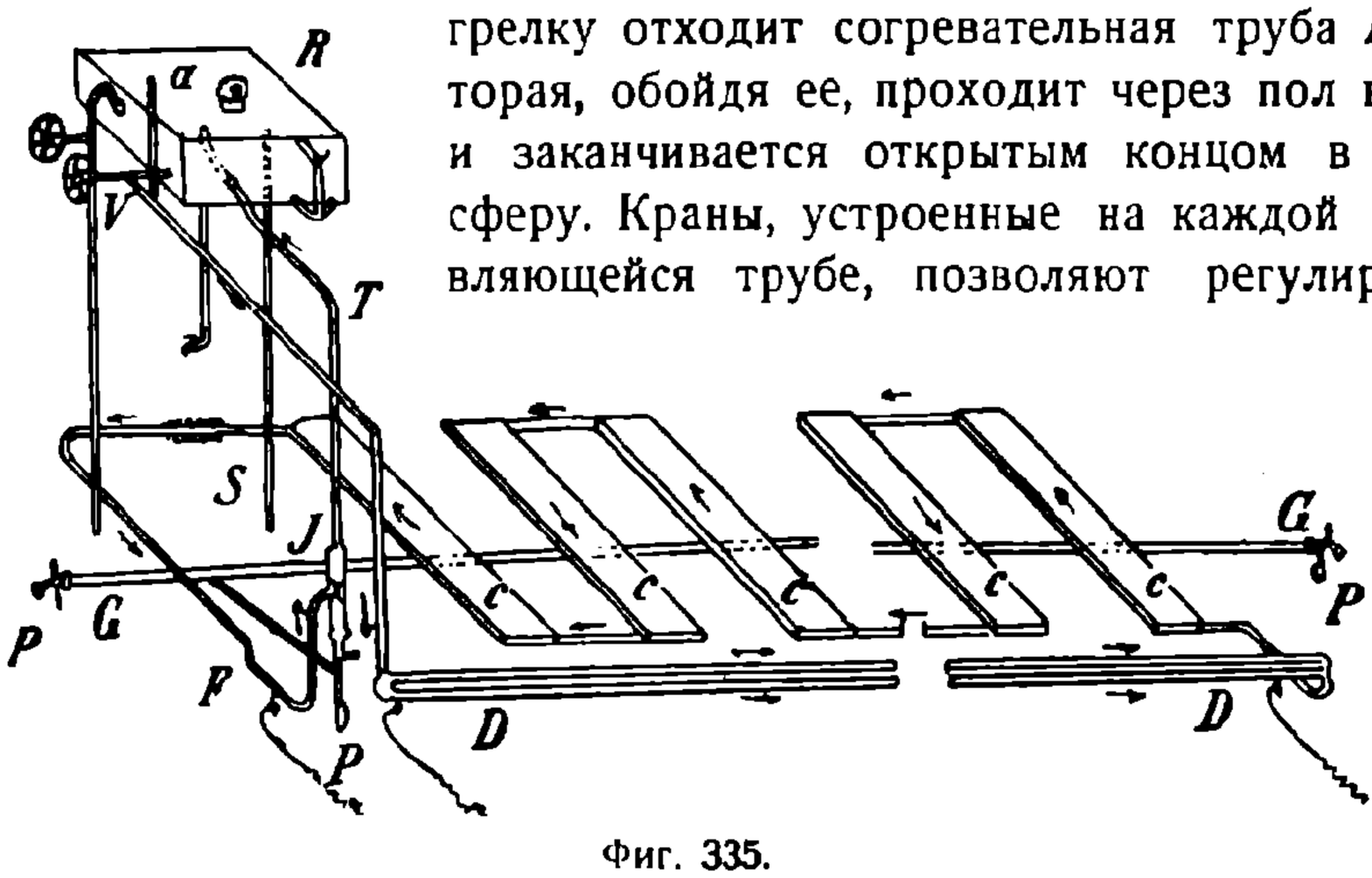
НТБ ДНУЖТ

из прямоугольных грелок *C*, соединенных между собою трубою *T*, которая одним концом присоединяется к наполнительному резервуару (расширителю) *E*, а другим входит в открытую вертикальную трубу *F* (фиг. 334).



Фиг. 334.

Грелки *C*, резервуар *E* и труба *T* наполнены водным раствором хлористого кальция в 30° Боме, который обладает свойством не замерзать и не кристаллизоваться. Кипит он при температуре в 108° С. От проходящей в вагоне паровой магистральной трубы *G* в каждую грелку отходит согревательная труба *K*, которая, обойдя ее, проходит через пол вагона и заканчивается открытым концом в атмосферу. Краны, устроенные на каждой ответвляющейся трубе, позволяют регулировать



Фиг. 335.

количество пара, впускаемого в грелки, и поддерживать необходимую температуру.

Устройство третьего типа пароводяного отопления заключается в следующем (фиг. 335). Трубы отопления *D*, расположенные у одной продольной стенки вагона (в коридоре), и грелки *C*, помещенные у другой стенки вагона (в купе), соединены между собою последовательно, образуя непрерывную сеть. Один конец этой сети при помощи

НТБ ДНУЖТ

вентиля V соединяется с нижней частью водяного резервуара R у его дна, а другой конец T (открытый) входит в верхнюю часть этого резервуара. Вода, выходящая из резервуара R через вентиль V, проходит нагревательную сеть D и доходит до самой нижней точки сети F, где она засасывается паровым инжектором J, который ее нагревает и направляет в верхнюю часть резервуара R.

Инжектор J соединен с паропроводной магистральной трубою G, проходящей через вагон и получающей пар от паровоза или от вагона-паровика.

Паропроводные трубы G и T снабжены водоотводчиком P.

Возле инжектора имеется кран, которым можно регулировать отопление, увеличивая или уменьшая количество впускаемого пара.

Преимущества паровоздушного отопления особенно ценны при центральном отоплении. Так как давление пара в нагревательной сети не зависит от давления в магистрали, то оно устраняет существеннейший недостаток последнего: неравномерность нагревания вагонов в зависимости от расстояния их от источника пара.

9. Детали устройства сети труб отопления

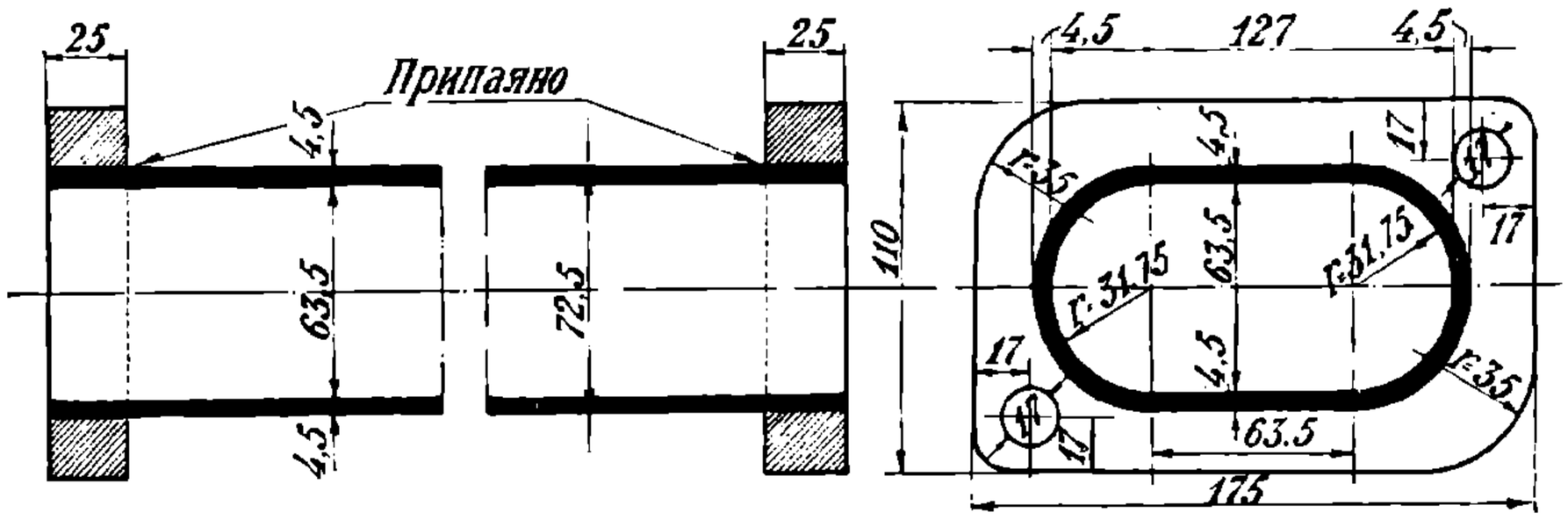
Для сборки сети труб отопления применяются нормальные железные газовые трубы. Соединения труб между собою диаметром до $2^1/_2''$ делаются помощью сгонных муфт, по обеим сторонам которых для плотности соединений ставятся контр-гайки. Трубы круглые диаметром свыше $2^1/_2''$ в виду их громоздкости в вагонах обычно не применяются; если для увеличения поверхности нагрева необходимо ставить нагревательные трубы свыше $2^1/_2''$, то вместо одной трубы большого диаметра ставят параллельно две трубы меньшего диаметра или насаживают на трубы штампованные железные пластины, образующие ребристые радиаторы. В прежнее время часто применялись чугунные ребристые радиаторы, которые соединялись с трубами на фланцах. Такие чугунные радиаторы трудно содержать в чистоте, в виду чего они всегда бывают покрыты пылью, которая пригорает при функционировании отопления, потоком нагретого воздуха поднимается кверху и создает в вагоне удушливую атмосферу. Кроме этого чугунные радиаторы лопаются при замораживании системы отопления. Поэтому в новейших конструкциях вагонов ребристые радиаторы не применяются. В наших новых вагонах для увеличения поверхности нагрева ставят овальные трубы (фиг. 336) внутреннего размера 63,5 × 127 *мм*. Такие трубы изготовляются из круглых труб диаметром в 4″ путем сплющивания их в холодном состоянии под молотом, на наковальню которого поставлена прокладка, служащая остановом для бойка. Трубы эти делаются такой длины, чтобы их можно было вынести из вагона при ремонте через окна или двери, не разбирая обшивку стен. Соединение овальных труб делается на фланцах, при чем фланцы припаиваются к трубам.

НТБ ДНУЖТ

Чтобы трубы не текли во фланцах, необходимо фланцы правильно обрабатывать и ставить между ними прокладки из размоченного в олифе тряпичного картона толщиною около 5 *мм*.

Фланцы овальных труб, как показано на фиг. 336, соединяются двумя болтами, расположенными по диагонали, при чем расположение болтов должно быть доступным для подтягивания гаек.

Существенное преимущество овальных труб заключается в том, что при замораживании вагона они не лопаются, благодаря упругости плоских стенок.



Фиг. 336.

Сеть круглых труб отопления должна быть так запроектирована, чтобы можно было при ремонте вагонов отнять любую часть трубы, фасонную соединительную часть ее или арматуру без разборки труб на большой длине. Для этого необходимо в соответствующих местах ставить на трубах сгоны, состоящие из ниппеля, муфты или гайки и контр-гайки или ставить фланцевые соединения. Расположение труб должно быть так выполнено, чтобы при спуске воды из отопления в трубах не получались застои воды, а при наполнении сети водою не образовывались воздушные пробки. Для этого необходимо, чтобы трубы имели равномерный уклон в сторону циркулирующей воды или движения пара и конденсационной воды. В тех случаях, когда это не может быть достигнуто, в местах образования застоя воды необходимо ставить спускные краны.

После сборки сеть труб для проверки плотности всех соединений должна быть испытана гидравлическим давлением в 5 *атм*. В отношении сети труб парового отопления такое испытание обязательно согласно установленных правил, но его следует применять и для сети труб водяного отопления, для которых давление может быть понижено до 2 *атм*. При испытании сети паровой котел или печь водяного отопления должны быть разобщены с сетью и испытываться отдельно.

Котлы парового отопления для большей безопасности испытываются гидравлическим давлением в 5 *атм* в сроки, установленные правилами испытания и освидетельствования паровых котлов. Печи испытываются давлением в 0,5 *атм*. Испытание котлов и печей должно производиться до установки их в вагоны.

НТБ ДНУЖТ

Арматура котлов самостоятельного парового отопления должна укрепляться на котле на фланцах. Постановка мелкой арматуры на печах водяного отопления допускается на ниппелях, ввернутых во фланцы, приклепанные к стенкам печи; соединение же труб с печью, запорных кранов, вентилей и грязевика следует делать на фланцах для удобства подтягивания фланцев в случае образования течи.

10. Расчет отопления

Количество калорий, теряемое в 1 час квадратным метром поверхности стен, крыши и пола при разности температур наружного и внутреннего воздуха $t—t_o$, определяется по формуле:

$$W_1 = \frac{t - t_0}{\frac{1}{a} + \frac{1}{a_1} + \frac{l_1 + l_2}{\lambda_1} + \frac{l_3}{\lambda_2}}.$$

То же для окон с двойными стеклами:

$$W_2 = \frac{t - t_0}{\frac{1}{a} + \frac{1}{a_1} + \frac{1}{a'} + \frac{1}{a_1'} + \frac{l_4}{\lambda_3}}$$

где λ_1 — коэфициент теплопроводности сосны,
λ_2 — „ „ пробки,
λ_3 — „ „ стекла.
a и a' — коэфициент отдачи тепла стенкою наружному воздуху,
a_1 и a_1' — коэфициент получения тепла стенкою от внутреннего воздуха,
l_1, l_2, l_3, l_4 — толщина отдельных слоев частей вагонов, через которые происходит передача тепла согласно нижеследующего обозначения:

Части вагона, теряющие тепло	Сосна		Пробка толщиною в метрах	Стекло толщиною в метрах
	Наружная обшивка толщиною в метрах	Внутреняя обшивка толщиною в метрах		
Стены	l_1	l_2	l_3	—
Пол	l'	l'_2	l'_3	—
Крыша	l''_1	l''_2	l''_3	—
Окна	—	—	—	l_4

Влияние воздушных прослоек в стенах, полу и крыше, а также влияние железной обшивки стен и крыши в расчет не принимаются.

Коэфициенты отдачи и получения тепла стенками определяются по формуле (Пекле): $a=K+S+(0{,}0075\ l+0{,}0056\ S)\ (\Delta-\Delta_0)$,

НТБ ДНУЖТ

где K — коэфициент потери тепла твердым телом от соприкосновения с ним воздуха,
S — коэфициент лучеиспускания,
$\Delta - \Delta_0$ — разность температур между твердым телом и воздухом,
K — для наружного воздуха = 6,
K — для внутреннего воздуха = 4,
$\Delta - \Delta_0$ — для деревянных стен 2,
$\Delta - \Delta_0$ — для стеклянных двойных поверхностей = 10,
S — для масляной окраски = 3,7,
S — для стекол = 2,91,
λ — для сосны = 0,15,
λ — для пробки = 0,06,
λ — для стекла = 0,70.

Полная потеря тепла в калориях всем кузовом в час составляет:

$$W = \alpha [W_1 + W_2 + W_3 + W_4],$$

где W_1 — количество калорий, теряемых стенами,
W_2 — " " " крышей,
W_3 — " " " полом,
W_4 — " " " окнами,
α — коэфициент потери тепла вследствие обмена воздуха через двери и вентиляторы, принимаемый, в зависимости от типа вагона, от 1,2 до 1,5.

Нагревательная поверхность приборов отопления определяется по формуле:

$$F = \frac{W}{\left(K\frac{t' - t''}{2} - t_2\right)},$$

где F — отдающая тепло поверхность в квадратных метрах,
W — часовая потеря тепла вагоном,
t' — температура воды или пара перед поступлением в нагревательные приборы,
t'' — температура воды или конденсата по выходе из нагревательных приборов,
t_2 — температура воздуха внутри вагона,
K — коэфициент теплоотдачи.

Поверхность нагрева приборов отопления в климатических условиях средней полосы СССР и при изоляционном слое пробки между двойной деревянной обшивкой толщиною в 15—20 *мм* может считаться достаточной:

При водяном отоплении—0,12—0,18 $м^2$ на 1 $м^3$ объема вагона.

При паровом высокого давления — 0,06 — 0,12 $м^2$ на 1 $м^3$ объема вагона.

НТБ ДНУЖТ

Низший предел относится к закрытым отделениям, высший—к коридорам и проходам.

Поверхность нагрева котла парового самостоятельного отопления в четырехосных вагонах составляет 2,3 *м*. Рабочее давление пара в котле допускается в 2 *атм*. Паропроизводительность котла—около 34 *кг* пара в час.

Поверхность нагрева котла центрального отопления, применяемого в наших пригородных поездах в составе 14 двухосных вагонов, составляет 20,5 $м^2$. Рабочее давление пара в котле допускается в 5 *атм*.

НТБ ДНУЖТ

ГЛАВА XIV

ОСВЕЩЕНИЕ ВАГОНОВ

1. Системы освещения

Самым распространенным способом освещения железнодорожных вагонов до конца прошлого столетия было свечное освещение, несмотря на все его недостатки. Правда, в западно-европейских государствах и в Америке делались попытки заменить свечное освещение керосиновым и масляным, но это освещение, в виду его опасности в пожарном отношении, не имело распространения, а на русских железных дорогах оно было даже категорически воспрещено. В 1860 г. фирмой Пинч в Берлине был сделан опыт освещения вагонов газом, добываемым из нефти. Затем на прусских дорогах стали применять смешанный газ, состоящий из 75% нефтяного газа и 25% ацетилена. В Америке и во Франции производили опыты освещения вагонов посредством обыкновенного светильного газа с ауэровскими горелками, но опыты эти не дали удовлетворительных результатов в виду частого перегорания горелок. На одной американской дороге в 1864 г. было введено освещение вагонов посредством газолина, но этот способ представляет большую опасность в пожарном отношении и потому не получил распространения. В начале 900-х годов, благодаря изобретенному способу магазинирования ацетилена, было применено на некоторых западно-европейских дорогах освещение вагонов ацетиленом.

В начале 80-х годов прошлого столетия Международное Общество спальных вагонов во Франции перешло на электричество. Еще на несколько лет раньше на некоторых английских дорогах обращались поезда, освещаемые электрическими лампами.

Постепенно электрическое освещение распространилось и на других дорогах, но, в виду того, что первоначальные устройства обладали существенными недостатками и обходились дорого, это освещение, так же как и газовое, не имело широкого распространения, а применялось на отдельных дорогах только для специальных вагонов.

В конце прошлого столетия и в начале настоящего как газовое, так и электрическое освещение получило широкое распространение на дорогах западно-европейских и американских.

Относительно удобств газокалильного и электрического освещения перед свечным говорить не приходится. Сила света одного источника при газокалильном и электрическом освещении несравненно

НТБ ДНУЖТ

больше, чем при свечном. Сила света вагонной свечи равна 1,4 нормальной свечи (эталона Гефнер-Альтенек), сила света газовой горелки с сеточкой накаливания—от 20 до 40 нормальных свечей, и сила света электрических ламп с металлической сетью, применяемых в вагонах,—от 10 до 20 нормальных свечей. Хотя сила света одного источника при газокалильном освещении выше таковой при электрической, но при последнем число источников света больше, и таким образом освещение всего вагона может быть сделано более интенсивным, чем при газокалильном освещении. Примерно до 1910 г. газокалильное освещение успешно конкурировало с электрическим. Причиной этому было несовершенство динамомашин и регулирующих приборов, высокая стоимость установки электрического освещения, частые повреждения и сложность установки, требовавшая для обслуживания квалифицированного персонала. Газокалильное освещение было более усовершенствовано, работало безотказно, не требовало специально обученного персонала и обходилось дешевле. Главный недостаток газового освещения—это опасность его в пожарном отношении и в отношении взрыва, каковые имели место неоднократно при крушении поездов во Франции, после которых применение газового освещения на французских дорогах было запрещено законом.

В настоящее время, с усовершенствованием конструкции динамомашин и автоматических регулирующих приборов, электрическое освещение работает безотказно и повсеместно вытеснило газовое освещение.

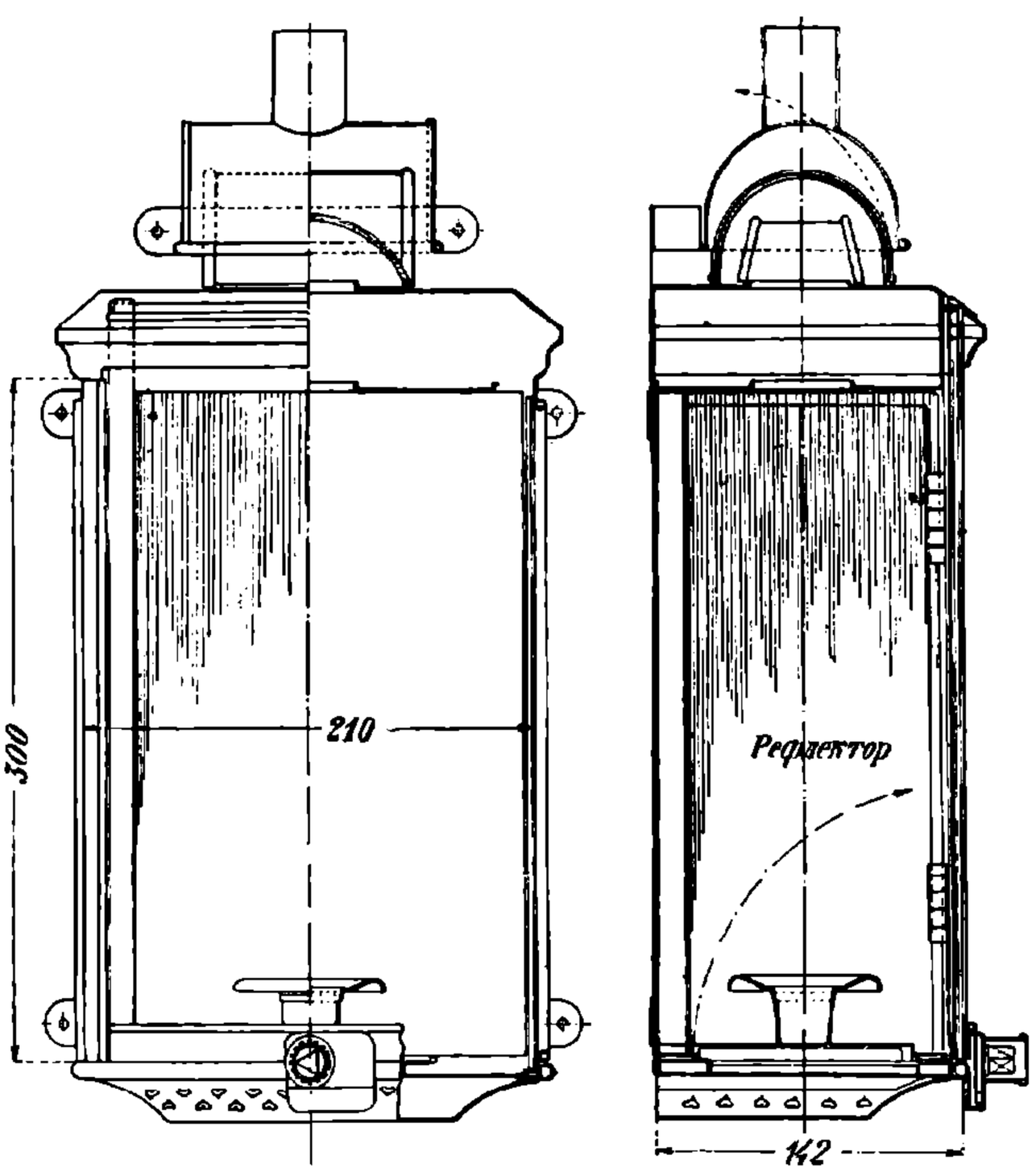
2. Свечное освещение

Свечное освещение применяется в пассажирских вагонах как обязательное в случае порчи электрического или газокалильного, а также в качестве самостоятельного. Свечи для освещения применяются стеариновые или парафиновые и для безопасности устанавливаются в специальных фонарях с запирающейся на замок дверцей.

На фиг. 337 изображен современный тип стенного свечного фонаря. Свеча помещается в подсвечнике, поддон которого укрепляется на шарнире ко дну фонаря во избежание пропажи его. Дверца фонаря делается шарнирной или подъемной кверху и запирается замком под трехгранный ключ. В задней стене фонаря ставится рефлектор из никелированной жести или железный эмалированный. Потолок фонаря для облегчения очистки его следует делать также никелированным или эмалированным. Воздух, необходимый для горения свечи, подводится в фонарь через отверстие в дне его, при чем, с целью равномерного притока воздуха и чтобы ослабить влияние движения воздуха при открывании дверей и окон в вагоне, дно фонаря делается двойным и между нижнем и верхним дном устраивается камера достаточного объема (около $\frac{1}{10}$ объема фонаря); в нижнем дне фонаря для

НТБ ДНУЖТ

подведения воздуха в камеру делается ряд отверстий малого размера, а в верхнем дне обычно делаются четыре отверстия диаметром около 5—6 *мм*, расположенные по углам, чтобы воздух, входящий из камеры через эти отверстия, не колебал пламени свечи. В потолке фонаря делается коническое отверстие такого размера, чтобы при любом отклонении свечи и пламени верхушка пламени всегда находилась против конуса выходного отверстия; выходное отверстие у фонаря и вытяжную трубу его, как показывает опыт, следует делать диаметром в 45—50 *мм*, чтобы обеспечить свободный выход продуктов горения в случае уменьшения, вследствие каких-либо причин, скорости движения воздуха в вытяжной трубе. Вытяжная труба не должна соединяться непосредственно с фонарем, чтобы колебания воздуха в ней не вызывали колебаний воздуха в фонаре и мигание пламени свечи. С этой целью выходное отверстие фонаря перекрывается сверху полуцилиндрическим колпачком, направляющим отходящие продукты горения в бок на обе стороны; этот колпачок, для удобства очистки его, обычно укрепляется на шарнире. Вытяжная труба над фонарем оканчивается полуцилиндрическим зонтом, который располагается так, чтобы между выходными отверстиями колпачка и стенками зонта ставились свободные проходы. Таким образом вытяжная труба фонаря вытягивает воздух через зонт изнутри вагона и попутно улавливает продукты горения, выходящие из фонаря. При таком устройстве колебания скорости движения воздуха в вытяжной трубе не могут вызвать колебания его внутри фонаря и мигание пламени.



Фиг. 337.

На крыше вытяжная труба оканчивается вытяжной флюгаркой, конструкция которой должна предупреждать возможность задувания в трубу ветра, попадания дождя, пыли и т. п. Чтобы предохранить от прогревания деревянные части крыши, через которые проходит

НТБ ДНУЖТ

вытяжная труба, в отверстие в крыше ставится вторая труба из кровельного железа диаметром в 60—70 *мм*, и концы ее снаружи и внутри вагона перекрываются розетками, при чем розетка на крыше должна быть поставлена плотно на краске или пропаяна по краям. Прослойка воздуха между трубами служит изоляцией, достаточной для безопасности установки фонаря в пожарном отношении.

Для устранения прогревания стенок фонаря при горении свечи объем его должен быть достаточно большим; для свечей, применяющихся у нас, объем фонаря должен быть не менее 3600 *см*^{3}.

Несоблюдение указанных условий в конструкциях и размерах фонарей вызывает неправильное горение, копоть, мигание пламени и оплывание свечи.

Свечное освещение в виду высокой стоимости свечей является самым дорогим, и поэтому для уменьшения расходов по содержанию освещения количество фонарей в вагоне стремятся уменьшать до возможного минимума, довольствуясь при этом самым скудным освещением. С этой целью очень часто ставятся фонари, дающие свет в два помещения, напр. купе, и коридор, уборную и тамбур и т. п. У таких фонарей, называемых врезными или двусторонними, вместо рефлектора задняя часть фонаря делается глубже на толщину стены и снабжается рамкой или дверцей со стеклами.

Стекла в фонарях для удобства смены их укрепляются на кляме-рах. Поверхность стекол для лучшего использования света должна быть сделана возможно большей, но при этом корпус фонаря должен быть достаточно жестким и прочным, чтобы исключалась возможность повреждения и перекашивания его при неосторожном обращении. Особое внимание необходимо обращать на прочность шарниров у дверец.

На некоторых заграничных дорогах применяются открытые свечные фонари, устроенные по типу садовых, у которых свеча вставляется в пружинный патрон, на который наворачивается стеклянный колпак, открытый сверху и служащий только для прикрывания пламени от движения воздуха. В этом случае притока воздуха снизу нет, и он поступает только сверху. Для предохранения потолка вагона от нагрева над свечой ставится металлическое блюдце-коптильник.

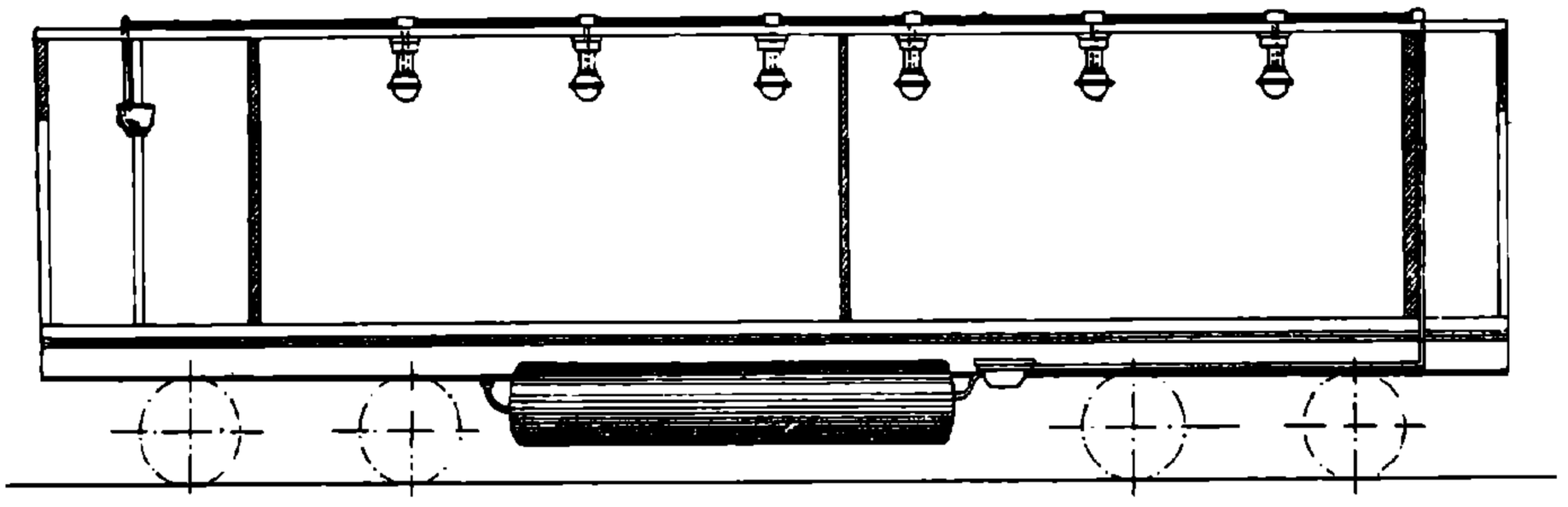
Такое устройство свечных фонарей имеет тот недостаток, что на горение стеариновой свечи расходуется кислорода почти столько же, сколько и на дыхание одного человека. Поэтому такие фонари можно применять только в служебных вагонах с малой населенностью.

3. Газовое и газокалильное освещение

Газ, применяемый для освещения вагонов, добывается на особых газовых заводах из нефти, парафинового масла, из масла лигнитов (бурых углей). Выбор того или иного материала для получения газа

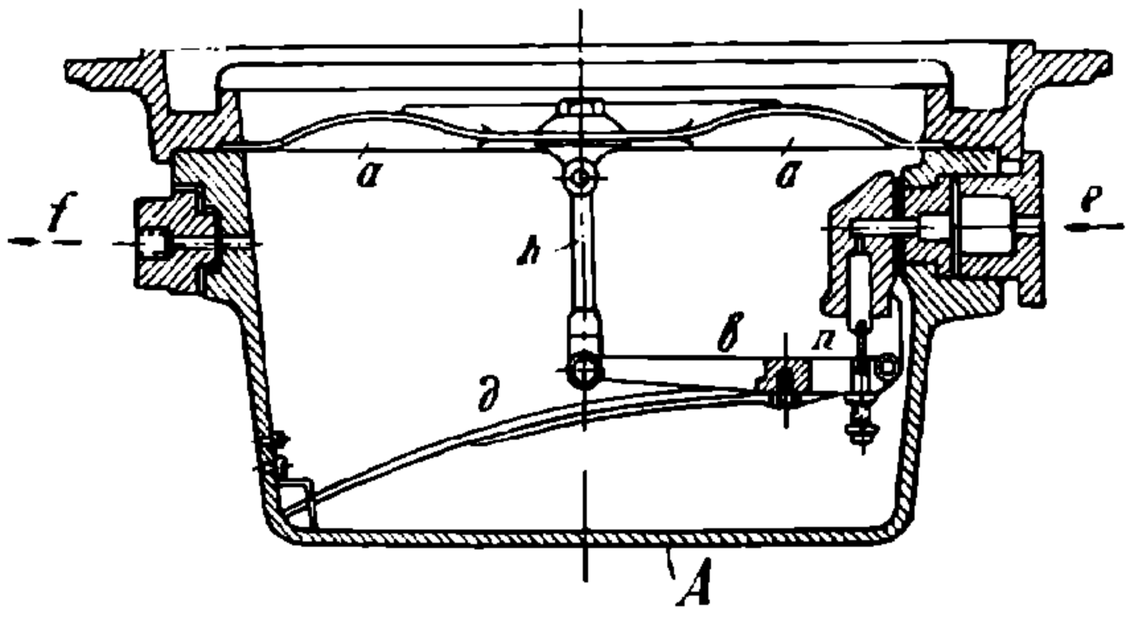
НТБ ДНУЖТ

зависит от стоимости его. В России и Америке наиболее подходящим материалом по стоимости является нефть. В Германии, где цена на нефть сравнительно высока, пользуются для получения газа маслом от перегонки смолы из бурых углей. В Англии, Австралии, Италии и Франции газ получается из масел, добываемых из сланцев.



Фиг. 338.

Газ, служащий для освещения вагона, хранится в одном или нескольких, соединенных между собою, цилиндрических резервуарах, называемых реципиентами, расположенных под вагоном и укрепленных к раме его (фиг. 338). От реципиентов к каждому боковому швеллеру рамы вагона идет отросток, оканчивающийся краном, через который производится наполнение реципиентов газом. Наполнительный кран снабжен предохранительной крышкой во избежание повреждения его. Реципиенты наполняются газом до давления в 6—7 *атм*, между тем давление в горелках при обыкновенном газовом освещении не должно превышать 1/200 *атм*, а при газокалильном освещении не должно превышать 1/65 *атм*; поэтому, для получения надлежащего давления, непосредственно за реципиентами ставится прибор, называемый регулятором давления, который понижает давление газа, поступающего из реципиентов в разводящую газопроводную сеть.



Фиг. 339.

Регулятор, как видно из чертежа (фиг. 339), состоит из чугунной коробки *A* с двумя отверстиями: *l*—для входа и *f*—для выхода газа. Вверху этой коробки, между крышкой и фланцем, проложена слабо натянутая непроницаемая для газа кожаная перепонка *a*, называемая диафрагмой. Посредине диафрагмы укреплена посредством шарнира тяга *h*, соединенная с рычагом *b*. Другим концом рычаг *b* соединяется

НТБ ДНУЖТ

со стойкой, укрепленной к телу коробки; к рычагу *b* прикрепляется посредством шарнира запорный клапан *n*. Вся система рычагов снизу соединена с пружиной *д*, которая по мере уменьшения давления тянет диафрагму книзу.

Действие регулятора давления следующее: газ, поступая через входное отверстие *е* в коробку, расширяется до требуемого давления и давит на диафрагму, которая, поднимаясь кверху, тянет за собой рычаги, при чем клапан *n* закрывает входное отверстие. По мере расходования газа прибором находящаяся в нем пружина *д* тянет весь механизм, а следовательно, и диафрагму вниз, так что выпускной клапан *n* открывается и сжатый газ начинает поступать из реципиентов через клапан *n* в регулятор. Таким образом давление в регуляторе поддерживается постоянным во время горения газа. Газ из регулятора поступает в разводящую трубу (фиг. 338) диаметром в 10 *мм*, которая идет сперва под вагоном, затем по одной из внутренних поперечных стенок вагона и, наконец, по крыше. Здесь от нее отходит ряд ответвлений, подводящих газ к фонарям.

На вертикальной газовой трубке, идущей по поперечной стенке вагона, устанавливается главный кран, помощью которого производится впуск и прекращение притока газа сразу для всех фонарей вагона. Кран этот открывается и закрывается при помощи специального так называемого газового ключа. Для пуска же газа в каждый фонарь в отдельности сбоку фонаря имеется отдельный кран, который открывается и закрывается тем же ключом, что и главный кран.

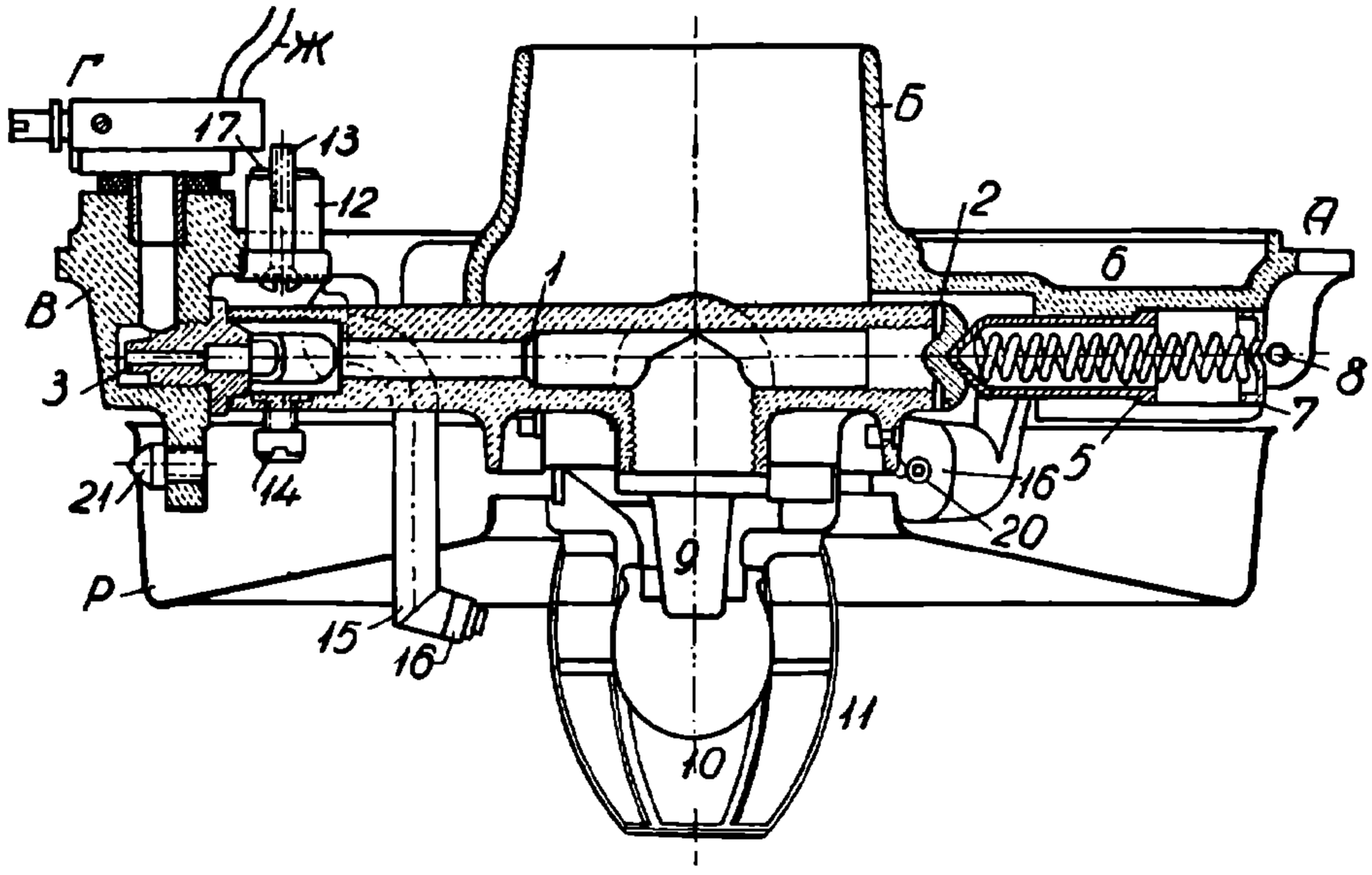
Фонари размещаются таким образом, что их вытяжные трубы, служащие для отвода продуктов горения, пропускаются через крышу вагона. Потолочные фонари в большинстве случаев соединяются с вентиляторами. В таком случае вытяжной кожух вентилятора охватывает концентрически вытяжную трубу фонаря.

Фонари ставятся потолочные, стенные односторонние и двусторонние.

Устройство потолочного фонаря заключается в следующем. Остов фонаря (фиг. 340) составляет чугунное кольцо *А*, в центре которого помещается втулка *Б*, скрепляющаяся с кольцом тремя радиальными ребрами и служащая для укрепления вытяжной трубы фонаря. Кольцо имеет прилив *В*, к которому прикрепляется шурупами коробка *Г* с двумя отростками — *Д* и *Е*, снабженными кранами. Эта коробка с отростками называется козлом (фиг. 341). Один из отростков *Е* оканчивается патрубком, в который входит газопроводная труба *Ж* (фиг. 340), а к другому (коленчатому) отростку *Д* (фиг. 341) прикреплена изогнутая трубочка *15* (трубка зажигателя), на конце которой навинчена зажигательная горелка *16* (фиг. 340). Прилив *В*, к которому прикреплен козел, имеет внизу отверстие, в которое ввинчено гнездо *З*, а в него сопло в направлении, перпендикулярном коробке козла. На

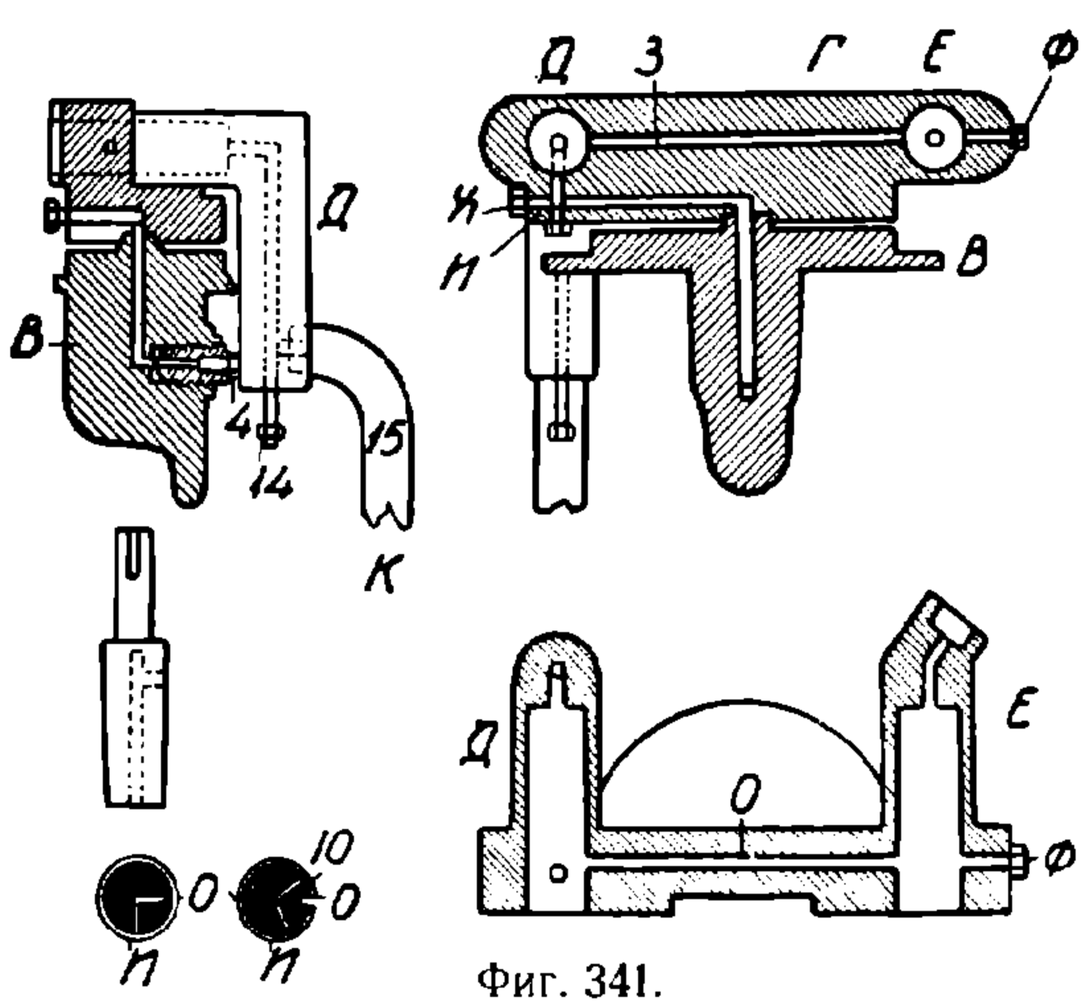
НТБ ДНУЖТ

это сопло надевается одним концом смесительная труба *1*, которая другим концом упирается в пружинный упор *5*. Вблизи сопла в сме-



Фиг. 340.

сительной трубке имеются овальные отверстия для прохода воздуха в трубку. Таким образом смесительная трубка свободно вкладывается в фонарь. На смесительной трубке, называемой так потому, что в ней газ смешивается с воздухом находится нарезной патрубок, в который ввинчивается мундштук *9*. Вокруг нарезного патрубка имеется кольцевая закромка с тремя штифтами, куда с помощью штыкового затвора вставляется предохранительная корзиночка *11* с находящейся в ней калильной сеткой *10*. Корзиночка служит для предохранения сетки, которая при дотрагивании может легко разрушиться.



Фиг. 341.

Оба отростка козла (фиг. 341) соединяются каналом *О* Ниже этого канала имеется другой канал, и этот последний канал начинается отверстием в коленчатом отростке, доходит до половины коробки и опускается вниз, сообщаясь с каналом, имеющимся в выступе *В* и с соплом гнезда *З*.

НТБ ДНУЖТ

Входное отверстие канала, находящееся в отростке *Е*, соединенном с газопроводной трубкой, закрывается краном, который имеет внутри канал, сообщающийся в открытом положении с каналом *О*. Этот кран, помощью которого открывается или прекращается доступ газа в фонарь, поворачивается в нужное положение газовым ключом, надеваемым на хвостовик крана.

В коленчатом отростке *Д* вставлен двухходовый кран, который может сообщать между собой оба канала, находящиеся в коробке козла, при положении, указанном на фиг. 341, либо—закрывая отверстие нижнего клапана, ведущего к смесительной трубке—оставлять только сообщение из верхнего канала *О* в зажигатель *К*, при посредстве ручейка, сделанного на поверхности крана. По этому ручейку газ проникает из канала *О* в канал *10*, идущий от поверхности крана к его оси, и затем в канал крана, расположенный на его оси, откуда переходит в канал, ведущий в зажигатель. Указанный двухходовый кран соединен рычагом с каркасом фонарного абажура. При открытом абажуре двухходовый кран сообщает верхний и нижний каналы между собой и верхний канал с коленчатым патрубком, и, следовательно, газ поступает и в смесительную трубку и в зажигательную.

При закрытом абажуре кран отростка *Д* закрывает входное отверстие нижнего канала *И*, ведущего к смесительной трубке, и газ из трубопровода по верхнему каналу *О* коробки козла и по коленчатому патрубку *Д* проходит только к зажигательной трубке *15*. Таким образом при закрытом абажуре горит только зажигательная горелочка *16*, а при открытом абажуре—обе горелки. На коленчатом отростке *Д* находится винт *14* для регулирования зажигательного пламени (регулирующий винт зажигателя). В случае засорения газопроводных каналов *О* и *И* таковые могут прочищаться через отверстия, закрываемые винтиками *Ф* и *Х*.

Под смесительной трубкой помещается эмалированный рефлектор *р* (фиг. 340) с прорезом посредине для горелки. Рефлектор укреплен к выступам кольца *А* двумя нажимными винтами с пружинами и одним глухим винтом. Он легко снимается книзу.

Снизу фонарь закрывается стеклянным колпаком, прикрепленным к остову фонаря шарниром. В закрытом положении верхняя кромка колпака захватывается пружинной защелкой. Для открытия колпака защелка отводится соединенной с ней скобой при помощи газового ключа, надеваемого на выступающий хвостовик этой скобы.

Устройство стенного и простеночного фонарей в основных частях механизма одинаково с устройством потолочного фонаря.

Расчет газового освещения

Газокалильные фонари устраиваются силой света в 40 и 20 нормальных свечей. Расход газа фонарем в 40 свечей при полном горении составляет от 16 до 21 *л* в час в зависимости от состояния фонарей

НТБ ДНУЖТ

и трубопровода. Номинальный расход газа определяется размером сопла, ввинченного в газопровод перед смесительной трубкой.

Для подсчета средний расход газа при полном горении в 40-свечных фонарях можно принять в 18 *л* в час, а в фонарях 20-свечных—в 10 *л*.

В ночное время, когда закрываются абажуры фонарей и действуют уменьшители пламени, расход газа в тех и других фонарях уменьшается до 6 *л* в час.

Если обозначить через:

N — число фонарей в 40 свечей,

N_1 — число фонарей в 20 свечей,

n — число 40-свечных фонарей, в которых на ночь уменьшается пламя,

n_1 — число 20-свечных фонарей, в которых на ночь уменьшается пламя,

T — общую продолжительность освещения,

t — время, в течение которого действуют уменьшители,

то расход газа в фонарях в течение времени T выразится формулой:

$$W = [18(N-n) + 10(N_1 - n_1)] \quad T + (18n + 10n')$$

$$(T-t) + 6x(n+n_1)t = (18N + 10N_1)\,T - (12\,n + 4n_1)\,t.$$

Возьмем для примера 10-вагонный состав, в котором $N = 20$, $N_1 = 113$; $n = 20$, $n_1 = 49$. Продолжительность освещения этого поездного состава в течение года примем равным $T = 2\,700$ часам, а время, в течение которого действуют уменьшители пламени, т. е. продолжительность ночного освещения поездного состава, равняется половине общей продолжительности освещения во все темное время пребывания поезда в пути $t = 1\,350$.

В этом случае $W = 3\,569\,400$ *л* в год.

Размеры газовых реципиентов определяются в зависимости от того, на какое число часов освещения желательно иметь запас газа в вагоне.

Если обозначим через:

w — средний расход газа для освещения вагона в 1 час,

t — время в часах, на которые необходимо иметь запас газа,

L — длину реципиента в миллиметрах,

D — внутренний диаметр реципиента в миллиметрах,

и если примем, что запас газа помещается в двух реципиентах при первоначальном давлении в 7 *атм*, то размеры каждого реципиента определятся из формулы:

$$7 \cdot 2 \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot L = 1\,000\,000\ wt.$$

Например на Октябрьской дороге вагоны имеют по два реципиента, с общей емкостью в 2760 *л* газа при атмосферном давлении, длиною каждый в 6500 *мм* и диаметром—в 520 *мм*. Запас газа в обоих реципиентах при давлении в 7 *атм* составляет 19320 *л*.

НТБ ДНУЖТ

Вес каждого реципиента составляет 400—460 *кг*. Вес всех фонарей в вагоне—от 125 до 185 *кг*, считая вес потолочного фонаря в 12,5 *кг* и стенного—в 8 *кг*. Вес регуляторов, трубопроводов и арматуры в каждом вагоне составляет около 50 *кг*.

Вес оборудования вагона газокалильным освещением составляет от 1 до 1,2 *т*.

4. Ацетиленовое освещение

Осветительные способности ацетилена, дающего при горении без калильных сеток больше света, нежели светильный газ в горелках Ауэра, побудили использовать его для освещения вагонов. Ацетиленовый газ, добытый на заводе[1], после тщательной очистки и сушки, накачивается в железные патроны, которые заполнены сплошь пористым веществом и залиты на половину ацетоном, растворяющим ацетилен и легко его выделяющим.

Патроны—по одному или по два—помещают в ящик, подвешенный под вагоном. Патрон вместимостью в 4 000 *л* весит всего около 80 *кг*, вследствие чего легко может быть сменен на станции во время стоянки поезда.

Рядом с патроном помещается регулятор, через который ацетилен проходит, поступая в трубопровод, а сбоку ящика находится манометр, показывающий давление в патроне. Регулятор служит для уменьшения до определенной степени давления ацетилена, поступающего в горелки, и имеет такое же устройство, как и при газокалильном освещении.

В ацетиленовых фонарях расходуется 0,7 *л* ацетилена в час на 1 нормальную свечу.

Ацетиленовое освещение дает хороший световой эффект и не требует сложного ухода, при чем и стоимость оборудования его не высока. В настоящее время ацетиленовое освещение вышло из употребления.

5. Электрическое освещение

В настоящее время существуют три основных способа получения электрической энергии для освещения вагонов: 1) от аккумуляторов, 2) от динамо, работающей с отдельным двигателем, и 3) от динамо, работающей от оси вагона.

Освещение от аккумуляторов устраивается либо с одной батареей на весь поезд, либо с двумя батареями (одна—в переднем вагоне, другая—в заднем), либо самостоятельными батареями в каждом вагоне.

Система с одной батареей аккумуляторов имеет, во-первых, тот недостаток, что, в случае сгорания главного предохранителя или обрыва междувагонного соединения, происходит потухание освещения во всем

---

[1] Ацетилен получается при соединении углеродистого кальция (карбид-кальция) с водою.

НТБ ДНУЖТ

составе или в части поезда; во-вторых—аккумуляторные батареи должны быть большой емкости, а следовательно, получаются очень тяжелыми. В случае применения двух батарей—в голове и в хвосте поезда—эти недостатки устраняются.

Система с отдельными батареями аккумуляторов в каждом вагоне представляет выгоды по сравнению с предыдущими аккумуляторными системами в виду независимости одного вагона от другого, что дает возможность производить отцепку вагонов, не нарушая правильности освещения.

Освещение от динамомашины, работающей от отдельного двигателя, устраивается следующим образом: в особом вагоне или в вагоне центрального парового отопления устанавливается динамомашина, соединенная ременной передачей или непосредственно муфтой с паровой машиной или тепловым двигателем. Если динамо работает от паровой машины, то в помещении электрической станции ставится паровой котел и резервуар для воды, а если динамо приводится в действие от теплового двигателя, то при двигателе должны находиться резервуар для нефти или керосина и баки с водой, служащей для охлаждения цилиндров двигателя. Кроме того в этом же помещении обычно устраивается и распределительная доска. Развиваемый динамомашиной ток передается из одного вагона в другой по проводам, подвешенным под кузовами вагонов или проложенным по крышам. Провода отдельных вагонов соединяются друг с другом помощью сцепных муфт.

Недостаток системы освещения от центральной станции заключается в том, что, в случае обрыва сцепной междувагонной муфты, потухает свет во всех вагонах, находящихся сзади; в случае перегорания главного предохранителя, порчи динамо или двигателя прекращается освещение всего поезда. Для обеспечения исправного освещения вагонов в поезде ставится резервная батарея аккумуляторов, которая в состоянии питать освещение в течение нескольких часов. Иногда резервные аккумуляторы ставятся в каждом вагоне, но это обходится дорого.

Освещение от динамомашины, работающей от оси вагона, устраивается таким образом: электрический ток, вырабатываемый динамомашиной, подвешенной под кузовом вагона и соединенной посредством шкива и ремня с осью вагона, служит для освещения вагона во время движения поезда; для освещения же вагона на стоянках служат аккумуляторы, устраиваемые под вагоном в особых ящиках. Во время движения поезда часть тока, вырабатываемого динамомашиной, служит для освещения, а часть—для зарядки аккумуляторов и пополнения таким образом израсходованной ими энергии.

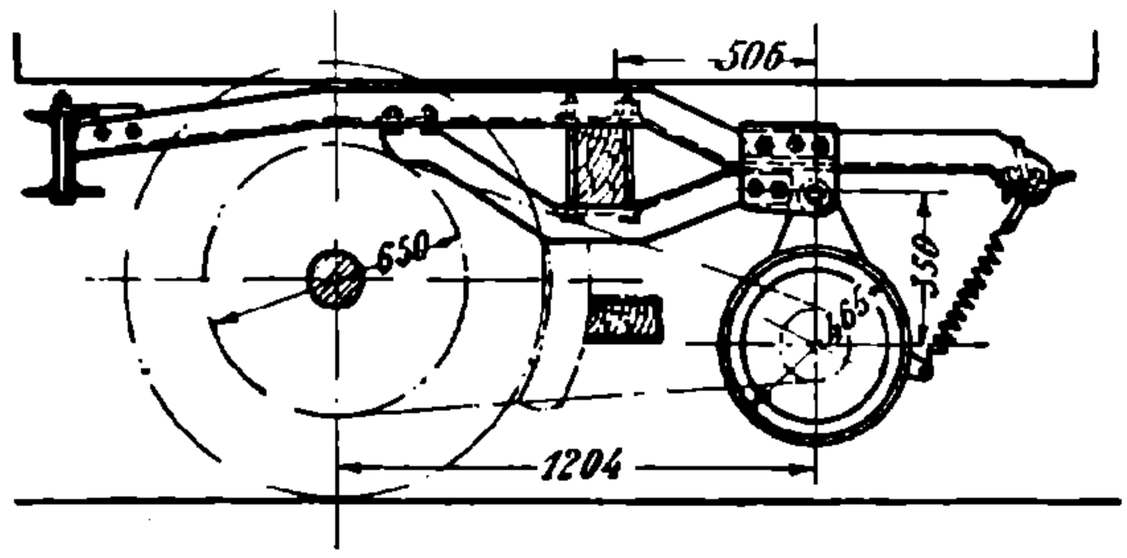
Динамомашина обычно соединяется с осью вагона посредством ременного привода. Динамомашина помещается под вагоном, будучи

НТБ ДНУЖТ

подвешена к вагонной раме (фиг. 342). Натяжение ремня производится помощью пружины, регулируемой болтом.

Одно из основных требований, которым должно удовлетворить электрическое освещение вагонов, составляет независимость направления тока от направления движения поезда. Полярность динамомашины при включении в сеть должна совпадать с полярностью аккумуляторной батареи. Для получения тока одного и того же направления, независимо от направления движения поезда, динамомашина снабжается особым автоматическим приспособлением для переключения ее полюсов. Однако существуют конструкции машин (напр. Розенберга), в которых без особых приспособлений сохраняется постоянство тока при вращении машины в обоих направлениях.

Второе требование в отношении электрического освещения вагонов—независимость напряжения от скорости движения. Так как электродвижущая сила в динамомашине растет с увеличением числа оборотов, то, для сохранения напряжения тока в определенных пределах, вводят в цепь возбуждения динамомашины сопротивление, помощью которого регулируется вольтаж машины (система Броун-Бовери) при возрастании числа оборотов ее. В некоторых конструкциях динамомашин (системы Лейнер-Лукас, Герца, Розенберга) сохранение постоянства напряжения независимо от числа оборотов достигается особым устройством обмотки электромагнитных катушек. В первых из осевых систем освещения (система Стона) для ограничения повышения вольтажа при возрастании скорости хода поезда подвешивание динамомашины производилось так, что при увеличении скорости движения сверх нормы возникало скольжение ремня по шкиву, вследствие чего скорость вращения якоря, а следовательно, и напряжение динамомашины не могли превзойти допускаемого предела. Однако этот способ вызывал быстрый износ ремня.



Фиг. 342.

Третье требование, предъявляемое к электрическому освещению вагонов,—постоянство вольтажа в осветительной сети в соответствии с вольтажем ламп. Оно удовлетворяется различными способами, из которых наиболее распространенным является применение двух аккумуляторных батарей. Одна батарея во время движения поезда находится в периоде разряда и питает сеть освещения, а другая в это время заряжается. Во время стоянки обе батареи соединяются параллельно и работают на освещение. Кроме этого существуют приборы, автоматически регулирующие напряжение тока в осветительной сети.

НТБ ДНУЖТ

Конструкции их разнообразны. Они устанавливаются либо в вагоне станции, и тогда поездная магистраль получает ток вольтажа, соответствующего вольтажу ламп, либо в каждом освещаемом вагоне, и тогда ток поездной магистрали имеет вольтаж машины.

Включение в осветительную сеть динамомашины и аккумуляторных батарей производится автоматически соответствующим прибором. Динамомашина включается в сеть, когда скорость поезда достигнет 17—24 *км* в час, а выключается из сети, когда скорость поезда перед остановкой понижается, примерно, до 15 *км* в час.

Аккумуляторные батареи включаются попеременно то на зарядку, присоединяясь к динамомашине, то на освещение, давая ток в осветительную сеть. Заряд аккумуляторных батарей регулируется особым прибором.

В осевой системе электрического освещения, принятой, как нормальная, на дорогах СССР, поездной состав получает ток для освещения от одного или двух вагонов, называемых вагонами-станциями. Эти вагоны оборудуются динамомашиной на 70 ампер и одной или двумя батареями аккумуляторов. Прочие вагоны поезда, получающие ток от вагона-станции, снабжаются только электрической проводкой и называются холостыми вагонами. Отдельные вагоны, представляющие переменную часть поездного состава (служебные, вагоны специального назначения, вагоны прямого сообщения), снабжаются самостоятельными источниками тока в виде динамомашины на 15 ампер и одной или двумя батареями аккумуляторов. Такие вагоны называются автономными.

Род вагона	Мощность источников освещения				
	Нормальная сила тока динамомашины	Возможный расход тока	Нормальная емкость аккумуляторной батареи	Продолжительность разряда	Предельное число освещаемых вагонов
Вагон-станция	70—75 амп.	55—60 амп.	334 – 200 ампер.-часов	7,5 часов	10
Автономный вагон	15	10	100 ампер.-часов	7,5 часов	1

Динамомашина должна развивать нормальную мощность при скорости поезда не выше 37 *км* в час.

Для всех систем электрического освещения поездов СССР напряжение у зажимов ламп установлено в 50 вольт. Лампы ставятся в 15 и 25 свечей.

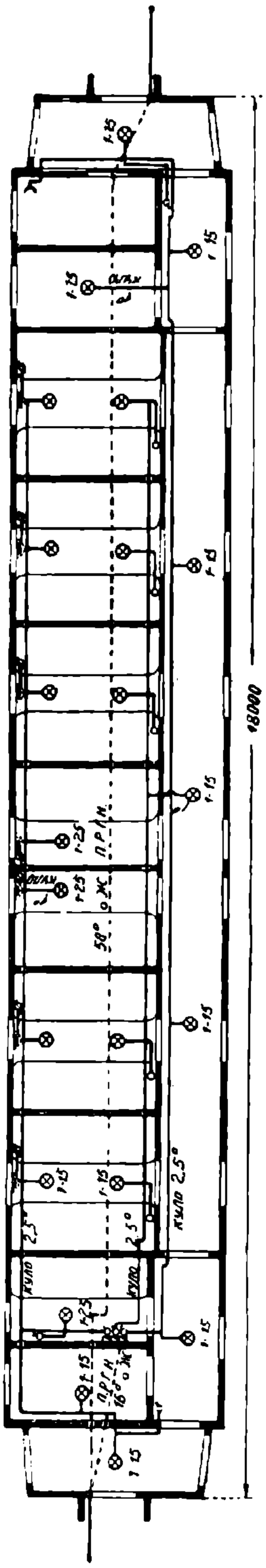
Общая схема проводов в вагонах с электрическим освещением, составляющих поезд, осуществлена следующим образом.

В вагоне-станции и в вагоне автономном положительный и отрицательный провода динамомашины и батареи вводят внутрь вагона к распределительной доске. От нее берут два провода (плюс и минус)

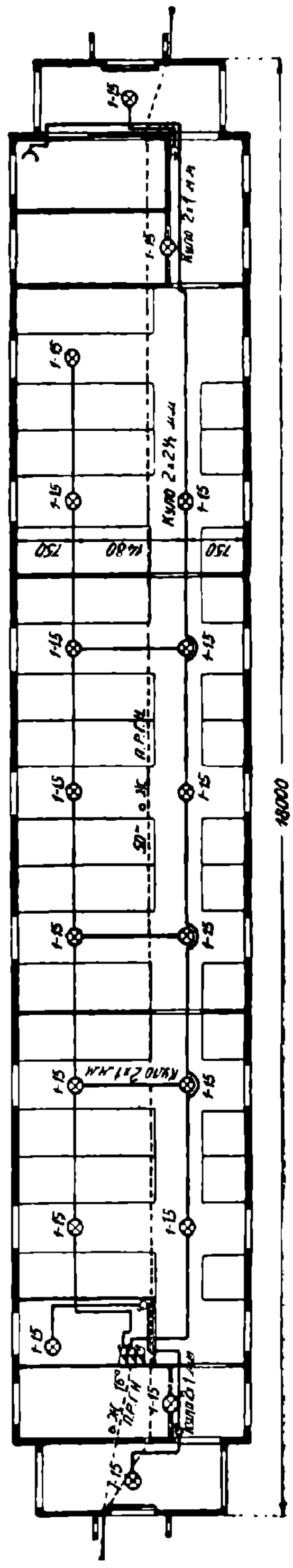
НТБ ДНУЖТ

для освещения самого вагона. Затем в вагонах - станциях от положительного провода освещения на распределительной доске отходит медный изолированный провод и опускается под вагон в стальной трубе (кондуитной). Под вагоном этот провод присоединяется к центральной однополюсной магистрали, которая проложена также в кондуитной трубе. Отрицательный провод от распределительной доски присоединяется к кондуитным трубам при помощи небольшого кабеля, впаянного в муфту, которая наворачивается на трубу. Кондуитные трубы заземляются путем соединения с рамой вагона.

Концы подвагонной центральной магистрали входят с обеих сторон вагона в соединительные коробки Пинча, к которым присоединяются междувагонные рукава Пинча. Головка рукавов Пинча имеет особое устройство, благодаря ко-



Фиг. 343.



Фиг. 344.

НТБ ДНУЖТ

торому ток попадает на наружный соединительный контакт только тогда, когда рукав соединен с другим рукавом.

В каждый холостой вагон ток попадает от подвагонной магистрали посредством ответвления, сделанного в распределительной коробке под вагоном, и подходит к распределительной доске, а затем через предохранительные пробки идет к лампам. От ламп ток возвращается обратно через предохранительные пробки к доске. На этой доске помещается выключатель, посредством которого можно прервать проход тока и таким образом лишить освещения весь вагон.

Динамомашина Розенберга на 70 ампер с подвеской, распределительным шкафом и машинной проводкой весит 655 *кг*. Диномомашина на 40 ампер—524 *кг*. Свинцовая аккумуляторная батарея из 32 элементов, емкостью в 334 ампер-часов при 7,5-часовом заряде вместе с подвагонными ящиками при групповой системе весит около 2000 *кг*. Батарея емкостью в 1000 ампер—около 680 *кг*. Арматура с проводкой и магистралью для одного вагона весит 100—150 *кг*.

Установленная на наших дорогах типовая схема проводки электрического освещения в четырехосном вагоне с закрытыми отделениями показана на фиг. 343, а в вагоне с открытыми отделениями — на фиг. 344.

НТБ ДНУЖТ

ГЛАВА XV

ВЕНТИЛЯЦИЯ ВАГОНОВ

1. Условия хорошей вентиляции

Недостаточность кубического содержания воздуха в вагоне, приходящегося на одного человека, с точки зрения гигиены вызывает необходимость интенсивного обновления его посредством вентиляции.

Необходимость вентилирования вагонов вызывается еще и тем, что воздух в вагоне портится от пыли и сажи, попадаемых в вагон извне, от грязи, вносимой пассажирами на обуви и на вещах, от испарений человеческого тела и пр.

Основные условия хорошей вентиляции следующие:

1) непрерывный подвод свежего воздуха в таком количестве, чтобы он, смешиваясь с воздухом, находящимся в вагоне, содержал в единице объема не свыше допускаемой нормы углекислоты, т. е. не более 0,0006;

2) вводимый в вагон путем вентиляции воздух не должен содержать пыли и других примесей и должен иметь надлежащую влажность;

3) скорость поступления в вагон воздуха должна быть такова, чтобы не создавалось неприятного ощущения сквозного ветра. В зависимости от температуры она может колебаться в пределах от 0,4 до 0,6 *м* в секунду;

4) в зимнее время вводимый путем вентиляции воздух должен предварительно подогреваться, а в жаркое время охлаждаться.

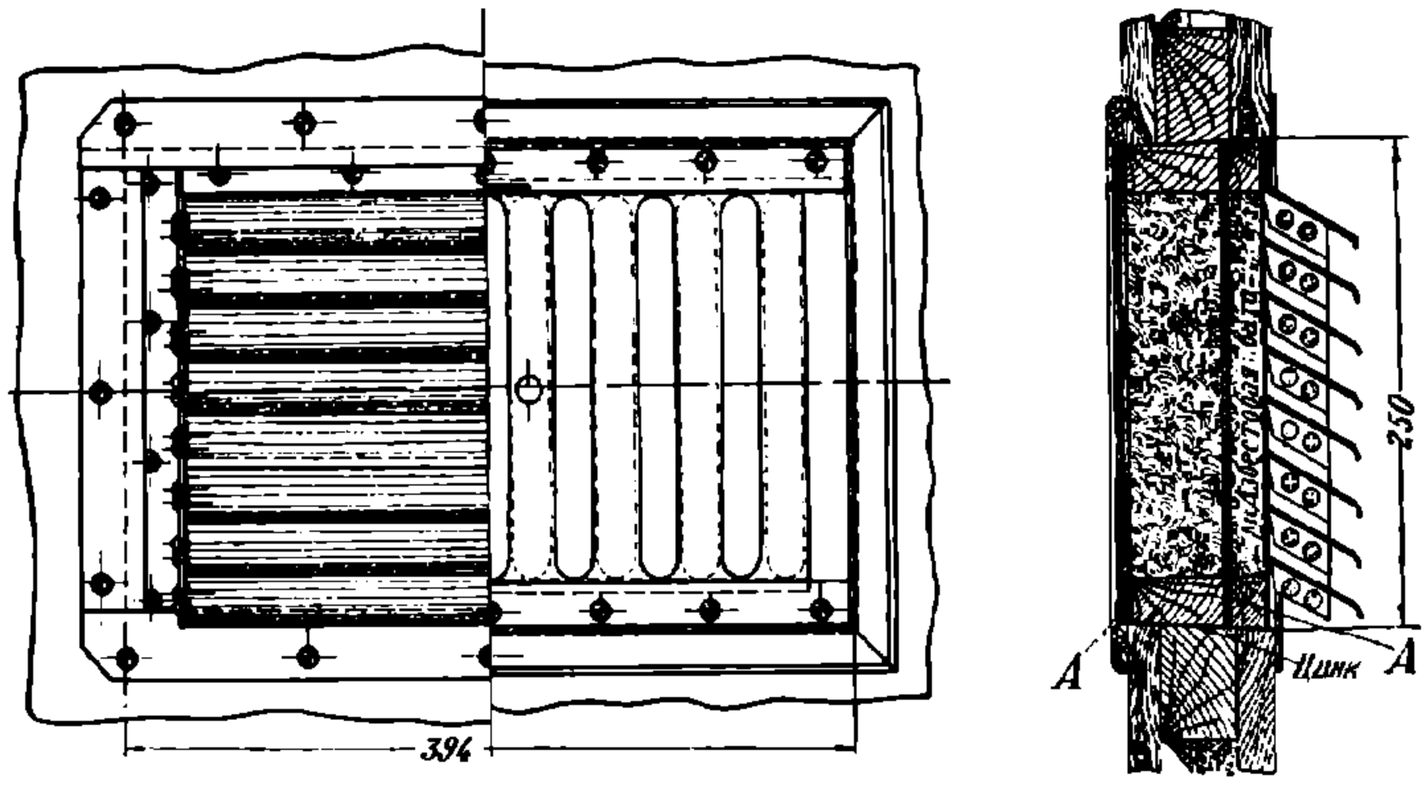
2. Естественная вентиляция

Самым распространенным способом вентиляции вагонов русских дорог в прошлом столетии были форточки или задвижки, которые устраивались над окнами или в промежутках между окнами в виде щелей, перекрытых снаружи вагона кожухом, чтобы дождевая вода не могла затекать внутрь. Изнутри щели форточек закрывались либо задвижкой либо крышкой на шарнире. Задвижки и крышки обычно коробились и не плотно прикрывали отверстия, через которые холодный воздух дул на пассажиров. Такие форточки сохранились у нас на некоторых старых вагонах бывш. IV класса (фиг. 345); устройство форточки видно на чертеже. Для того чтобы пыль не проникала внутрь

НТБ ДНУЖТ

вагона, пространство между металлическими сетками *A* заполнено асбестовой ватой. Вату эту необходимо периодически менять.

В вагонах со световыми фонарями на крыше форточки устраивались в боковых стенках фонарей, но на практике оказалось, что отверстия, сделанные в фонаре, трудно содержать в исправности и достигать плотного их запирания, вследствие чего такие приборы обыкновенно текли через щели во время дождя.



Фиг. 345.

В виду указанных недостатков вентиляция вагонов помощью форточек оказалась на практике неудовлетворительной, и с развитием вагоностроения начали применять вентиляцию помощью вытяжных приборов. В настоящее время устройство вентиляции помощью вытяжных приборов составляет обязательное требование в отношении пассажирских вагонов.

3. Вентиляция вытяжными приборами

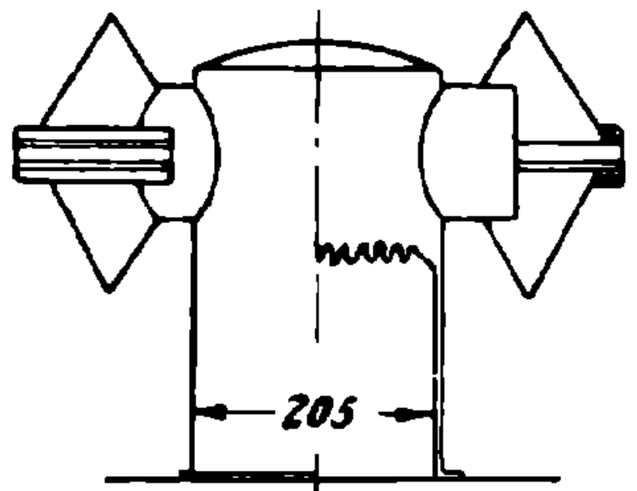
Вытяжные вентиляторы устанавливаются на крыше вагона и сообщаются прямой трубой с внутренностью вагона, для чего в крыше вагона проделывается отверстие, через которое проходит вентиляционная труба, закрывающаяся на потолке крышкой или задвижкой. Работа этих приборов основана на принципе понижения давления в вентиляционной трубе вследствие обтекания воздухом соответственно расположенных поверхностей во время движения вагона или под влиянием ветра, благодаря чему воздух из вагона поступает в вентиляционную трубу, а затем выходит наружу. Взамен вытянутого воздуха свежий воздух поступает в вагон через щели в окнах и дверях. Конструкций вытяжных приборов для вытяжки воздуха имеется много; все они построены на указанном принципе и отличаются один от другого внешней формой, устройством поверхностей, вызывающих разрежение воздуха, и сочетанием этих поверхностей.

В вагонах со световым фонарем вытяжные вентиляторы помещали первоначально на продольной стенке фонаря, как указано схематически на фиг. 346. Кожух вентилятора состоял из двух конусов, сложенных

НТБ ДНУЖТ

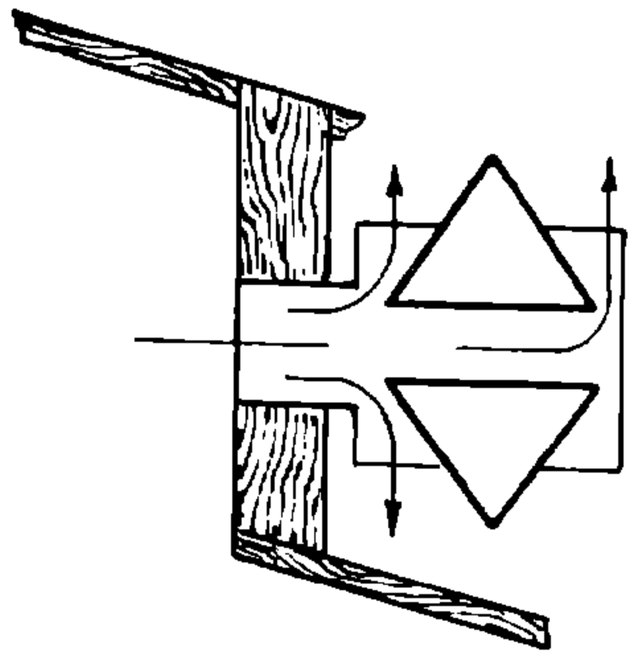
основаниями, и кольца; кольцо соединялось трубой, сообщавшей кожух с внутренностью вагона.

Сходное устройство имеет вентилятор Лейкока (фиг. 347). Он устанавливается на крыше и состоит из цилиндрической трубы, к которой укреплены 2 или 3 рожка, образованные подобно предыдущей конструкции из двух конусоидальных поверхностей с вытяжным отверстием.



Фиг. 347.

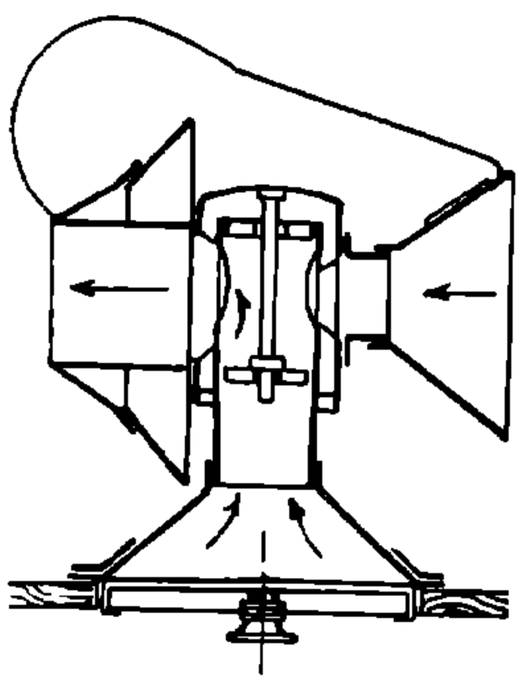
Применялись также вращающиеся вентиляторы Фехта (фиг. 348), которые устанавливаются сами по направлению равнодействующей силы ветра и движения поезда, и вентилятор Вольперта (ф.349).



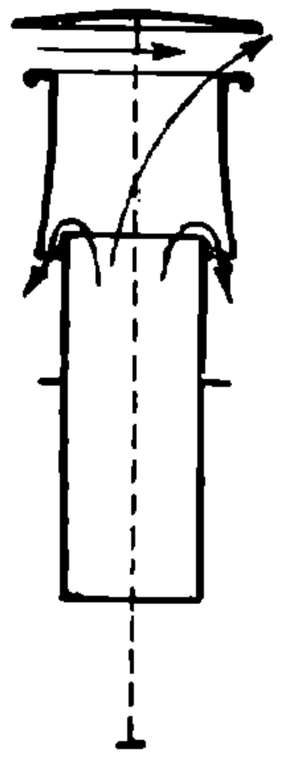
Фиг. 346.

На дорогах СССР наибольшее распространение получил вентилятор Коршунова; применяются также вентиляторы Крицкого, Шумилина и Лемке.

Вентилятор Крицкого (фиг. 350) состоит из цилиндрического кожуха *A*, надевающегося на патрубок *B*, помещенный на крыше и имеющий сообщение с внутренним пространством вагона. Для того чтобы кожух прочно сидел на патрубке, не прилегая к нему всей поверхностью, на внутренней стороне кожуха приклепаны планки *t*, *t*... прямоугольного сечения; перемещение кожуха на патрубке устраняется шурупами *u*.



Фиг. 348.



Фиг. 349.

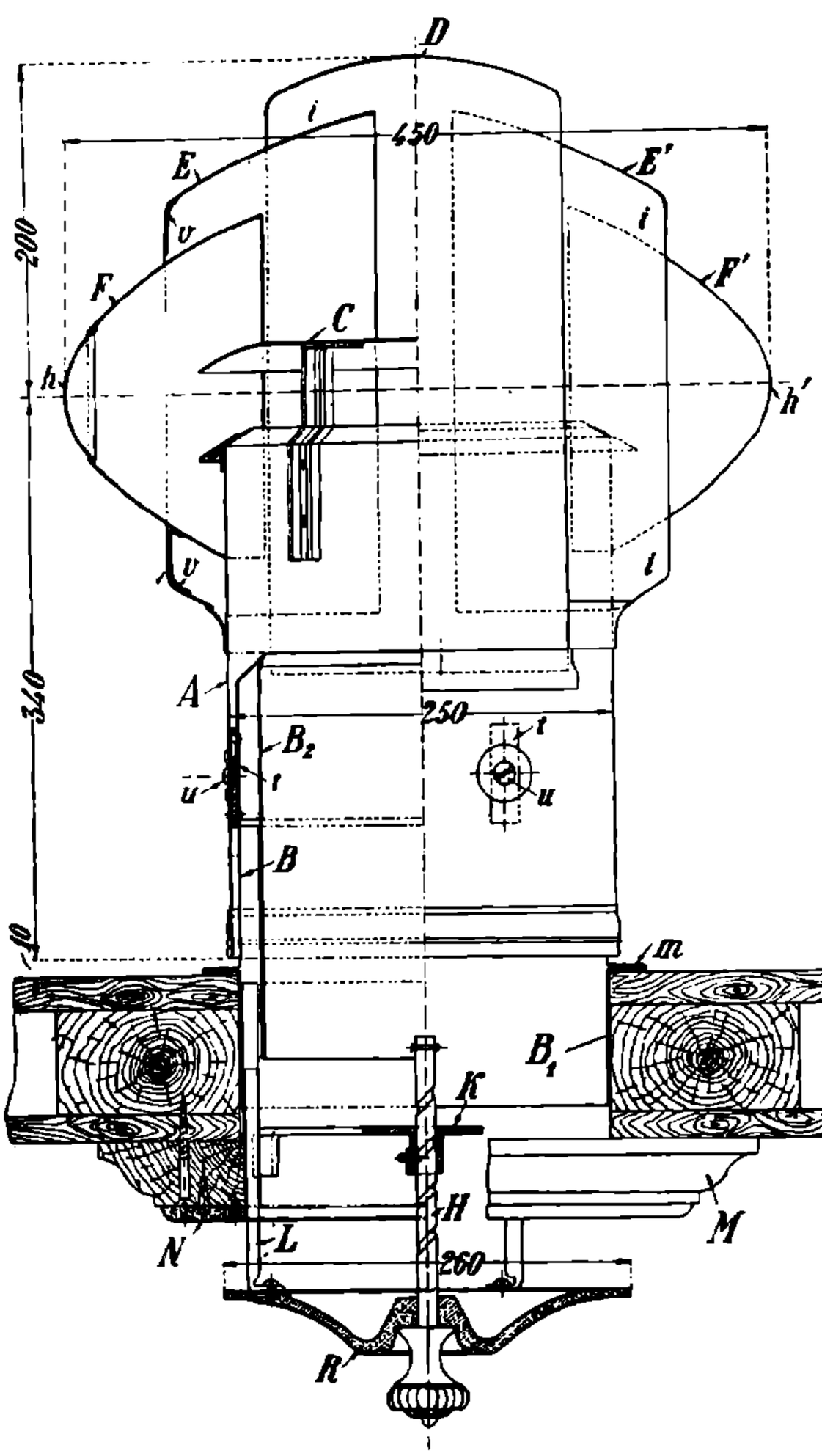
Цилиндрический кожух *A* сверху на некотором расстоянии, в зависимости от диаметра его отверстия, перекрывается щитком *C*, защищающим кожух *A* и патрубок *B* от попадания извне влаги.

Между кожухом *A* и патрубком *B* имеется кольцевое отверстие для стока на крышу вагона влаги, могущей собраться на противолежащих стенках кожуха и патрубка.

Верхняя часть кожуха *A* вместе со щитком *C* охватываются системой кольцевых поясов; наружные поверхности поясов подобраны

НТБ ДНУЖТ

так, чтобы поток воздуха обтекал их плавно, без ударов. Поверхности поясов представляют собой: наружная D—часть шаровой поверхности, две средние E, E' и две внутренние F, F'—части параболических поверхностей; между собою пояса скрепляются помощью клямер v. Пояса эти перекрывают друг друга и образуют кольцевые отверстия i, i..., ширина которых устанавливается на основании опыта; нижней частью пояса D, E и E' приклепаны к кожуху A.



Фиг. 350.

Кожух A вентилятора устанавливается на крыше вагона таким образом, чтобы ось его h, h', соединяющая вершины параболических поясов, приходилась поперек вагона. При движении вагона прибор встречает поток воздуха наружной поверхностью шарового пояса, при чем воздух, скользя у кольцевых отверстий по поверхностям поясов, производит разрежение, благодаря которому устанавливается поток воздуха наружу. Вентилятор действует при всяком направлении ветра и при движении вагона.

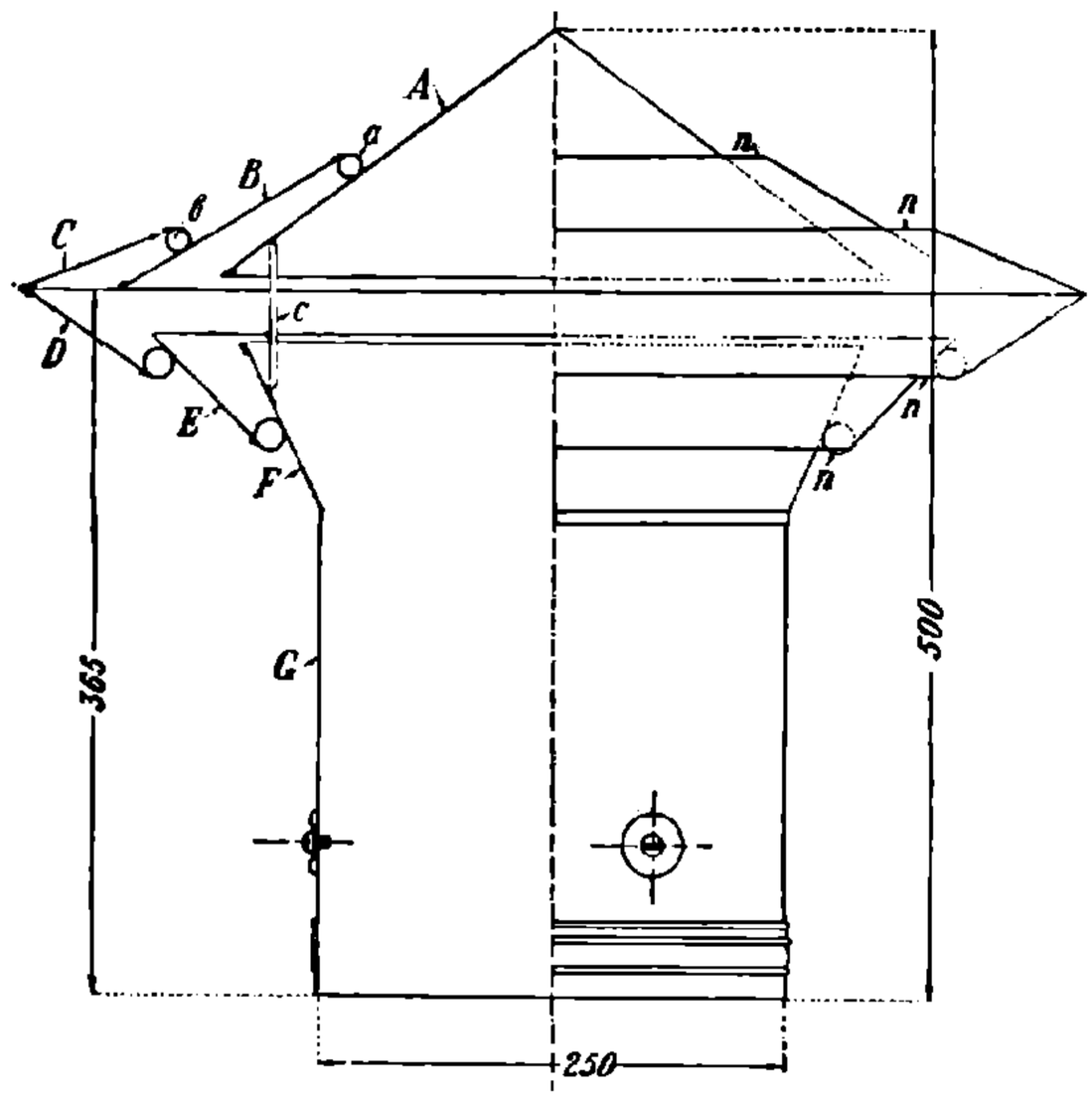
Отверстие в крыше вагона для вентилятора обивается асбестом и поверх его кровельным железом для предохранения деревянных частей от загорания при случайном залетании искр. В разделанное таким образом отверстие вставляется нижняя часть патрубка B_1, которая соединяется с патрубком B, как показано на фиг. 350, кольцевым горизонтальным замком m. Замок m укрепляется к разделке крыши вагона шурупами.

С внутренней стороны отверстия в крыше ставится деревянная кольцевая шайба M, к которой укрепляется металлическая кольцевая шайба N, перекрывающаяся металлической крышкой R. К деревянной шайбе M укрепляется на шурупах крестовина K, через которую про-

НТБ ДНУЖТ

ходит винт H крышки R. Для того чтобы крышка R не перекашивалась, к ней укреплены три стойки L, входящие в соответствующие отверстия в крестовине K. Вращая винт H, можно по желанию приближать и удалять крышку R от кольцевой шайбы N и регулировать количество воздуха, вытягиваемого вентилятором.

В зимнее время влага, содержащаяся в теплом воздухе, вытягиваемом из вагона, садится на внутренних стенках кожуха в виде снега и льда. Чтобы предохранить стенки патрубков B и B_1 и замок их m от ржавления при таянии намерзшего снега и льда, внутри патрубка B ставится второй цилиндр B_2, играющий роль предохранительного фартука, который в случае повреждения его, вследствие ржавления, может быть заменен новым.



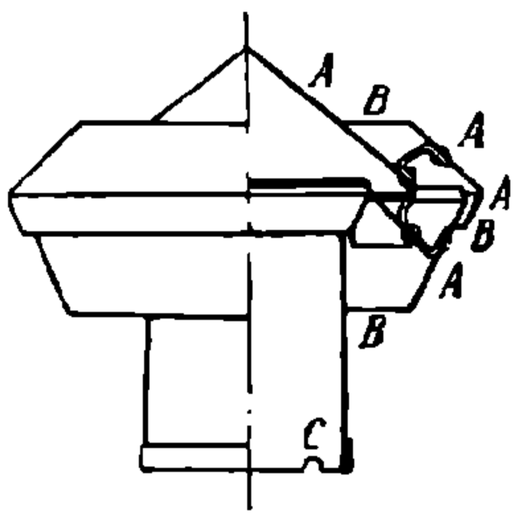
Фиг. 351.

Вентилятор Коршунова (фиг. 351) состоит из трех рядов конических поверхностей — верхних A, B, C и нижних — D, E, F; верхние и нижние поверхности перекрывают одна другую и образуют кольцевые, открытые по всей наружности, проходы n; конические поверхности вентилятора соединяются между собою несколькими клямерами; так коническая поверхность верхнего ряда A соединяется с поверхностью B помощью клямер a; эта в свою очередь—с поверхностью C клямерами b; аналогичным образом устроено между собою и соединение конических поверхностей нижнего ряда. Крайние конические поверхности — верхняя C и нижняя D — соединяются в одно целое по всей окружности оснований. Для большей устойчивости кожуха между поверхностями A и F ставятся распорки c. Нижний конус F соединяется с цилиндрическим кожухом G. От диаметра этой трубы зависят размеры всех остальных частей кожуха.

Действие прибора следующее: ветер, обтекая конусы кожуха, разделяется на два течения: верхнее и нижнее. Каждое из этих течений, проходя над расположенными в два уступа отверстиями кольцевых каналов, разрежает в них воздух; это разрежение устанавливается в трубе H, соединяющей кожух G с вентилируемым помещением, вследствие чего устанавливается ток воздуха из вагона наружу. С противоположной направлению ветра стороны конических поверхностей

НТБ ДНУЖТ

потоки воздуха соединяются позади их на некотором расстоянии, вследствие чего пространство на этом расстоянии с подветренной стороны будет также более или менее разреженным и поэтому будет усиливать вытяжку воздуха из вагона.

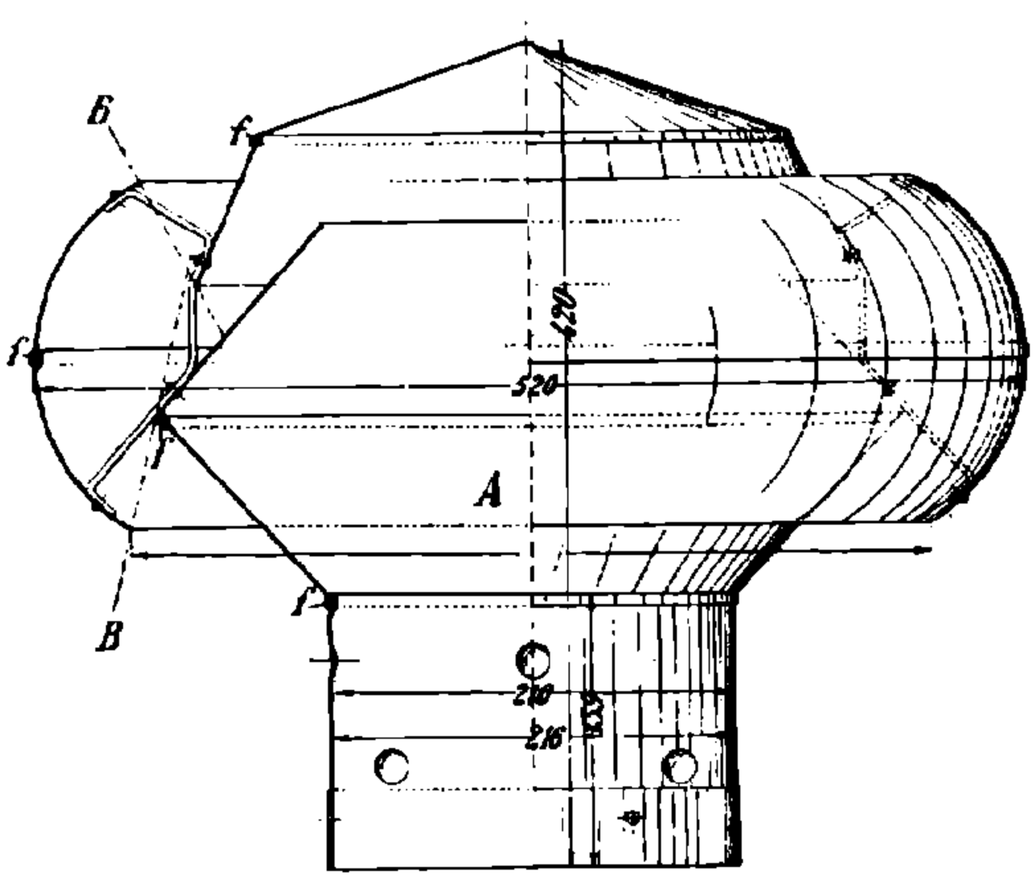


Фиг. 352.

В виду формы, приданной конусам кожуха, направление ветра не оказывает особого влияния на производительность вентилятора, и таковая всецело зависит от силы ветра и от скорости движения вагона. Устройство вытяжной трубы и крышки вентилятора Коршунова — такое же, как и у описанного выше вентилятора Крицкого.

Вентилятор Шумилина (фиг. 352) сходен с вентилятором Коршунова. Отличие его от последнего заключается, главным образом, в большей величине щелей *B*, образуемых наклонными плоскостями кожуха. Такие размеры щелей делаются в целях предупреждения забивания кожуха снегом. Воздух, обтекая наклонные плоскости кожуха *A*, производит разрежение в щелях *B*, вследствие чего воздух из вагона устремляется к этим щелям и увлекается наружу. Как и во всех прочих вентиляторах, интенсивность вентиляции регулируется обычными потолочными заслонками изнутри вагона.

Вентилятор Лемке (ф. 353) представляет видоизмененную конструкцию вентилятора Коршунова. Как видно из чертежа, обтекаемые воздухом поверхности расположены так, что вентилятор может работать при любом направлении ветра, исключая критическое направление по стрелкам *Б* и *В*, при котором в камере *A* разрежение не может получиться.



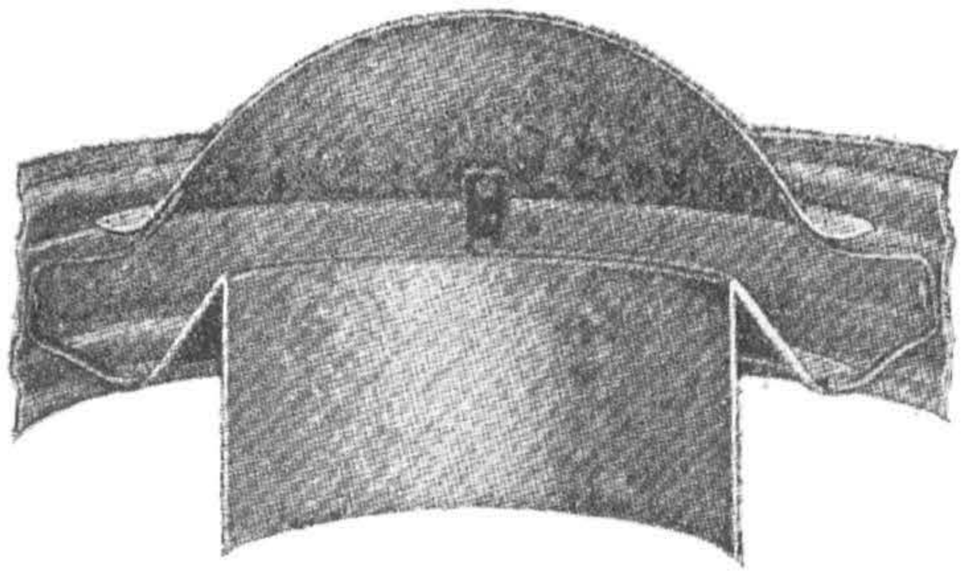
Фиг 353.

Конструкция этого вентилятора преследует цель надежного ограждения камеры *A* от возможности попадания в нее ветра, искр, пыли и дождя.

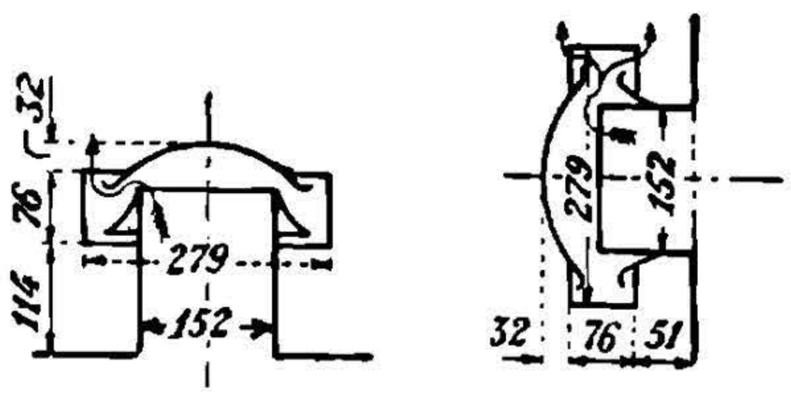
С целью большей долговечности кожуха вентиляторов обычно изготовляются из оцинкованного миллиметрового или тяжелого кровельного железа и спаиваются в соединениях. Кожух вентилятора Лемке запроектирован так, чтобы его можно изготовлять из кровельного 10- или 12-фунтового железа с соединением отдельных частей в замок без пайки; на чертеже швы показаны в местах *f*. Вентилятор Лемке применялся в прежнее время на Юго-Западных дорогах, но

НТБ ДНУЖТ

широкого распространения не получил. Этот вентилятор дешев в изготовлении, но не долговечен, так как кровельное железо сравнительно быстро ржавеет.



Фиг. 354.



Фиг. 355.

На американских дорогах широко применяется вытяжной вентилятор Глоба, устройство которого видно на фиг. 354 и 355.

4. Вентиляция вытяжными и нагнетательными приборами

Соединение вытяжки из вагона испорченного воздуха с одновременным нагнетанием свежего воздуха применяется только в специальных вагонах. Нагнетаемый воздух до поступления в вагон должен очищаться от пыли, для чего он пропускается через фильтр; зимою нагнетаемый воздух должен подогреваться, а летом охлаждаться. На египетских дорогах в вагонах устанавливаются в обоих концах электрические вентиляторы, которые нагнетают в вагон воздух, предварительно пропущенный через охладительные приборы.

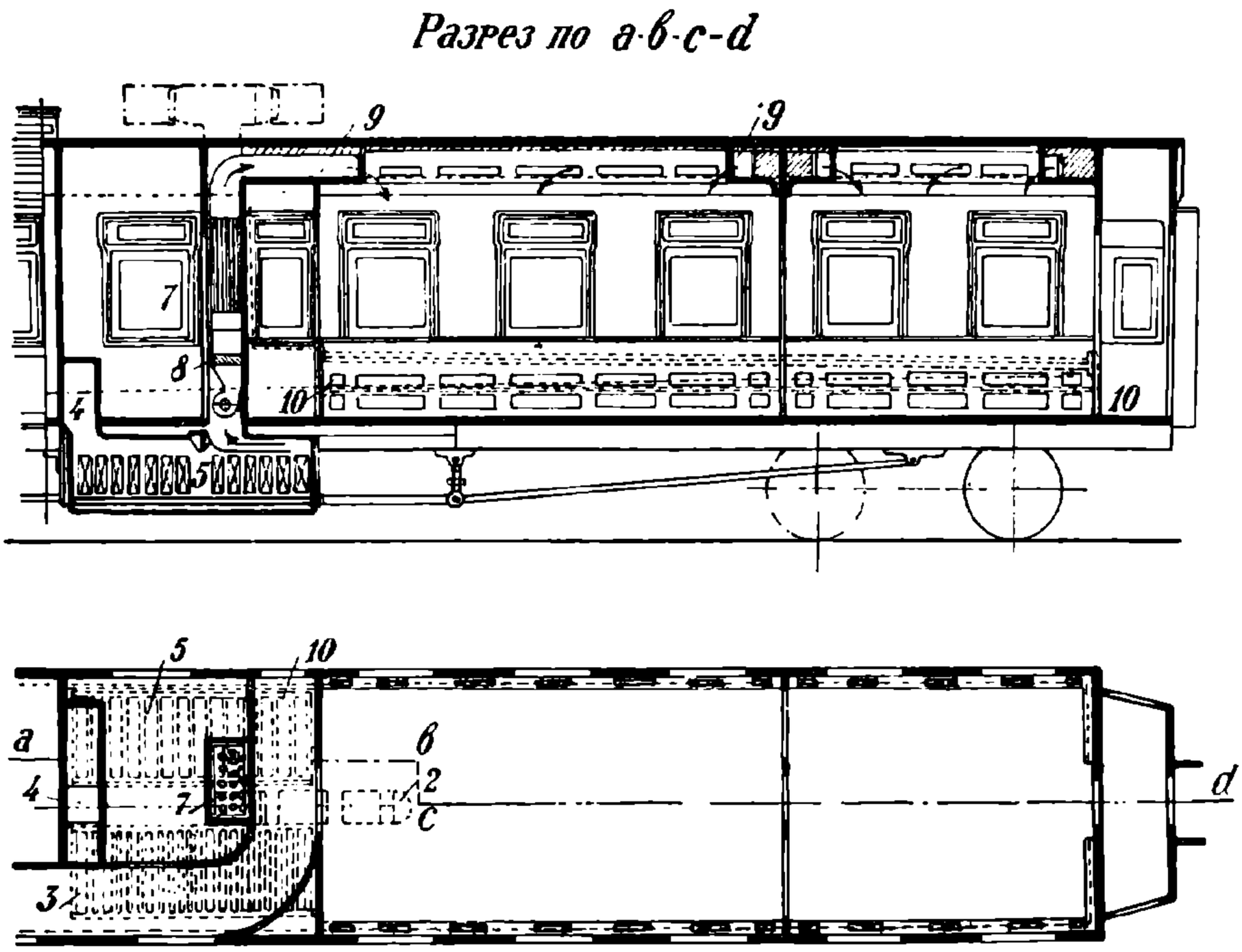
На Юго-Западных железных дорогах в 1915 г. был построен по проекту инженера С. Ф. Родовича вагон-ресторан, в котором вентиляция соединена с нагреванием и охлаждением воздуха.

Устройство состоит в следующем.

Наружный воздух поступает внутрь вагона через любой из двух приемников (фиг. 356), из которых один установлен на крыше *1*, а другой под кузовом вагона *2*; каждый приемник имеет два входных отверстия, расположенных так, чтобы захватывать воздух независимо от перемены направления движения вагона. Приемники имеют винтообразные внутренние поверхности, снабженные коническими сетками для отделения попадающих в приемник взвешенных в воздухе частиц. Попадая в приемник, воздух получает винтообразное движение, вследствие чего взвешенные частицы приближаются к наружной поверхности и через кольцевой зазор удаляются в атмосферу, в канал же попадает очищенный от крупной пыли воздух. Клапаны, приводимые в действие из вагона, дают возможность пользоваться любым приемником в зависимости от направления движения воздуха, состояния погоды, задувания дыма и т. п. Пройдя верхний (*1*) или нижний (*2*) приемник, воз-

НТБ ДНУЖТ

дух поступает через соответствующий канал в нижнюю часть фильтра *3*, восходящим движением проходит фильтрующую поверхность и поступает в канал *4*, проводящий воздух в верхнюю часть ледника *5*. Во время движения воздуха вниз, вдоль ящиков со льдом, воздух охлаждается и затем, поднимаясь вверх, поступает в электрический вентилятор *6*, засасывающая сила которого достаточна для того, чтобы заставить его двигаться через калорифер *7*, регулирующий клапан *8*, разводящие каналы *9* и чтобы произвести в помещении вагона повышенное давление. Последнее, в свою очередь, заставляет уйти излишек



Фиг. 356.

воздуха в соседние помещения через отверстия *10*, расположенные у пола, также через щели в оконных рамах и через двери соседних помещений во время входа или выхода пассажиров.

Регулировка количества вводимого воздуха возможна двойная: во-первых, при помощи реостата регулируется число оборотов вентилятора, а во-вторых — регулируется проход воздуха жалюзевым клапаном, помещенным за вентилятором. Направление чистого воздуха, вводимого в помещение вагона, избрано сверху вниз, одинаково для охлажденного и подогретого воздуха, в виду следующих соображений. Заставить охлажденный воздух двигаться снизу вверх при небольшой быстроте совершенно невозможно, и эффект получается неудовлетворительный, так как воздух у ног будет переохлажден. При введении охлажденного воздуха сверху и при сохранении достаточно больших

НТБ ДНУЖТ

сечений — для того, чтобы верхние теплые слои воздуха, подымающиеся в помещения вагона, могли смешиваться с вновь поступающими холодными — достигается возможность охладить воздух и при движении вниз охлажденного воздуха произвести это без ощущительного влияния на сидящих пассажиров. Согретый воздух тоже вводится в помещение сверху, а для выходящего сделаны отверстия у пола в том случае, когда желательно повысить давление внутри вагона. Такое повышение давления желательно произвести для того, чтобы воздух соседних помещений, т. е. уборных, коридоров, тамбура, а также пыльный наружный, не мог проникнуть внутрь. Вышеизложенные требования вместе с тем удобны в конструктивном смысле, так как зимой и летом каналы работают в одинаковой последовательности с той только разницей, что летом ледник набивается льдом и калорифер не отапливается, а зимой, наоборот, льда нет в леднике, а калорифер отапливается.

5. Расчет вентиляции вагонов

Предположим, что в вентилируемое пространство вагона, объем коего V, ежечасно притекает объем v свежего воздуха и что в вагоне находится n пассажиров, пребывание которых сказывается увеличением вредных примесей в воздухе вагона на объем q на каждого пассажира.

Так как в единицу времени с наружным воздухом v вступает в пространство вагона μv вредных примесей, а пассажирами вводится nq, то в весьма малый промежуток времени dt приращение вредных примесей в воздухе вагона выразится так:

$$[\mu v + nq]\, dt.$$

По истечении времени t, когда содержание вредных примесей достигнет некоторой величины p, устанавливается высасывание испорченного воздуха в объеме v в час; в элемент времени dt, следовательно, будет удалено $pvdt$.

Таким образом приращение объема вредных примесей в воздухе вагона за элемент времени dt будет равно:

$$[\mu v + nq - pv]\, dt,$$

а приращение содержания их:

$$dp = \left(\frac{\mu v + nq - pv}{V}\right) dt \qquad (1),$$

откуда:

$$dt = \frac{V}{v} \quad \frac{dp}{\frac{\mu v + nq}{v} - p} \qquad (2).$$

НТБ ДНУЖТ

Интегрируя это выражение (2) в пределах от μ_0 при $t=0$ до p при $t=t$, получим:

$$\int_{p_0}^{p} \frac{V}{v} \cdot \frac{dp}{\frac{\mu v + nq}{v} - p} = -\frac{V}{v} lg_{nat}\left(\frac{\mu v + nq}{v} - p\right) + C +$$

$$+ \frac{V}{v} lg_{nat}\left(\frac{\mu v + nq}{v} - \mu_0\right) - C;$$

или

$$t = \frac{V}{v} lg_{nat} \frac{\frac{\mu v + nq}{v} - \mu_0}{\frac{\mu v + nq}{v} - p} \qquad (3),$$

откуда:

$$\frac{tv}{V} = lg_{nat} \frac{\frac{\mu v + nq}{v} - \mu_0}{\frac{\mu v + nq}{v} - p};$$

или

$$e^{\frac{tv}{V}} = \frac{\frac{\mu v + nq}{v} - \mu_0}{\frac{\mu v + nq}{v} - p},$$

а отсюда получим:

$$p = \frac{\mu_0}{e^{\frac{tv}{V}}} + \frac{\mu v + nq}{v}\left(1 - \frac{1}{e^{\frac{tv}{V}}}\right) \qquad (4).$$

Обыкновенно объем вентиляционного воздуха выражают объемом K $м^3$ воздуха, притекающего или удаляемого из данного пространства на каждого пассажира в час; тогда $v = nK$. Обозначая для сокращения $\frac{nk}{V}$ через u, получим формулу (4) в следующем виде:

$$p = \frac{\mu_0}{e^{tu}} + \left[\mu + \frac{q}{K}\right]\left[1 - \frac{1}{e^{tu}}\right] \qquad (5).$$

Это уравнение представляет вентиляционную формулу Э. Ленца.

При возрастании времени t величина l^{tu} увеличивается, так что дробь $\frac{1}{e^{tu}}$ может быть столь мала, что величиной ее можно пренебречь; тогда из формулы (5) имеем:

$$p = \mu + \frac{q}{K} \qquad (6),$$

изображающую собой предельную величину содержания вредных примесей в воздухе вагона при правильной вентиляции. Эта предель-

НТБ ДНУЖТ

ная величина, как видно из формулы (6), не зависит от объема проветриваемого пространства, а лишь от степени чистоты поступающего свежего воздуха, объема вредных примесей от каждого пассажира и объема вводимого или удаляемого воздуха на каждого пассажира в час.

Из формулы (6) получаем так называемый вентиляционный коэфициент:

$$K = \frac{q}{p - \mu} \qquad (7).$$

Это выражение известно под именем формулы Паркса.

Для определения величины K принимаем:

$$\mu = 0{,}0004;\ p = 0{,}0015 \text{ (по Вольфгюгелю)};\ q = 0{,}04.$$

Численные значения величин μ, p и q получены, исходя из предположения, что содержание вредных примесей в воздухе вагона пропорционально содержанию в нем углекислоты. Такой расчет дает только некоторое, хотя, правда, весьма удачное приближение.

Подставляя в формулу (7) числовые данные, получим:

$$K = \frac{0{,}04}{0{,}0015 - 0{,}0004} = 36{,}36\ м^3,$$

т. е. для поддержания правильной вентиляции необходимо вводить в вагон на каждого пассажира не менее 36 $м^3$ в час свежего воздуха и столько же удалять испорченного.

Определим, какое количество воздуха может быть удалено из вагона обыкновенным вытяжным вентилятором.

Скорость истечения воздуха через вентилятор достигает—при 30 $км$ скорости движения поезда—около 1,7 $м$. При диаметре отверстия вентилятора $d = 0{,}23\ м$ и площади $\frac{\pi d^2}{4} = 0{,}0415\ м^3$ объем удаляемого через вентилятор испорченного воздуха равен $1{,}7 \times 0{,}0415 = 0{,}07$ в секунду, а в час $0{,}05 \times 3\,600 = 252\ м^3$.

Следовательно, для обеспечения потолочными вентиляторами чистоты воздуха, один вентилятор должен приходиться на семь пассажиров.

На практике однако это требование не всегда выполнимо, особенно в отношении пригородных вагонов, у которых один вентилятор приходится ставить на 10—15 человек.

НТБ ДНУЖТ

РУКОВОДСТВА ДЛЯ ТЯГОВИКОВ

(ПОСЛЕДНИЕ НОВИНКИ)

АРЕФЬЕВ, Г. Н. и ПРАВОСУДОВИЧ, М. Е. Основные поверки паровоза при ремонте. Второе дополненное и исправленное издание. 1930 г., стр. 188, ц. 1 р. 25 к., в переплете 1 р. 55 к.

„Для каждого паровозосборного цеха, для каждого участка тяги книга должна быть настольной; применение описываемых в книге приемов поверки на какой-либо одной дороге дает одинаковый способ и прием устранения тех или иных неправильностей в работе механизмов, и тем самым дает возможность отказаться от приемов „местных", случайных, оказывающих иногда в последующей работе механизма еще большее влияние на ухудшение работы механизма, чем это было до устранения неправильностей".

(„Трансп. газ." № 45 от 8/VI 1927 г.).

ПУЗАНОВ, М. П. Ремонт паровозов. Под редакцией А. В. Воронцова-Вельяминова. Цутранпросом допущено в качестве учебного пособия для техникумов и профшкол. 1930 г., стр. 360, ц. в переплете 2 р. 30 к.

„Книга предназначается для тяговых работников, непосредственно участвующих в ремонте паровозов, и содержит большое количество всякого рода производственно-практических сведений, необходимых этим работникам. Труд охватывает все необходимые основные разделы в вопросе о производственных работах по ремонту паровозов. Также даны различные технические условия."

ТЕПИНКИЧЕЕВ, К. К. Тяговое хозяйство. Общее устройство и эксплоатация. Рекомендовано Цутранпросом для техникумов и профшкол механической специальности. Изд. 2-е, переработанное и дополненное. 1930 г., стр. 279, ц. 1 р. 70 к., в перепл. 2 р.

„Книга состоит из пяти частей: 1. Общее устройство. 2. Водоснабжение. 3. Подвижной состав. 4. Участок службы тяги. 5. Устройство и оборудование главных мастерских.

Книга дает ясное представление о тяговом хозяйстве ж. д., его значении, о составных его элементах, взаимной между ними связи и тех его частях, кои особенно влияют на улучшение тягового хозяйства„.

КУЗНЕЦОВ, К. Д. Катехизис паровозного машиниста. Изд. 21-е, под редакцией проф. С. П. Сыромятникова. 1930 г., стр. 504, ц. в перепл. 3 р. 10 к.

Книга предназначена для широких кругов тиговиков-транспортников и в первую очередь должна явиться хорошим пособием для сдачи экзамена на право управления паровозом. Этому своему назначению книга удовлетворяет полностью как с точки зрения продуманной систематизации материала, так и с точки зрения правильного методологического подхода. Книга отличается полнотой и ясностью изложения, богато иллюстрирована, снабжена массой повторительных и контрольных вопросов, облегчающих усвоение материала и позволяющих читателю контролировать самого себя в смысле правильного понимания им прочитанного отдела книги...

(„Трансп. газ.", № 143, 1928 г.).

ГРИБОВ, И. В., проф. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство. Работа. Установка. Уход. Эксплоатация. Часть I. Тяжелые двигатели. 7-е пересмотренное издание. 1930 г., стр. 389, черт. 209, ц. 2 р., в переплете 2 р. 40 к.

„Книга является практическим руководством и рассчитана на лиц с элементарными познаниями по математике, физике и химии".

ПОСОБИЕ К УСТНЫМ ИСПЫТАНИЯМ ПАРОВОЗНЫХ БРИГАД. В вопросах и ответах. Составлено коллективом машинистов и руководителей 2-го участка службы тяги М.-Курской ж. д 3-е издание под редакцией проф. С. П. Сыромятникова, стр. 149, ц. в переплете 1 р. 10 к.

„Книга восстанавливает в памяти в кратких вопросах и ответах то, что необходимо знать в повседневной обстановке паровозному персоналу."

Книги высылаются наложенным платежом. При высылке денег вперед—пересылка бесплатно.

Заказы адресовать: Москва, центр, ул. Дзержинского, д. 15, Транспечати НКПС.

Пишите разборчиво адреса. = Профорганизациям — скидка 10%.

НТБ ДНУЖТ

НТБ
ДНУЖКТ

НТБ
ДНУЖТ

Сканировала Семёнова Л.А.

НТБ
ДНУЖТ