

Д. И. БОНДАРЕВСКИЙ

**ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ  
ГОРОДСКИХ  
ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ**

---

ОГИЗ-ГОСТРАНСИЗДАТ-1935

НБ  
УДУНТ  
(ДНТ)

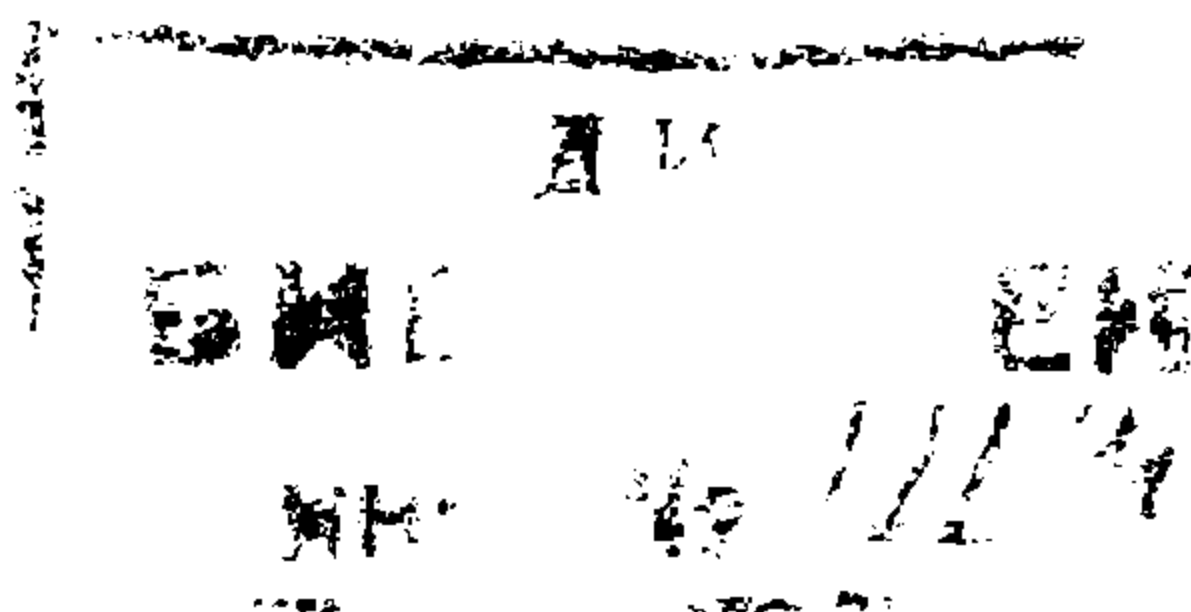


Д. И. БОНДАРЕВСКИЙ

# ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ ГОРОДСКИХ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

*Учебное пособие для втузов*

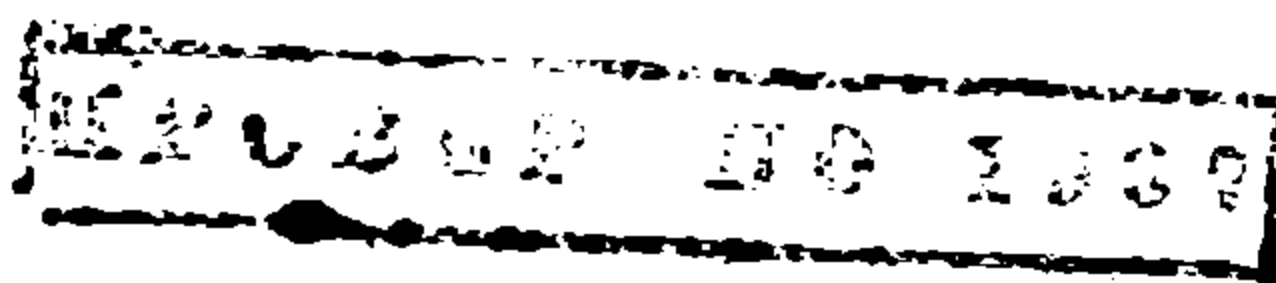
*Утверждено Народным комиссариатом коммунального хозяйства РСФСР*



19 35

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ТРАНСПОРТНОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО  
МОСКВА

ЛЕНИНГРАД



В книге рассмотрены все вопросы, связанные с производством, эксплуатацией и ремонтом подвижного состава городских железных дорог. Книга является учебным пособием и рассчитана на студентов последних курсов вузов. Книга является также пособием для инженеров и техников, работающих по производству, эксплуатации и ремонту вагонов.

**На Первом всесоюзном совещании стахановцев товарищ Сталин четко указал, что „нынешние технические нормы уже не соответствуют действительности, они отстали и превратились в тормоз для нашей промышленности, а для того, чтобы не тормозить нашу промышленность, необходимо их заменить новыми, более высокими техническими нормами“.**

**Нормы, приведенные в книге Д. И. Бондаревского, которая писалась в 1934 г. и закончена в начале 1935 г., следует считать ориентировочными.**

**При расчетах следует брать среднее между нормами, указанными в книге Д. И. Бондаревского, и фактическими показателями, достигнутыми лучшими людьми нашей страны — стахановцами.**

**В частности, скорость резки металла в 100—110 мм в минуту (стр. 228) следует считать минимальной, а указанное на стр. 229 время на изготовление и закалку шестерен максимальным.**

Редактор — С. И. Травин. Техн. редакторы — Е. Петровская, М. Зильберборт.

Уполн. Главлита В-28039 ОГИЗ № 3290. Т—10. Заказ типогр. 2840.

Гираж — 2 000 экз. Печ. л. 19,5 Печ. знак. в 1 п. л. 52 000. Учетн. л. 25,9.

Цена 4 р. 70 к. Переплет 1 р. 30 к.

Сдано в набор 25/VIII 1935 г.

Подписано к печати 13/XI 1935 г.

1-я Образцовая тип. Огиза РСФСР треста „Полиграфкнига“. Москва, Валовая, 28.

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящий курс „Подвижной состав городских железных дорог” предназначен в качестве учебного пособия для студентов высших технических учебных заведений, специализирующихся по электрической тяге городских железных дорог.

За последние десять лет значительно возросло количество трамвайных предприятий в СССР. Так, если до 1924 г. было всего 36 трамвайных хозяйств с числом 4 100 вагонов, то к 1934 г. число этих хозяйств возросло до 57 с инвентарным числом вагонов до 8 600.

Этот рост подвижного состава особенно заметен в столичных городах и крупных промышленных центрах, где неуклонно возрастающая потребность в перевозках пассажиров вызывает увеличение подвижного состава.

Вместе с тем появившиеся новые виды городского транспорта, как-то: автобусы, троллейбусы и метро, являясь достойными конкурентами трамвая, требуют снижения эксплуатационных расходов последнего.

Современные условия эксплуатации подвижного состава, с одной стороны, и сокращение расходов на его содержание — с другой, требуют научного подхода для решения вопросов о выборе новейших типов подвижного состава и наилучших методов по его содержанию и ремонту.

Кроме описания оборудования подвижного состава в курсе приводятся опытные данные по содержанию и ремонту вагонов, а также дается некоторый материал справочного характера.

Ввиду того, что в СССР подобный курс издается впервые, автор не мог достаточно полно осветить все вопросы, касающиеся подвижного состава городских железных дорог, поэтому все замечания о пробелах и недочетах труда, сообщенные читателями автору, будут с благодарностью учтены при переиздании.

*Автор*



## ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Предисловие	3
<b>ОБЩАЯ ЧАСТЬ</b>	
1. Краткий исторический очерк развития электрической тяги	7
2. Общие сведения . . . . .	8
3. Основные размеры и данные вагонов . . . . .	10
4. Планировка мест для сиденья и расположение входных и выходных дверей в вагоне . . . . .	15
5. Рама и остов кузова в вагоне	19
6. Площадки . . . . .	21
7. Стены, окна и двери	23
8. Крыша и пол . . . . .	25
9. Внутреннее устройство кузова	27
10. Окраска вагона . . . . .	28
11. Современные трамвайные вагоны	30
12. Содержание вагона в чистоте .	31
13. Осмотр кузова и его частей .	33
14. Периодический ремонт кузова	34
15. Капитальный ремонт кузова .	34
<b>МЕХАНИКА ДВИЖЕНИЯ</b>	
16. Основные законы движения поезда	40
17. Сопротивление движению поезда	41
18. Сопротивление от профиля пути	42
19. Сопротивление от кривых . . . . .	42
20. Сопротивление от трения в подшипниках	43
21. Сопротивление от воздушной среды	43
22. Общее сопротивление движению	44
23. Моменты движения поезда . . . . .	45
24. Вычисление предельных подъемов для различных составов поездов	49
<b>МЕХАНИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ</b>	
25. Колесные пары .	51
26. Оси . . . . .	51
27. Колесные центры	53
28. Бандажи . . . . .	56
29. Насадка бандажей на колеса и обработка их	58
30. Расчет натяга бандажа . . . . .	63
31. Содержание и ремонт колесных пар	66
32. Расчет оси моторного вагона .	73
33. Упругие колесные пары . . . . .	82
34. Неисправности колесных пар, при которых вагоны не должны работать на линии . . . . .	83
35. Буксы и подшипники . . . . .	83
36. Технические условия на приемку скользящих подшипников	85
37. Скользящие подшипники	86
38. Смазка для подшипников . .	89
39. Уход за буксами и подшипниками	90

НБ  
УДУН  
(ДІІТ)



40. Роликовые буксы и подшипники . . .	92
41. Смазка для роликовых подшипников	93
42. Демонтаж и ревизия роликовых букс	93
43. Монтаж роликовых букс	95
44. Очистка букс	96
45. Сборка букс . . . . .	96
46. Ремонт букс и подшипников . . .	98
47. Неисправности букс и подшипников	99
48. Рессоры и пружины	100
49. Типы рессор . . . . .	102
50. Технические условия для приемки рессор	103
51. Расчет листовых рессор	104
52. Эллиптические рессоры . .	106
53. Расчет эллиптических рессор	107
54. Спиральные рессоры .	109
55. Расчет спиральных рессор	110
56. Рессорное подвешивание . . . . .	113
57. Уход за рессорами и их повреждения .	117
58. Тяговые и ударные приборы	118
59. Расчет буферного стержня	122
60. Расчет буферной пружины . . . . .	125
61. Добавочное сцепление для трамвайных вагонов . . .	126
62. Болезни буферных приборов и добавочного сцепления	126
63. Содержание и ремонт буферов и добавочного сцепления .	127
64. Песочницы . . . . .	128
65. Уход за песочницами и их ремонт	130
66. Предохранительные устройства . . . . .	131
67. Содержание и ремонт предохранительных сеток .	133
68. Тележки . . . . .	133
69. Тележки с жесткой базой . . . . .	133
70. Тележки с поперечным перемещением осей .	136
71. Поворотные тележки . .	138
72. Бестележечные вагоны . . . . .	142
73. Расчет рамы тележки с жесткой базой	145
74. Системы механического тормоза	150
75. Клещевой тормоз .	154
76. Ленточный тормоз	158
77. Ручной тормоз . . . . .	158
78. Расчет клещевого тормоза . . . . .	160
79. Расчет колесно-колодочного тормоза . . . . .	164
80. Осмотр и ремонт тележек и тормозной системы . . .	167
81. Годовой и капитальный ремонт тележек и тормозной системы	168

## ПНЕВМАТИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

82. Общие данные . . . . .	172
83. Прямодействующий тормоз .	173
84. Автоматический тормоз .	177
85. Комбинированные тормозы .	179
86. Полуавтоматическая система тормоза	181
87. Компрессоры . . . . .	182
88. Монтаж мотор-компрессоров на вагоне . .	185
89. Электропневматический регулятор давления	187
90. Маслоотделитель	187
91. Редукционный клапан	188
92. Обратный клапан . . . . .	188
93. Обслуживание и ремонт мотор-компрессора и его аппаратуры	189
94. Расчет потребной мощности мотор-компрессора	191
95. Осевые компрессоры .	196
96. Всасыватель . . .	198
97. Регулятор давления	198
98. Кран машиниста	199



99. Кран машиниста Кнорра	201
100. Тормозной цилиндр . . .	202
101. Воздушные резервуары	203
102. Предохранительный клапан	204
103. Шумоглушитель .	204
104. Сеточный цилиндр .	205
105. Пылеловка . . . . .	205
106. Отпускной клапан .	206
107. Звонковый вибратор	206
108. Манометр . . . . .	207
109. Междувагонные сцепные рукава	208
110. Воздухопровод . . . . .	208
111. Обслуживание и ремонт частей пневматического оборудования .	209
112. Испытание приборов пневматического оборудования .	211

## ЭЛЕКТРИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

113. Тяговые двигатели . . . . .	213
114. Режим работы тяговых двигателей	217
115. Конструкция тяговых двигателей	219
116. Подвеска тяговых двигателей . . . . .	223
117. Передача от двигателя к вагонной оси	225
118. Карданная передача . . .	230
119. Шестеренные кожухи	230
120. Якорь . . . . .	231
121. Щеткодержатели . . . . .	235
122. Магнитные полюсы и катушки . .	236
123. Болезни тяговых двигателей . . . . .	237
124. Обслуживание и ремонт тяговых двигателей	240
125. Испытание тяговых двигателей . . . . .	245
126. Испытание двигателей в условиях эксплуатации . .	249
127. Предварительный выбор мощности тягового двигателя	252
128. Пусковые реостаты . . .	255
129. Обслуживание реостатов	257
130. Расчет пусковых реостатов	259
131. Шунты . . . . .	265
132. Токоприемники . . . . .	266
133. Обслуживание токоприемников . . . . .	269
134. Системы управления трамвайными вагонами	270
135. Барабанные контроллеры .	271
136. Контактные контроллеры .	273
137. Линейный контактор . . . . .	275
138. Испытание барабанных контроллеров	278
139. Содержание и ремонт контроллеров	278
140. Управление при двойной тяге . . . . .	281
141. Управление поездами по системе многих единиц	284
142. Аппараты системы многих единиц . .	285
143. Схема силовой цепи и цепи управления	288
144. Электрическое торможение .	289
145. Автоматические выключатели	295
146. Плавкие предохранители . . . . .	297
147. Обслуживание и ремонт автоматических, и ручных выключателей и плавких предохранителей . . . . .	297
148. Громоотвод и индукционная катушка .	298
149. Освещение, отопление и сигнализация	299

НБ  
УДУНТ  
(ДПТ)

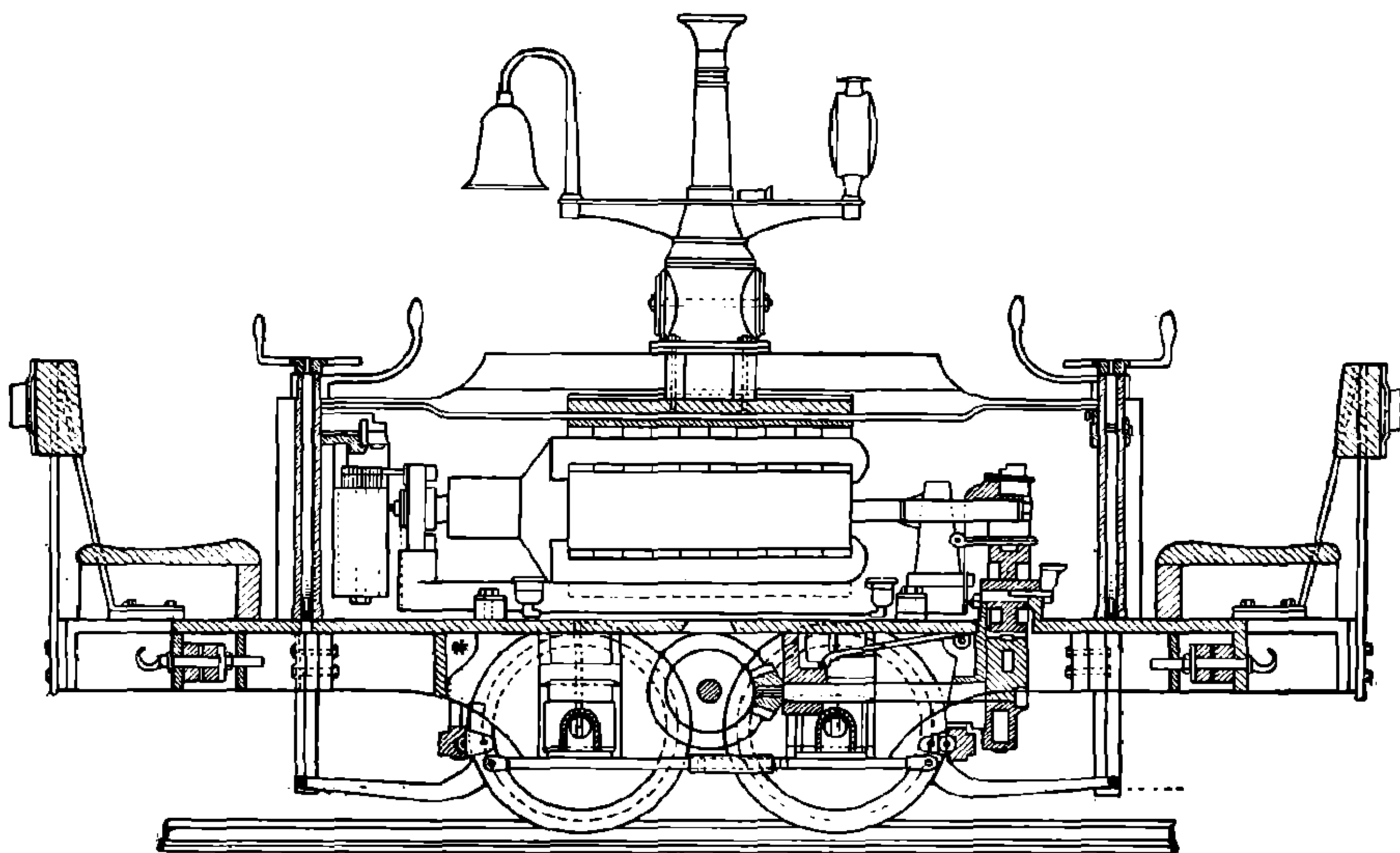


## ОБЩАЯ ЧАСТЬ

### 1. Краткий исторический очерк развития электрической тяги

Электрическая тяга была осуществлена вскоре после изобретения динамомашин и установления принципа ее обратимости.

В 1879 г. фирма Сименс и Гальске впервые построила и пустила электровоз на Берлинской промышленной выставке (фиг. 1).



Фиг. 1.

Электровоз представлял двухосную тележку, на который был установлен двигатель мощностью в 3 л. с. при напряжении в 150 V. Движение от двигателя к колесам передавалось при помощи нескольких цилиндрических и конических шестерен.

К электровозу прицеплялись три открытых прицепных вагона с продольными скамьями. В каждом вагоне помещалось по 8 человек.

Ток к электровозу подводился от третьего рельса, уложенного на деревянных шпалах в середине колеи.

В 1880 г. эта электрическая дорога была перенесена на Брюссельскую выставку, а в 1881 г. в Лондон.

После испытания опытных линий в Берлине, Брюсселе и Лондоне начались усовершенствования электровоза в части передачи вращения от двигателя к осям.

НБ  
УДУНН  
(ДНТ)  
7



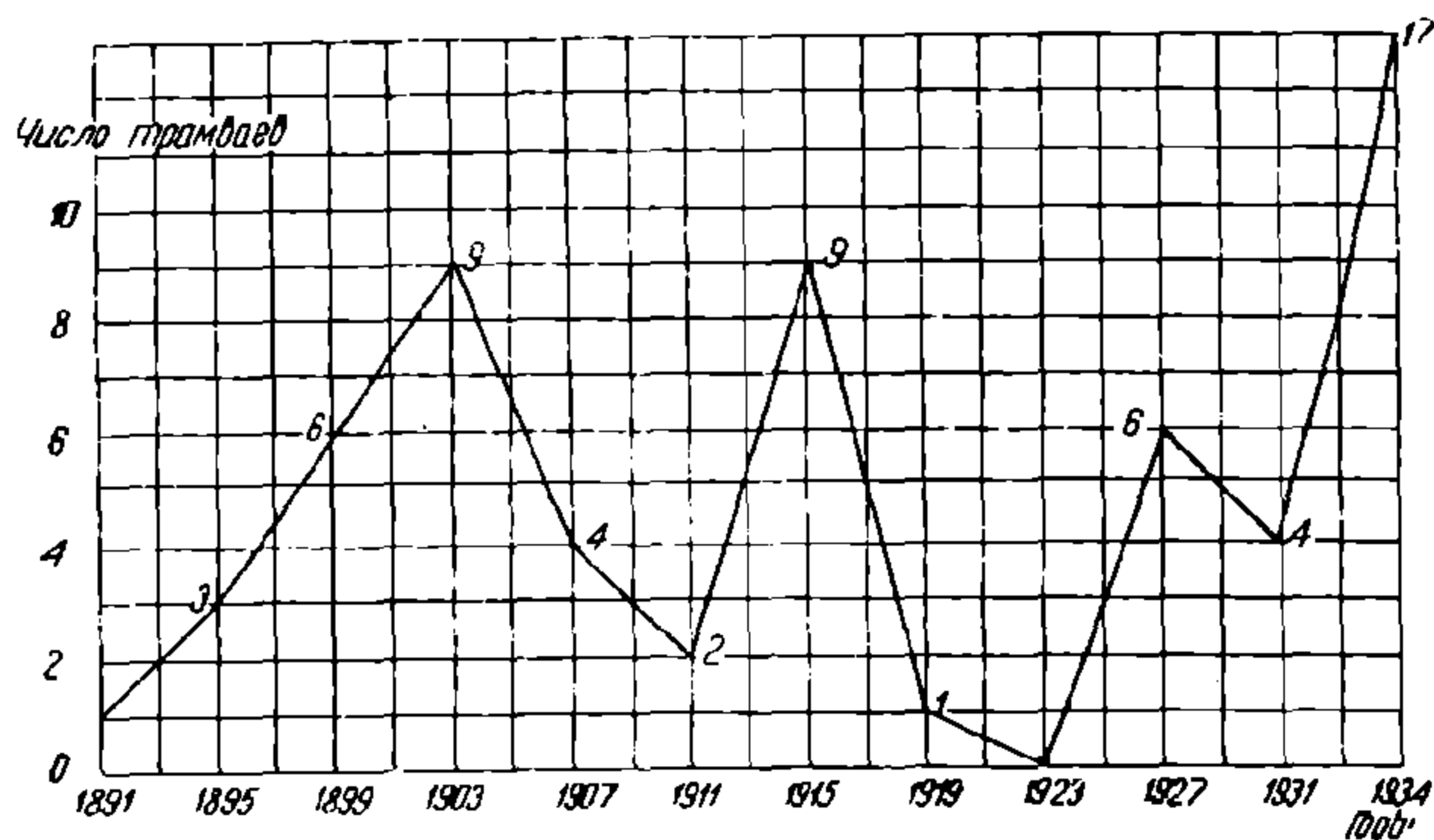
Были испробованы различные способы передачи, как-то: зубчатые колеса, ремни, цепи, канаты, червячные винты и пр.

Фирма Сименс и Гальске в 1881 г. на железной дороге Lichterfelde применяла для передачи стальные канаты, помещенные на особых шкивах, насаженных на движущей оси и на шейке якоря мотора.

В электровозе Эдисона в Menlo-Park передача от мотора к оси была осуществлена кожаныым ремнем.

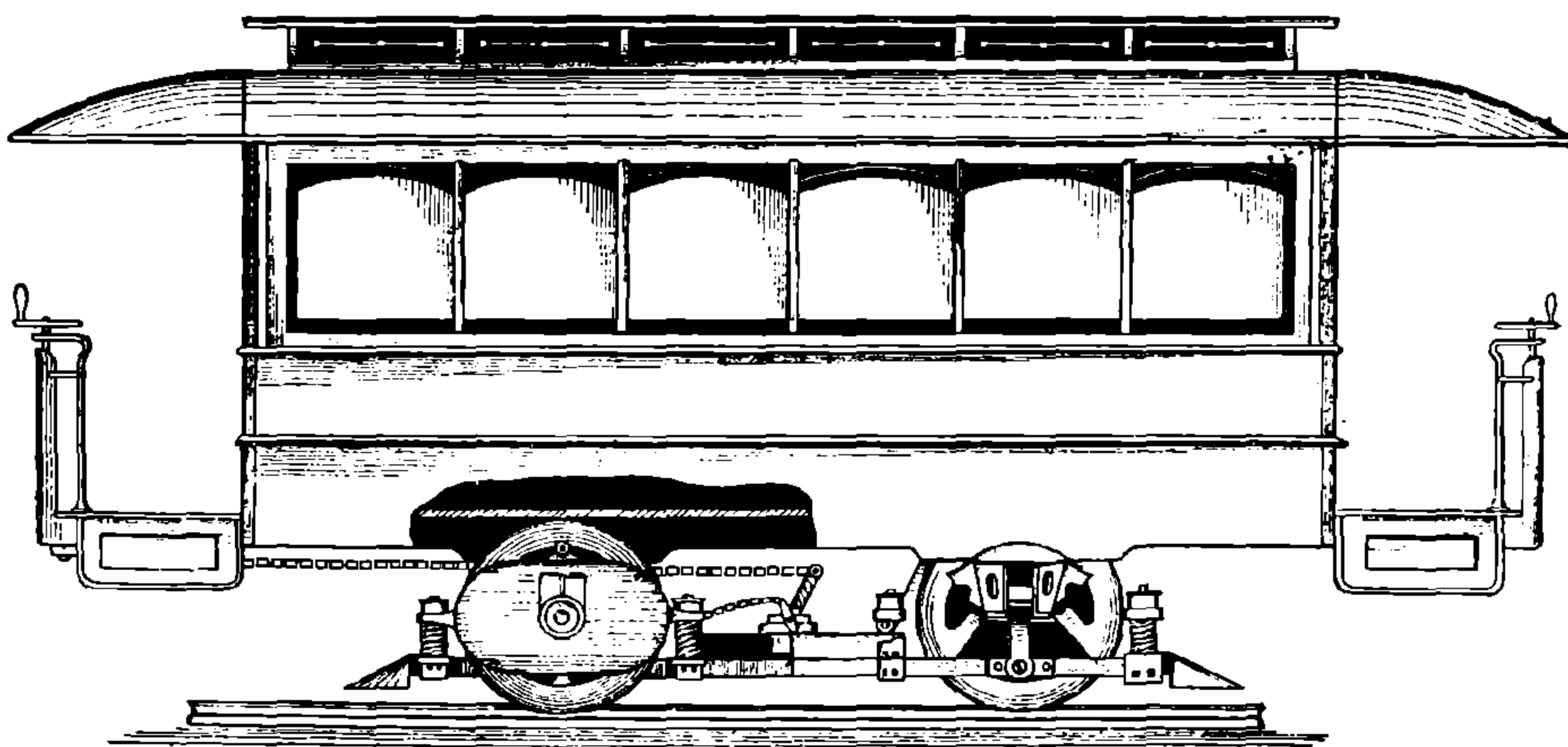
В 1883 г. построен трамвай в Брюсселе, во Франкфурте и других европейских и американских городах США.

В 1892 г. началась эксплуатация киевского трамвая, первого в России, а в 1894 г. открыт второй трамвай в Казани.



Фиг. 2.

Строительство новых трамваев в России в дореволюционное время сравнительно с западноевропейскими и американскими странами происходило медленно (фиг. 2).



Фиг. 3.

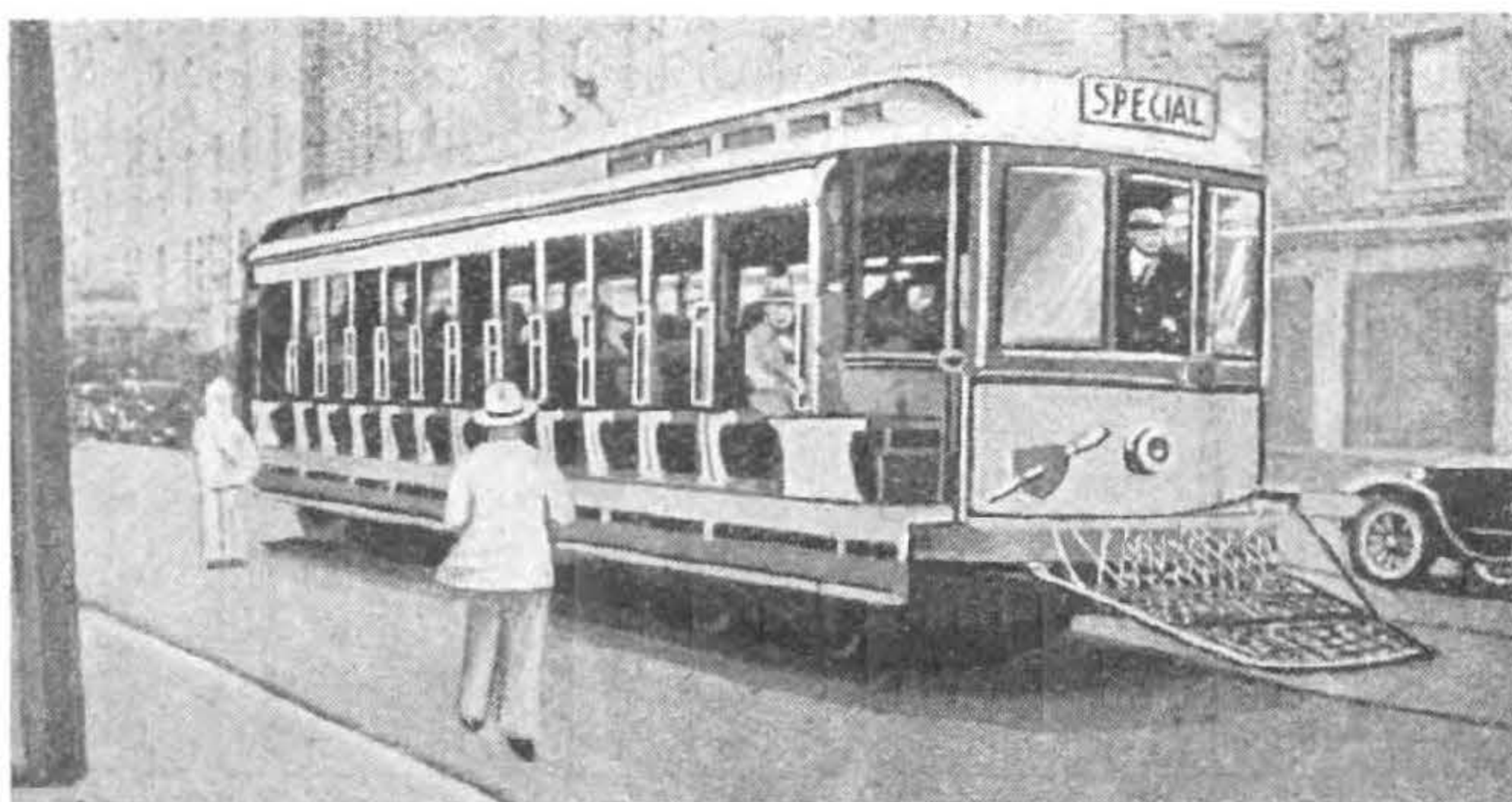
На фиг. 3 представлен первый вагон, оборудованный фирмой Вестингауза в Питтсбурге в 1892 г. Двигатель помещался непосредственно на оси, т. е. валом якоря служила вагонная ось.

## 2. Общие сведения

Подвижной состав городских железных дорог состоит из: а) пассажирских вагонов, б) грузовых вагонов и в) вагонов специального назначения.



Пассажирские вагоны делятся на моторные и прицепные.  
Грузовые вагоны также состоят из моторных и прицепных платформ.



Фиг. 4.

К вагонам специального назначения относятся: вагоны-лаборатории, снегоочистители, вагоны — испытательные станции, вагоны с электросварочными агрегатами, вагоны для поливки улиц, вагоны для смазывания кривых и т. п.

Пассажирские вагоны по конструкции разделяются на открытые, полуоткрытые и закрытые.



Фиг. 5.

Открытые (фиг. 4) и полуоткрытые вагоны являются более легкими вагонами и применяются в местностях с легкими климатическими условиями. Однако эти вагоны сравнительно с закрытыми имеют ограниченное применение.

В Англии находят себе применение двухэтажные вагоны (фиг. 5), у которых с нижней площадки идет винтовая лестница, соединяющая со вторым этажом вагона.



### 3. Основные размеры и данные вагонов

Ширина вагона зависит от ширины городских улиц. Стремление городских трамваев строить как можно более емкие вагоны, с максимально большим числом мест для сидения, вызывает необходимость принимать наибольшую ширину кузова. Старые трамвайные вагоны (табл. 1) имели ши-

Таблица 1

Основные данные моторных вагонов

Тип вагона	Год постройки	Размер вагона в метрах			Число осей	Число мест для сидения	Диаметр ко- лес в мм	База в мм	Вес вагона в тоннах	Вес на одно место для си- дения в кг
		Дли- на	Ши- рина	Вы- сота						
Московский .	1926	10,0	2,14	3,424	2	26	880	3 600	16,4	630
	1929	12,56	2,14	3,370	4	38	760	1 750	21,3	560
Ленинградский .	1930	9,6	2,198	3,260	2	24	760	6 000	12,5	520
	1933	15,0	2,6	3,280	4	54	760	2 700	22,0	405
Киевский .	1930	10,07	2,00	3,53	2	26	850	1 800	13,6	525
Харьковский	1926	9,56	2,462	3,271	2	32	850	3 200	12,8	400
Эссенский .	1933	12,63	2,16	3,02	4	34	660	2 700	11,6	340
Штеттинский .	1930	10,49	2,2	—	2	24	660	1 450	12,7	530
Туринский .	1929	9,54	2,28	—	2	25	660	60 0	10,0	400
Миланский	1928	13,47	2,35	—	4	43	—	3 200	14,7	340
Лондонский .	1927	10,9	2,23	—	4	71	700	2 800	12,25	173
Кливлэндский	1927	15,5	2,5	—	4	49	650	—	13,7	280
Чикагский .	1930	10,98	2,593	—	2	40	559	1 820	7,95	200
								3 355		

рину кузова порядка 2,1—2,4 м, и только в последние годы стали строить вагоны с шириной кузова до 2,6 м. При кузове шириной в 2,6 м имеется возможность располагать в ряд по два двухместных поперечных дивана с необходимым проходом между ними, тогда как при ширине кузова в 2,1—2,2 м в ряд можно расположить только один двухместный и один одноместный диван.

При устройстве широкого кузова необходимо делать широкое междо-  
путье, с соблюдением минимального расстояния между вагонами в 600 мм.

Выбор длины вагона зависит от предполагаемой его емкости, т. е. от числа мест. Вместе с тем размер длины вагона находится в зависимости от ширины последнего, так как эти два размера определяют площадь пола, а следовательно и вместимость вагона.

Помимо указанных факторов, длина вагона определяется возможностью прохождения двух встречных вагонов на кривых с соблюдением определенных габаритных размеров.

При прохождении вагонов на кривых минимальное расстояние между вагонами не должно быть менее 300 мм.

Длина двухосного вагона кроме того зависит от базы вагона.



Базой вагона называется расстояние между геометрическими осями колесных пар.

Размер базы вагона ограничивается минимальными радиусами кривых и соотношением ее к длине вагона.

Эти требования предъявляются к базе вагона потому, что при величине базы более допустимых пределов затрудняется свободное прохождение колесных пар по кривым рельсового пути, в то же время при несоблюдении соответствующего соотношения между базой и длиной вагона (малая база) последний, при больших скоростях, получает продольное качание (галомирование) кузова, неприятно воспринимаемое пассажирами.

Практикой уже установлено, что для предупреждения продольного качания кузова необходимо следующее соотношение:

$$\frac{L}{B} \geq 3,5,$$

где  $L$  — длина вагона в м;

$B$  — база вагона в м.

База вагона может быть определена по эмпирической формуле

$$B = 2 \sqrt{R_{\min} \delta},$$

где  $R_{\min}$  — минимальный радиус кривой в м;

$\delta$  — зазор между ребордой колеса и рельсом в м.

Предельной базой для двухосных вагонов на тележках с жесткой базой принимается 3 200 мм и для бестележечных вагонов база должна быть не более 3 400 мм (постановление IV Всесоюзного трамвайного съезда).

При выборе длины двухосного вагона в соответствии с принятой максимальной шириной его руководствуются также величиной удельного давления на бандаж и местными напряжениями в нем.

Удельным давлением на бандаж называется величина давления от веса вагона на 1 мм диаметра бандажа.

По данным американской фирмы Brill Co величина удельного давления не должна быть выше 6,85—7,0 кг на мм диаметра бандажа для нормальной его работы.

IV Всесоюзный трамвайный съезд принял предельную величину удельного давления  $q = 7,5$  кг/мм.

Местные напряжения в бандажах подсчитываются по формуле Годицкого — Цвирко:

$$\tau = 1\,600 \sqrt[3]{q},$$

где  $\tau$  — местное напряжение в бандаже в кг/см<sup>2</sup>,

$q$  — удельное давление.

Величина местного напряжения в бандажах не должна превосходить 3 000—3 200 кг/см<sup>2</sup>.

По указанным соображениям для соблюдения удельного давления в известных пределах длина двухосного вагона, при максимальной ширине в 2 550—2 600 мм, не должна быть более 10,0—10,5 м.

В четырехосных вагонах, благодаря свободно поворачивающимся двум тележкам, длина вагона может быть больше, чем у двухосного вагона, так как каждая тележка поворачивается около самостоятельной оси (шкворня) и

размер между этими осями  $B_1$  можно сделать значительных размеров. База тележки  $B$  в этом случае делается меньше, чем у двухосных вагонов.

Для четырехосных вагонов длина принимается от 12,2 до 16 м; расстояние между шкворнями от 4,0 до 7,5 м и с базой на тележках в 1,6—1,8 м.

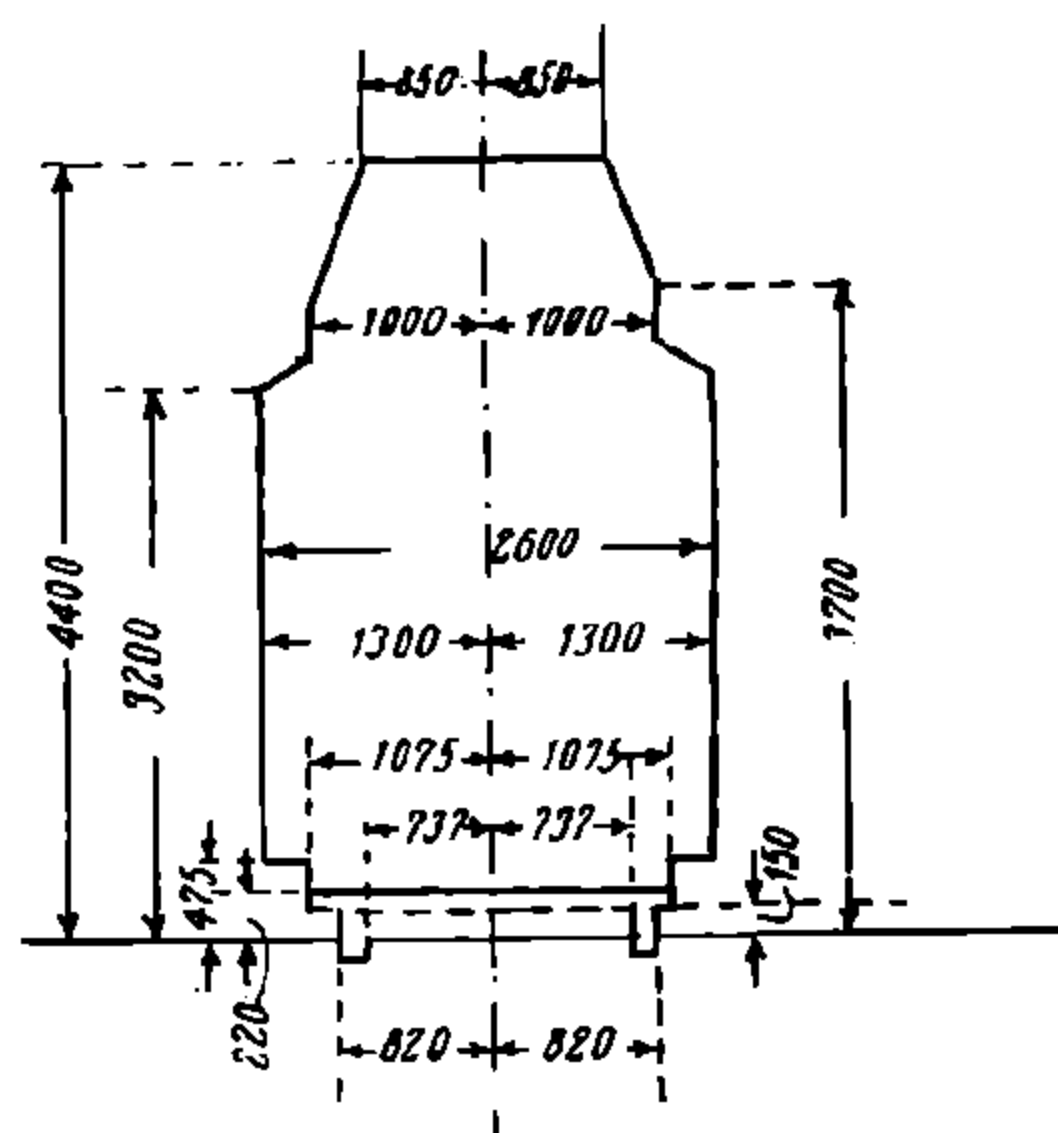
Длина площадок принимается в зависимости от типа вагона и колеблется в пределах 1 250—2 050 мм.

Высота кузова на современных вагонах принимается около 2,3 м, на старых же вагонах высота внутри кузова от пола до потолка составляет от 2 300 до 2 390 мм.

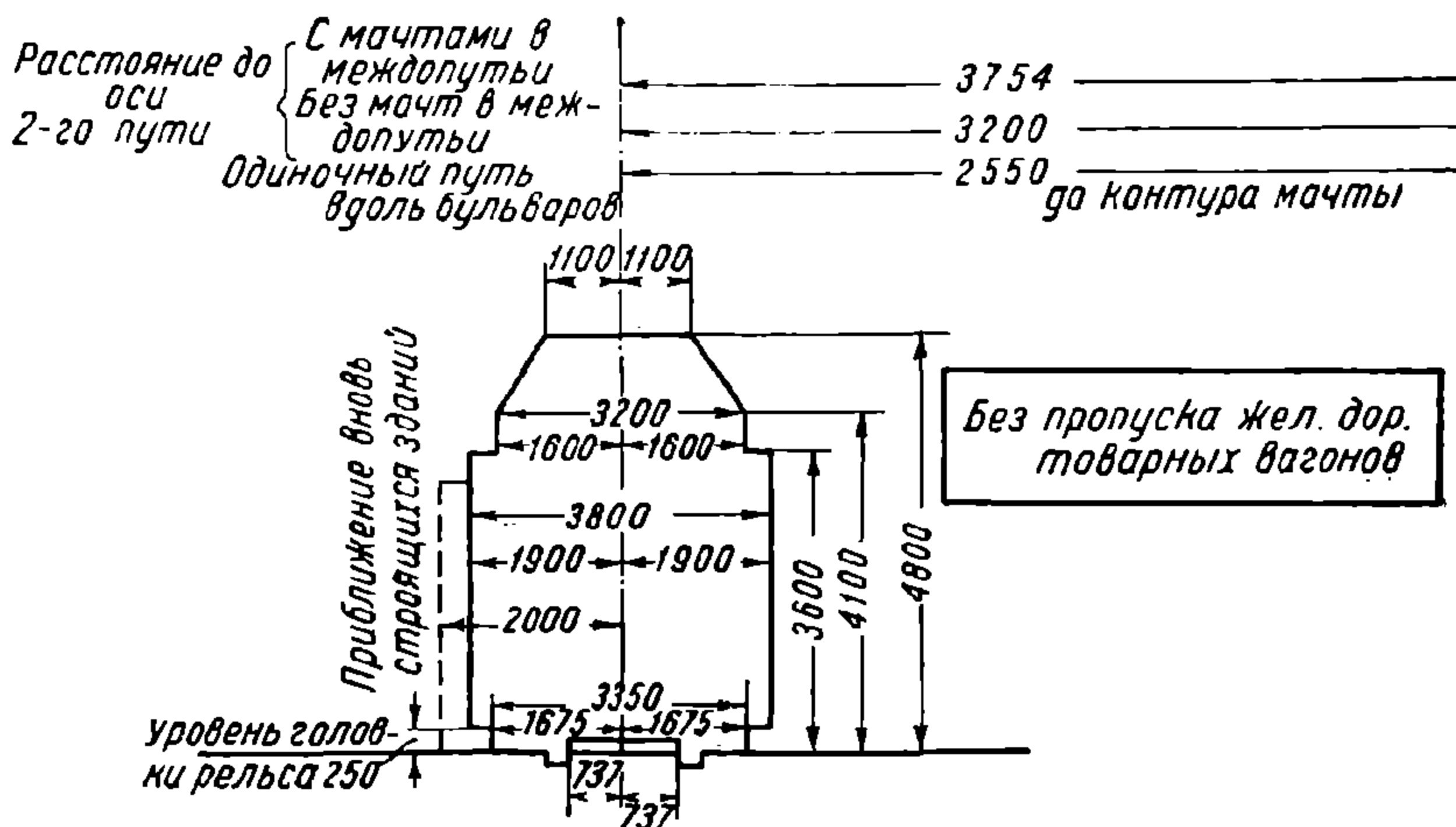
Весьма важным размером для вагона является расстояние от пола вагона до головки рельса, которое зависит от диаметра колес.

От величины этого расстояния зависит число ступенек подножки. На вагонах старой конструкции при колесах диаметром в 850—880 мм расстояние от пола вагона до головки рельса составляет 900—950 мм, вследствие чего необходимо иметь на подножке не менее трех ступенек, что составляет неудобство для пассажиров и вызывает затрату лишнего времени при посадке и высадке.

При диаметре колес в 610 мм, как это имеет место на большинстве четырехосных американских вагонов, расстояние от пола ва-



Фиг. 6.



Фиг. 7.

гона до головки рельса снижается до 680—700 мм, что позволяет иметь одну ступеньку.

Расстояние от головки рельса до нижней ступеньки должно быть несколько больше, чем высота между первой и второй ступеньками.



Обычно высота от головки рельса до первой ступеньки принимается не более 360—380 мм, высота же от первой до второй ступеньки составляет 320—350 мм.

На фиг. 6 и 7 приведены габариты трамвайных вагонов и габариты приближений и расстояний между осями путей трамвайных вагонов, соответственно нормам, утвержденным IV Всесоюзным трамвайным съездом в 1934 г.

Число осей в трамвайных вагонах принято 2 или 4. Двухосные вагоны по емкости меньше четырехосных, поэтому применяются на трамваях, где по расчетам они удовлетворяют надобностям перевозки пассажиров.

Четырехосные вагоны, имея значительно большую емкость, применяются в столичных и промышленных городах с большой частотой движения.

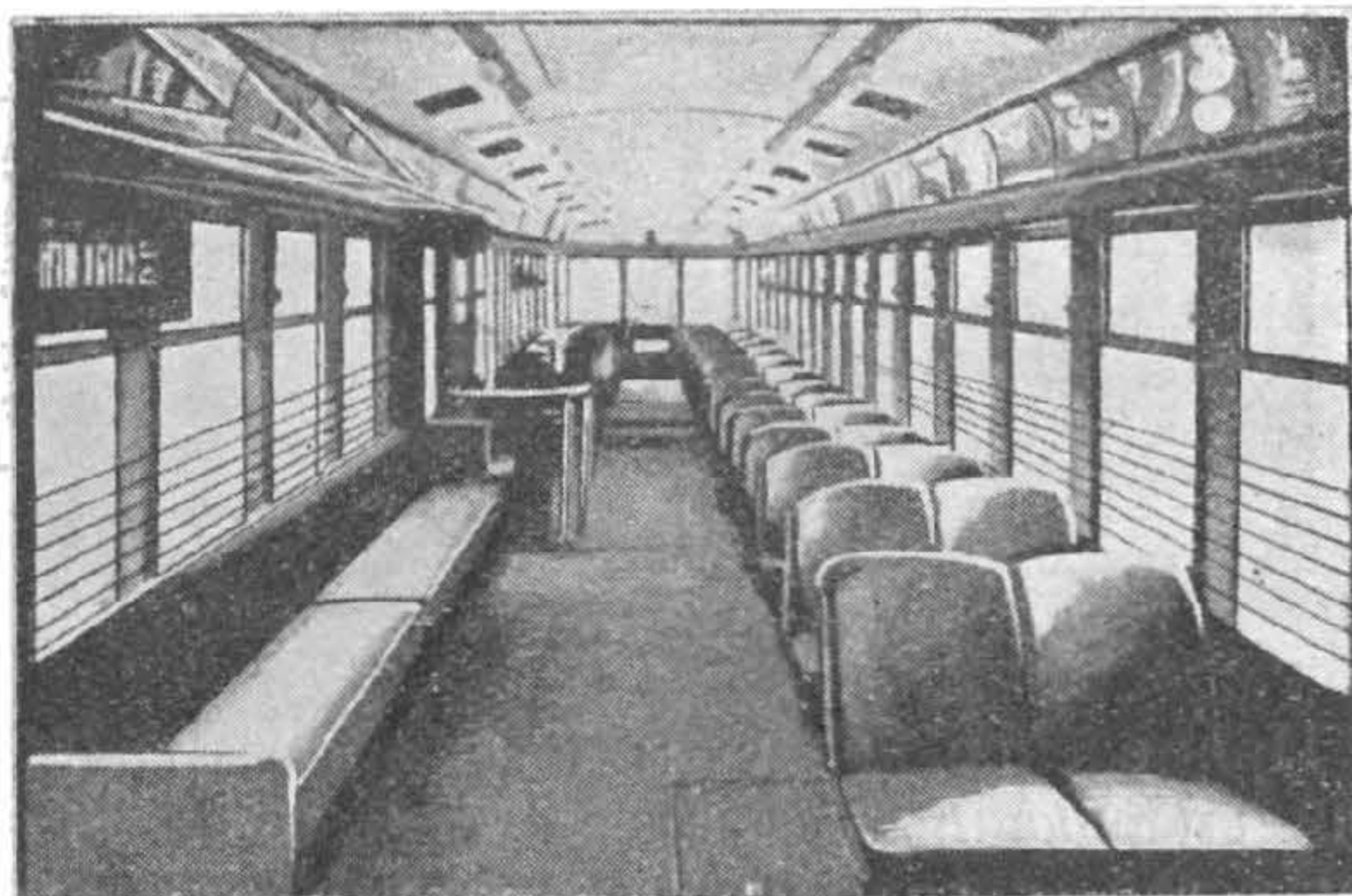
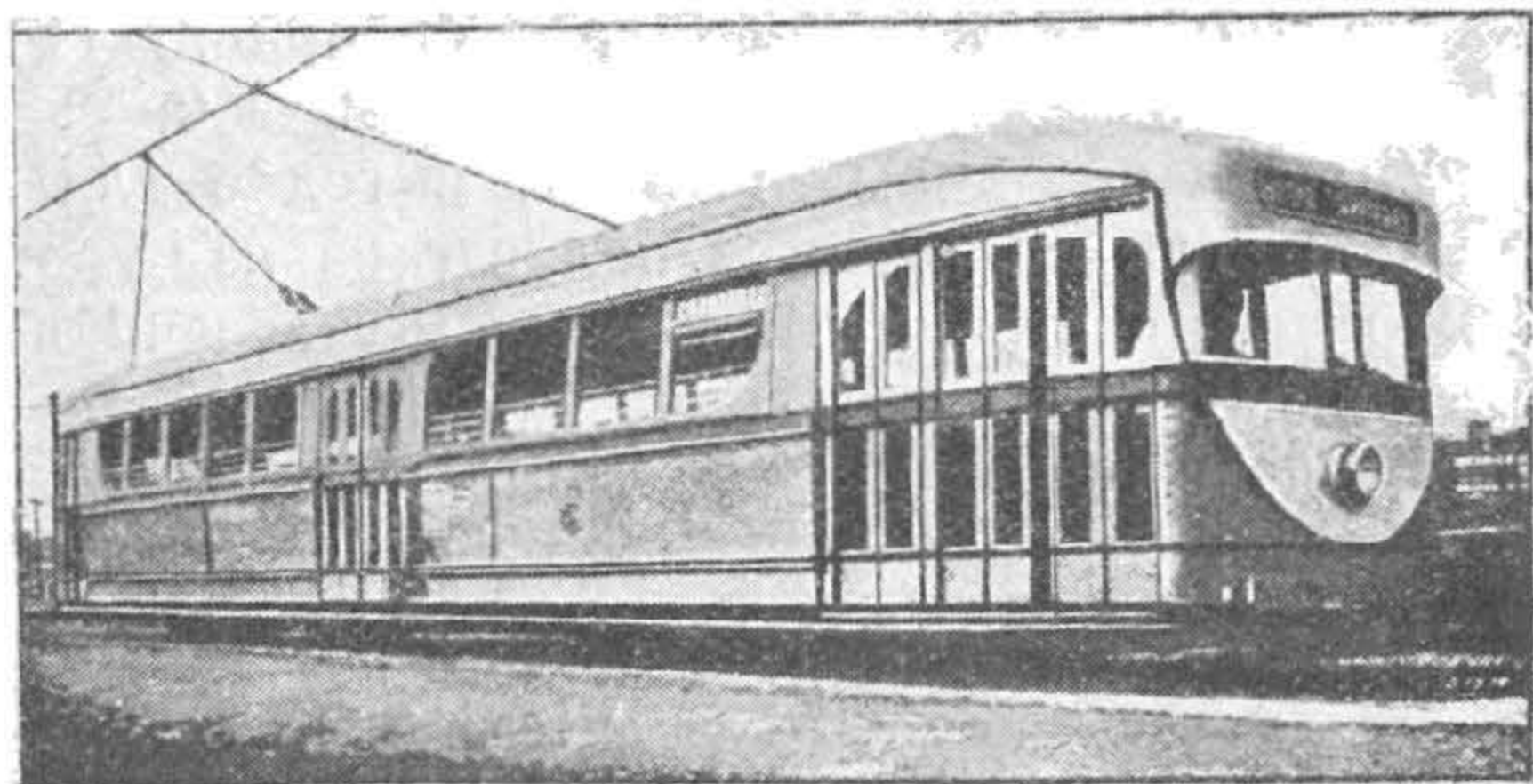
За границей, особенно в Америке, четырехосные вагоны нашли себе самое широкое применение благодаря удобствам и выгоды эксплуатации емких вагонов. Вагоны эти делаются шириной 2,5—2,6 м и длиной до 16,0 м с числом мест для сиденья от 44 до 52.

По данным ERG за 1931 г. № 1, в США в 1930 г. было изготовлено 552 трамвайных моторных вагонов и из них не сделано ни одного двухосного. На фиг. 8 приведен вагон трамвая в Чикаго, выпущенный в 1934 г.

В 1933 г. ленинградский трамвай построил современный четырехосный вагон, который является самым емким в СССР и по своему техническому устройству приближается к новым заграничным образцам трамвайных вагонов (фиг. 9).

Однако вопрос об осности вагона разрешается каждым отдельным трамвайным предприятием путем соответствующих технических и экономических расчетов.

Число мест для сиденья, как видно из табл. 1, колеблется в широких пределах: для двухосных вагонов от 20 до 32 и для четырехосных от 38 до 54 и более. Стремление конструкторов дать в вагоне по возможности больше мест для сиденья не всегда удается ввиду необходимости соблюдения достаточно широких проходов, не стесняющих продвижения пассажиров в вагоне.



Фиг. 8.



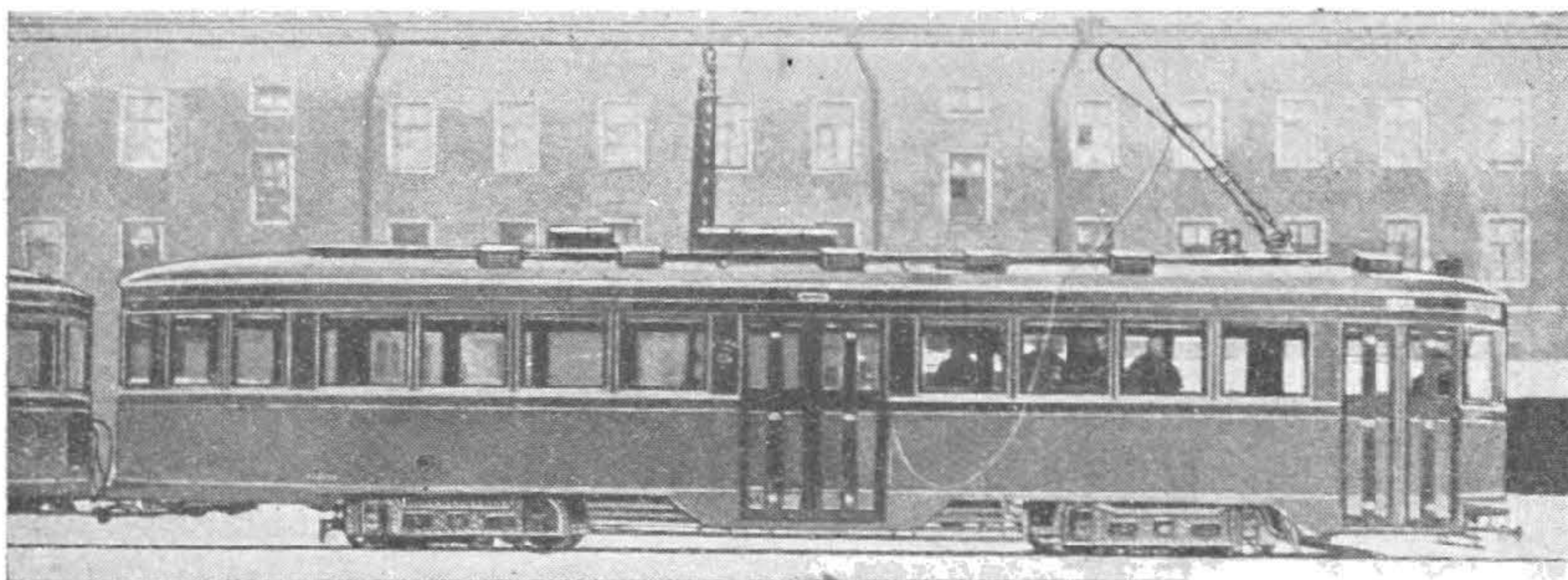
При расчете емкости вагона принимаются следующие факторы:

- 1) средняя длина перегона,
- 2) частота следования вагонов или поездов,
- 3) наполнение вагонов,
- 4) среднее число входящих и выходящих пассажиров.

Диаметр колес для трамвайных вагонов на старых типах вагонов принимался от 780 до 880 мм.

В настоящее же время, на основании принятых решений IV Всесоюзного трамвайного съезда, диаметр колес по кругу катания для пассажирских двухосных моторных вагонов принят 780 мм. За границей для этих вагонов применяются колеса до 560 мм.

Уменьшение диаметра колес выгодно для конструирования вагона, так как при этом понижается пол вагона над уровнем головки рельса, к чему нужно всегда стремиться, однако эту задачу не всегда легко удастся разрешить ввиду того, что диаметр колеса связан с габаритными размерами тягового двигателя.



Фиг. 9.

Применение колес малого диаметра (560—660 мм) первыми осуществили американцы благодаря постройке ими новых быстроходных мощных двигателей, которые по своим габаритным размерам допускают постановку двигателей в тележки с колесами малых диаметров.

На прицепных вагонах в выборе диаметра колес меньше ограничений, поэтому на эксплуатируемых прицепных вагонах применяются колеса диаметром от 650 до 760 мм.

Вес тары вагона зависит как от его размера, так и от материала, из которого построен вагон. Вагоны старой конструкции с деревянным кузовом, с массивными тележками и ходовыми частями, как например двухосные вагоны на тележках Беккера, имеют вес тары от 14,5 до 16,5 т, что составляет 560—635 кг на одно место для сидения. Старые двухосные вагоны на тележках с жесткой базой имеют тару от 12,5 до 14,0 т, что составляет 520—440 кг на одно место для сидения. Четырехосные моторные вагоны прежних конструкций имеют вес тары от 20,0 до 23,0 т, что составляет 560—580 кг на одно место для сидения.

В новых конструкциях вагонов вследствие применения легких сплавов удалась значительно снизить вес вагона. Так, например, в современных



американских моторных вагонах на одно место для сиденья приходится 200—350 кг.

Вес тары прицепных вагонов, соответственно, значительно меньше веса тары моторных вагонов. Прицепные двухосные вагоны старых конструкций имеют тару от 8,5 до 10 т, что соответствует 350—420 кг на одно место для сиденья. Современные прицепные вагоны имеют более сниженный вес и имеют 220—250 кг на одно место для сиденья. Веса отдельных частей вагона и его оборудования приведены в табл. 2.

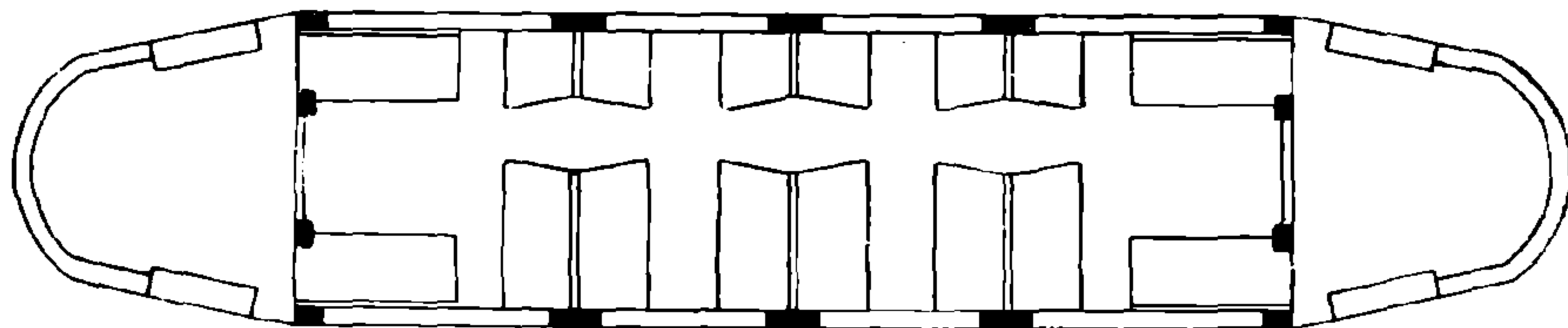
Таблица 2

Весовые соотношения частей вагона и его оборудования

Наименования частей и оборудования вагона	В ‰ к общему весу вагона	
	Типы вагонов	
	Двухосные ‰	Четырехосные ‰
Кузов с внутренним оборудованием (мебель, раскладка, поручни и пр.) .	45	43
Тележка . . . . .	30	32
Тормозное оборудование . . .	10	7
Электрическое оборудование .	15	18
	100	100

#### 4. Планировка мест для сиденья и расположение входных и выходных дверей в вагоне

Планировка мест для сиденья пассажиров и расположение входных и выходных дверей в трамвайном вагоне производится с учетом системы принятого тарифа, порядка взимания платы за проезд и удобств пассажиров.



Фиг. 10.

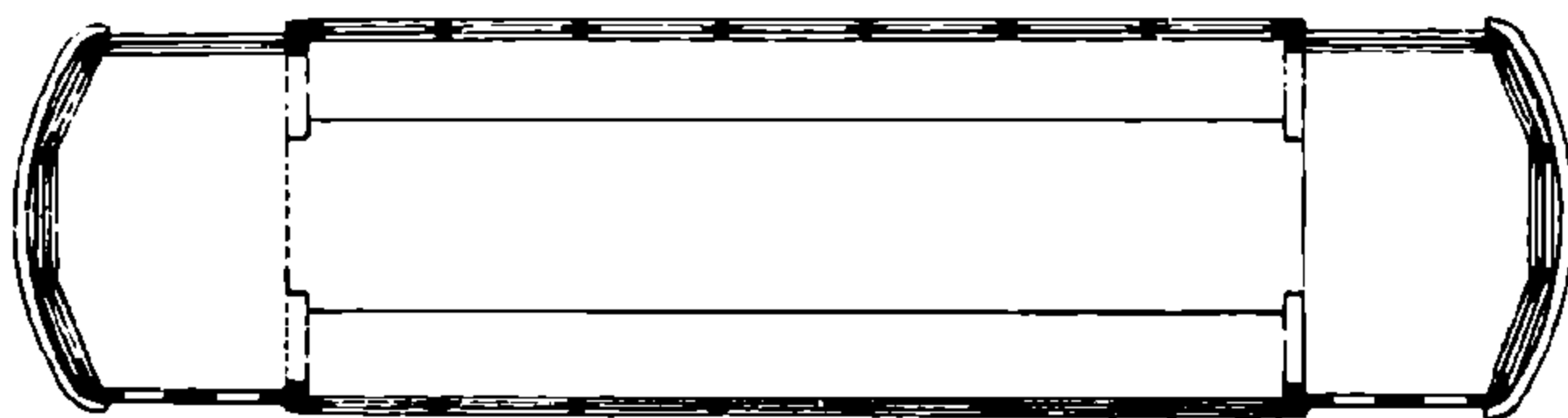
Существует три типа расположения скамей или диванов в вагоне: поперечные скамьи (фиг. 10), продольные диваны (фиг. 11) и комбинированные (фиг. 12).

Более распространенным типом двухосных трамвайных вагонов в СССР в части планировки мест для сиденья и расположения входных и выходных дверей являются вагоны, представленные на фиг. 10 и 11.

Эти вагоны годны для любой системы тарифа. Посадка пассажиров в вагоны происходит через заднюю дверь, а выход — через переднюю. Место для кондуктора для взимания платы отводится вблизи от входной двери, у одного из угловых диванов.

При поперечных диванах обычно в углах вагона устанавливаются продольные диваны (угловые диваны).

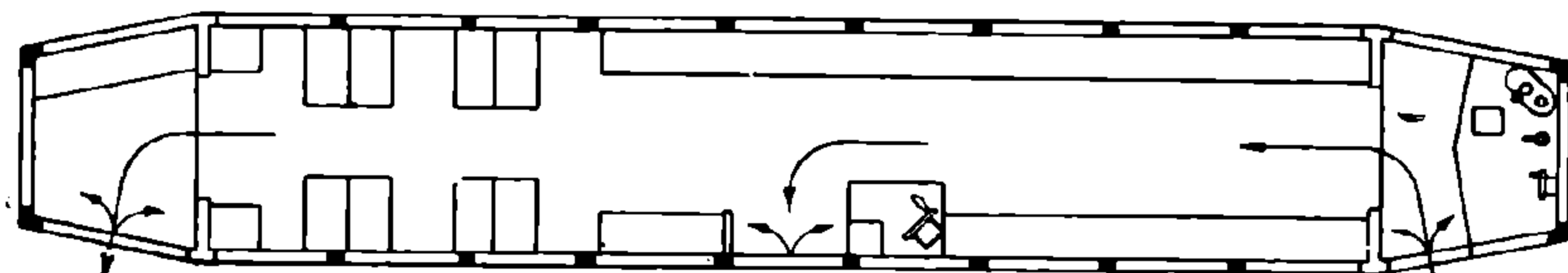
В четырехосных вагонах, при значительной длине кузова (13—15 м) расположение диванов практикуется комбинированное.



Фиг. 11.

Место для кондуктора в этом вагоне отводится посредине — при входе. Вагон этот является односторонним.

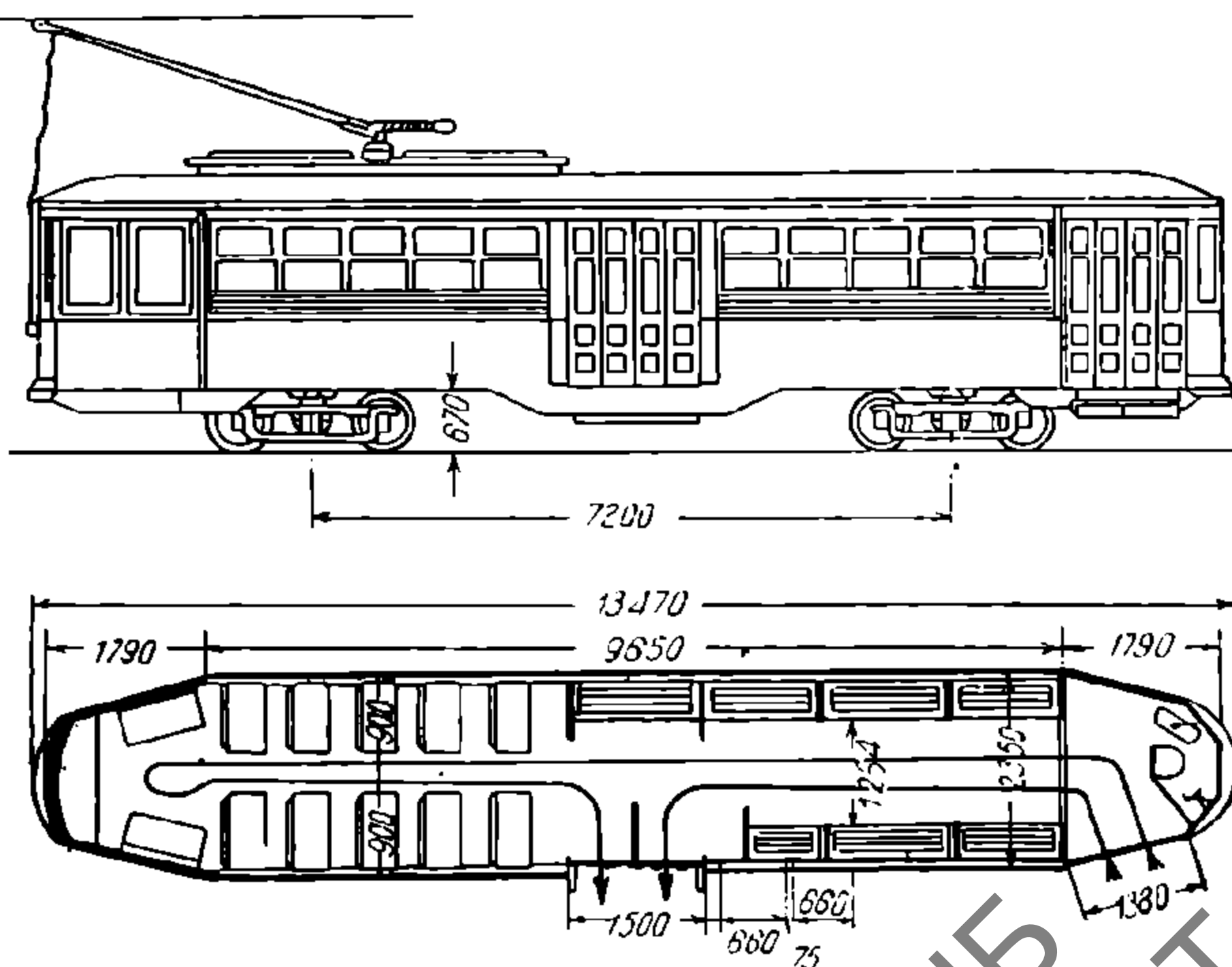
На фиг. 12 представлен вагон, в котором посадка пассажиров производится через переднюю дверь, а выход через среднюю и заднюю двери.



Фиг. 12.

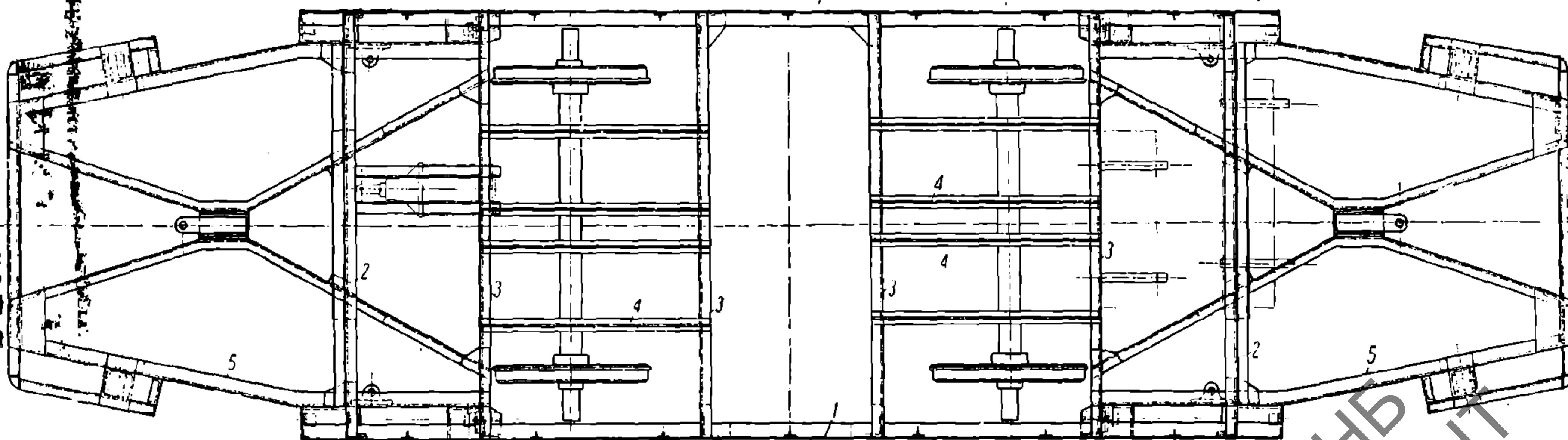
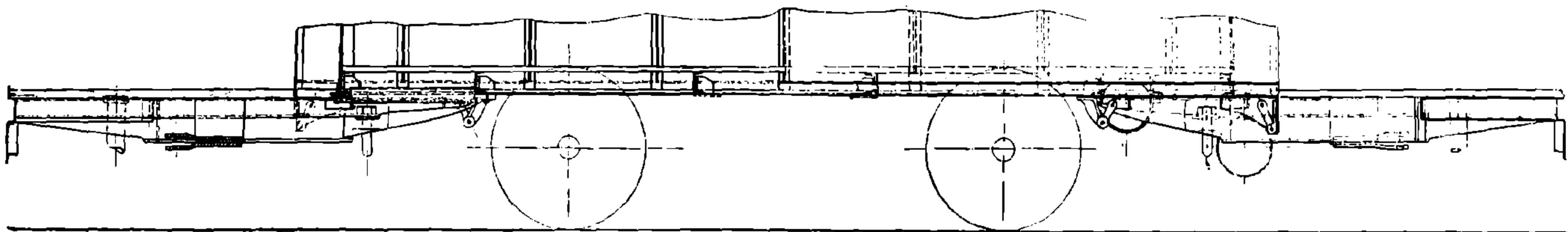
При такой планировке вагона пассажиры, следующие на далекое расстояние, проходят к задней площадке, пассажиры же с короткими поездками проходят к среднему выходу. Место для кондуктора в этом вагоне устраивается при входе. При значительной длине вагона и в часы переполнения пассажирами вагон обслуживается двумя кондукторами: одним у входа и другим у задней площадки.

За границей имеет распространение вагон одностороннего действия по принципу Peter Witl (фиг. 13). В этом вагоне сиденья располагаются комбинированным способом (продольные и поперечные). Вход в вагон через переднюю площадку, а выход — через среднюю дверь. Пассажиры дальнего следования проходят в конец вагона, противоположный входу, пассажиры же, едущие на близкие расстояния, остаются в передней части вагона.



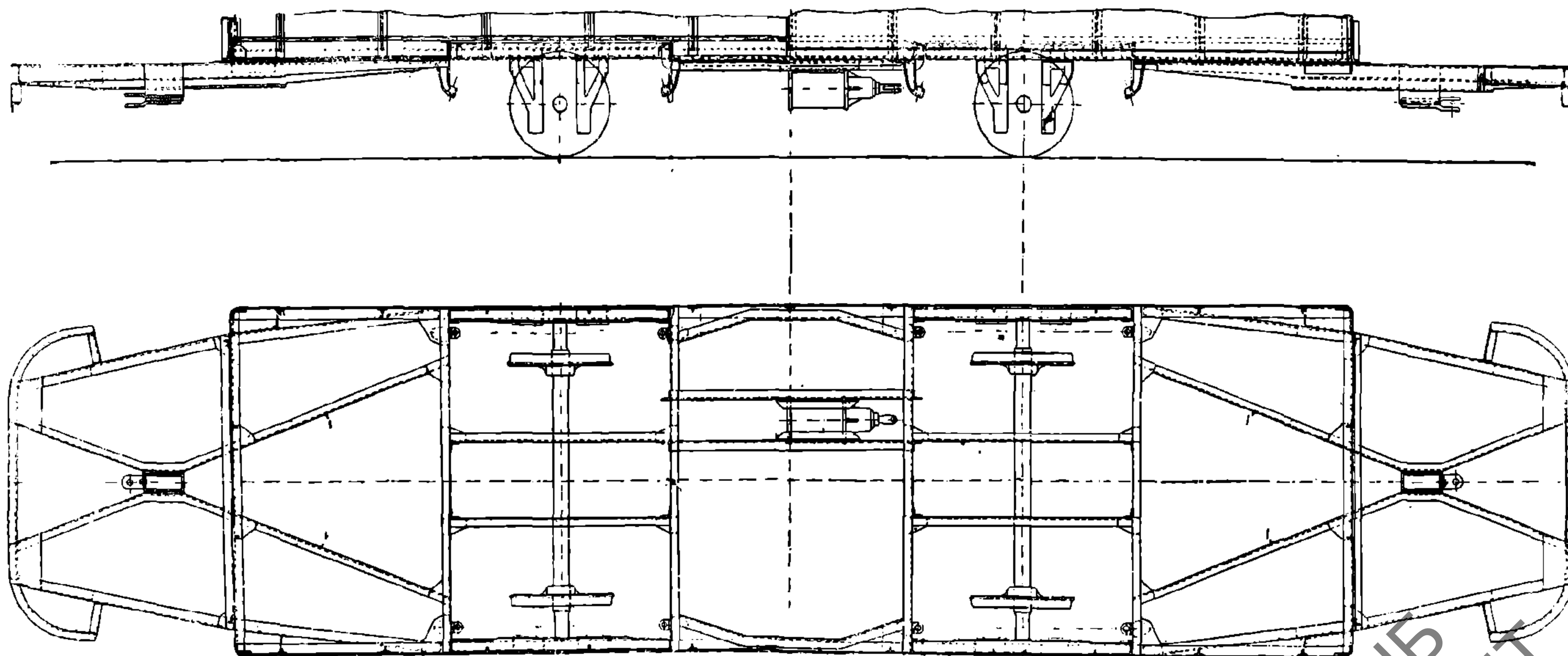
Фиг. 13.





Фиг. 14.

НБ  
УДУНІ  
(ДІІТ)



Фиг. 15.

НБ  
УДУНІ  
(ДІІТ)

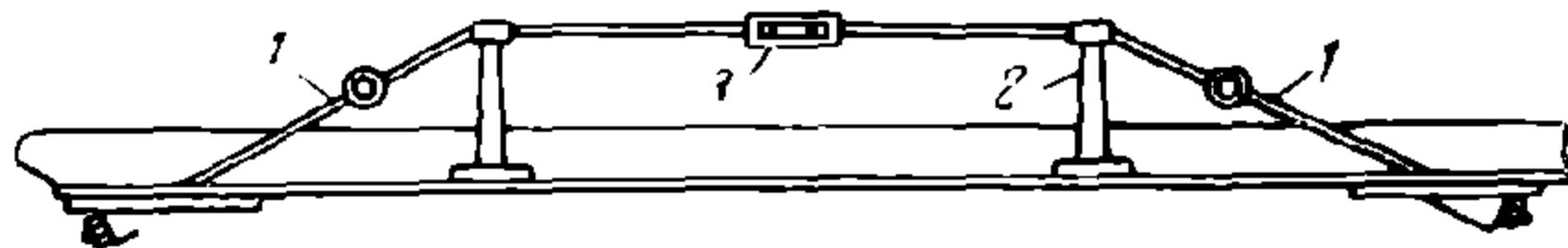


## 5. Рама и остов кузова вагона

Рама кузова вагона является основной несущей конструкцией, которая воспринимает все усилия нагрузки от веса самого кузова, пассажиров и усилий, передаваемых тяговым прибором.

Рама кузова моторного вагона представляет комбинацию склепанных или сварных продольных и поперечных железных балок различного сечения (фиг. 14).

Основными частями рамы являются продольные балки, обычно в виде швеллеров или угольников 1, скрепленных по углам двумя концевыми поперечными балками 2 и несколькими промежуточными поперечными и продольными балками 3 и 4.



Фиг. 16.

К основным продольным балкам рамы кузова приклепывается или приваривается рама площадки 5, состоящая из продольных и поперечных балок различного сечения.

Рама четырехосного вагона на поворотных тележках имеет шкворневые балки, которые служат для укрепления шкворневого пятника и скользунов, которыми кузов опирается на тележки.

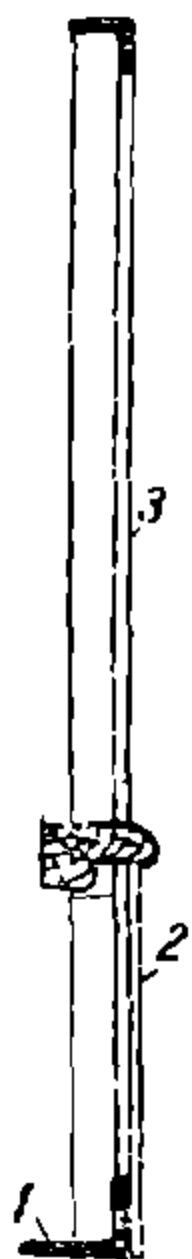
В основном конструкции рам вагонов можно подразделить на рамы моторных вагонов и рамы прицепных вагонов (фиг. 15).

Существенное отличие рамы прицепного вагона от рамы моторного вагона заключается в том, что рамы прицепных вагонов для большей жесткости снабжаются диагональными раскосами 1, скрепленными с основными балками рамы.

Продольные балки и поперечные балки рамы прицепного вагона берутся обычно несколько облегченной конструкции, ввиду того, что усилия, воспринимаемые ими, меньше, чем на моторном вагоне.

При длинных продольных балках рамы кузова, для усиления, иногда применяется устройство шпренгелей. Шпренгель (фиг. 16) состоит из струны 1, из полосового железа, закрепленной по концам в продольных балках рамы кузова.

Струна 1 опирается на подставки 2, укрепленные на продольных балках рамы кузова. Для регулировки степени натяжения струны 1 имеется регулировочная муфта 3, в которую входят округленные концы струны, имеющие правую и левую резьбу. При прогибе продольных балок рамы кузова струна шпренгеля подтягивается регулировочной муфтой.



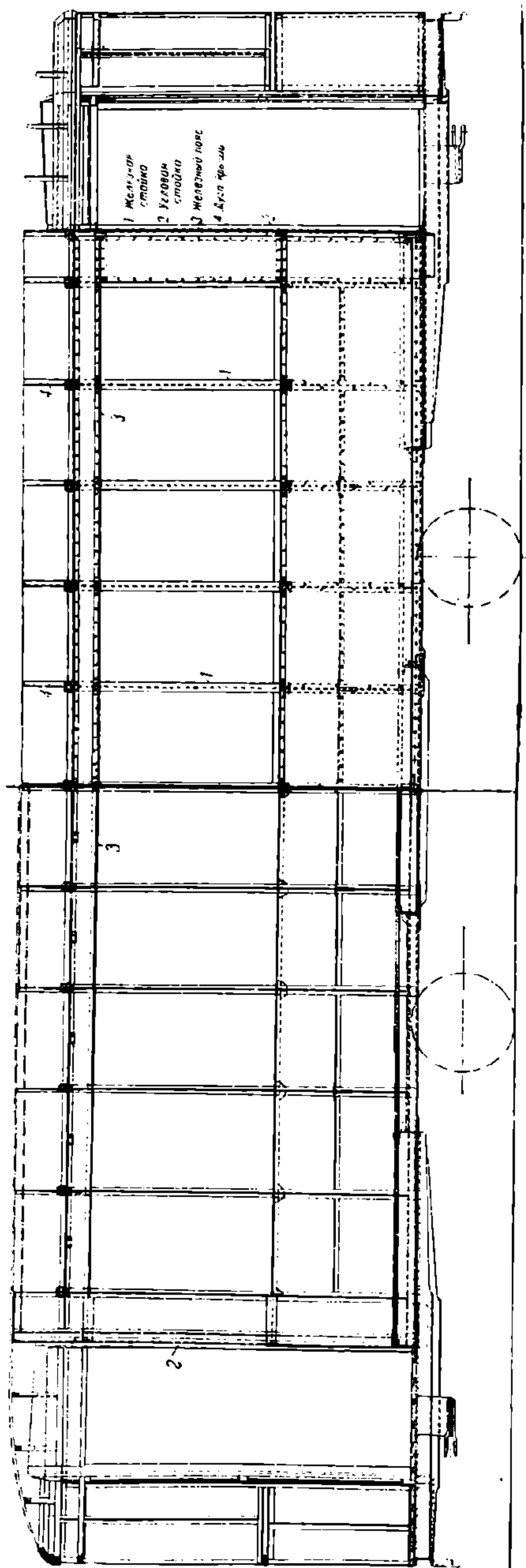
Фиг. 17.

На последних конструкциях двухосных вагонов для усиления рамы кузова, с одновременным облегчением продольных балок рамы, применяется ферма Полонсо (фиг. 17).

Ферма или лист Полонсо состоит из продольных балок 1 углового сечения, к которым приклепываются или привариваются вертикальные листы 2, составляющие как бы одно целое с продольными балками рамы.

К листам 2 приклепываются или привариваются кузовные стойки 3, связанные сверху между собой поясом.

Остов кузова на вагонах старой конструкции делался исключительно деревянным. Деревянный остов состоит из дубовых и оконных стоек, вре-



Фиг. 18.

занных на шипах с подполовым брусом, а для усиления скреплен добавочными железными угольниками. Для предупреждения ржавления эти угольники делаются оцинкованными, а деревянные части в местах скрепления надежно прокрашиваются.

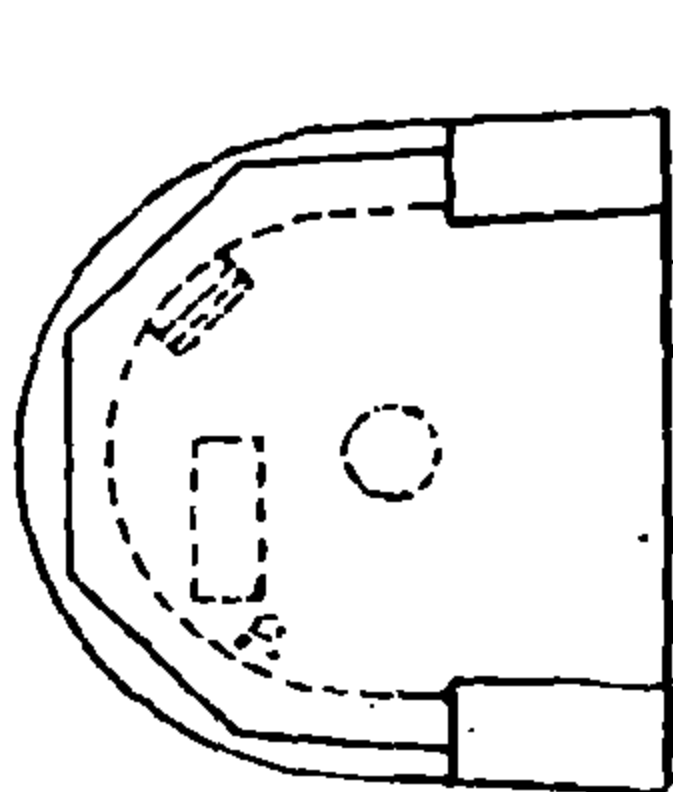
Все оконные стойки в верхней своей части скреплены обвязочным брусом. Последний соединяется с крышевыми дугами, к которым крепится крышевой настил. Остов кузова современных вагонов делается исключительно металлической конструкции. Металлический кузов выгоден в смысле уменьшения веса вагона и эксплуатационных расходов, а также он дает более прочную и долговечную конструкцию.

Металлический кузов (фиг. 18) имеет железные стойки 1, обычно таврового сечения, угловые стойки 2 из угольников. В верхней части все стойки связаны продольным железным поясом 3, к которому привертывается на болтах продольный крышевой деревянный брус. Стойки в местах окон закрываются деревянными частями. Каркас крыши выполняется из дуг углового железа. К железным дугам привернуты деревянные дуги, к которым прикреплена наружная обшивка крыши и внутренняя потолочная фанера. Поперечная стена кузова делается из листового железа толщиной 3 мм, и армируется вертикальными угольниками, служащими одновременно дверными стойками. Деревянные части не несут нагрузки и применяются только для крепления внутренней и наружной деревянной отделки, оконных рам, внутренних стенок, раскладки, крыши, потолка и пр. Вся наружная часть кузова и площадок имеет железную обшивку.

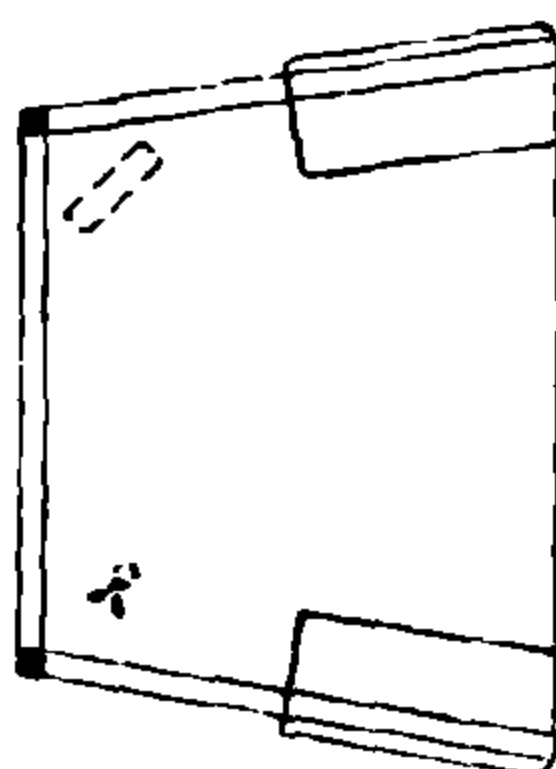


## 6. Площадки

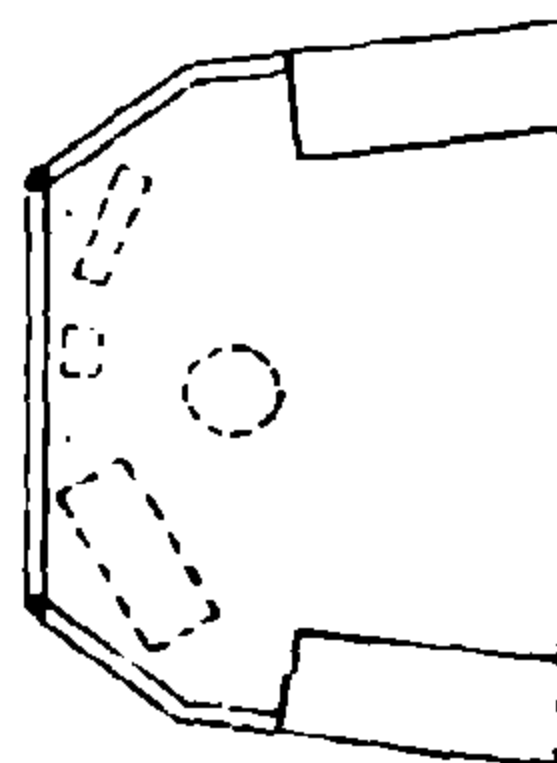
Площадки вагонов располагаются по концам кузова и предназначены для входа и выхода пассажиров, а на моторном вагоне служат и для расположения приборов и аппаратов управления.



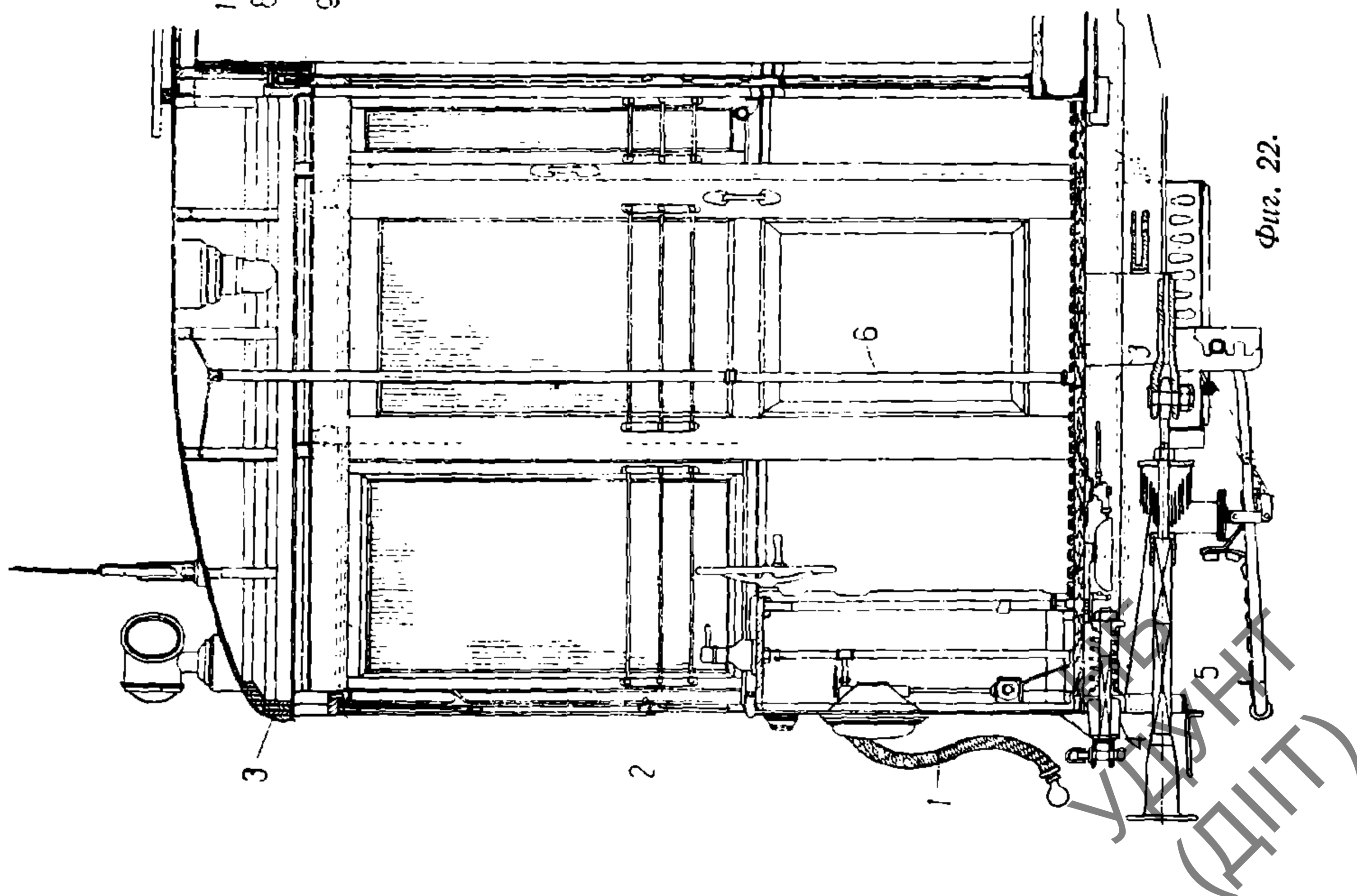
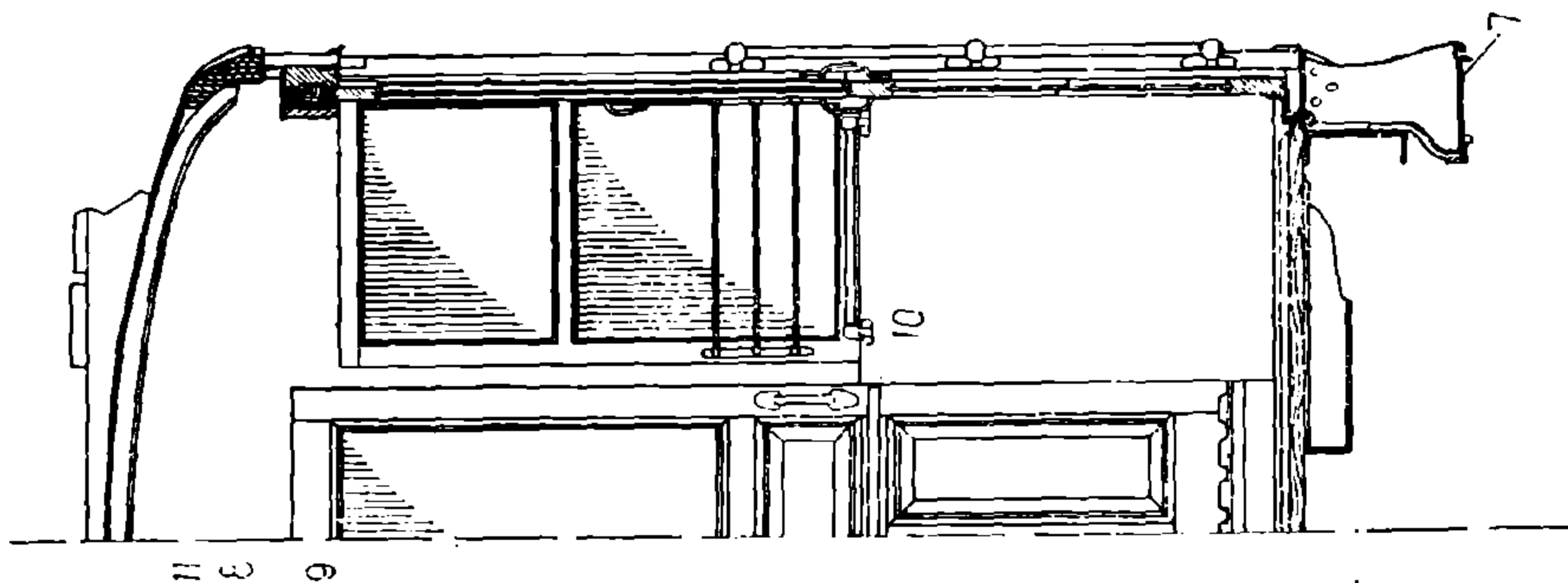
Фиг. 19.



Фиг. 20.



Фиг. 21.

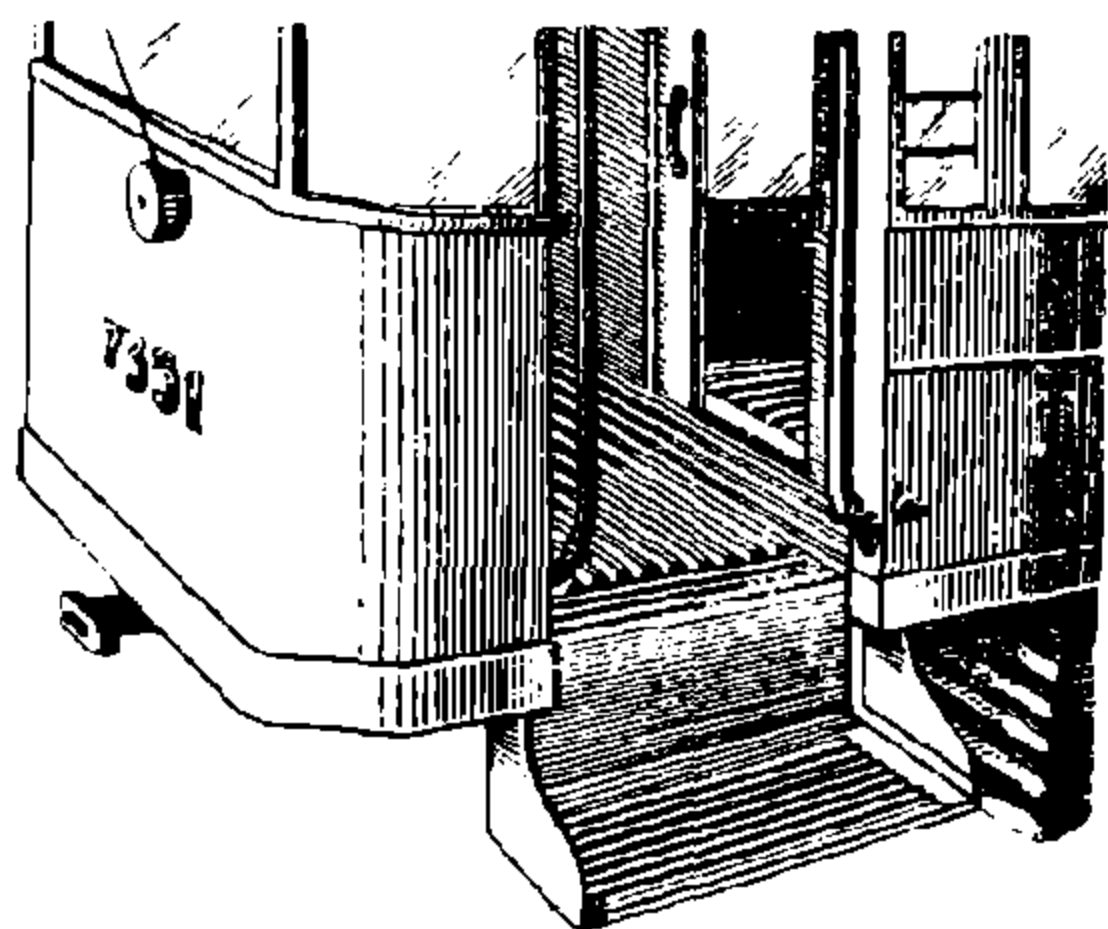


Фиг. 22.

Наружное очертание площадкам придается: округленное (фиг. 19); трапециoidalное (фиг. 20) и многоугольное (фиг. 21).

Остов площадки (фиг. 22) состоит из нижнего подоконного перронного листа 1 толщиной 2 мм, армированного сверху и внизу угловым железом и усиленного посредине и по краям вертикальными угольниками; из каркаса 2 для окон и из козырька 3, армированного полосовым железом.

Дуги козырька из полосового железа скреплены с металлическим ободом козырька и армированы деревянными дугами для прикрепления обшивки крыши. Рама площадки представляет продолжение рамы кузова и состоит из лобовой балки из углового железа или коробчатого сечения, двух крайних швеллеров или угольников и двух средних диагональных балок. Балки площадки скрепляются с рамой кузова. К средним подплощадочным диагональным балкам приклепывается кронштейн для крепления хомута тягового прибора. Лобовая балка подплощадочной части рамы 4 обклады-



Фиг. 23.

вается деревянным брусом, армированным снаружи полосовым железом. С перронного листа спускается фартук из листового железа для ската воды. К лобовой балке внизу привертывается на болтах подбуферная скоба 5, поддерживающая головку буфера.

Для большей видимости вагоновожатому площадки остеклены со всех сторон. Посредине площадки устанавливается металлическая колонка 6. На вагонах старой конструкции площадки в большинстве своем делались открытыми, т. е. ограничивались железными задвижными или открывающимися решетчатыми дверями. Современные

вагоны изготавливаются с закрытыми площадками.

Площадки имеют ширмовые или створчатые, открывающиеся или задвижные, двери, которые на современных вагонах имеют механизированный, механический или пневматический, привод для открывания и закрывания их.

На площадках располагаются приборы управления вагоном, а именно: контроллер, кран машиниста, ручной тормоз, привод от песочницы, головной и ножной звонки и привод для закрывания и открывания дверей площадок.

Приборы управления располагаются на площадке в следующем порядке:

Контроллер устанавливается так, чтобы вагоновожатый мог вращать его рукоятку левой рукой. Поэтому место для контроллера отводится или по оси площадки, как это делалось на старых типах, или же влево от оси площадки, как это осуществлено на новых вагонах.

Кран машиниста и привод ручного тормоза обычно располагаются справа от контроллера для возможности управления ими правой рукой вагоновожатого. Привод для песочниц делается или влево от контроллера (на старых вагонах), или же в виде педали, устанавливаемой рядом с педалью ножного звонка.

На зарубежных вагонах большинство приводных механизмов от аппаратов управления сделано в виде педалей.

Для входа на площадку и схода с нее устраиваются подножки.

Подножки изготавливаются из листового железа и армируются для жесткости угольниками.

Ступеньки подножек делаются или из полосового железа в виде решетки (фиг. 23) или же из специально изготовленных железных пластин со свинцовыми накладками для предупреждения от скольжения ноги при загрязнении подножки снегом.

Для предупреждения нахождения пассажиров на подножках при движении вагонов на современных конструкциях подножки закрываются дверями (фиг. 8).

## 7. Стены, окна и двери

Внутренние стены кузова (фиг. 24) в подоконной своей части выполняются большей частью деревянной обшивкой 1, разделанной, соответственно внутренней отделке, под красное дерево, под мореный дуб, под орех и проч.

Верхняя часть деревянной обшивки перекрывается подоконным внутренним карнизом 2, а нижняя часть — плинтусом 3. Вдоль стен кузова идут каналы 4 для прокладки кабелей и проводов для двигателей, реостатов, контроллеров и проч.

Все остальные части стен обкладываются деревянными панелями.

Для предупреждения панелей от гниения и для придания им гладкой поверхности, с которой легко удалять пыль, последние полируются под красное дерево, мореный дуб, орех и т. п.

Перед полировкой поверхность дерева зачищается стеклянной шкуркой и затем покрывается кистью особой мастикой.

### Состав мастики

Лак масляный	2 000 г
Сикатив .	800 "
Скипидар	800 "
Олифа . . .	600 "
Шпат в порошке .	9,0 "
Крахмал .	4,0 "
Мел	2,0 "

Мастика должна впитаться в дерево в течение 30 минут, после чего она втирается в дерево чистой тряпкой и оставляется для сушки в течение 24 часов.

Морение полируемой поверхности повторяется дважды, после чего поверхность лакируется и полируется.

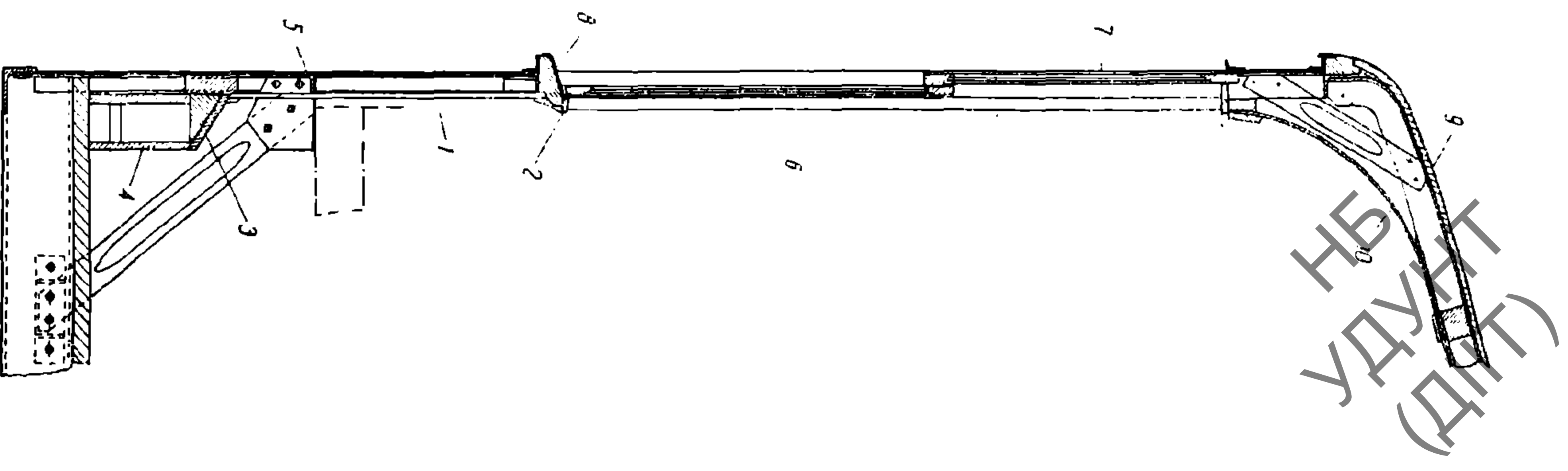
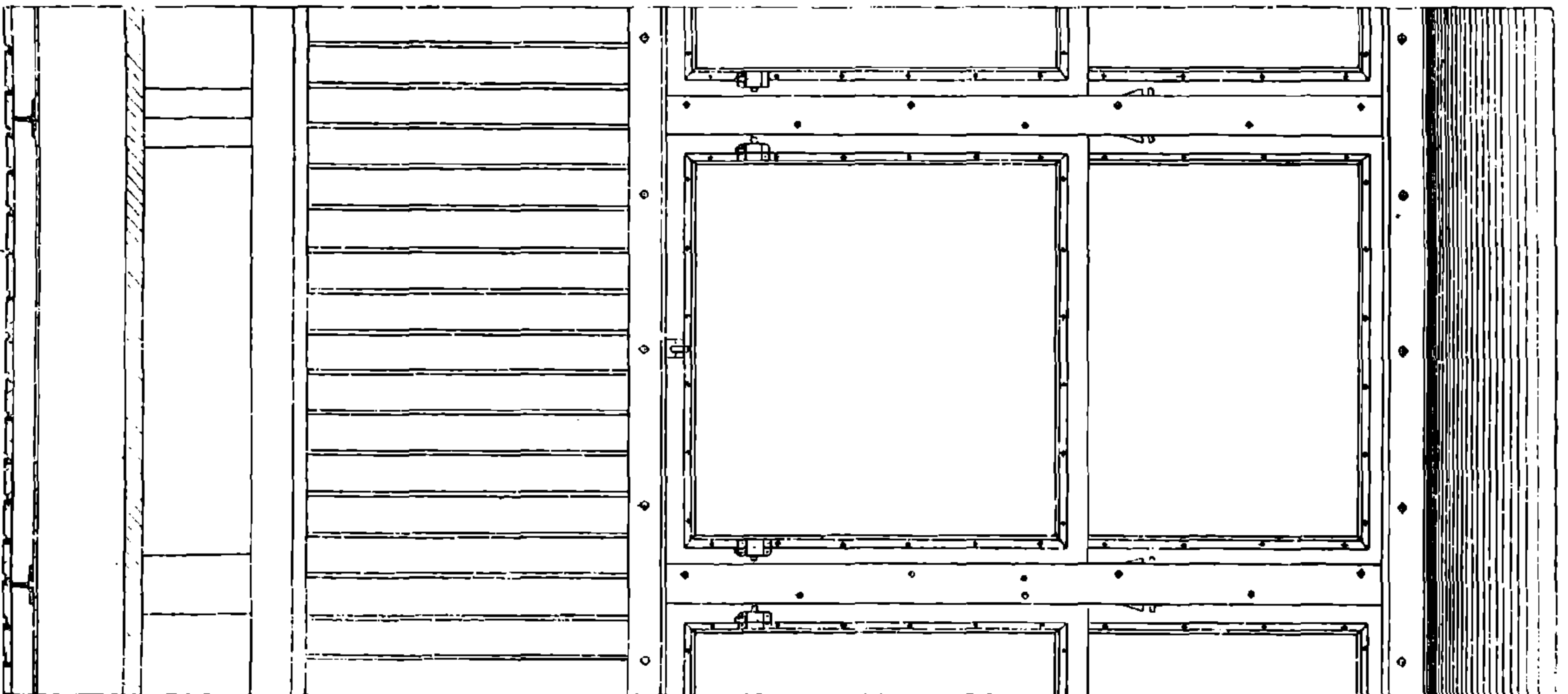
При отделке деревянных частей кузова под красное дерево в состав мастики добавляется кармин или красная магнолия.

Снаружи стены обшиваются листовым железом 5 (фиг. 24) толщиной в 1,5—2,0 мм.

Оконные рамы (фиг. 25) делаются обычно дубовые на шипах и на клею. В отверстие 1, куда вкладывается стекло, входят калевки (штабики) 2, прижимаемые к раме винтами. Для предупреждения дребезжания оконных стекол последние по периметру снабжаются резиновыми прокладками 3 желобчатого сечения.

На современных вагонах оконные рамы изготавливаются металлической конструкции, а иногда толстое оконное стекло до 10 мм не имеет никакой рамы.





Фиг. 24.

Подъем стекла без рамы осуществляется или при помощи специальных державок, вделанных в стекло, или посредством углублений, сделанных в стекле.

Стекла для оконных рам применяются двойные бемские толщиной до 4,0 мм или же зеркальные 6—8 мм.

Кузовные оконные рамы на вагонах старой конструкции изготовлялись цельными, опускающимися вниз в междуоконную пазуху между наружной и внутренней обшивкой. Такая конструкция окна обладает тем недостатком, что при попадании воды в междуоконное пространство получается повреждение кузовных стоек: деревянные гниют, а металлические ржавеют. Поэтому в современных вагонах делают оконную раму из двух частей, из которых одна нижняя 6 подъемная, а другая верхняя 7 глухая. При таком устройстве подоконник 8 делается глухим, и сырость за обшивку попасть уже не может (фиг. 24).

Площадочные оконные рамы делаются цельными за исключением лобового окна вагоновожатого, которое изготовляется или подъемным, или, чаще, с открывающейся частью.

Кузовные двери делаются обычно задвижными, открывающимися вправо. Дверь подвешена на двух роликах 8, катающихся по рельсу 9, установленному над дверью в верхней части поперечной стенки кузова. На поперечной двойной стене устанавливается деревянный или фибровый направляющий ролик, который катится по армированной латунной планке 10 (фиг. 22).

Для фиксации двери в открытом и закрытом положениях на рельсе делаются углубления в 2 мм, куда передний ролик западает, чем предупреждается произвольное открывание и закрывание двери.

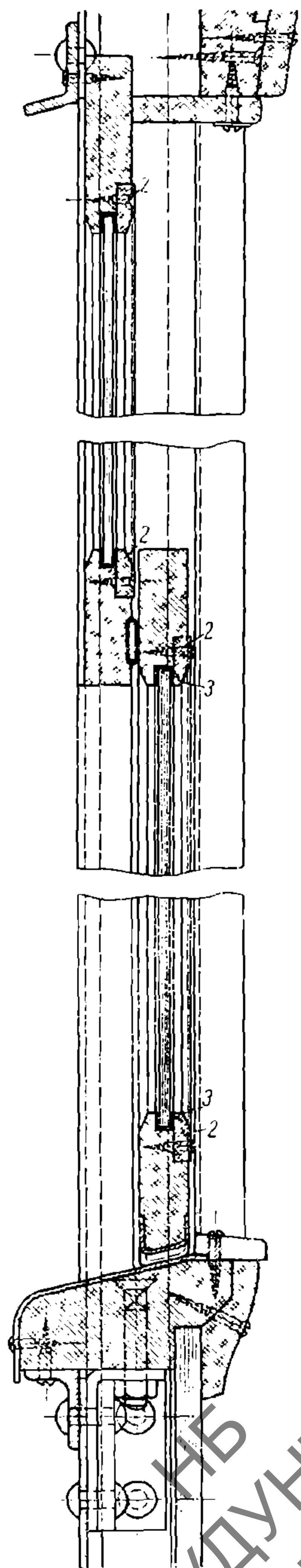
Для возможности осмотра смазки и ремонта верхних роликов и рельса над торцовым внутренним окном двойной стенки вагона делается открывной клапан.

Двери изготовляются обычно из дуба или другого дерева твердой породы.

## 8. Крыша и пол

Наружная крыша кузова (фиг. 24) и площадок делается из сосновой или еловой шпунтованной обшивки 9 толщиной досок 13 мм и шириной 100 мм.

Обшивка крыши кузова выполняется отдельно



Фиг. 25.

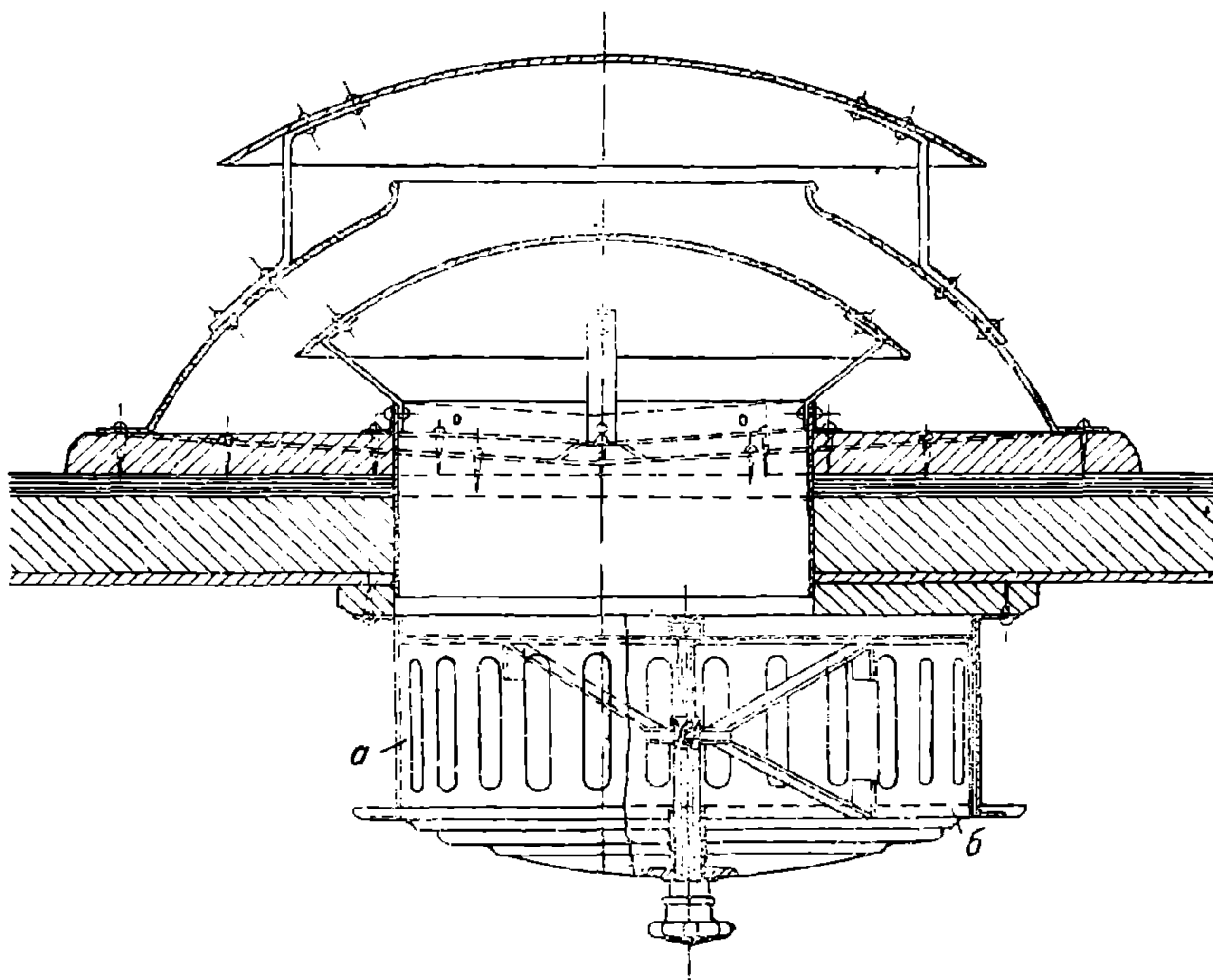
УДУНТ  
(ДНТ)

от обшивки козырька площадки. Доски для обшивки перед сборкой прокрашиваются, а затем сколачиваются. Крепление обшивки к крыше выполняется при помощи оцинкованных шурупов.

Крыша покрывается двойным брезентовым полотном, края которого заправлены под крышевой капельник карниза, идущего вокруг всей крыши.

Для плотного прилегания брезента к крыше крышевая обшивка покрывается мастикой из 5 частей льняного масла, 2 частей умбры, 3 частей мела, 2 частей охры и 0,5 части свинцового глета. Этой мастикой намазывается обшивка, а на последнюю натягивается брезент.

Над входами и выходами у площадок на крыше устанавливаются сточные желоба из оцинкованного железа.



Фиг. 26.

Для уменьшения теплопроводности крыши под обшивкой крыши прикрепляется мелкая пробка или войлок. На дуги изнутри вагона укрепляется трехслойная фанера толщиной 6 мм. В местах соприкосновения фанеры с железными дугами подкладывается утепляющая прокладка из войлока.

В раскладке на потолке крыши в желобах помещаются провода электрического освещения.

Пол кузова делается из досок толщиной 25 мм, укладываемых непосредственно на балки рамы вдоль вагона, а на площадках — поперек вагона. Между досками пола и балками подкладывается толь для уменьшения металлического шума. Доски, шпунтованные, прикрепляются к балкам бол-



тами и поперечными из полосового железа планками, идущими по ширине вагона и врезанными в пол. Над колесами в полу делаются вырезы, над которыми устанавливаются надколесные кожухи. На пол вдоль вагона, а на площадках поперек вагона укладываются и привинчиваются дубовые планки (мат), которые после износа могут быть сменены без повреждения пола. В полу моторного вагона делаются смотровые люки для осмотра двигателей, компрессоров и пр., закрываемые деревянными крышками, армированными по периметру угловым железом. В вагонах новейших конструкций деревянные полы заменяются ксилолитовыми или флексолитовыми. В этом случае пол выполняется из волнистого листового оцинкованного железа, сверху которого наносится слой массы толщиной 25—30 мм. Ксилолитовый пол является гигиеническим, огнеупорным, водонепроницаемым и не электропроводным.]

## 9. Внутреннее устройство кузова-

На полу вагона устанавливаются диваны. Диваны делаются одноместные и двухместные. При узком кузове устанавливаются с одной стороны одноместные, а с другой — двухместные диваны. При ширине кузова более 2 400 мм можно устанавливать в ряд по два двухместных дивана.

Диваны бывают жесткие и мягкие. Жесткие диваны приготавливаются из дубовых реек, набиваемых на железные планки. Крепление диванов осуществляется при помощи стоек к полу, а иногда к обшивке стены. Для удобства осмотра двигателей диваны иногда укрепляются к полу на петлях, благодаря чему диван поднимается, и доступ к люку становится свободным.

Мягкие диваны делаются металлическими с пружинами и обтягиваются сверху кожей или дермантином.

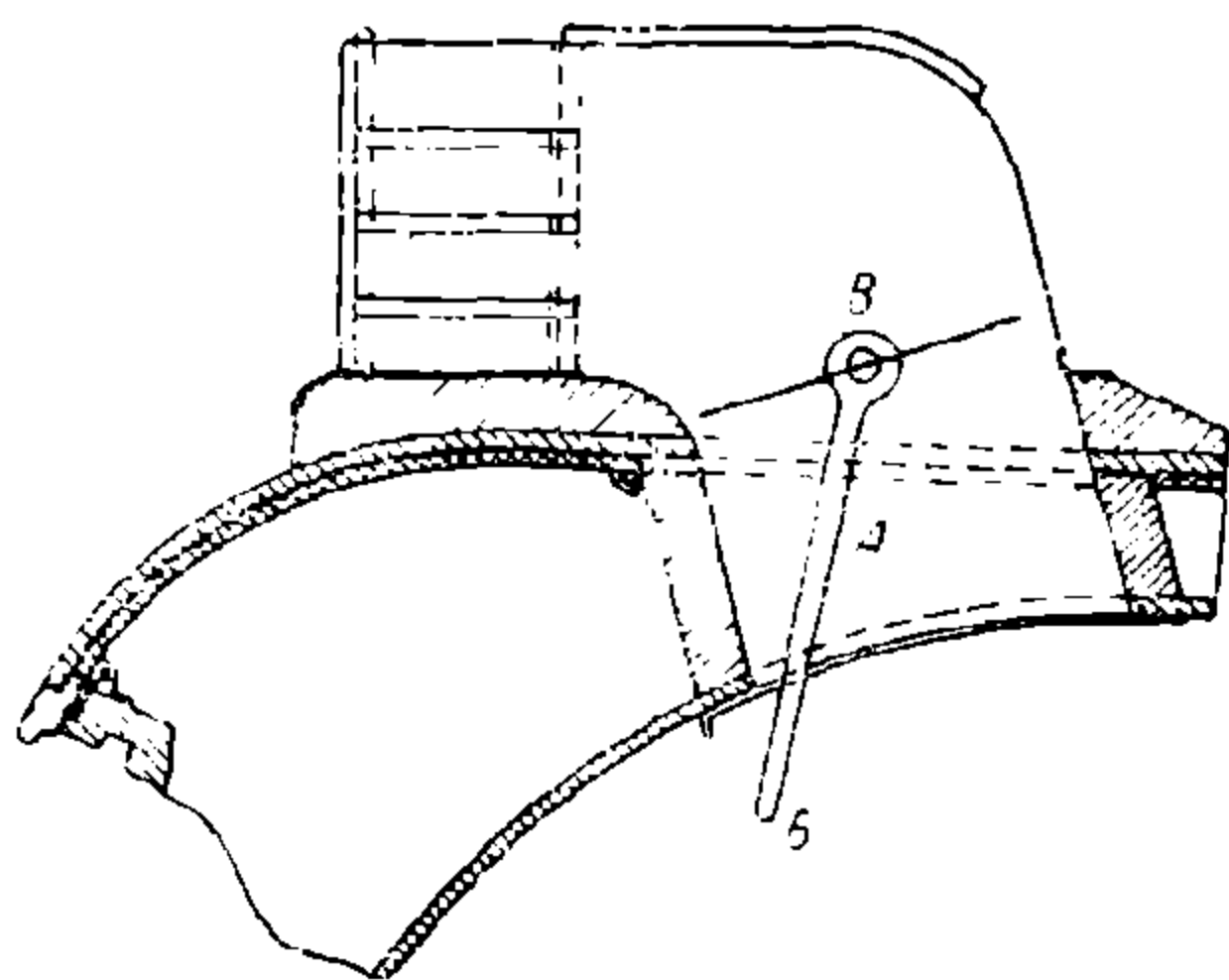
На спинках диванов и на оконных стойках устанавливаются металлические скобы (державки) для пользования стоящих пассажиров. Иногда державки делаются в виде кожаных петель, спускающихся с специальных поручней, подвешенных к потолку кузова. На современных вагонах подвесных державок в виде кожаных петель не делают, а заменяют их продольными металлическими поручнями. На потолке кузова располагаются вентиляторы. На старых типах вагонов применяются вентиляторы с естественной вентиляцией (фиг. 26).

Для регулировки вентилируемого воздуха имеется поворотный цилиндр б с щелями а, приходящимися против отверстий в наружном кожухе вентилятора.

На прицепных вагонах в СССР распространенным типом вентилятора является тип, указанный на фиг. 27. Этот вентилятор устанавливается по бокам крыши вагона.

Вентилируемый воздух регулируется посредством открывания шиберов АБ при помощи рычага, имеющего ось вращения в точке В.

На современных вагонах, где число пассажиров достигает 100 и более



Фиг. 27.

человек, естественная вентиляция является недостаточной, поэтому требуется установка специальных вентиляторов с приводом от электромотора.

На торцевых стенках кузова изнутри прикрепляются дощечки с надписями номера вагона, числа мест и наименования завода, изготовившего вагон.

На потолке кузова под деревянными розетками располагаются осветительные плафоны для одной или двух ламп, а на площадках для одной лампы. В современных вагонах вместо закрытых плафонов устанавливают открытые плафоны на одну лампу. Такие плафоны стоят дешевле закрытых, удобны в обслуживании и выгодней в эксплуатации.

## 10. Окраска вагона

Для предохранения деревянных частей от гниения, а железных от ржавления те и другие окрашиваются масляными красками.

Перед окраской железная обшивка кузова очищается от ржавчины. Механическая очистка ржавчины с обшивки производится пескоструйным аппаратом.

Очищенная от ржавчины поверхность железной обшивки протирается досуха скипидаром и затем покрывается олифой (грунтовка).

Грунтовка служит для предохранения железа от ржавления и для облегчения приставания к железу краски.

После грунтовки обшивка подвергается шпаклевке.

Шпаклевка производится для того, чтобы замазать все неровности в обшивке, трещины, щели и пр.

Для первого слоя шпаклевки применяется такая подмазка:

Краски	1 вес. часть
Олифы . .	1 "
Цинковых белил .	0,4 "
Скипидара .	0,5 "

Для второго и третьего слоя шпаклевки применяется эта же замазка, разведенная в олифе со скипидаром.

Железные винты и заклепочные головки предварительно подмазываются следующей замазкой:

Олифы .	1 кг
Мела в порошке	2 "
Свинцового глета .	0,5 "

Шпаклевку нужно производить тонким слоем, иначе при высыхании будут образовываться трещины.

После шпаклевки производится шлифовка мокрой пемзой. Шлифовка служит для удаления неровностей на окрашиваемой поверхности.

Прошлифованная поверхность покрывается три раза масляной краской или фиксолью. После каждой операции окраски необходимо, чтобы ранее наложенный слой краски высох. Каждый слой краски флейцуется. Наконец, после третьего слоя краски последняя шлифуется пемзовым порошком и затем покрывается два раза лаком.

После каждой лакировки необходима шлифовка пемзовым порошком.

При применении в качестве красителей хорошей фиксоли или эмалевых красок лакировку можно не делать.



Перед лакировкой на кузове делают соответствующие надписи и другие живописные работы.

Крыша вагона окрашивается масляной краской три раза. Для проверки правильности окраски крыши рекомендуется применять все три окрашиваемых слоя краски разных цветов. Приемщик вагонов, разрезая краску на крыше, по числу слоев определяет правильность окраски.

Ходовые части, тележки и другие подвагонные части закрашиваются коричневой краской.

Пол в вагоне покрывается серой дикой краской.

При повторной окраске вагонов необходимо удаление старого слоя краски.

Удаление старой краски достигается путем обжига бензиновыми лампами и скребками или же протравой специальной мастикой.

Составы мастики для удаления старой краски следующие:

Первый состав	{	Едкого кали . . . . .	1 200 г
		Нашатырного спирта . . . . .	400 "
		Крахмала . . . . .	200 "
		Эфира . . . . .	200 "
		Воды . . . . .	3 500 "
Второй состав	{	Мела в порошке . . . . .	1 000 "
		Извести негашеной . . . . .	800 "
		Соды углекислой . . . . .	720 "
		Мазута . . . . .	400 "

Указанная мастика размешивается до жидкой консистенции и намазывается по старой окраске. Через час мастика смывается водой.

После удаления окраски обшивка кузова тщательно очищается от ржавчины и окалины, затем протирается досуха скипидаром, чтобы оставшиеся щелочи, мыло и проч. не действовали на новую окраску. Подготовленная поверхность обшивки грунтуется олифой, а затем приступают к шпаклевке. Дальнейшие операции по окраске те же, что и при новой окраске.

Окраска вагонов в СССР производится вручную, на что требуется от 12 до 15 дней.

В заграничной практике распространен механизированный способ окраски.

Механизированная окраска производится пульверизатором следующим способом.

Жидкая краска заключена в особом, герметически закрытом резервуаре и находится под давлением около 2 ат. Резервуар соединен гибким рукавом с распылителем, который может приводиться в действие от руки. Опрыскиватель выбрасывает под давлением краску или лак, и последние проникают глубоко в щели окрашиваемой или лакируемой поверхности. Струя краски или лака может регулироваться рукой маляра.

Описанный способ дешевле ручной окраски, значительно сокращает простой вагонов в окраске, а также дает хороший и надежный слой краски.

Нужно однако признать, что применяемые краски при механизированном способе окраски (нитро-целлюлозные) являются вредными.

При процессе окраски краска распыляется на мельчайшие частицы, которые носятся в воздухе и вдыхаются рабочими в малярной мастерской. Поэтому работа по окраске с распылителями должна производиться только в респираторах и в малярных мастерских со специальной вентиляцией и др. приспособлениями.

## 11. Современные трамвайные вагоны

Широкое применение автомашин для городского транспорта за последние годы создало значительную конкуренцию трамваю. Поэтому трамвайный вагон подвергается резкой критике в смысле конструкции.

За границей, в частности в Америке, необходимость постройки такого трамвайного вагона появилась наряду с требованием дать удобный, легкий, бесшумный, дешевый и комфортабельный вагон для того, чтобы он мог легко конкурировать не только с автобусами, но и с легковыми автомобилями.

Вагон, удовлетворяющий вышеуказанным требованиям, был построен и сдан в эксплуатацию чикагским трамваем в 1930 г. (фиг. 28).

Существенным отличием этого вагона от вагонов старых конструкций являются:

1) отсутствие выступающих или свешивающихся частей кузова или тележки, исключаящее нахождение цепляющихся пассажиров при закрытых дверях вагона;

2) отсутствие приборов, аппаратов или приспособлений на крыше вагона кроме токоприемника;

3) отсутствие маршрутных дисков и вывесок;

4) широкие двойные двери с одной стороны кузова в закрытом состоянии скрывают подножки;

5) широкое одинарное фронтальное окно у вагоновожатого;

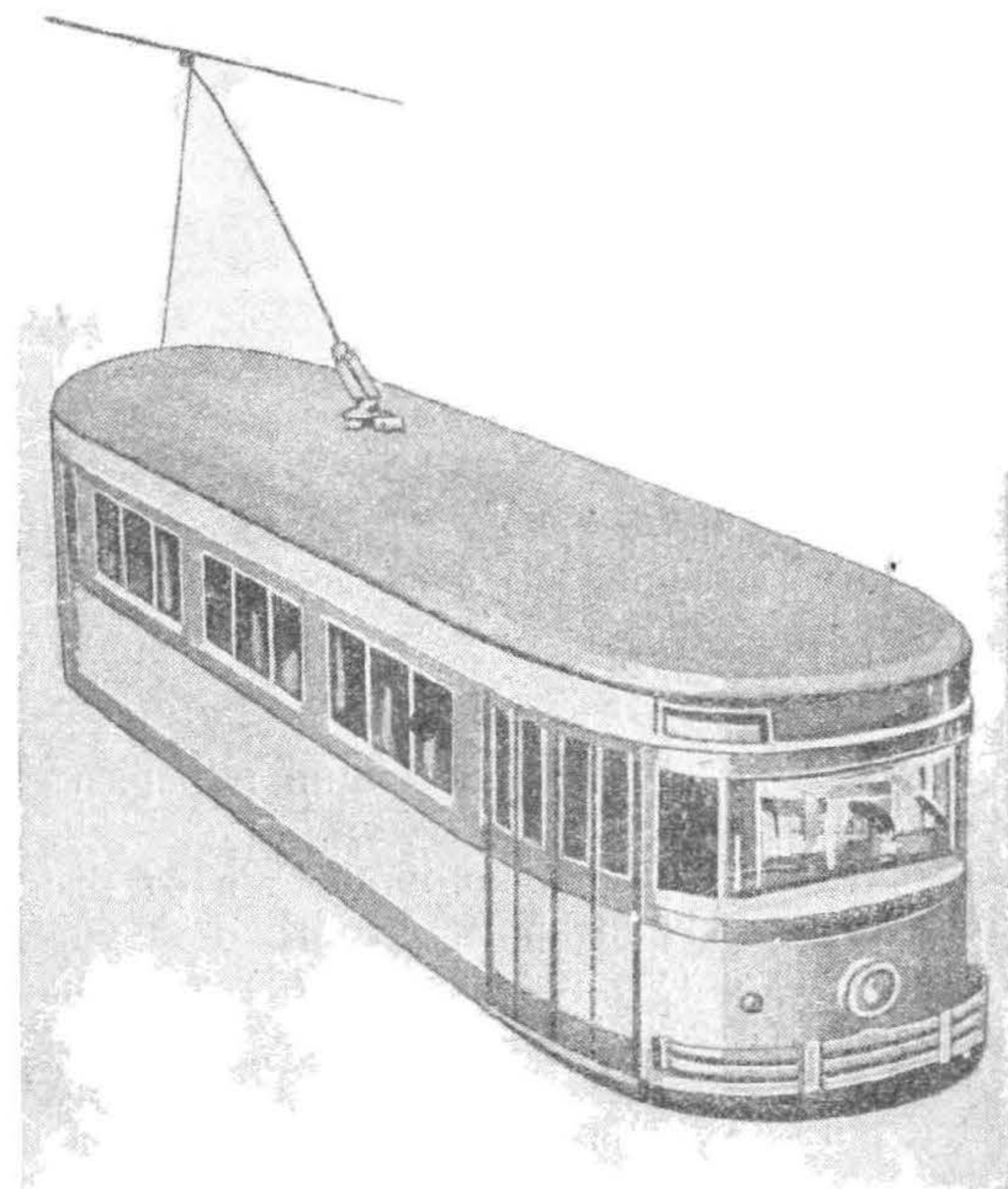
6) облегчение веса (200 кг на сидячее место);

7) бесшумность при движении по рельсовым путям;

8) удобства для пассажиров (значительная скорость сообщения, мягкие сиденья, отопление, вентиляция и т. п.).

Рама кузова указанного вагона изготовлена из алюминиевого сплава, термически обработанного и с механическими свойствами: сопротивлением на разрыв  $42,2 \text{ кг/мм}^2$  и пределом упругости  $24,6 \text{ кг/мм}^2$ . Прочие части кузова, как-то: стойки, дуги, крыши, оконные рамы, потолок, внутренняя отделка, части тележек и тормоза, изготовлены из алюминиевого сплава, благодаря чему вес всего вагона составляет 7 945 кг или 200 кг на одного сидящего пассажира.

Крыша эллиптической формы. Лобовые части кузова очерчены по полуэллиптическим кривым до угловых стоек. Обшивка кузова спущена до уро-



Фиг. 28.



вня нижних ступенек входных подножек, благодаря чему ходовые части тележек скрыты.

Внутри вагона нет торцевых стен и перегородок, отделяющих кабину вагоновожатого.

Вагон обслуживается без кондуктора. Плата за проезд опускается пассажирами в особый ящик, установленный на передней площадке у вагоновожатого.

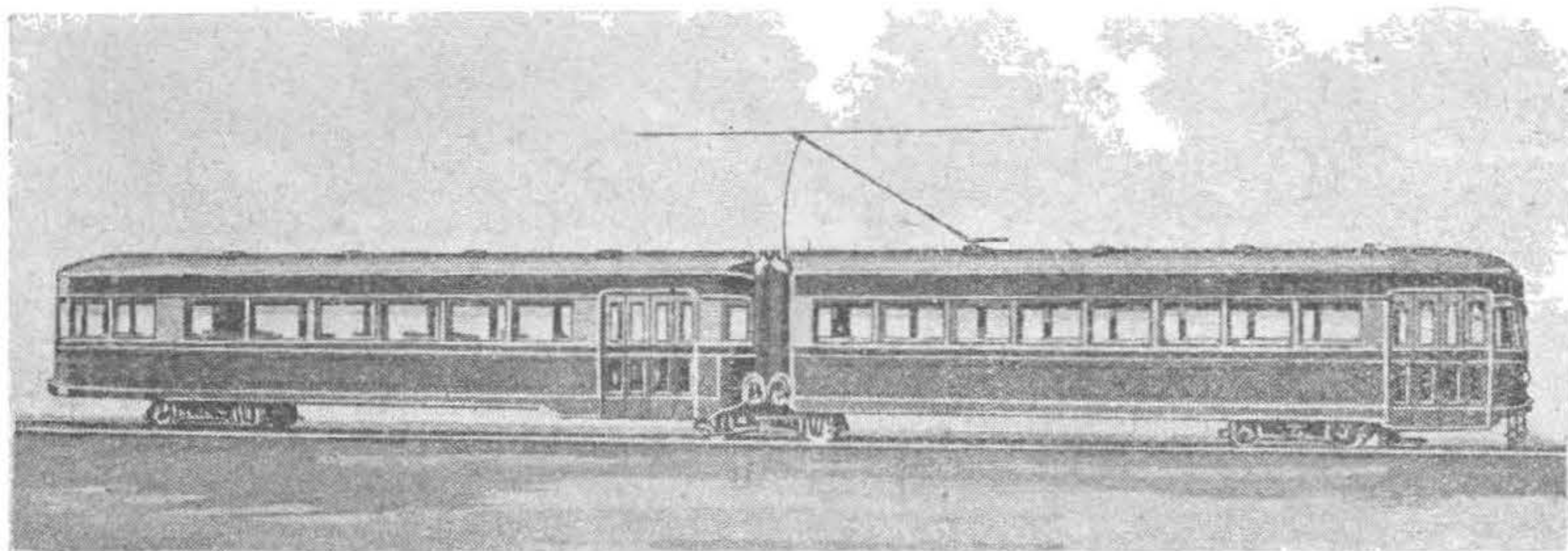
Благодаря значительным размерам кузова (длина около 10 500 мм и ширина 2 593 мм) число пассажиров в часы пик может быть доведено до 150 чел. при нормальной емкости в 40 мест для сиденья и 60 чел. для стоящих пассажиров.

Тележка этого вагона изготовлена также облегченной конструкции и имеет две полугибкие оси Timken.

На тележке установлены два двигателя по 36,8 кВт, передающие движения осям посредством кардана с червячной передачей.

Осевые подшипники роликовые. Колеса стальные, вальцованные диаметром в 559 мм.

В местах прилегания к раме картеров полуосей и между подшипниками и рамой тележки для уменьшения шума проложены резиновые прокладки.



Фиг. 29.

Служебный тормоз — электрический, вспомогательный — механический, приводимый в действие от рукоятки контроллера вагоновожатого и от специальной тормозной педали.

Двери закрываются механически с гидравлическим приводом.

Вагон имеет электрическое отопление печами, служащими одновременно пусковыми реостатами. Вентиляция вагона осуществлена специальным электрическим вентилятором, работающим только при движении вагона, на остановках же мотор вентилятора автоматически выключается.

На фиг. 29 показан американский сдвоенный моторный вагон на трех двухосных поворотных тележках. Длина вагона 22,7 м, ширина 2,54 м и высота 3,05 м. Вагон имеет в первом отделении 44 места для сиденья и во втором — 41 место.

Управление вагона происходит по системе „многих единиц“.

## 12. Содержание вагона в чистоте

Для содержания вагона в должном техническом и санитарном состоянии необходимо следить за сохранением его внешнего вида.

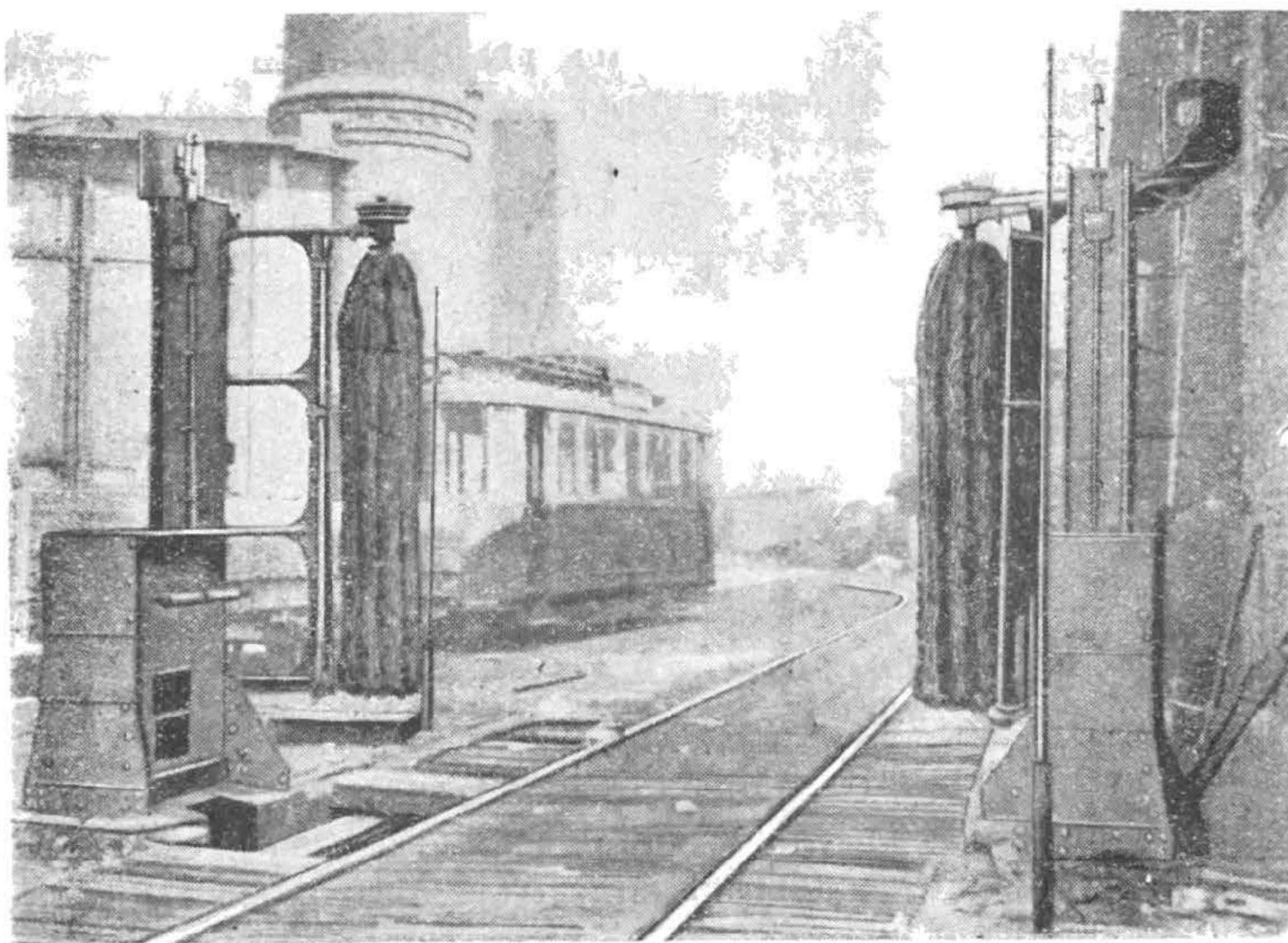


Обшивка кузова и перонные щитки площадок не должны иметь вмятин, трещин, царапин и пр.

Для поддержания окраски вагона в должном состоянии при окраске хорошими красителями, сохраняющимися не менее 2 лет, нужно через год производить лакировку.

Местные повреждения обшивки в виде вмятин, царапин и пр. подкрашиваются под общий колер, а затем вагон лакируется.

Каждый раз перед лакировкой вагона весь кузов подвергается промывке, для чего готовится мыльная эмульсия из 1 кг зеленого мыла на 12 л воды (ведро). Этой мыльной эмульсией щетками протирается поверхность кузова, после чего смывается водой. Такая операция промывки кузова должна производиться не реже как в 6 месяцев раз для того, чтобы окраска не загрязнялась. Не рекомендуется при промывке применять обыкновенное бельевое мыло с свободным содержанием каустической соды, так как по-



Фиг. 30.

следняя разрушает лак, и лакировка портится. Ежедневно в парке, по возврате всех вагонов ночью, чистильщицы вагонов просматривают наружную окраску и в случае загрязнения грязью моют кузов водой концами или тряпками.

За границей практикуют промывку кузовов механизированным способом при помощи моечной машины (фиг. 30). Эта машина состоит из ряда вращающихся барабанов *Б* с фибровыми щетками, приводимыми двумя моторами по 2 л. с. каждый, и системы труб с отверстиями, откуда под давлением водопровода вода разбрызгивается на вагон. Для промывки одного вагона требуется при моечной машине всего 30 — 50 секунд. Расход воды при механической мойке составляет от 100 до 120 л на один вагон. При ручной мойке расходуется 40 — 50 л воды на вагон.

Кроме моечных машин применяется приспособление в виде душа. Около рельсовых путей во дворе парка на двух рабочих местах устанавливается 8 стояков (по 4 на каждом месте) из газовых труб. Стояки со стороны рельсов имеют 2-мм отверстия, через которые вода под давлением 3—4 ат подается на проходящие вагоны.

Вагоны продвигаются со скоростью 0,8—1,0 м/сек и на первом рабочем месте обмываются водой, после чего протираются волосяными щетками вручную и попадают на второе рабочее место, где вторично обмываются водой.

Такой способ мытья вагонов применен Ленинградским трамваем и в настоящее время испытывается на Московском трамвае.

Расход воды при таком способе мытья вагонов составляет 100—120 л на один вагон.

Уборка внутри вагона производится чистильщиками, причем последние подметают полы, вытирают пыль на диванах, карнизах, подоконниках и пр. Стекла в окнах и дверях, плафоны, колпаки и ограждение стекол протираются тряпками.

Кроме такой уборки вагон один раз в месяц дезинфицируется следующими составами:

1) раствор сулемы	2 г	
воды .	1 л	или
2) формалина	3 г	
воды	1 л	

Металлические части — ручки, державки и пр. — протираются раствором карболовой кислоты или формалина.

Вагон, содержащийся в чистоте и приличном наружном виде, сохраняет окраску, загрязнение же вагона вызывает преждевременный ремонт окраски и лакировки.

### 13. Осмотр кузова и его частей

Осмотр кузова производится в ночной смене, а также при предупредительном осмотре (десятидневка, пятнадцатидневка).

При осмотре выполняются следующие работы:

а) Проверяется работа дверей площадочных и внутривагонных, для чего смазываются направляющие ролики, как верхние, так и боковые. Осматриваются дверные люки и ручки. Зимой во время примерзания двери к полу нужно через нижний дверной люк заливать денатурированный спирт.

б) Закрепляются входные и внутривагонные поручни с кронштейнами. Поручни, имеющие трещины, заменяются новыми.

в) Осматриваются кожаные державки на поручне, негодные заменяются новыми.

г) Осматриваются вытертые места полового мата и ставится новый мат в вагоне и на площадках.

д) Все половые люки осматриваются; разбухшие люки ремонтируются.

е) Осматриваются все оконные рамы. На дребезжащие стекла ставится резина. Заменяются оборванные подъемные ремни. Ремонтируются неисправные защелкивающиеся оконные приборы.

ж) Закрепляются ослабшие винты на раскладке и ставятся недостающие.

з) Осматриваются и закрепляются диваны. Металлические державки на диванах и на стенах вагона укрепляются.



и) Осматриваются подножки и погнутые выправляются. Если подножки с деревянными ступенями, то изношенные доски заменяются новыми.

## 14. Периодический ремонт кузова

Периодический ремонт производится через полгода — после пробега вагона 35 000 — 40 000 км (полугодовой) и через год — после пробега вагона 60 000 — 80 000 км (годовой).

При полугодовом ремонте производится частичный ремонт кузова, как-то: выправление лобовых щитков, замена негодных подножек, замена полового мата, подкраска и лакировка кузова.

При годовом ремонте кузова обшивка его не снимается, а ограничиваются лишь проверкой ее крепления и удалением повреждений (вмятин). Лобовые щитки выправляются. Поврежденные кузовные и площадочные стойки заменяются. Крыша вагона также остается без разборки, но обязательно окрашивается. Внутри вагона осматривают двери, окна, диваны, пол и пр. Оконные рамы или двери снимаются и ремонтируются. На полах заменяется изношенный мат. Диваны исправляются и крепятся к полу. Державки, поручни, кронштейны для них, вентиляторы, плафоны осматриваются и ремонтируются.

Площадки осматриваются. Входные двери, подножки, кронштейны, поручни, ограждения ремонтируются. Половые смотровые люки ремонтируются, причем армировка восстанавливается или заменяется новой. Дверные люки проверяются и ремонтируются. Все дверные и оконные подъемные и подвижные механизмы ремонтируются.

## 15. Капитальный ремонт кузова

### *а) Ремонт рамы кузова и площадок*

Для правки рамы кузов разбирается до основания рамы, и последняя нагревается жаровней с углем или сильными керосиновыми лампами. Вогнутые и поврежденные места выправляются при помощи бутылочных или реечных домкратов.

После правки продольных балок последние проверяются по уровню и по линейке. Если площадочные балки имеют просадку до 20 мм, то их можно выправлять без расклейки. Выправка площадочных балок производится домкратами и ударами кувалды.

После правки балок проверяется плотность заклепок. Ослабшие заклепки узнаются по глухому или дребезжащему звуку при ударе по ним ручником.

Поперечные балки при обнаружении трещин исправляются путем приклейки с одной или двух сторон железных накладок толщиной, равной толщине балки. Для большей надежности исправления накладки привариваются газом или электросваркой. Шпренгеля должны быть осмотрены, причем оборванные струны свариваются. Концы струн с резьбой прорезаются вновь. Гайки должны быть сняты, а перед постановкой промазаны олифой.

После сборки шпренгелей последние должны быть подтянуты. Перон-



ные угольники проверяются. Поврежденные угольники заменяются новыми или выправляются по шаблону.

Погнутая подбуферная скобка снимается, проверяется шаблоном и устанавливается на место.

При поломке подбуферной скобы последняя заменяется новой.

Скобы для буферного хомута осматриваются. В случае ослабления заклепок скоба отклепывается и ставится на новые заклепки.

Старые подножки осматриваются. Подножки, имеющие трещины, заменяются новыми. Согнутые подножки выправляются и устанавливаются на вагон.

### *б) Ремонт стоек*

Повреждения деревянных стоек бывают при авариях и при гниении от сырости, попадающей через оконные пазухи.

При обнаружении сломанной или сгнившей стойки готовится новая стойка. Кузов разбирается, старая стойка освобождается от обвязочного и подполового брусьев и заменяется новой. При повреждении до четырех штук оконных стоек с одной стороны кузова разрешается делать наделки, если же число поврежденных стоек более четырех, то последние заменяются новыми. Стойки, имеющие стрелу прогиба до 20 мм и более, заменяются новыми.

Место для шипа в подполовом бруссе прорезается насквозь, куда вгоняется конец стойки. В обвязочном бруссе стойка заделывается шипом на старом месте.

Внизу стойка укрепляется угольниками.

Ремонт металлических стоек заключается в том, что выгнутую стойку при повреждении расклепывают от рамы, продольных угольников и обвязочного бруса. Заготовленная вновь стойка таврового железа или выправленная старая устанавливается на место снятой стойки и приклепывается или приваривается.

Стойки, имеющие незначительную стрелу прогиба — до 10 — 15 мм, исправляются на месте при помощи нагревания лампами прогнувшихся мест и выправляются ударами кувалды до тех пор, пока не устранится выгиб. Исправленная стойка проверяется по уровню и линейке.

При исправлении стойки без съемки необходимо после выправления проверить состояние заклепок. Ослабшие заклепки должны быть переклепаны.

Площадочные стойки ремонтируются чаще кузовных, так как они большей частью ломаются при столкновениях и наездах. Деревянные стойки площадок заменяются или целыми или иногда допускаются вставки. Железные площадочные стойки при повреждении снимаются, выправляются. Стойки, имеющие трещины, свариваются, а затем устанавливаются на месте.

### *в) Ремонт верхних обвязочных брусьев*

Для смены верхнего обвязочного бруса или его части на кузове при деревянной конструкции крыши поступают следующим образом: разбирается обшивка крыши и потолка над брусом вдоль вагона. Разъединяется крепление потолочных дуг с обвязочным брусом.

В вагонах устанавливаются в 3—4 местах упоры под потолок. Основа-

ния упоров устанавливаются на домкраны, при помощи которых упоры приподнимаются на 40—50 мм до тех пор, пока шипы потолочных дуг не выйдут из обвязочного бруса.

Новый обвязочный брус должен быть заготовлен, после чего он устанавливается на место поврежденного.

При необходимости смены лишь части обвязочного бруса полная разборка обшивки потолка и крыши не требуется. В этом случае разъединяется скрепление обвязочного бруса с потолком и крышей в той части, где его необходимо заменить.

### *г) Ремонт потолочных дуг, потолка и крыши*

Ремонт потолочных дуг в вагонах старых конструкций с деревянными дугами приходится делать лишь при восстановительном ремонте, через 10—12 лет. В современных же вагонах с железными дугами этот ремонт возможен лишь после аварий.

В первом случае, т. е. при смене потолочных дуг, заготавливаются по шаблону новые дуги по числу сменяемых, после чего разбирают крышу, снимая брезент и обшивку, а также потолок. Дуги отнимаются у обвязочного бруса, а новые устанавливаются на место снятых. Если повреждены одна или две дуги, то всю крышу не разбирают, а снимают часть крыши между поврежденными дугами. Дуги обычно делают гнутыми, а не выпиленными, так как при разрезывании продольных волокон в дереве материал дуг ослабляется.

При повреждении металлических дуг крыши в том месте, где требуется сменить потолочные дуги, крыша и потолок разбираются. Железные потолочные дуги отнимаются от обвязочных продольных угольников вместе с армированными деревянными дугами. Если железные дуги искривлены, то они выправляются. Лопнувшие угольники завариваются, проверяются по шаблону и устанавливаются на место.

При ремонте крыши брезент снимается и осматривается. Брезент с поврежденными местами заменяется новым.

Вся деревянная обшивка крыши осматривается и простукивается ручником. Прогнившие, разохшиеся или покоробленные доски обшивки заменяются новыми. При смене одной доски не разрешается вставлять часть ее, а нужно менять всю доску.

Доски для обшивки применяются сухие сосновые или еловые толщиной 13 мм и шириной 100 мм.

После укладки взамен поврежденных досок крышевая обшивка покрывается брезентом на мастике. Брезент по краям прибивается медными или железными оцинкованными гвоздями.

При ремонте потолка фанера или картон отнимаются от потолочных дуг, осматривается утепляющая изоляция и в случае ее порчи заменяется новой.

Поврежденные листы фанеры или картона заменяются новыми.

### *д) Ремонт пола и половых люков*

Повреждение пола в большинстве случаев бывает от естественного износа, а также от гниения. Так как полы, изготовленные из сырого леса,

дают трещины и коробление, сырость проникает между досками, отчего последние гниют. Для полов применяются обычно дубовые доски толщиной в 25 мм и шириной в 150 мм. В настоящее время вместо дуба применяются сосновые доски.

После замены половых досок последние скрепляются половыми железными планками. Планки врезаются в пол заподлицо. Железные скрепляющие планки должны плотно вгоняться в пол и быть обязательно оцинкованными.

Поверх пола настилагается мат. Для мата применяется обычно сухой дуб или береза, пропитанная в олифе.

Перед сборкой половых досок торцы последних и пазы покрываются масляной краской, после чего доски сколачиваются с таким расчетом, чтобы не было щелей, куда могла бы попадать сырость и преждевременно разрушать пол.

Если пол поврежден не весь, а только местами, то ремонтируются поврежденные места, на которых доски заменяются новыми.

Половые люки осматриваются, причем отверстия для люков армируются угловым железом. Если старая армировка цела, то она укрепляется к полу.

Деревянные люки исправляются; покореженные и разошедшиеся люки перебираются, подгоняются по люковым отверстиям в полу и на них сверху укрепляется мат.

Люки изготавливаются из дубовых или сосновых досок толщиной в 25 мм.

На люках должны быть восстановлены подъемные ручки, кольца или скобы.

У люков, имеющих армировку, последняя восстанавливается и укрепляется на место.

Надколесные кожухи исправляются. Разбитые кожухи заменяются новыми, хорошо укрепляются к полу на замазке и шурупах.

#### *е) Ремонт наружной железной обшивки*

Наружная железная обшивка на трамвайных вагонах подвергается довольно частым повреждениям при столкновениях вагонов и наездах других видов транспорта. Чаще всего бывает повреждение обшивки лобового щитка на площадке.

Поврежденная железная обшивка снимается и выправляется на плите. Места, имеющие надрывы или трещины, завариваются.

Перед постановкой обшивки на место железные листы покрываются с обеих сторон вареным маслом, с внутренней же стороны обшивка прокрашивается свинцовым суриком.

После постановки кузовной обшивки последняя укрепляется оцинкованными шурупами к стойкам. На обшивке устанавливаются штабики, которые предварительно выправляются.

Лист „Полонсо“ снимается только в том случае, если последний получает повреждения настолько значительные, что, не отнимая листа, исправлением на месте ограничиться не удастся.

Железная кузовная и площадочная обшивка, имеющая следы ржавления, заменяется новыми листами.

После постановки железной обшивки на место последняя проверяется ударами ручника, при этом она не должна дребезжать.

Для обшивки применяется листовое железо не тоньше 1,5 мм.

При ремонте обшивки с правкой листов окраска повреждается, поэтому



приходится перекрашивать вагон заново. Перед входными и выходными дверями с наружной стороны кузова укрепляются кронштейны для входных поручней. Деревянные поручни при этом проверяются. Поручни с трещинами заменяются новыми. Поручни, имеющие изгибы, выправляются и ставятся на место.

*ж) Ремонт дверей, окон, панели, раскладки, сидений и прочего внутреннего устройства кузова и площадок*

Двери при капитальном ремонте снимаются и осматриваются.

Двери с поврежденной обвязкой или филенкой должны быть исправлены.

Смотровые клапаны над вагонными дверями, а также нижние дверные люки у двойной стенки осматриваются и исправляются.

Осматриваются и исправляются верхний дверной рельс, ролики и валики. Ролики и валики должны быть цементированными. Рельс и ролики смазываются перед постановкой дверей на место.

Осматривается и проверяется крепление дверных ручек, петель, державок и пр.

Вагонные двери и наддверные клапаны перечищаются и лакируются заново.

При открывании и закрывании дверей последние должны легко открываться и закрываться и не давать дребезжания на ходу.

Стекла в вагонных дверях осматриваются и под дребезжащие подкладывается резиновая прокладка.

Площадочные двери на закрывающихся площадках осматриваются. Лопнувшие филенки или обвязка заменяются и дверь исправляется. Осматривается дверной привод, управляющий открыванием и закрыванием дверей. При большой разработке отверстий в поводках закрывающего механизма (отверстие имеет разработку до 2 мм) поводки заменяются новыми или ремонтируются. Ширмовые складные двери также осматриваются. Направляющий рельс внизу исправляется, петли осматриваются и поврежденные заменяются. После установки площадных дверей последние снабжаются прутковым ограждением стекол.

Двери перечищаются и лакируются.

Дверцы открытых площадок осматриваются, согнутый переплет переклепывается и исправляется. Рельсы и ролики задвижных дверок исправляются, разработанные ролики заменяются новыми.

На дверках проверяются и укрепляются ручки.

Складные дверцы выправляются.

Каркасные и торцевые окна на площадках осматриваются. Сгнившие рамы перебираются или заменяются новыми. Дребезжащие стекла ставятся на резиновую прокладку.

На площадочных окнах оконное прутковое ограждение заменяется и очищается или окрашивается. При деревянном ограждении заменяются лопнувшие деревянные планки.

Все ограждение должно быть надежно закреплено.

Заменяются все изношенные кожаные державки на площадках. Металлические державки (ск бы) должны быть очищены или окрашены и надежно укреплены.

Осматриваются стойки на площадках и, если они имеют искривление, выправляются и укрепляются к полу и потолку.

Вагонные окна осматриваются. Подоконники исправляются. У опускаемых окон (вагоны старой конструкции) проверяются в оконной пазухе резиновые буфера и, при износе последних, заменяются новыми.

В подъемных окнах проверяются рамы и подоконники. Лопнувшие подоконники заменяются новыми. Оконные рамы при повреждении обвязки заменяются новыми. Дребезжащие стекла ставятся на резиновую прокладку.

Глухие рамы (торцевые и площадочные) ставятся в фальцах на замазке, шурупах и штабиках.

Открывающиеся оконные рамы должны ходить плотно и свободно в оконных проемах.

Все защелкивающие механизмы должны быть осмотрены и исправлены так, чтобы поднятые окна удерживались последними.

На окнах, имеющих подъемные ремни, последние должны быть заменены новыми.

Вся раскладка осматривается. Недостающие шурупы ставятся на место.

Осматриваются нижние подоконные клапаны и исправляются петли и замки.

Раскладка и панель перечищается и лакируется заново.

Все вагонные диваны снимаются от пола и просматриваются. Сломанные планки заменяются новыми. Исправляется железное крепление диванов к полу и диваны устанавливаются и крепятся на оцинкованных болтах. Диваны перечищаются и лакируются. На диванах устанавливаются металлические державки.

Кронштейны продольных поручней осматриваются и сломанные заменяются новыми. Лопнувшие поручни заменяются новыми и лакируются.

Все старые кожаные державки заменяются новыми.

Металлические державки, установленные на торцевых стенах и на раскладке, укрепляются, сломанные заменяются новыми.

Осматриваются и исправляются направляющие отверстия для веревки головного звонка, а также ставится новая звонковая веревка.

Потолочная арматура (плафоны) осматривается, очищается, никелируется или эмалируется и ставится на место. Стекланные колпаки плафонов протираются от пыли.

Касетки для кондуктора и вагоновожатого очищаются и ставятся на место.

Потолочные вентиляторы снимаются и осматриваются. При поломке вентиляторы исправляются и устанавливаются на место.

НБ  
УДУНТ  
(ДІІТ)

# МЕХАНИКА ДВИЖЕНИЯ

## 16. Основные законы движения поезда

Движение поезда основано на превращении вращающего момента, создаваемого двигателями моторного вагона, в поступательное движение поезда.

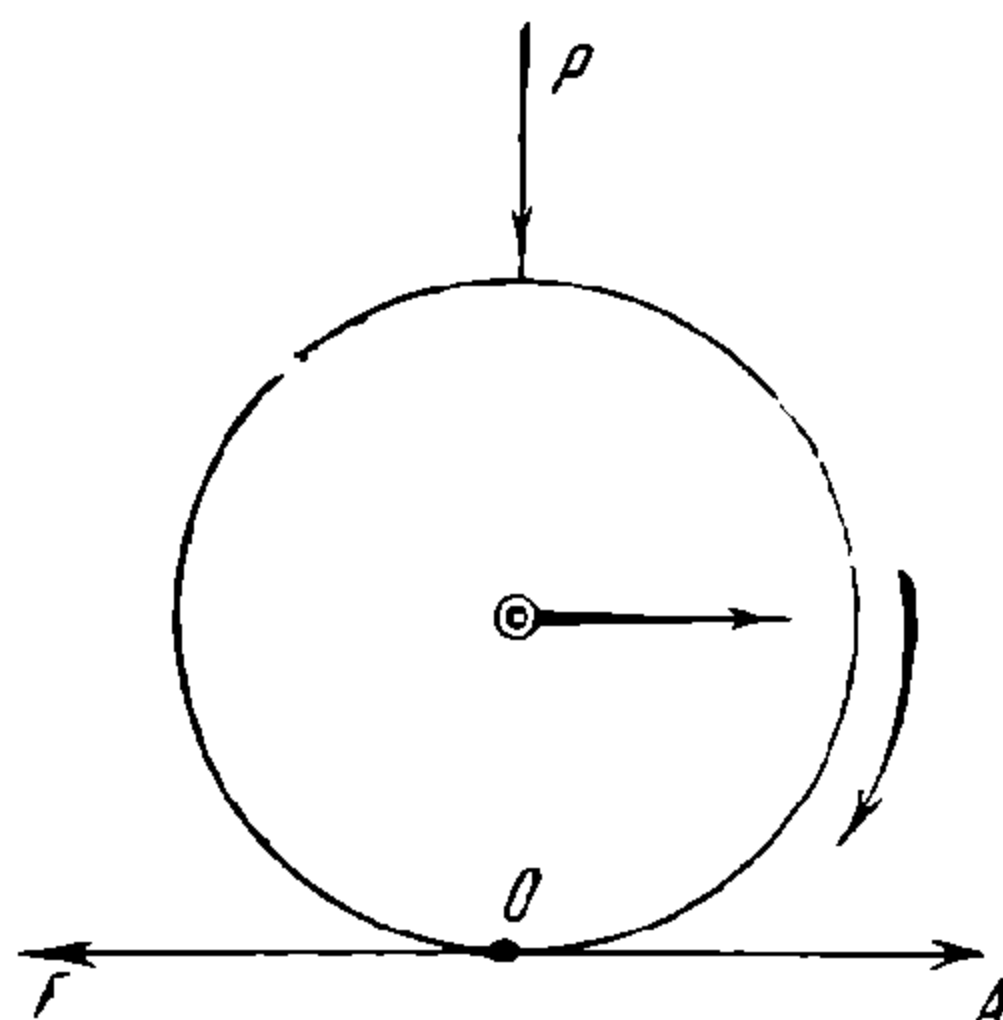
Для получения поступательного движения поезда при вращении колесных пар необходимо, чтобы существовала внешняя сила  $A$  в виде горизонтальной реакции рельса.

Сила  $A$  должна быть равной и противоположной по направлению силе тяги  $F$  поезда (фиг. 31).

Поступательное движение поезда возможно только при соблюдении следующих условий.

Сила тяги  $F$  должна быть равна или меньше реакции рельса  $A$ , т. е.

$$F \leq A. \quad (1)$$



Фиг. 31.

В случае нарушения этого соотношения сил  $F$  и  $A$  при  $F > A$  может наступить момент, когда колесо начнет вращаться около точки  $O$  и поезд не получит поступательного движения.

Явление вращения колес при отсутствии поступательного движения поезда называется буксованием.

Максимальная сила тяги  $F$  зависит от величины сцепного веса  $P$  и коэффициента сцепления колеса с рельсом  $\phi$ :

$$F_{\max} = P \cdot \phi. \quad (2)$$

Под сцепным весом подразумевается давление, приходящееся на одну ведущую колесную пару моторного вагона.

Коэффициент сцепления  $\phi$  зависит от состояния рельсов и от скорости движения поезда.

В табл. 3 приводятся изменения коэффициента сцепления в зависимости от состояния рельсового пути.

Зависимость коэффициента сцепления от скорости движения поезда приведена в табл. 4.

Из данных, приведенных в табл. 4, видно, что максимальное значение  $\phi$  получается при неподвижном поезде на сухих рельсах. Наименьшее значение  $\phi$  соответствует движению поезда с наибольшей скоростью при мокрых рельсах.

Увеличение коэффициента сцепления  $\phi$  можно получить при посылке песка на рельсы, когда величина  $\phi$  может возрасти до 0,35 и выше.



Таблица 3

Состояние рельсового пути	Величина $\phi$
Чистые и сухие рельсы	0,25—0,3
Мокрые рельсы . . . . .	0,18—0,2
Рельсы, покрытые инеем или снегом	0,15—0,18
липкой грязью .	0,10—0,15
листьями, нефтью или маслом	0,05—0,1

Таблица 4

Сухие рельсы		Мокрые рельсы	
Скорость поезда в км/час	Величина $\phi$	Скорость поезда в км/час	Величина $\phi$
Неподвижный поезд	0,3	Неподвижный поезд	0,22
10	0,28	10	0,20
20	0,26	20	0,185
30	0,24	30	0,18
40	0,17	40	0,14
50	0,15	50	0,12

Движение поезда можно выразить следующим уравнением:

$$a = \frac{g(F - \Sigma W \cdot G)}{1000 \cdot G \cdot k}, \quad (3)$$

где  $a$  — ускорение поезда в м/сек<sup>2</sup>;

$g$  — ускорение силы тяжести

$F$  — сила тяги поезда в кг;

$\Sigma W$  — сумма всех сопротивлений поезда в кг на тонну поезда;

$G$  — вес поезда брутто;

$k$  — коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс.

Величина  $k$  для моторных вагонов принимается от 1,1 до 1,14 и для прицепных вагонов от 1,06 до 1,08.

## 17. Сопротивления движению поезда

Вагон или поезд при своем движении встречает сопротивления, зависящие

а) от профиля пути;

б) от кривых;

в) от трения в шейках вагонных осей;

г) от воздушной среды;

д) от трения бандажей о рельсы, потерь от ударов на стыках и пр.

Все указанные сопротивления выражаются в килограммах на тонну веса вагона или поезда.

## 18. Сопротивление от профиля пути

Сопротивление от профиля пути выражается формулой

$$W_i = \pm i \text{ кг/м}, \quad (4)$$

где  $W_i$  — сопротивление от профиля пути;  
 $i$  — величина подъема или спуска в ‰.

Выражение  $i$  берется со знаком плюс для подъемов и со знаком минус для спусков.

## 19. Сопротивление от кривых

Сопротивление от кривых  $W_r$  зависит от радиуса кривой и определяется по эмпирическим формулам.

Инж. L. Violet дает формулу

$$W_r = \frac{1000 \varphi}{2R} (b + \sqrt{b^2 + l^2}) \text{ кг/м}, \quad (5)$$

где  $\varphi$  — коэффициент трения = 0,16 — 0,18;

$R$  — радиус кривой в м;

$b$  — ширина колеи в м;

$l$  — длина жесткой базы тележки в м.

По формуле Иллинойского университета сопротивление от кривых определяется из уравнения

$$W_r = \frac{32v}{R} \text{ кг/м}, \quad (6)$$

где  $v$  — скорость поезда в км/час;

$R$  — радиус кривой в м.

Для вагонов со свободными осями при определении  $W_r$  можно пользоваться формулой Hoffman

$$W_r = \frac{40l}{R} + 0,4 \text{ кг/м}, \quad (7)$$

где  $l$  — длина базы вагона в м;

$R$  — радиус кривой в м.

Для вагонов на двухосных поворотных тележках при нормальной колее рекомендуется пользоваться формулой

$$W_r = \frac{630}{R} \text{ кг/м}, \quad (8)$$

где  $R$  — радиус кривой в м.

Более распространенной формулой для определения  $W_r$  является формула Blondel:

$$W_r = \frac{350a}{R} \text{ кг/м}, \quad (9)$$

где  $a$  — ширина колеи в м;

$R$  — радиус кривой в м.

## 20. Сопротивление от трения в подшипниках

Сопротивления от трения в подшипниках складываются из трения в наружно-осевых и моторно-осевых подшипниках.

Трение первого рода в моторно-осевых подшипниках сравнительно с трением в наружно-осевых подшипниках невелико вследствие ограниченного удельного давления, почему в расчетах сопротивлением в моторно-осевых подшипниках можно пренебрегать.

Сопротивление же от трения в наружно-осевых подшипниках имеет достаточную величину и изменяется пропорционально скорости на окружности шейки оси колесной пары.

Сопротивление от трения в наружно-осевых подшипниках определяется из уравнения

$$W_t = 1000 \varphi_t \frac{d}{D} \cdot \frac{p_1}{p} \text{ кг/т}, \quad (10)$$

где  $\varphi_t$  — коэффициент трения между подшипником и шейкой оси;

$d$  — диаметр шейки оси;

$D$  — диаметр колеса;

$p$  — давление от веса вагона на колесную пару с весом последней;

$p_1$  — давление на ось за вычетом веса колесной пары.

Экспериментальным путем установлено, что при трогании вагона с места  $W_t$  достигает максимального значения и колеблется в пределах 7—12 кг/т.

Во время движения поезда при наличии обильной смазки и хорошей пригонки подшипников  $W_t$  изменяется в пределах 0,5—1,5 кг/т.

Величина  $W_t$  при роликовых подшипниках в 5 раз менее, чем при скользящих подшипниках.

## 21. Сопротивление от воздушной среды

Сопротивление, получаемое моторным вагоном или поездом от воздушной среды, зависит главным образом от скорости движения вагона или поезда.

Кроме того величина сопротивления от воздушной среды зависит от числа вагонов в поезде их боковой поверхности и от поперечного сечения моторного вагона.

Проф. А. В. Лебедев приводит следующую эмпирическую формулу. Сопротивление от воздушной среды, получаемое лобовой частью моторного вагона или электровоза, будет:

$$Rv' = k_2 S \left( \frac{v}{10} \right)^2 \text{ в килограммах}, \quad (11)$$

где  $k_2$  — коэффициент, зависящий от формы лобовой части моторного вагона или электровоза;

$S$  — площадь проекции лобовой части моторного вагона или электровоза на плоскость нормальную к оси пути в квадратных метрах с высотой от головки рельса до крыши вагона;

$v$  — скорость поезда в км/час.

Ввиду ограничения максимальной скорости сообщения трамвайных поездов величина сопротивления воздушной среды мало влияет на увеличение общего сопротивления движению.



## 22. Общее сопротивление движению

При производстве тяговых расчетов обычно не пользуются вычислением отдельных внутренних и внешних сопротивлений, получаемых поездом при движении, а определяют общее сопротивление опытным путем и вычисляют его по эмпирическим формулам. Общее сопротивление движению иначе называется коэффициентом тяги. Путем многочисленных опытов, произведенных на трамвайных путях, установлено, что величина общего сопротивления зависит от типа рельсов и от состояния их загрязнения. Для чистых рельсов типа „Виньоль“ общее сопротивление колеблется от 4 до 6 кг/м, при рельсах же типа „Феникс“ общее сопротивление несколько больше и составляет 7—9 кг/м.

Общее сопротивление повышается при загрязнении рельсов снегом или песком и достигает 20—25 кг/м.

При производстве тяговых расчетов рекомендуется пользоваться нормами ВТАБ: для моторных вагонов  $W_0 = 9$  кг/м и для прицепных  $W_0 = 6$  кг/м.

Ниже приводятся эмпирические формулы для определения общего сопротивления или коэффициента тяги.

Формула Франка:

$$W_0 = 2,5 + 0,0142 \left( \frac{v^2}{10} \right) + \frac{0,3n}{G} \left( \frac{v}{10} \right)^2 \text{ кг/м}, \quad (12)$$

где  $v$  — скорость поезда в км/час;

$n$  — число вагонов в поезде;

$G$  — вес поезда в т.

Формула Пфорра:

$$W_0 = 2,5 + \left( 0,00015 + \frac{0,00813n + 0,0065S}{G} \right) v^2 \text{ кг/м}, \quad (13)$$

где  $S$  — поперечное сечение моторного вагона в м<sup>2</sup>;

$n$  — число вагонов в поезде;

$v$  — скорость поезда в км/час;

$G$  — вес поезда в т.

Формула проф. А. В. Лебедева:

$$W_0 = \frac{25 + \left( \frac{v}{10} \right)^2}{\sqrt{G}} + \frac{S}{G} \left( 0,43 + 0,06n \right) \left( \frac{v}{10} \right)^2 \text{ кг/м}, \quad (14)$$

где  $v$  — скорость поезда в км/час;

$G$  — вес поезда в т;

$n$  — число вагонов в поезде;

$S$  — площадь проекции моторного вагона на плоскость, нормальную к оси пути, в м<sup>2</sup>.

Практически коэффициент тяги определяется следующим способом. Испытуемый вагон выпускается на определенный эксплуатационный участок, по возможности без кривых и с площадкой. Предварительно перед испытанием производится нивелировка участка и замеряются расстояния между мачтами. Для исключения влияния погоды и профиля пути испытание необходимо производить в обе стороны. Испытуемому вагону дается разбег при параллельном включении, после чего выключается ток и вагон движется по инерции.

При движении вагона по инерции замечают по секундомеру время прохождения моторным вагоном каждой помеченной мачты, и результаты испытаний записываются в журнал, после чего производятся вычисления по формуле:

$$f = \frac{1\,000\,k}{g} \cdot \frac{2L}{t} \pm i, \quad (15)$$

где  $f$  — коэффициент тяги в  $кг/т$ ;

$k$  — коэффициент инерции вращающихся масс;

$g$  — ускорение силы тяжести;

$L$  — полный путь выбега в  $м$ ;

$t$  — время полного выбега в секундах;

$i$  — уклон в тысячных.

Коэффициент инерции вращающихся масс можно подсчитывать по формуле Довера:

$$k = \frac{0,46\,n p_1 + 0,64\,n p_2 \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2 + 0,49\,n \mu^2 \cdot p_3 \left(\frac{d_3}{d_1}\right)^2}{1\,000\,P} \quad (16)$$

где  $n$  — число колесных пар;

$P$  — вес вагона в  $т$ ;

$p_1$  — вес колесной пары;

$p_2$  — вес большой зубчатки;

$p_3$  — вес якоря;

$d_1$  — диаметр колеса;

$d_2$  — диаметр большой зубчатки;

$d_3$  — диаметр якоря;

$\mu$  — передаточное число.

### 23. Моменты движения поезда

Движение поезда составляется из следующих моментов:

а) трогание с места;

б) ускорение;

в) выбег;

г) торможение.

На фиг. 32 представлены графически отдельные моменты движения поезда.

Начало движения поезда или момент трогания поезда с места возможно лишь при условии, если сила тяги будет более сопротивления поезда и менее силы сцепления колес с рельсами, т. е.

$$G \sum W < F < P \psi, \quad (17)$$

где  $G$  — вес поезда;

$\sum W$  — суммарное сопротивление поезда;

$P$  — сцепной вес моторного вагона;

$\psi$  — коэффициент сцепления колес с рельсами.

При сдвиге поезда с места начинается период ускорения, для чего затрачивается значительная сила тяги, необходимая на преодоление сопротивления и на увеличение силы инерции поезда.

Как видно из диаграмм (фиг. 32), в начале движения поезд получает постоянное ускорение по прямой  $OA$ , затем ускорение увеличивается согласно характеристике двигателя по кривой  $AB$ . В этот момент поезд получает максимальную скорость.

Ускорение поезда выражается тангенсом угла наклона прямой  $OA$  к оси абсцисс, т. е.  $\operatorname{tg} \alpha = \frac{dv}{dt}$

Путь, проходимый поездом за время  $dt$ , представляет элемент площади, ограниченной кривой  $AB$  и осью абсцисс  $ot$ , и может быть выражен как  $dl = vdt$ . Интегрируя выражение  $vdt$ , получим длину пути

$$L = \int vdt.$$

Тяговое усилие в период ускорения определяется из уравнения

$$F = 1\,000 \cdot \frac{G \cdot k \cdot a}{g} + \sum WG, \quad (18)$$

где  $G$  — вес поезда в  $m$ ;

$k$  — коэффициент инерции вращающихся масс;

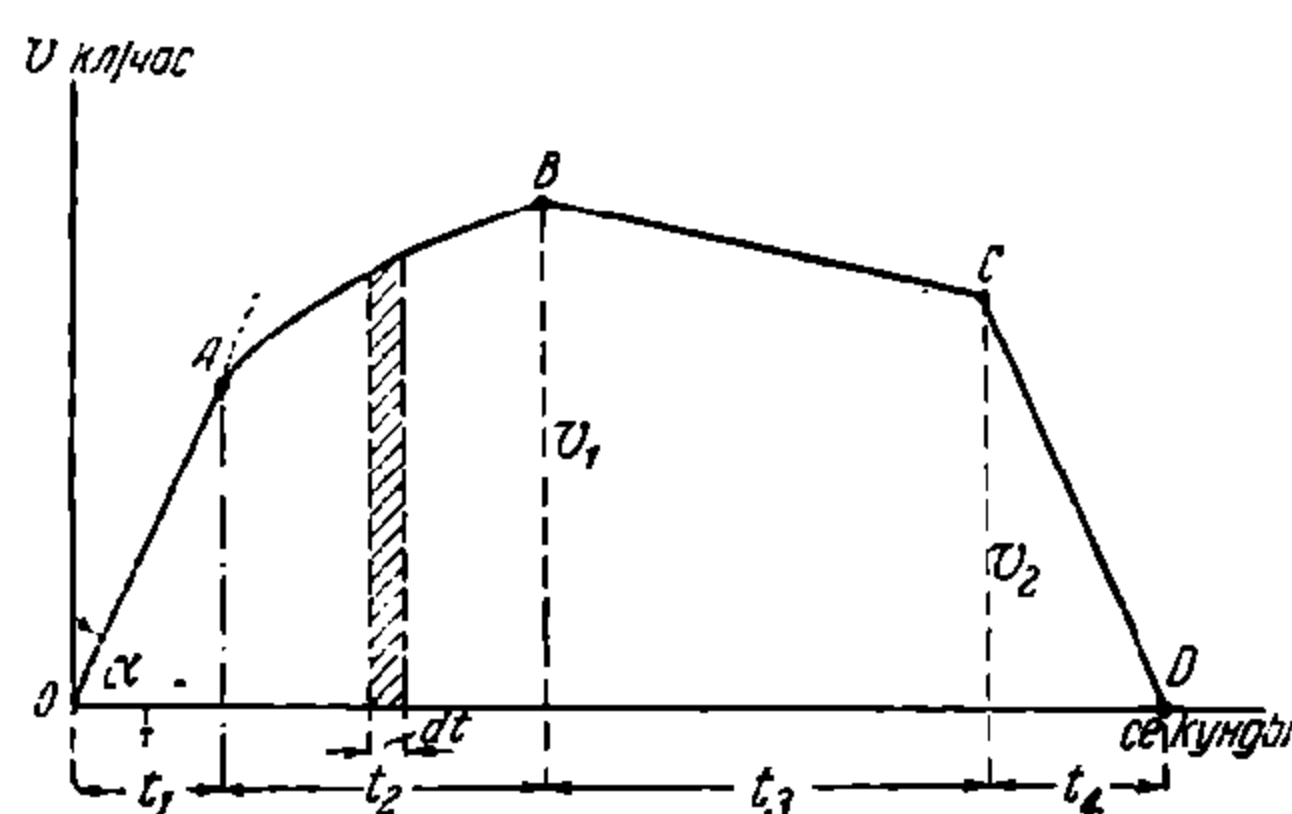
$a$  — ускорение поезда в  $m/сек^2$ ;

$\sum W$  — сумма всех сопротивлений поезда в  $кг/т$ ;

$g$  — ускорение силы тяжести.

При выборе ускорения нужно принимать во внимание соотношение между сцепным весом и силой тяги. При малом сцепном весе и значительном тяговом усилии возрастание ускорения можно не получить вследствие буксования колес. От выбора начального ускорения зависят мощность двигателей и средняя скорость движения поезда.

Для городских маршрутов на трамвае при расстоянии между остановками от 250 до 400 м начальное ускорение принимается от 0,5 до 0,7  $m/сек^2$  и для вылетных линий с расстоянием между остановками 1 000—2 000 м (загородных) начальное ускорение берется несколько меньшим и колеблется в пределах 0,4—0,6  $m/сек^2$ .



Фиг. 32.

В настоящее время применяют значительно большие ускорения, достигающие 1,0—1,5  $m/сек^2$  и выше.

Такие высокие ускорения, не беспокоящие пассажиров, достигаются только при наличии многоступенчатого включения контроллеров с большим числом ступеней пусковых сопротивлений.

После достижения поездом максимальной скорости, при выключенных электродвигателях, поезд продолжает двигаться под влиянием накопленной живой силы (участок  $BC$ ) (фиг. 32). Движение поезда при выключенных двигателях называется выбегом.

При движении по инерции живая сила поезда расходуется на преодоление сопротивлений  $\sum W$  и скорость поезда при этом уменьшается по уравнению:

$$\frac{v_1^2 - v_t^2}{2} = a_s L k, \quad (19)$$



где  $v_1$  — скорость поезда в момент выключения двигателей в  $м/сек$ ;  
 $v_t$  — скорость поезда в момент начала торможения в  $м/сек$ ;  
 $a_3$  — замедление при выбеге в  $м/сек^2$ ;  
 $L$  — длина выбега в  $м$ ;  
 $k$  — коэффициент инерции вращающихся масс;  
 $\Sigma W$  — сумма сопротивлений поезда при выбеге, отнесенная к одной тонне веса поезда.

Замедление может быть выражено следующим уравнением:

$$a_3 = \frac{\Sigma W \cdot g}{1000 \cdot k}, \quad (20)$$

где  $g$  — ускорение силы тяжести.

Последним моментом движения поезда является торможение (участок  $CD$ ). Как видно из диаграммы фиг. 32, замедление при торможении остается постоянным. Замедления при торможении на трамваях СССР в настоящее время берутся 0,6—0,8  $м/сек^2$ . За границей применяются замедления 1,5—2,0  $м/сек^2$  и выше. Дистанция торможения или тормозной путь зависит от принятого замедления, веса поезда и начальной скорости торможения.

Тормозной путь для одного моторного вагона может быть определен из уравнений:

$$L(W_0 T + 1000 Q \varphi) = \frac{M v_t^2 k}{2} \quad (21)$$

$$M = \frac{1000 T}{g} = 102 T; \quad Q = m_k T \quad (22)$$

$$L = \frac{50,1 \cdot v_t^2 \cdot k}{W_0 + 1000 m_k \varphi}, \quad (23)$$

где  $m_k$  — коэффициент нажатия колодок моторного вагона;

$T$  — тара моторного вагона в  $т$ ;

$L$  — тормозной путь в  $м$ ;

$v_t$  — начальная скорость торможения в  $м/сек$ ;

$M$  — масса моторного вагона;

$W_0$  — общее сопротивление движению моторного вагона в  $кг/т$ ;

$k$  — коэффициент инерции вращающихся масс;

$Q$  — сила нажатия всех тормозных колодок на бандаж;

$\varphi$  — коэффициент трения между колодкой и бандажем.

Для нормального торможения вагона без скольжения колес по рельсам („юз“) необходимо следующее условие:

$$P \cdot \varphi \leq G \psi, \quad (24)$$

где  $G$  — вес вагона;

$\psi$  — коэффициент сцепления колеса с рельсом.

Коэффициент трения между колодкой и бандажем  $\varphi$  определяется по эмпирическим формулам.

Дауэна:

$$\varphi = 0,27 - 0,002 v; \quad (25)$$

Вихерта:

$$\varphi = 0,45 \frac{1 + 0,0112 v}{1 + 0,006 v} \quad (\text{при сухих рельсах}); \quad (26)$$

$$\varphi = 0,25 \frac{1 + 0,0112 v}{1 + 0,06 v} \quad (\text{при мокрых рельсах}); \quad (27)$$

Союза германских инженеров:

$$\varphi = 0,26 e^{-\frac{v}{90}}, \quad (28)$$

где  $v$  — скорость движения поезда в км/час.

Коэффициент трения между чугунной колодкой и бандажем изменяется в зависимости от состояния поверхности бандажа (сухая или мокрая) и от величины скорости движения вагона или поезда.

В табл. 5 приведены значения  $\varphi$  в зависимости от изменения скорости движения.

Т а б л и ц а

Коэффициент трения	При торможении с места	Скорость в км/час				
		8,0	16,0	40,0	72,3	96,5
	0,33	0,278	0,242	0,166	0,127	0,074

Тормозной путь поезда, состоящего из одного моторного и нескольких прицепных вагонов и движущегося на площадке, определяется из уравнения:

$$L (1000 \varphi m_k T + W'_0 T + 1000 \varphi m'_k T' \cdot n + W'_0 \cdot T' \cdot n) = \frac{1000(T \cdot k \cdot \alpha + T' \cdot k' \cdot \alpha') v_t^2}{2g}$$

$$L = \frac{50,1(T \cdot k \cdot \alpha + T' \cdot k' \cdot \alpha') v_t^2}{T(1000 \varphi m_k + W'_0) + T'_n(1000 \varphi m'_k + W'_0)}, \quad (29)$$

где  $m'_k$  — коэффициент нажатия колодок прицепного вагона;

$T$  — тара моторного вагона;

$T'$  — тара прицепного вагона;

$n$  — число прицепных вагонов;

$\alpha$  — коэффициент полезной нагрузки моторного вагона;

$\alpha'$  — " " прицепного вагона;

$k$  — вращающихся масс моторного вагона;

$k'$  — " " прицепного вагона;

$g$  — ускорение силы тяжести;

$v_t$  — начальная скорость торможения поезда;

$W'_0$  — общее сопротивление движению прицепного вагона.

Коэффициентом полезной нагрузки вагона называется отношение веса вагона пассажирами к таре вагона.

При движении поезда на уклоне дистанция торможения определяется из уравнения:

$$L = \frac{50,1(Tak + T'k'a'n)v_t^2}{T(1000\varphi_k m_k + W_0 - ai) + T'n(1000\varphi_k m'_k + W'_0 - ai)}, \quad (30)$$

где  $i$  — уклон в ‰.

Т а б л и ц а 6

В табл. 6 приводятся тормозные пути моторного вагона в зависимости от различных скоростей начала торможения.

Скорость движения моторного вагона в км/час в начале торможения	Дистанция торможения в м
40	50
35	36
30	27
25	20
20	13
15	8

#### 24. Вычисление предельных подъемов для различных составов поездов

Предельный подъем для одного моторного вагона определяется величиной сцепного веса  $P$  моторного вагона и коэффициентом сцепления  $\phi$ .

Если принять давление на одну колесную пару  $P = 6,5 \text{ т}$ , а коэффициент сцепления  $\phi = 0,15$ , то предельный подъем можно определить следующим способом.

Сила тяги, вращающая обе колесные пары двухосного моторного вагона, может быть выражена:

$$F = 2 \cdot 1000 \cdot P \cdot \phi. \quad (31)$$

Сопротивление, которое необходимо преодолеть для движения моторного вагона, будет

$$A_1 = 2P(f + i). \quad (32)$$

Для условия движения вагона необходимо, чтобы сила  $F$  была равна или более силы  $A_1$ , т. е.

$$2 \cdot 1000 \cdot P \phi = 2P(f + i) \quad (33)$$

или

$$1000 \phi = (f + i);$$

задав коэффициентом тяги  $f = 9 \text{ кг/т}$  и решая уравнение (33), получим:

$$\begin{aligned} 1000 \cdot 0,15 &= 9 + i; \\ i &= 141 \text{ ‰}. \end{aligned}$$

Подъемы порядка  $140 \text{ ‰}$  в трамвайной практике не встречаются и ограничиваются величиной  $i$ , равной  $100 - 110 \text{ ‰}$ .

Если учесть, что коэффициент сцепления  $\phi$  может уменьшаться до  $0,1$ , то предельный подъем также уменьшается и составляет:

$$1000 \cdot 0,1 = 9 + i; \quad i = 91 \text{ ‰}.$$

Таким образом, при подъемах порядка  $100 \text{ ‰}$  на рельсах, покрытых снегом, или при гололедице движение вагонов настолько затрудняется, что приходится подъемы посыпать песком.

Все подъемы порядка  $50-60\text{‰}$  и более посыпаются при гололедице, или когда рельсы бывают загрязнены или покрыты снегом, инеем и пр.

Определим предельный подъем для поезда, состоящего из одного моторного и двух прицепных вагонов.

В этом случае  $F = 1000 G \phi$ ;

$$A_3 = (G + 2G_1)(f + i), \quad (34)$$

где  $G$  — вес моторного вагона  $= 20\text{ т}$ ,

$G_1$  — вес прицепного вагона  $= 15\text{ т}$ .

Для условия движения на подъем нужно, чтобы

$$\begin{aligned} 1000 G \phi &= (G + 2G_1)(f + i); \\ 1000 \cdot 20 \cdot 0,15 &= (20 + 2 \cdot 15)(9 + i); \quad i = 51\text{‰}. \end{aligned} \quad (35)$$

Так как коэффициент сцепления  $\phi$  может быть менее  $0,15$ , то понятно и предельный подъем для трехвагонного поезда должен быть уменьшен.

Опыт эксплуатации трехвагонных поездов на московском трамвае показал, что при повышенном сцепном весе моторного вагона возможно преодоление более тяжелых подъемов, чем  $50\text{‰}$ , однако нельзя рекомендовать эксплуатацию таких поездов на подъемах выше  $50\text{‰}$  по соображениям безопасности.



## МЕХАНИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

### 25. Колесные пары

Колесная пара<sup>1</sup> состоит из оси 1 (фиг. 33), колесных центров 2 с бандажами 3.

Часть оси 4, на которой насажен колесный центр, называется подступичной частью.

Концы части оси 5, на которые опираются подшипники, называются шейками.

Колесные пары моторных вагонов (фиг. 33) имеют на оси шпоночную канавку 6, для разъемной шестерни и при осевом компрессоре шпоночную канавку 7 для эксцентрика.

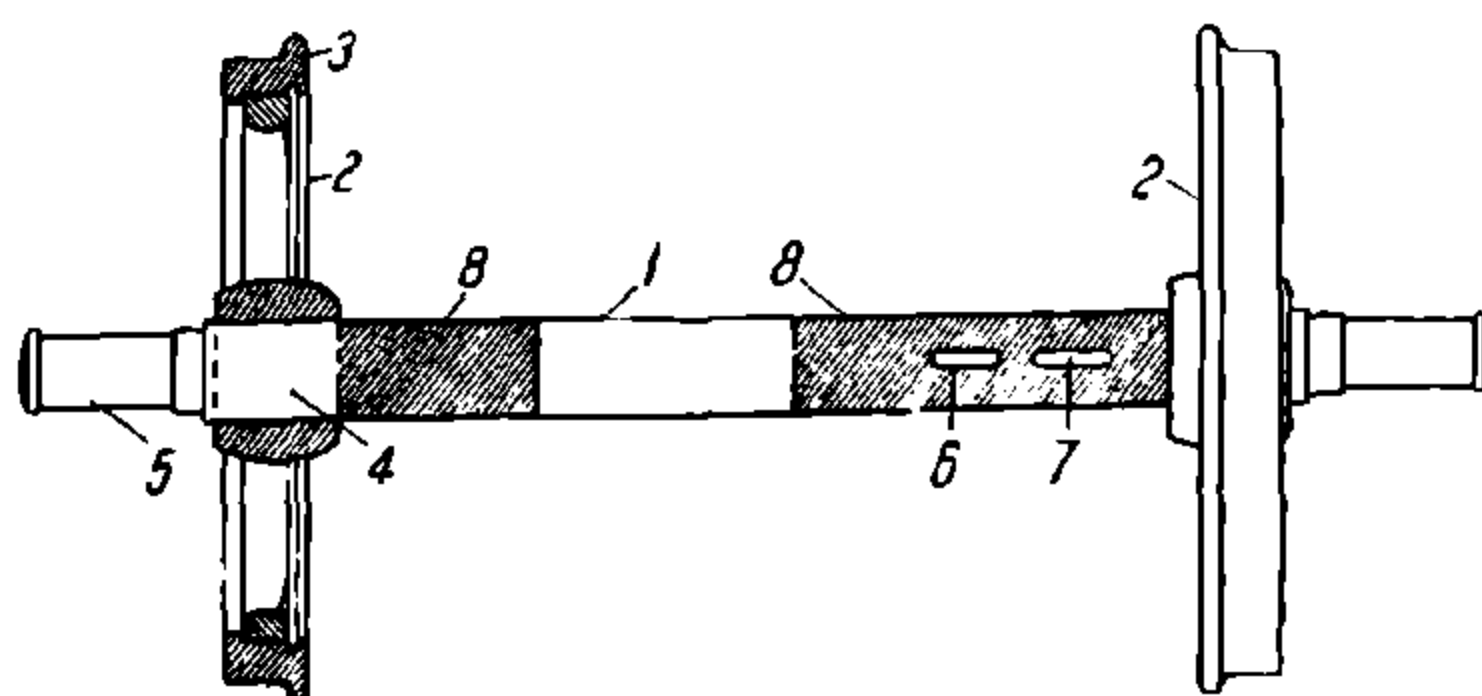
Части оси, на которых работают моторно-осевые подшипники 8, шлифуются.

Подступичные части оси моторного вагона имеют утолщения для придания оси большей прочности.

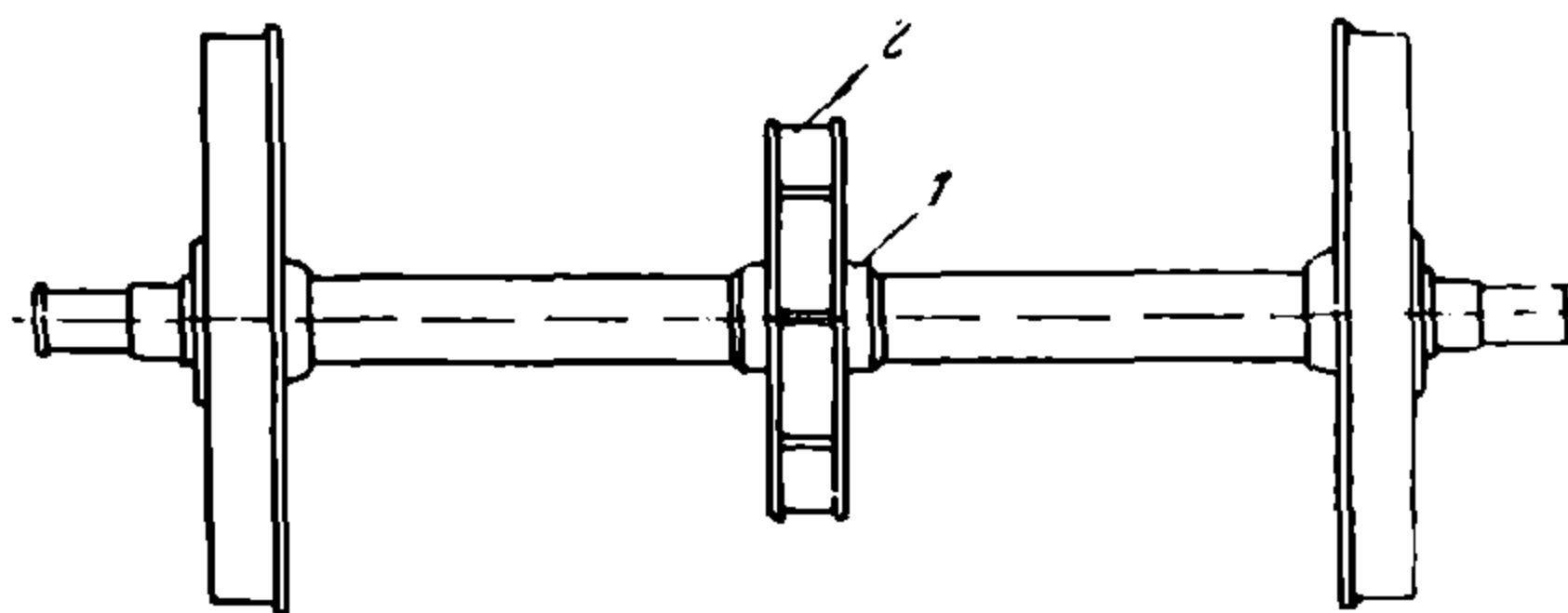
Колесные пары прицепных вагонов при колесно-колодочном тормозе между подступичными частями имеют одинаковые сечения по всей длине оси. Колесные пары прицепных вагонов с клещевым тормозом имеют на оси утолщение 1, на которое насаживается диск клещевого тормоза 2 (фигура 34).

Наибольший диаметр ось имеет в подступичной части и наименьший в шейках.

Оси для моторных вагонов в подступичной части имеют размеры от 110 до 130 мм, для прицепных вагонов от 100 до 120 мм. Диаметр шеек оси берется от 90 до 100 мм.



Фиг. 33.



Фиг. 34.

### 26. Оси

Оси для колесных пар трамвайных вагонов изготавливаются из мартеновской или бессемеровской стали.

<sup>1</sup> В трамвайной практике колесные пары называют полускатами.

Болванка оси (фиг. 35), годная для обработки, проковывается в горячем виде под паровым молотом или гидравлическим прессом сперва до толщины 160—170 мм, а затем, будучи повторно нагрета, проковывается до 135—140 мм в диаметре. После проковки оси последняя подвергается отжигу в печах при температуре до 1000°С.

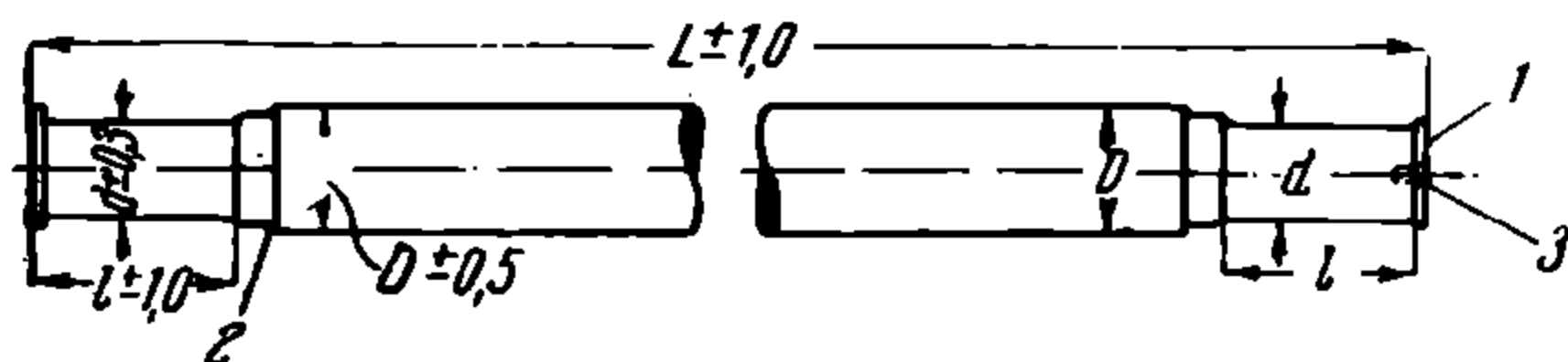
В таком виде ось поступает в обработку на станок для обточки.

Обточка производится по всей поверхности оси сначала грубо, а затем обрабатывается начисто.

При обработке осей моторного вагона особое внимание обращается на места посадки большой шестерни и эксцентрика осевого компрессора, где требуется соблюдение допусков. Также тщательно и точно соблюдается обработка мест на оси для моторно-осевых подшипников и в шейках. Допуски для указанных размеров оси показаны на фиг. 35.

Чисто обточенная ось подвергается шлифовке шеек, после чего фрезеруются шпоночные канавки на осях на моторных вагонах для эксцентрика компрессора и большой шестерни, а на прицепном вагоне для диска клещевого тормоза.

На фиг. 35 показаны шейки для скользящих подшипников. Шейки для скользящих подшипников на своем конце имеют буртики 1, иначе называемые галтелями, которые



Фиг. 35.

служат ограничителями перемещения скользящего подшипника вдоль оси при боковых усилиях, передаваемых кузовом на ходу вагона. Такие же буртики 2 имеются и у подступичной части оси.

На концах оси засверливаются коническим сверлом центры 3 для возможности постановки колесной пары на станок для обработки.

Из отлитых болванок для осей берутся образцы, которые подвергаются испытаниям.

При испытании на разрыв образцы должны выдерживать временное сопротивление от 50 до 60 кг/мм<sup>2</sup> при относительном удлинении не менее 18%. Испытанию на разрыв подвергается 2% от предъявленной партии осей, но не менее одной оси.

Кроме указанного испытания оси подвергаются ударной пробе, заключающейся в следующем: обточенная ось диаметром в 120 мм, находящаяся между двумя опорами с расстоянием в 1200 мм, при пробе на удар бабой весом в 500 кг, падающей с высоты 6 м, ось должна выдерживать пять ударов. При испытании осей диаметром в 110 мм высота падения бабы уменьшается до 5 м.

Испытанию на удар подвергаются 0,5% от принимаемой партии, но не менее одной оси.

Помимо указанных проб, болванки осей подвергаются наружному осмотру.

При наружном осмотре обращается внимание на пороки в металле в виде трещин, волосовин и т. д. Оси с трещинами на торцах и с расслоениями в поперечном направлении бракуются. Для проверки продольных расслоений на поверхности оси поступают следующим образом: крейцмесселем в месте обнаружения расслоения вырубается канавка шириной 6—8 мм и глубиной до 3 мм. Если при вырубке стружки в 3 мм вырубленная

поверхность металла остается чистой, а стружка не расслаивается, то такие оси допускаются к обработке, в прогивном случае бракуются.

Оси бракуются, если имеют на своей поверхности местные углубления от шлака глубиной более 3 мм, при числе более 3 на одной оси.

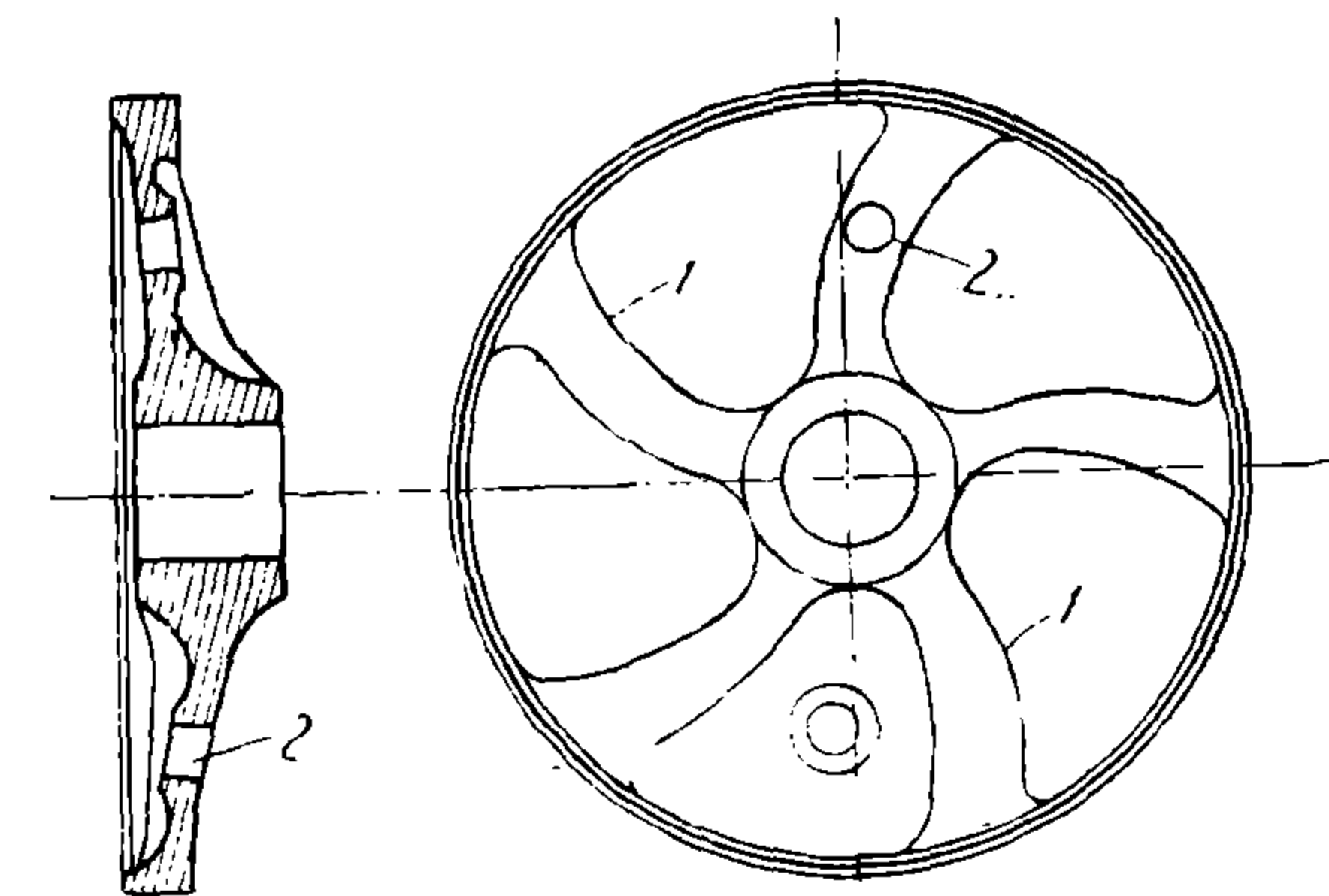
## 27. Колесные центры

Колесные центры для колесных пар трамвайных вагонов изготавливаются двух типов: спицевые и дисковые. Спицевые колесные центры (фиг. 36) отливаются из бессемеровской или мартеновской стали. После отливки колесные центры отжигаются в специальных печах для устранения вредных внутренних напряжений в спицах, возникающих при остывании.

Практикой установлено, что наиболее частые случаи поломок и трещины у спиц обнаруживаются в местах соединения их с ободом колеса, что объясняется перенапряжением металла в этих местах при неравномерном остывании спиц и обода колеса. Спицевые колеса применяются для моторных и прицепных вагонов. Однако эксплуатационная практика последних лет показала, что спицевые колеса моторных вагонов работают непродолжительный срок ввиду поломки спиц при применении электрического торможения в качестве служебного.

Поломка спиц у колес увеличилась и на прицепных вагонах в связи с применением на последних клещевого тормоза.

К недостаткам спицевых колес относятся: а) поломка спиц вследствие пороков в литье, а также вследствие внутренних напряжений, возникающих в литье при остывании колеса, б) поломка спиц от чрезмерного натяга бандажа при насадке, в) неравномерная усадка спиц через некоторый срок службы колеса, благодаря чему обод колеса получает овальную форму и бандажи начинают ослабевать.



Фиг. 37.

Поэтому, несмотря на некоторое облегчение в весе спицевых колес против дисковых, применение спицевых колес для трамвайных вагонов необходимо проводить с большой осторожностью.

Дисковые колесные центры не имеют недостатков спицевых колес. Дисковые колеса изготавливаются литыми и катанными.

Литые колесные центры отливаются из мартеновской или бессемеровской стали. Литое колесо (фиг. 37) имеет ребра жесткости 1 для предупреждения деформации диска. Отверстия 2 служат для установки поводка колесно-токарного станка при обточке бандажей колесных пар.

За последнее время на американских трамваях стали применять литые чугунные колеса Гриффина. Колеса Гриффина отличаются от стальных литых колес тем, что они не требуют насадки бандажей, ввиду того, что бандаж и обод колеса составляют одно целое (фиг. 38).

Колеса Гриффина имеют закаленный обод 1, для чего при отливке в опоку вставляется закалочное кольцо 2 (фиг. 38), при соприкосновении с которым расплавленный чугун обода быстро охлаждается и отбеливается на глубину

10—35 мм; остальная же масса чугуна колеса представляет серый чугун.

В настоящее время заводы СССР начинают выпускать литые чугунные колеса по типу Гриффина. Мытищинский завод с 1933 г. выпускает вагоны на литых чугунных колесах.

Ввиду ограниченного опыта применения чугунных колес отливки Мытищинского завода сделать выводы о широком их применении нельзя.

Недостатком или вернее затруднением при отливке чугунных колес является закалка поверхности катания обода с ребордой.

При неудовлетворительной закалке реборда выкрашивается, а при

значительной твердости закаленной поверхности катания колеса увеличивается износ рельсов.

При недостатке стального литья для трамвайных предприятий в настоящее время проявляется интерес к усовершенствованию литых чугунных колес промышленностью СССР для более их широкого применения на трамвае, так как на железных дорогах НКПС уже применяет аналогичные колеса нашего советского производства.

Ниже приводится химический состав американского чугунного литья для колес Гриффина:

С (связанный)	0,60
С (в виде графита)	2,82
Мп	0,54
Si	0,63
Р	0,32

Выплавку чугуна для колес Гриффина следует производить на древесном угле для того, чтобы содержание серы в чугуне было минимальным. Чугун с большим содержанием серы дает хрупкое и пористое литье.

Катанные колесные центры применяются реже литых и имеют больший срок службы, чем литые и спицевые колеса.

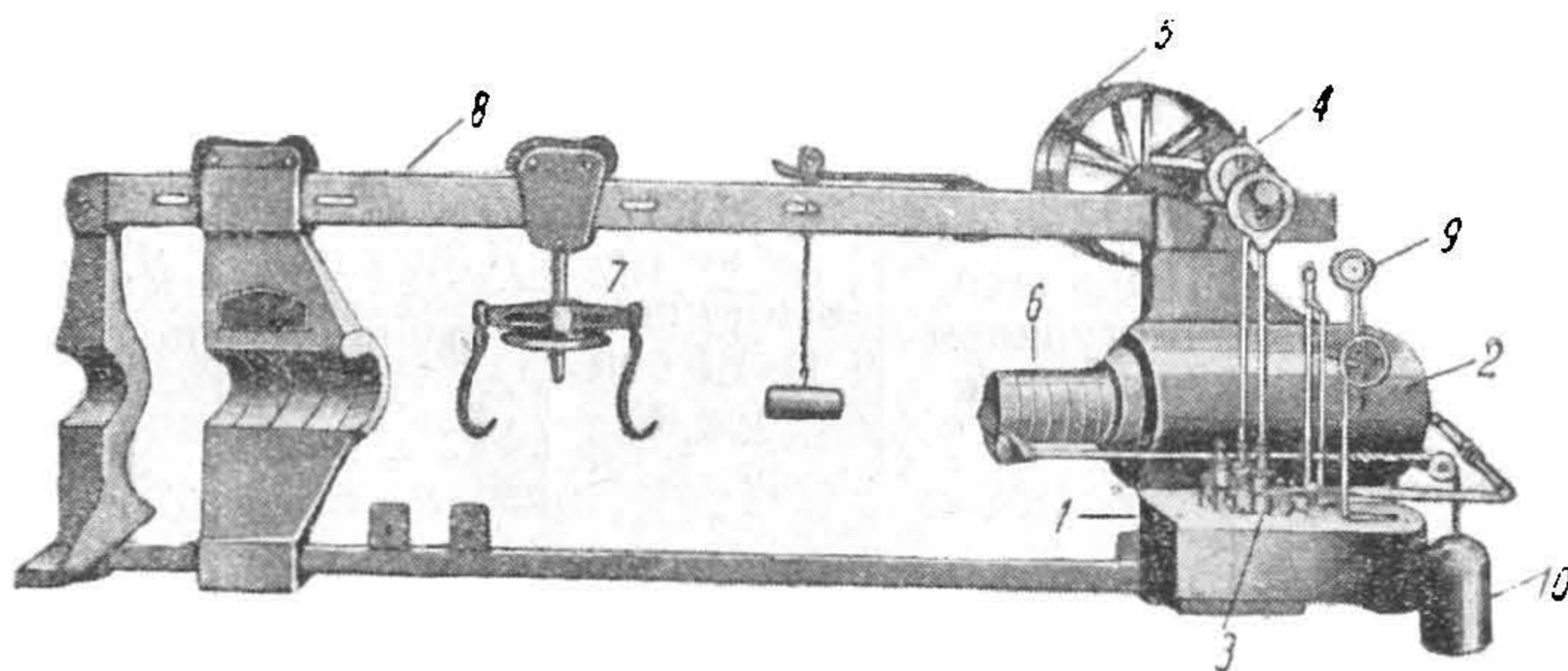


К преимуществам катанных стальных колес необходимо отнести: 1) сохранение круглой формы обода во время работы, 2) обладание достаточной эластичностью для восприятия ударов от неровностей рельсового пути, 3) отсутствие вредного влияния на обод при торможении, 4) наибольший срок службы.

Катанный стальной дисковый колесный центр делается волнистого сечения. Волнистое сечение придается колесному центру для того, чтобы последний легче воспринимал ударную нагрузку на стыках и крестовинах и напряжения, возникающие после насадки бандажа. Волнистое сечение колесного центра создает упругость и усилие от обода к ступице и передается более эластично.

Колесные центры насаживаются на оси на гидравлическом прессе.

Гидравлический пресс для насадки и съемки колесных центров (фиг. 39) состоит из неподвижной бабки 1 с цилиндром 2, соединенным с масляным насосом 3. Привод насоса 3 осуществляется от электромотора при помощи эксцентриков 4 и шкива 5.



Фиг. 39.

При работе насоса масло давит на плунжер 6, который перемещается влево.

Ось подвешивается на крюки 7, перемещающиеся по рельсу 8.

Колесо устанавливается у подвижной бабки так, чтобы отверстие в ступице колеса совпадало с отверстием в бабке.

При запрессовке оси колесо остается неподвижным, а ось перемещается плунжером 6 до тех пор, пока подступичная часть оси не войдет в ступицу. Для контроля давления при насадке на прессе установлен манометр 9.

Возвращение плунжера в первоначальное положение производится грузом 10.

Перед насадкой колеса на ось ступица колеса растачивается, а подступичная часть на оси обрабатывается с соблюдением определенных допусков.

Расточка ступицы колеса делается менее диаметра подступичной части оси для создания необходимого трения, удерживающего колесо на оси.

Допуски при насадке колесных центров колеблются в пределах 0,3—0,5 мм в зависимости от диаметра подступичной части (табл. 7).

При расточке ступицы колеса для правильности насадки колеса на ось необходимо, чтобы края расточки в ступице с внутренней стороны колеса были закруглены радиусом 3—5 мм для более легкого направления ступицы на подступичную часть оси.

Подступичная часть оси и расточка в ступице колеса должны быть обработаны чисто, без заметных рисков, в противном случае может быть неплотная посадка колеса на оси и в дальнейшем его ослабление.

При насадке колесных центров мастер должен обращать внимание на манометр или на индикаторную диаграмму и следить за давлением, при котором происходит насадка колеса.

Давление при насадке колесных центров зависит от длины подступичной части оси и от наличия бандажа на колесном центре.

Для колесных центров без бандажей при длине подступичной части 130—150 мм необходимо допускать от 40 до 50 *т*; при меньшей длине подступичной части оси давление допускается от 30 до 40 *т*.

При запрессовке колес с бандажами давление при насадке повышается на 5—10 *т*.

Если процесс насадки колесного центра идет слишком медленно, то нельзя допускать ускорения этого процесса ударами кувалдой.

Ниже приводятся допуски при насадке колес на оси.

Т а б л и ц а 7

Тип вагона	Внутренний диаметр ступицы ко еса в мм	Диаметр подступичн. части оси в мм	Длина подступичн. оси в мм	Давление при насадке в т
Моторный	129,5	130,0	145,0	40 - 50
"	124,5	125,0	145,0	40—50
"	119,6	120,0	145,0	30—40
"	114,7	115,0	140,0	30—40
Прицепной	119,6	120,0	140—145	30—40
"	114,7	115,0	140,0	30—40
"	109,7	110,0	140,0	30—40

## 28. Бандажи

Бандажем называется стальная шина, одеваемая на колесный центр, которая и служит рабочей поверхностью колеса. Бандажи изготавливаются из высокого качества углеродистой стали, обладающей, с одной стороны, твердостью, а с другой — достаточной вязкостью для предупреждения разрыва бандажей.

Трамвайные бандажи изготавливаются из стальной литой болванки марте-новской стали. Эта болванка, приобретая форму диска, подсаживается под молотом. В центре диска пробивается круглая дыра. Полученное стальное кольцо на особой наковальне разводится до требуемых размеров, после чего, будучи нагретым в печи до 1000° С, подается на специальные прокатные станы (валыцы), где бандаж приобретает нужную форму профиля (фиг. 40).

После вальцовки горячий бандаж подвергается правке на центрирующем прессе под гидравлическим давлением, затем бандаж окончательно выправляется на правильном столе.

The image contains two technical drawings of a mechanical device. The top drawing is a side view showing a horizontal assembly. It features a long cylindrical component (1) with a flange (2) at one end. A smaller cylindrical component (3) is attached to the side of the main cylinder. A rectangular plate (5) is mounted on the left end of the cylinder, and a rectangular plate (6) is mounted on the right end. The bottom drawing is a top view of the device, showing a large circular disk with a central circular hub. A rectangular component (4) is attached to the side of the hub, and two rectangular components are attached to the side of the main disk.

### Примерный состав стали бандажей

Fe	98,47—98,04
C	0,6 — 0,7
Mn .	0,7 — 0,9
P	0,01— 0,03
S .	0,01— 0,03
Si	0,21— 0,3

Бандэжи для трамвайных вагонов отливаются из углеродистой стали с временным сопротивлением на растяжение 60—85 кг/мм<sup>2</sup> при удлинении 10—12% с пределом пропорциональности 30—35 кг/мм<sup>2</sup>.

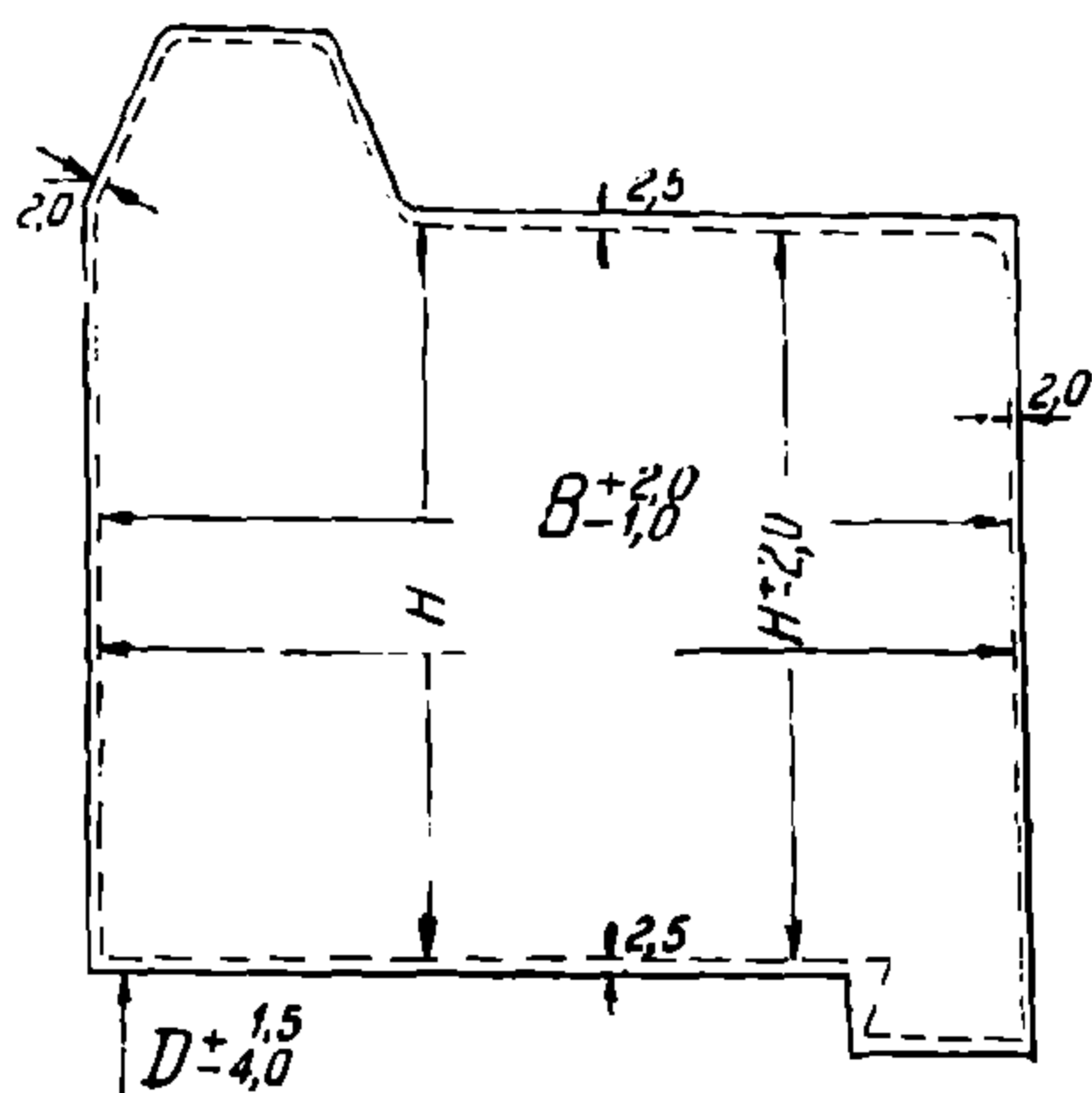
При приемке бандажей вчерне предъявляются следующие требования:

2. Размеры бандажей вчерне должны соответствовать чертежам, выданным при заказе, и иметь соответствующие допуски, указанные на фиг. 41.

Бандажи бракуются, если они имеют такие размеры, при которых нельзя получить требуемых допусков для насадки бандажей.

3. Бандажи подвергаются ударной и разрывной пробе, причем для испытания приемщиком отбирается по 10% от предъявленных к приемке бандажей, но не менее одного бандажа от каждой плавки.

4. Испытуемые бандажы при толщине в 65 мм вчерне должны выдерживать три удара бабы, развивающей работу в 1 400 кгм каждый.



*Фиг. 41.*

В настоящее время путем увеличения процентного содержания углерода удалось получить бандажи с более высокими качествами на разрыв — до 85 кг на 1 мм<sup>2</sup> при удалении до 10<sup>0</sup>%. Такие бандажи являются достаточно твердыми и служат продолжительное время. Для предупреждения быстрого износа рельсов твердость бандажа должна находиться в известном соответствии с твердостью рельсов, иначе бандаж будет быстро изнашивать по-



следние. Соотношение твердости бандажа и рельсов должно быть таким, чтобы при разрывном усилии для бандажа в  $85 \text{ кг/мм}^2$  таковое для рельсов должно быть  $90 \text{ кг}$  на  $1 \text{ мм}^2$ .

## 29. Насадка бандажей на колеса и обработка их

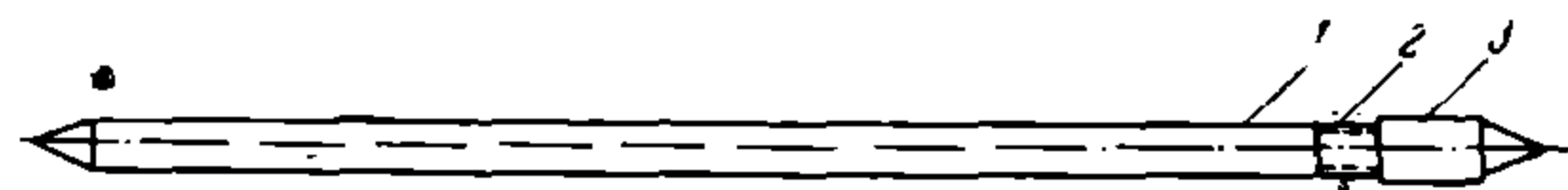
Перед насадкой на колесный центр бандаж по внутренней поверхности обрабатывается на лобовом или карусельном станке.

Расточка бандажа должна производиться так, чтобы обработанная поверхность не имела заметных рисок.

При расточке внутренней поверхности бандажа не допускается оставлять черновины на обработанной поверхности. Как исключение разрешаются на всей поверхности бандажа две черновины, расположенных друг против друга по диаметру. Величина черновины должна быть не более  $50 \text{ мм}$  по длине и не более  $30 \text{ мм}$  по ширине.

Расточка внутренней поверхности бандажа проверяется штыкмусом (фиг. 42).

Штыкмус состоит из стального стержня 1, на одном из концов которого имеется газовая нарезка 2, на которую навинчивается головка 3, при по-



Фиг. 42.

мощи регулировки которой можно получать требуемые размеры для расточки бандажа.

Диаметр расточенного бандажа должен быть несколько меньше диаметра колесного

центра с таким расчетом, чтобы после одевания бандажа на колесный центр было достаточное трение, удерживающее бандаж от ослабления.

Разница в диаметре внутренней расточки бандажа и колесного центра создает так называемый натяг.

Натяг бандажа определяется по практически установленным данным, причем он определяется теми соображениями, чтобы при малой величине натяга не происходило ослабления бандажа, а при большом натяге не было бы его разрыва и вредных деформаций колесных спиц и дисковых колес.

На табл. 8 указан натяг для разных диаметров бандажей.

Таблица 8

Диаметр бандажа по окружности катания в мм	Диаметр внутренней расточки бандажа в мм	Наружный диаметр колесного центра в мм	Натяг бандажа в мм
880	748,75	750	1,25
850	728,75	730	1,25
760	649,0	650	1,0
680	559,0	560	1,0
650	539,0	540	1,0

Ширина обода колесного центра не должна быть меньше ширины посадочной поверхности бандажа и не должна превышать ее более чем на  $0,5 \text{ мм}$ .

Для одной колесной пары бандажи подбираются одинакового диаметра и одной плавки, чем достигается экономия в снимаемой стружке при на-



ружной обточке бандажа и равномерный износ обеих бандажей одной колесной пары.

Подготовленные, расточенные внутри, бандажи подвергаются нагреву. Для правильной и надежной посадки бандажа требуется температура  $400-450^{\circ}\text{C}$ . Эта температура практически определяется так: по нагретому бандажу проводят оловянной палочкой; если олово начинает плавиться, то значит температура для насадки бандажа достаточна. Перегрев бандажа определяется сосновой лучиной, проведенной по нагретому бандажу. Если бандаж нагрет выше  $450^{\circ}\text{C}$ , лучина загорается. Нагревание бандажей производится посредством: а) костра, б) нефтяного или газового горна и в) трансформатора. Самый простой и распространенный способ нагревания бандажей является нагрев на дровяном костре. Бандажи укладываются один на другой, штук 6—8. Вокруг бандажей кладутся дрова и зажигаются. Нагретые бандажи после сгорания дров одеваются на колесные центры, расположенные здесь же, неподалеку от костра. Такая работа производится обычно на открытом воздухе. Несмотря на то, что описанный способ нагревания бандажей является самым дешевым и простым, все же он не может быть рекомендован как технически годный способ. Бандажи, нагреваемые на костре, имеют части с неодинаковой температурой. Благодаря неравномерному нагреванию бандажа получается плохая насадка его на колесный центр, а также ухудшаются упругие свойства металла бандажа.

Кроме того при нагревании бандажей на дровяном костре на внутренней поверхности бандажа получается окалина, которая не дает надежной и плотной насадки бандажа на колесный центр.

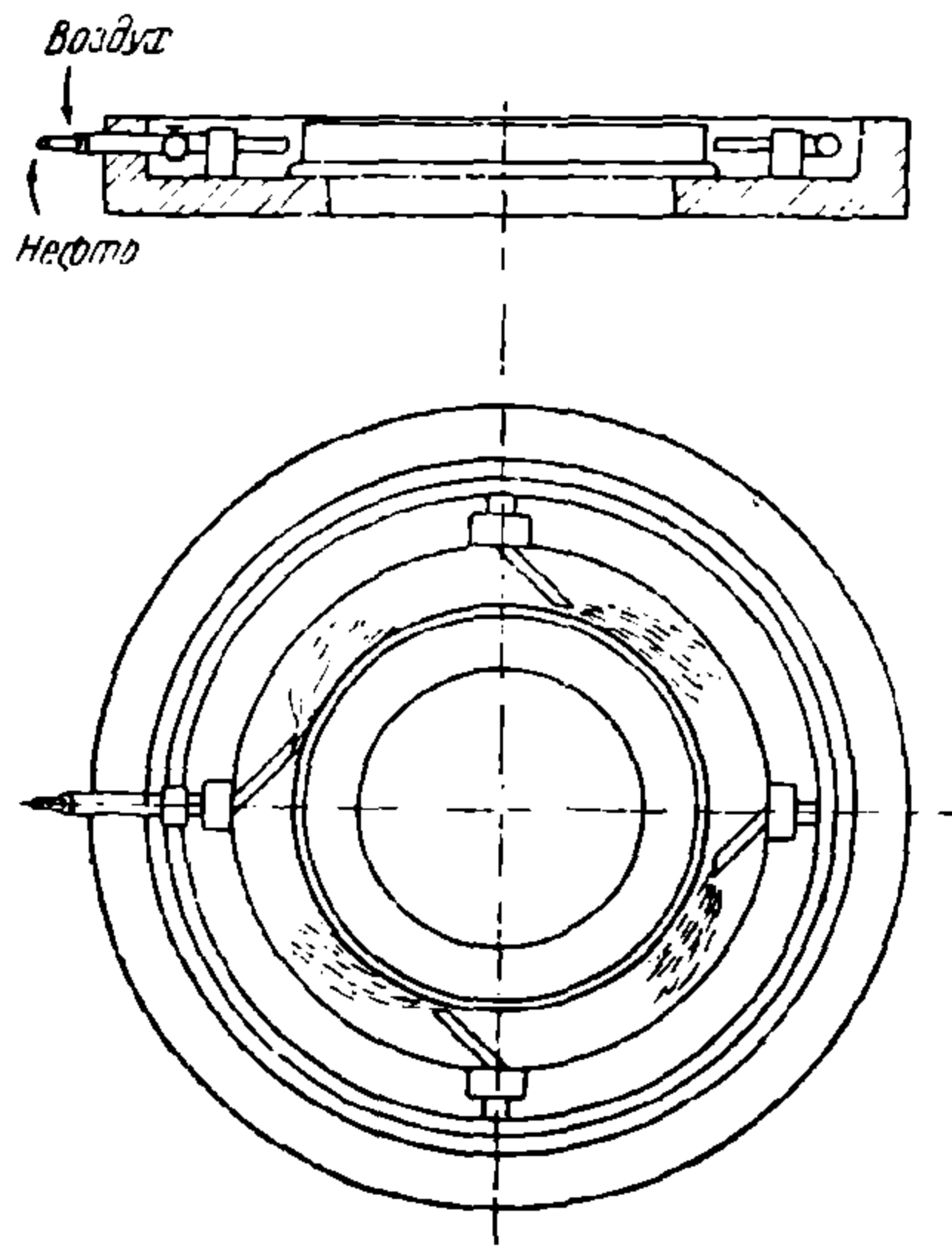
Более равномерно нагреваются бандажи на нефтяном или газовом горне.

На фиг. 43 представлен нефтяной горн, имеющий форсунки для нефти. Нефть распыляется сжатым воздухом. В центре горна укладывается от 1 до 2 штук бандажей. Форсунки расположены так, что пламя горячей нефти обтекает всю поверхность бандажей снаружи. Нагревание бандажей в такой печи длится 30—50 минут при расходе нефти 8—10 кг на каждый бандаж. Пламя регулируется подачей нефти и воздуха форсункой.

Нагревание бандажей нефтью не рекомендуется по той причине, что благодаря наличию форсунок пламя касается бандажа в разных его точках, отчего в отдельных частях бандажа получается неодинаковая температура. Благодаря такому нагреванию бандажа получается ненадежная насадка его на колесный центр.

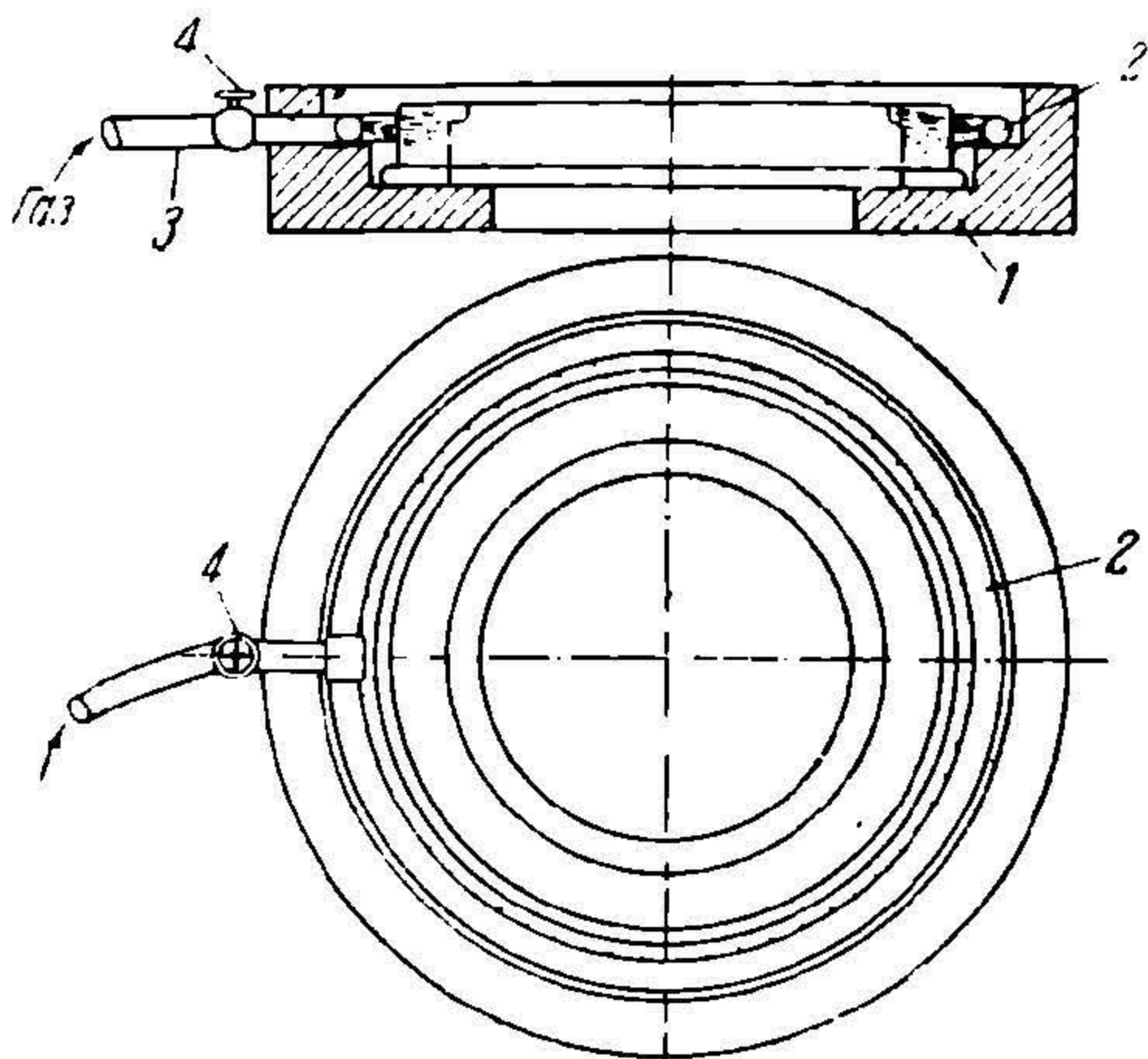
Более совершенным способом можно нагревать бандажи на газовой печи.

Газовая печь (фиг. 44) представляет плиту 1, куда могут укладываться бандажи. Вокруг плиты проходит согнутая по кругу газовая труба 2,



Фиг. 43.

диаметром 25 мм, на внутренней поверхности которой сделан ряд отверстий диаметром 0,5 мм на расстоянии 50 мм друг от друга. К согнутой трубе 2 подводится труба от газовой сети 3. Впуск газа регулируется вентилем 4, установленным на газовой трубе. Бандаж находится на расстоянии 50 мм от трубы. Нагревание бандажей на газовом горне производится в течение 30—40 минут при давлении газа 100 мм водяного столба и при расходе газа в 2 м<sup>3</sup> на каждый бандаж.



Фиг. 44.

Самым технически совершенным способом нагревается бандаж на трансформаторной печи.

Трансформаторная печь (фиг. 45) состоит из однофазного трансформатора, вторичной обмоткой которой служит сам бандаж. Бандаж 1 укладывается на стол 2, имеющийся рядом с железным сердечником 3 трансформатора. Верхняя часть сердечника трансформатора 4 отодвигается в сторону (вправо), после чего укладывается бандаж, а затем сердечник трансформатора сдвигается обратно.

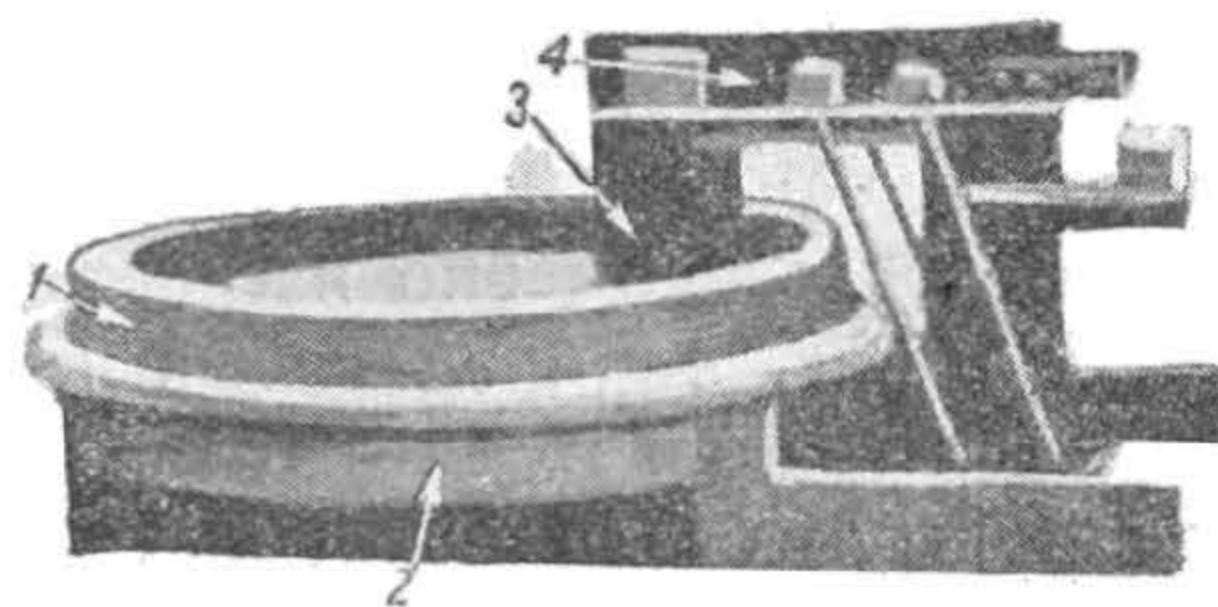
При пропускании переменного тока через обмотку трансформатора в бандаже развиваются токи Фуко, которые и нагревают бандаж. Для того чтобы нагревание бандажа было более быстрое, бандаж покрывается сверху асбестовым колпаком.

Продолжительность нагревания бандажа таким способом составляет от 20 до 30 минут.

Бандаж на трансформаторе нагревается равномерно. При нагревании бандажа не выделяется ни дыма, ни копоти и на поверхности бандажа не образуется окалины.

Описанный способ нагревания бандажей является более совершенным как с точки зрения правильности нагревания, так и по условиям охраны труда, ввиду того, что трансформаторные печи устанавливаются в закрытом помещении.

Мощность такого трансформатора для нагревания бандажей берется от 20 до 45 кВт в зависимости от размера бандажа и продолжительности его нагревания.



Фиг. 45.



Несмотря на все перечисленные преимущества нагревания бандажей электрическим способом, он не имеет широкого распространения ввиду дороговизны стоимости электроэнергии. Нагревание бандажа на трансформаторе стоит дороже прочих способов.

Обод диска, подготовленного под насадку бандажа, не должен иметь никаких заусенцев и забоев. Перед насадкой нагретого бандажа на диск внутренняя поверхность бандажа и наружная поверхность обода колеса тщательно очищаются и обтираются во избежание попадания на посадочную поверхность грязи, песка, окалины и пр.

Присутствие грязи, песка, окалины и пр. между бандажем и ободом колеса способствует ослаблению бандажа.

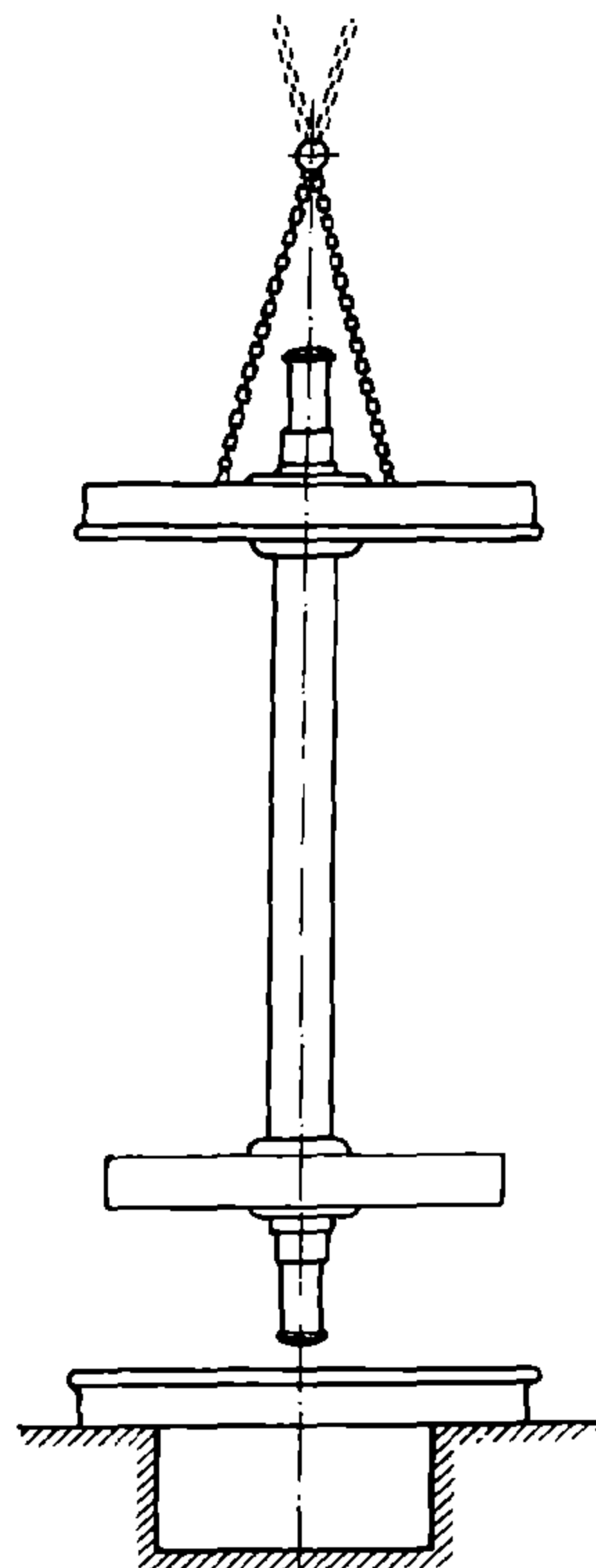
Одевание нагретого бандажа производится или при вертикальном положении колесной пары (фигура 46) или при наклонном, когда колесная пара устанавливается на специальные козлы.

Насаженные бандажи закрепляются на колесных центрах, для предупреждения их соскакивания при ослаблении.

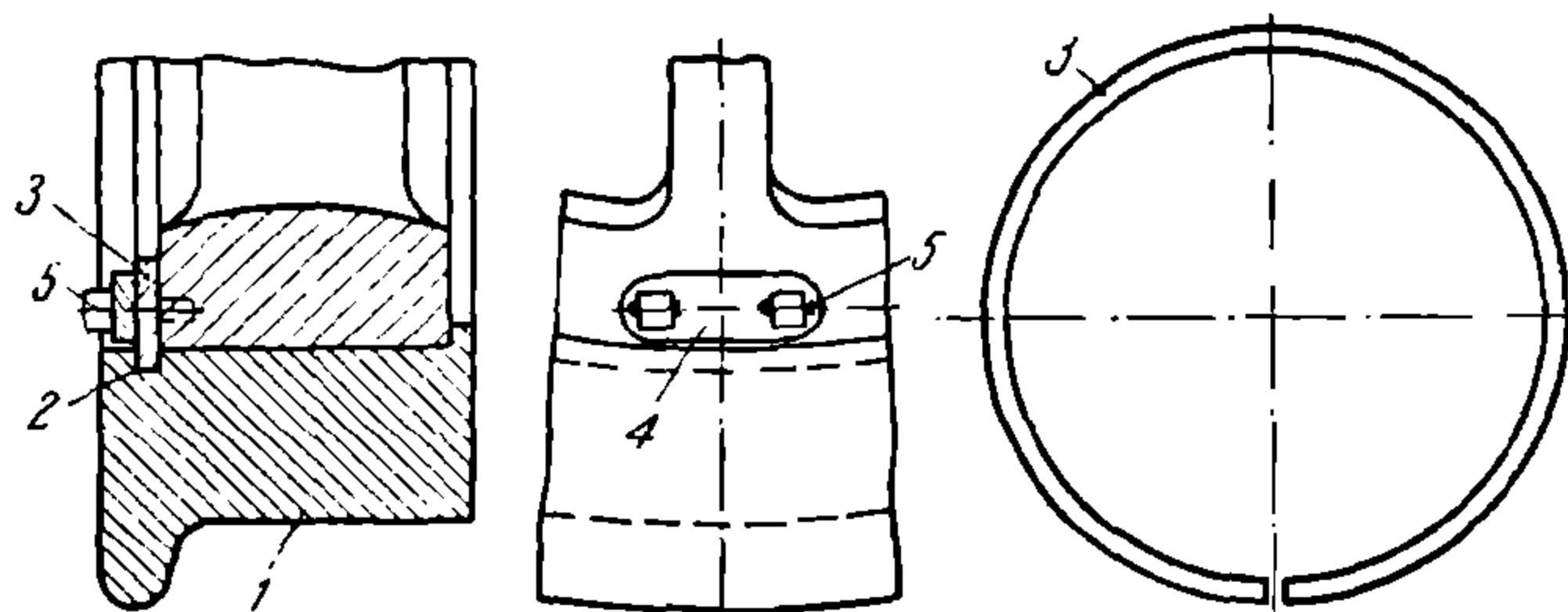
Способов закрепления бандажей на колесном центре существует несколько.

Ниже приводится распространенный способ закрепления бандажа посредством стопорного кольца (фиг. 47).

В теле бандажа 1 делается кольцевая выточка 2, в которую заводится кольцо 3 из полосового железа. Концы стопорного кольца скрепляются планкой 4 и шпильками 5<sup>1</sup>. Иногда концы стопорного кольца свариваются наглухо, что позволяет при провертывании бандажа удерживать последний от соскакивания с колесного центра.



Фиг. 46.



Фиг. 47.

При спицевых колесах крепление бандажей иногда производится по способу Коломенского завода (фиг. 48). В обод колеса 1 делаются дыры

<sup>1</sup> Для предупреждения вывинчивания шпилек последние шплинтуются.

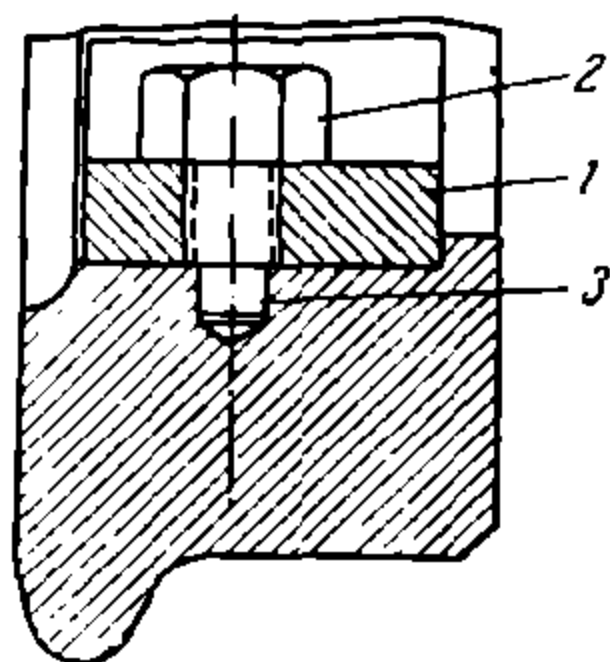
с нарезкой, куда ввинчиваются стопорные болты 2. Концы болтов 3 не имеют нарезки и входят в углубления, засверленные в бандаже.

Более распространенным способом крепления бандаж является первый способ (стопорным кольцом).

После насадки бандажей на колесные центры бандаж подвергается наружной обточке на колесно-токарных станках. Обточка обоих бандажей производится вместе, придерживаясь общих размеров как по поверхности катания, так и реборд. Поверхность катания трамвайных бандажей делается цилиндрической в отличие от железнодорожных, где поверхности катания придается конусность.

Коническая поверхность бандаж способствует более правильному проходу колес на кривых, без забегания одного перед другим. Однако в трамвайной практике пользование бандажами с цилиндрическими поверхностями катания вызывается условиями необходимости иметь большее сцепление бандажей с рельсами, что особенно нужно при крутых подъемах и частом торможении.

Поверхность катания бандаж с течением времени срабатывается на конус от влияния кривых, и эта конусность и облегчает прохождение колес на кривых.



Фиг. 42.

Обточка поверхностей катания бандажей и реборд производится по шаблону. При обточке бандажей колесной пары необходимо соблюдать следующие условия:

1. В обточенных колесных парах разница между диаметрами разных колес одной колесной пары не должна быть более 1 мм.

При подборе на вагон двух колесных пар разница между диаметрами колес двух колесных пар не должна быть более 5 мм.

2. При обточке новых бандажей на колесной паре, во избежание излишнего снятия металла с поверхности катания, допускается отступление от чертежного размера по диаметру до  $\pm 10$  мм.

3. Боковые поверхности бандажей должны быть перпендикулярны к оси колесной пары и параллельны между собой.

4. Расстояние между внутренними гранями бандажей может иметь отступление на  $\pm 2$  мм. (Для нормальной колеи от центра оси  $737 \pm 1$  мм.)

5. Размер колеи, проверяемой шаблоном, должен быть  $1524 + 0,5$  мм  
— 1,5 мм  
для нормальной колеи и для метровой  $1000$  мм  $+ 0,5$  мм  
— 1,25 мм.

6. В расстоянии между внутренними торцами ступиц новых колес допускается отклонение  $\pm 2$  мм, а от центра оси до внутреннего торца ступицы  $\pm 1$  мм.

7. В расстоянии от наружной грани реборды бандаж до торца шейки допускается отклонение  $\pm 1$  мм.

8. По ширине бандаж допускается отклонение  $\pm 2$  мм.

9. В профиле бандаж допускается отступление от шаблона кругом по реборде  $\pm 0,5$  мм.

10. По высоте реборды допускается отклонение  $\pm 1$  мм.



### 30. Расчет натяга бандажа

Бандаж, насаженный на колесный центр, испытывает усилие от давления его на обод колеса.

Давление от бандажа на обод передается радиально (фиг. 49).

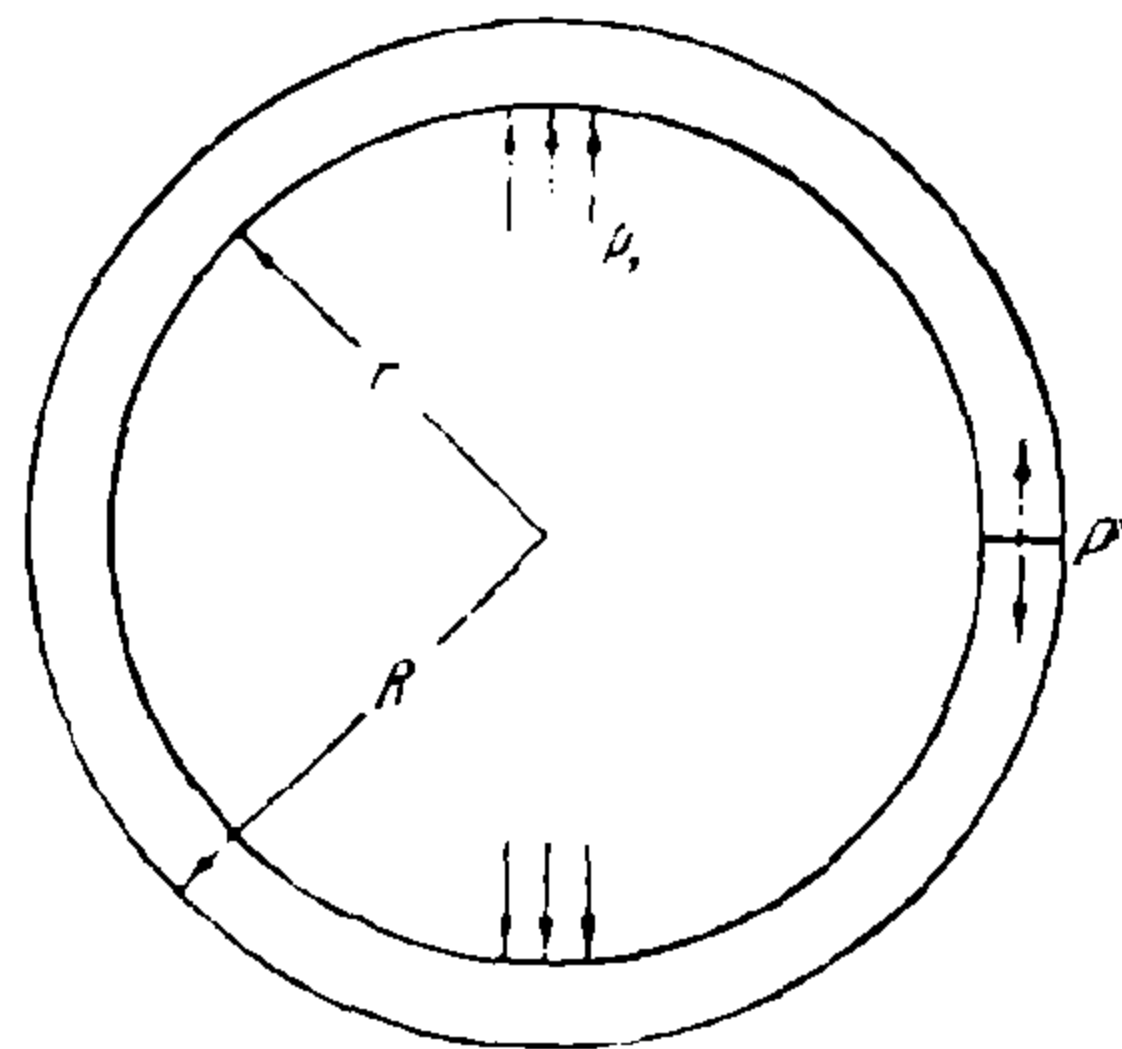
Определим радиальное напряжение между ободом колеса и бандажем и максимальное усилие, растягивающее волокна бандажа. Примем следующие обозначения:

- $p_1$  — радиальное напряжение между бандажем и ободом колеса в  $\text{кг}/\text{см}^2$ ;
- $p_{\max}$  — максимальное растягивающее усилие волокна бандажа в  $\text{кг}$ ;
- $2r$  — внутренний диаметр бандажа в  $\text{мм}$ ;
- $\delta$  — натяг бандажа;
- $E$  — модуль упругости для стали = 2 000 000—2 200 000;
- $2R$  — наружный диаметр бандажа в  $\text{мм}$ ;
- $\sigma$  — отношение относительного поперечного сжатия к относительному удлинению при растяжении (для стали  $\sigma = 0,3$ ).

Примем обозначения:

- $P$  — сила трения на ободе колеса в  $\text{кг}$ ;
- $\mu$  — коэффициент трения = 0,5;
- $D$  — диаметр обода колеса в  $\text{см}$ ;
- $b$  — ширина обода колеса в  $\text{см}$ .

Так как форма бандажа подходит к прямоугольному сечению кольца, то мы воспользуемся формулой Ляме для такого сечения



Фиг. 49.

$$p_1 = \frac{\delta E}{2r \left( \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} + \sigma \right)}. \quad (36)$$

Максимальное растягивающее усилие будет:

$$p_{\max} = \frac{p_1 (R^2 + r^2)}{R^2 - r^2}. \quad (37)$$

Найдем теперь силу трения на ободе колеса, удерживающую бандаж от проворачивания при одинаковой температуре бандажа и колеса.

Сила трения на ободе колеса будет:

$$P = p \cdot \mu \cdot \pi \cdot D \cdot b. \quad (38)$$

Зная тяговое усилие на ободе колеса моторного вагона, можно определить, какое минимальное радиальное напряжение  $p$  должно быть, чтобы бандаж не провернулся, т. е.

$$p_{\min} = \frac{P}{\mu \cdot \pi \cdot D \cdot b} \quad (39)$$

Сравнивая  $p_1$  и  $p_{\min}$ , можно видеть, может ли работать бандаж без проворачивания.

В условиях эксплуатации трамвая, при частом торможении, бандаж при трении по нему тормозных колодок нагревается, вследствие чего получается разность температур колесного центра и бандажа. Это неравномерное нагревание бандажа и колесного центра способствует ослаблению бандажа.

Если учесть линейное расширение бандажа и принять во внимание разность температур бандажа и колесного центра, то для нормальной работы бандажа необходимо условие, чтобы

Таблица 9

Изменения температур по Цельсию	От 0° до 100°	От 0° до 200°	От 0° до 300°	От 0° до 400°	От 0° до 500°
Величина коэффициента линейного расширения $\alpha$ в мм.	1,22	2,53	3,93	5,43	7,02

$$\delta = \frac{TD \cdot \alpha}{t}, \quad (40)$$

откуда разность температур бандажа и колеса будет

$$T = \frac{\delta t}{D \cdot \alpha}, \quad (41)$$

где  $\alpha$  — коэффициент линейного расширения;

$t$  — температура, для которой берется коэффициент расширения;

$T$  — разность температур бандажа и колеса;

$D$  — диаметр обода колесного центра в м.

Задаваясь определенной разностью температур  $T$ , можно определить необходимый натяг бандажа.

Подсчитаем радиальные напряжения растягивающих усилий бандажа и определим теоретическую величину натяга.

Подсчет будем вести для колеса, имеющего внутренний диаметр бандажа  $2r = 730$  мм; наружный диаметр бандажа  $2R = 850$  мм и натяг  $\delta = 1,25$ .

Радиальное напряжение будет:

$$p_1 = \frac{\delta \cdot E}{2r \left( \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} + \sigma \right)} = \frac{1,25 \cdot 2\,200\,000}{730 \left( \frac{425^2 + 365^2}{425^2 - 365^2} + 0,3 \right)} = 545 \text{ кг/см}^2.$$

Максимальное растягивающее усилие будет

$$p_{\max} = \frac{p (R^2 + r^2)}{R^2 - r^2} = \frac{545 (425^2 + 365^2)}{(425^2 - 365^2)} = 3\,610 \text{ кг/см}^2.$$

Если аналогичные вычисления произвести для различных значений  $\delta$ , то получим радиальные напряжения и растягивающие усилия, приведенные в таблице 10.

Произведем такие же вычисления для изношенного бандажа до толщины 25 мм, тогда  $2R = 730 + 2 \cdot 25 = 780$  мм.

Вычислив по вышеприведенным формулам, получим:

$$p_1 = \frac{1,25 \cdot 2\,200\,000}{730 \left( \frac{390^2 + 365^2}{390^2 - 365^2} + 0,3 \right)} = 248 \text{ кг/см}^2;$$

$$p_{\max} = \frac{248 (390^2 + 365^2)}{(390^2 - 365^2)} = 3\,830 \text{ кг/см}^2$$

Произведя подсчеты  $p_1$  и  $p_{\max}$  при различных значениях  $\delta$  для изношенного бандажа, составим таблицу 11.

Из сравнения данных таблиц 10 и 11 видно, что у изношенного бандажа растягивающие усилия возрастают тогда, когда радиальные напряжения уменьшаются, составляя 46% от такового при новом бандаже.

Проверим силу трения на ободке колеса, удерживающую бандаж от проворачивания:

$$P = p_1 \cdot \mu \cdot \pi \cdot D \cdot b; \text{ принимая } \mu = 0,5 \text{ и } \delta = 0,75$$

$$P = 322 \cdot 0,5 \cdot 3,14 \cdot 73,0 \cdot 6,0 = 222\,000 \text{ кг.}$$

При наличии на вагоне двигателей ДМ-1а проворачивающее усилие на ободке колеса будет  $P = 1\,750 \text{ кг}$ , и следовательно минимальное радиальное напряжение будет

$$p_{\min} = \frac{P}{\mu \cdot \pi \cdot D \cdot b}; \quad p_{\min} = \frac{1\,750}{0,5 \cdot \pi \cdot 73,0 \cdot 6,0} = 2,54 \text{ кг/см}^2.$$

Принимая во внимание величины  $\alpha$  для различных значений  $t$ , приведенных выше в таблице, подсчитаем теоретическую разность температур колеса и бандажа при  $\delta = 1,0$ :

$$T = \frac{\delta \cdot t}{D \cdot \alpha} = \frac{1,0 \cdot 100}{0,73 \cdot 1,22} = 112^\circ \text{ С.}$$

Практически в эксплуатации не наблюдается такой значительной разницы температур колеса и бандажа.

Величина  $T$  по опытным данным колеблется в пределах 30—40° С; исходя из этих данных, подсчитаем теоретическую величину  $\delta$ :

$$= \frac{T \cdot d \cdot \alpha}{t}; \quad \delta = \frac{30 \cdot 0,73 \cdot 1,22}{100} = 0,27 \text{ мм.}$$

Из этого подсчета видно, что при точной обработке обода колеса и внутренней поверхности бандажа натяг около 0,3 мм является вполне достаточным, но так как точная обработка поверхностей бандажа и колеса обошлась бы дорого, практически можно допускать больший натяг — порядка 1,0—1,25 мм при более грубой обработке указанных поверхностей.

Долголетним опытом на трамваях СССР установлено, что для колес, имеющих диаметр обода колесного центра 730—750 мм при натяге

Т а б л и ц а 10

Натяг $\delta$ в мм	Радиальное на- пряжение $p_1$ в кг/см <sup>2</sup>	Растягивающее усилие $p_{\max}$ кг/см <sup>2</sup>
0,75	322	2 070
1,00	427	2 840
1,25	535	3 610
1,50	640	4 260

Т а б л и ц а 11

Натяг $\delta$ в мм	Радиальное напряжение $p_1$ в кг/см <sup>2</sup>	Растягивающее усилие $p_{\max}$ кг/см <sup>2</sup>
0,75	148	2 280
1,0	198	3 060
1,25	248	3 830
1,5	297	4 620

$\delta = 1,25$  мм и для диаметра обода 560—580 и натяге  $\delta = 1,0$  мм не бывает ни ослабления бандажей, ни разрыва их.

При увеличении же натяга  $\delta > 1,25$  возможны случаи разрыва бандажей. Как видно из таблицы 11, максимальное растягивающее усилие при  $\delta = 1,25$  составляет  $3830 \text{ кг/см}^2$ , что приближается к пределу упругости для материала бандажа.

Поэтому принимать величину натяга более или менее указанных величин 1,0—1,25 мм не рекомендуется.

### 31. Содержание и ремонт колесных пар

Оси колесных пар не ремонтируются и после определенного срока службы идут в лом. Наварка отдельных изношенных мест на оси не всегда дает удовлетворительные результаты. Оси моторных вагонов изнашиваются обычно в местах шпоночных канавок под эксцентриком компрессора, под большой зубчаткой тягового двигателя и под моторно-осевыми подшипниками. Кроме того эти оси изнашиваются в шейках в местах трения скользящих подшипников. Оси прицепных вагонов изнашиваются посередине между колесными центрами вследствие истирания тормозными тягами. Шейки осей прицепных вагонов изнашиваются под скользящими подшипниками так же, как и на осях моторных вагонов.

Срок службы хороших осей определяется от 7 до 12 лет с пробегом от 560 000 до 1 000 000 километров. Срок службы оси определяется качеством стали, из которой она изготовлена, а также степенью нагруженности оси. Оси, не получающие чрезвычайно больших (предельных) нагрузок, работают значительный срок (до 15 лет). За последние годы на трамваях в СССР при перегрузке вагонов пассажирами срок службы осей значительно сократился, что объясняется перенапряжением металла оси при максимальной ее перегрузке, вследствие чего поломка осей за последние годы значительно возросла. Поломке осей также способствуют плохие рельсовые пути, разбитые стыки, крестовины, а также грубые вагонные и тележечные рессоры.

Так как поломка трамвайных осей происходит при сравнительно небольших скоростях, а большей частью при трогании вагона с места, что не угрожает безопасности пассажиров, трамвайные оси в СССР не подвергаются регулярному периодическому испытанию, как это делается на железных дорогах.

Однако при возникновении каких-либо сомнений в прочности оси производится испытание.

Испытание осей с надетыми колесами производят так: вычищенная от грязи колесная пара погружается в ванну с горячим маслом при  $80^\circ \text{C}$ . Через 15 минут колесная пара вынимается, снова тщательно вычищается и ось покрывается свинцовыми белилами.

Затем колесная пара устанавливается на деревянную подставку так, чтобы колеса не касались пола, после чего одновременно по обоим торцам шеек через прокладки даются сильные удары молотами.

Если в оси есть трещины, то на белом фоне свинцовых белил при вибрации оси образуются масляные зигзаги.

Указанный метод испытания является уже устаревшим и применяется редко.



К современным методам испытания вагонных осей относится магнитное испытание.

Магнитное испытание осей заключается в следующем: на ось (фиг. 50) одевается катушка соленоида 2, через которую пропускается ток. Вблизи катушки, на поверхность оси насыпается порошок измельченных чугуновых опилок, которые соответственно распределяются у намагниченной части оси. При отсутствии у оси трещин опилки располагаются на поверхности оси равномерным слоем 3. Если опилки, сгущаясь, концентрируются в одном месте 4, то это служит указанием на наличие трещины или другого какого-либо порока в оси (плена, расслоение и т. п.).

Катушка соленоида двигается от одного конца оси до другого.

После этой операции ось поворачивается на  $90^\circ$ , и указанные манипуляции испытания повторяются.

Повертывание оси на  $90^\circ$  производится трижды, пока вся поверхность оси не будет проверена, после чего ось или передается в эксплуатацию или бракуется.

Этому испытанию можно подвергать оси без колесных центров.

Так как в большинстве случаев образование трещин в оси происходит в подступичной части, обнаружить трещины на оси с одетыми колесными центрами этим способом невозможно.

При погнутии оси, что бывает обыкновенно при авариях в столкновениях, оси подвергаются правке.

Правка оси производится как в холодном, так и в нагретом виде.

Опыт американской трамвайной практики показал, что при выправке

холодным способом оси диаметром в 125 мм при давлении до 10 т и для оси диаметром в 115 мм при давлении до 8 т холодным способом получают удовлетворительные результаты.

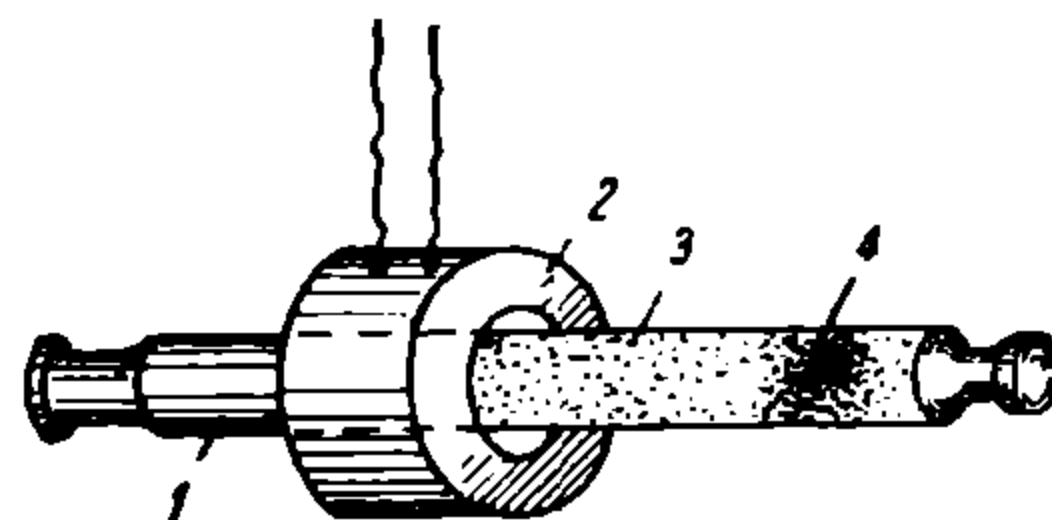
При правке же осей в нагретом состоянии очень важное значение имеет температура нагрева оси, так как при нагреве ее свыше  $700^\circ \text{C}$  прочность оси уменьшается.

Правка осей производится на колесных станках или на прессе.

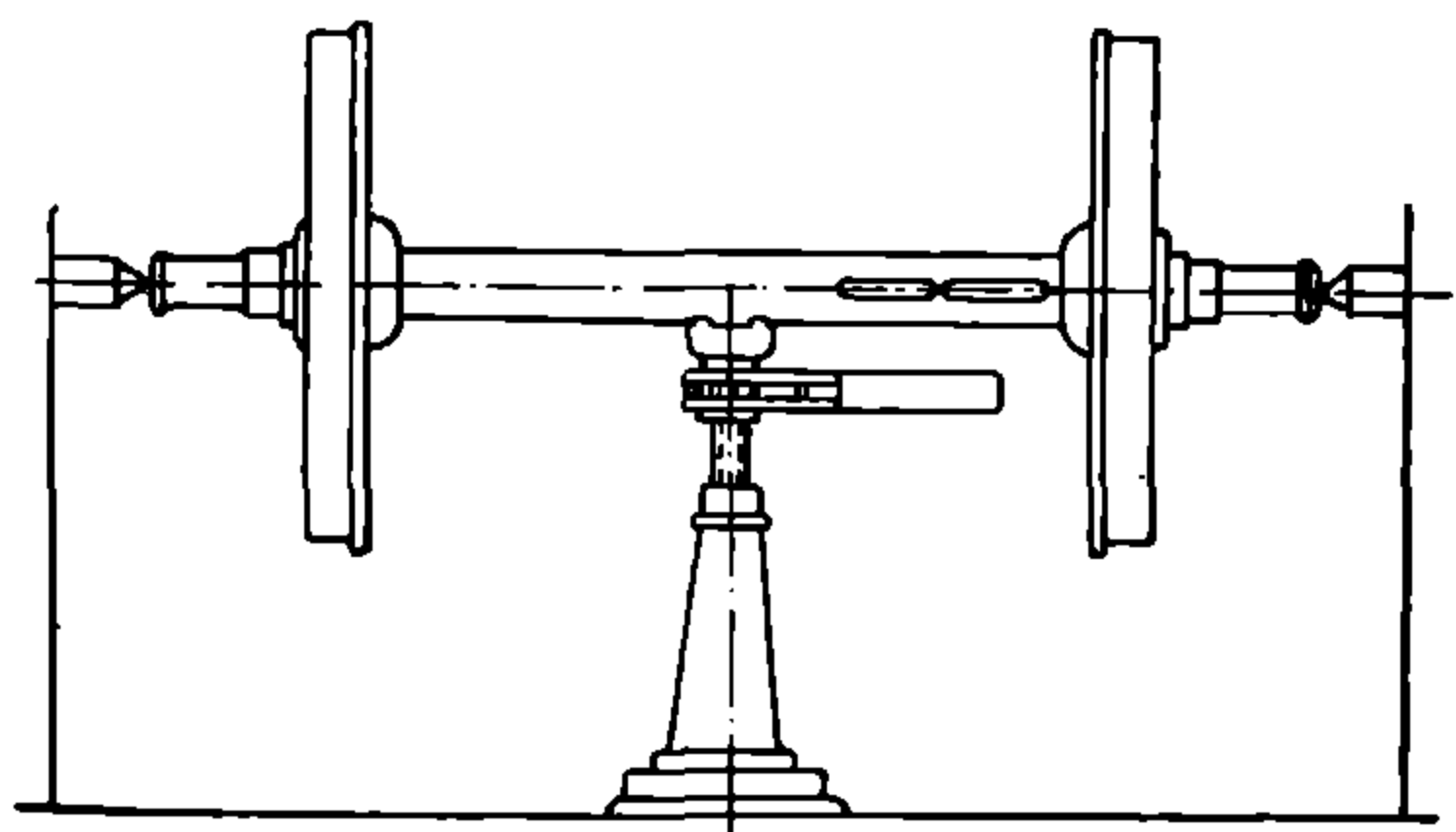
Погнутие оси чаще всего бывает у шеек как в месте наименьшего сечения и максимальных усилий.

Незначительное погнутие шейки устраняется при помощи проточки шеек. Если же погнутие значительное, то приходится сперва выправлять ось прессом, а затем протачивать шейки до полного выправления оси.

Бывают случаи погнутия оси в подступичной части. Часто такое повреждение оси нельзя устранить путем правки, и ось в этом случае бракуется. При согнутии оси посередине между колесными центрами ось выправляется легче. Правда, такие повреждения бывают сравнительно редко. Правка оси производится на колесно-токарном станке бутылочным домкратом (фиг. 51).



Фиг. 50.



Фиг. 51.

При ремонте оси главным образом приходится протачивать шейки, которые обычно получают повреждения подшипниками. При обточке шеек руководствуются предельными размерами, указанными в таблице 12.

Т а б л и ц а 12

Моторно-осевые подшипники		Эксцентрик компрессора		Наружно-осевные подшипники	
Диаметр у новой оси в мм	Допустимый износ по диаметру в мм	Диаметр у новой оси в мм	Допустимый износ по диаметру в мм	Диаметр новой шейки в мм	Допустим. износ по диаметру в мм
125	2,0	125	1,0	100	15,0
120	2,0	120	1,0	95	15,0
115	2,0	115	1,0	90	10,0
110	2,0	110	1,0	90	10,0

При уменьшении размеров ниже указанных в табл. 12 колесная пара бракуется, причем бракованные оси моторных вагонов при диаметре их в 120—125 мм разрешается подкатывать под прицепные вагоны. Точно так же колесные пары моторных вагонов, имеющие вырванные места у шпоночных канавок для компрессорного эксцентрика и шестерни, передаются для использования их под прицепными вагонами. Оси, имеющие выработку тормозной тягой до 3 мм и более, бракуются и передаются для прицепных вагонов.

При ремонте старых осей, в целях сохранения их размеров по диаметру, разрешается оставлять без проточки места под моторно-осевые подшипники, шестерни и компрессорные эксцентрики, имеющие задранность и забоины. При наличии задранностей и забоин последние тщательно сглаживаются опиловкой и затем полируются.

Разрешается не делать проточки вышеуказанных мест на оси при наличии конусности, если последняя не превышает 0,25 мм на 20% длины моторно-осевого подшипника или посадочной поверхности шестерни или эксцентрика.

Не допускаются на оси около внутренней ступицы колеса поперечные риски, являющиеся следствием неправильной обработки резцом при проточке торцевой поверхности ступицы. Такие колесные пары бракуются и передаются для прицепных вагонов.

Максимальная разность, допускаемая между диаметрами шеек одной оси, устанавливается в 3 мм.

Особо внимательный уход за собой требуют спицевые литые колеса, которые в обязательном порядке ежемесячно свидетельствуются мастером, и результаты осмотра их записываются в особую книгу. Спицевые колеса очищаются от грязи, и спицы осматриваются в местах прилива их к ободу колеса. Колеса с замеченными трещинами или с явно обнаруженной поломкой спиц не допускаются к эксплуатации.

При ремонте колесных центров с поломанными или треснувшими спицами поступают так: в междуспицевое пространство ввариваются автогеном или электросваркой вырезанные из котельного железа толщиной 8—10 мм

сегменты. Вварка сегментов производится с обеих сторон. Указанный способ защищает колесо от дальнейшей поломки спиц. Ремонт дисковых колесных центров приходится делать значительно реже.

Бывают, хотя и редко, случаи образования трещин на диске. В этом случае диск с обнаруженной трещиной выпрессовывается на гидравлическом прессе. На место негодного ставится новый или годный старый колесный центр.

Вследствие остаточных деформаций в дисковом колесном центре от натяжения бандажа и ударов от рельсового пути расстояние между внутренними гранями двух колес изменяется, отчего приходится ступицу протачивать. Наружный диаметр колесного центра при этом постепенно уменьшается.

Для выправки таких деформировавшихся колес последние выпрессовываются с оси и выправляются по лекалам в специальных штампах. Выправка колесных центров производится в горячем состоянии, после чего требуется отжиг.

Иногда приходится ремонтировать колесные центры при ослаблении последних на подступичной части оси. В этом случае колесо снимается с оси и подбирается или на другую ось или насаживается на новую ось с соответствующим допуском (табл. 7).

При повреждении наружной поверхности колесного центра по кругу катания, что бывает от частой смены бандажей или от постороннего какого-либо повреждения обода, последний подвергается проверке на колесно-токарном станке. При наварке обода колесо протачивается на станке.

При частой проверке колесного обода размеры его уменьшаются, благодаря чему приходится иметь бандажи разных диаметров, а потому рекомендуется в этом случае установить два или три размера диаметров обода колес, к которым и подгонять все остальные колеса.

При обработке колесных центров разрешаются следующие допуски:

а) по наружному диаметру обода .	$\pm 1$ мм
б) по ширине обода	$\pm 0,5$ .
в) по длине ступицы .	$\pm 1$ .

Более частому ремонту колесные пары подвергаются при обточке или смене бандажей.

Срок службы бандажей колеблется в широких пределах и зависит от качества стали бандажей, от состояния рельсовых путей, от профиля пути и пр.

После пробега колесных пар 25 000—30 000 км для моторных и 40 000—50 000 км для прицепных, что по времени составляет 3—4 месяца для моторных и 6—8 месяцев для прицепных, реборды бандажей изнашиваются, становясь тонкими и низкими, благодаря чему, при таких изношенных ребордах, вагоны начинают сходить с рельсов.

Этот предельный износ реборд бандажей определяется для моторных вагонов:

высота реборды .	10—12 мм
толщина реборды	8—10

и для прицепных вагонов:

высота реборды .	8—10 мм
толщина реборды	6—8

Колесные пары с изношенными ребордами бандажей поступают в ремонт. Этот ремонт можно производить двумя способами:

1) проточить бандаж на колесно-токарном станке до восстановления полных реборд;

2) проверить на колесно-токарном станке поверхность катания, затем наварить реборды по шаблону электросваркой, после чего проверить реборды на станке.

При чистой наварке по шаблону вторичную установку колесной пары на станок можно не делать.

Проточку колесных пар при толщине бандажа в 65 мм можно делать два раза, редко три, после чего при пробеге 70 000—80 000 км для моторных и 110 000—140 000 км для прицепных толщина бандажа уменьшается настолько, что металл начинает раскатываться и бандажи ослабевают на колесных центрах.

Для предупреждения ослабления и своевременной смены бандажей установлены предельные толщины бандажей:

для моторных вагонов . .	32—34 мм
для прицепных вагонов .	25—28

Ослабление бандажей зависит не только от толщины бандажа, но и от надежности насадки их.

Бывают случаи, когда новые бандажи ослабевают, что легко узнается по дребезжащему звуку при ударе ручником по бандажу, а также по следам сдвига бандажа у стопорного кольца и внутренней части обода колеса.

Случаи ослабления полных бандажей, т. е. имеющих размер по толщине 35 мм и выше, объясняются исключительно неправильной или невнимательной обработкой внутренней поверхности бандажа (малый натяг, риски на бандаже) и негладкой поверхностью обода колеса, а также плохой насадкой. Ослабление бандажей особенно заметно увеличивается в зимнее время, когда разность температур бандажа и наружного воздуха способствует этому ослаблению. Ослабшие бандажи, если они имеют достаточную толщину (более 40 мм), иногда пересаживаются на другие колесные центры, подбирая их по диаметрам колес.

Если же подобрать колеса невозможно, то пересадка производится следующим способом. Ослабший бандаж нагревается на нефтяной или газовой печи и снимается с колеса. Затем снятый бандаж подвергается нормальному нагреву до 400—450° С, после чего он насаживается на ослабший колесный центр. В зазор между бандажем и ободом колесного центра вставляется прокладка из листового железа толщиной от 0,3 до 0,5 мм. Эта прокладка должна быть равномерной толщины и обхватывать обод колеса по всей поверхности. Концы прокладки укладываются в стык, причем зазор в стыке не должен быть более 10 мм. По длине прокладка не должна состоять более чем из двух частей. Нельзя закладывать по толщине более одной прокладки. Ширина прокладки подбирается по ширине обода колеса.

При постановке прокладки натяг между бандажем и ободом колеса не должен превышать размеров, указанных в таблице натяга. После пересадки бандажей проверяется их плотность насадки посредством удара ручником по бандажу. Глухой тон удара или дребезжащий звук свидетельствуют о неплотной посадке.



Изношенные бандажи, имеющие малую толщину или тонкие провернувшиеся бандажи, снимаются с колесной пары разрезыванием на ножевочном станке или, как это чаще делается, автогеновым резаком.

Резка бандажа должна производиться без повреждения обода колеса. Линия разреза бандажа, для сохранения стопорного кольца, делается между концами последнего.

Ремонт колесных пар при первой или второй проточке бандажей заключается в проверке поверхностей катания бандажей. Эта проверка производится в том случае, если поверхность катания бандажа имеет конус более 3 мм или разница в диаметре двух колес одной колесной пары достигает более 2 мм.

Обточку колес приходится делать также при повреждении бандажей, что бывает во время движения вагона по рельсам с заторможенными колесами. В этом случае на поверхности катания бандажей образуются выбоины (лыски). Если выбоины достигают более 1 мм, то такой бандаж при вращении дает удары о рельсы, и вагон получает при каждом обороте колеса сотрясение (фиг. 52).

Колесные пары с такими выбоинами или завариваются или подвергаются проверке на колесно-токарном станке.

Если выбоина порядка 0,5 мм, то последняя при работе бандажа на линии закатывается.

В заграничной практике применяется способ обточки бандажей с выбоинами, не выкатывая оси из-под вагона. Способ этот заключается в следующем. Приготавливаются специальные колодки, в которых вставлены карборундовые бруски. Поверхность колодки, прилегающая к бандажу, имеет профиль бандажа. Такие колодки устанавливаются на поврежденную колесную пару, и вагон приводится в движение. На ходу вагона колодками подтормаживают колеса.

Карборундовые вставки стирают равномерно бандаж и выправляют его поверхность катания, удаляя выбоины.

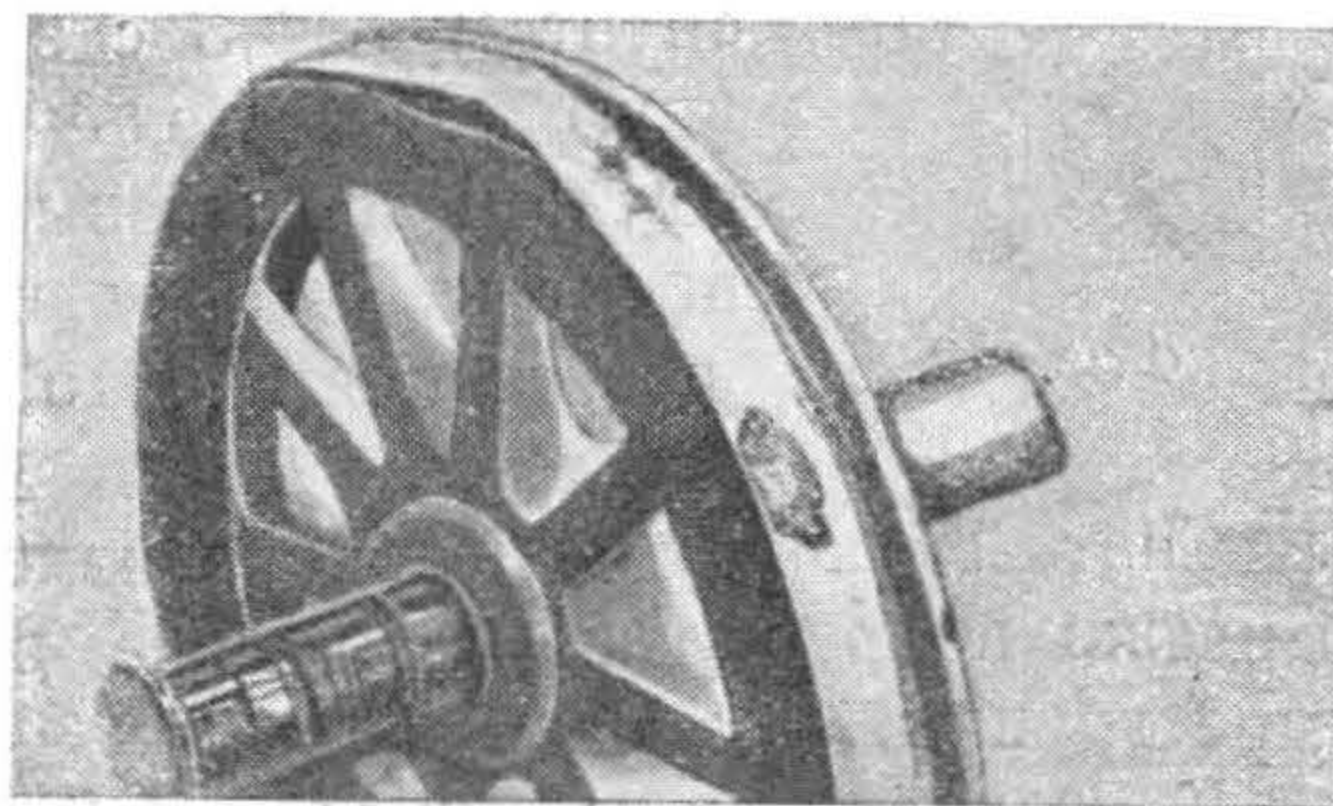
Для содержания бандажей в состоянии, годном для эксплуатации, последние подвергаются периодической проверке.

Осмотр состояния бандажей в парках производится обычно ночным мастером, ответственным за своевременную проверку бандажей. На некоторых трамваях имеются отдельно выделенные ответственные за колесное хозяйство лица.

Лицо, ответственное за колесное хозяйство, обязано не реже двух раз в месяц просматривать все бандажи. При этом осмотре необходимо обращать внимание на плотность посадки бандажей. Вагоны с ослабшими бандажами замечаются и подлежат подъеме для смены колесных пар.

Проверяются размеры реборд и толщина бандажей. По этим двум признакам определяется дальнейшая пригодность бандажей для работы под вагоном.

Для промера бандажа существуют определенные приспособления и инструменты. Самым простым приемом для обмера реборд является свин-

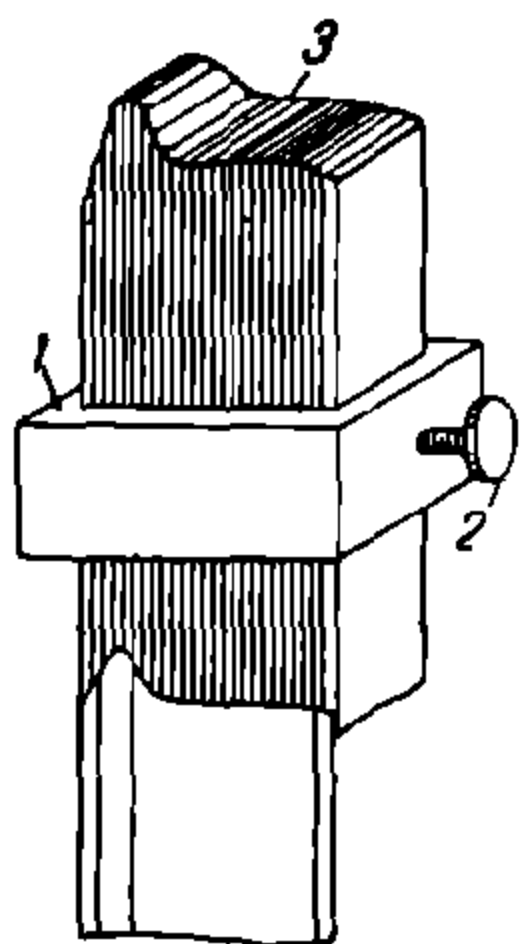


Фиг. 52.



цовая пластинка толщиной 2 мм, шириной 10—15 мм. Такая пластинка обжимается пальцами около реборды и затем снимается для промера высоты реборды и толщины ее в среднем сечении. Эти данные записываются в особую книгу бандажей.

Другим приспособлением для обмера реборд и поверхности катания бандажа является прибор, указанный на фиг. 53, состоящий из ряда стальных пластинок 3, толщиной 1 мм, зажатых в хомуте 1 винтом 2. Ребордомер накладывается на реборду, отдельные пластинки занимают положение соответственно профилю реборды.



Фиг. 53.

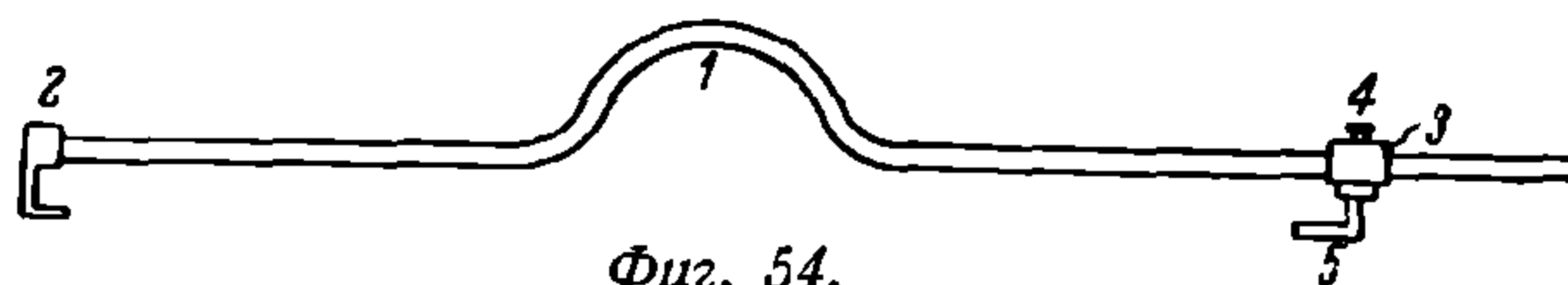
Для промера бандажей по диаметру катания, для сравнения одинакового износа двух колес на одной оси, или для сравнения диаметров колес на двух осях имеется специальный шаблон, которым можно измерять диаметры колес под вагоном. На фиг. 54 показан такой шаблон, который изготавливается из 12-мм газовой трубы 1, выгнутой посередине. На одном конце шаблона имеется указатель 2, наглухо посаженный на трубе, а на другом конце шаблона сидит муфта 3 с зажимным винтом 4. На муфте укреплен другой указатель 5. Для измерения диаметра колеса под вагоном из канавы мастер берет шаблон за выгиб и подносит к бандажу в двух противоположных точках, передвигая постепенно муфту 3, пока указатель 5 не коснется бандажа.

Снятый размер на шаблоне измеряется затем линейкой. Все замеренные бандажи по ребордам и толщине поверхности катания разделяются на четыре группы.

К первой группе относятся бандажи, имеющие сработанные реборды до предела. Вагоны с такими бандажами не выпускаются на линию и подлежат подъемке для смены колесных пар.

Ко второй группе относятся бандажи с ребордами, могущими поработать еще 10—15 дней.

К третьей группе относятся бандажи, состояние реборд которых позволяет им проработать еще около 30—45 дней.



Фиг. 54.

К четвертой группе относятся все остальные бандажи, имеющие состояние, годное для работы два и более месяцев.

При таком распределении вагонов по состоянию бандажей является возможным техническому персоналу парка составить план подъемки вагонов на ближайший месяц вперед.

Для учета срока службы осей, колесных центров и бандажей в парке заводится на каждую колесную пару отдельный паспорт, в котором при каждом ремонте колесной пары статистик парка делает соответствующие отметки, по которым можно судить о работе бандажа, колесного центра и оси. При поломке оси указанный паспорт сдается статистиком в архив с отметкой о причине поломки оси с нанесением эскиза последней.

## 32. Расчет оси моторного вагона

Ось колесной пары при движении вагона испытывает напряжения под действием статических и динамических нагрузок.

Статическими нагрузками на ось будут:

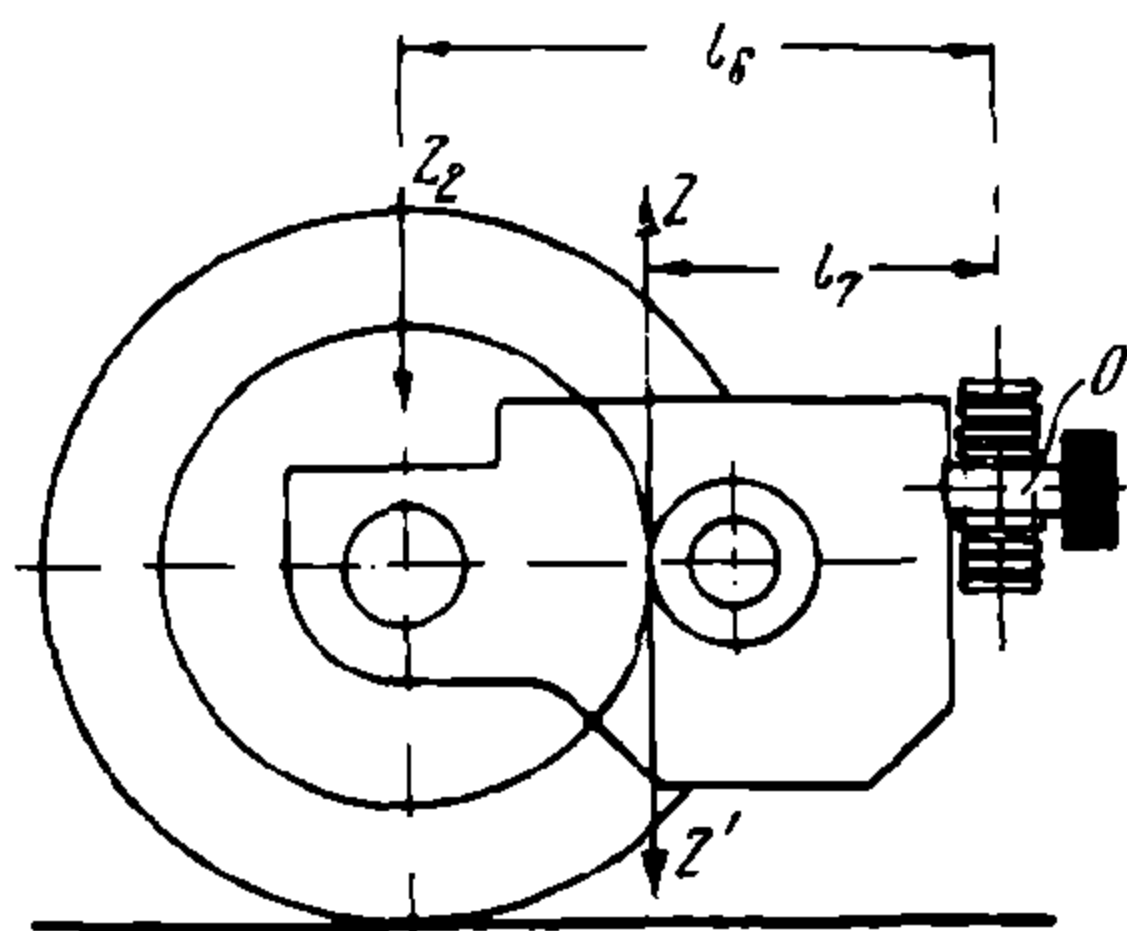
1. Тара вагона над осями, за вычетом половины веса двигателей.

2. Вес пассажиров с учетом перегрузки вагона на 50% против допускаемых норм.

### 3. Половина веса двигателя.

Первые две нагрузки от тары и от веса пассажиров передаются на концы оси (шейки).

Нагрузка же от половины веса двигателя передается через мо-



**Фиг. 56.**

торно-осевые подшипники на средние части оси (фиг. 55).

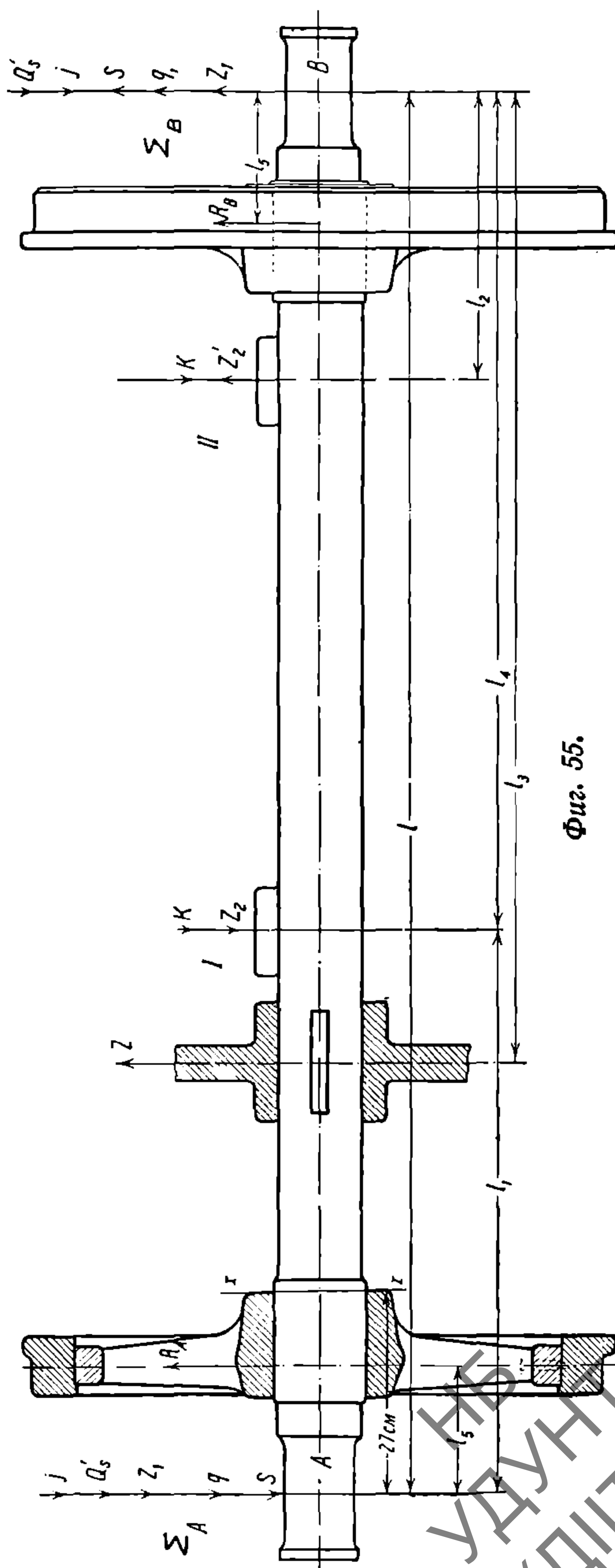
Кроме указанных сил, ось находится под действием динамических усилий, каковыми являются:

1. Усилие от давления зубца малой шестерни на зубец большой шестерни, приложенное к концам оси и в местах моторно-осевых подшипников (фиг. 56).

## 2. Усилие от центробежной силы при проходе вагоном кривых.

3. Усилие, передаваемое от вагона под влиянием давления ветра на боковую поверхность кузова.

4. Усилие от силы инерции, возникающей при торможении вагона.



**Фиг. 55.**

5. Ударная нагрузка от действия неровностей пути.

6. Горизонтальные силы (реакции рельса), действующие на реборду колеса.

Сначала определим усилия от статических нагрузок и точки их приложения.

Тара вагона за вычетом половины веса двигателей и веса колесных пар составляет:

$$T - Q - 2Q_1 = T_1, \quad (42)$$

где  $T$  — тара моторного вагона в кг;

$Q$  — вес двигателя в кг;

$Q_1$  — вес оси колесной пары в кг.

Нагрузка от пассажиров в предположении равномерного ее распределения в вагоне составит:

$$Q_2 = 70n, \quad (43)$$

где  $Q_2$  — вес пассажиров в кг;

70 — вес одного пассажира;

$n$  — число пассажиров.

Статическая нагрузка на одну шейку оси составит:

$$Q_s = \frac{T_1 + Q_2}{4}, \quad (44)$$

где  $Q_s$  — статическая нагрузка на одну шейку оси.

На каждую шейку оси таким образом действуют статические силы  $Q_s$ , приложенные по геометрическим осям шеек. Средние части оси будут испытывать усилия через моторно-осевые подшипники от половины веса двигателя. Условно принимаем, что усилия, передаваемые на оба моторно-осевых подшипника, одинаковы; тогда

$$K = \frac{Q}{4} \text{ кг}, \quad (45)$$

где  $K$  — усилие в кг, передаваемое на ось через моторно-осевой подшипник.

Точки приложения сил  $KK$  будут находиться по геометрическим осям моторно-осевых подшипников (фиг. 55).

Силы  $Q_s$  и  $K$  вызывают в опорах оси на втулки колесных центров реакции, равные по величине и обратные по направлению  $Q_s$  и  $K$ .

Подсчитаем динамические нагрузки, действующие на ось.

Таковыми нагрузками являются силы  $Z_1$   $Z'_1$ , приложенные к шейкам оси, и силы  $Z_2$  и  $Z'_2$ , приложенные к серединам моторно-осевых подшипников.

Силы  $Z_1$ ,  $Z'_1$ ,  $Z_2$  и  $Z'_2$  вызываются силой  $Z$  давления зубца малой шестерни на зубец большой шестерни. Сила  $Z$  вызывает реакцию в виде силы  $Z'$ , которая, вращая мотор около точки  $O$  (фиг. 56), вызывает в моторно-осевых подшипниках усилия  $Z_2$  и  $Z'_2$ .

Силу  $Z$  принимаем для условий работы шестерен при электрическом торможении.



Сила, возникающая на поверхности катания колес одной колесной пары, будет

$$Y = \frac{\varphi(T + Q_2)}{2}. \quad (46)$$

Сила  $Z$  на зубе большой шестерни определится из уравнения;  $\varphi$  — принимается равным 0,25—0,3

$$\begin{aligned} Zr &= Yr_1; \\ Z &= \frac{Yr_1}{r}, \end{aligned} \quad (47)$$

где  $r_1$  — радиус колеса по окружности катания в см.

Определим силы  $Z_2$  и  $Z'_2$ .

На подшипник I передается давление

$$2Z_2(l_4 - l_2) = Z(l_3 - l_2); Z_2 = \frac{Z(l_3 - l_2)}{2(l_4 - l_2)}. \quad (48)$$

На подшипник II давление будет

$$2Z'_2(l_4 - l_2) = Z(l_3 - l_4); Z'_2 = \frac{Z(l_3 - l_4)}{2(l_4 - l_2)}. \quad (49)$$

Определим усилия, передаваемые силою  $Z$  на шейки оси. На шейку B передается усилие  $Z'_1$ , которое определяется из уравнения:

$$\begin{aligned} Z'_1 l - Z_2 l_1 + Z'_2(l - l_2) &= 0 \\ Z'_1 &= \frac{Z_2 l_1 - Z'_2(l - l_2)}{l}. \end{aligned} \quad (50)$$

На шейку A действует сила  $Z_1$ , определяемая из уравнения:

$$\begin{aligned} Z_1 l - Z'_1 l_2 + Z_2 l_4 &= 0 \\ Z_1 &= \frac{Z'_1 l_2 - Z_2 l_4}{l}. \end{aligned} \quad (51)$$

Шейка A получает дополнительную нагрузку, а шейка B разгружается силою  $Z'_1$ ,

где  $l$  — расстояние в см между геометрическими осями шеек;

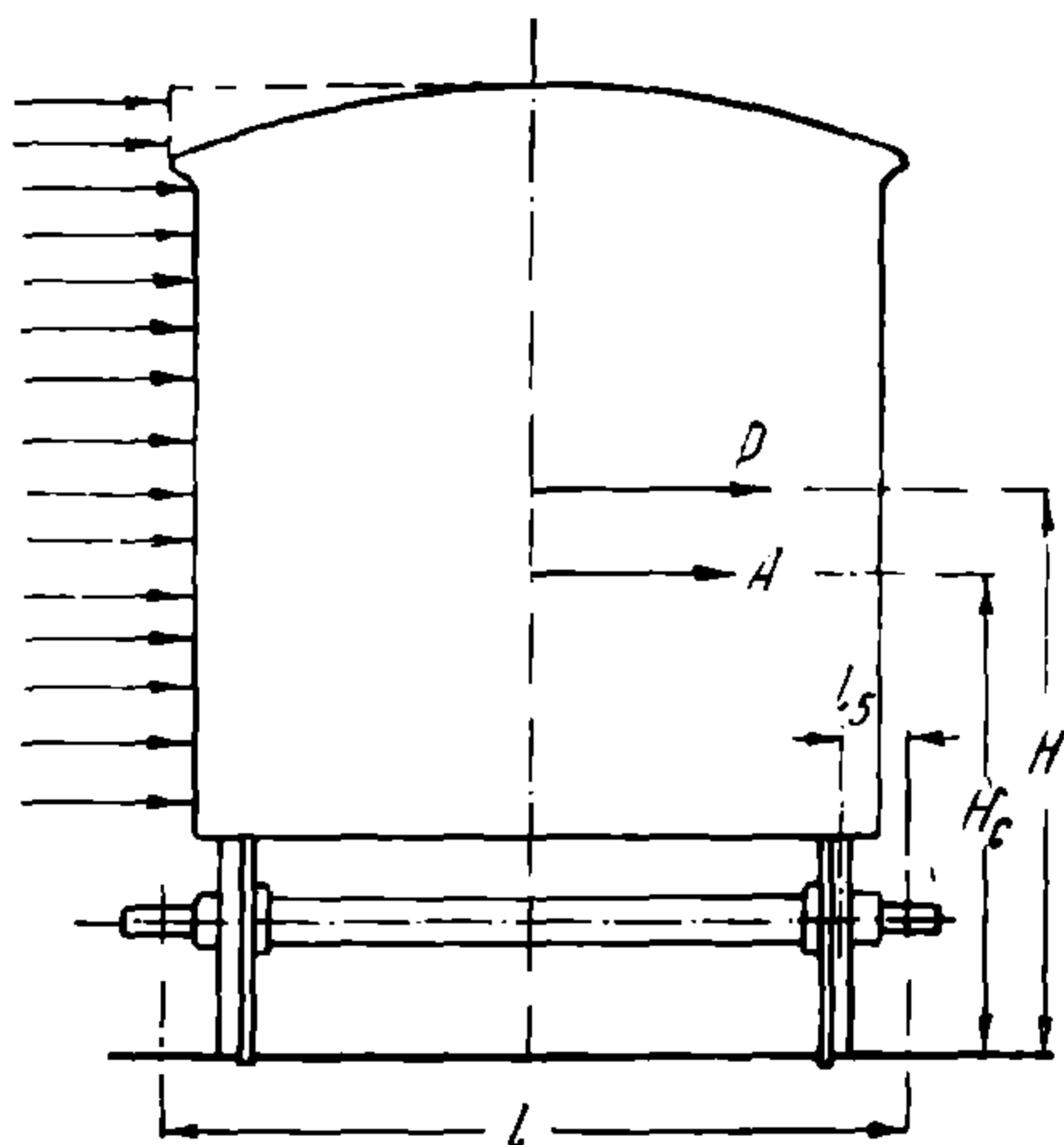
$l_1$  и  $l_2$  — расстояние в см от геометрических осей шеек до геометрических осей моторно-осевых подшипников;

$l_3$  — расстояние в см от геометрической оси шейки до геометрической оси большой шестерни;

$l_4$  — расстояние в см от геометрической оси шейки до геометрической оси моторно-осевого подшипника со стороны шестерни.

Усилие от центробежной силы вагона при проходе им кривых определится из уравнения:

$$A = \frac{M \cdot v^2}{R}, \quad (52)$$



Фиг. 57.

где  $A$  — центробежная сила в кг;  
 $v$  — скорость движения вагонов на кривой в м/сек;  
 $R$  — минимальный радиус кривой в м;  
 $M$  — масса вагона.

$$M = \frac{4Q_s}{g} \text{ кг.} \quad (53)$$

Центробежная сила вызывает добавочные давления  $q$  в шейках осей. Определим давление  $q$  из уравнения

$$2q = \frac{AH_c}{l} \text{ кг,} \quad (54)$$

где  $H_c$  — расстояние в см от центра тяжести вагона до геометрической оси колесной пары.

Подсчитаем добавочные усилия, передаваемые оси от давления ветра,

$$P = pF \text{ кг,} \quad (55)$$

где  $P$  — давление ветра на боковую поверхность одной стороны кузова;

$p$  — удельное давление ветра в кг/м<sup>2</sup>;

$F$  — боковая поверхность одной стороны кузова в м<sup>2</sup>.

Усилие  $P$  вызовет добавочные давления  $S$  в шейках оси (фиг. 57).

Найдем силу  $S$ :

$$2S = \frac{P \cdot H}{l} \text{ кг,} \quad (56)$$

где  $H$  — расстояние в см от точки приложения равнодействующей силы ветра до геометрической оси колесной пары.

Определим нагрузку на ось, вызываемую силой инерции при торможении поезда.

Сила инерции движущегося поезда поглощается силой тормоза при торможении и сопротивлением движению поезда (фиг. 58).

Сумма сил сопротивления заторможенного вагона будет:

$$I = F_1 + f_2(T + Q_2), \quad (57)$$

где  $F_1$  — сопротивление от действия тормоза в кг;

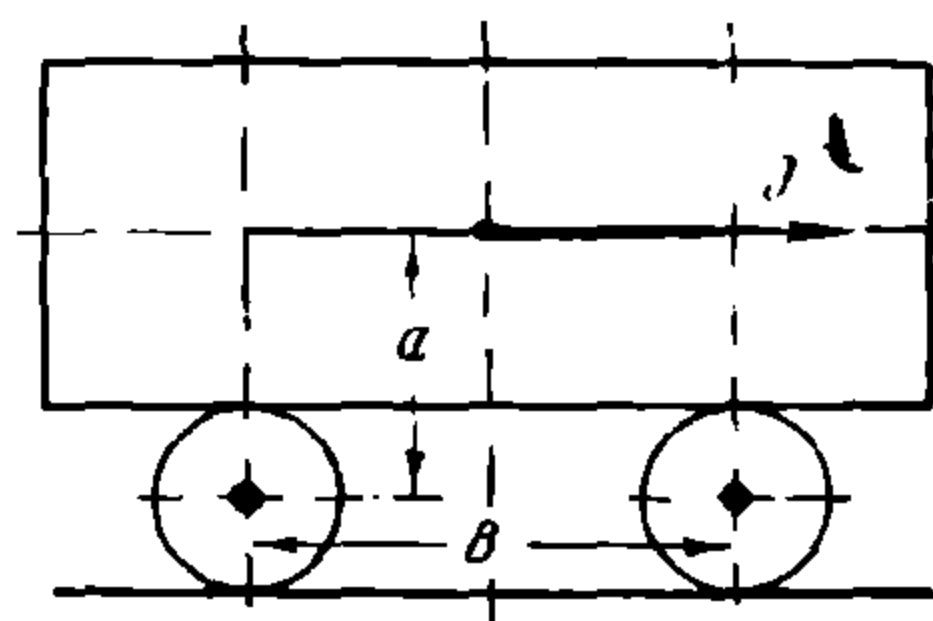
$f_2$  — сопротивление движению в кг/т (10—12 кг/т);

$I$  — сила инерции.

Сопротивление от действия тормоза подсчитываем по предельному сцеплению колес с рельсами при максимальной скорости начала торможения (25—30 км/час):

$$F_1 = \phi(T + Q_2),$$

где  $\phi$  — коэффициент сцепления колеса с рельсом ( $\phi = 0,25 — 0,3$ ).



Фиг. 58.

Нагрузка от силы инерции на шейку оси будет

$$j = \frac{I \cdot a}{2B}, \quad (58)$$

где  $a$  — расстояние от точки приложения силы инерции до геометрической оси, проходящей через центры колес;

$B$  — база вагона.

Динамическая нагрузка от действия неровностей путей принимается в процентном отношении от статической нагрузки (25—30%).

Горизонтальные силы, действующие на реборду колеса, состояются из реакции от центробежной силы

$$A = \frac{(T + Q_2)v^2}{Rg} \quad (59)$$

и реакция от силы ветра  $P$ .

Давление на одну реборду будет:

$$A_1 = \frac{A + P}{2}.$$

Изгибающий момент будет  $M_r = A_1 \cdot r_1$ .

Крутящий момент определяется по максимальной силе трения на ободе колеса

$$M_z = \frac{\phi(T + Q_2) \cdot r}{2}, \quad (60)$$

где  $r$  — радиус большой шестерни в см.

Распределяем все усилия, действующие на ось.

Сумма сил, действующих на шейку  $A$ , будет:

$$E_A = Q'_s + q + S + j + Z_1.$$

Сумма сил, действующих на шейку  $B$ , будет:

$$E_B = Q'_s + j - q - S - Z'_1.$$

Определим реакции опор под ступицами колес.

Реакция опоры у колеса  $A$  будет:

$$R_A(l - 2l_5) - E_A(l - l_5) + Z(l_3 - l_5) - (k + Z_2)(l_4 - l_5) + \\ + (Z'_1 - k)(l_2 - l_5) + E_B l_5 = 0$$

$$R_A = \frac{E_A(l - l_5) - Z(l_3 - l_5) + (k + Z_2)(l_4 - l_5) - (Z_2 - k)(l_2 - l_5) - E_B l_5}{l - 2l_5}$$

Реакция опоры под ступицей у колеса  $B$  будет:

$$E_B(l - l_5) - R_B(l - 2l_5) - (Z'_1 - k)(l - l_2 - l_5) + \\ + (k + Z_2)(l_1 - l_5) - Z(l - l_3 - l_5) - E_A l_5 = 0$$

$$R_B = \frac{E_B(l - l_5) - (Z'_1 - k)(l - l_2 - l_5) + (k - Z_2)(l_1 - l_5) - Z(l_1 - l_3 - l_5) - E_A l_5}{l - 2l_5}$$

Определив все силы, действующие на ось, найдем изгибающие моменты. Изгибающие моменты необходимо определить для различных сечений оси, а именно: у ступиц обоих колес, под большой шестерней и под моторно-осевыми подшипниками.

Момент под ступицей *A* будет:

$$M_1 = E_A l_5.$$

Изгибающий момент под ступицей *B* будет:

$$M_2 = -E_A(l - l_5) + R_A(l - 2l_5) + Z(l_3 - l_5) - (k + Z_2)(l_4 - l_5) + (Z'_2 - k)(l_2 - l_5).$$

Изгибающий момент под большой шестерней будет:

$$M_3 = -E_A(l - l_3) + R_A(l - l_3 - l_5).$$

Изгибающий момент под подшипником *I* будет

$$M_4 = E_A l_1 + R_A(l_1 - l_5) + Z(l_3 - l_4).$$

Изгибающий момент под подшипником *II* будет:

$$M_5 = -E_A(l - l_2) + R_A(l - l_2 - l_5) + Z(l_3 - l_2) - (k + Z_2)(l_4 - l_2).$$

Прибавим к подсчитанным изгибающим моментам момент от давления на реборду  $M_r$ .

Зная изгибающие и вращающий моменты по формуле Сен Венана, определяем приведенные моменты:

$$M'_1 = 0,35 M_1 + 0,65 \sqrt{M_1^2 + (\alpha M_Z)^2};$$

$$M'_2 = 0,35 M_2 + 0,65 \sqrt{M_2^2 + (\alpha M_Z)^2};$$

$$M'_3 = 0,35 M_3 + 0,65 \sqrt{M_3^2 + (\alpha M_Z)^2};$$

$$M'_4 = 0,35 M_4 + 0,65 \sqrt{M_4^2 + (\alpha M_Z)^2};$$

$$M'_5 = 0,35 M_5 + 0,65 \sqrt{M_5^2 + (\alpha M_Z)^2}.$$

$\alpha$  — отношение допускаемых напряжений на изгиб и кручение.

Зная приведенные моменты и задаваясь определенными моментами сопротивления в различных частях оси, можно определить допускаемые напряжения:

$$\sigma_1 = \frac{M'_1}{W_1}; \quad \sigma_2 = \frac{M'_2}{W_1}; \quad \sigma_3 = \frac{M'_3}{W_2}; \quad \sigma_4 = \frac{M'_4}{W_2}; \quad \sigma_5 = \frac{M'_5}{W_2}.$$

Величина допускаемых напряжений должна быть в пределах  $1200 \text{ кг/см}^2$ , учитывая трудность определения динамических усилий, воспринимаемых осью при ударах на стыках, стрелках и крестовинах. Эксплуатационная практика показывает на частые случаи поломки осей на ненормально изношенных или расстроенных рельсовых стыках.

Поэтому принятие допускаемых напряжений в указанных пределах гарантирует более долговечную службу оси.



**Пример.** Определить диаметр оси при следующих данных:

Тара моторного вагона	$T = 12\,500$ кг
Количество пассажиров	$n = 80$ чел.
Вес двигателя . . . . .	$Q = 1\,340$ кг
Вес колесной пары . . . . .	$Q_1 = 600$ "
Давление между зубцами шестерней . . .	$Z = 2\,000$ "
Боковая поверхность одной стороны кузова	$F = 25$ м <sup>2</sup>
Наименьший радиус кривых . . . . .	$R = 25$ м
Радиус колеса по окружности катания .	$r_1 = 43$ см
Предельная скорость вагона на кривой .	$v = 20$ км/час
Радиус большой шестерни	$r = 30$ см

$$\begin{array}{lll} l = 190 \text{ см}, & l_1 = 76 \text{ см} & l_2 = 38 \text{ см} \\ l_4 = 114 \text{ "}, & l_3 = 17 \text{ "}, & l_3 = 132 \text{ "}, \\ H = 95 \text{ "}, & H_c = 70 \text{ "}, & B = 300 \text{ "}. \end{array}$$

Усилия от статической нагрузки (веса вагона) будут:

$$T_1 = 12\,500 - 1\,340 - 2 \cdot 600 = 9\,960 \text{ кг.}$$

Нагрузка от пассажиров будет:

$$Q_2 = 70 \cdot 80 = 5\,600 \text{ кг.}$$

Общая статическая нагрузка на одну шейку оси определится

$$Q_s = \frac{9\,960 + 5\,600}{4} = 3\,890 \text{ кг.}$$

Усилия, передаваемые на ось через моторно-осевые подшипники, будут:

$$K = \frac{1\,340}{4} = 335 \text{ кг.}$$

Определим динамические нагрузки:

Сила  $Z$  будет определена из уравнения:

$$Z = \frac{Y \cdot r_1}{r}; Y = \frac{0,25 (12\,500 + 5\,600)}{2}; Y = 2\,262 \text{ кг.}$$

$$Z = \frac{2\,262 \cdot 43}{30}; Z = 3\,240 \text{ кг.}$$

Найдем силы  $Z_2$  и  $Z'_2$ :

$$Z_2 = \frac{3\,240 (132 - 38)}{2 (114 - 38)} = 2\,000 \text{ кг.}$$

$$Z'_2 = \frac{3\,240 (132 - 114)}{2 (114 - 38)} = 384 \text{ кг.}$$

Определим силы  $Z_1$  и  $Z'_1$ :

$$Z_1 = \frac{384 \cdot 38 - 2\,000 \cdot 114}{190} = -1\,120 \text{ кг.}$$

$$Z'_1 = \frac{2\,000 \cdot 76 - 384 \cdot (190 - 38)}{190} = 495 \text{ кг.}$$

Усилие от центробежной силы определится из уравнения

$$A = \frac{Mv^2}{R};$$

$$M = \frac{4Q_s}{g} = \frac{4 \cdot 3890}{9,81} = 1595 \text{ кг};$$

$$v = \frac{20000}{3600} = 5,55 \text{ м/сек};$$

$$A = \frac{1595 \cdot 5,55^2}{25} = 1960 \text{ кг}.$$

Определим давление  $q$ :

$$2q = \frac{AH_c}{l}; \quad q = \frac{1960 \cdot 70}{2 \cdot 190} = 360 \text{ кг}.$$

Удельное давление ветра в зависимости от скорости ветра принимается по табл. 13.

Таблица 13

Скорость ветра в м/сек	2	3	6	9	12	15	18	21	24	27	30	33	36	39	42
Давление ветра на 1 м <sup>2</sup> в кг . . . . .	0,5	1,1	4,4	9,9	17,6	27,6	39,7	54,0	70,6	89,3	110,2	133,4	153,7	186,3	215,1

Для нашего примера примем

$$p = 70 \text{ кг/м}^2;$$

тогда

$$P = 70 \cdot 25 = 1750 \text{ кг}.$$

Определим давление  $S$ :

$$2S = \frac{PH}{l}; \quad S = \frac{1750 \cdot 95}{2 \cdot 190} = 440 \text{ кг}.$$

Определим нагрузку от силы инерции при торможении (фиг. 58):

$$I = F_1 + f(T + Q_2); \quad F_1 = \psi(T + Q_2).$$

Принимая  $\psi = 0,25$ , получим:

$$F_1 = 0,25 \cdot (12500 + 5600) = 4525 \text{ кг};$$

$$I = 4525 + 12(12,5 + 5,6) = 4740 \text{ кг}.$$

На шейку оси нагрузка от силы инерции составит:

$$j = \frac{4740 \cdot 70}{2 \cdot 300} = 550 \text{ кг}.$$

Учитывая динамическую нагрузку от неровностей пути, увеличиваем статическую нагрузку на каждую шейку оси на 25%:

$$Q'_s = 3890 \cdot 1,25 = 4850 \text{ кг}.$$

Горизонтальные силы от реакции рельса будут:

$$A = \frac{18\,100 \cdot 5,5^2}{25 \cdot 9,81} = 2\,520 \text{ кг.}$$

Реакция от силы ветра составляет  $P = 1\,750 \text{ кг.}$   
Давление на одну реборду будет:

$$A_1 = \frac{2\,520 + 1\,750}{2} = 2\,135 \text{ кг.}$$

Изгибающий момент от горизонтальных сил будет:

$$M_r = 2\,135 \cdot 43 = 91\,600 \text{ кг/см.}$$

Крутящий момент будет:

$$M_z = \frac{0,25 \cdot 18\,100 \cdot 43}{2} = 97\,300 \text{ кг/см.}$$

Определим сумму сил, действующих на шейку  $A$  и  $B$ :

$$E_A = 4\,850 + 440 + 360 + 550 + 1\,120 = 7\,320 \text{ кг;}$$

$$E_B = 4\,850 + 550 - 360 - 440 - 495 = 4\,105 \text{ кг.}$$

Найдем реакции опор:

$$R_A = \frac{7320(190-17) - 3240(132-17) + (335+2000)(114-17) - (384-335)(38-17) - 3005 \cdot 17}{190 - 2 \cdot 17}$$

$$R_A = 6\,720 \text{ кг;}$$

$$R_B = \frac{4105(190-17) - (384-335)(190-38-17) + (335+2000)(76-17)}{190 - 2 \cdot 17} - \frac{3240(190-132-17) - 7320 \cdot 17}{190 - 2 \cdot 17}$$

$$R_B = 3\,750 \text{ кг.}$$

Изгибающий момент под ступицей  $A$  будет:

$$M_1 = 7320 \cdot 17 = 124\,100 \text{ кг/см.}$$

Изгибающий момент под ступицей  $B$  будет:

$$M_2 = -7320(190-17) + 6\,720(190-2 \cdot 17) + 3240(132-17) - (335+2000)(114-17) + (384-335)(38-17)$$

$$M_2 = 70\,900 \text{ кг/см.}$$

Изгибающий момент под большой шестерней будет:

$$M_3 = -7\,320(190-132) + 6\,720(190-132-17);$$

$$M_3 = 148\,900 \text{ кг/см.}$$

Изгибающие моменты под моторно-осевыми подшипниками будут

$$M_4 = -7\,320 \cdot 76 + 6\,720(76-17) + 3\,240(132-114);$$

$$M_4 = 101\,500 \text{ кг/см;}$$

$$M_5 = -7\,320(190-38) + 6\,720(190-38-17) + 3\,240(132-38) - (335+2\,000)(114-38);$$

$$M_5 = 78\,300 \text{ кг/см.}$$

Полные изгибающие моменты с учетом  $M_r$  будут:

$$M_1 = 124\,100 + 91\,600 = 215\,700 \text{ кг/см}; \quad M_2 = 70\,900 + 91\,600 = 162\,500 \text{ кг/см}; \\ M_3 = 148\,900 + 91\,600 = 240\,500 \text{ кг/см}; \quad M_4 = 101\,500 + 91\,600 = 193\,100 \text{ кг/см}; \quad M_5 = 78\,300 + 91\,600 = 169\,900 \text{ кг/см}.$$

Определим приведенные моменты

$$M'_1 = 0,35 \cdot 215\,700 + 0,65 \sqrt{215\,700^2 + 1,025^2 \cdot 97\,300^2} = 237\,000 \text{ кг/см}; \\ M'_2 = 0,35 \cdot 162\,500 + 0,65 \sqrt{162\,500^2 + 1,025^2 \cdot 97\,300^2} = 180\,700 \text{ кг/см}; \\ M'_3 = 0,35 \cdot 240\,500 + 0,65 \sqrt{240\,500^2 + 1,025^2 \cdot 97\,300^2} = 260\,200 \text{ кг/см}; \\ M'_4 = 0,35 \cdot 193\,100 + 0,65 \sqrt{193\,100^2 + 1,025^2 \cdot 97\,300^2} = 208\,800 \text{ кг/см}; \\ M'_5 = 0,35 \cdot 169\,900 + 0,65 \sqrt{169\,900^2 + 1,025^2 \cdot 97\,300^2} = 186\,600 \text{ кг/см}.$$

Принимая в подступичной части диаметр оси  $d_1 = 125 \text{ мм}$  и в междуступичной части  $d_2 = 124 \text{ мм}$ , имеем:  $W_1 = 192 \text{ см}^3$ ;  $W_2 = 187 \text{ см}^3$ .

Тогда напряжения, возникающие в различных частях оси, будут:

$$\sigma_1 = \frac{237\,000}{192} = 1\,230 \text{ кг/см}^2;$$

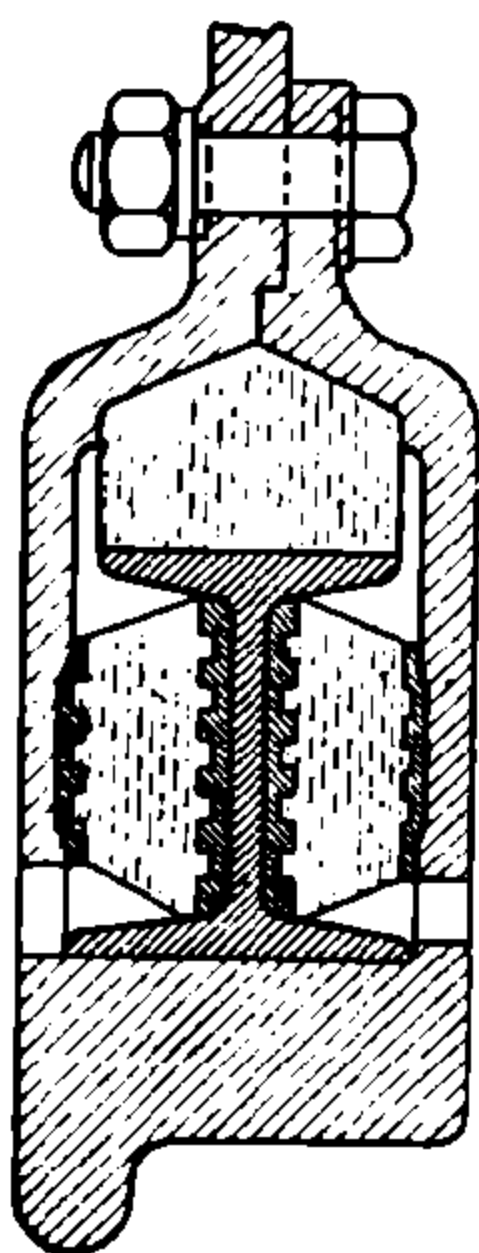
$$\sigma_2 = \frac{180\,700}{192} = 940 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_3 = \frac{260\,200}{187} = 1\,390 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_4 = \frac{208\,800}{187} = 1\,110 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_5 = \frac{186\,600}{187} = 1\,000 \text{ кг/см}^2.$$

Как видно из расчета, полученные напряжения более  $1\,200 \text{ кг/см}^2$ , поэтому следует диаметр оси увеличить.



Фиг. 59.

### 33. Упругие колесные пары

Возрастающее движение экипажей, автомобилей, троллейбусов, трамвая и других видов городского транспорта создает значительный шум на городских улицах.

Безрельсовый транспорт — более бесшумный, тогда как трамвай является главным источником шума, борьба с которым начата только недавно.

Шум, создаваемый трамвайными вагонами, зависит от неровностей рельсового пути (стыки, стрелки, крестовины, волнообразный износ рельсов), а также от конструкции самого вагона и его отдельных частей.

В настоящее время в Европе и Америке проводятся опыты применения упругих колес на трамвайных вагонах.



На фиг. 59 показано упругое колесо, примененное эссенским трамваем.

На два стальных диска на вулканизированы резиновые кольца. Подступичная часть оси имеет коническую форму, на которой закрепляются стальные диски. Бандаж непосредственно не касается стальных дисков, вследствие чего получается упругое соединение оси с бандажем.

Так как колесо легко может быть разобрано, то проточка бандажей происходит на каждом снятом колесе отдельно.

Данные эксплуатации заграничных трамваев подтверждают, что применение упругих колес дает не только уменьшение шума, но и удлиняет срок службы бандажей, осей и рельсов.

### **34. Неисправности колесных пар, при которых вагоны не должны работать на линии**

Ввиду того, что безопасность перевозки пассажиров связана с исправностью колесных пар, вопросам ухода и наблюдения за состоянием колес должно уделяться самое серьезное внимание.

Несвоевременное обнаружение ослабших бандажей, треснувших колесных спиц и пр. может повести к сходу вагона с рельсов, задержке движения, а иногда приводит к катастрофе с человеческими жертвами.

Ниже приводятся дефекты колесных пар, при которых вагоны не должны работать на линии.

К неисправностям колесных пар относятся:

1. Ослабление или повертывание двух бандажей на одной колесной паре.
2. Износ реборд бандажей выше нормы.
3. Отсутствие стопорного кольца или болтов, закрепляющих бандаж.
4. Трещины на бандаже.
5. Трещины в ступице колеса.
6. Трещины или поломка двух смежных спиц.
7. Ослабление или сдвиг колесного центра на оси.
8. Непараллельность колесных центров при неправильной запрессовке их на оси.
9. Износ шеек оси более 15% против построечной величины диаметра.
10. Трещины на оси и шейках.
11. Погнутие оси.
12. Износ оси при истирании тормозной тягой.

### **35. Буксы и подшипники**

Букса с подшипником предназначается для передачи давления от кузова и тележки вагона на шейку оси колесной пары; вместе с тем она является резервуаром для сохранения достаточного запаса смазки и защиты ее от попадания грязи, пыли, воды и пр.

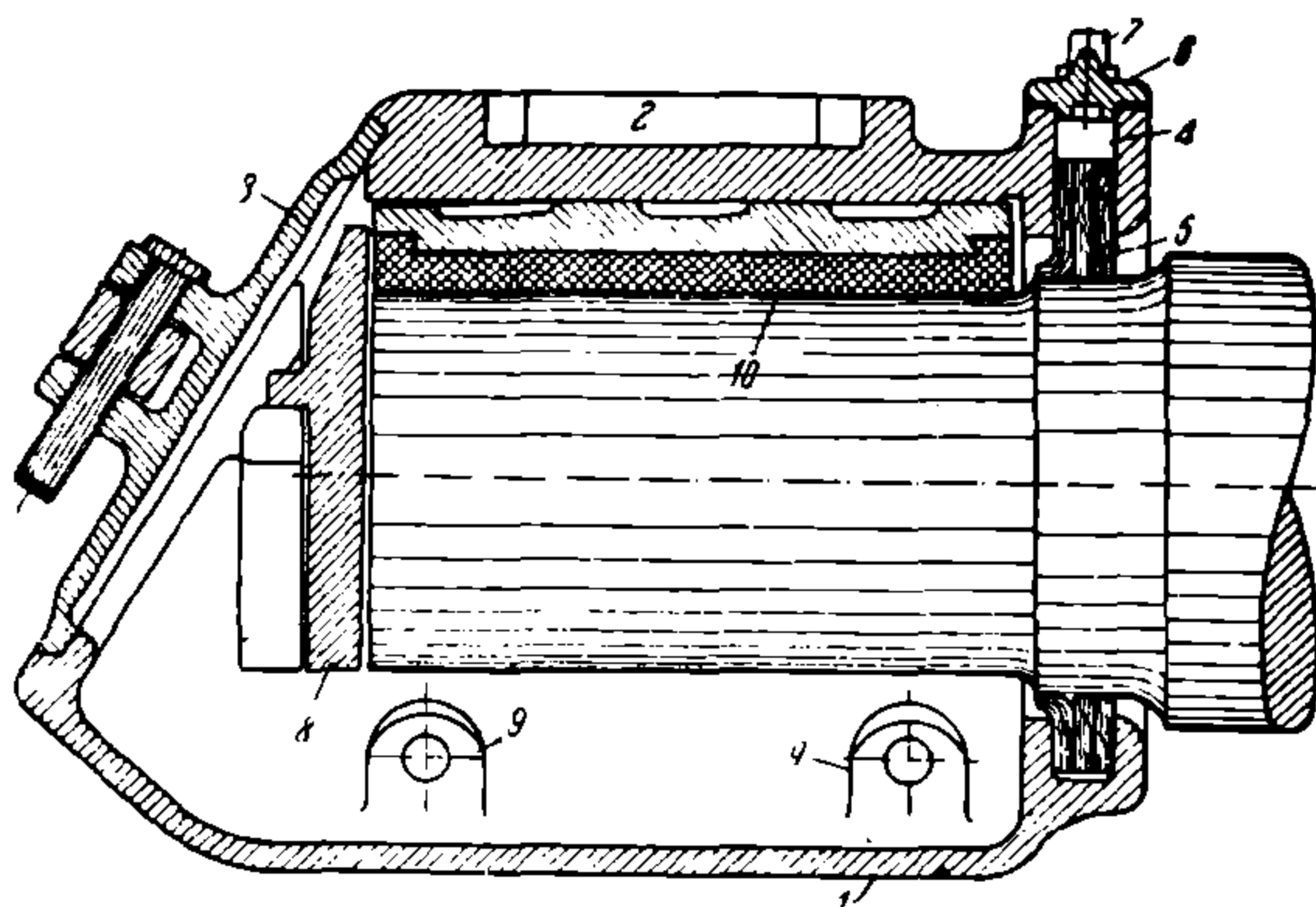
Корпус буксы должен быть так сконструирован, чтобы была достигнута достаточная герметичность, необходимая для предупреждения вытекания смазки.

Кроме того к конструкции буксы предъявляются требования удобства ремонта подшипника, а иногда и выемки его, без выкатки колесной пары из-под вагона.

Букса должна быть достаточно прочной, чтобы при ударах на стыках, крестовинах, стрелках и пр. она не разрушалась.

От буксы также требуется ограничение перемещения колесной пары как вдоль, так и поперек вагона.

Буксы для трамвайных вагонов применяются двух типов: а) для скользящих подшипников и б) для роликовых подшипников.



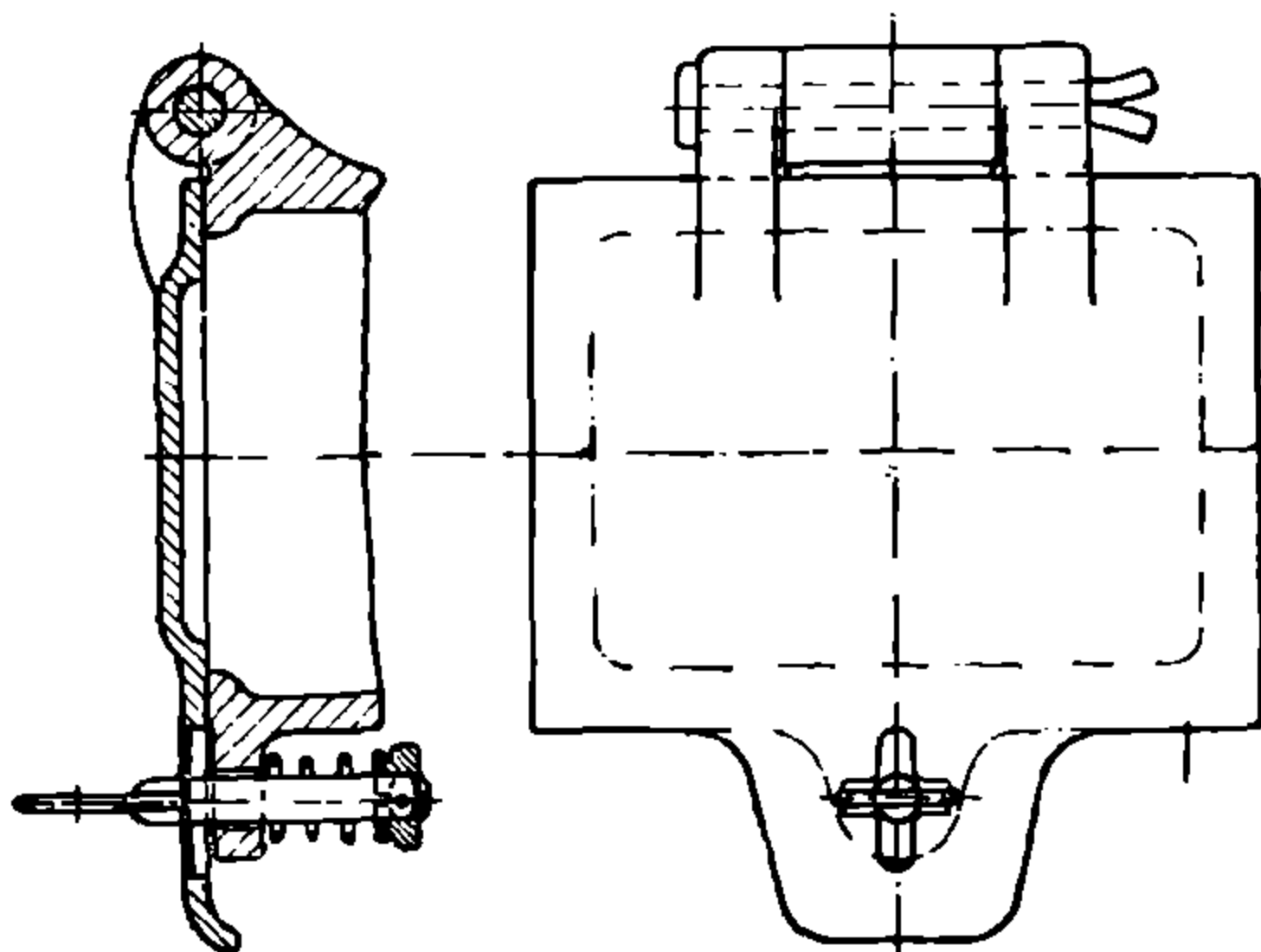
Фиг. 60.

Корпуса букс для трамвайных вагонов изготавливаются преимущественно из стального литья, причем для скользящих подшипников буксы отливаются цельными, а для роликовых подшипников изготавливаются как разъемными, так и цельными.

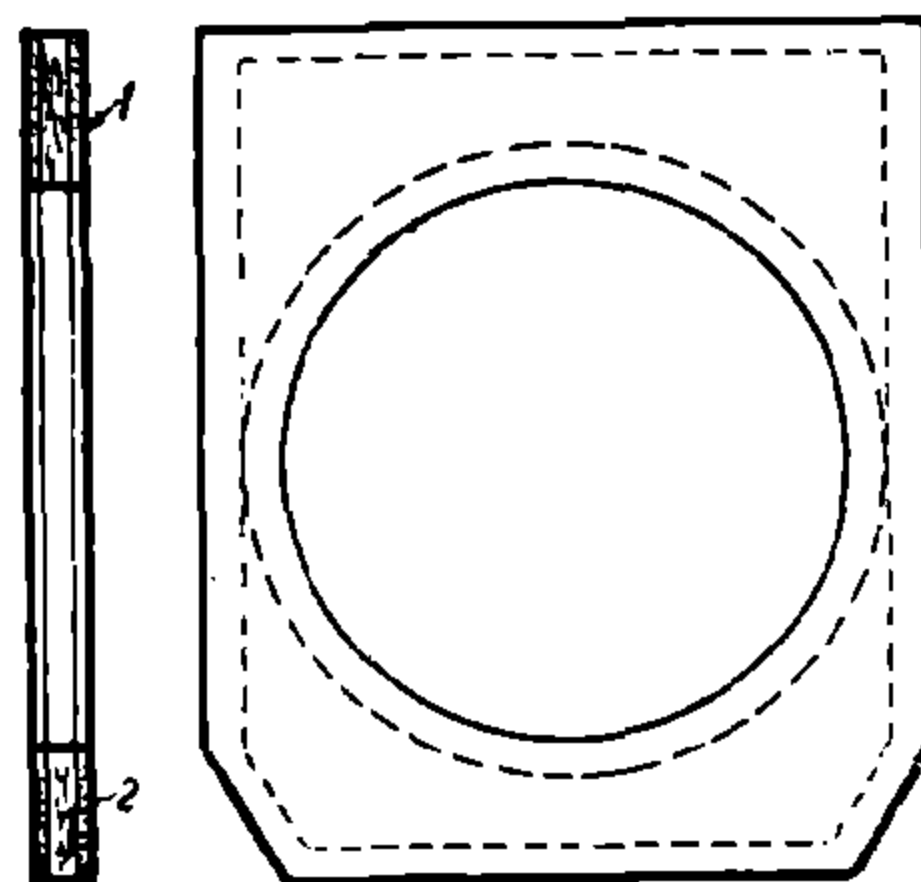
Корпуса букс отливаются иногда чугунами, но вследствие недостаточной механической прочности срок службы чугунных букс значительно меньше стальных, почему они редко применяются на практике.

На фиг. 60 приводится неразъемная букса для скользящего подшипника.

Букса состоит из стального литого корпуса 1, имеющего в верхней своей части выемку 2 для хомута надбуксовой рессоры. В передней части буксы закрывается съемной крышкой 3, укрепленной на корпусе буксы при



Фиг. 61.



Фиг. 62.

помощи ушков и закрываемой или специальным болтом с барашком или же с пружинным затвором, показанная отдельно на фиг. 61.

Крышки для букс делаются обычно чугунами или штампованными железными.

Задняя часть буксы имеет поперечный вырез 4, куда вставляется манжет 5 (фиг. 60).

Манжет служит для предупреждения попадания в буксу со стороны колеса грязи, снега, воды и пр. и кроме того является уплотнением, задерживающим вытекание смазки из буксы.

Манжет (фиг. 62) изготавливается из войлока 2, обшитого с обеих сторон кожей 1 (полувалом).

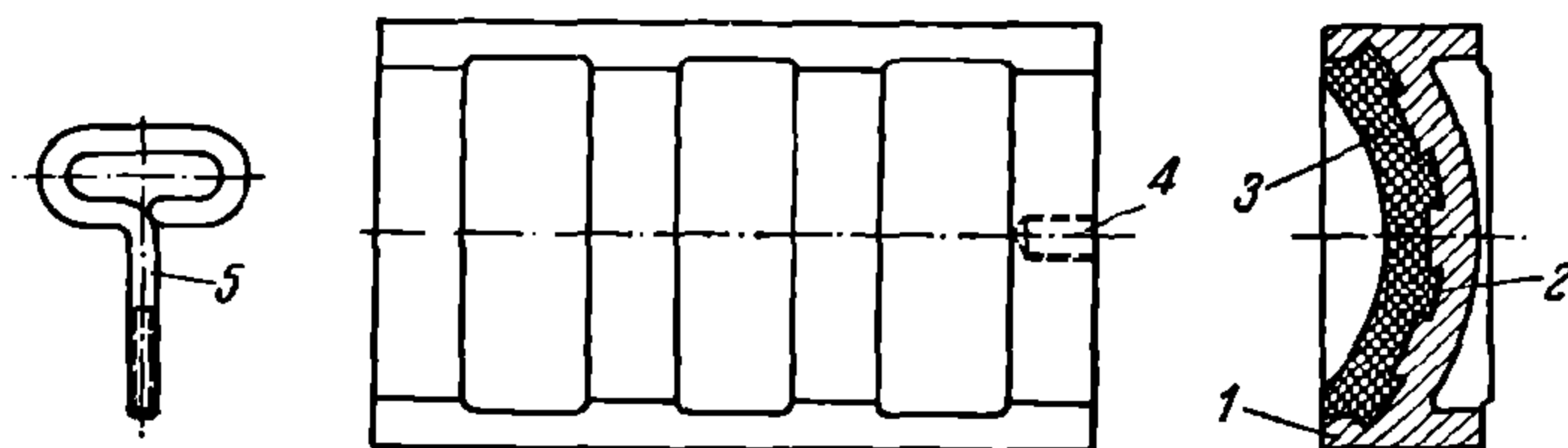
Иногда кожа заменяется пресшпаном, но такие манжеты непрактичны и быстро изнашиваются.

Вырез для воротника в буксе закрывается сверху крышкой 6, укрепляемой болтами 7 (фиг. 60).

Для ограничения продольного перемещения оси в передней части буксы имеется торцевой вкладыш 8.

Боковые части корпуса буксы имеют приливы 9, к которым привертываются буксовые лица.

Буксовое лицо служит для сохранения корпуса буксы от стирания о буксовые направляющие (наличники) на тележках или буксовых лапах. Буксовые лица делаются стальными и для придания им большей прочности подвергаются цементации.



Фиг. 63.

Крепление буксовых лиц к корпусу буксы шпильками заменяется иногда приваренными лицами при помощи электросварки.

Внутри корпуса буксы находится скользящий подшипник. Скользящий подшипник (фиг. 63) состоит из стального корпуса 1, имеющего простроганные канавки 2 в форме ласточкина хвоста, служащие для удержания баббитовой заливки 3 на корпусе подшипника. В передней части корпуса подшипника имеется дыра 4 с нарезкой, куда может ввинчиваться штопор 5 для выемки подшипника из буксы.

### 36. Технические условия на приемку букс скользящих подшипников

К буксам для скользящих подшипников предъявляются следующие основные требования:

1. Буксы должны быть достаточно механически прочными, выдерживающими удары, воспринимаемые ими на стыках, стрелках и крестовинах.

2. Буксы изготавливаются по чертежам заказчика.

3. На боковых поверхностях буксы должны иметь бронзовые или стальные цементированные лица.

4. Букса должна иметь достаточный объем для смазки и подбивки, а также быть доступной для осмотра, добавления и удаления смазки.

5. Для предупреждения от попадания грязи, воды и пр. в буксу и для устранения вытекания смазки из буксы последняя должна плотно закрываться крышкой.

6. Выемка для рессорного хомута на корпусе буксы должна быть обработана в направлении, перпендикулярном к буксовым лицам.

7. Зазор между подшипником и гнездом для него в буксе не должен быть более 1 мм суммарно на обе стороны.

8. Разбег подшипника на шейке оси должен быть не более 1,5 мм.

### 37. Скользящие подшипники

Подшипник служит для передачи давления от буксы на шейку вагонной оси.

Корпус скользящего подшипника изготавливается из стального или бронзового литья.

Бронзовые вкладыши корпуса подшипника являются более практичными в эксплуатации, так как при расплавлении баббита они предупреждают шейки оси от задираания. Однако высокая стоимость бронзовых вкладышей ограничивает их применение в трамвайной практике.

Состав бронзового литья для подшипника следующий:

Cu	80,5—85,5%
Sn	6,5— 8,5%
Pb	6,0— 8,0%
Zn	2,0— 3,0%

Корпуса подшипников из стального литья являются более распространенными на трамвае, ввиду их дешевизны. Так как корпус подшипника заливается баббитом, поверхность корпуса, соприкасающаяся с баббитовой заливкой, должна быть залужена оловом.

Стальной корпус подшипника трудно поддается залуживанию, залитый баббит вследствие этого иногда отстает от корпуса и сдвигается, поэтому в стальных корпусах подшипников засверливаются дыры в шахматном порядке, которые и предупреждают сдвиг баббита.

Заливка подшипника баббитом производится для уменьшения трения подшипника о шейку оси.

Баббит является антифрикционным сплавом, дающим самый низкий коэффициент трения.

Для заливки осевых наружных подшипников применяются оловянные или безоловянные баббиты.

Баббит представляет собой сплав с удельным весом 7,3—7,5 из свинца, олова, меди, сурьмы и других металлов в различных пропорциях. Лучшими баббитами для скользящих подшипников являются оловянные баббиты (табл. 14) марок Б-3 и Б-4 по ОСТ.

Вследствие дороговизны олова в настоящее время широкое распространение в заграничной практике и в СССР получили безоловянные баббиты. Удельный вес безоловянного баббита 10,3. Особенно распространенным безоловянным баббитом на советских трамваях является баббит марки Б-5 по ОСТ.

За границей широкое распространение получил кальциевый баббит, сплава Lurgi, Bahnmetall и др.

В состав этих баббитов основным элементом входит свинец и в незначительных дозах легкие металлы, как натрий, кальций, стронций и др.



Сорт или марка баббита	Составные части баббита в %									
	Свинец	Олово	Сурьма	Медь	Натрий	Кальций	Барий	Литий	Алюминий	Стронций
Б-1	—	83—84	11—12	5—6	—	—	—	—	—	—
Б-2	67,5—64,5	15—16	15—16,5	2,5—3	—	—	—	—	—	—
Б-3	72,5—69,0	12—13	13—15	2,5—3	—	—	—	—	—	—
Б-4	80,5—77,0	4—5	13—15	2,5—3	—	—	—	—	—	—
Б-5	82,8—80,3	—	16—18	1,2—1,7	—	—	—	—	—	—
Нормальный металл	79,0	5,3	14,0	1,5	—	—	—	—	—	—
Bahnmetall	98,46	—	—	—	0,60	0,7	—	0,04	0,2	—
Lurgimetall	96,5	—	—	—	0,5	0,4	2,6	—	—	—
Кальций-металл	95,0	—	—	1,3	—	1,70	1,0	—	—	1,0

Указанные безоловянные баббиты значительно дешевле оловянных, но применение их на практике требует большого опыта при заливке, так как плохо залитый подшипник быстро разрушается.

Кальциевый баббит плавится при температуре свыше  $300^{\circ}\text{C}$ , таким образом при нагревании подшипника, когда смазка в буксе начинает дымиться, баббит хорошо держится на вкладыше и не разрушается<sup>1</sup>.

Сплав Lurgi имеет еще более высокую точку плавления. Он плавится при температуре около  $600^{\circ}\text{C}$ .

Большое влияние на срок службы скользящего подшипника оказывает правильность заливки его баббитом.

Перед заливкой корпус подшипника соответственно подготавливается для того, чтобы баббит плотно пристал к корпусу, не давал поперечного и продольного сдвигов, а также не растрескивался и не выкрашивался.

С этой целью корпус подшипника должен иметь продольные канавки, простроганные в форме ласточкина хвоста. Кроме того должны быть зашверлены дыры, и вся поверхность вкладыша, соприкасающаяся с баббитом, должна быть хорошо залужена.

Для лужения вкладыша подшипников готовится сплав из одной части свинца и одной части олова. Сплав для лужения плавится при температуре  $410—440^{\circ}\text{C}$ . Место на подшипнике, подвергающееся лужению, предварительно смазывается хлористым цинком (раствор цинка в соляной кислоте), после чего вкладыш опускается в расплавленный сплав для лужения и держится там до тех пор, пока он не нагреется настолько, чтобы олово легко стекало с луженой поверхности вкладыша.

После того как подшипниковый вкладыш вынут из сплава для лужения, нужно тщательно протереть луженую поверхность паяльной кислотой и проверить, вся ли поверхность облудилась. Затем подшипник опускается вторично в сплав для лужения, после чего он годен для заливки баббитом.

<sup>1</sup> Оловянный баббит при  $180—200^{\circ}\text{C}$  уже размягчается.

Перед расплавлением баббита необходимо проверить марку на чушках баббита. Нужно избегать смешивания различных марок баббитов и пользоваться только определенной маркой для того, чтобы безошибочно производить заливку подшипников.

Так как технологический процесс заливки подшипников основан исключительно на навыке, то желательно, чтобы эти работы выполняло лицо, получившее достаточный опыт по заливке подшипников. Баббит должен плавиться в железном или стальном котле. Котел должен иметь сферическую форму для того, чтобы удобнее можно было набирать расплавленный баббит в разливную ложку. Объем ложки должен быть таким, чтобы расплавленного баббита хватало более чем на один подшипник.

Баббит должен плавиться в специальной печи, установленной в медницкой. Последняя должна иметь хорошую вентиляцию, так как пары баббита и газы, выделяемые при лужении, являются вредными для лиц, занятых заливкой подшипников.

Баббиты плавятся при различной температуре. Оловянные баббиты марок Б-3 и Б-4 плавятся при температуре  $450^{\circ} - 480^{\circ} \text{ C}$ .

Безоловянный баббит Б-5 плавится при температуре  $480 - 490^{\circ}$ .

Температура плавления баббита определяется опытным путем следующим способом: в расплавленный баббит опускается сосновая лучина. Если лучина покрывается коричневым налетом, то это указывает на готовность баббита для заливки.

Вспыхивание лучины или почернение ее (обугливание) происходит при перегреве баббита свыше  $500^{\circ} \text{ C}$ . Перегретый оловянный баббит узнается также по синеватому налету, появляющемуся на поверхности расплавленного баббита. Для предупреждения угара баббита при заливке подшипников расплавленная поверхность его покрывается слоем  $1,5 - 2 \text{ мм}$  толченого древесного угля.

Расплавленный баббит должен перемешиваться специальной ложкой для лучшего смешивания составных частей. Перед заливкой вкладыш нужно нагреть: бронзовый до  $100 - 125^{\circ} \text{ C}$ , стальной до  $200 - 250^{\circ} \text{ C}$ . Подшипники должны заливаться в вертикальном положении.

При заливке подшипника нужно следить, чтобы баббит выливался непрерывной струей, так как в противном случае получается плохое приставание баббита к подшипнику.

После заливки подшипники подвергаются испытанию на надежность и правильность заливки.

Подшипник подвешивается на проволоке и пробуеться ударами ручника. Чисто металлический звон подшипника при ударе указывает на надежную заливку. Глухой и дребезжащий звук подшипника определяет плохое приставание баббита; такой подшипник бракуется и негоден к эксплуатации.

Забракованные подшипники подвергаются повторной заливке.

Залитые подшипники или протачиваются на токарном станке или протрачиваются фасонным резцом на шепинге.

Перед постановкой в буксы подшипников последние пришабриваются по шейкам оси.

Чтобы избежать нагревания подшипника при пробе на вагоне, нужно пришабривание производить так, чтобы более  $\frac{3}{4}$  поверхности подшипника касалось шейки оси.

Торцевые части подшипников, имеющих баббитовые приливы, запиливаются рашпилем для предупреждения снятия подшипником смазки с шейки оси.

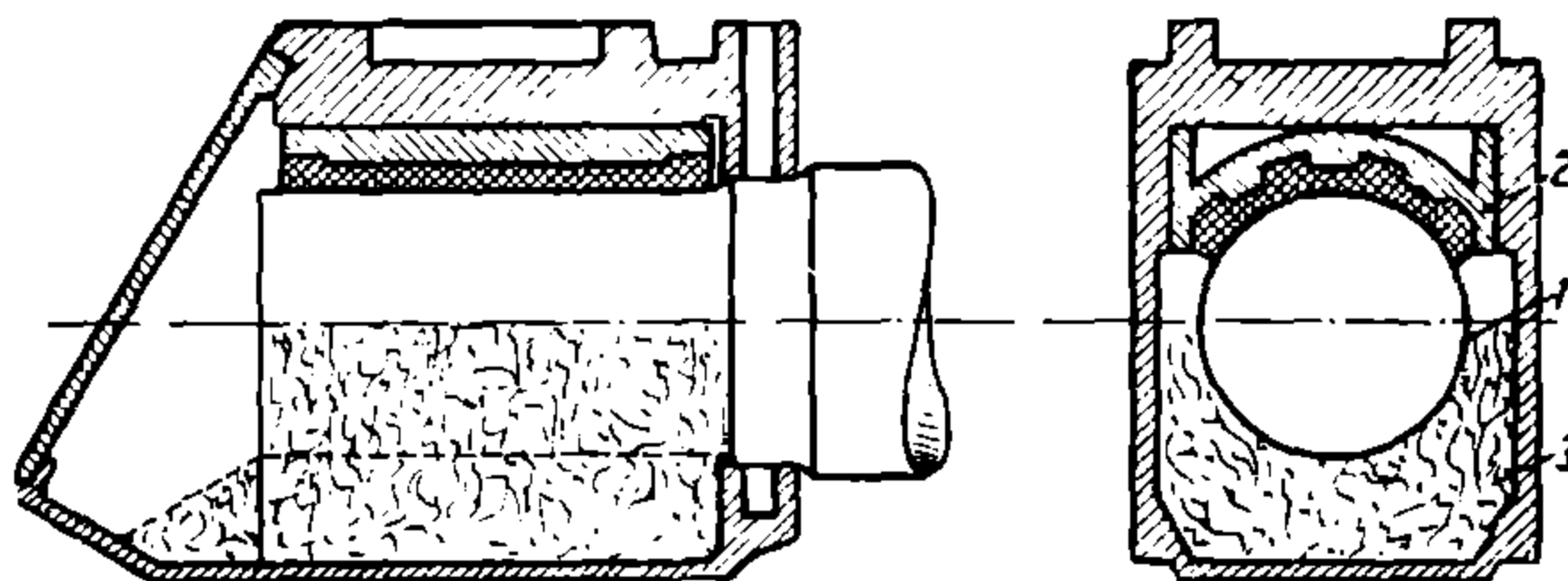
Для заливки одного наружно-осевого подшипника, считая угар, потери при заливке и пр., требуется 1,5 кг баббита.

Расход баббита для наружно-осевых подшипников составляет 0,07 — 0,095 кг на 1 000 вагоно-километров.

### 38. Смазка для подшипников

Для смазки наружно-осевых букс со скользящими подшипниками применяются два вида смазки: смазка жидкая и смазка консистентная.

В качестве жидкой смазки употребляются смазочный мазут Энглера и машинные масла. В зимнее время применяется более жидкое масло, летом же берется более густое. Для того чтобы масло непрерывно подавалось на шейку оси, в нижнюю часть буксы кладется подбивка,

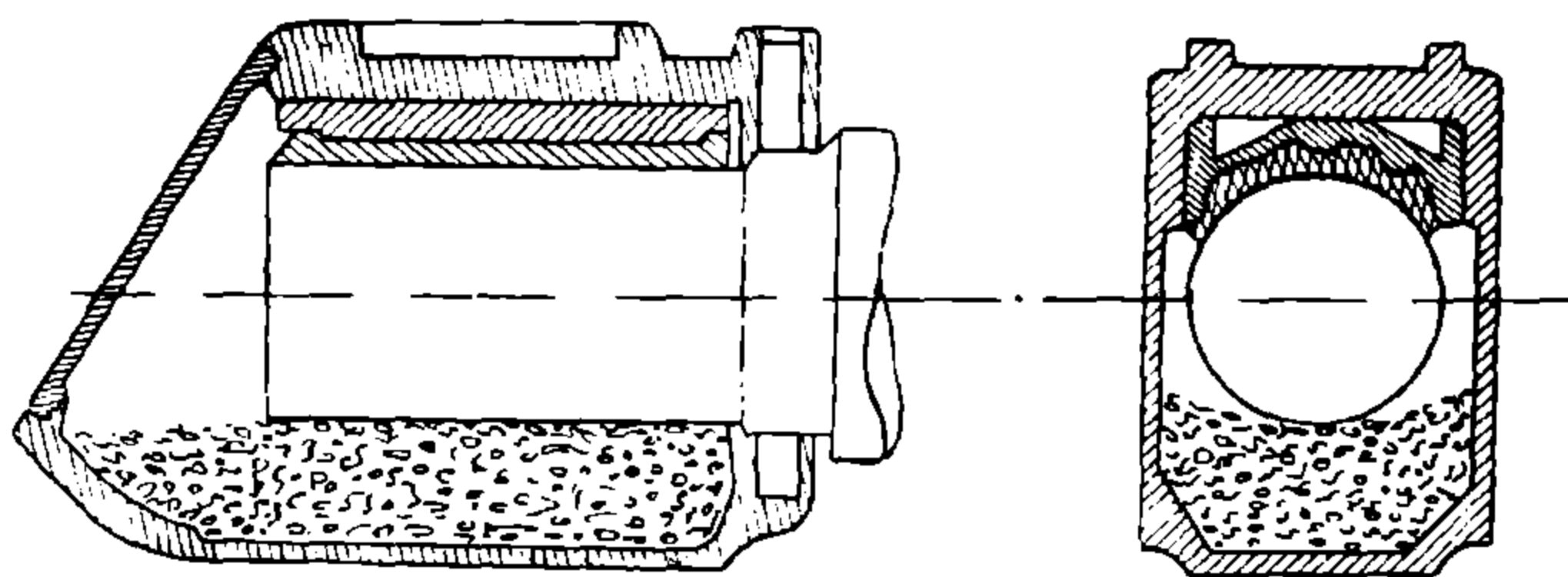


Фиг. 64.

ка, состоящая из бумажных концов, смешанных с конским волосом.

Бумажные концы раздергиваются на отдельные куски, смешиваются с конским волосом (10% конского волоса) и опускаются в масло или в мазут на 48 часов (не менее 24 часов), где они пропитываются. Готовой подбивкой вместе с маслом заполняются буксы.

Подбивка букс должна производиться опытным смазчиком, у которого должен быть соответствующий инструмент.



Фиг. 65.

На фиг. 64 показано правильное положение подбивки и смазки, а на фиг. 65 — неправильно подбитая букса.

Так как масло и мазут постепенно уменьшаются в буксах, то их нужно периодически добавлять в жаркое время года через день, в холодное — через 3—4 дня.

Жидкая смазка имеет довольно широкое распространение в трамвайной практике, однако расходы при ее применении выше, чем при консистентной смазке.

Консистентная смазка представляет смесь густой и жидкой смазки в определенной пропорции.

Для приготовления консистентной смазки необходимо иметь железный бак емкостью 300 — 500 л. Для спуска грязи из бака в дно его укрепляется грязевик с краном, через который периодически спускается грязное масло. Если нагревание бака производится паром, то внутри бака помещается змеевик. Нагревание бака удобно производить при помощи проволочного реостата, помещенного на дне бака. Бак закрывается крышкой, через которую проходит термометр в деревянной оправе.

85% машинного масла марки Л смешивается с 15% солидола марки Т или с 15% роталина.

Смесь из масла и солидола нагревается до 50° С, после чего тщательно перемешивается деревянной мешалкой в течение 10 — 15 мин. Когда смазка смешается, в нее погружается смесь 90 — 95% бумажных концов с 5 — 10% конского волоса.

Готовая консистентная смазка перед употреблением должна быть остужена.

Чтобы пропитать бумажные концы, необходимо оставлять их в смазке не менее 20 — 24 часов.

Бумажные концы должны быть раздерганы, равномерно перемешаны с конским волосом и не должны иметь крученых ниток.

На заполнение 4 наружно-осевых букс нужно

машинного масла	0,75 кг
солидола	4,5
бумажных концов 1 сорта	2,5
конского волоса	0,1

Заполнение букс консистентной смазкой производится так же, как и при жидкой смазке. Нужно стараться, чтобы подбивка хорошо касалась шейки оси и плотно облежала нижнюю ее часть.

Преимущество консистентной смазки перед жидкой заключается в том, что, помимо экономии в расходе смазки, сокращается штат обслуживающих смазчиков и уменьшается число случаев горения букс на линии.

### 39. Уход за буксами и подшипниками

Заправка наружных букс смазкой, осмотр их и добавление смазки производится в парках во время ночного осмотра или при дневном предупредительном осмотре.

Осмотр букс заключается в том, что смазчики от руки опробывают нагрев букс, открывают крышки последних и в случае нужды или добавляют смазку или заменяют подбивку вновь.

Нагревание букс определяется опытным путем. Прикасаясь рукой к нижней части корпуса буксы, определяют температуру. Температура буксы должна быть незначительно выше температуры окружающего воздуха, но не более 50 — 60° С.

Нагревание букс бывает: 1) от загрязнения смазки вследствие неплотного закрывания крышки; 2) от попадания в буксы воды, от дождя или снега; 3) от плохо заложенной подбивки (подбивка мало касается шейки оси); 4) от плохого качества подбивки (вместе с концами попадают тряпки, которые не обладают способностью подавать смазку из буксы на шейку оси); 5) от недостатка смазки в буксе вследствие ее вытекания через воротник (манжет); 6) от плохо пригнанного подшипника (подшипник касается шейки оси в нескольких точках); 7) от туго заложенного вкладыша, ограничивающего продольный разбег оси; нагревание подшипнику передается от торца оси; 8) от плохой заливки баббитом (баббит был грязный с примесями и песком); 9) от перекоса буксовых лап на тележках или лирах у вагонов со свободными осями.

Для обеспечения правильного ухода за буксовыми подшипниками и буксами необходимо, чтобы смазчики были обучены. Они должны знать: устройство букс и подшипников, сорта смазок и обращение с ними, а также знать неисправности букс и устранение этих неисправностей.

Каждый смазчик обязан иметь при себе следующие инструменты и материалы для смазки:

- а) гаечный ключ для открывания буксовых крышек;
- б) железный крючок для вытаскивания подбивки;
- в) стальной нож для заправки подбивки;
- г) масленку с маслом или мазутом;
- д) ведро с крышкой с консистентной смазкой;
- е) спринцовку для промывки букс.

Перед открыванием буксовой крышки смазчик должен обтереть крышку концами, чтобы грязь и песок не попали в буксу при ее открывании.

По заявлению смазчика, а также сам слесарь обязан осмотреть буксовые крышки, чтобы они плотно были укреплены на своих местах и надежно прижимались пружинами к буксе. Крючки и другие закрывающие приспособления крышек должны быть всегда исправными. Торцовые вкладыши должны быть на месте и не иметь большого износа (более 6 мм). Изношенные вкладыши нужно заменять. Если замечено нагревание подшипника, слесарь обязан его вынуть, осмотреть, запилить и пришабрить, а в случае выплавления баббита — заменить новым.

Каждый вагон, у которого сменен подшипник, обязательно нужно обкатать пробной поездкой на линии.

Два раза в год — весной и осенью — рекомендуется делать ревизию всем скользящим буксам. При этой ревизии нужно всю подбивку и смазку из букс удалять. Буксы должны быть промыты керосином, после чего должна быть заложена свежая смазка. Эта ревизия нужна потому, что от времени смазка и подбивка загрязняются, вследствие чего смазочные свойства букс понижаются, и буксы начинают нагреваться и гореть.

Грязная, старая смазка может быть вновь использована, если ее пропустить через фильтр. Старые концы можно выжать под прессом, после чего высушить их, растрепать и опять употреблять в дело, добавляя к новым концам.

Кроме того весной и осенью необходимо осмотреть все манжеты и крышки с запорами. Все изношенные манжеты должны быть заменены, а на крышках поставлены надежные запоры, так как в противном случае вода от дождя и снега попадает в буксы и вызывает их нагревание.



## 40. Роликовые буксы и подшипники

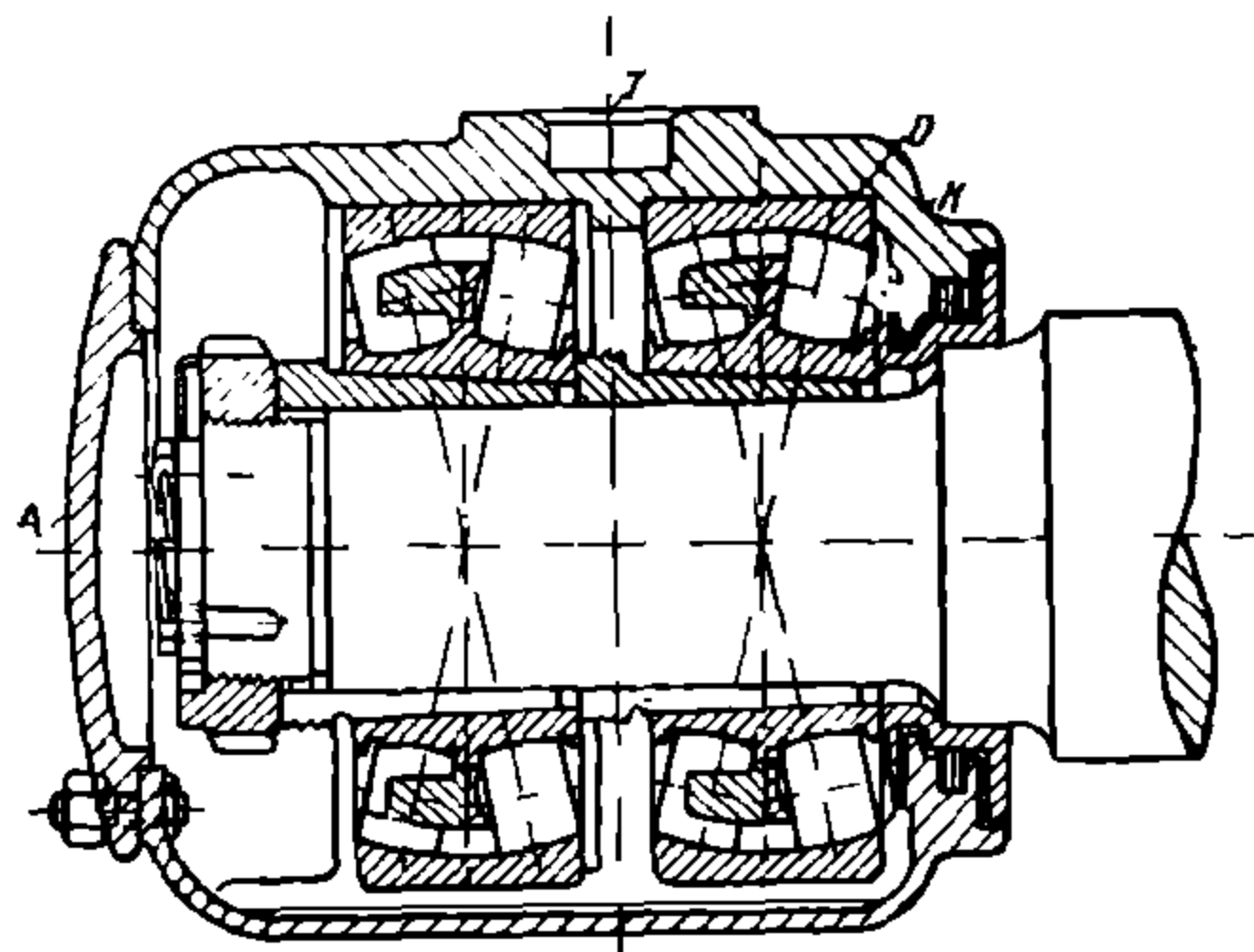
Более современным и технически совершенным типом подшипника является роликовый подшипник.

Роликовые подшипники требуют специальной конструкции буксы. Букса для роликовых подшипников должна быть герметической. Корпус буксы должен быть отлит точно по чертежу, не иметь трещин и раковин. Крышка буксы должна надежно привинчиваться шпильками и не давать пропуска смазки из буксы наружу. Места соприкосновения корпуса буксы с роликовыми подшипниками шлифуются с соблюдением размеров  $\pm 0,05$  мм. Выемка в верхней части буксы для рессорного хомута обрабатывается точно по чертежу.

Конструкций и типов роликовых букс в настоящее время применяется значительное количество.

Приведем два основных типа букс, имеющих широкое распространение на трамвае.

Букса со сферическими подшипниками SKF (фиг. 66 и 73) состоит из двух половинок 1,1, скрепленных четырьмя болтами 2. На оси 3 насажен стальной воротник 4, служащий предохранителем от утечки смазки через заднюю часть буксы.



Фиг. 66.

На ось 3 насаживаются конические втулки 5 и 6, на которых держатся роликовые подшипники 2 со сферическими роликами. Конец оси имеет нарезку 9, на которую наворачивается контргайка с коронкой 10. В прорези коронки гайки 10 вставляется специальная пластинка 11, привертываемая двумя стопорными болтами 12 в торец оси 3.

Букса снаружи закрывается крышкой 14, привернутой на шпильках, укрепленных на корпусе буксы.

В верхней части буксы имеется выемка для рессорного хомута, а по бокам буксы укреплены буксовые лица.

Другим распространенным типом роликовых букс является букса типа Ногта (фиг. 67).

Букса Ногта состоит из корпуса 1, цилиндрических втулок 2, насаженных на оси в горячем состоянии. Цилиндрические втулки 2 служат внутренними обоймами роликовых подшипников, имеющих цилиндрические ролики 3.

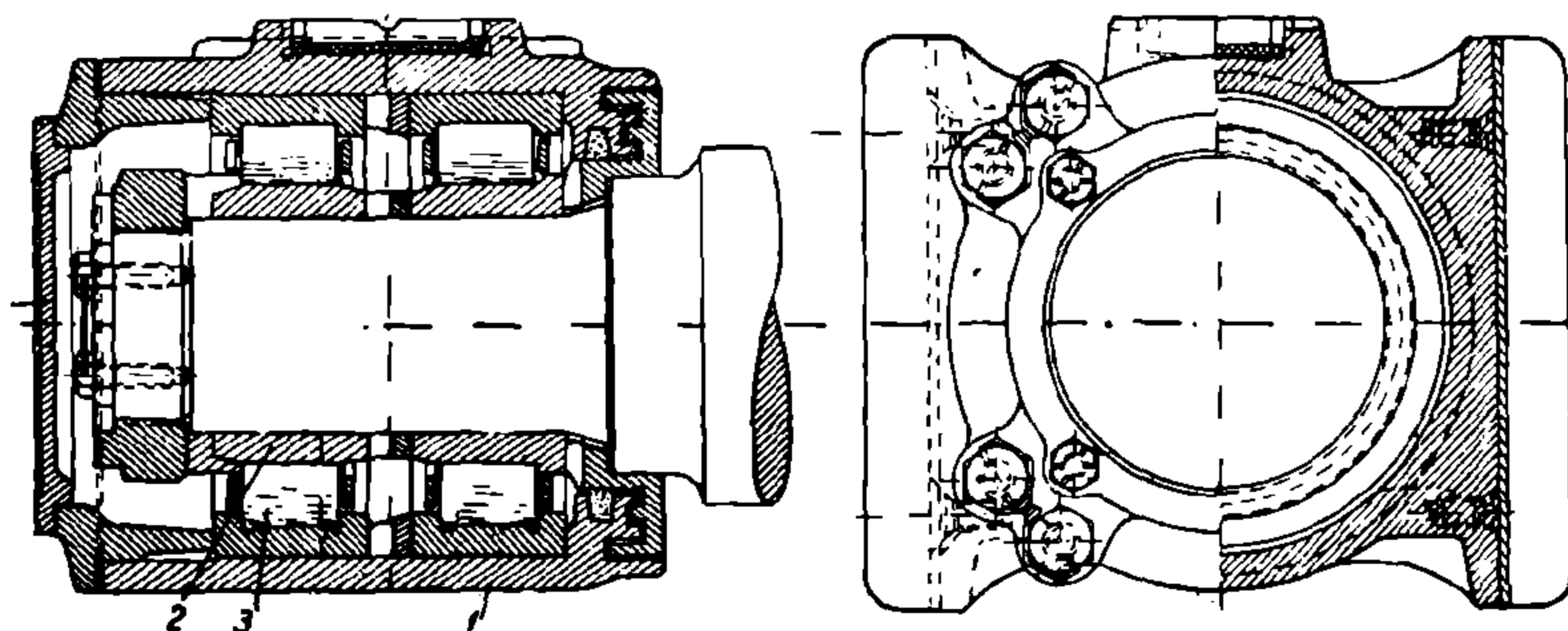
Существенное отличие буксы Ногта от буксы SKF заключается в том, что поверхность катания роликов у подшипников SKF сферическая, тогда как ролики подшипников Ногта имеют цилиндрическую поверхность.

К преимуществам роликовых подшипников необходимо отнести, кроме экономии в смазке и сокращения обслуживающего персонала, экономию в расходе электроэнергии от 3 до 50%. Обслуживание роликовых подшипников значительно проще, чем скользящих подшипников, и благодаря ничтожному трению катания роликовые буксы редко нагреваются выше 40—50° С.

Для смазки роликовых подшипников рекомендуется специальная смазка.

У нас в СССР в качестве смазки для роликовых подшипников применяется солидол марки Т.

Консистентные мази типа консталин, оссоголин и пр. негодны для смазки роликовых подшипников наружных букс.



Фиг. 67.

#### 41. Смазка для роликовых подшипников

Смазка для роликовых подшипников не должна содержать в себе кислот, свободных щелочей и прочих примесей, могущих влиять на работу шеек осей и самих подшипников. Она не должна разжижаться при температуре около  $60^{\circ}\text{C}$  и должна давать каплеобразование не ниже  $90^{\circ}\text{C}$ . На одну буксу идет густой смазки 1,5—2 кг. При ревизии букс смазка добавляется только в том случае, если она вытекла из буксы. Набивать в буксу густую смазку сверх нормы не следует, так как излишняя смазка во время работы подшипника вытечет наружу.

Расход густой смазки на 1 буксу в год составляет 1,5—2,0 кг.

Хранение и пользование густой смазкой для роликовых подшипников должно производиться с особой осторожностью.

Густая смазка для роликовых подшипников должна храниться в бочке, закрытой обязательно металлической крышкой. Смазка в бочке под крышкой должна закрываться чистой тряпкой.

Посуда для густой смазки должна иметь обязательно крышку, без чего не разрешается переносить эту смазку по вагонному сараю. Для закладывания смазки в буксу должна иметься деревянная лопаточка, которая все время находится в посуде со смазкой. Закладывание густой смазки в роликовые подшипники без лопаточки, грязными руками не разрешается, так как грязь с рук может попасть в смазку и повредить роликовый подшипник.

#### 42. Демонтаж и ревизия роликовых букс

Для разборки роликовых букс SKF необходим следующий инструмент: приспособление для стягивания уплотняющего воротника (в виде струбины) и гайка-ключ для стягивания конических втулок (фиг. 68).

После первых трех месяцев эксплуатации и потом через каждые шесть месяцев должна производиться регулярно ревизия роликовых подшипников и букс.

Ревизия буксы заключается в следующем:

а) производится полная разборка букс со снятием подшипников.

б) основательная чистка и осмотр всех деталей снаружи и внутри, причем поврежденные части заменяются новыми.

Разборка буксы производится так: сперва корпус буксы обмывается снаружи керосином и снимается крышка. Отвертывают болты буксы, после чего снимаются обе половинки буксы.

При снятии половинок букс не допускается применение зубила и прочего инструмента, коим можно повредить обработанные поверхности половинок буксы.

Буксовые половинки легко отнять, если вставить в буксу через открытую крышку ручку молотка или деревянную палку, действуя последним как рычагом, имеющим точку опоры — конец шейки оси. Все снятые детали

укладываются на чистый сухой деревянный стол.

Вся старая густая смазка удаляется из буксы и подшипников, после чего вынимаются войлочные кольца.

Корпус буксы промывается в бензине и обтирается сухими чистыми тряпками. Если на обработанных поверхностях буксы будет замечена ржавчина, последняя должна быть удалена мелкой наждачной бумагой № 000, смоченной в бензине.

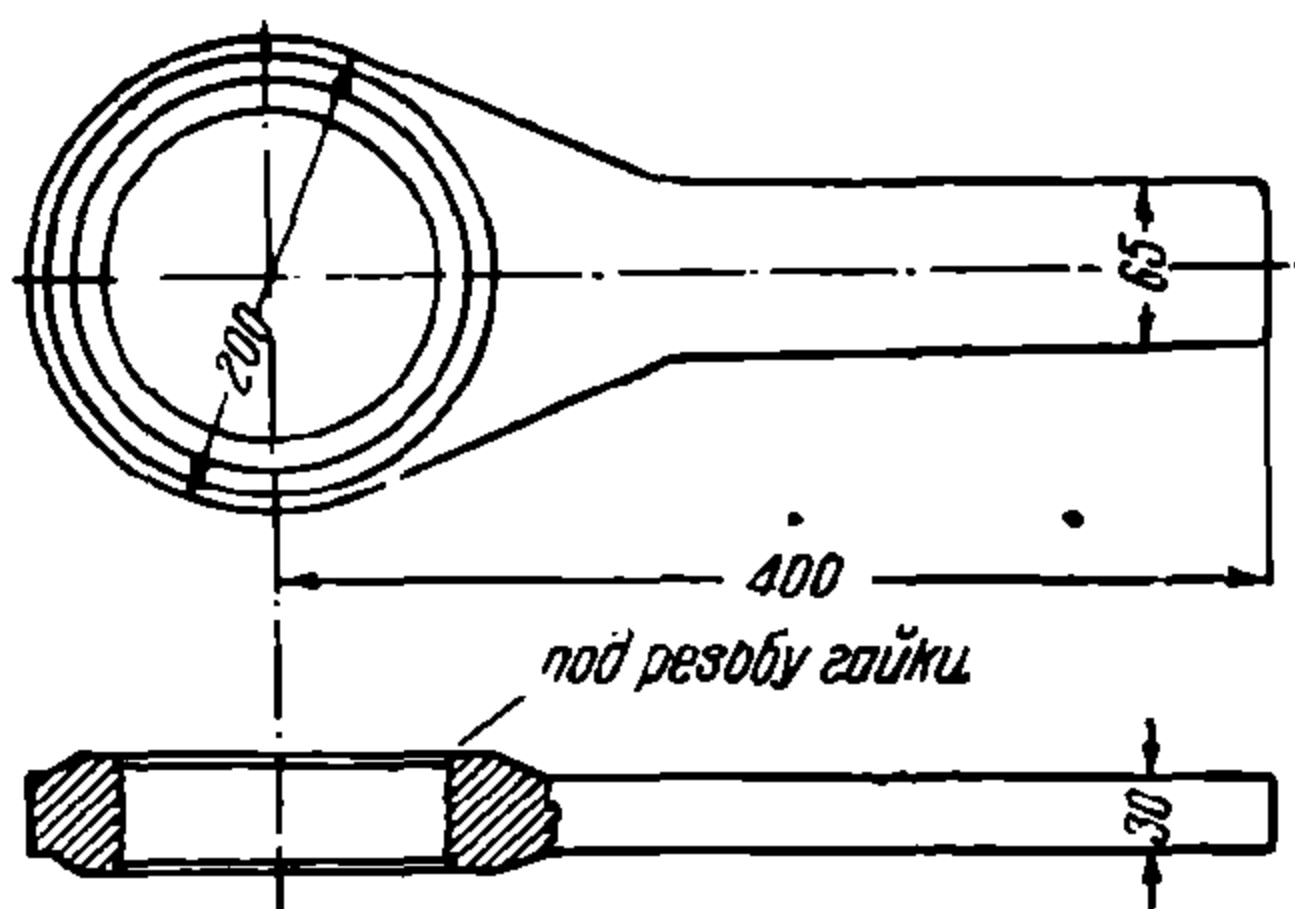
Подшипники и другие детали обмываются в бензине и вытираются чистыми тряпками. При обнаружении на наружной поверхности обойм подшипников ржавчины последняя удаляется способом, указанным выше.

Затем снимается предохранительная пластина и осевая гайка, после чего на резьбу конической наружной втулки навинчивается вспомогательная гайка-ключ (фиг. 68), которая затягивается до тех пор, пока коническая втулка не освободится.

Освободившийся наружный подшипник снимается с шейки оси и кладется на чистый стол, покрытый клеенкой или плотной бумагой. Внутренняя втулка и подшипник снимаются так же, как и наружные.

Если требуется съемка уплотняющего воротника, то его нужно сперва нагреть и затем снять с оси приспособлением. Нагревать воротник можно или паяльной лампой, которой быстро обводят вокруг воротника, направляя пламя между фланцами, или вставляют между фланцами и держат прижатыми к воротнику два раскаленных докрасна полукруглых куска железа. Разогретый воротник надо быстро снять с оси, иначе он остывает.

Снятые подшипники с коническими втулками тщательно промываются в чистом бензине, вытираются и подвергаются осмотру. Подшипники с лопнувшими роликами заменяются новыми. Если на конических втулках замечается ржавчина, то это указывает на плохую обработку шеек оси. В этом случае шейка оси проверяется линейкой, краской и микрометром. Если при проверке окажется, что шейка не строго цилиндрическая, то ее обрабатывают снова, чтобы сделать точно цилиндрической, с предельным допуском 0,055 мм.

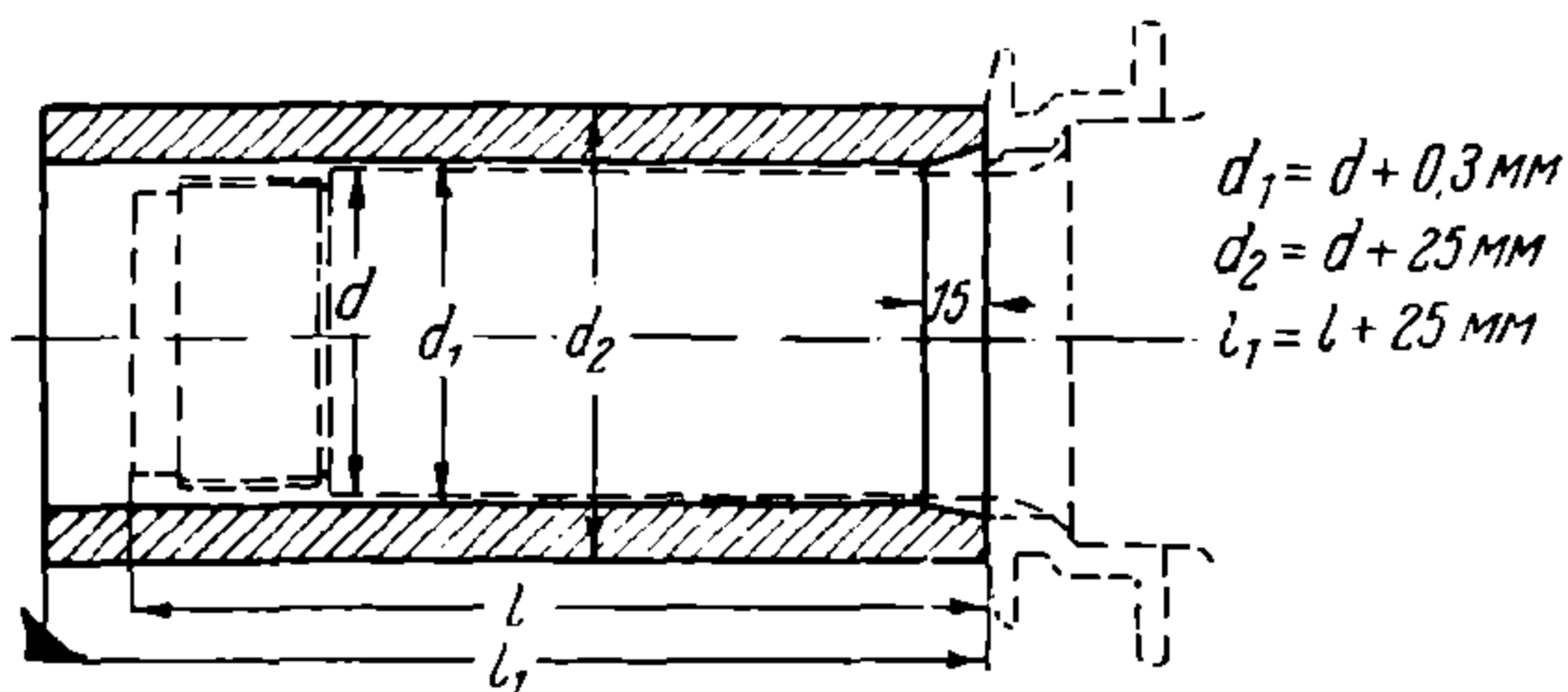


Фиг. 68.

Войлочные уплотняющие кольца осматриваются и истертые заменяются новыми, а годные пропитываются в горячем цилиндрическом масле, после чего укладываются в канавки буксы.

При сборке букс нужно особо соблюдать чистоту, наблюдая за тем, чтобы ничего грязного не попало в собираемые детали подшипников.

Проточка бандажей на колесной паре должна производиться при снятых буксах; если же проточка бандажей не совпадает с ревизией букс, то последние можно не снимать, а достаточно отнять крышки, удалить смазку с концов шеек оси и снять предохранительные пластины. Для защиты внутренней части буксы от попадания туда опилок, пыли и пр. употребляют особую предохранительную крышку с отверстиями для центров колесно-токарного станка.

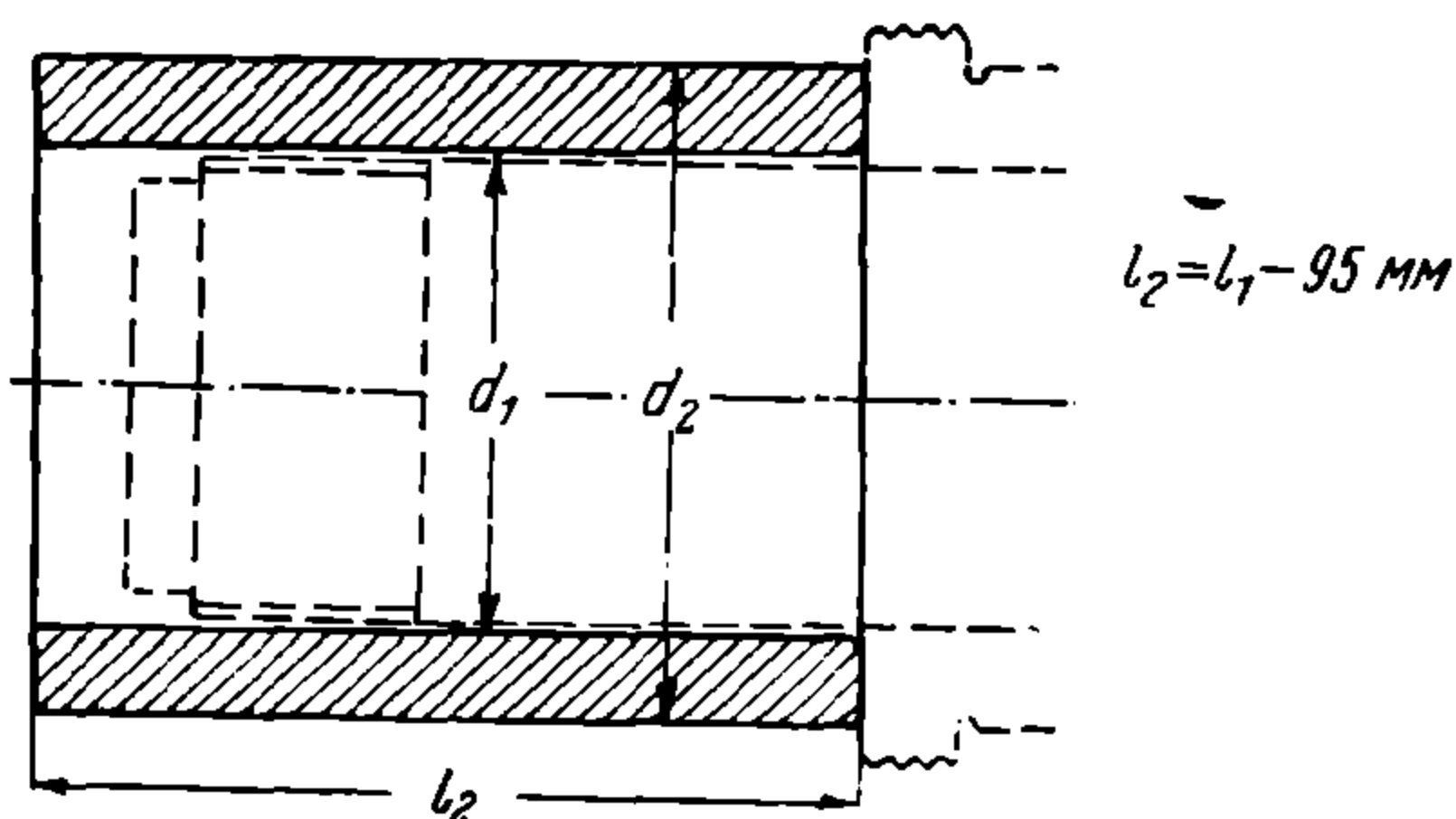


Фиг. 69.

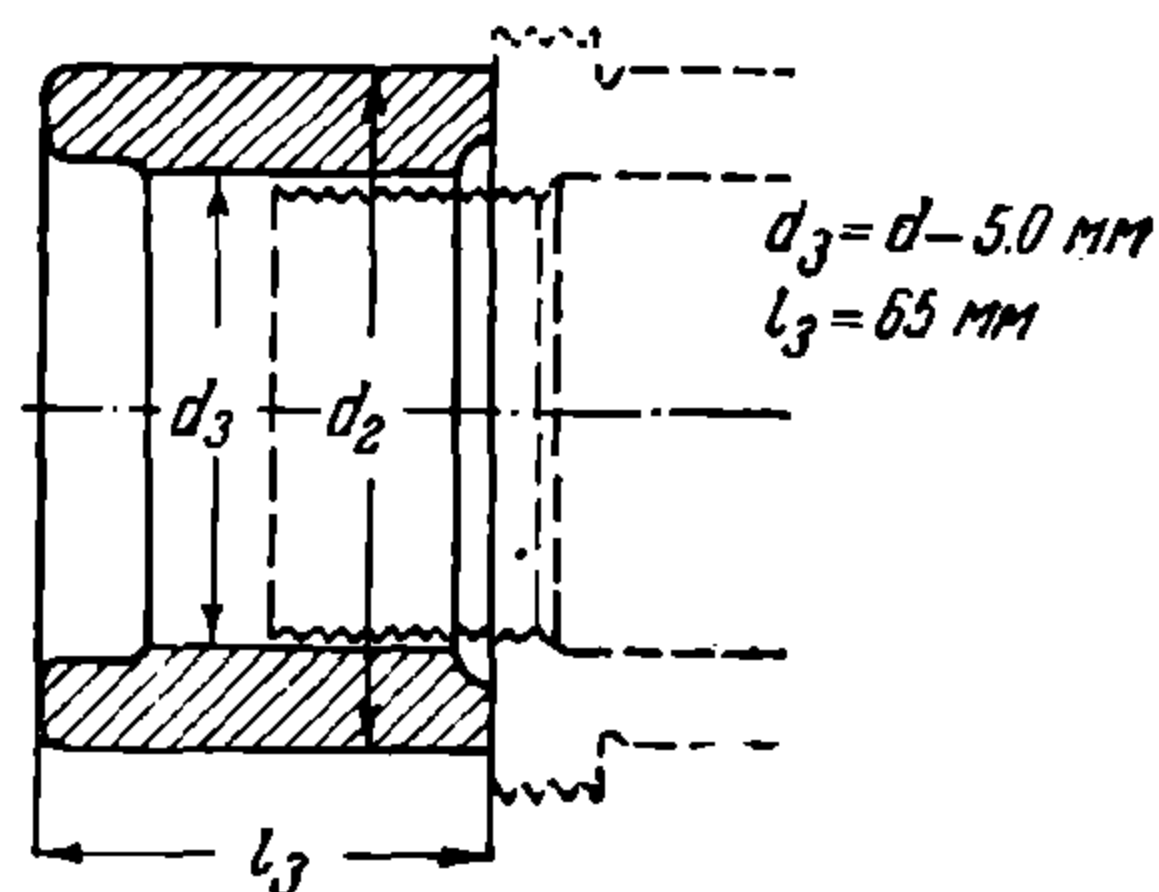
### 43. Монтаж роликовых букс

Для сборки и разборки роликовых букс типа SKF необходимо иметь следующий инструмент:

1. Монтажная втулка длинная (фиг. 69).
2. Монтажная втулка средняя (фиг. 70).
3. Короткая монтажная втулка (фиг. 71).
4. Вспомогательная монтажная шайба (фиг. 72).



Фиг. 70.



Фиг. 71.

Роликовые подшипники должны быть всегда в чистом виде и обернуты в бумагу или другую какую-либо упаковку.

Сборку или разборку подшипников необходимо производить на чистом деревянном столе.

Нельзя смешивать отдельные части: ролики, кольца, обоймы и пр. одного подшипника с такими же частями другого подшипника.

Обе половинки роликовых букс должны быть занумерованы одним номером.

Все части буксы, как-то: крышки, войлочные кольца, болты для крепления крышек и пр., должны лежать отдельно от подшипника.

#### 44. Очистка букс

Нельзя применять для очистки букс керосин и концы, нужно пользоваться для этой цели бензином и чистыми тряпками. В местах же мало доступных вместо тряпок нужно применять волосяные кисти.

Роликовые подшипники промываются в бензине, протираются тряпкой, после чего еще раз опускаются в чистый бензин в другой посуде так, чтобы нижние ролики погрузились в бензин; при этом нужно подшипник

держат за внутреннюю обойму одной рукой, и в то же время быстро вращать наружную обойму другой рукой.

Уплотняющие воротники и другие детали промываются в бензине, где раньше промывались роликовые подшипники.

Половины букс и крышки чистятся снаружи и изнутри; при обнаружении ржавчины в гнездах для подшипников ее необходимо счищать мелкой наждачной бумагой. Роликоподшипники перед сборкой должны просохнуть.

Если сборка подшипников откладывается на день, то подшипники нужно смазывать, а перед постановкой промывать.

Во время чистки роликовых подшипников нужно следить, чтобы после чистки они не были вновь загрязнены грязными руками, пылью, опилками и т. п. При постановке обоймы подшипников должны легко выворачиваться и никогда не следует применять чрезмерное усилие или ударять по ним каким-либо предметом.

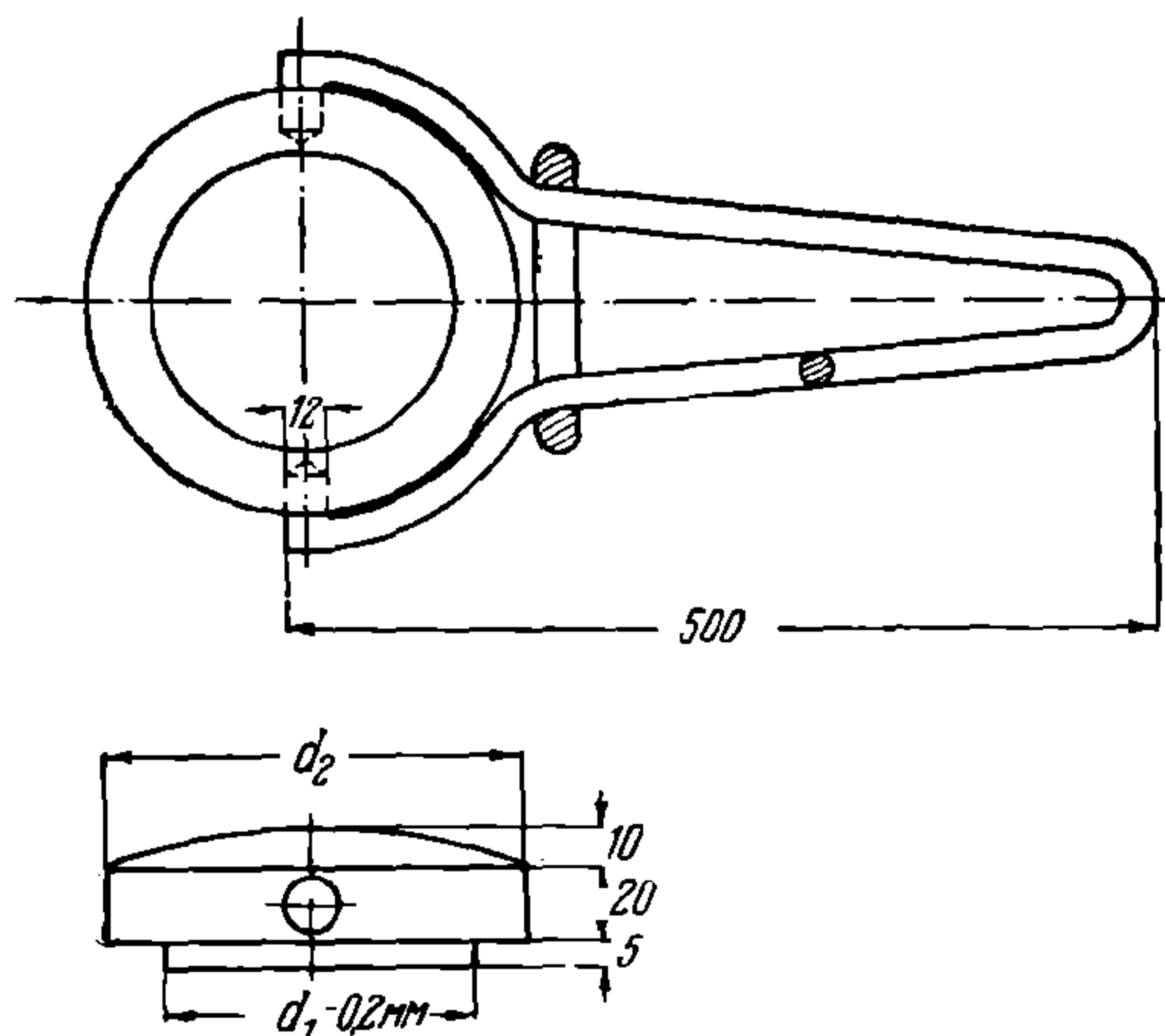
#### 45. Сборка букс

Уплотняющий воротник 4 (фиг. 73) нагревается в горячем цилиндрическом масле до  $200^{\circ}\text{C}$ , после чего его вынимают из масляной ванны клещами, быстро надевают на ось и продвигают на места его посадки.

При нагреве воротника до  $200^{\circ}\text{C}$  последний легко и свободно садится на свое место и упирается в выступ на оси.

После этого надевают монтажную втулку (фиг. 69) и упирают ее в воротник. Вспомогательная шайба (фиг. 72) сажается на торец монтажной втулки. Слегка ударяют по шайбе, а затем все сильнее, по мере остывания воротника.

Когда шейка оси после насадки воротника остыла, можно приступить к монтажу подшипника.



Фиг. 72.



Шейка оси тщательно протирается бензином и затем вытирается насухо чистой тряпкой. Внутренний подшипник 7 надевают на ось до упора в уплотняющий воротник и притом так, чтобы больший диаметр внутренней обоймы приходился наружу.

Затем коническую втулку 5 покрывают снаружи и изнутри тонким слоем цилиндрического масла, надевают на шейку оси и вдвигают в коническое отверстие обоймы подшипника.

После надевается средняя монтажная втулка (фиг. 70) и упирается в конусную втулку 5 внутреннего подшипника. Монтажная шайба (фиг. 72) устанавливается на торец монтажной втулки. Затем коническую втулку 5 доводят до места посадки ударами молота, весом 4—5 кг, по монтажной шайбе и закрепляют подшипник. Удары молотком нужно делать сперва слабо и постепенно усиливать.

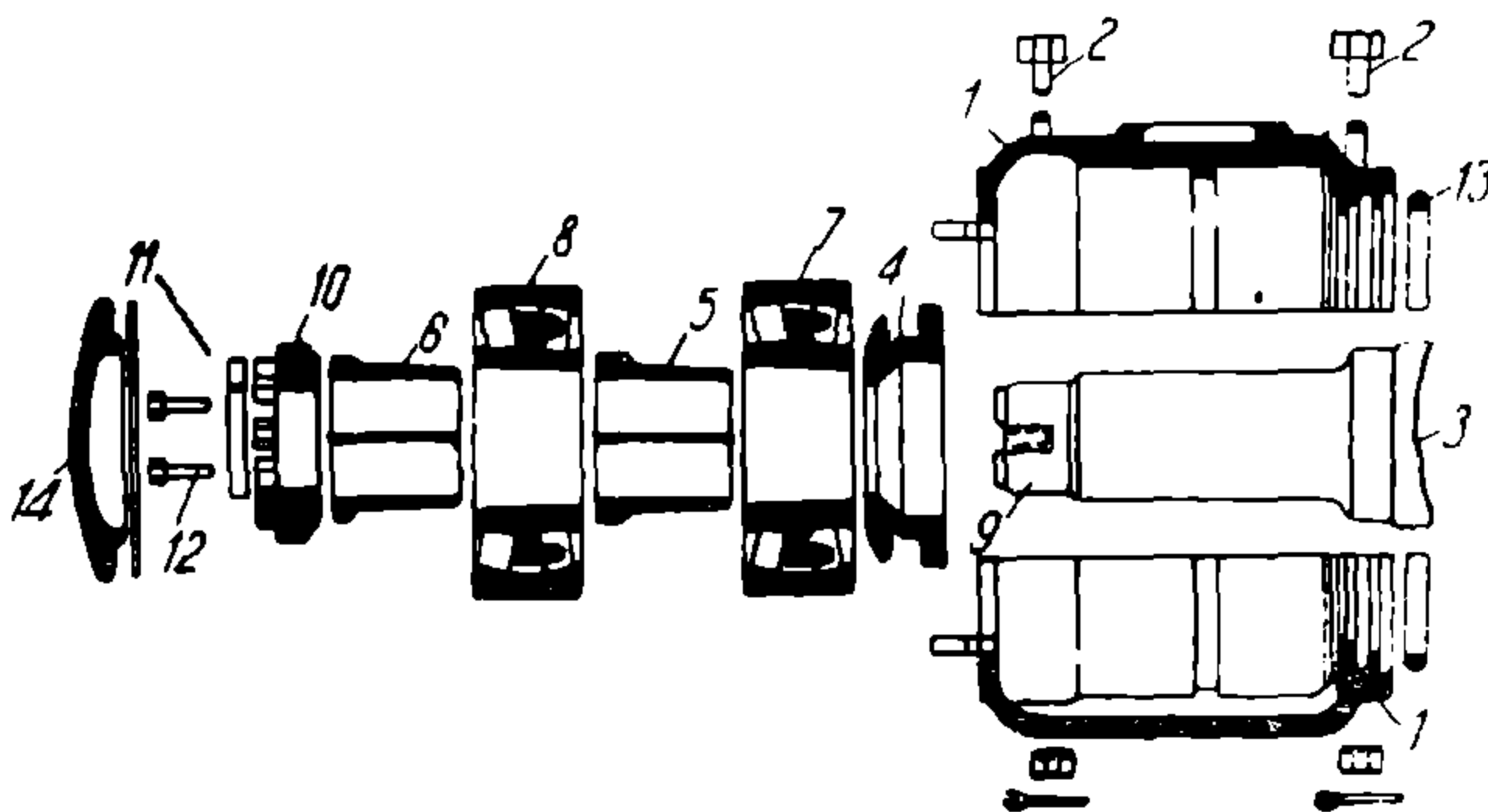
Подшипник нужно затянуть достаточно сильно, с тем однако условием, чтобы ролики не были защемлены. У правильно насаженного подшипника наружная обойма должна легко вращаться в обе стороны. Выступающая наружу часть шейки оси вытирается насухо чистой тряпкой, после чего надевается на шейку оси наружный подшипник и продвигается до тех пор, пока он не упрется в торец внутренней конической втулки 5.

Наружный подшипник должен быть установлен большим диаметром отверстия наружу. Затем берут вторую коническую втулку 6 и смазывают ее снаружи и изнутри тонким слоем цилиндрического масла, после чего ее надевают на шейку оси и вдвигают в коническое отверстие наружного подшипника.

После этого надевают короткую монтажную втулку (фиг. 71) так, чтобы она упиралась в наружную коническую втулку, и сажают монтажную шайбу на торец втулки. При этом нужно следить, чтобы коническая втулка была установлена правильно, т. е. так, чтобы больший диаметр отверстия приходился наружу. Вторая коническая втулка доводится до места ударами молотка.

Наружная осевая гайка 10 (фиг. 73) смазывается и привертывается к конической наружной втулке при помощи гаечного ключа, по которому при заворачивании гайки ударяют молотком, после чего вставляют предохранительную пластинку в паз в торце оси.

Если при установке предохранительной пластины зубец ее не подойдет к отверстию гайки 10, то последняя подтягивается до тех пор, пока зубец пластины не войдет в гайку. Отвертывать гайку 10 обратно для этой цели не разрешается. Предохранительная пластина 11 привертывается болтами, затянутыми с одинаковым усилием. Болт предохранительной пластины контролируется проволокой.



Фиг. 73.

Войлочные кольца 13 пропитываются горячим цилиндрическим маслом, после чего вставляются в соответствующие канавки в буксе.

Собранные подшипники и отдельные части буксы тщательно вытираются снаружи чистыми тряпками.

Подшипники снаружи и внутри, гнезда подшипников в буксе и плоскости разъема половин буксы смазываются цилиндрическим маслом.

Все свободное пространство внутри буксы и между подшипниками заполняется густой смазкой (солидолом). Эта же смазка закладывается между обоими фланцами уплотняющего воротника слоем приблизительно в 5 мм и приблизительно 10-мм слоем позади внутреннего подшипника.

Вокруг наружного подшипника с внешней стороны смазка закладывается конусом, образуемым линией, проведенной от наружного края подшипника к краю осевой гайки.

Нужно проверить, стоят ли боковые плоскости наружных обойм подшипников перпендикулярно к оси. После этого устанавливается верхняя половинка буксы 1 на свое место. Два болта 2 для скрепления обеих половин буксы вставляются сверху в соответствующие дыры, а затем подводится нижняя половинка буксы 1 и ставится на свое место так, чтобы она точно заняла положение, определяемое направляющими штифтами.

Букса сперва затягивается двумя болтами, установленными наискось, после чего вставляются остальные два болта и окончательно затягиваются.

Гайки на болтах, свертывающих половинки буксы, затягиваются не сразу, а постепенно, до тех пор, пока букса не будет затянута достаточно крепко. Гайки должны быть зашплинтованы.

В наружный конец буксы закладывается смазка и привинчивается крышка 14. Гайки, закрепляющие крышку, должны быть зашплинтованы.

#### 46. Ремонт букс и подшипников

Текущий и случайный ремонт букс и подшипников производится в следующих случаях.

При выплавке баббита в подшипнике необходимо вынуть сгоревший подшипник и заменить его новым. Если при этом окажется задранная шейка оси (на шейке при пробе ногтем заметны риски), то при малых рисках возможно зачистить шейку путем подкладывания наждачного полотна на шейку, если же повреждение шейки окажется значительным, то такая колесная пара выкатывается из-под вагона и шлифовка шейки производится на шеечном станке.

Лопнувший от нагревания или недоброкачественного материала подшипник заменяется новым.

Слабо закрывающиеся крышки букс исправляются путем укрепления крышечного запора или наварки буртика у корпуса буксы; при утере буксовой крышки последняя заменяется новой. При ослаблении или поломке пружины последняя заменяется новой. Если буксовые лица будут изношены так, что зазор между ними и буксовыми лапами на тележке достигает 5—6 мм и более на одну сторону, то изношенные лица снимаются с букс и ставятся новые лица.

При обнаружении неглубоких трещин на корпусе буксы последние завариваются.

Разработанные войлочные манжеты в буксе заменяются новыми.

При смене колесных пар со скользящими буксами буксы снимаются и очищаются сперва снаружи от грязи, а затем помещаются в бак с раствором едкого натра (каустической соды), где они подвергаются выварке. Практикуемый способ выжигания букс на горне или костре не рекомендуется, так как при этом может быть коробление буксы, а также возникают в металле буксы вредные напряжения, оказывающие влияние на прочность буксы.

Чистые, вываренные буксы проверяются на удержание смазки, для чего в них наливается керосин и наблюдается, нет ли где-либо пропусков в корпусе буксы. При обнаружении раковин или трещин в буксе последние завариваются.

При капитальном ремонте букс производятся следующие работы.

Корпус буксы осматривается и обнаруженные неглубокие трещины завариваются. Разработанные отверстия для шпилек буксовых лиц торцевого вкладыша и подшипника завариваются, после чего подвергаются обработке.

При разработке гнезда для рессорного хомута последнее заваривается с допусками по ширине  $\pm 2$  мм и по длине  $\pm 2$  мм.

Букса с разработанными лицами ремонтируется: ставятся новые лица на шпильки или привариваются к телу буксы. Зазор между буксовыми лицами и наличником тележки делается 1,0 мм для поворотных тележек и 3—3,5 мм для тележек жесткой базы.

Роликовые буксы следует осматривать в три месяца раз, для чего вскрываются крышки букс и проверяется крепление контрящих гаек на шейках осей.

В случае ослабления гайки или стопорных болтов последние закрепляются; в буксу добавляется солидол и крышка герметически закрывается, для чего гайки, закрепляющие буксовые крышки, шплинтуются или связываются попарно железной проволокой.

Буксовая и манжетная крышки проверяются и неисправные заменяются новыми.

Зазор между крышкой и пазами в корпусе буксы должен быть не более 1,0 мм.

Суммарный зазор в плоскостях шарнира крышки должен быть не более 1,0 мм.

Подшипник осматривается и если толщина баббита вместе с телом подшипника в средней части составляет 20 мм, такой подшипник бракуется и отправляется для заливки баббитом.

Длина подшипника делается такой, чтобы суммарный зазор по длине гнезда буксы до торцевого вкладыша был не более 1,5 мм.

#### 47. Неисправности букс и подшипников

Вагоны не должны допускаться к движению на линии со следующими неисправностями букс:

1. Корпуса буксы с трещинами, через которые вытекает смазка.
2. Буксы с отломанными или утерянными крышками.
3. Буксы с отбитыми бортами в задней части.
4. Корпуса букс с протертыми наличниками, через которые вытекает смазка.
5. Сработанные скользящие подшипники, если толщина в средней их части 20 мм и менее и если при этом букса нагрелась.

6. Лопнувший подшипник от порока в металле или от сильного нагревания.

7. Лопнувший один или несколько роликов (при роликовых подшипниках), отчего произошло нагревание буксы.

8. Ослабшая конусная втулка и ослабший один подшипник, другой же роликовый подшипник нагрелся.

9. Ослабший уплотнительный воротник на роликовой буксе, вследствие чего произошло нагревание буксы.

10. Большая сработка торцевого вкладыша, вследствие чего получается значительный продольный разбег оси — до 6 мм и более.

11. Отсутствие торцевого вкладыша, вследствие чего ось свободно перемещается по подшипнику.

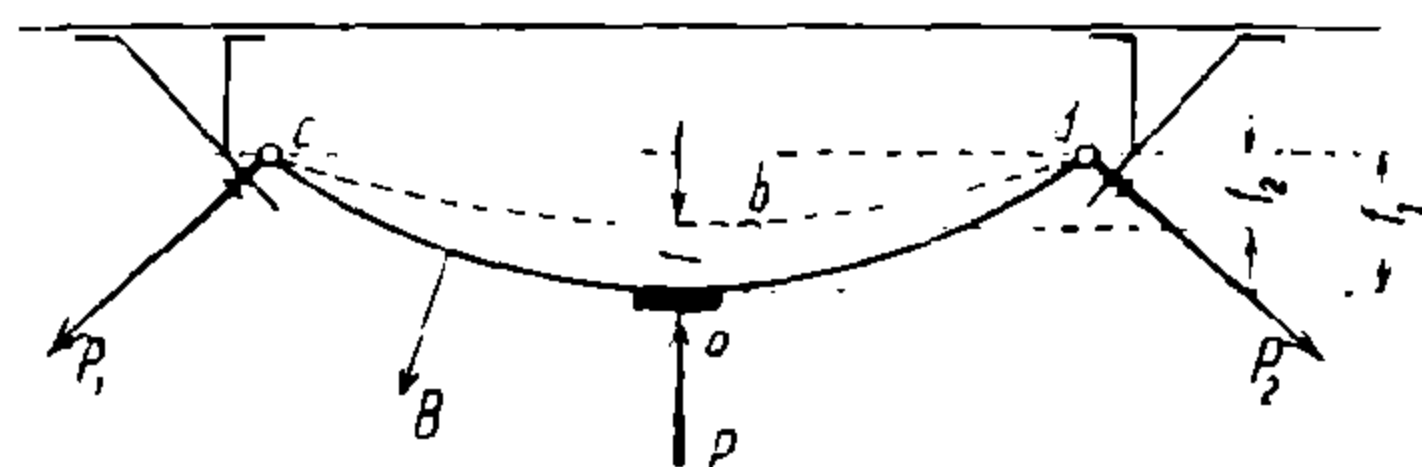
12. Нагревание подшипника вследствие загрязнения буксы или вследствие попадания в буксу воды.

При сильном нагревании буксы нельзя охлаждать вагонную ось водой или снегом. В этом случае нужно вынуть подбивку и дать буксе и шейке оси постепенно охладиться. Для охлаждения можно лить холодное масло или закладывать стеариновые свечи.

13. Во всех случаях нагревания буксы от недостатка смазки, подбивки, плохой заливки подшипника и т. д.

#### 48. Рессоры и пружины

Неровности рельсового пути при наличии стыков, стрелок, крестовин волнообразного износа рельсов и при неравномерном и неправильном износе бандажей создают такие условия работы кузова вагона, при которых



Фиг. 74.

последний получает резкие сотрясения, передаваемые на колесные пары. Эти вредные сотрясения, которым подвергается вагон, помимо разрушающего действия на отдельные его части (поломка осей, ослабление заклепок на тележках, кузове и т. п.), неприятно воспринимаются и пассажирами, не-

говоря о том, что толчки, передаваемые от колес на рельсы, разбивают последние и сокращают срок их службы.

Для смягчения указанных ударов, получаемых вагоном, применяются рессоры, которые помимо восприятия ударов должны обладать достаточным внутренним трением для поглощения сил, вызывающих колебание кузова, и приводить последний в спокойное и плавное движение.

Работа рессоры заключается в следующем (фиг. 74): предположим, в точке *a* приложена сила *P*, передающая удар от оси к вагону. Под влиянием силы *P* рессора, обладая известной упругостью, выгнется и займет положение *b*, при котором сила удара, воспринятая рессорой, передается на тележку или кузов вагона не в виде мгновенного удара, а как постепенно возрастающая нагрузка. Так как рессора подвешена в двух точках *c* и *d*, то сила удара *P*, получаемая в точке *a*, делится на две силы *P*<sub>1</sub> и *P*<sub>2</sub>, которые ослабляют силу удара путем деления силы *P* на две части,

приложенные в двух точках; это ослабление действия силы  $P$  на тележку и кузов получается за счет работы рессоры вследствие ее упругости.

Работа рессоры определяется по формуле:

$$A = \frac{Pf}{2}, \quad (61)$$

т. е. работа рессоры пропорциональна допускаемой нагрузке рессоры  $P$  в кг и стреле прогиба  $f$  в см.

Плавность хода вагона, как мы сказали раньше, достигается за счет гибкости рессор; нужно однако помнить, что эластичность рессор должна выбираться в известных пределах для того, чтобы избежать неприятной качки, получаемой вагоном.

При слишком гибких рессорах, если период колебания кузова совпадает с периодом колебания самой рессоры, оба колебания, имея один и тот же знак, складываются, и суммарная амплитуда колебания кузова создает недопустимую качку вагона, особенно при больших скоростях.

Поэтому для ограничения колебания кузова нужно рассчитать рессору так, чтобы последняя, прогнувшись один раз, не давала повторных прогибов и исключала качку вагона.

Уничтожение недопустимых колебаний достигается соответствующей упругостью рессор. Упругость рессор должна быть такой, чтобы за счет уничтожения колебаний не нарушался спокойный ход вагона, что бывает при очень грубых рессорах, неспособных поглощать силы ударов, воспринимаемых колесами.

Расстояние, считаемое от линии, соединяющей центры ушков до первого (коренного) листа ненагруженной рессоры, называется **фабричной стрелой рессоры**.

Стрелой прогиба  $f$  называется разность расстояний между фабричной стрелой  $f_1$  и стрелой  $f_2$ , образуемой рессорой при нагрузке:

$$f = f_1 - f_2.$$

Стрела прогиба измеряется в см или мм. Прогиб рессоры, отнесенный к нагрузке в 1 т, называется **гибкостью рессоры**.

Предельная величина гибкости установлена и составляет:

- |   |            |
|---|------------|
| 1) для буксовых листовых рессор при         |            |
| тройном подвешивании                        | 10—12 мм/т |
| двойном и одинарном                         | 15—20 "    |
| 2) для эллиптических рессор (комплекта) при |            |
| тройном подвешивании                        | 12—13      |
| двойном подвешивании                        | 12—15      |
| 3) для спиральных одиночных                 | 9—12 "     |
| 4) для спиральных двойных                   | 9—10 мм    |

Суммарную гибкость рессор одной тележки для 4-осного вагона следует принимать 10 мм, а для одной оси 2-осного вагона до 12 мм.

Величина груза, под влиянием которого рессора дает стрелу прогиба, равную одному сантиметру, называется **коэффициентом рессоры**

$$\gamma = \frac{P}{f},$$

где  $\gamma$  — коэффициент рессоры.



Фабричная стрела прогиба определяет кривизну рессорных листов, которую необходимо придать шаблону, на котором загибаются листы. Обычно при постройке новых рессор стрелы прогибов проверяются опытным путем.

Кроме усилия  $P$ , воспринимаемого рессорой от статической нагрузки при движении вагона по стыкам, возникает дополнительная динамическая нагрузка от преодоления грузом  $P$  высоты  $a$  (фиг. 75). Поэтому при действии статической нагрузки

$$P = \gamma \cdot f;$$

принимая во внимание увеличение стрелы прогиба под влиянием удара на величину  $\Delta f$ , получим суммарную нагрузку

$$P_{\max} = P_1 + P,$$

где  $P_1 = \gamma \Delta f$  составляет динамическую нагрузку.

Выражая  $P_1$  через  $P$ ,

$$\text{получим: } P_1 = \frac{P \cdot \Delta f}{f};$$

тогда

$$P_{\max} = P + \frac{P \cdot \Delta f}{f}$$

или

$$P_{\max} = P \left( 1 + \frac{\Delta f}{f} \right)$$

Из последней формулы видно, что максимальная нагрузка  $P_{\max}$  зависит от величины  $f$ , т. е. чем меньше стрела прогиба при жесткой рессоре, тем больше будет  $P_{\max}$ , и  $P_1$  также возрастет.

Следовательно, чем гибкость рессоры будет большей, тем величина  $P_1$  становится меньшей. Таким образом гибкие рессоры более безопасны в отношении поломок рессорных листов, чем рессоры жесткие.

## 49. Типы рессор

На трамвайных вагонах в настоящее время применяются следующие типы рессор:

- а) листовые;
- б) эллиптические;
- в) витые;
- г) резиновые буфера.

Листовые рессоры (фиг. 76) применяются как для подвески кузова (кузовные), так и для тележек: надбуксовые и подбуксовые.

Листовые рессоры изготавливаются из профилированной листовой стали, имеющей в поперечном сечении форму, изображенную на фиг. 76.

Рессорная сталь разрезается на куски определенной длины по чертежу, после чего листы выгибаются по шаблону и пригоняются друг к другу.

Один из листов наибольшей длины имеет загнутые концы в виде ушков и называется коренным листом (фиг. 76). Концы остальных листов, за исключением второго с коренным, обрезаются в форме трапеции.

Все рессорные листы просверливаются в середине и после сборки заклепываются заклепкой.

Перед сборкой рессоры отдельные рессорные листы подвергаются закалке в специальной печи при температуре  $800^{\circ}\text{--}850^{\circ}\text{C}$  с последующим отпуском при  $300^{\circ}\text{C}$ .

После закалки рессорные листы, имеющие несоответствующий радиус кривизны, выправляются ударами ручника, промазываются смесью густой смазки (солидол или технический вазелин) с графитом и заклепываются.

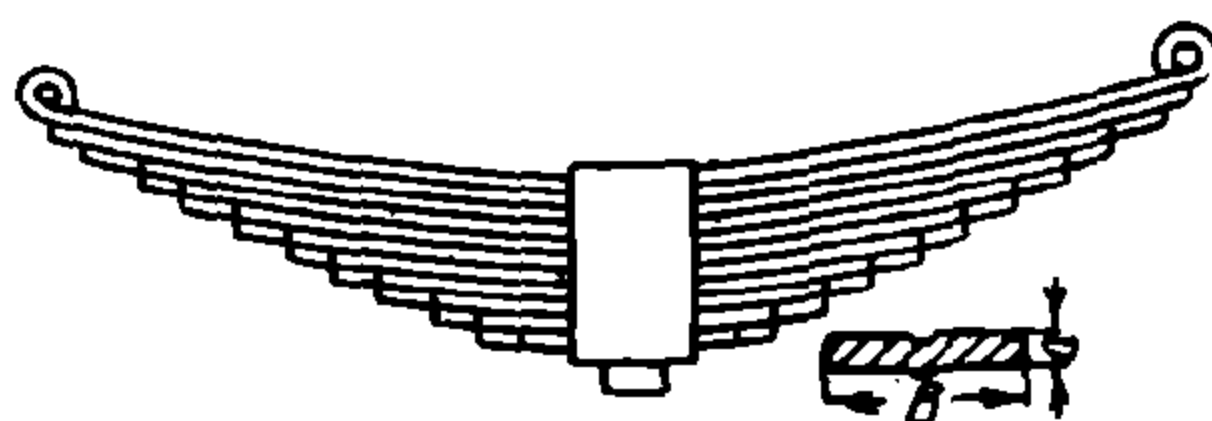
Склепанные рессорные листы подвергаются испытанию на специальном прессе, где проверяется стрела прогиба.

Окончательная операция по изготовлению рессоры заключается в постановке хомута из полосового железа. Рессорный хомут одевается в горячем и холодном состоянии.

При горячей насадке рессорный хомут сваривается кузнечным способом. После насадки рессорного хомута рессора погружается в бак с водой для предупреждения отпуска закаленных рессорных листов.

При постановке хомута горячим способом не всегда получается плотная его насадка, и иногда хомут сдвигается, если не считать еще того обстоятельства, что горячий хомут может отпустить закаленные рессорные листы. Поэтому холодный способ насадки хомута на рессору считается более надежным и заключается в следующем.

На верхний лист рессоры ставится наклонно простроганная прокладка из рессорной стали, сверх которой вставляется стальной клин, загоняемый между хомутом и прокладкой до отказа. Конец клина для предупреждения его ослабления разводится в виде чеки. После сборки рессоры последняя подвергается повторному испытанию и окончательной приемке. Способ холодной насадки хомута практикуется на германских ж. д.



Фиг. 76.

## 50. Технические условия для приемки рессор

Листовые рессоры должны изготавливаться из полосовой стали СТ-6, причем стальные полосы, из которых изготавливаются рессорные листы, не должны иметь внешних видимых пороков в виде расслоений, трещин и глубоких раковин (глубина более 3 мм). Полосовая сталь по механическим свойствам должна отвечать техническим условиям на сталь СТ-6. При приемке готовых рессор необходимо предъявлять следующие требования:

1. При пробе под прессом рессора с заранее промеренной стрелой прогиба не должна давать остаточных деформаций, дающих усадку более 3% после действия груза, вызывающего напряжение в листах рессоры до  $60\text{ кг/мм}^2$  для подкузовных и  $50\text{ кг/мм}^2$  для надбуксовых рессор.

2. Рессорные листы должны плотно прилегать друг к другу как в свободном состоянии, так и под нагрузкой.

3. Хомут рессоры должен плотно обжимать ее листы и при пробе его молотком не должен давать следов сдвига.

Нижняя часть хомута надбуксовой листовой рессоры должна быть прострогана для более плотного прилегания его к буксе.

4. Отверстия для рессорных валиков должны быть сделаны так, чтобы зазор между валиком и отверстием не был более 1,0 мм.

Величина нагрузки при испытании рессоры на прогиб определяется по формуле:

$$P = \sqrt[2]{\frac{bh^2 n K_b}{l - a}};$$

обозначив  $l - a$  через  $l_1$ , получим

$$P = \sqrt[2]{\frac{bh^2 n K_b}{l_1}}, \quad (62)$$

где  $P$  — величина нагрузки при испытании в кг;

$b$  — ширина листа рессоры в см;

$h$  — толщина рессорного листа в см;

$n$  — число листов в рессоре;

$l$  — длина рессоры в см;

$a$  — длина рессорного хомута в см;

$K_b$  — допускаемое напряжение, равное  
для подкузовных рессор 60 кг/мм<sup>2</sup> (6 000 кг/см<sup>2</sup>).

для надбуксовых рессор 50 кг/мм<sup>2</sup> (5 000 кг/см<sup>2</sup>) (фиг. 77).

**Пример.** Определим груз для испытания подкузовной рессоры при ширине листа  $b = 6,3$  см, толщине листа  $h = 1,0$  см, числе листов  $n = 9$ , длине рессоры  $l = 82,5$  см и длине хомута  $a = 7$  см.

$$P = \sqrt[2]{\frac{6,3 \cdot 1 \cdot 9 \cdot 6\,000}{82,5 - 7,0}} = 3\,000 \text{ кг.}$$

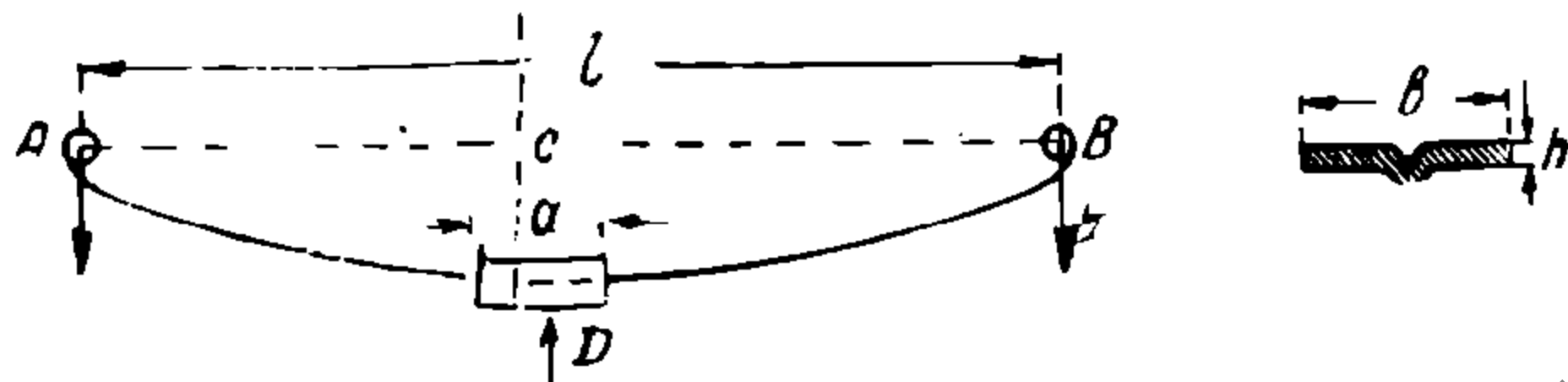
На чертеже рессоры должны быть приведены следующие данные:

а) сечение стали, б) хорда для листовых рессор, в) расстояние между центрами витков спиральных пружин, г) фабричная высота пружины, д) гибкость рессоры или пружины, е) нагрузка при полном сжатии, ж) расчетная статическая нагрузка, з) нагрузка при предельном сжатии при испытании, и) прогиб и стрела рессоры.

## 51. Расчет листовых рессор

Произведем расчет листовой подкузовной рессоры (фиг. 77).

Подкузовная рессора укрепляется на кронштейнах тележки в месте посадки рессорного хомута. С кузовом рессора соединяется в ушках  $A$  и  $B$  при помощи рессорных валиков.



Фиг. 77.

Таким образом вся нагрузка от кузова передается на тележку через рессоры. Под влиянием груза  $P$  на концы рессоры  $A$  и  $B$  действуют равные силы, дающие прогиб рессоры.

Ввиду этого кузовную рессору можно рассматривать как балку, зашеченную в середине, к концам которой приложены силы, равные половине нагрузки  $P$ , действующей на одну шейку оси колесной пары.

Приведем следующие обозначения:

$P$  — нагрузка в кг на одну рессору;

$l$  — длина рессоры в см;

$a$  — длина рессорного хомута в см;

$b$  — ширина листа в см;

$h$  — толщина листа в см;

$n$  — число листов рессоры;

$K_b$  — допускаемое напряжение на изгиб;

$W$  — момент сопротивления;

$f$  — стрела прогиба от статической нагрузки;

$E$  — модуль упругости;

$J$  — момент инерции в сечении  $CD$ .

Максимальный изгибающий момент в сечении  $CD$  будет:

$$M = \frac{P(l-a)}{4}. \quad (63)$$

Обозначив  $l-a=l_1$ , получим:

$$M = \frac{Pl_1}{4} \quad K_b W = \frac{Pl_1}{4}. \quad (64)$$

Момент сопротивления

$$W = \frac{bh^2 \cdot n}{6}. \quad (65)$$

Допускаемое напряжение на изгиб определяется из уравнения

$$\frac{Pl_1}{4} = K_b \cdot \frac{bh^2 n}{6}; \quad K_b = \frac{3}{2} \frac{Pl_1}{n \cdot b h^2}. \quad (66)$$

Теперь определим максимальную стрелу прогиба.

Наибольший прогиб рессоры будет на концах у ушков.

Так как рессора представляет тело равного сопротивления, то наибольшая стрела прогиба будет:

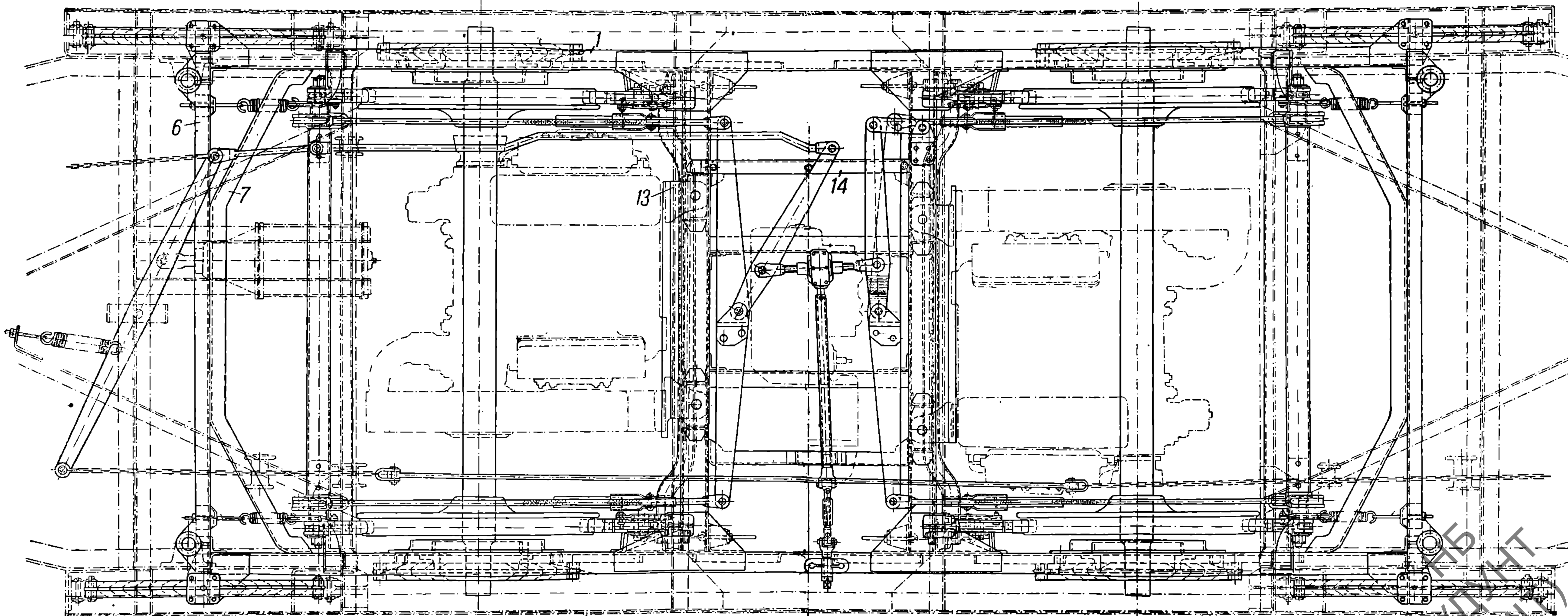
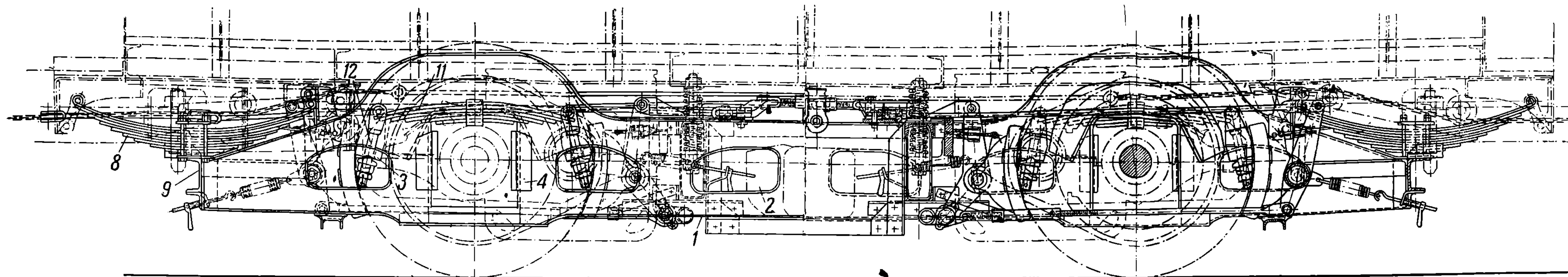
$$f = \frac{\frac{P}{2} \left( \frac{l_1}{2} \right)^3}{2 EJ} \quad \text{или} \quad f = \frac{Pl_1^3}{32 EJ}. \quad (67)$$

$J = \frac{n \cdot b h^3}{12}$ . Подставляя в формулу (67) значение  $J$ , получим

$$f = \frac{Pl_1^3 \cdot 12}{32 E \cdot nbh^3} = \frac{3}{8} \frac{Pl_1^3}{nbh^3 E}. \quad (68)$$

Так как  $\frac{3}{2} \frac{Pl_1}{nbh^2} = K_b$ , то, подставляя в формулу (68), получим

$$f = \frac{l_1^2 K_b}{4hE}. \quad (69)$$





Допускаемое напряжение на изгиб для кузовных рессор принимается не более  $60 \text{ кг/мм}^2$ .

*Пример.* Произведем примерный расчет подкузовной рессоры при следующих данных:

Вес вагона под нагрузкой  $G = 18 \text{ т}$ , длина рессоры  $l = 80,0 \text{ см}$ , толщина листа  $h = 1,0 \text{ см}$ , ширина листа  $b = 6,3 \text{ см}$ , ширина хомута  $a = 8,5 \text{ см}$ , число листов рессоры  $n = 9$ ;  $E = 2\,200\,000 \text{ кг/см}^2$ .

Определим изгибающий момент:

$$M = \frac{P(l-a)}{4} = \frac{4500(80 - 8,5)}{4} = 80\,500 \text{ кг/см.}$$

Допускаемое напряжение на изгиб будет:

$$K_b = \frac{3 \cdot P l_1}{2n \cdot b h^2} = \frac{3 + 4\,500 \cdot 71,5}{2 \cdot 9 \cdot 6,3 \cdot 1,0} = 8\,500 \text{ кг/см}^2.$$

Наибольшая стрела прогиба рессоры под действием груза будет

$$f = \frac{l_1^2 \cdot K_b}{4hE} = \frac{71,5^2 \cdot 8\,500}{4 \cdot 1,0 \cdot 2\,200\,000} = 4,95 \text{ см.}$$

Гибкость рессоры будет

$$\Delta = \frac{49,5}{4,5} = 11,0 \text{ мм/т.}$$

Коэффициент рессоры равен:

$$\gamma = \frac{P}{f} = \frac{4500}{4,95} = 910 \text{ кг/см.}$$

## 52. Эллиптические рессоры

Эллиптическая рессора представляет комбинацию из двух листовых рессор, соединенных на концах и образующих форму эллипса.

На трамвайных вагонах применяется несколько конструкций эллиптических рессор. Ниже укажем на более распространенные типы.

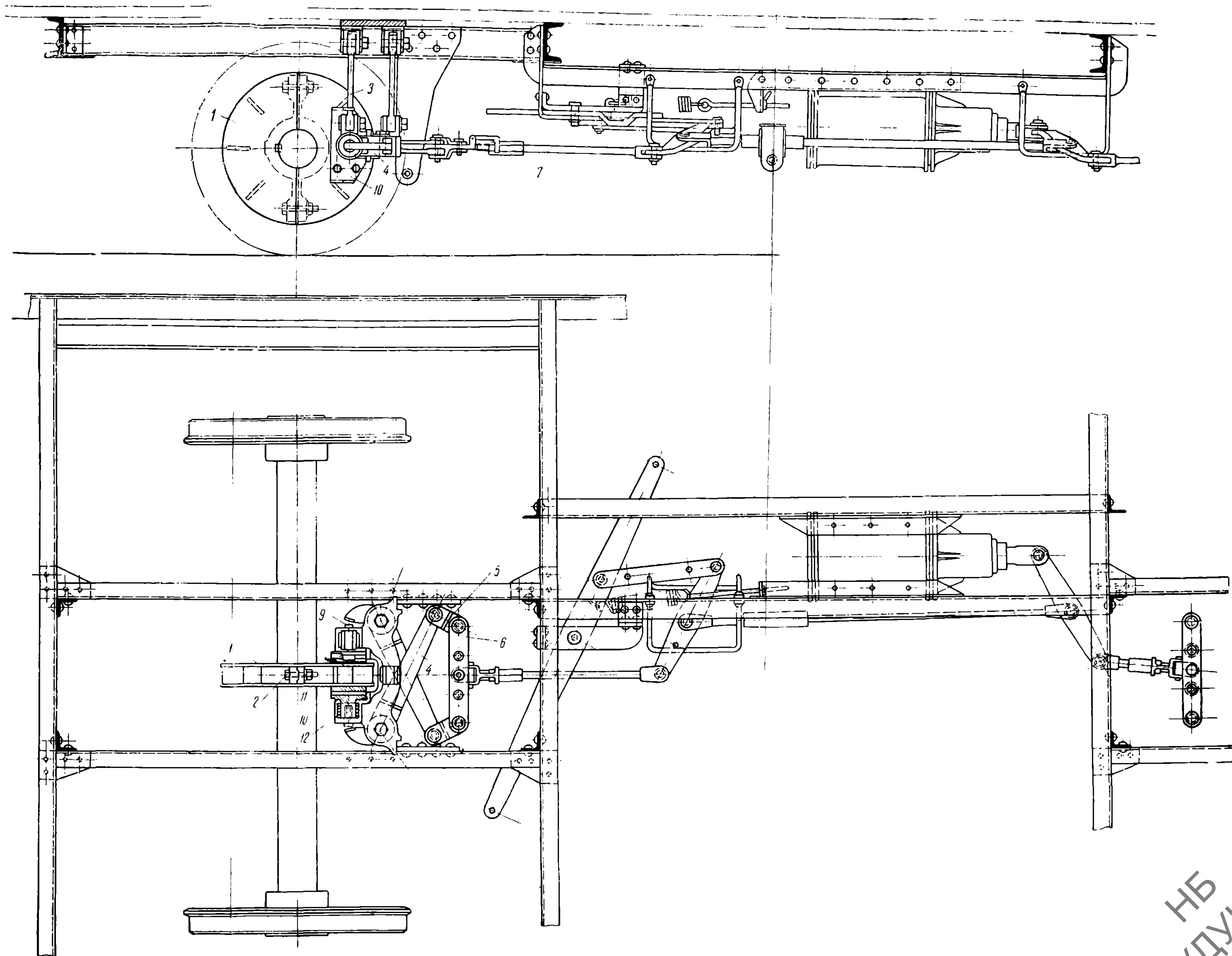
Рессора Брауна (фиг. 78) состоит из двух или более рядов сдвоенных листовых рессор. Каждый ряд составлен из двух листовых рессор, выгнутых по концам. Концы рессор соприкасаются по плоскости и скрепляются хомутами, имеющими форму скобы.

Длина концевых хомутов делается такой, чтобы обхватить концы всех рядов рессор.

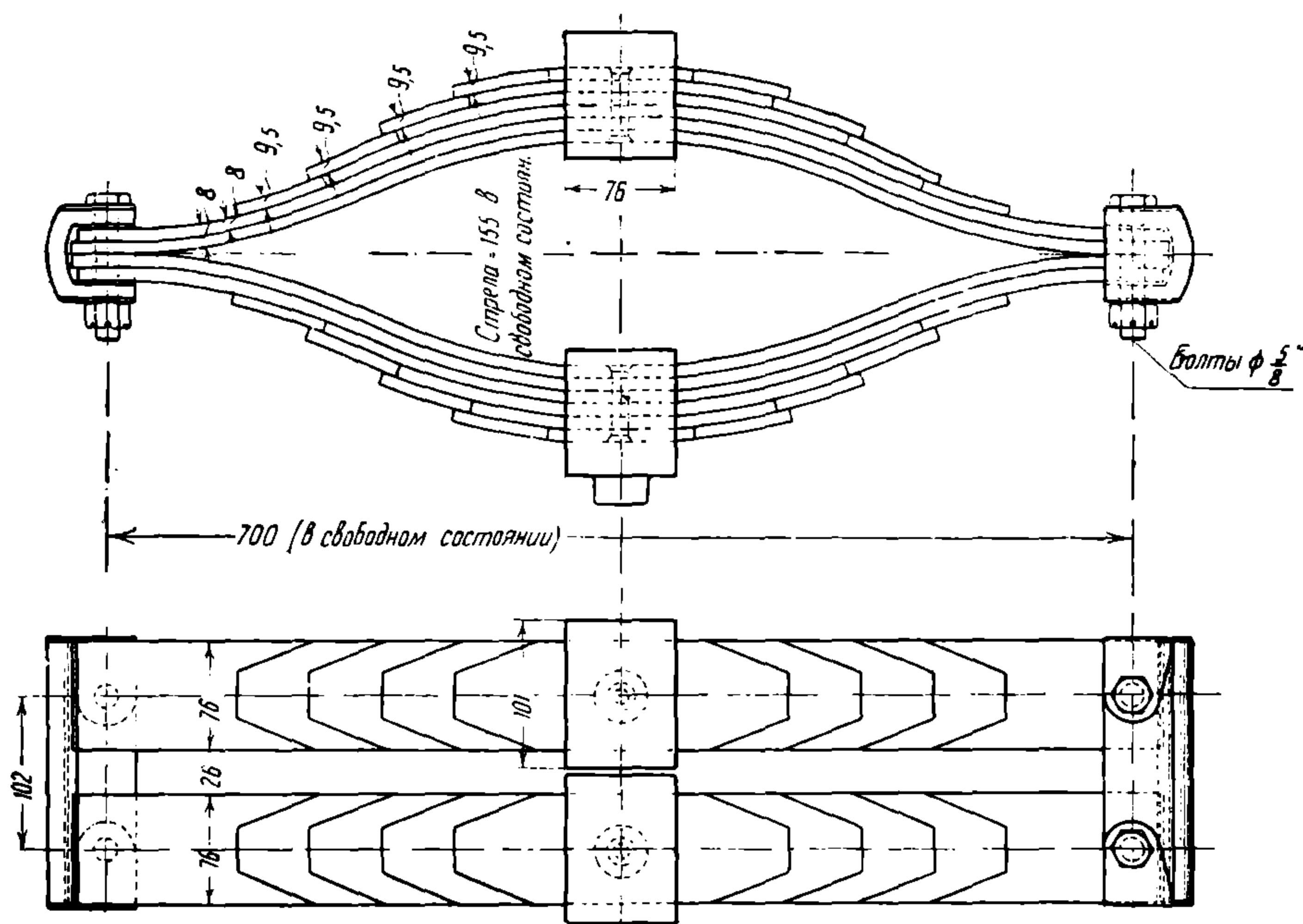
Хомут скрепляется с концами всех рессорных листов при помощи болтов.

Листы каждого ряда рессоры Брауна состоят из двух коренных, двух подкоренных листов и нескольких листов разной длины, наложенных сверху и снизу и скрепленных между собой и с коренными листами хомутами.

Рессоры Брауна имеют то преимущество перед другими конструкциями эллиптических рессор, что с увеличением нагрузки расчетная длина хорды рессоры уменьшается, благодаря чему стрела прогиба и напряжения не пропорциональны приращению нагрузки.



Таким образом при различных нагрузках в рессоре Брауна напряжения в металле остаются постоянными; вследствие этого рессорные листы достаточно прочны и случаи поломки бывают сравнительно редко.



Фиг. 78.

К недостаткам рессоры Брауна следует отнести изменение гибкости ее при изменении нагрузки, отчего нарушается плавность хода вагона.

Шарнирная рессора (фиг. 79) состоит из нескольких рядов листовых рессор, обращенных друг к другу вогнутыми сторонами и соединенных между собой шарнирными валиками.

Коренные листы имеют на концах ушки, в которые входят шарнирные болты.



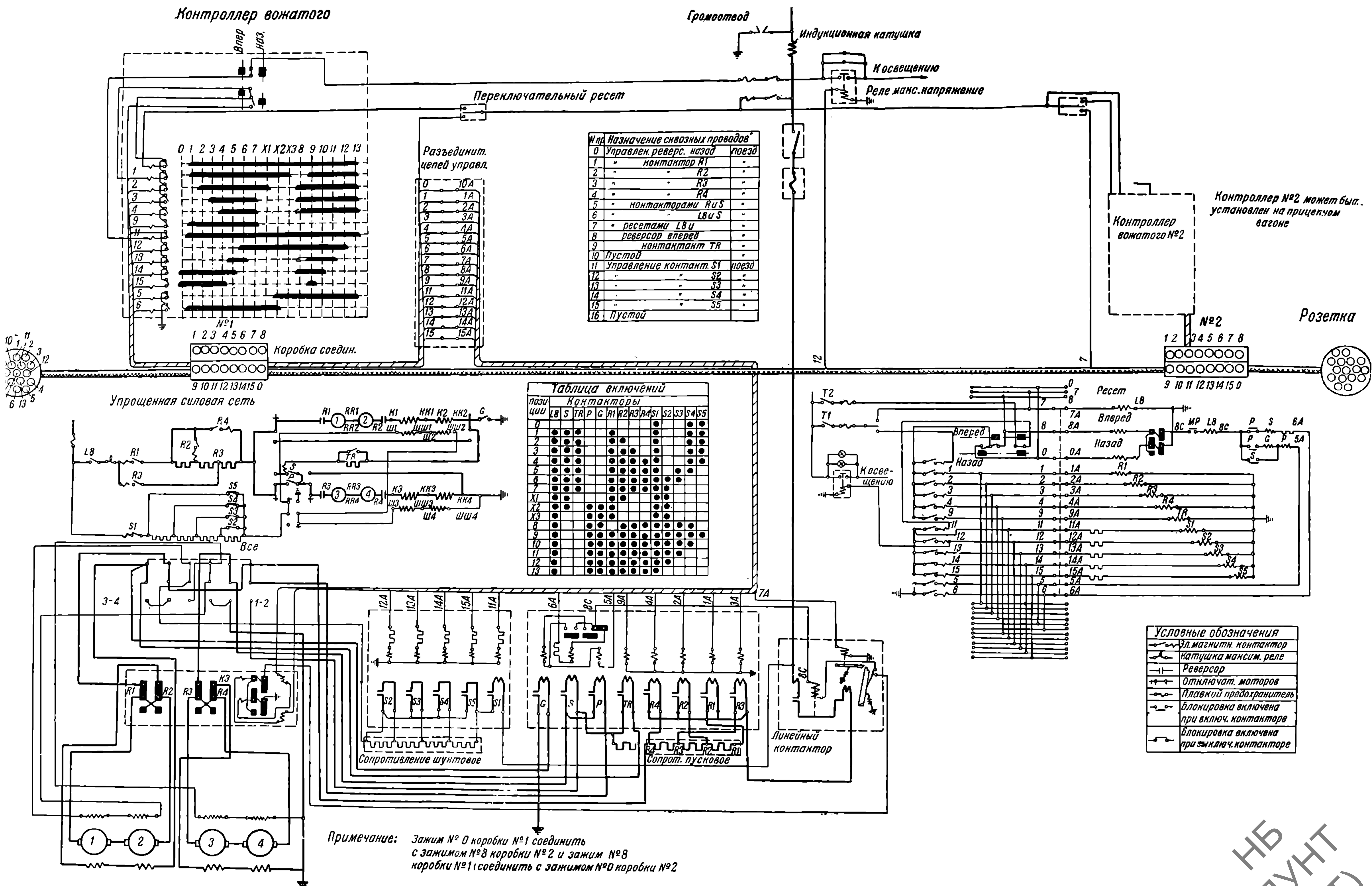
Фиг. 79.

Для разделения рядов рессоры между последними на шарнирные болты одеваются кольца.

На коренные листы накладываются несколько листов разной длины и посредине скрепляются между собой хомутами.

### 53. Расчет эллиптических рессор

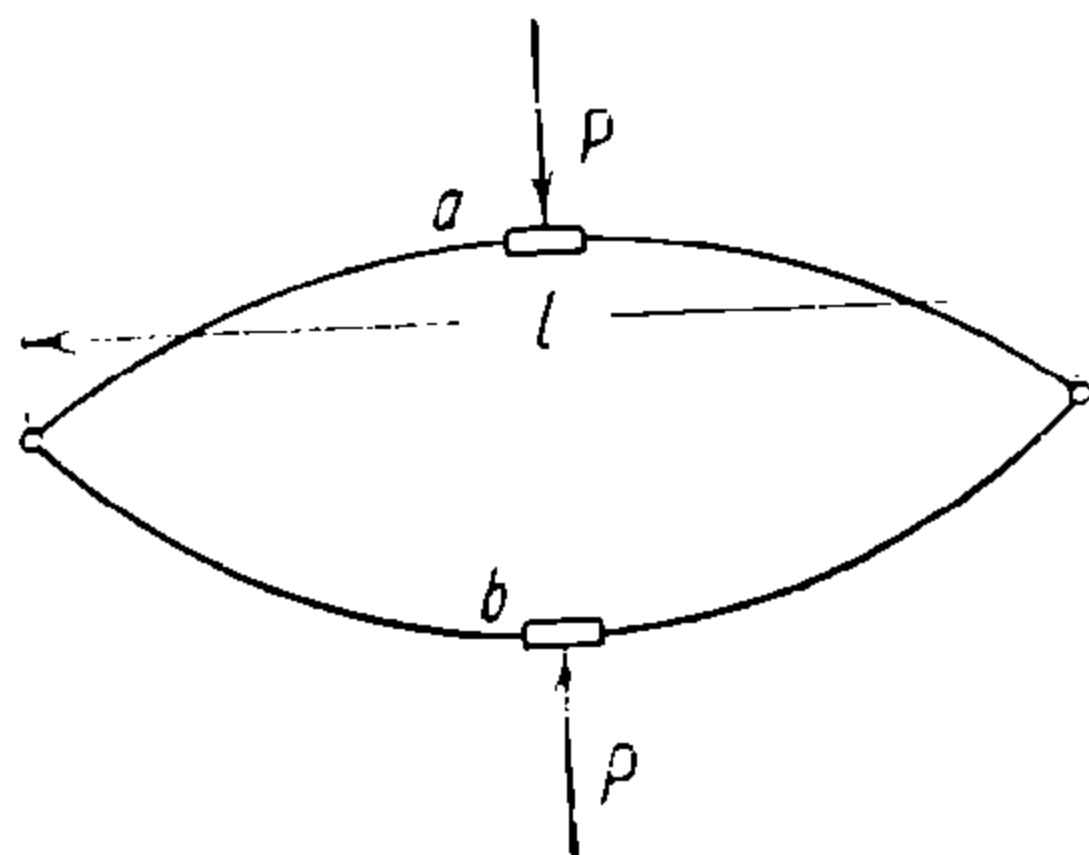
Эллиптическая рессора (фиг. 80) находится под действием следующих нагрузок. На верхний хомут  $a$  действует груз  $P$ , передаваемый кузовом, а на нижний  $b$  — реакция опоры, равная грузу  $P$  и противоположная по на-



правлению. Так как обе половины эллиптической рессоры, в отношении нагрузок, находятся в одинаковых условиях с листовыми рессорами, то

$$\frac{Pl}{4} = K_b W \quad \text{или} \quad \frac{Pl}{4} = \frac{nbh^2}{6} K_b.$$

Примем, что общая нагрузка  $P$ , действующая на рессору, распределяется так: часть  $P_1$  приходится на коренные и подкоренные листы (длинные), и другая часть  $P_2$  — на листы разной длины. Под действием сил  $P_1$  и  $P_2$  части рессоры получают одинаковый прогиб. Верхняя и нижняя части рессоры под действием груза  $P$  дают стрелу прогиба, равную удвоенному прогибу одной половины рессоры.



Фиг. 80.

Коренные и подкоренные листы в рессоре Брауна можно рассматривать как балку, закрепленную по концам, в шарнирной же рессоре коренные листы можно рассматривать как балку, свободно лежащую на опорах.

Часть рессоры, состоящую из листов разной длины, нужно рассматривать как балку равного сопротивления.

Для расчета примем следующие обозначения:

$P$  — нагрузка на рессору в кг;

$E$  — модуль упругости стали (1 900 000—2 200 000);

$2l$  — хорда рессоры в см;

$b$  — ширина листов рессоры в см;

$h$  — толщина коренных и подкоренных листов в см;

$h_1$  — толщина листов разной длины в см;

$n$  — число листов разной длины;

$m$  — число коренных и подкоренных листов.

Определим общую стрелу прогиба для коренных листов шарнирной рессоры:

$$f = 2 \frac{P_1 \cdot (2l)^3}{Em \cdot bh^3} \cdot \frac{12}{48} = \frac{4P_1 \cdot l^3}{Em \cdot bh^3}. \quad (70)$$

Стрела прогиба для листов разной длины будет

$$f_1 = \frac{3}{2} \cdot \frac{2P_2 \cdot (2l)^3}{En \cdot bh_1^3} \cdot \frac{12}{48} = \frac{6P_2 \cdot l^3}{En \cdot bh_1^3}. \quad (71)$$

Так как  $f_1 = f$ , то

$$\frac{4P_1 l^3}{Em bh^3} = \frac{6P_2 l^3}{En bh_1^3} \quad \text{или} \quad \frac{4P_1}{mh^3} = \frac{6P_2}{nh_1^3} \quad (72)$$

Принимая во внимание, что  $P = P_1 + P_2$ , решив уравнение (72), найдем, что

$$P_1 = \frac{3mh^3 P}{3mh^3 + 2nh_1^3}; \quad (73)$$



подставляя (73) в (70), получим

$$f = \frac{12Pl^3}{bE \cdot (3mh^3 + 2nh_1^3)} \quad (74)$$

При рессорах Брауна стрела прогиба для коренных и подкоренных листов будет:

$$f = 2 \frac{P_1(2l)^3}{Emb^3} \cdot \frac{12}{192} = \frac{P_1 l^3}{Emb^3} \quad (75)$$

Стрела прогиба для листов разной длины будет:

$$f_1 = \frac{3}{2} \cdot \frac{2 \cdot P_2(2l)^3}{Enbh_1^3} \cdot \frac{12}{192} = \frac{6P_2 l^3}{Enbh_1^3} \quad (76)$$

Принимая  $f=f_1$  и решая уравнение (76) аналогично, как это сделано выше, получим

$$f = \frac{6P \cdot l^3}{bE(bmh^3 + nh_1^3)} \quad (77)$$

*Пример.* Произведем расчет эллиптической рессоры Брауна на 4-осном вагоне при двух рессорах на каждой тележке.

Данные для расчета следующие:

Вес вагона под нагрузкой 28 т; хорда рессоры  $2l = 70$  см; толщина коренных листов  $h = 0,8$  см; толщина листов разной длины  $h_1 = 0,95$ ; ширина листов рессоры  $b = 7,6$  см; число листов разной длины  $n = 8$ ; число коренных и подкоренных листов  $m = 4$ ; модуль упругости  $E = 2\,200\,000$  кг/см<sup>2</sup>.

Определим наибольшую стрелу прогиба:

$$f = \frac{6P \cdot l^3}{bE(bmh^3 + nh_1^3)} = \frac{6 \cdot 7000 \cdot 35^3}{7,6 \cdot 2\,200\,000 (7,6 \cdot 4 \cdot 0,8^3 + 8 \cdot 0,95^3)} = 4,9 \text{ см.}$$

Гибкость рессоры будет:

$$\Delta = \frac{49,0}{7,0} = 7,0 \text{ мм/т.}$$

#### 54. Спиральные рессоры

Спиральные или витые рессоры (пружины) применяются в виде надбуксовых, кузовных рессор, в подвесках листовых рессор и для других надобностей.

Спиральные рессоры, будучи подвешенными вместе с листовыми (двойное подвешивание), разгружают последние, воспринимая часть нагрузки на себя и создавая тем большую плавность вагона в действии.

К спиральной рессоре предъявляется требование, чтобы она имела одинаковую гибкость при разных нагрузках. Этим требованиям удовлетворяют цилиндрические пружины, у которых изменение расстояния между витками при действии груза всегда одинаково и пропорционально нагрузке.

Спиральные пружины для трамвайных вагонов изготавливаются из круглого или прямоугольного сечения стали марки СТ-6.

Надбуксовые спиральные рессоры применяются как одинарными (фиг. 81), так и двойными (фиг. 82).

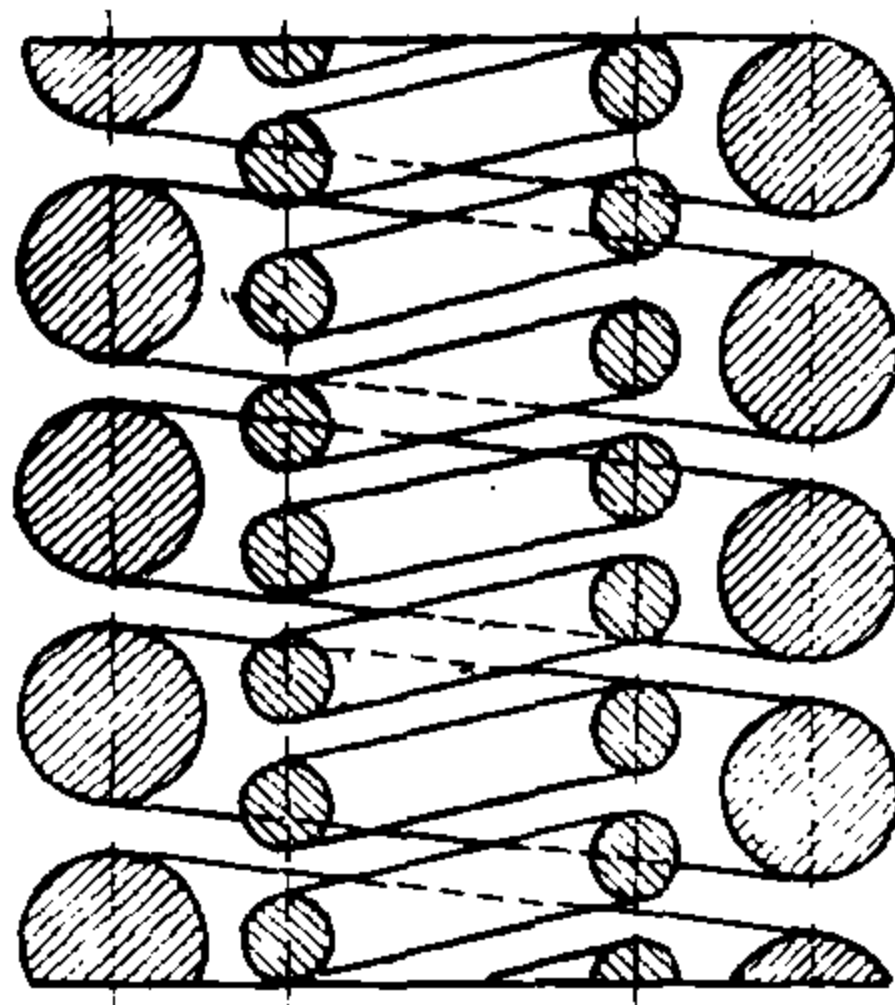
Спиральные рессоры для трамвайных вагонов изготавливаются из квадратной или чаще из круглой стали, причем навиваются они на токарном станке в нагретом состоянии. Горячая навитая пружина осаживается под прессом до требуемых размеров. Концы последних витков пружины стачиваются на наждачном точиле по плоскости, перпендикулярной к геометрической оси пружины. После этого пружина поступает в термическую обработку (закалку).



Фиг. 81.

После термической обработки пружины подвергаются испытанию. При испытании спиральные пружины сжимаются под прессом до полного соприкосновения всех витков, так что между последними не остается просвета.

При указанном сжатии пружина не должна иметь остаточных деформаций, а конечные поверхности ее должны быть перпендикулярны к оси пружины.



Фиг. 82.

## 55. Расчет спиральных рессор

Спиральные рессоры рассчитываются на скручивание, так как напряжения в витках от изгиба получаются незначительные.

При расчете спиральных рессор, испытывающих динамическую нагрузку, напряжение следует принимать не выше  $65 \text{ кг/мм}^2$ .

Правильно рассчитанная и приготовленная пружина должна допускать возможность полной осадки витков до отказа и работать без остаточных деформаций.

При поломке пружин чаще всего они дают излом у второго витка и значительно реже посередине. Поломка пружин у второго витка объясняется тем, что последние витки пружины нагреваются для оттяжки концов. При этом возникают добавочные напряжения, вызывающие поломку витков.

Ввиду того, что напряжения в витке завитой спиральной пружины получаются неодинаковыми, а именно: напряжение у волокон по внутреннему диаметру значительно выше, чем у волокон с противоположной стороны, на внутренней стороне витков получаются трещины. Поэтому спиральные пружины из круглой стали диаметром более 40 мм не делаются.

Принимаем следующие обозначения:

- $n$  — число витков;
- $r$  — радиус витка в см;
- $d$  — диаметр проволоки для пружины в см;
- $K_d$  — допускаемое напряжение на скручивание;
- $G$  — модуль скольжения  $850\,000 \text{ кг/см}^2$ ;
- $P$  — нагрузка на пружину в кг.

Зависимость между нагрузкой и напряжением в витках пружины выражается следующим уравнением (фиг. 83):

$$P_r = \frac{\pi d^3}{16} K_d. \quad (78)$$

Прогиб пружины от нагрузки будет:

$$f = \frac{64 \cdot P \cdot n \cdot r^3}{G d^4} \quad (79)$$

Зависимость между прогибом пружины и возникающим напряжением в ней определяется при подстановке в уравнение (79) из уравнения (78)

$$f = \frac{4 \pi \cdot n r^3 K_d}{G d} \quad (80)$$

При наличии двухрядной пружины (фиг. 82) необходимо, чтобы напряжение в витках и высота каждой пружины были одинаковыми.

Если это условие не будет соблюдено, то возможно перенапряжение в витках перегруженной пружины, имеющей большую высоту.

Для определения нагрузки, приходящейся на каждую пружину при двухрядной рессоре, предположим, что нагрузка  $P$  распределяется так, что  $P_1$  приходится на наружную пружину и  $P_2$  — на внутреннюю.

Тогда из уравнения (78)

$$K_{d_1} = \frac{16 P_1 r_1}{\pi d_1^3} \quad \text{и} \quad K_{d_2} = \frac{16 P_2 r_2}{\pi d_2^3},$$

где  $K_{d_1}$  — допускаемое напряжение в наружной пружине;  
 $K_{d_2}$  — " " " во внутренней пружине;  
 $r_1$  — радиус витка наружной пружины,  
 $r_2$  — " " " внутренней пружины;  
 $d_1$  — диаметр проволоки наружной пружины;  
 $d_2$  — " " " внутренней пружины.

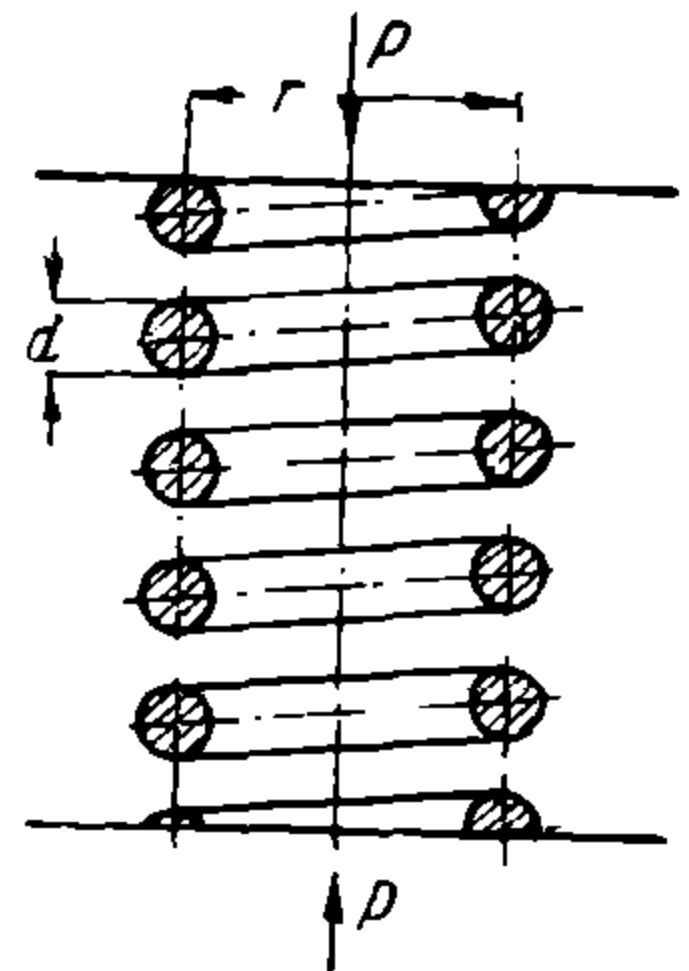
Так как  $K d_1$  должно равняться  $K d_2$ , имеем:

$$\frac{16 P_1 r_1}{\pi d_1^3} = \frac{16 P_2 r_2}{\pi d_2^3} \quad \text{или} \quad \frac{P_1}{P_2} = \frac{r_2 d_1^3}{r_1 d_2^3}. \quad (81)$$

Решая уравнение (81) и принимая во внимание, что  $P = P_1 + P_2$ , получим:

$$P_1 = \frac{P d_1^3 r_2}{d_1^3 r_2 + d_2^3 r_1}; \quad (82)$$

$$P_2 = \frac{P d_2^3 r_1}{d_1^3 r_2 + d_2^3 r_1}. \quad (83)$$



Фиг. 83.

НБ  
УДУНТ  
(ДНТ)

**Пример.** Рассчитать двойные надбуксовые спиральные рессоры при следующих данных:

Тара 4-осного вагона  $T = 14\,000$  кг; вес колесной пары 450 кг; вес одной буксы 50 кг; вес диска клещевого тормоза 40 кг; диаметр проволоки наружной пружины  $d_1 = 2,5$  см и внутренней  $d_2 = 1,4$  см; число витков наружной пружины  $n_1 = 3$  и внутренней —  $n_2 = 5,75$ ; радиус витка наружной пружины  $r_1 = 4,85$  см и внутренней  $r_2 = 2,65$  см.

Подсчитаем нагрузку на одну буксу под тарой

$$Q_1 = \frac{14\,000 - (4 \cdot 450 + 8 \cdot 50 + 4 \cdot 40)}{8} = 1\,450 \text{ кг.}$$

Определим прогиб наружной пружины под грузом в 1 000 кг:

$$f_1 = \frac{64 \cdot 3 \cdot 4,85^3 \cdot 1\,000}{2,5^4 \cdot 825\,000} = 0,68 \text{ см.}$$

Прогиб внутренней пружины будет

$$f_2 = \frac{64 \cdot 5,75 \cdot 2,65^3 \cdot 1\,000}{1,4^4 \cdot 825\,000} = 2,16 \text{ см.}$$

При прогибе  $f_2 = 0,68$  будем иметь нагрузку на внутреннюю пружину

$$P = \frac{1000 \cdot 0,68}{2,16} = 315 \text{ кг.}$$

Таким образом при нагрузке на наружную пружину в 1 000 кг внутренняя пружина нагружена 315 кг, т. е. 24% от общей нагрузки в 1 315 кг.

Нагрузка, приходящаяся на буксу в 1 450 кг, распределяется так: на наружную пружину действует груз  $P_1 = 1\,100$  кг и на внутреннюю  $P_2 = 350$  кг.

Определим напряжение в наружной пружине на 1 000 кг груза.

$$K_{d_1} = \frac{16P \cdot r_1}{\pi \cdot d_1^3}; \quad K_d = \frac{16 \cdot 1000 \cdot 4,85}{\pi \cdot 2,5^3} = 1\,580 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение малой пружины на 1 000 кг груза будет:

$$K_{d_2} = \frac{16 \cdot 1000 \cdot 2,65}{\pi \cdot 1,4^3} = 4\,900 \text{ кг/см}^2.$$

Под тарой при  $P_1 = 1\,100$  кг напряжение наружной пружины будет:

$$K_{d_1} = \frac{1\,580 \cdot 1\,100}{1\,000} = 1\,740 \text{ кг.}$$

Напряжение внутренней пружины при грузе в 350 кг будет:

$$K_{d_2} = \frac{4\,900 \cdot 350}{1\,000} = 1\,720 \text{ кг.}$$

Подсчитаем условия работы пружины при нагрузке вагона пассажирами. Принимая 100 чел. пассажиров в вагоне, имеем нагрузку:

$$100 \cdot 70 = 7\,000 \text{ кг,}$$

что составляет на одну буксу

$$\frac{7\,000}{8} = 875 \text{ кг.}$$

Общая нагрузка на буксу будет:

$$Q_2 = 1\,450 + 875 = 2\,325 \text{ кг.}$$

При нагрузке на буксу в 2 325 кг наружная пружина будет испытывать:

$$P_1 = Q_2 \cdot 0,76 = 1\,780 \text{ кг.}$$

Прогиб наружной пружины будет:

$$f_1 = 0,68 \cdot 1,78 = 1,21 \text{ см.}$$

Напряжение наружной пружины будет:

$$K_{d_1} = 1\,580 \cdot 1,78 = 2\,820 \text{ кг/см}^2,$$

т. е. не выше допускаемого предела ( $K_d = 3\,500 \text{ кг}$ ).

Соответственно для внутренней пружины будем иметь:

$$P_2 = 2\,325 \cdot 0,24 = 560 \text{ кг,}$$

$$f_2 = 2,16 \cdot 0,560 = 1,21 \text{ см,}$$

$$K_{d_2} = 4\,900 \cdot 0,560 = 2\,740 \text{ кг/см}^2,$$

т. е. менее 3 500 кг/см<sup>2</sup>.

Из проведенных на практике наблюдений установлены пределы соотношения между диаметром прутковой стали  $d$ , диаметром спирали  $D$  и фабричной высотой  $H$ .

Для того чтобы пружина работала удовлетворительно, нужно иметь следующие соотношения:

$$\frac{D}{d} = 6 \div 8 \text{ и не более } 8; \quad (84)$$

$$\frac{H}{D} \geq 2. \quad (85)$$

## 56. Рессорное подвешивание

Рессорное подвешивание на трамвайных вагонах осуществляется различными способами.

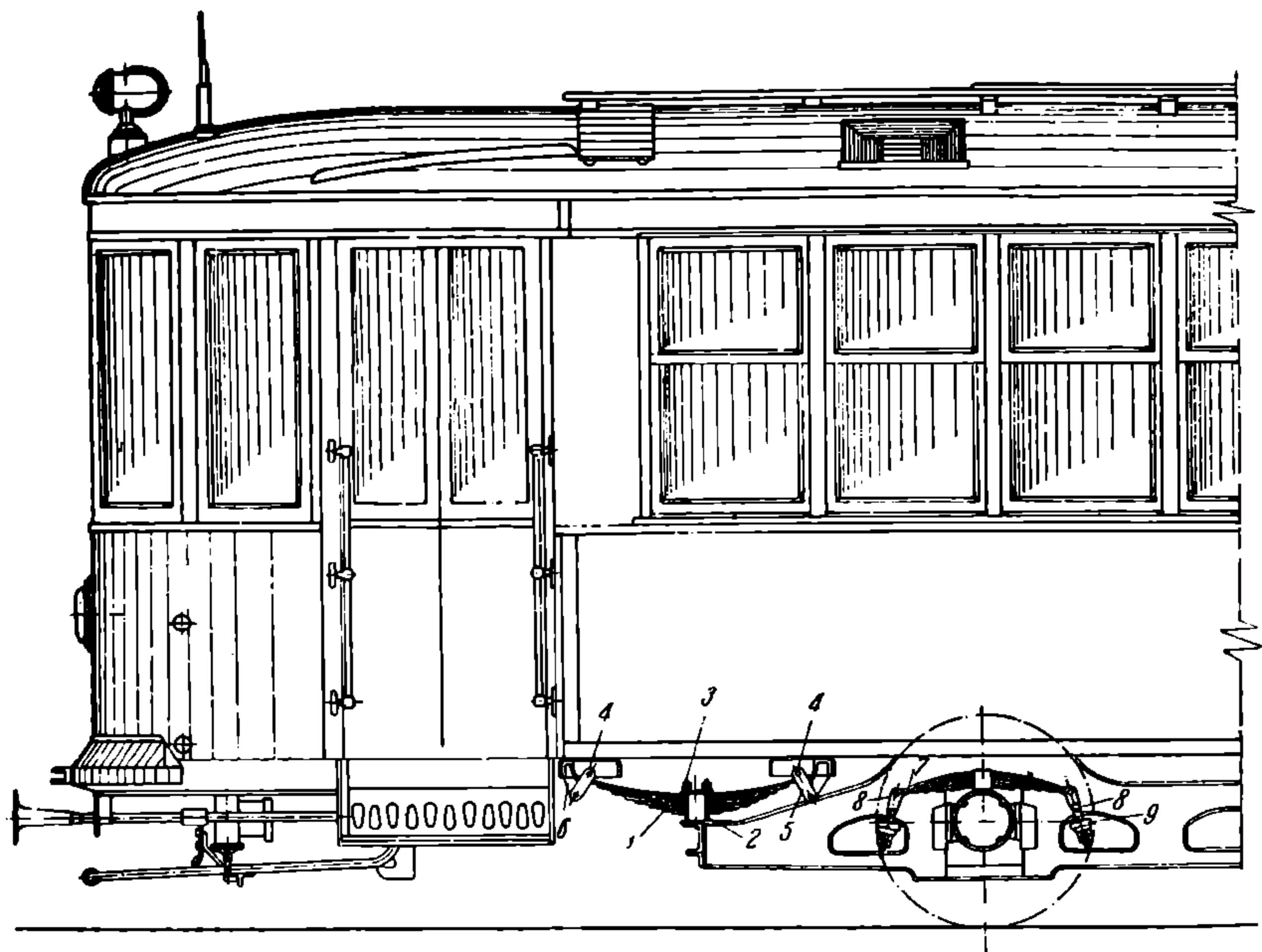
Рессорное подвешивание к кузову на моторных вагонах с тележками выполняется при помощи листовых или эллиптических рессор. Спиральные рессоры для этой цели применяются редко.

Распространенным типом рессорного подвешивания к кузову является подвешивание, показанное на фиг. 84. На раму тележки опирается листовая рессора 1, которая хомутом 2 и болтами 3 закреплена на тележке.

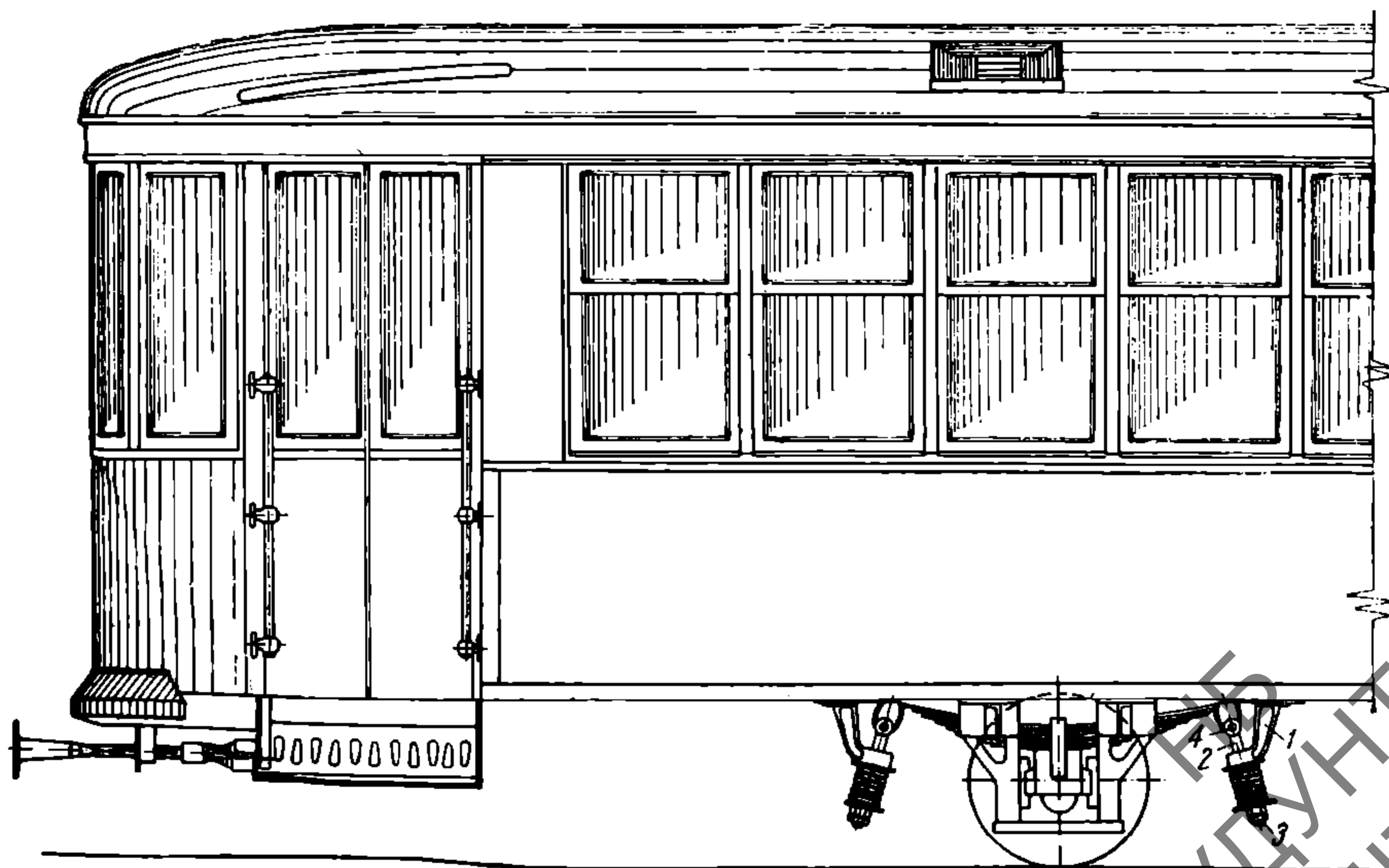
В ушки рессор входят валики, соединяющие рессору с серьгой 5 в точках 4. Серьги 5 подвешены к кронштейнам 6, прикрепленным к раме кузова.

На прицепных двухосных вагонах рессорное подвешивание к кузову выполняется, как указано на фиг. 85. К раме кузова укрепляются крон-



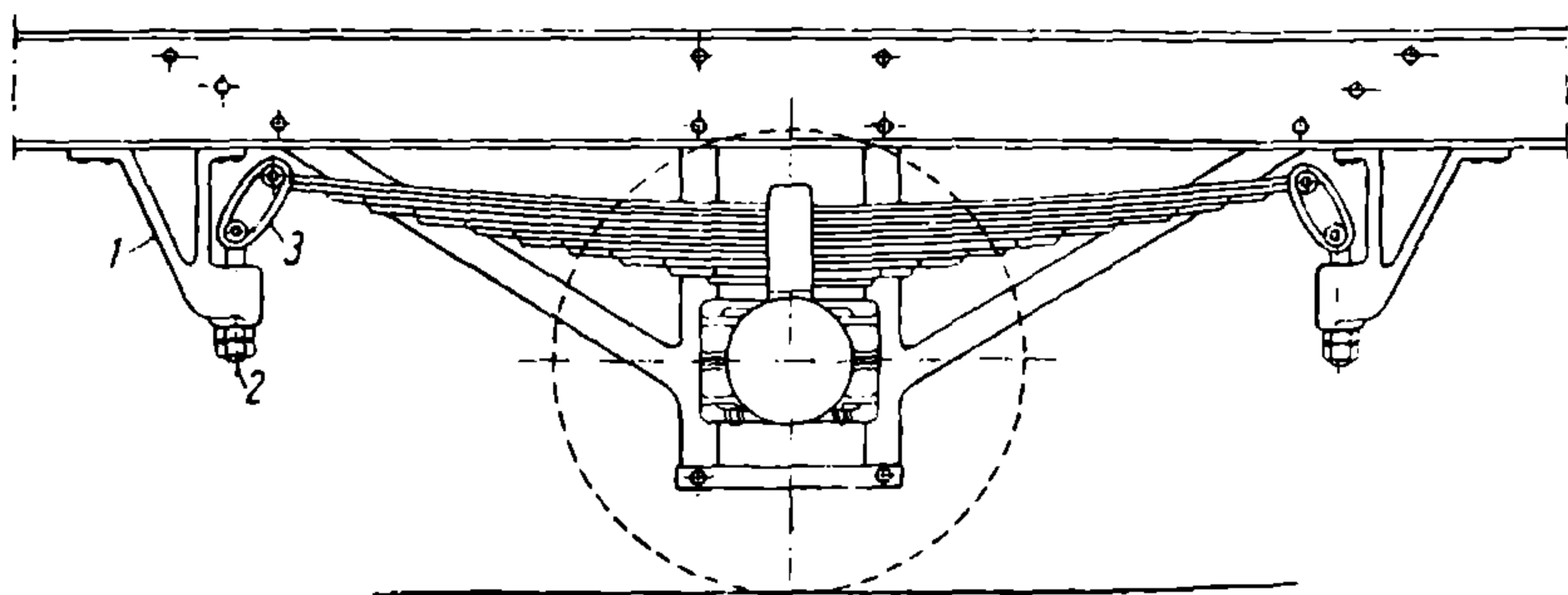


Фиг. 84.



Фиг. 85.

штейны 1, через отверстия в которых проходят шпинтоны 2, оканчивающиеся на одном конце нарезкой 3, а на другом — вилкой 4.

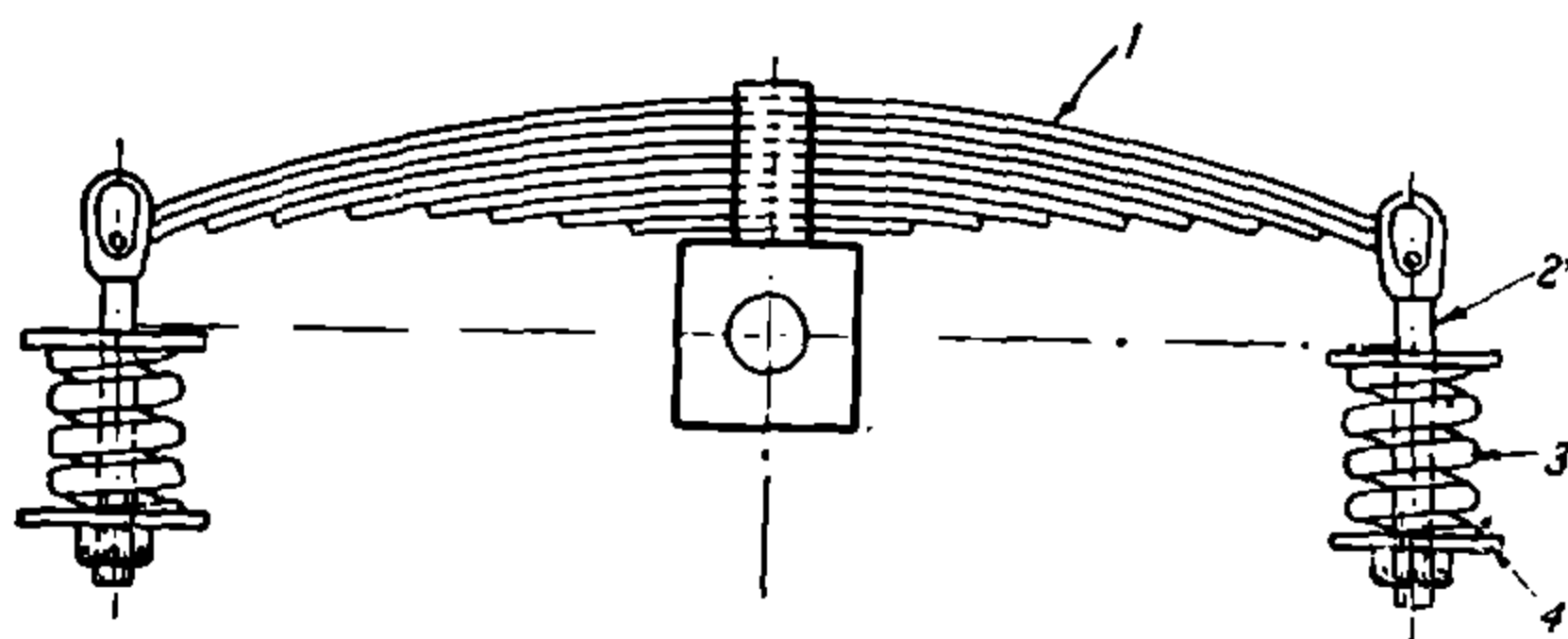


Фиг. 86.

Вилка 4 входит в серьгу, противоположный конец которой соединяется с ушком листовой рессоры.

Таким образом кузов имеет двойное подвешивание по отношению к оси, благодаря чему получается достаточная гибкость.

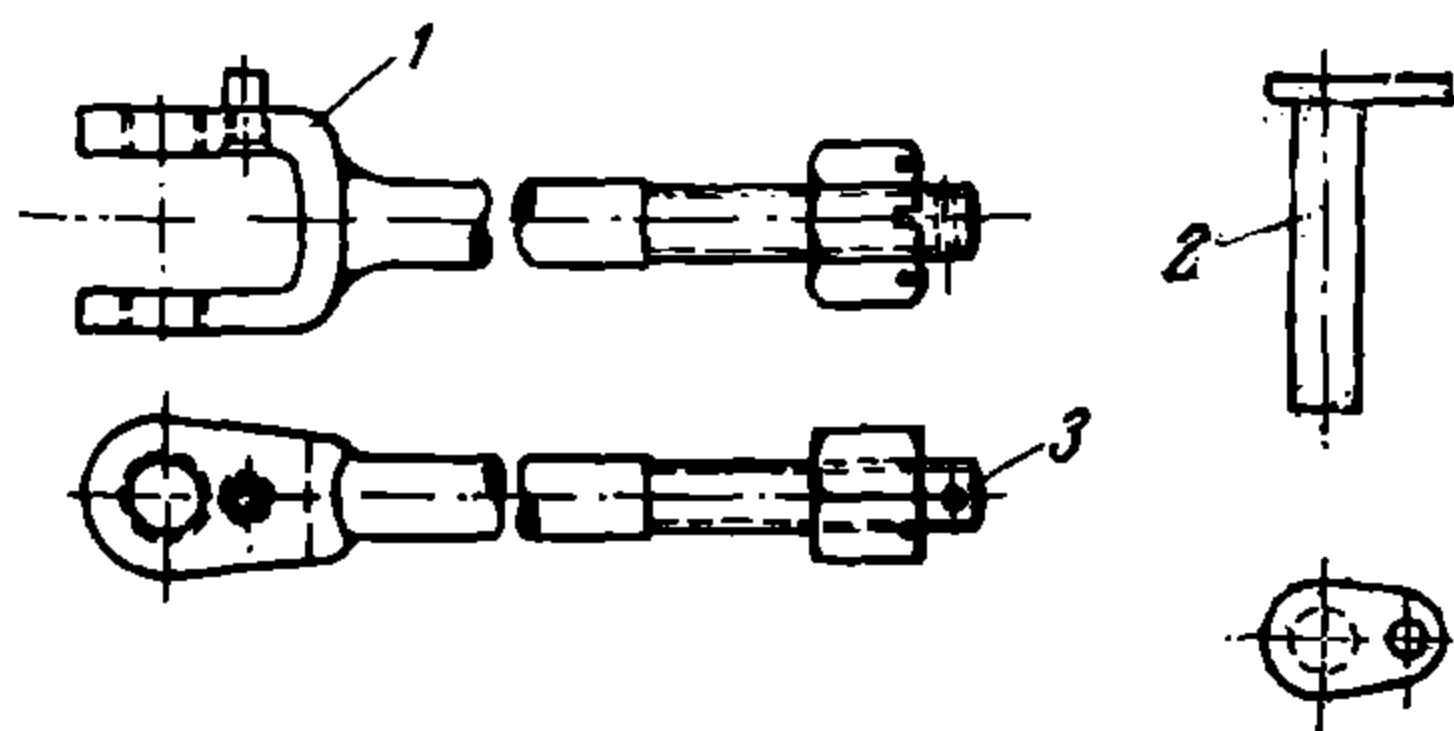
Менее эластичное подвешивание показано на фиг. 86. Данное подвешивание является одинарным. Рессорный кронштейн 1 укреплен к раме кузова, шпинтон 2 соединен с серьгой 3, а последняя с ушком листовой рессоры.



Фиг. 87.

Рессорное подвешивание на тележках выполняется посредством всех видов рессор: листовых, эллиптических и спиральных.

Тележки с жесткой базой имеют подвешивание, показанное на фиг. 84. Листовая надбуксовая рессора 7 соединяется со шпинтонами 8, проходящими через отверстия в кронштейнах 9 на тележке.



Фиг. 88.

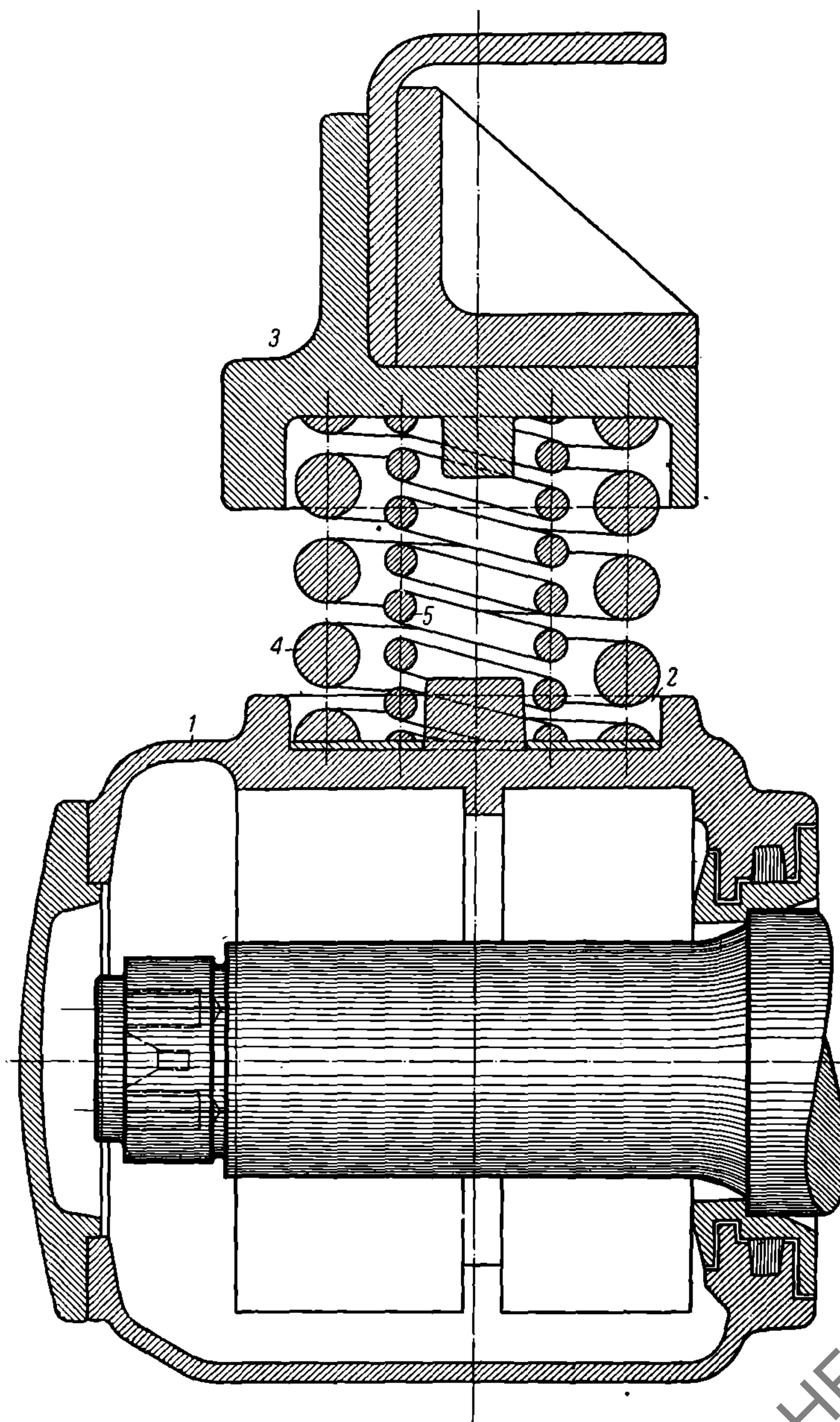
Подвеска надбуксовых рессор на беккеровских тележках показана на фиг. 87. Листовая рессора 1 соединяется со шпинтонами 2, проходящими через специальные чашки на раме тележки.

Шпинтоны имеют спиральные пружины 3, опирающиеся на шайбы 4.

Рессорный шпинтон (фиг. 88), железный или стальной; имеет вилку 1, в которую входит ушко рессоры с валиком 2. Валик 2 и конец 3 шпинтона шплинтуются.

Менее распространенным подвешиванием на тележке является тип, указанный на фиг. 89. На буксе 1 имеется чашка 2, на которую опираются две пружины 4 и 5. Противоположные концы этих пружин упираются в чашку 3 на раме тележки.

Данное рессорное подвешивание менее надежно по сравнению с листовыми рессорами, поэтому широкого распространения не имеет.



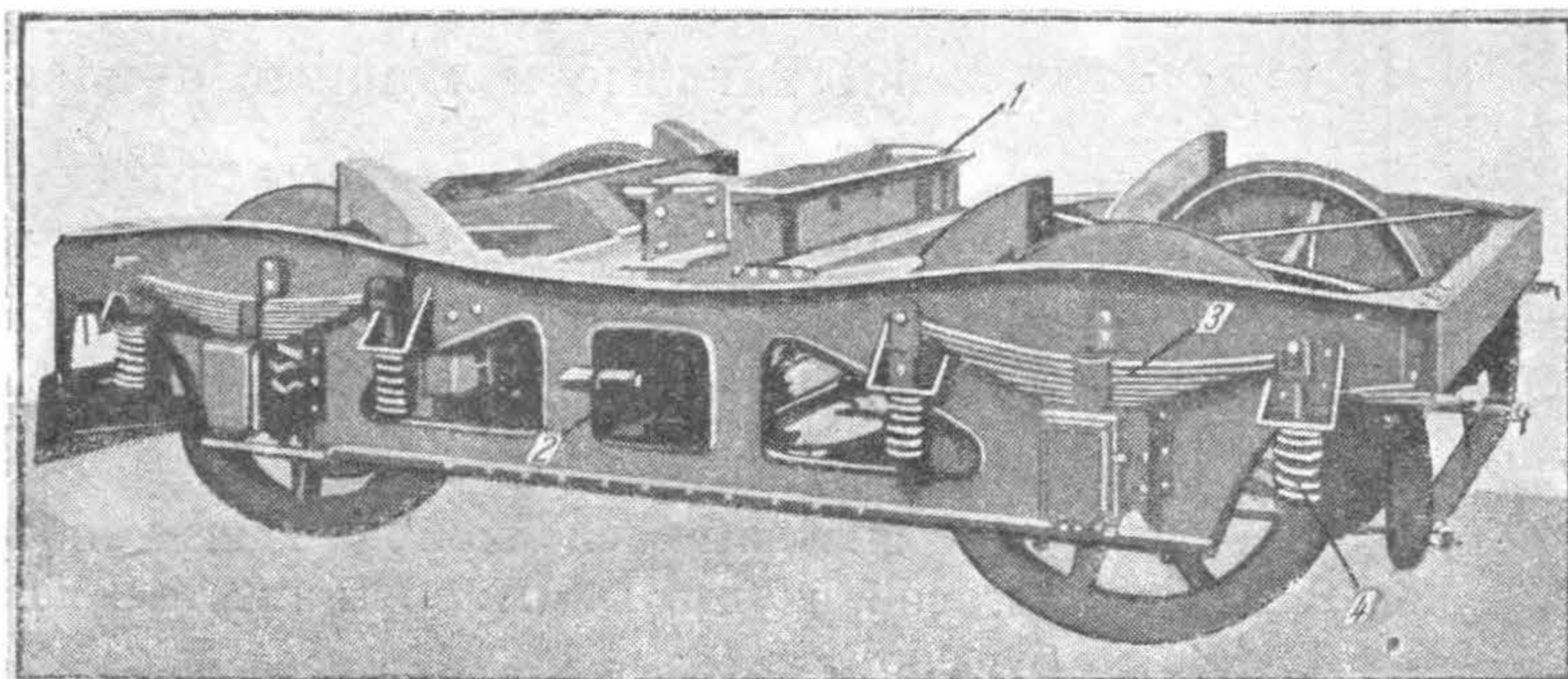
Фиг. 89.

Подвешивание к кузову четырехосных вагонов обычно выполняется при помощи эллиптических рессор (фиг. 90). Кузов опирается на шкворневую



балку 1, а последняя — на эллиптическую рессору 2. Листовая надбуксовая рессора 3 имеет шпинтоны с спиральными пружинами 4.

Данный тип представляет тройное подвешивание, которое дает достаточно мягкий ход вагону.



Фиг. 90.

### 57. Уход за рессорами и их повреждения

Рессоры на вагонах осматриваются периодически. При осмотре рессор необходимо обращать внимание на положение рессорных хомутов, на целостность листов и рессорных ушков, на правильность положения листов разной длины, на правильность стрелы прогиба, на цельность витков спиральных рессор и их нормальное положение, на целостность шпинтонов, подвесных рессор, на одинаковость прогиба рессор для удержания кузова в вертикальном положении. Для предупреждения ослабления рессорных листов хомуты рессор опробываются ударами ручником. При обнаружении ослабшего хомута рессора снимается, и хомут пересаживается вновь. При просадке листовых или эллиптических рессор последние разбираются, листы отпускаются и выгибаются по шаблону до фабричной стрелы прогиба, после чего собираются вновь и испытываются под прессом.

При просадке рессор допускается разница в высоте посадки кузова на одной колесной паре не более 2,0 мм и на разных колесных парах не более 5,0 мм. При просадке надбуксовых рессор иногда практикуется постановка чугунных подкладок между рессорным хомутом и рессорным гнездом на буксе.

Постановка указанных подкладок не гарантирует нормальной работы просевшей рессоры, поэтому способ такой регулировки рессорного подвешивания нельзя рекомендовать.

Просевшие спиральные рессоры можно ремонтировать путем отпуска стали и растягивания витков до требуемой высоты пружины с последующей закалкой и испытанием под прессом.

К неисправностям рессорного подвешивания относятся:

1. Осадка витков спиральной рессоры.
2. Трещины или поломка витков.
3. Перекос спиральных пружин.
4. Трещина или поломка листа рессоры.

НБ  
УДУНТ  
(ДПТ)



5. Ослабление или сдвиг рессорного хомута.
6. Сдвиг листов рессоры.
7. Поломка рессорных ушков.
8. Просадка листовой или эллиптической рессоры.

## 58. Тяговые и ударные приборы

Тяговые и ударные приборы служат для передачи тягового усилия от моторного вагона к прицепному и для восприятия ударов, передаваемых от одного вагона к другому при замедлении хода, при торможении и при наезде вагона на вагон.

Трамвайный сцепной механизм объединяет тяговой и ударный приборы вместе и называется буфером.

Распространенным типом трамвайного буфера, имеющего преимущественное применение в СССР, является прибор, приведенный на фиг. 91.

Буфер состоит из буферного стержня 1 переменного сечения с утолщением к головке и с более тонким сечением к хвостовику. Головка буфера 2 имеет тарелку 3 и вырез 4, куда вставляется сцепная планка 5. В верхней части буферной головки имеется отверстие 6 для сцепного штыря 7. Штырь, для предупреждения от самопроизвольного выскакивания из буфера на ходу поезда, имеет трубку 8, в виде железной скобы, вращающейся в точке 9.

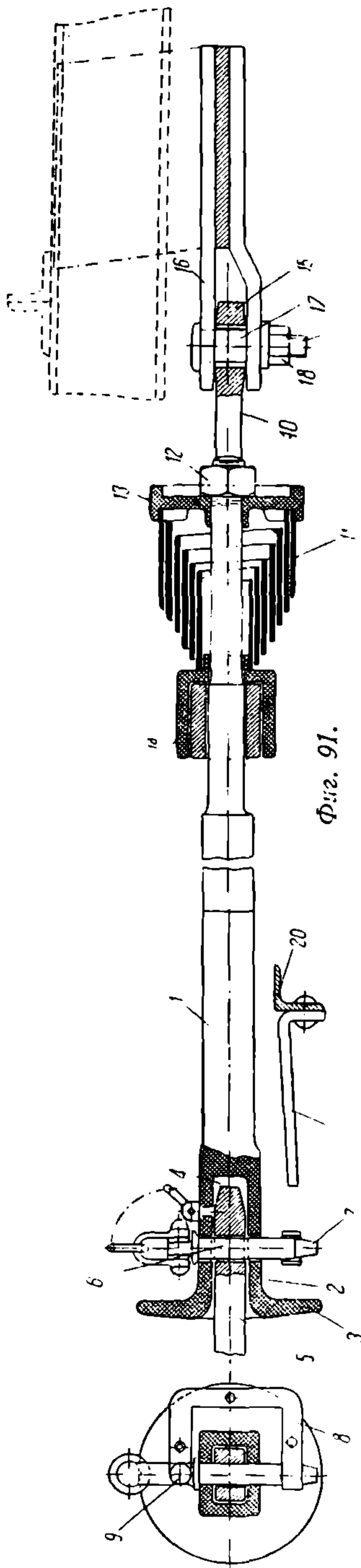
Противоположный конец буферного стержня входит в хомут 10, в который вставлена коническая спиральная пружина 11. На хвостовике буферного стержня имеется нарезка, на которую навинчивается гайка 12, упирающаяся в шайбу 13.

Передняя часть хомута имеет утолщение 14, в котором находится сменная втулка квадратного сечения, предохраняющая буферный стержень от истирания и от вывертывания буфера.

Противоположный конец хомута снабжен ушком 15, входящим в буферное гнездо 16, прикрепленное к средним продольным подплощадочным балкам рамы кузова.

В ушко хомута вставляется валик 17, имеющий гайку 18 и шплинт 19.

Для удержания свободного, не сцепленного буфера в определенном положении к лобовому угольнику площадочной рамы прикрепляется подбуферная скоба 20, а к последней — язык 21



Фиг. 91.



с отверстием, куда вставляется штырь, удерживающий буфер неподвижным в горизонтальной плоскости.

Буферная головка и хомут изготавливаются стальными коваными или литыми с последующей термической обработкой. Буферный стержень изготавливается из стали марки СТ-2 или СТ-3.

Ко всякому сцепному прибору (буферу) предъявляются следующие требования:

а) предохранять вагоны от быстрого расстройства их частей вследствие частых толчков и ударов;

б) воспринимать и поглощать удары;

в) иметь небольшой вес и быть доступным для осмотра и ремонта;

г) требовать минимум ухода при значительной механической прочности;

д) не представлять опасности при сцепке вагонов.

Описанный буфер удовлетворяет не всем перечисленным требованиям, а именно: он представляет опасность для сцепщика при сцепке и расцепке. Кроме того процесс сцепки при этом буфере затруднителен.

Наличие сцепной планки в буфере требует постоянного хранения на вагоне запасных планок, что составляет также недостаток указанного буфера.

Основным недостатком описанного буфера является разработка отверстий для штыря в головке буфера и в сцепной планке, вследствие чего происходят толчки при трогании вагонов с места.

На фиг. 92 показан буфер „рукопожатием“, применяемый на берлинском трамвае. Этот буфер состоит из двух головок 1, прикрепленных к буферным стержням 2. Головки имеют сбоку ручки 3, чтобы можно было брать сцепление рукой. На концах головок имеются отверстия 4, в которые может вставляться конический штырь 5.

Для предупреждения выскакивания штыря и избежания саморасцепки на него надевается струбцина 6, которая вместе с коническим стержнем (штырем) подвешена на цепочке к головке сцепления.

Сцепление вагонов при этом буфере производится следующим образом. Один вагон подходит к другому на расстояние 1—2 см (между сцеплениями). После остановки вагона сцепщик берет головки за ручки 3 и устанавливает их так, чтобы отверстия 4 и 4 совпадали. После этого вставляются конические штыри 5 и надевается струбцина 6.

Сцепление вагонов при этом буфере производится следующим образом.

Один вагон подходит к другому на расстояние 1—2 см (между сцеплениями). После остановки вагона сцепщик берет головки за ручки 3 и устанавливает их так, чтобы отверстия 4 и 4 совпадали. После этого вставляются конические штыри 5 и надевается струбцина 6.

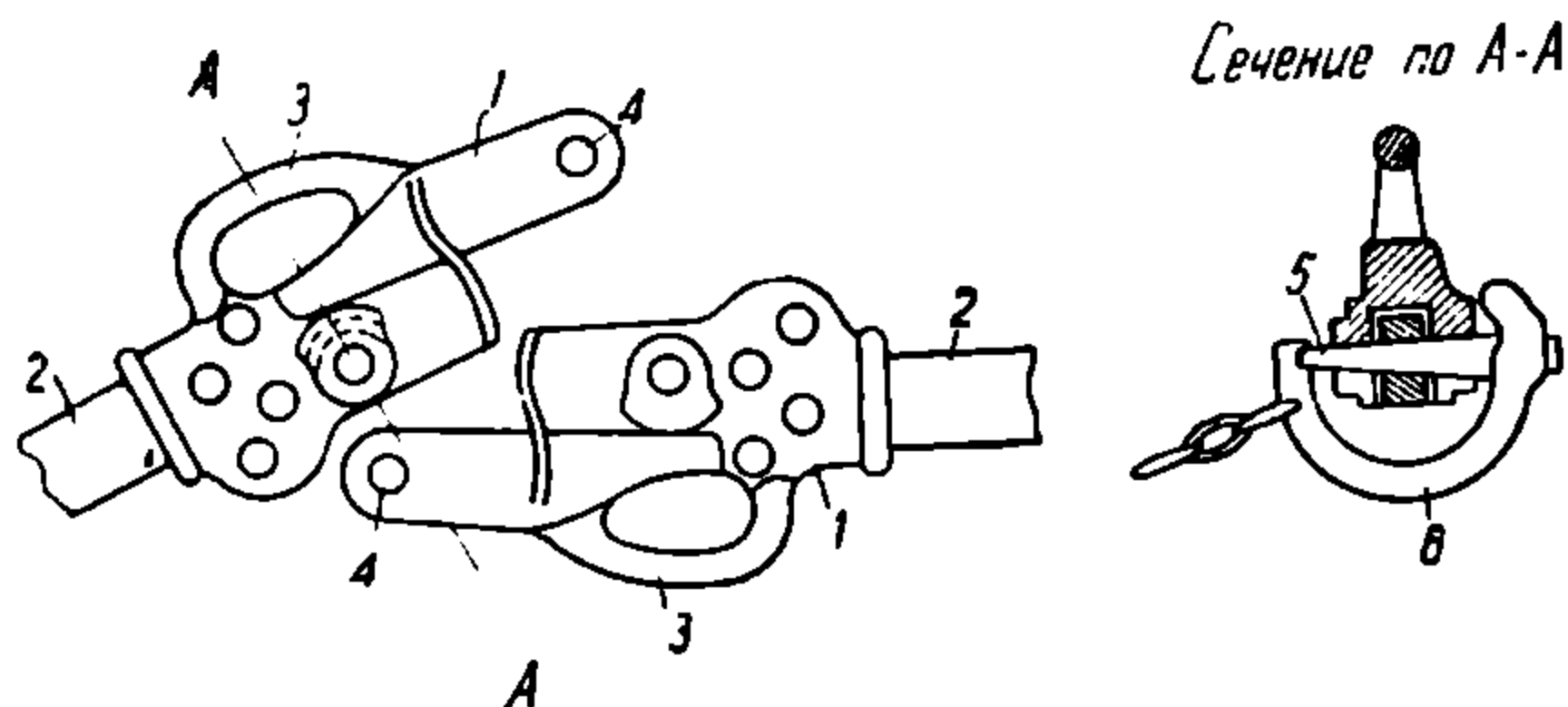
К преимуществам такой сцепки относятся:

а) быстрота сцепки;

б) отсутствие сцепной планки;

в) уменьшение опасности при сцепке (последняя производится с неподвижными вагонами).

В Америке практикуется автоматическая сцепка (фиг. 93), состоящая из двух головок 1, 1, на концах которых находятся схватки 2, 2, имеющие ось вращения в точке 3. Схватки 2 при нажатии одного буфера на другой заходят одна в другую. При повороте схваток 2 около оси 3 штыри 4,



Фиг. 92.

удерживаемые противоположными концами схваток, освобождаются и падают в вырез, сделанный внизу, отчего концы 5 схваток 2 упираются в штыри.

Сцепка вагонов производится следующим образом: вагон медленно подходит к другому; при этом головки сцепных приборов входят одна в другую. Схватки 2 при нажатии головок заходят друг за друга. Штырь 4, освободившись от собачки, которая удерживает его в поднятом состоянии,

падает вниз и запирает схватки 2. Таким образом вагоны оказываются сцепленными.

Для расцепки этого сцепления нужно нажать на штырь 4 снизу. После того как штырь поднимется, надо освободить схватки, которые сейчас же отходят друг от друга, и вагоны окажутся расцепленными.

В буферах старого типа плоские спиральные пружины после сжатия выпрямляются, отдавая всю воспринятую ими работу в виде толчка,

который неблагоприятно влияет на вагоны и беспокоит пассажиров.

Это влияние буферных пружин еще более сказывается при больших скоростях, тяжелом подвижном составе и частых остановках. Вместе с тем буфер со спиральными пружинами достаточной жесткости получается довольно громоздким и тяжелым, излишне увеличивая тару вагона.

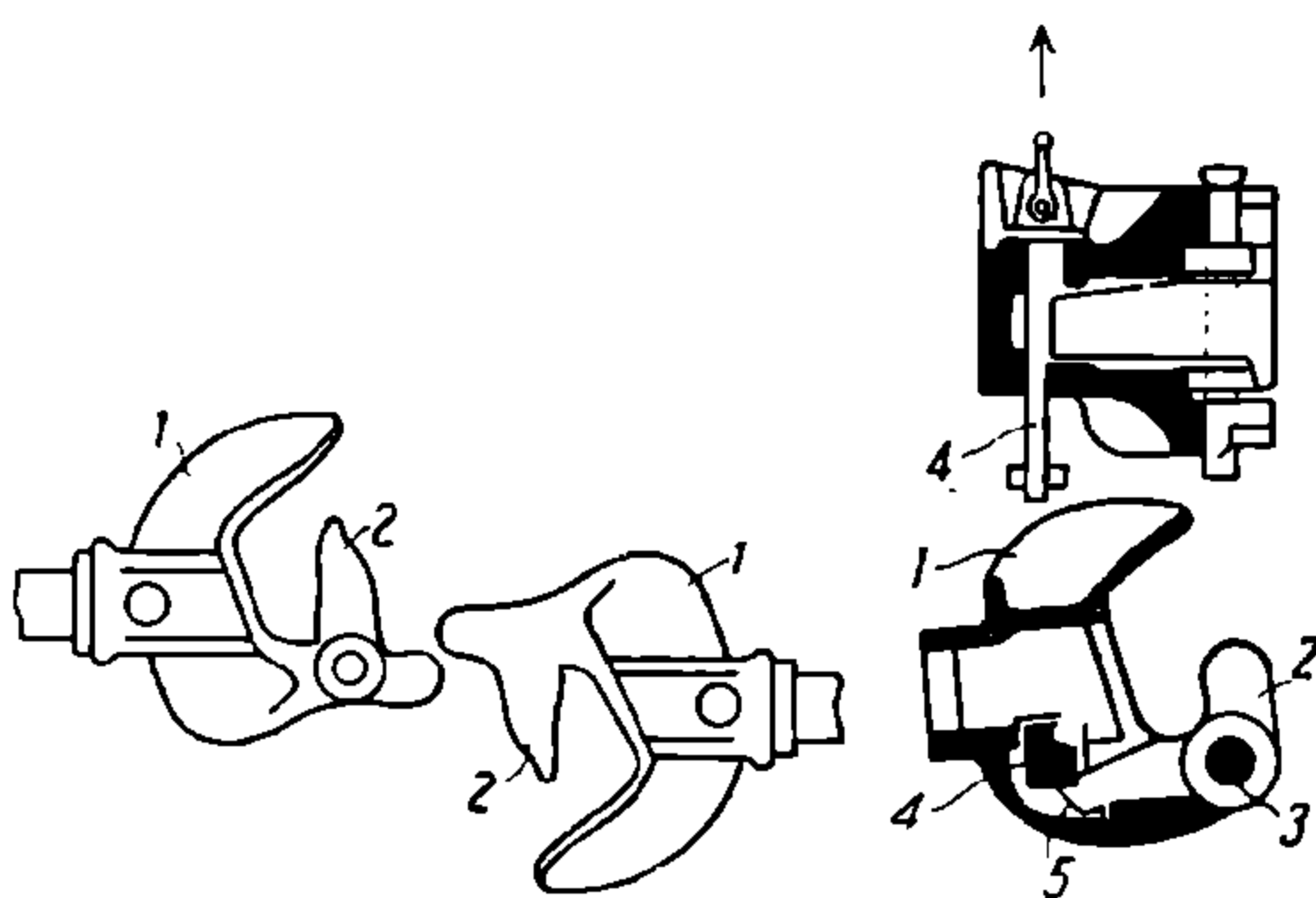
Применительно к современным требованиям эксплуатации трамвайных поездов в настоящее время разработан новый тип буфера — фрикционный, принцип которого заключается в следующем.

Буферный стержень (фигура 94) снабжен двумя рядами стальных колец 1 и 2, входящими одно в другое, между которыми при сжатии буфера создается трение.

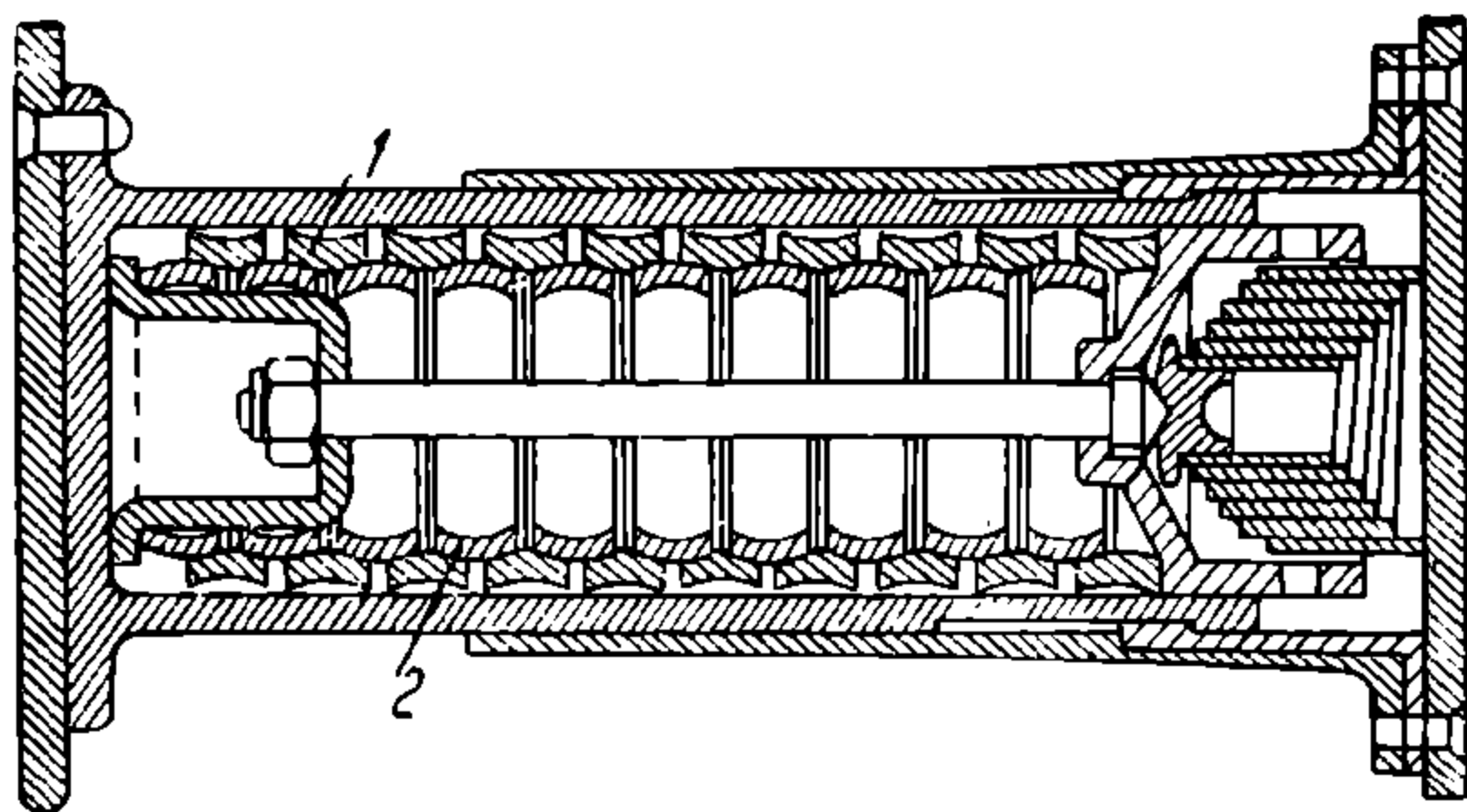
Внутренние и наружные кольца при сжатии буфера превращают часть воспринятой работы в работу трения. Так как работа представляет произведение силы на путь, то при том же пути выпрямления буфера, равном пути его сжатия, сила, возвращающая буфер благодаря потере на трение между кольцами, будет меньше воспринятого удара.

Таким образом требование о поглощении ударов буферной пружиной в фрикционном буфере разрешено в положительном смысле.

Величина поглощения силы при ударе в фрикционных буферах колеблется от 0 до 90% от воспринятой буфером нагрузки.



Фиг. 93.



Фиг. 94.

Распространенным типом фрикционного буфера в Германии являются буфера с фрикционными кольцами фирмы „Uerdingen“.

Трамвайный фрикционный буфер (фиг. 95) имеет фрикционные кольца различного сечения.

Наружные кольца 1 — сплошные из полосовой желобчатой стали. Внутренние кольца 2 — разрезные многогранного сечения переменной толщины.

Внутренние кольца делаются переменной толщины для возможности восприятия различной силы ударов.

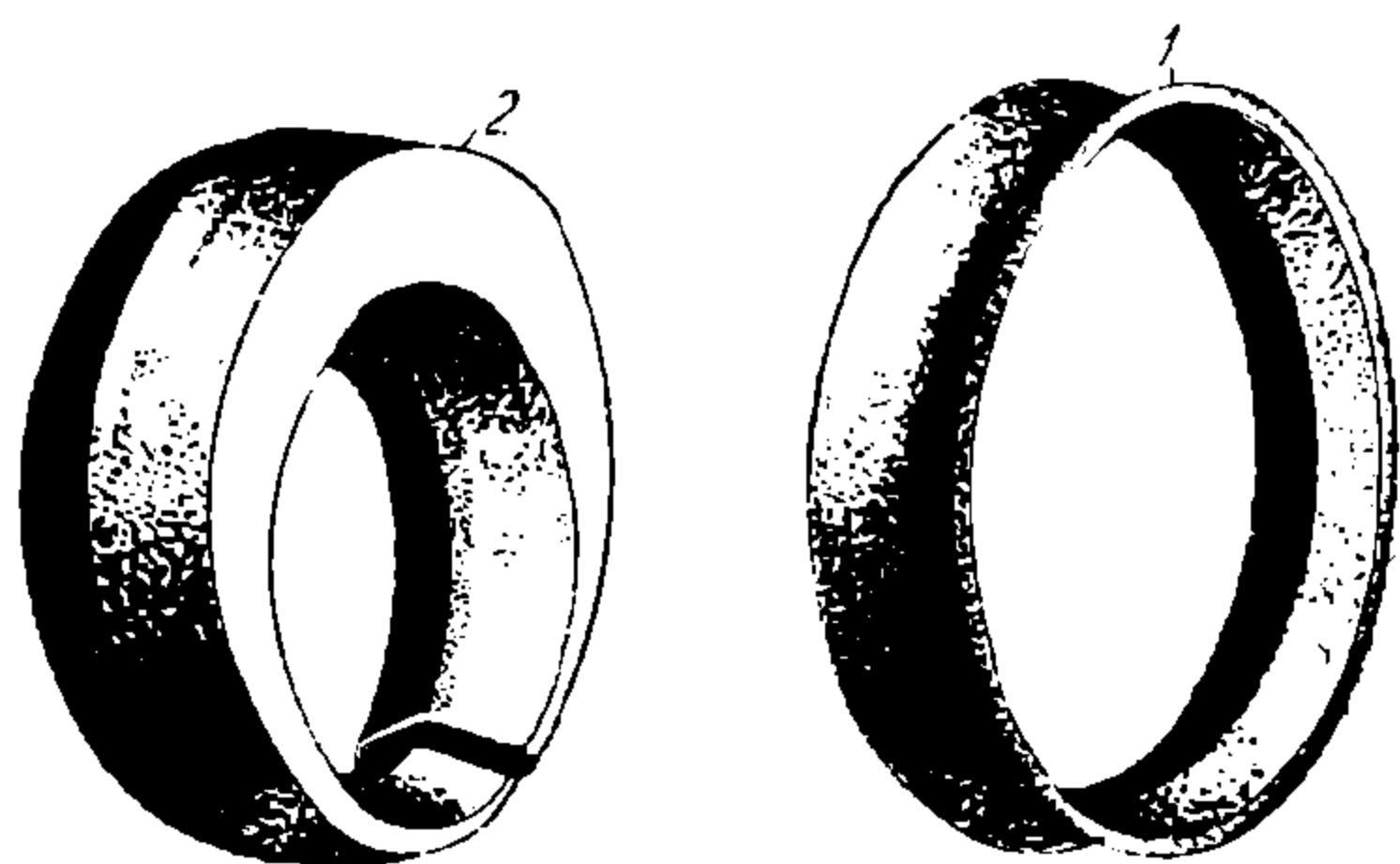
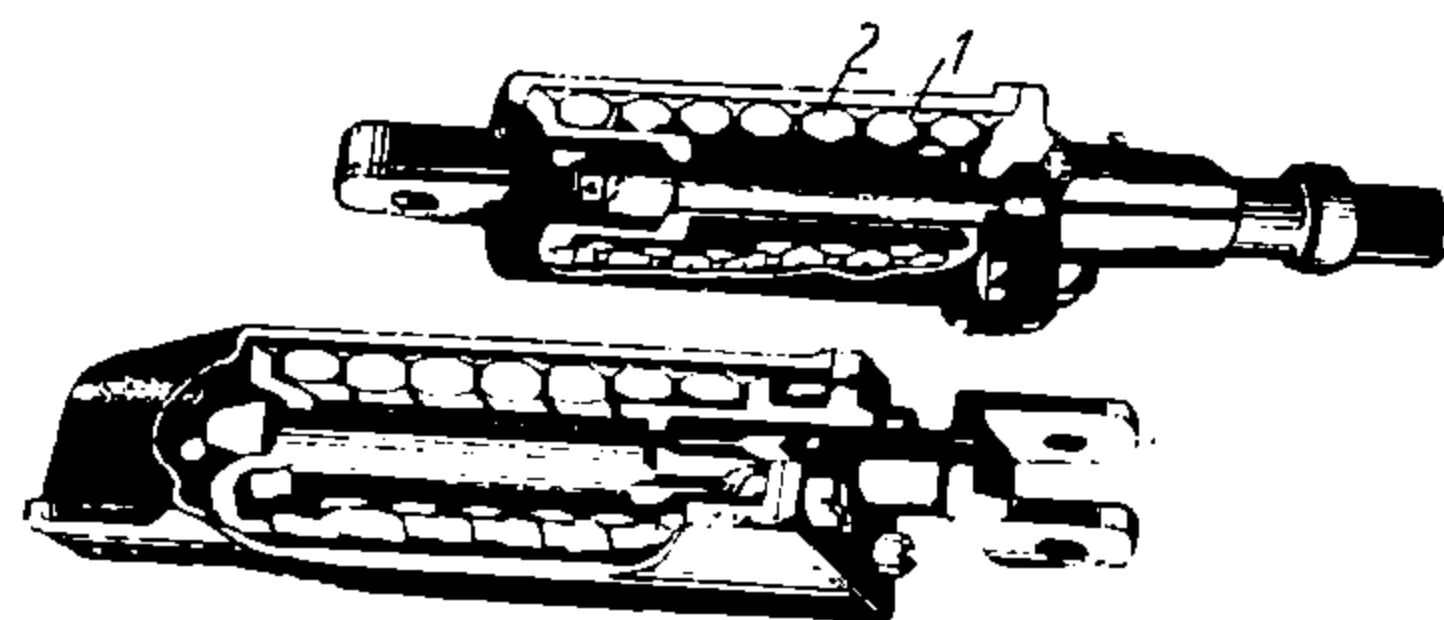
При малых ударах работают более тонкие кольца, при значительных же ударах последние поглощаются кольцами большого сечения.

При сжатии буферной пружины внутренние разрезные кольца сжимаются наружными кольцами до замыкания в месте разреза.

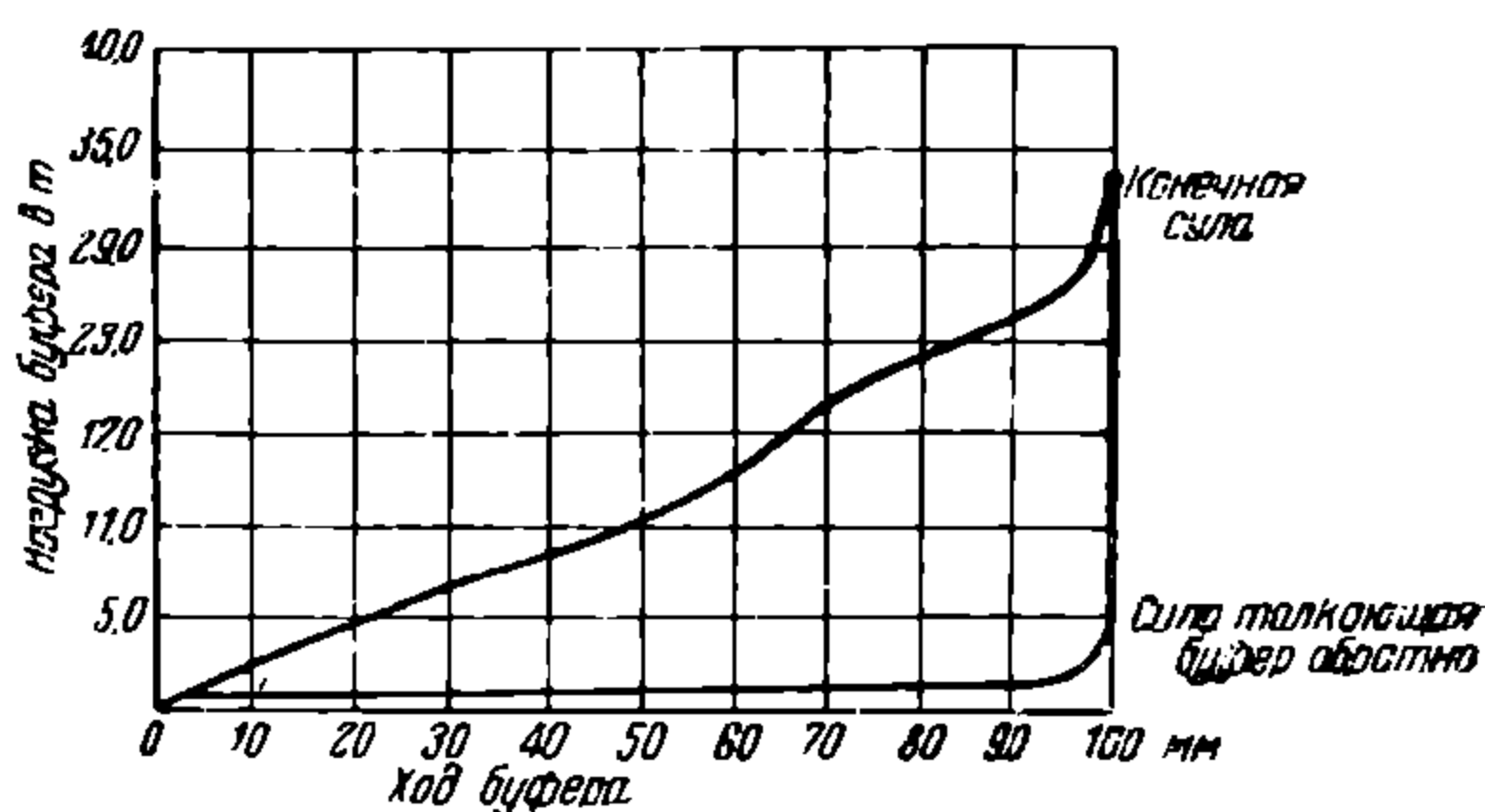
Внутренние разрезные кольца применяются в трамвайных буферах для большей чувствительности при небольших ударах. В железнодорожных буферах фрикционные кольца делаются цельными, почему чувствительность их значительно грубее.

Для сравнения работы трамвайных и железнодорожных фрикционных буферов приводим диаграммы (фиг. 96 и 97).

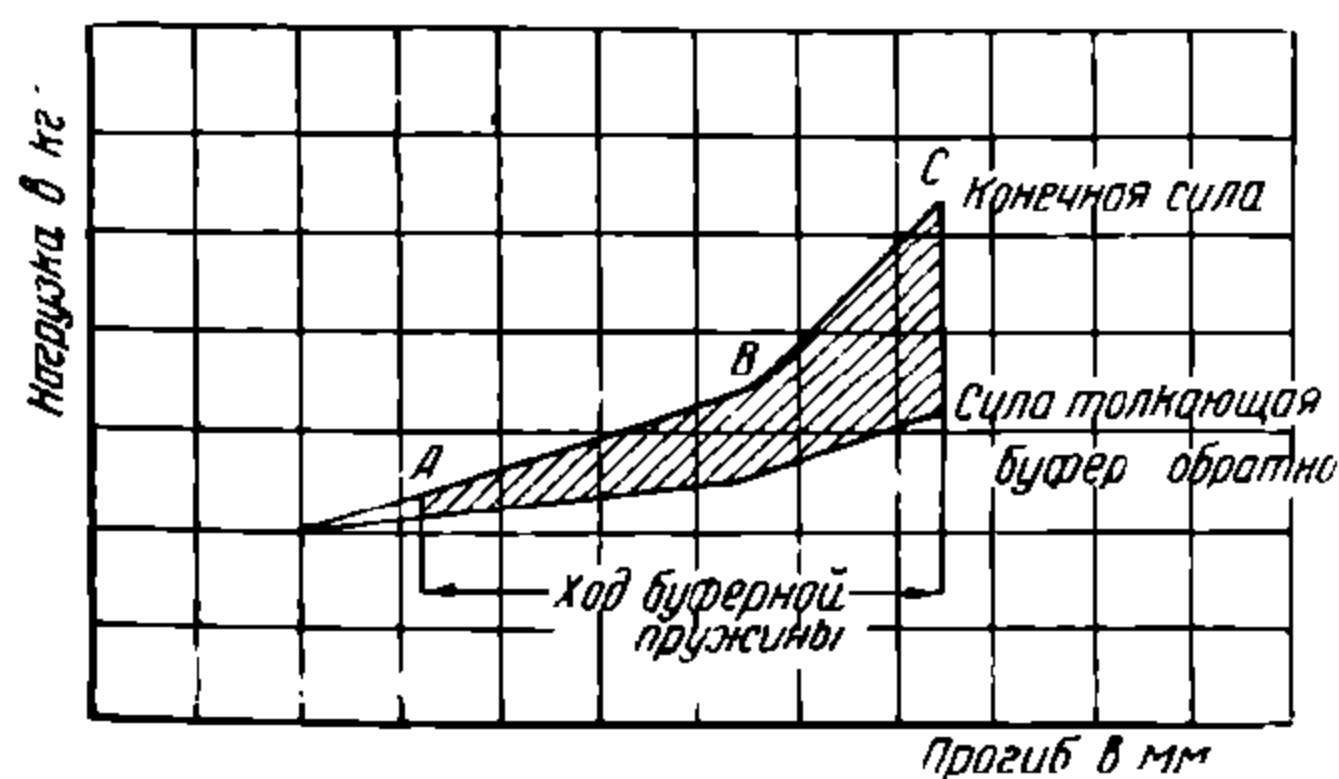
Из диаграммы фиг. 96 видно, что нагрузка железнодорожного буфера возрастает круто и прямолинейно, тогда как кривая возрастания силы трамвайной пружины (фиг. 97) вначале, на участке АВ, пологая и только после бездействия слабых внутренних разрезных колец приобретает большую крутизну (участок ВС), что соответствует большей жесткости буфера.



Фиг. 95.



Фиг. 96.



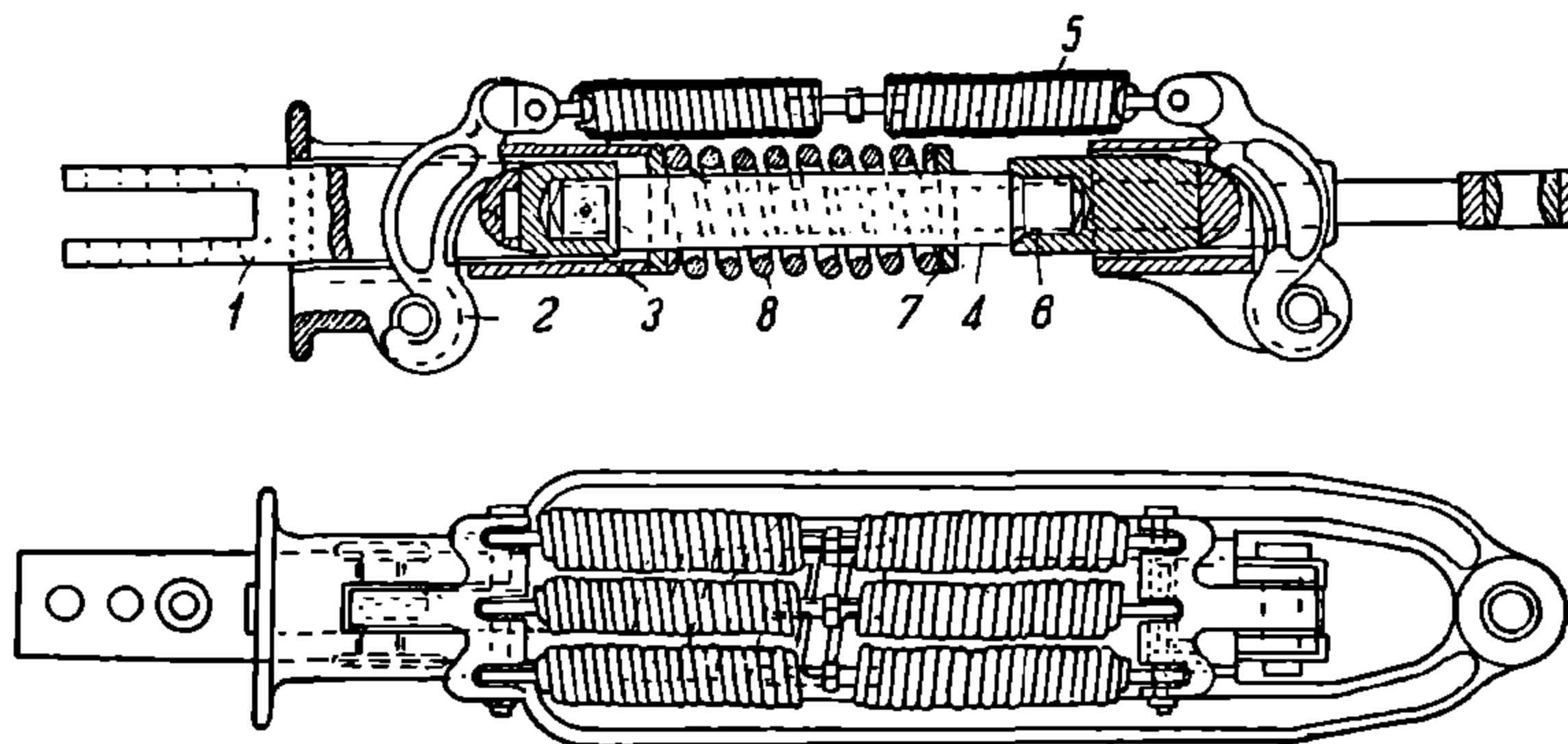
Фиг. 97.

Для надежной работы фрикционного буфера необходимо фрикционные кольца смазывать густой смазкой типа „солидол“ с примесью графита.

Кроме фрикционных буферов широкое применение в Германии на трамвае получил буфер фирмы Bergische Stahl Industrie по системе Halbacht (фиг. 98).

Буфер типа „Halbach“ не принадлежит к фрикционным буферам, однако благодаря наличию спиральных вспомогательных пружин 5 достигается плавность при трогании с места и при остановке, при резком торможении.

При трогании с места тяга буфера 1 прижимает к рычагу 2 головку 3 соединительной тяги 4 и приводит в действие вспомогательные пружины 5, которые работают до момента касания головки 6 к шайбе 7, после чего начинает сжиматься главная пружина буфера 8.



Фиг. 98.

## 59. Расчет буферного стержня

Буферный стержень подвержен действию растягивающих сил при трогании поезда с места; при торможении же поезда или при ударе буфера о буфер стержень помимо сжимающих усилий испытывает деформацию продольного изгиба.

Поэтому расчет буферного стержня необходимо вести как на растяжение, так и на сжатие с продольным изгибом.

Принимаем максимальную силу тяги  $F_{\max}$ , площадь наименьшего сечения у хвостовика  $\omega_{\min}$ . Так как трамвайный буферный прибор имеет упругую связь с кузовом вагона в обоих направлениях, т. е. и при трогании поезда с места и при набегании прицепных вагонов, то ударные нагрузки, получаемые при этих движениях, будут поглощаться буферной пружиной, и при расчете стержня на растяжение мы будем учитывать только максимальное усилие тяги моторного вагона. Тогда площадь наименьшего сечения буферного стержня определится:

$$\omega_{\min} = \frac{F_{\max}}{p} \quad (86)$$

Допускаемое напряжение  $p$  берется в пределах 800—1 000 кг/см<sup>2</sup> (для литого или сварочного железа) с временным сопротивлением до 4 000 кг/см<sup>2</sup> при четырехкратном запасе прочности.

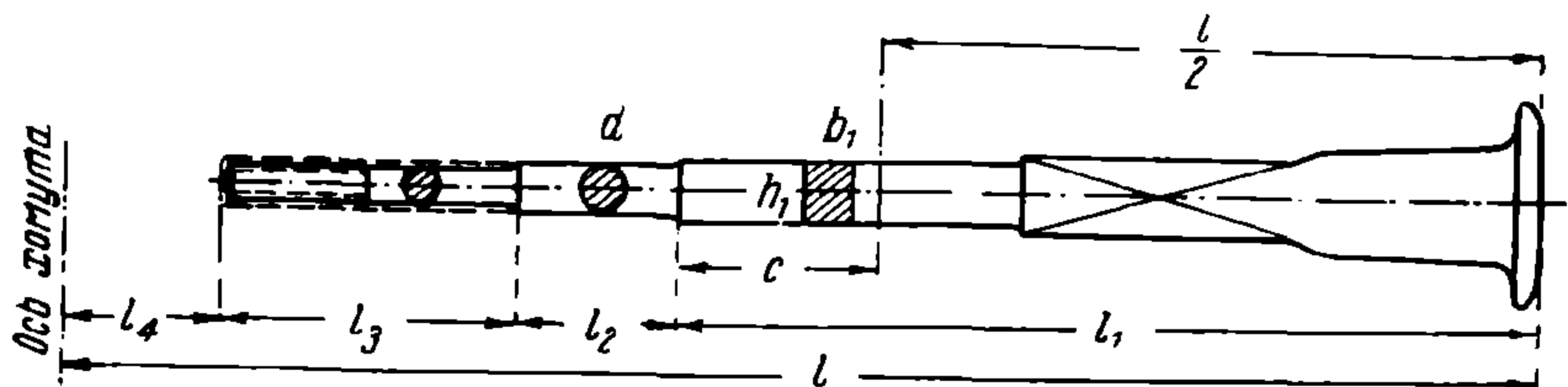
Рассчитаем буферный стержень на продольный изгиб от сжимающей силы при набегании прицепного вагона (фиг. 99).

Примем обозначения:

$\omega_1$  — площадь сечения в см<sup>2</sup> буферного стержня на длине  $l_1$ ;

$\omega_2$  — площадь сечения в см<sup>2</sup> буферного стержня на длине  $l_2$ ;

$J$  — момент инерции в сечении  $\omega_1$ ;  
 $J_1$  — момент инерции в сечении  $\omega_2$ ;  
 $r_1$  и  $r_2$  — плечи инерции;  
 $h_1$  — высота прямоугольного сечения буферного стержня;  
 $b_1$  — ширина прямоугольного сечения буферного стержня;  
 $d_1$  — диаметр круглой части буферного стержня;  
 $c$  — расстояние от середины буферного стержня до начала измененного сечения буферного стержня;  
 $d$  — длина ослабленного участка



Фиг. 99.

$\Delta l$  — изменение длины стержня в связи с разным сечением отдельных его длин;  
 $p_{кр}$  — критическое напряжение при продольном изгибе;  
 $E$  — модуль упругости;  
 $G_b$  — вес прицепных вагонов.  
 Определим моменты инерции и площади сечения стержня:

$$J = \frac{b_1 h_1^3}{12} \text{ см}^4; \quad \omega_1 = b_1 h_1 \text{ см}^2,$$

$$J_1 = \frac{\pi d_1^4}{64} \text{ см}^4; \quad \omega_2 = \frac{\pi d_1^2}{4} \text{ см}^2.$$

Для упрощения расчета принимаем на длине  $l_2$  и  $l_3$  одинаковое сечение, тогда

$$r_1 = \sqrt{\frac{J}{\omega_1}} \text{ см}; \quad (87)$$

$$r_2 = \sqrt{\frac{J_1}{\omega_2}} \text{ см}. \quad (88)$$

Учитывая влияние изменения сечения стержня, получим (см. „Сопротивление материалов“ проф. Тимошенко, стр. 549):

$$\Delta l = d \frac{J - J_1}{J_1} \cos^2 \frac{\pi c}{l} \text{ см}. \quad (89)$$

Следовательно расчетная длина стержня будет

$$l_1 = l + \Delta l \text{ см}. \quad (90)$$



Определим критическое напряжение

$$p_{кр} = E\pi^2 \left( \frac{r_1}{l^1} \right)^2 \text{ кг/см}^2. \quad (91)$$

Принимая вес прицепного двухосного вагона с пассажирами  $G_b$ , подсчитаем максимальную силу, сжимающую буферный стержень:

$$P_{\max} = M \cdot a_z; \quad P_{\max} = \frac{G_b}{g} \cdot a_z \text{ кг}, \quad (92)$$

где  $M$  — масса прицепного вагона;

$a_z$  — замедление при торможении в  $\text{м/сек}^2$ ;

$g$  — ускорение силы тяжести.

Тогда допускаемое напряжение в стержне получим:

$$p = p_1 \frac{P_{кр}}{P_{ср}}, \quad (93)$$

$$p_{\phi} = \frac{P_{\max}}{\omega_1} \text{ кг/см}^2, \quad (94)$$

где  $p_1$  — допускаемое напряжение на изгиб для железа 300—400  $\text{кг/см}^2$ ;

$p_{ср}$  — среднее напряжение принимаем 3 000—3 500  $\text{кг/см}^2$ ;

$p$  — допускаемое напряжение при продольном изгибе;

$p_{\phi}$  — фактически получаемое напряжение в стержне — должно быть в пределах 75—100  $\text{кг/см}^2$ .

При  $p_{\phi}$  выше указанных норм буферный стержень может подвергаться изгибу с остаточными деформациями. Если учесть, что в расчете не учитывается динамическая нагрузка, вызываемая от ударов при разработке дыр в сцепках и при отсутствии одновременного торможения прицепных вагонов с моторным, сечение буферного стержня должно быть таким, чтобы обеспечивать нормальную работу буфера.

Произведем примерный расчет буферного стержня моторного вагона на продольный изгиб при следующих данных.

Поезд состоит из одного моторного вагона и двух прицепных вагонов весом по 14 000  $\text{кг}$  каждый.

Замедление при торможении принимаем 1,5  $\text{м/сек}^2$ :

$$l = 210 \text{ см}; \quad h_1 = 7,0 \text{ см}; \quad b_1 = 7,5 \text{ см}; \quad c = 5,0 \text{ см}; \quad d_1 = 5,5 \text{ см}.$$

$$d = 55 \text{ см}$$

Напряжение на изгиб  $p_1 = 350 \text{ кг/см}^2$ ; среднее напряжение  $p_{ср}$  принимаем равным 3 500  $\text{кг/см}^2$ .

Определим моменты инерций и площади сечения буферного стержня:

$$J = \frac{7,5 \cdot 7,03^3}{12} = 214 \text{ см}^4; \quad \omega_1 = 7,0 \cdot 7,5 = 52,5 \text{ см}^2;$$

$$J_1 = 44,9 \text{ см}^4; \quad \omega_2 = \frac{\pi \cdot 5,5^2}{4} = 23,8 \text{ см}^2.$$

Тогда

$$r_1 = \sqrt{\frac{214}{52,5}} = 2,02 \text{ см};$$

$$r_2 = \sqrt{\frac{44,9}{23,8}} = 1,37 \text{ см}.$$

Определим влияние изменения сечения стержня:

$$\Delta l = 55 \cdot \frac{214 - 44,9}{44,9} \cdot \cos^2 \frac{3,14 \cdot 50}{210} = 109 \text{ см.}$$

Таким образом расчетная длина стержня будет

$$l' = 210 + 109 = 319 \text{ см.}$$

Критическое напряжение будет

$$p_{кр} = 2,10^7 \cdot \left( \frac{2,02}{319} \right)^2 3,14^2 = 790 \text{ кг/см}^2.$$

Определим максимальную силу, сжимающую буферный стержень:

$$P_{\max} = \frac{2 \cdot 14000 \cdot 1,5}{9,81} = 4280 \text{ кг.}$$

Тогда

$$p = 350 \cdot \frac{790}{3500} = 79 \text{ кг/см}^2;$$

$$p_{\phi} = \frac{4280}{52,5} = 82 \text{ кг/см}^2.$$

Следовательно буферный стержень может выдерживать набегание двух прицепных вагонов при указанных размерах стержня, без последствий от продольного изгиба.

## 60. Расчет буферной пружины

Для буферных пружин применяются обычно сталь марки СТ-6 прямоугольного сечения (фиг. 100).

Допускаемая нагрузка буферной пружиной определяется по формуле:

$$p = \frac{2}{9} \cdot \frac{b^2 h}{r} \cdot k_d, \quad (95)$$

где  $b$  — толщина стальной ленты пружины;

$h$  — высота стальной ленты пружины;

$r$  — радиус наибольшего витка;

$k_d$  — допускаемое напряжение на скручивание принимается 4000—4500 кг/см<sup>2</sup>.

Прогиб пружины определяется по формуле

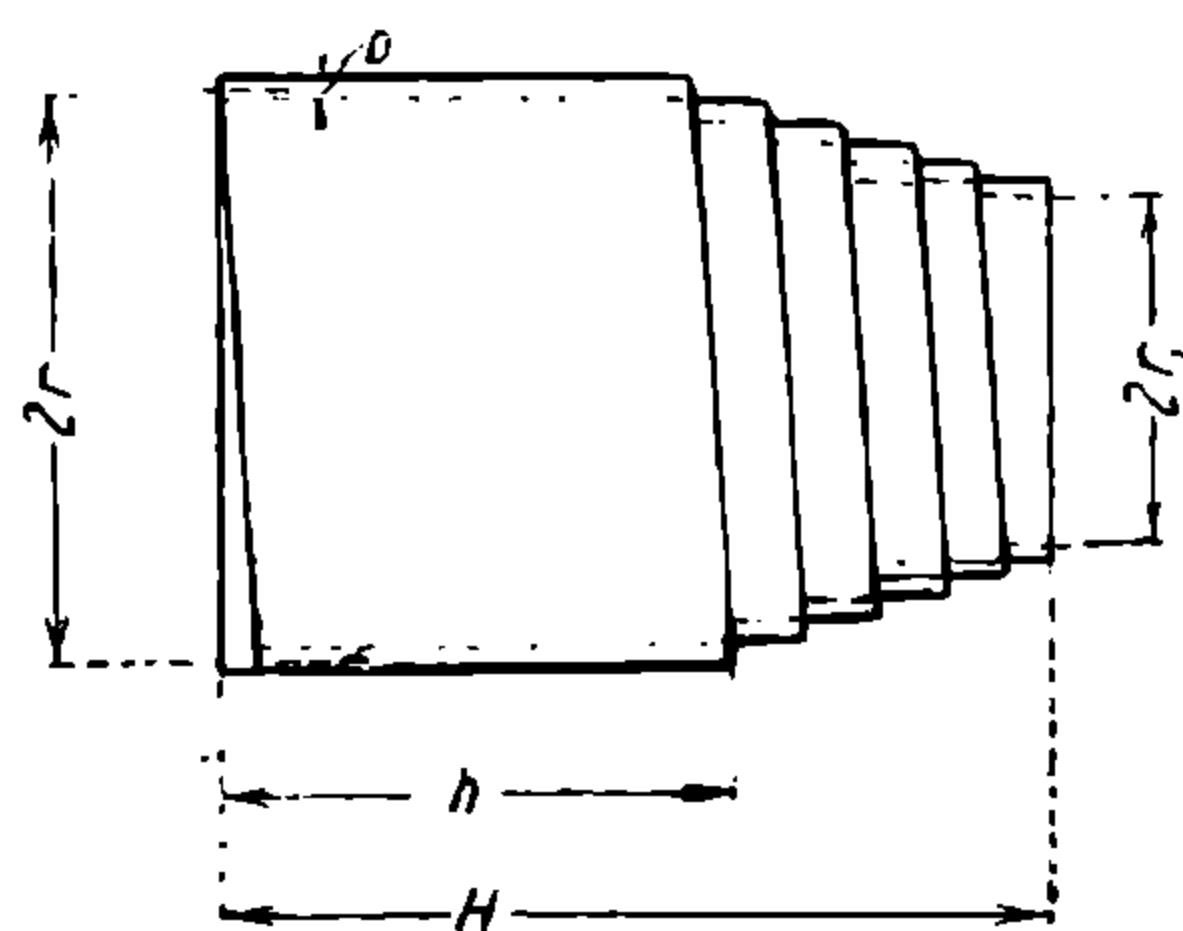
$$f = 0,4l \frac{r_1^2 + r^2}{r} \cdot \frac{b^2 + h^2}{b \cdot h^2} \cdot \frac{k_d}{G}, \quad (96)$$

где  $l$  — приблизительная длина пружины, определяемая по формуле

$$l = (r + r_1) \pi \cdot n, \quad (97)$$

где  $r_1$  — радиус наименьшего витка,

$n$  — число витков пружины.



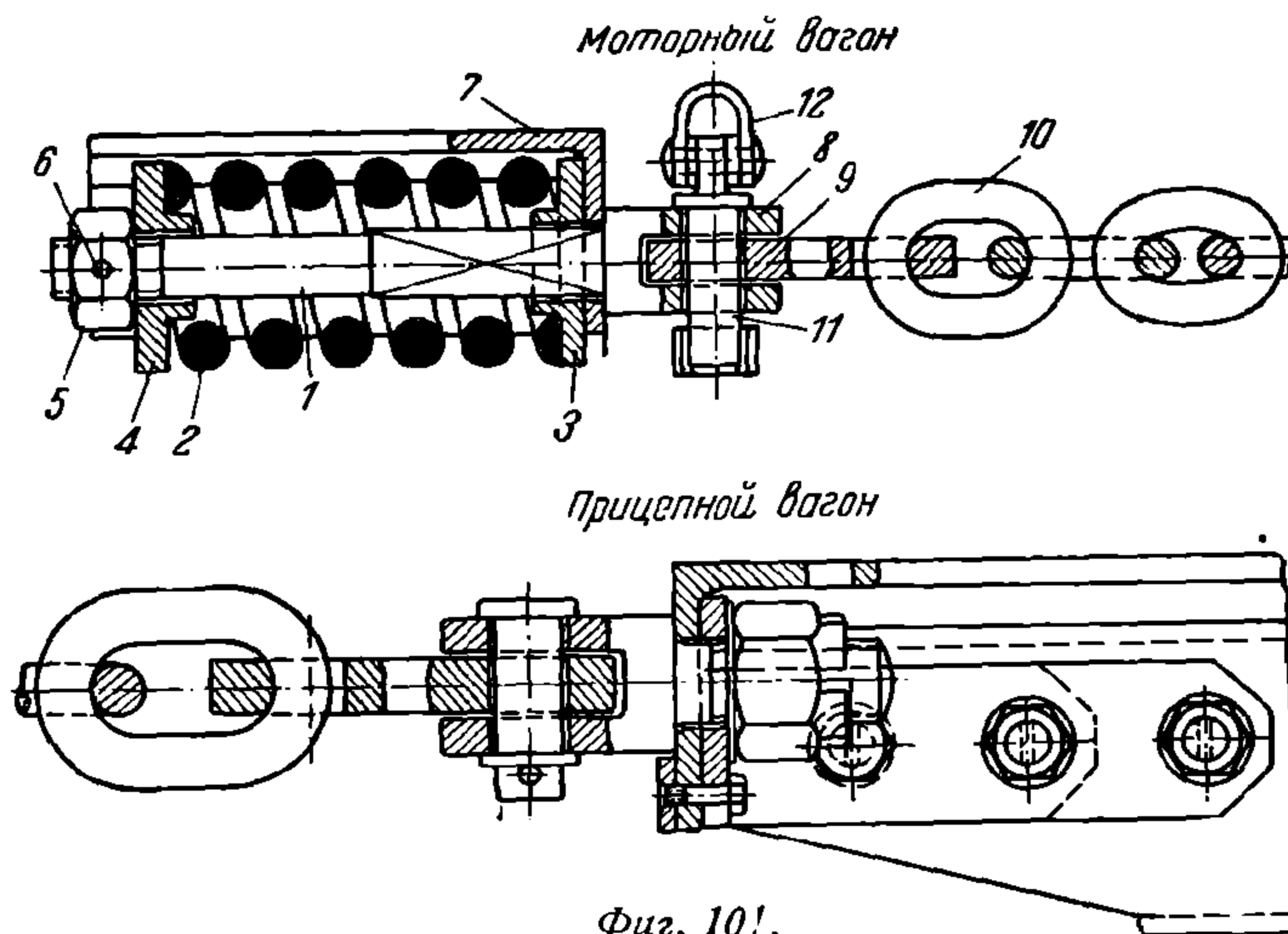
Фиг. 100.

## 61. Добавочное сцепление для трамвайных вагонов

Для предохранения поезда от разрыва при обрыве буферов при прямом действующем воздушном тормозе применяется добавочное сцепление в виде цепи с диаметром звена 25—30 мм.

Добавочное сцепление (фиг. 101) на моторном вагоне состоит из стержня 1 с пружиной 2, которая опирается на шайбы 3 и 4. Шайба 4 удерживается гайкой 5 с шплинтом 6. Стержень 1 проходит через перронный брус площадки 7. Конец стержня 1 оканчивается вилкой 8, в которую вставляется конец запасного сцепления 9 предохранительной цепи 10 со штырем 11, снабженным струбцинкой 12.

На прицепном вагоне имеется аналогичное устройство.



Цепи для добавочного сцепления должны быть калиброванными и периодически проверяться на растяжение грузом, превышающим вдвое максимальное тяговое усилие моторного вагона.

Практика московского трамвая показала недостаточную надежность работы цепи добавочного сцепления. Так как цепь добавочного сцепления должна быть соответствующей длины для свободного прохождения вагонов на кривых, цепь, провисая между буферами, зацепляется иногда за струбцину штыря буфера, открывает последнюю и вытаскивает штырь, отчего получается расцепление поезда. При таких случаях саморасцепления буферов бывает разрыв добавочного сцепления. В этом случае цепь добавочного сцепления не только не обеспечивает безопасность при разрыве, а сама является причиной саморасцепления и разрыва поезда.

## 62. Болезни буферных приборов и добавочного сцепления

Буферные приборы подвергаются довольно частым повреждениям. Характерными повреждениями буферного прибора являются:

1) искривление буферного стержня при значительных ударах буферных головок;

- 2) разрыв буферного стержня в хвостовике;
- 3) срез чеки буфера;
- 4) поломка буферного хомута и пр.

Ввиду того, что буферный прибор является весьма ответственной деталью в поезде, могущей послужить причиной катастрофы, наблюдение за буферами должно быть поручено опытным лицам, умеющим на глаз определять дефекты буферов.

Буфера с дефектами, указанными ниже, не должны допускаться к постановке на вагон или к эксплуатации на вагонах:

1. Буферный стержень, имеющий выработку хвостовика до 10<sup>0</sup>/о первоначального диаметра и выше.
2. Буферный стержень и хомут с трещинами.
3. Лопнувшая или севшая буферная пружина до 20 мм.
4. Излом или отсутствие чеки у хвостовика.
5. Буферные штыри с износом более 10<sup>0</sup>/о от первоначального диаметра.
6. Износ резьбы у хвостовика.
7. Истертые звенья цепи добавочного сцепления, если диаметр звена составляет 80<sup>0</sup>/о от первоначального размера.
8. Трещины в звеньях цепи или в ушках кронштейна добавочного сцепления.

Трещины в головке буфера, в буферном стержне и хомуте не всегда можно обнаружить невооруженным глазом. Поэтому рекомендуется при осмотре вслв устанавливаемых или собираемых буферов осматривать места трещин при помощи лупы. Чтобы быть уверенным в исправном состоянии буфера, необходимо буферные стержни испытывать, для чего каждый наваренный вновь буферный стержень или выправленный после изгиба должен подвергаться испытанию растягивающим усилием, равным двойному максимальному тяговому усилию моторного вагона.

### **63. Содержание и ремонт буферов и добавочного сцепления**

Буфера подвергаются осмотру в ночной смене. При этом проверяется закрепление хвостовика буфера и крепление буферного хомута. Осматриваются струбины со штырями. Штыри должны иметь струбины, а последние — цепочки, укрепленные на буферных головках.

Цепи добавочного сцепления и вилки должны быть исправными, не иметь истертых мест и трещин.

Цепи, имеющие износ отдельных звеньев до 20<sup>0</sup>/о от общего сечения звена, заменяются новыми. Все трущиеся части буферного прибора должны быть смазаны.

В предупредительном осмотре и ремонте буферные приборы подвергаются следующему ремонту:

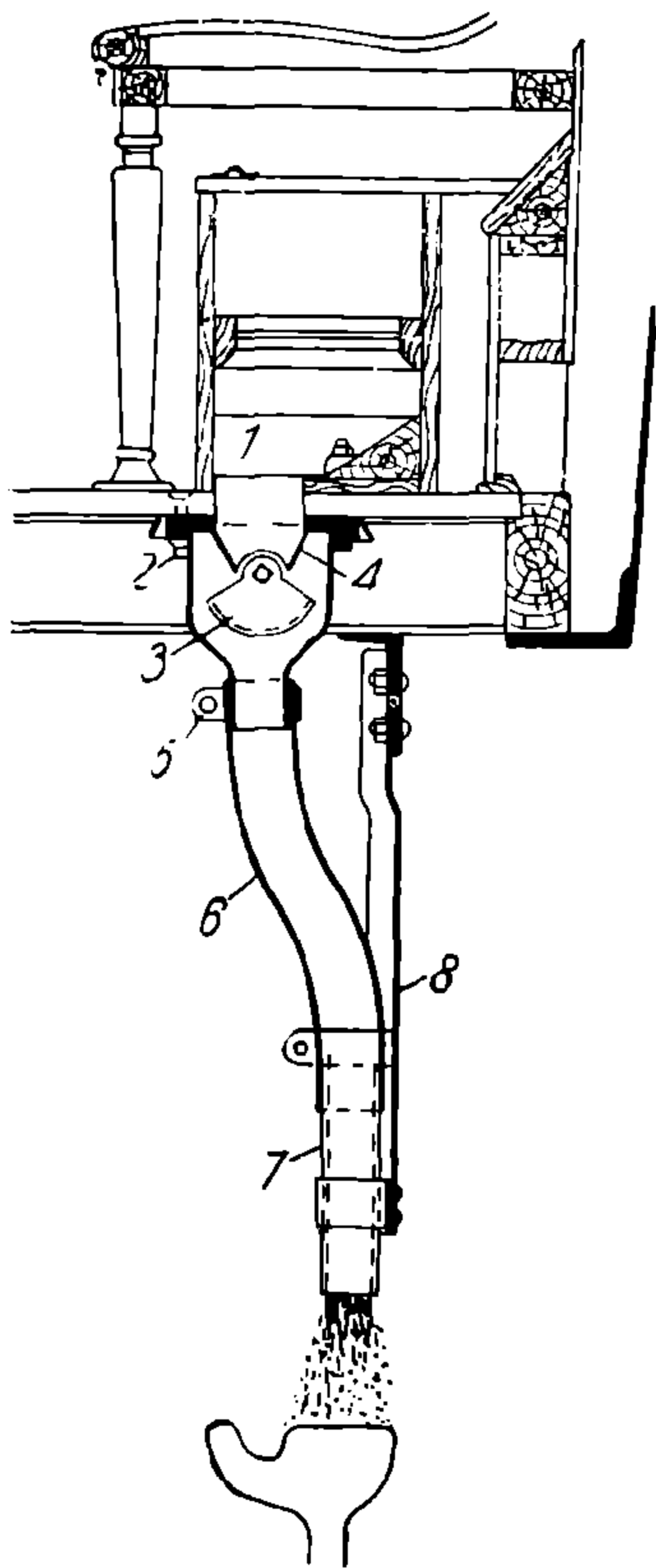
- а) Буферные стержни, имеющие изгиб, снимаются и выправляются в горячем состоянии.
- б) Буфера, имеющие трещины в стержне, должны заменяться новыми.
- в) Севшие пружины в хомуте буфера подлежат смене при просадке на 20 мм и более.
- г) Срезанная чека, закрепляющая буферный хвостовик, должна быть заменена новой.

д) Буфера с изношенными гнездами для сцепной планки в буфере заменяются новыми.

е) Осматриваются цепи добавочного сцепления, вилки, штыри, струбины. Все перечисленные части, имеющие сработку выше допускаемых норм, подлежат замене.

ж) Буферная скоба при ослаблении закрепляется. Направляющий язык на подбуферной скобе выправляется и закрепляется.

В годовом и капитальном ремонте буферный прибор снимается, разбирается, очищается от грязи и подвергается осмотру и обмеру.



Фиг. 102.

1. Подбуферные скобы укрепляются на перронном угольнике. В случае изломов в углах подбуферных скоб последние завариваются.

2. Отверстие в буферной головке должно быть по чертеж. Отклонение от чертежных размеров допускается не более 2 мм на сторону.

3. Штырь проверяется по отверстию в буфере. Так как штырь от длительной работы изнашивается, а также разрабатывает дыры в головке буфера, последние завариваются и проверяются по шаблону.

Размеры штырей должны быть восстановлены по чертежу.

4. Пружина буфера испытывается под грузом в 250 кг, причем она должна давать сжатие 9—10 мм без остаточных деформаций.

5. Буферные гнезда проверяются. Если износ между валиком и гнездом более 1,0 мм, то втулки заменяются новыми.

6. Буферный хомут, имеющий выработку в месте трения фасонной шайбы, наваривается и восстанавливается до чертежных размеров.

7. Буферный хвостовик, имеющий выработку в резьбе или трещины, подлежит замене.

8. После сборки буферный прибор подвергается испытанию растягивающей нагрузкой не менее двойного максимального тягового усилия моторного вагона.

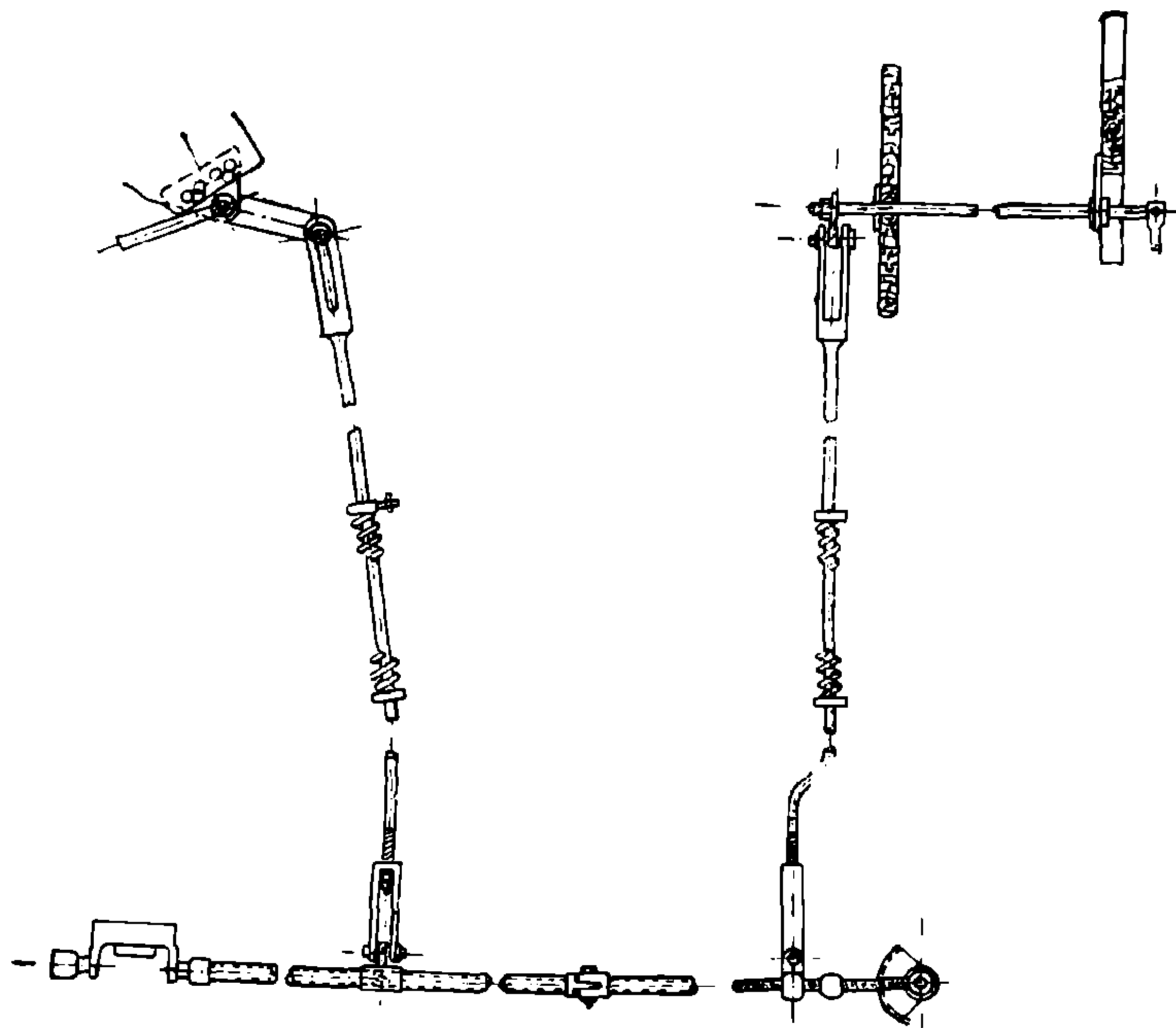
9. Цепи добавочного сцепления с вилками подвергаются осмотру. Вилки, имеющие трещины, заменяются новыми. Погнутые вилки выправляются. Цепи, имеющие выработку отдельных звеньев до 20% от общего сечения, заменяются новыми.

#### 64. Песочницы

Для посыпки песка на рельсы, когда последние покрыты грязью, инеем или снегом и когда коэффициент сцепления колеса с рельсом чрезвычайно мал ( $\phi = 0,10$ ), на моторных вагонах под угловыми диванами устанавливаются четыре песочницы (фиг. 102).



Ковшевая песочница состоит из деревянного ящика 1, обшитого оцинкованным железом, куда засыпается песок. К полу вагона под ящиком укрепляется чугунный корпус песочницы 2, в котором вращается ковш 3. Над ковшом расположена воронка 4. На корпус 2 укрепляется резиновый рукав 6 при помощи железного хомута 5. На другом конце резинового рукава имеется наконечник 7 из железной трубы. Резиновый рукав укреплен к угольнику 8, а последний к полу вагона. Ковш 3 насажен на квадрат железного стержня, проходящего под полом вагона и соединяющего обе песочницы у каждой площадки вагона. Привод к указанной песочнице сделан ручной при помощи системы тяг и рычагов под полом вагона (фиг. 103). Ручка для при-



Фиг. 103.

вода к песочницам устанавливается на площадке вагона слева от контроллера. В настоящее время привод для песочницы устанавливается от ноги вагонновожатого.

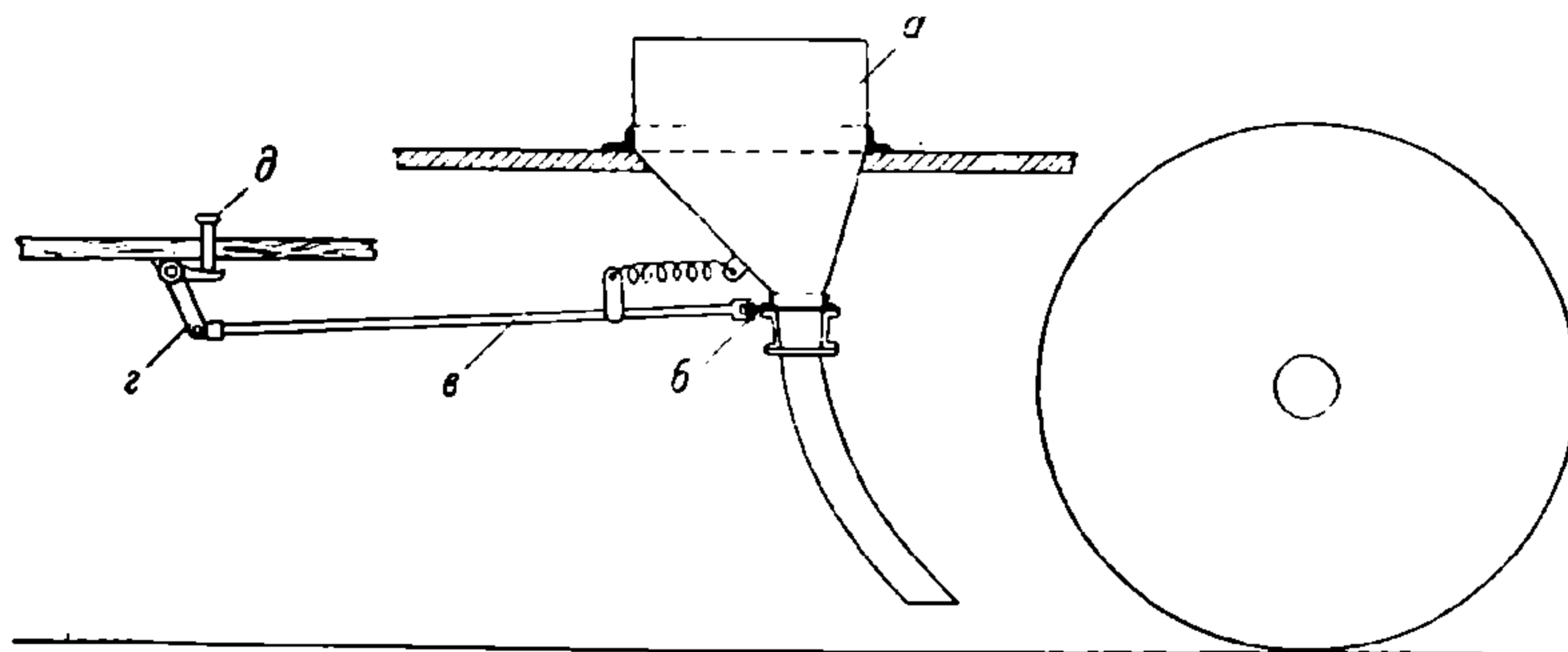
Менее надежной в эксплуатации является шиберная песочница (фиг. 104). Шиберная песочница состоит из чугунного корпуса, в дне которого имеется заслонка, соединенная тягой с приводом песочницы. При открывании заслонки на рельсы подается определенное количество песка в зависимости от размера щели между заслонкой и корпусом песочницы.

Указанная шиберная песочница обладает существенным недостатком, а именно: при засорении песочницы или при замерзании в ней песка она очень трудно поддается прочистке.

По этой причине шиберная песочница имеет ограниченное применение.

Кроме описанного типа песочниц существуют песочницы, действующие сжатым воздухом (сифонные песочницы). Однако воздушные песочницы

не получили широкого распространения потому, что в зимнее время через воздушный рукав попадает сырость, песок становится влажным и затем замерзает, и песочница перестает действовать. Поэтому в настоящее время более распространенной песочницей является песочница с механическим приводом от руки или ноги вагонновожатого. Средний расход сухого песка на 100 ваг/км составляет 0,002—0,003 м<sup>3</sup>.



Фиг. 104.

### 65. Уход за песочницами и их ремонт

Песочницы осматриваются в предупредительном осмотре и ремонте. При этом осмотре проверяется действие рычажной системы привода песочницы. Сломанные или севшие пружины привода заменяются новыми.

Тяги и вал приводного механизма проверяются. Конец тяги с сорванной резьбой отрезается, и приваривается новый конец, после чего нарезка восстанавливается.

Порванные резиновые рукава заменяются новыми.

Кронштейны, угольники, поддерживающие резиновые рукава, укрепляются к кузову.

Помятый наконечник рукава выправляется.

Порванная оцинкованная сетка в ящике для просева песка песочницы восстанавливается.

В ночной смене песочные ящики засыпаются песком, и исправляются части песочницы по заявкам вагонновожатых. При годовом и капитальном ремонте производятся следующие работы:

а) песочницы отнимаются. Просматриваются их корпуса и ковши. Корпуса и ковши, имеющие трещины, завариваются.

б) Пружины, имеющие большую просадку, заменяются новыми.

в) Погнутый вал или тяга выправляется.

г) Резиновые рукава проверяются: протертые заменяются новыми и укрепляются к кронштейнам, а последние к полу вагона. Кронштейны выправляются.

д) При разработке квадрата на ручке последняя пригоняется к вертикальному валу.

е) Весь привод — тяги, валы и пр. — должен быть осмотрен и после сборки в местах трения смазан. Тяги с поврежденной резьбой ремонтируются. Сработанные валики заменяются новыми.

ж) Деревянный ящик песочницы ремонтируется. Внутренняя обкладка и сетка из оцинкованного железа восстанавливается с пропайкой по углам.

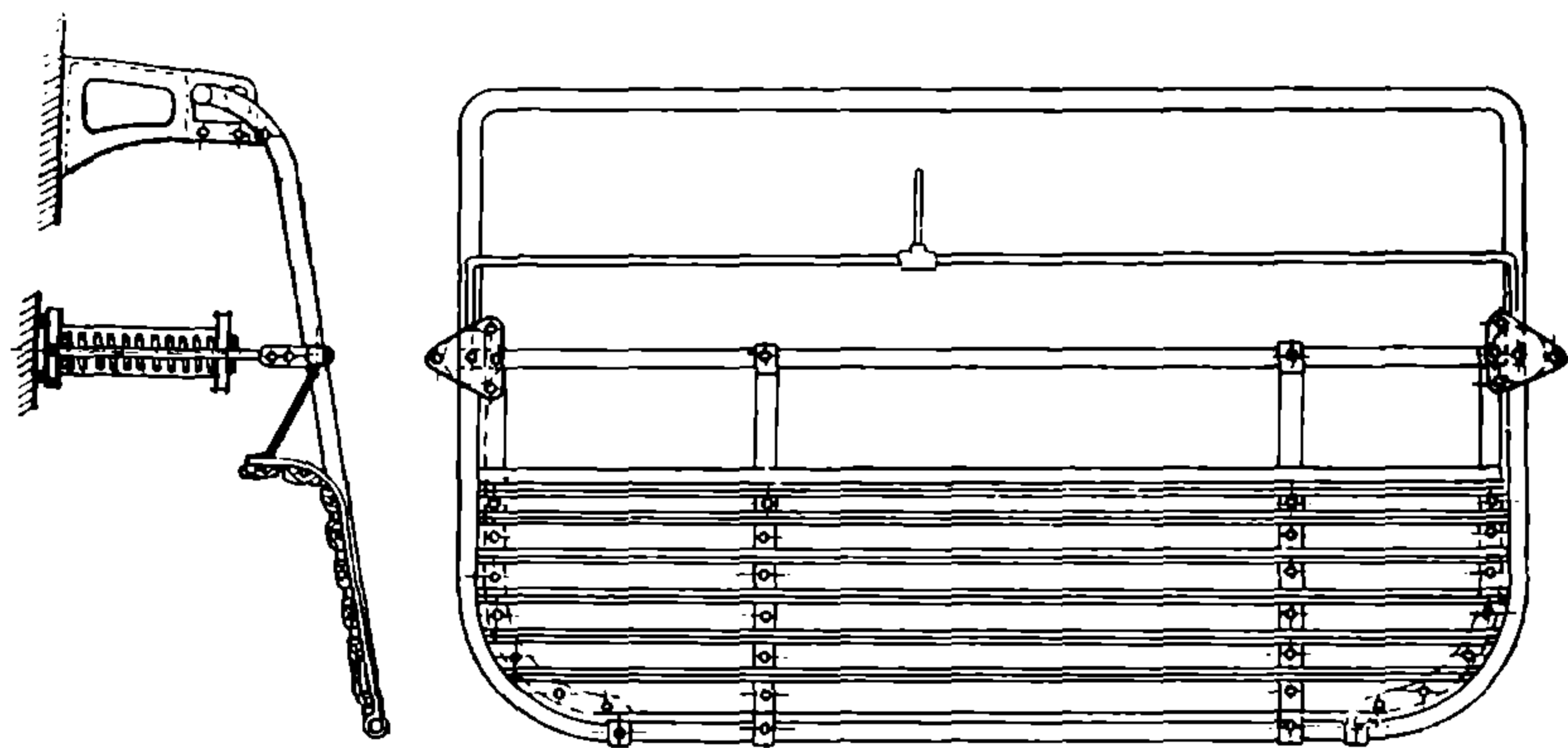
## 66. Предохранительные устройства

Для ограждения пассажиров и пассажиров от попадания под вагон последний снабжается предохранительными ограждениями. Передняя площадка моторного вагона должна иметь предохранительную сетку. Предохранительная сетка представляет устройство, которое действует от руки или ноги вагонновожатого или же автоматически.

Распространенным типом предохранительной подвагонной сетки в СССР является сетка с пневматическим приводом (фиг. 105).

Сетка состоит из трубчатой железной рамы, на которой укреплены деревянные рейки. Задняя часть сетки подвешена на кронштейнах, укрепленных к площадке. Штоки сеточных цилиндров упираются в раму сетки с двух сторон площадки.

Обычно сетка находится в поднятом состоянии, так что ее опускающийся край отстоит от головки рельса на 150 мм.



Фиг. 105.

При опускании сетки вагонновожатый устанавливает кран машиниста на положение, соответствующее опусканию сетки. Сжатый воздух в сеточных цилиндрах выталкивает штоки, а последние опускают сетку.

Указанная сетка имеет ряд недостатков, благодаря чему она дает большие расходы в эксплуатации на ее содержание, и вместе с тем ее надежность и верность действия зависят от воли вагонновожатого. Поэтому бывают случаи, когда сетка опускается поздно и жертва оказывается под сеткой.

Более надежной предохранительной сеткой является автоматическая сетка.

Автоматическая сетка (фиг. 106) состоит из металлической трубчатой рамы 1 с деревянными планками, так же как и у сетки с пневматическим приводом.

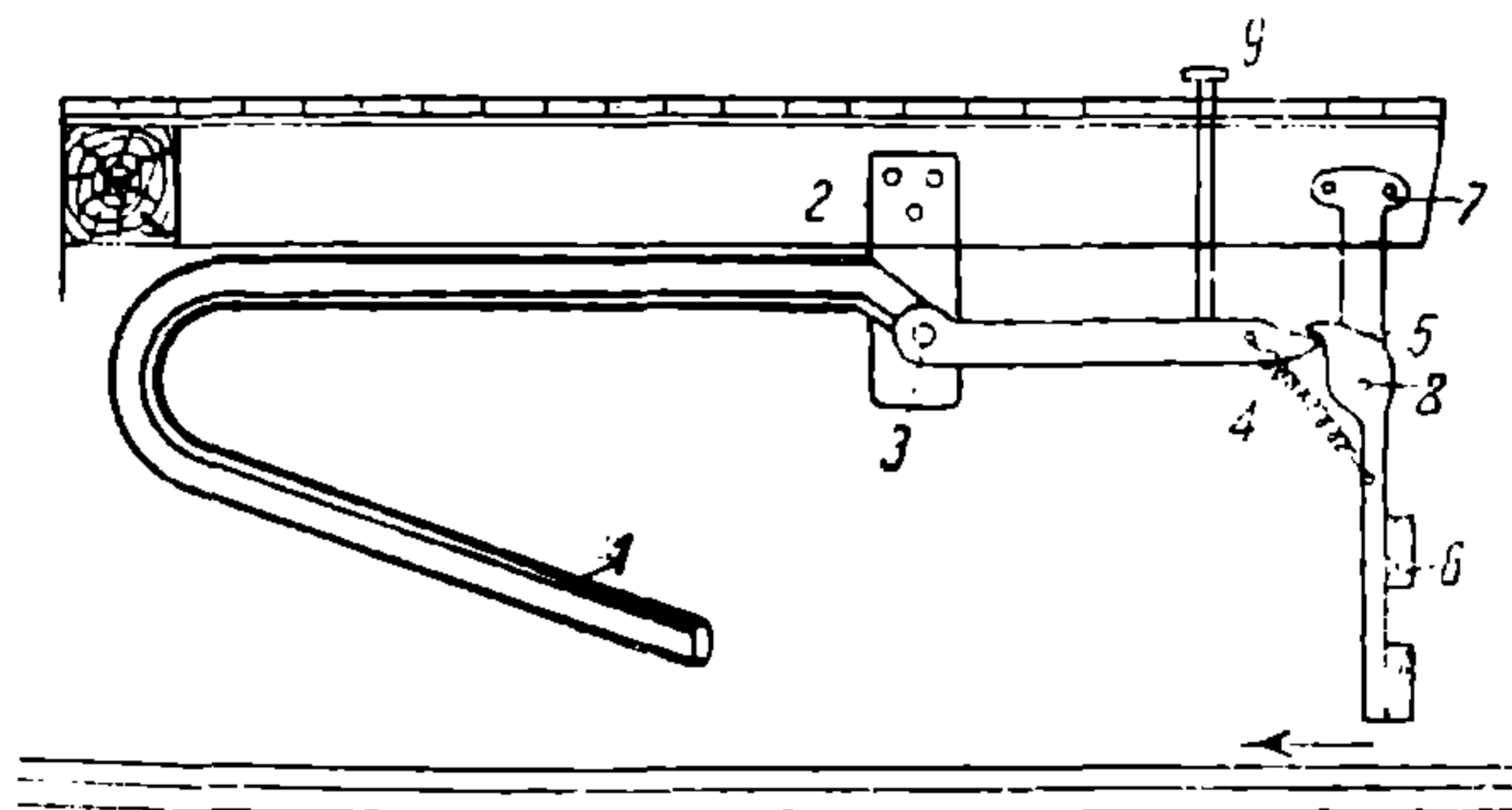
Рама подвешена под площадкой на кронштейне 2 и имеет ось вращения в точке 3. В противоположный конец сетки 4 упирается защелка 5 фартука 6, подвешенного на кронштейне 7 и имеющего ось вращения в точке 8.

При попадании жертвы под площадку фартук отклоняется влево, защелка освобождает конец 4 сетки и последняя падает на рельсы и подхватывает жертву.

Подъем сетки производится педалью 9 ногой вагоновожатого.

Автоматические сетки применяются в Ленинграде и на многих европейских трамваях.

Применение описанных автоматических сеток требует усовершенствованных мостовых или отдельного полотна для рельсовых путей, так как при



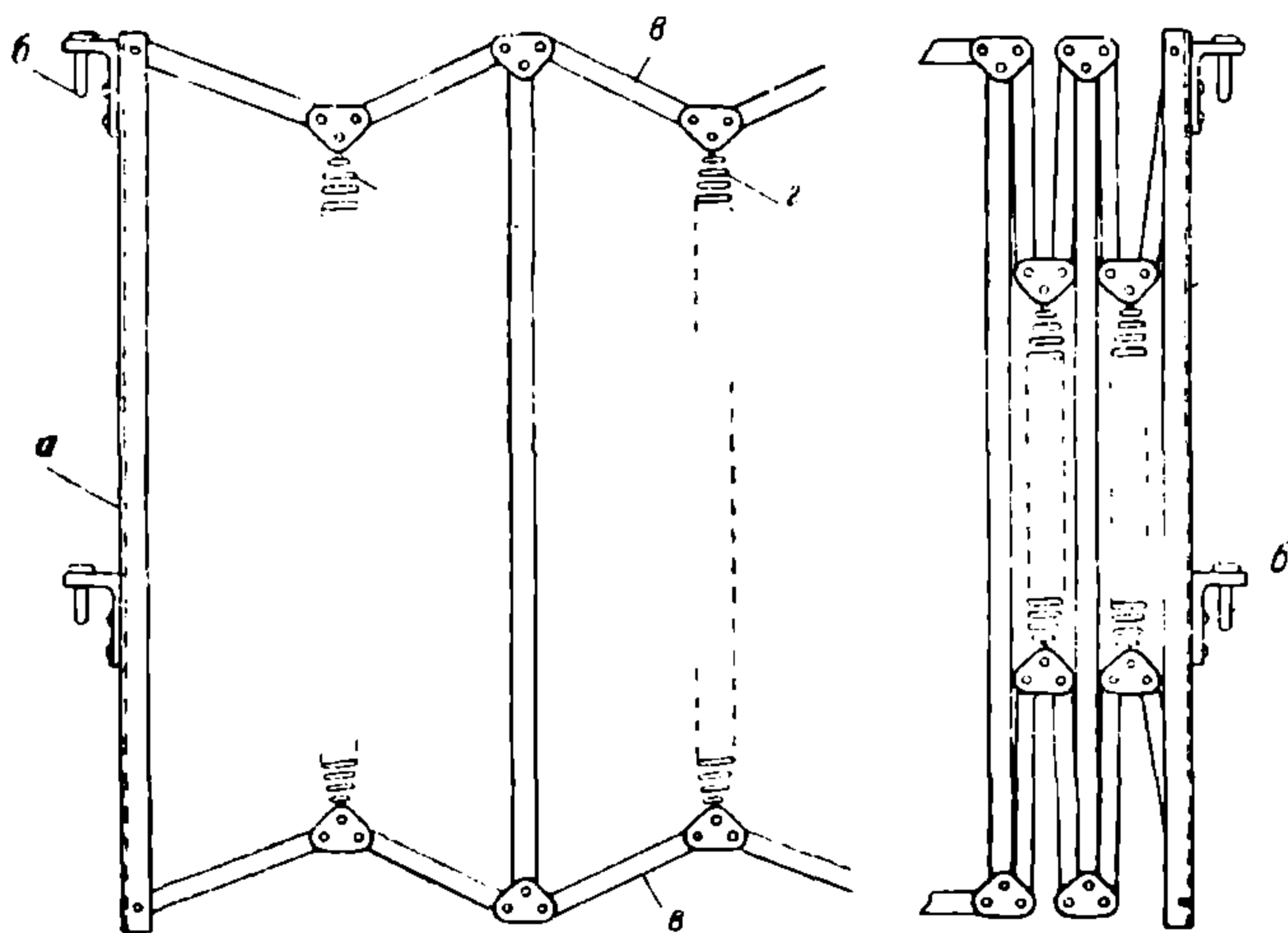
Фиг. 106.

плохих (булыжных) мостовых под фартук попадают камни, сетка опускается и происходит ее поломка.

Для защиты пассажиров от попадания под вагон при входе и выходе во время движения поезда, между вагонами на особых кронштейнах подвешиваются междувагонные предохранительные сетки.

Междувагонная сетка (фигура 107) состоит из боковых угольников с кронштейнами и штырями. Угольники шарнирно соединены с железными планками. Планки растягиваются пружинами.

Указанная междувагонная сетка является достаточно гибкой и при проходе поезда на кривой растягивается и ограждает пространство между моторным и прицепным вагонами.



Фиг. 107.

Для предупреждения попадания пассажиров или пассажиров под вагон сбоку тележки, последние снабжаются боковым ограждением в виде досок, укрепляемых на особых кронштейнах.

Таким же ограждением снабжаются вагоны на сводных осях, у которых имеются деревянные планки по бокам кузова.

## 67. Содержание и ремонт предохранительных сеток

Наблюдение за междувагонными сетками и их ремонт незначительны ввиду их простоты и надежности действия.

Наоборот, сетки подвагонные требуют за собой более частого наблюдения и большего ремонта.

Частая поломка сеток, вследствие провисания их под задней площадкой при перегрузке вагона пассажирами, требует ежедневного осмотра сеток в ночной смене.

При осмотре сетки проверяются оттяжные пружины. При ослаблении или поломке они заменяются новыми.

Поломанные деревянные планки восстанавливаются.

При ремонте сеток обращается внимание на правильную конфигурацию рамы. Если трубы, образующие раму, погнуты, то они или выправляются или заменяются новыми.

Проверяются кронштейны для подвески сеток. При ослаблении этих кронштейнов последние укрепляются. Проверяется правильность подвески сеток. Нижняя кромка рамы сетки не должна быть ниже 150 мм от головки рельса.

## 68. Тележки

Тележки предназначены для передачи нагрузки от кузова на вагонные оси.

Для трамвайных вагонов в настоящее время применяются:

- а) тележки с жесткой базой;
- б) тележки с поперечным перемещением осей;
- в) поворотные тележки.

Основным требованием, предъявляемым к тележкам, является удовлетворительное вписывание колес в кривые минимальных радиусов.

Теоретические исследования вписывания в кривые произведены инж. Баккерисом и Гаусманом и доложены инж. Кастеном на XXI Интернациональном трамвайном конгрессе в Риме в 1928 г. Они в основном сводятся к определению профиля реборды бандажа в зависимости от изменения диаметра колес и базы.

Указанные требования, предъявляемые к тележкам, имеют значение с точки зрения нормальной работы бандажей, буксовых направляющих, износа рельсов и спокойного хода вагона.

Поэтому в каждом отдельном случае, при выборе того или иного типа тележки, необходимо проверять, удовлетворяет ли данный тип тележки всем указанным выше требованиям.

## 69. Тележки с жесткой базой

Тележкой с жесткой базой называется двухосная тележка, у которой обе оси соединены между собой в продольных боковинах и обе оси поворачиваются при вписывании в кривую одновременно.

Тележки с жесткой базой применяются исключительно для двухосных моторных вагонов.

Теоретическими и экспериментальными исследованиями вагонов на жесткой базе установлено, что при правильно выбранном профиле бандажа и



удовлетворительном монтаже колесных пар тележка с жесткой базой легко вписывается в кривые при следующем соотношении базы и минимального радиуса кривой:

$$\frac{R}{B} \geq 5. \quad (98)$$

При этом угол  $\alpha$  между плоскостью колеса и касательной к кривой остается настолько малым, что скольжение реборды по канту рельса происходит без заметного износа как самой реборды, так и рельса.

Угол  $\alpha$  определяется по формуле

$$\sin \alpha = \frac{B}{2R}, \quad (99)$$

где  $B$  — база тележки в м,

$R$  — радиус кривой в м.

Долголетняя заграничная (европейская) практика подтверждает правильность удовлетворительной работы тележки с жесткой базой, почему последняя получила значительное применение на трамвае.

По данным, опубликованным инж. Кастеном на XXI Международном конгрессе, более 75% вагонов всех европейских трамваев построены на тележках с жесткой базой.

Величина  $B$  тележки с жесткой базой имеет определенные ограничения.

Вагоны, выпускаемые Мытищинским заводом и заводом им. т. Кирова (бывш. Красный Путиловец) снабжены тележками с жесткой базой при

$$B = 2\,700 \text{ мм и } 3\,000 \text{ мм.}$$

Европейские вагоны на тележках с жесткой базой имеют

$$B = 3\,200 \text{ — } 3\,400 \text{ мм.}$$

Максимальная база для новых двухосных вагонов на тележках должна быть не более 3 200 мм. Указанная база утверждена IV Всесоюзным трамвайным съездом.

Опыты, произведенные в Париже, Нюрнберге, Гааге и других городах над тележками с жесткой базой, установили следующие условия для нормальной их работы:

1. Точная выверка рамы тележки после каждого ремонта, для того чтобы была строгая параллельность обеих осей и чтобы оси были перпендикулярны к продольной геометрической оси вагона.

2. Колеса на оси должны быть насажены симметрично по отношению к середине длины оси колесной пары.

3. Расстояние между ребордами одной колесной пары должно соответствовать колее уложенных путей.

4. Поверхности катания бандажей на колесной паре должны иметь одинаковые диаметры.

5. Реборды бандажей колесной пары должны быть по каждой рельсовой нитке в одной плоскости, параллельной геометрической оси вагона.

6. Профиль реборды должен быть правильно рассчитан в зависимости от ширины колеи, ширины желоба рельса, минимального радиуса кривых, базы вагона, диаметра колес и т. д.

При соблюдении параллельности осей и правильном профиле реборд вагон, при тележке с жесткой базой, получает спокойное движение на прямых участках путей и не дает виляния кузова.

Если принять, что зазор между ребордой и рельсом  $\delta = 1,0$  мм, и базу тележки  $B = 3\,200$  мм, то максимальная величина угла смещения колесной пары будет (фиг. 108)

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{2\delta}{B} = 0,000625; \quad (100)$$

$$\beta = \text{около } 2 \text{ (минут)}.$$

При изношенных ребордах, если зазор  $\delta$  достигает 5 мм, то смещение колесной пары не превышает 12—15 (минут).

Отклонение кузова от геометрической оси пути возможно за счет зазора между буксами и буксовыми направляющими на тележке. Так как этот зазор колеблется в пределах 3,0—3,5 мм, значительных отклонений кузов не получает.

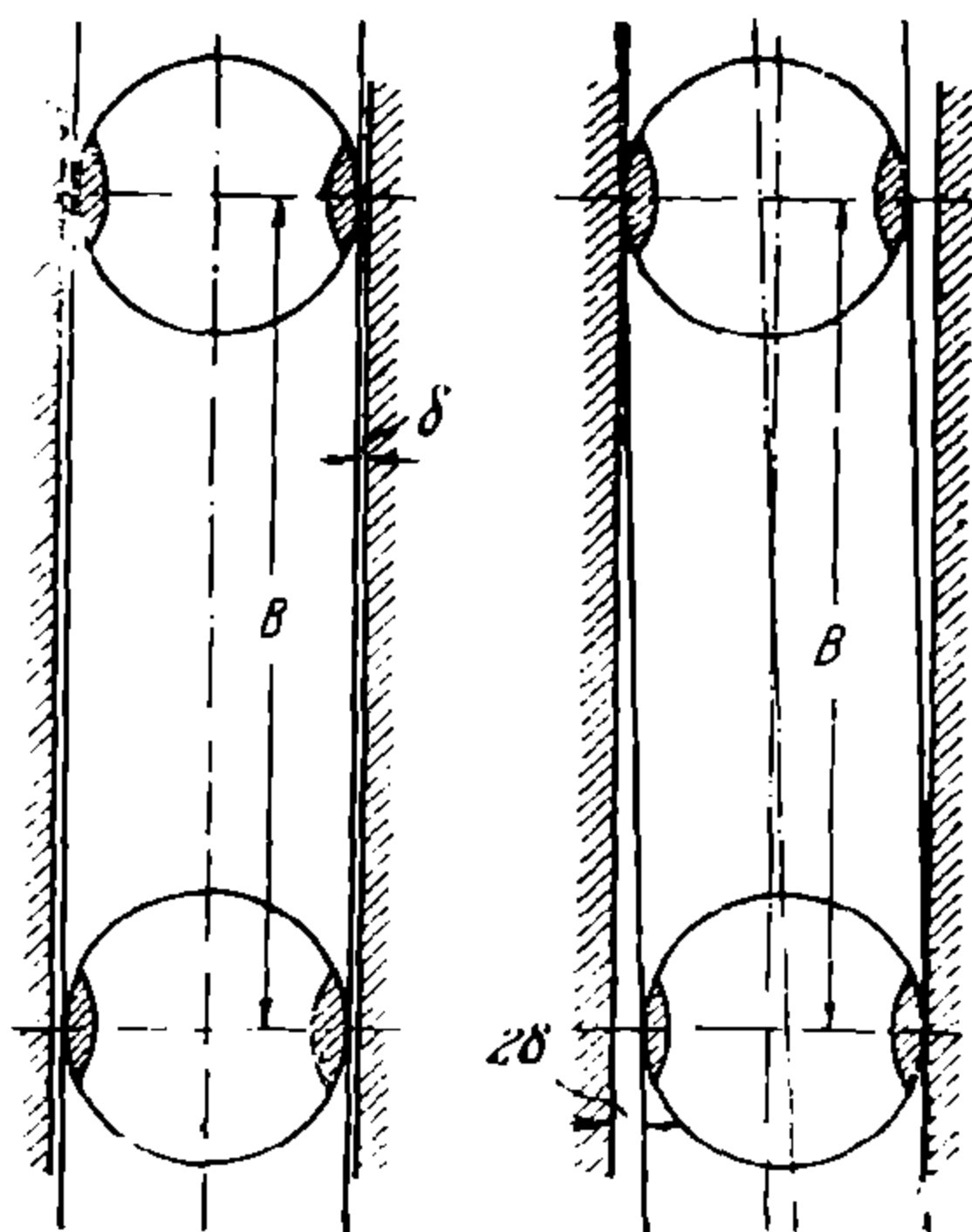
Тележка с жесткой базой (фиг. 109, вклейка) состоит из основных продольных боковин 1, выштампованных из листового железа. В боковине сделаны вырезы 2 с фланцами для уменьшения ее веса. На фланцы упираются рессорные кронштейны 3.

Надбуксовые вырезы усилены согнутыми угольниками, огибающими буксовые вырезы. Для направления букс в вырезы устанавливаются на болтах сменные направляющие лица 4. Низ буксового выреза скрепляется подбуксовой распоркой (струнка), состоящей из углового железа с приклепанной планкой.

Продольные боковины на концах скреплены поперечными балками 6 из коробчатого железа и посередине такими же балками меньшего сечения. Крайние поперечные балки снабжены диагоналями 7 из углового железа, средние же балки соединены в вертикальной плоскости при помощи штампованных распорок и раскосов из углового железа.

Вследствие такого крепления двух поперечных средних балок образуется одна общая балка усиленной конструкции, которая и служит для подвешивания двигателя и компрессора. Внизу консольной части продольные боковины тележки скрепляются штампованной поперечной балкой, расположенной недалеко от оси.

Подкузовные рессоры 8 по ширине вагона расставлены так, что они поддерживают кузов вблизи его края. Рессора помещается на угловом кронштейне 9 тележки, образуемой концом поперечной крайней балки и угольником. Рессорные кузовные кронштейны приклепываются к штампованным коробкам, соединяющим крайние подплощадочные швеллера с основным швеллером кузова. На крайних же поперечных балках тележки вблизи подкузовных рессор прикрепляются гнезда для кузовных шкворней, центрирующих кузов на тележке. Шкворни закрепля-



Фиг. 108.



ются в стальных кронштейнах, прикрепленных к крайним подплощадочным швеллерам.

Подкузовная рессора прикрепляется к своему месту с помощью накладки и четырех болтов.

Буксы при обыкновенных скользящих подшипниках стальные, литые со штампованной передней крышкой на верхнем шарнире, открывающейся кверху.

Надбуксовая листовая рессора 11 своим хомутом свободно входит в гнездо буксы. Подвесные рессорные болты 12 (шпинтоны) устанавливаются наклонно и имеют в рессорных кронштейнах большие зазоры для возможности перемещения буксы с полускатами в буксовых направляющих тележки. Зазоры между буксой и направляющими тележки делаются 3—3,5 мм на сторону в обоих направлениях.

Тележка снабжена траверсами 13 для подвески тяговых двигателей. Для подвески осевого компрессора имеются кронштейны, прикрепленные к средним поперечным балкам 14 тележки.

Описанный тип тележки является широко распространенным типом в СССР.

Тележка с жесткой базой имеет ряд преимуществ перед другими типами тележек, а именно:

1. Тележка с жесткой базой, имея незначительный зазор между буксами и буксовыми лицами, при прохождении на кривых свободно вписывается в кривые, в то же время на прямых участках пути оси остаются параллельными и тем самым не дают влияния тележке и кузову.

2. Кроме того, благодаря относительно более устойчивому движению вагона на прямом пути, коэффициент сопротивления для такого вагона меньше, чем у поворотных одноосных тележек, вследствие чего и расход электроэнергии для вагонов на тележках с жесткой базой меньше на 5—6%, чем таковой у вагонов с поворотными одноосными тележками.

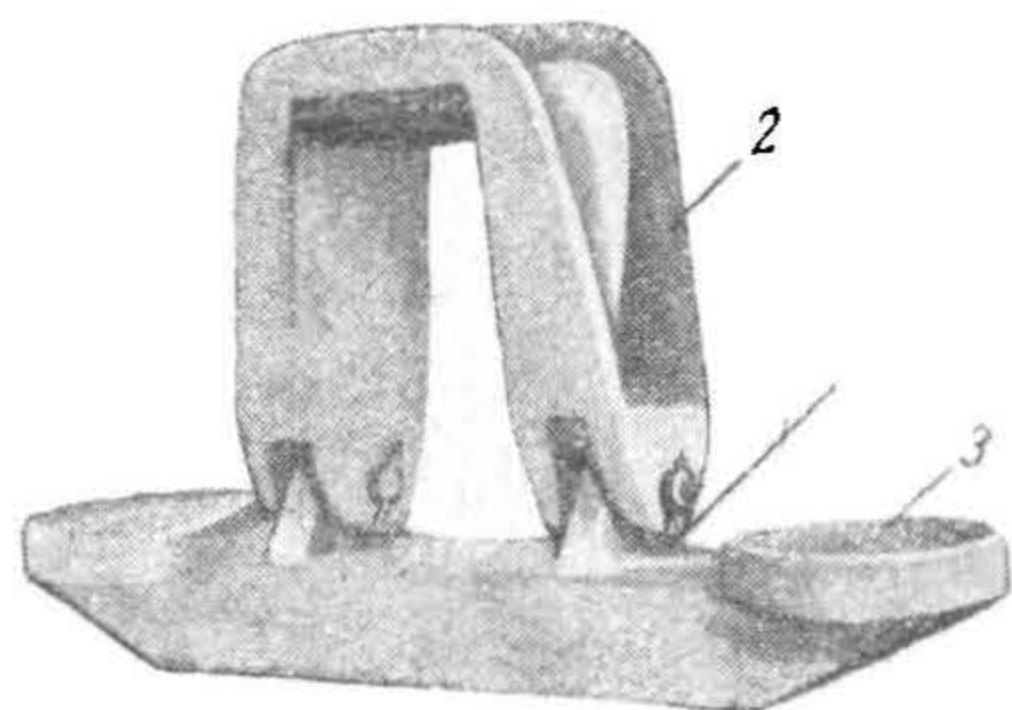
3. Срок работы бандажей у тележек с жесткой базой более, чем у одноосных тележек.

4. Износ рельсовых пугей при тележках с жесткой базой меньше, чем при поворотных одноосных тележках.

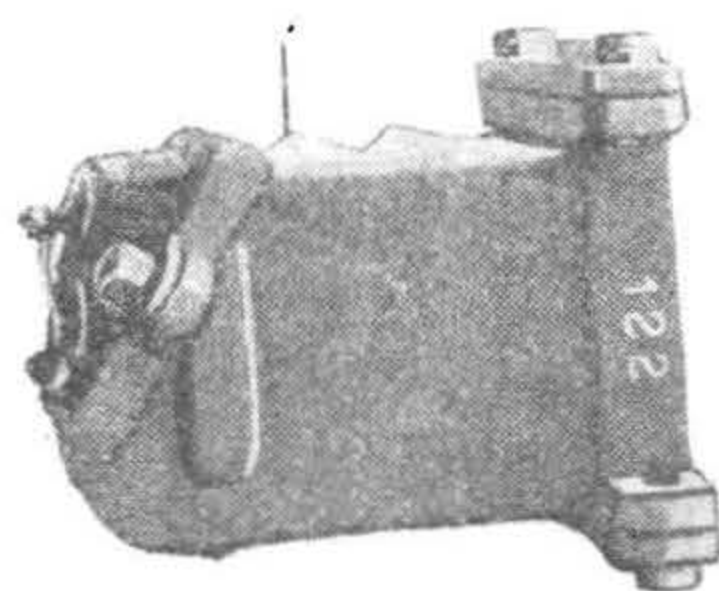
5. Уход за тележками с жесткой базой и ремонт их стоит дешевле на 10%, чем у поворотных одноосных тележек.

## 70. Тележки с поперечным перемещением осей}

Тележкой с поперечным перемещением осей называется такая тележка, у которой оси не поворачиваются, а перемещаются параллельно одна другой.



Фиг. 110.



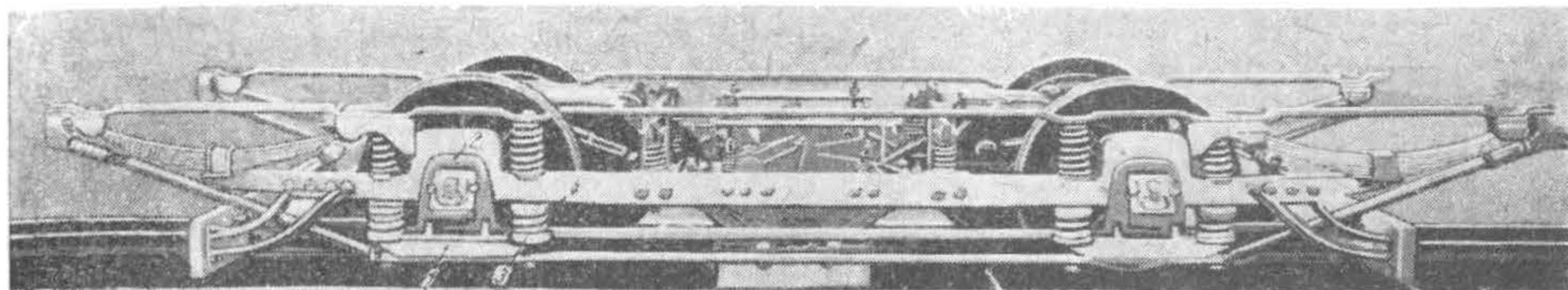
Фиг. 111.

Одной из тележек с поперечным перемещением осей является тележка „Рескһат“. Поперечное перемещение колесных пар на тележке „Рескһат“ достигается благодаря особой подвеске 1 (фиг. 110), которая опирается хому-



том 2 в буксу. Букса (фиг. 111) в верхней части имеет выступы 1, на которые опирается хомут 2 (фиг. 110).

В нижней части подвески имеются чашки 3, на которые опираются спиральные рессоры 4, подвешенные к раме тележки (фиг. 112).



Фиг. 112.

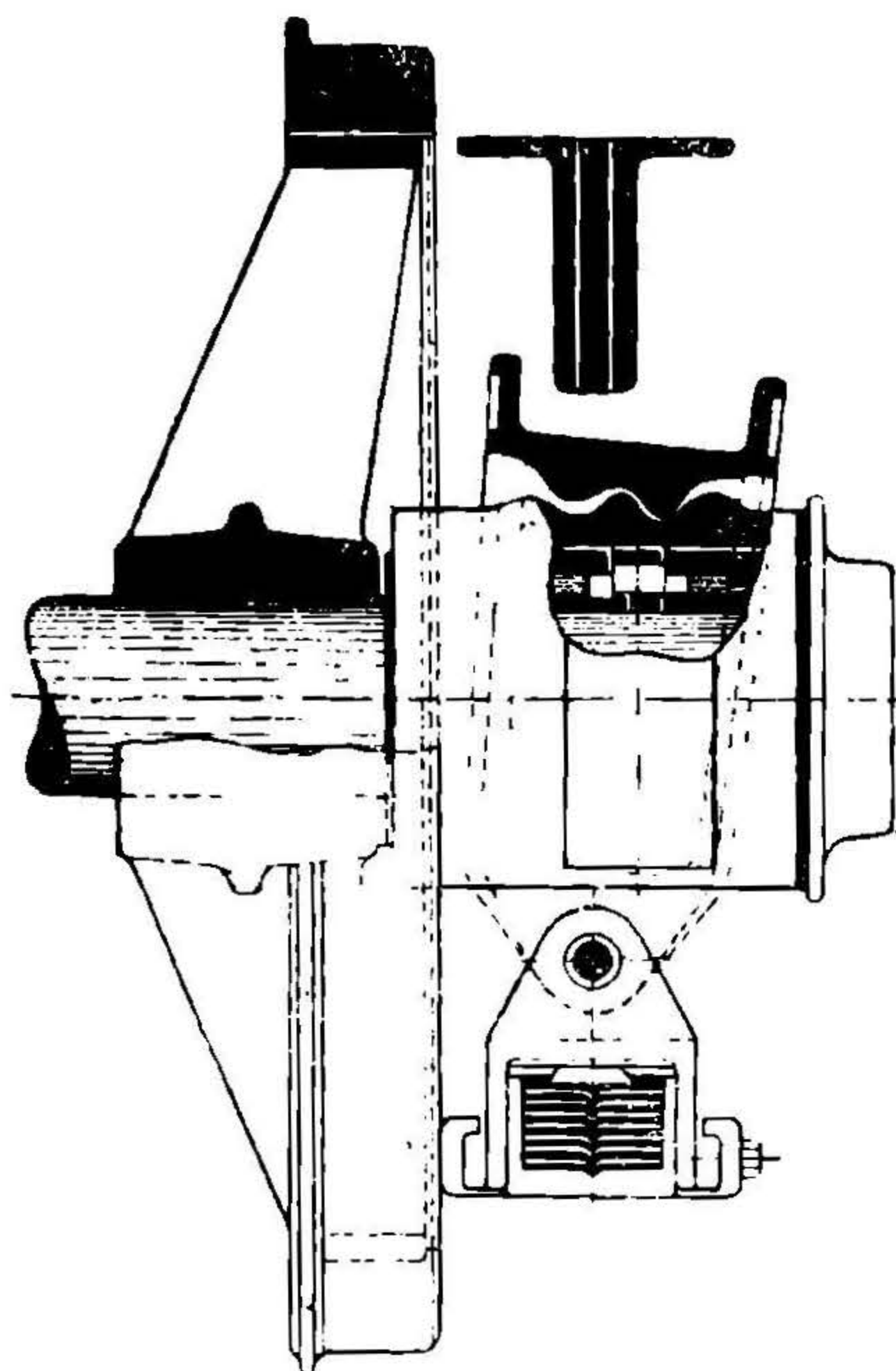
При входе колесных пар тележки „Рескхам“ в кривую хомут подвески (фиг. 113) принимает наклонное положение, и оси колесных пар занимают положение, указанное на фиг. 114. Оси смещены на величину  $\delta$ .

Указанное смещение осей в тележке „Рескхам“ дает возможность применять базу более 3 000 мм, избегая заклинивания реборд в рельсах на кривых.

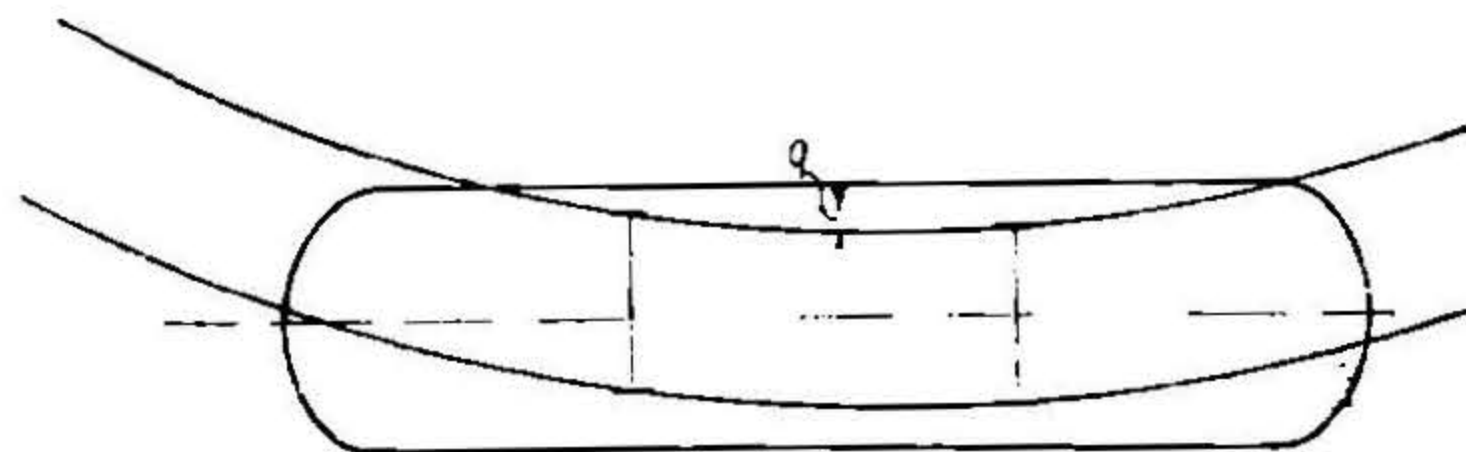
Для вагонов на тележках с поперечным перемещением осей для правильного вписывания в кривые должно быть следующее соотношение между базой и радиусом кривой:

$$\frac{B}{R} = 0,25. \quad (101)$$

При тележках „Рескхам“ возможно широкое применение осевых букс с роликовыми подшипниками, которые неудовлетворительно работают при боковых ударах осей, чего в тележках „Рескхам“ нет.



Фиг. 113.

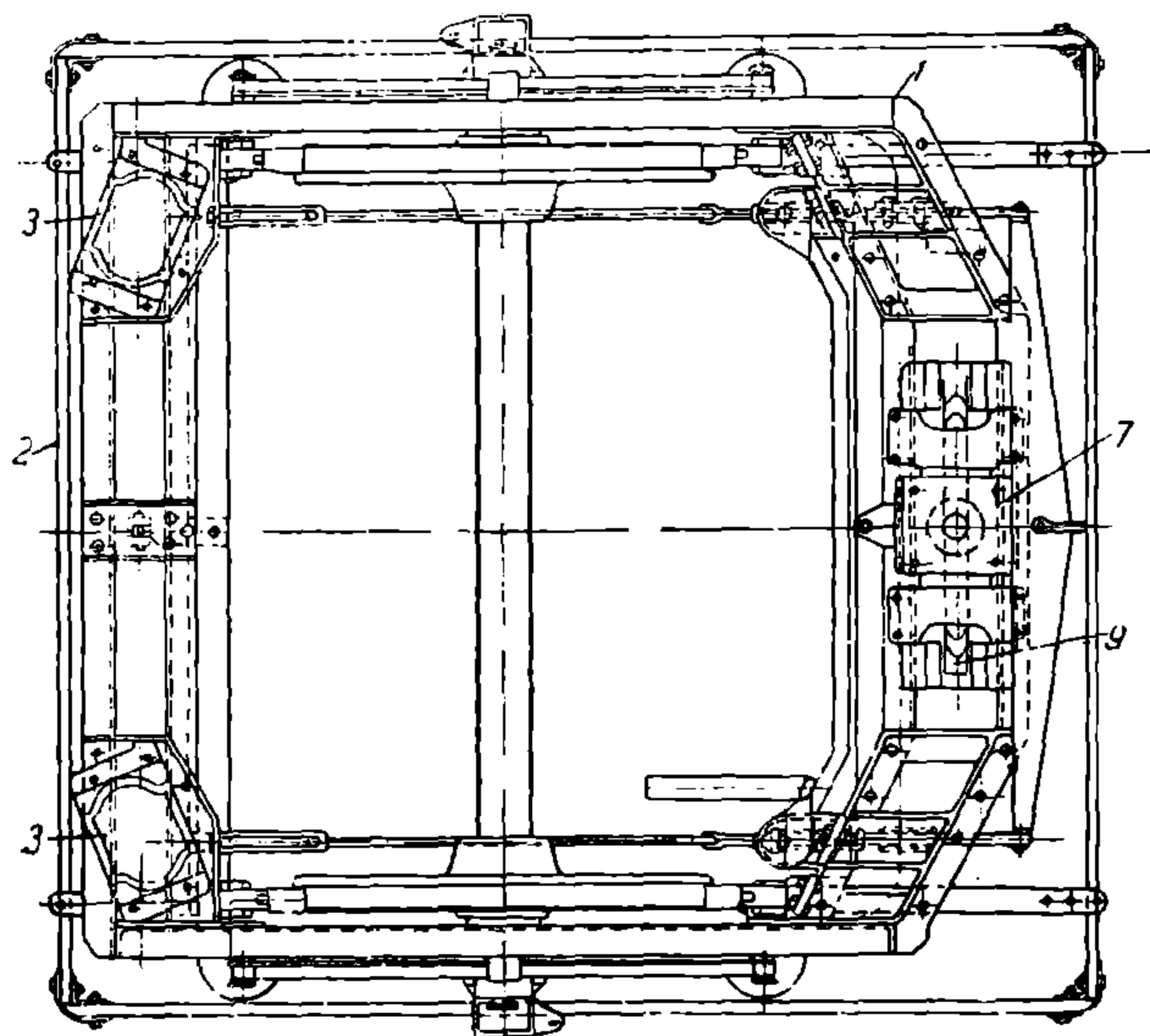
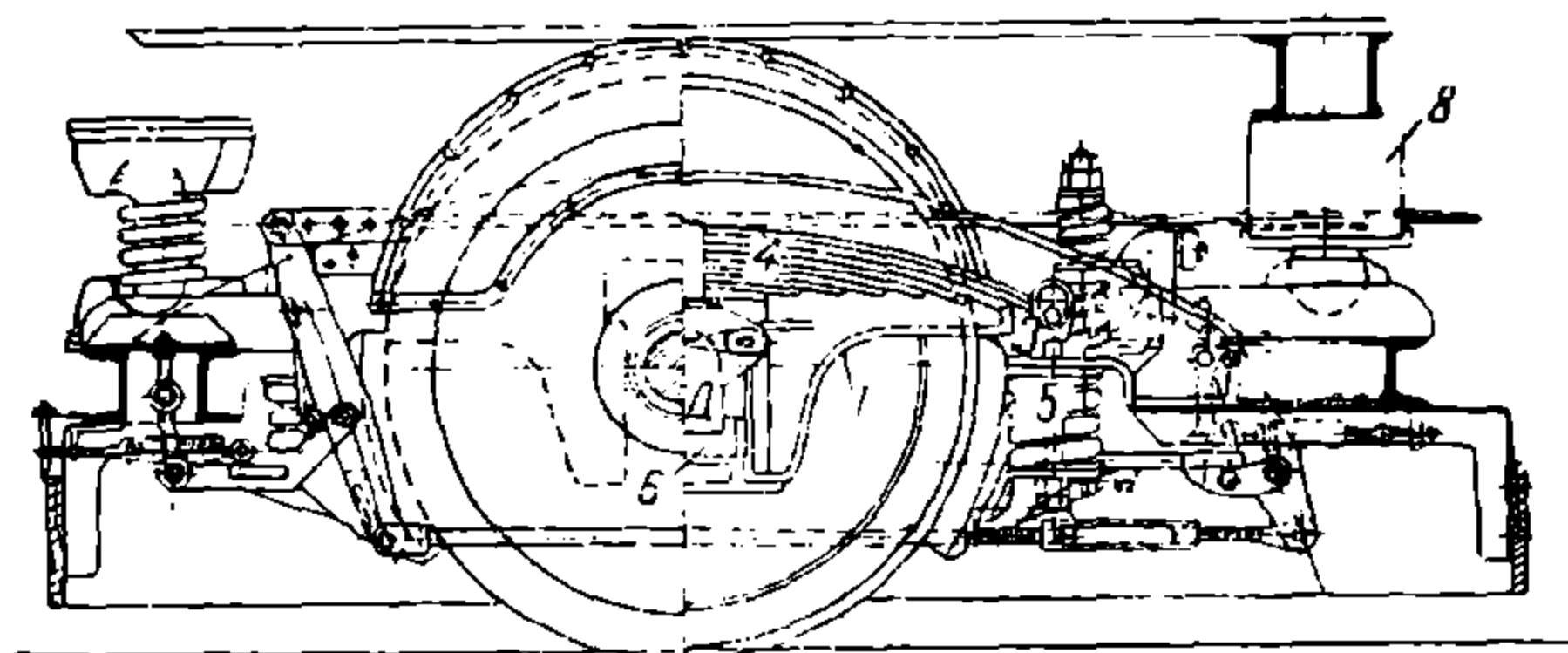


Фиг. 114.

Тележка „Рескхам“ широко применялась в Англии, Германии, Бельгии. Однако опыт эксплуатации вагонов на тележках „Рескхам“ на берлинском трамвае дал отрицательные результаты вследствие значительного износа ими рельсовых путей.

## 71. Поворотные тележки

Поворотными тележками называются такие тележки, которые свободно поворачиваются под кузовом около определенной оси (пятник или шкворень).



Фиг. 115.

Поворотные тележки следует разбить на две группы:

- а) тележки одноосные,
- б) тележки двухосные.

Одноосные поворотные тележки применяются исключительно на двухосных вагонах, двухосные же поворотные тележки — только на четырехосных вагонах.

Из одноосных поворотных тележек большое применение на трамваях СССР имеют тележки Беккера и Нюрнбергского завода.

Тележка Беккера (фигура 115) состоит из стальных литых продольных балок 1, соединенных поперечными балками 2. По углам тележки расположены стальные коробки 3, служащие для опоры тележки на кузов. При помощи полуэллиптических рессор 4 и цилиндрических пружин 5 тележка упирается в буксы 6.

Кузов поддерживается тележкой в трех точках, а именно: в подпятнике 7 и эксцентриковых опорах 3. При прохождении тележки по кривой тележка поворачивается около пятника 7, который является в данном случае центром вращения тележки.

Шаровой маятник 8, укрепленный на кузове, находится в подпятнике 7, поддерживаемом полуэллиптической рессорой 9.

Для поворота тележек при входе вагона на прямой участок пути имеется пружинный останов, возвращающий тележки в первоначальное положение.

База вагона при тележках Беккера принимается в 3600 мм.

Как видно из чертежа (фиг. 115), тележка Беккера, имея свободное вращение около шарового пятника 8, должна легко поворачиваться на кривой, однако практика подтверждает обратное. При износе поверхностей эксцентриковых опор 3 и при отсутствии в них достаточного количества смазки тележки Беккера, при вписывании в кривые, занимают антирадиаль-



ное положение, вследствие чего происходит быстрый износ реборд бандажей и рельсов на кривых.

Другим не менее важным недостатком тележек Беккера является высокая посадка кузова, благодаря чему центр тяжести вагона занимает невыгодное положение. При неустойчивом положении кузова и при отсутствии жесткого соединения кузова с тележками, при больших скоростях бывают случаи опрокидывания вагона на кривых.

Подвижность кузова относительно тележек вредно отражается при выходе вагона с кривой на прямой участок пути. Несмотря на наличие специальных пружинных остановов, предназначенных для возвращения тележек в первоначальное положение, которое они должны иметь на прямом пути, тележки не устанавливаются в положение, соответствующее строгой параллельности вагонных осей, почему кузов получает паразитные поперечные движения (виляние), что особенно заметно при больших скоростях.

Такое движение кузова беспокоит пассажиров и увеличивает износ рельсов и реборд на бандажах и вместе с тем повышает расход электрической энергии.

Более совершенным типом поворотной тележки в смысле наилучшего вписывания в кривые минимальных радиусов является тележка, применяемая на четырехосных вагонах (фиг. 116).

Двухосная поворотная тележка состоит из штампованных железных боковин 1, соединенных концевыми поперечными балками 2 и средними поперечными балками 3.

Между средними балками 3, на которых укреплены подвески 4, подвешивается люлька, состоящая из подрессорного бруса 5 и надрессорного бруса или шкворневой балки 6.

Между подрессорным брусом и шкворневой балкой находятся две эллиптических рессоры 7.

В середине шкворневой балки имеется стальной подпятник 8, на который опирается шкворневая плита пятника 9, укрепленная на кузове.

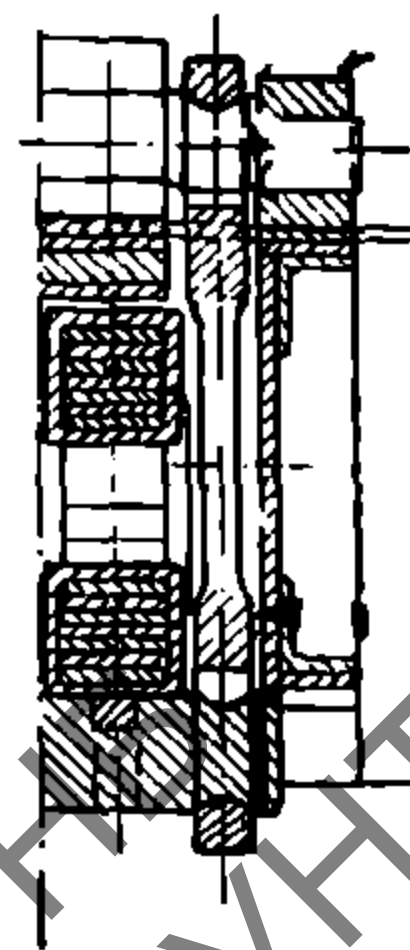
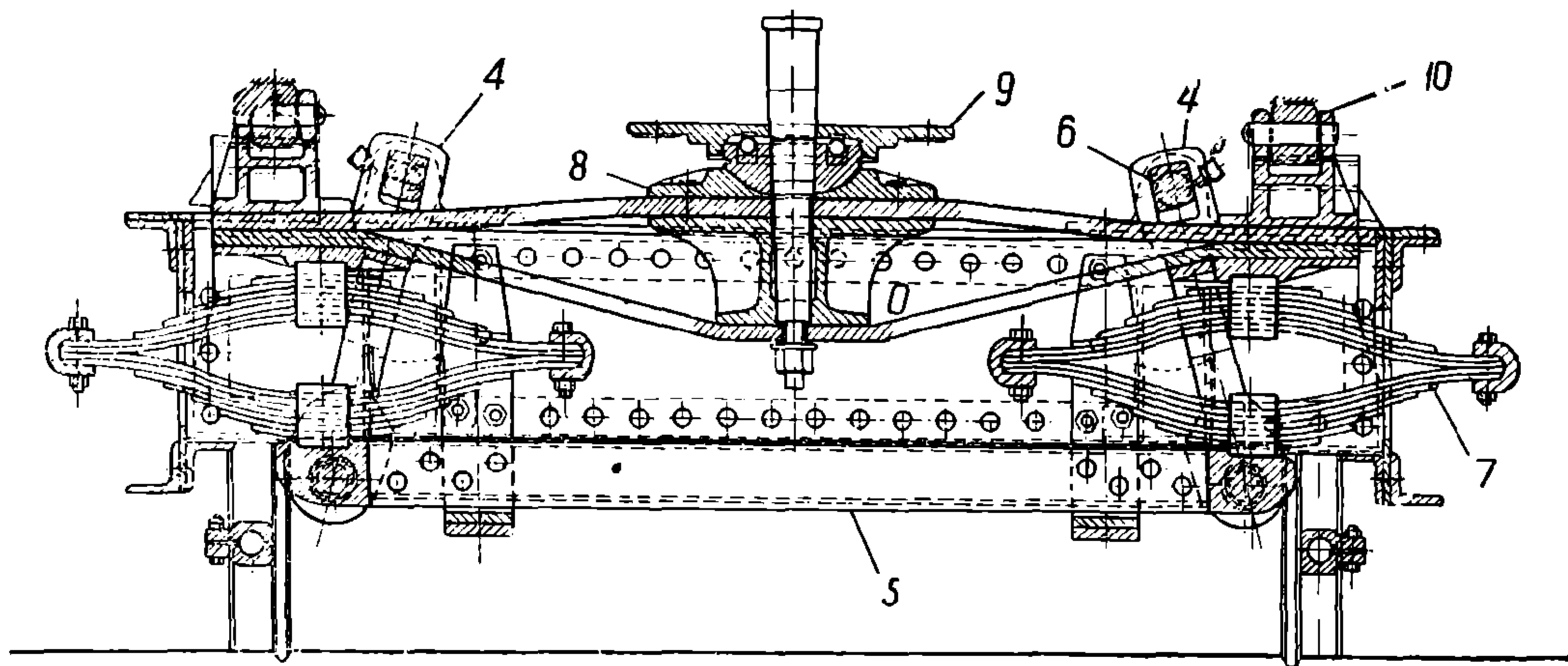
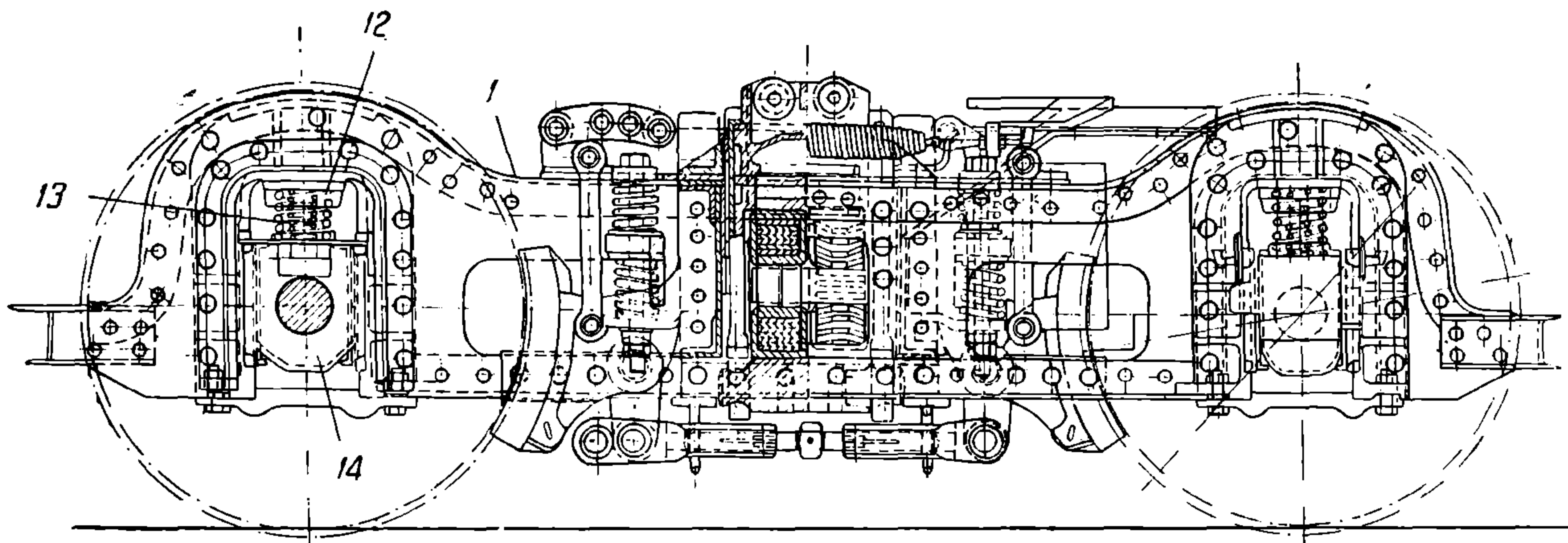
На концах шкворневой балки укреплены скользуны 10, которых касается кузов при просадке рессор.

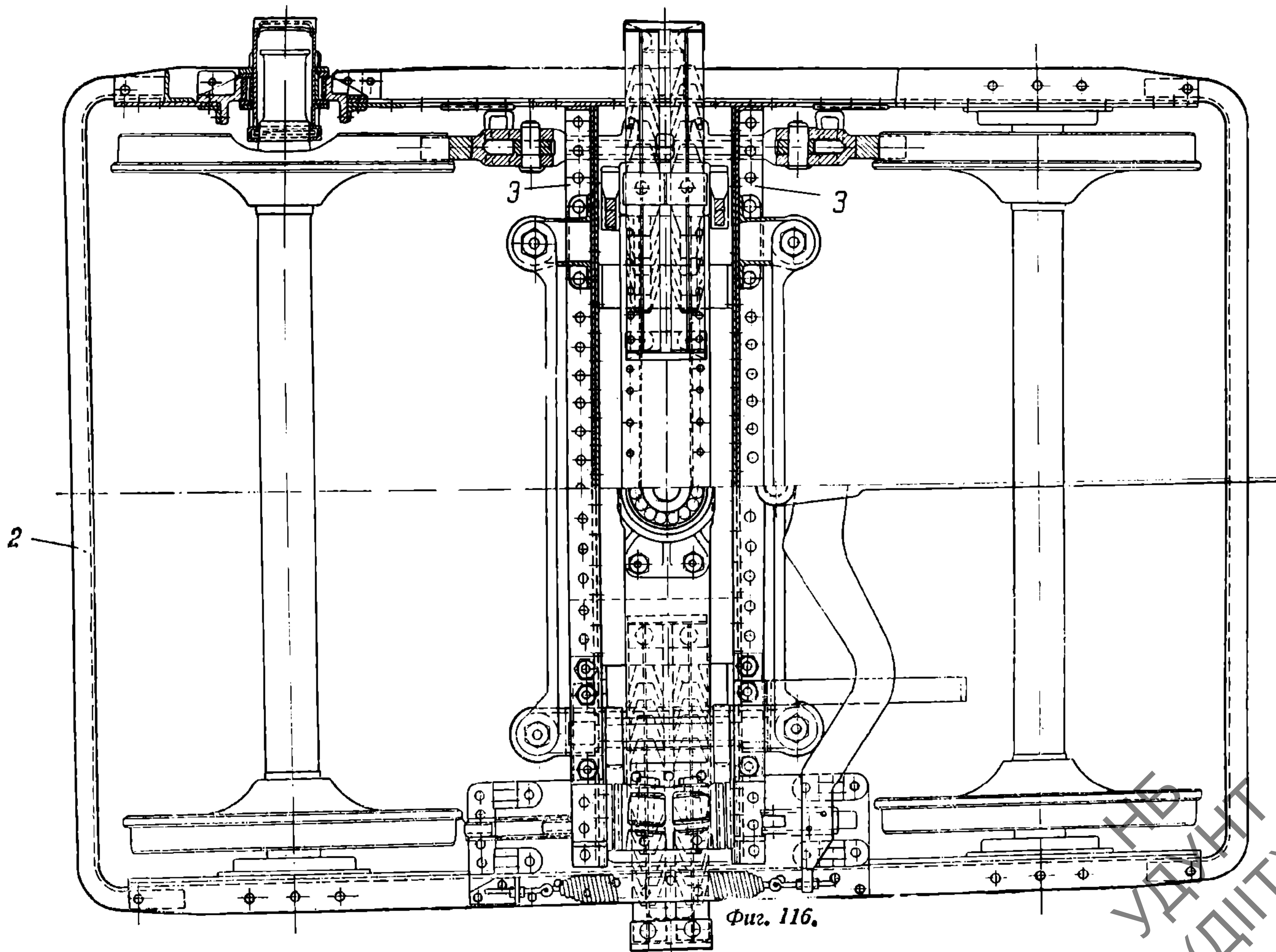
Подвеска люльки осуществлена так, что последняя может свободно качаться в поперечном направлении.

Для уменьшения трения между средними поперечными балками и люлькой на шкворневой балке и средних балках тележки устанавливаются съемные стальные наличники.

Через центр шкворневой пяты 9 проходит стальной шкворень, который с одной стороны укреплен на кузове, а с другой — к шкворневой балке тележки.

В выемках боковин имеются стальные чашки 12, опирающиеся на спиральные рессоры 13. Спиральные рессоры опираются на наружно осевые буксы 14. На некоторых конструкциях поворотных тележек спиральные рессоры заменяются листовыми. Таким образом, указанный тип тележки имеет двойное рессорное подвешивание, благодаря чему вагон на таких тележках имеет мягкий и спокойный ход. Особенностью указанной двухосной поворотной тележки является наличие люльки, которая воспринимает удары от кузова и передает их на раму тележки. Удары реборд бандажей о рельсы воспринимаются тележкой при посредстве подрессоренной люльки, а так как масса тележки не велика по сравнению с массой вагона, то си-







ла удара получается небольшая. По этой причине люлька не только облегчает передачу боковых ударов кузову, но кроме того уменьшает силу этого удара во столько раз, во сколько раз масса всего вагона больше массы тележек. Люльчатое подвешивание допускает безопасное прохождение вагонов на кривых при больших скоростях.

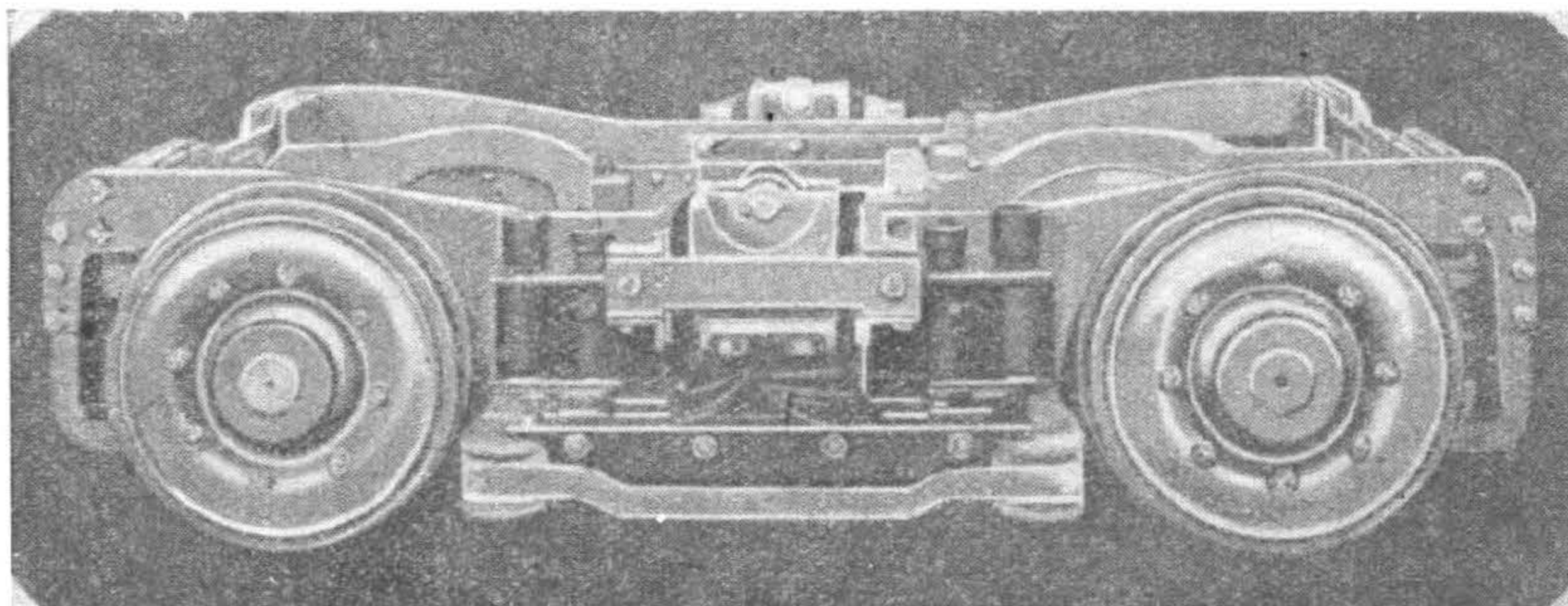
К преимуществам двухосных поворотных тележек следует отнести:

1. Малую базу тележки благодаря наличию на четырехосном вагоне двух тележек, поворачивающихся каждая около своей оси. Величина базы тележки ограничивается незначительными размерами от 1 500 до 1 800 мм. Совершенно очевидно, что тележки с базой в 1 800 мм легко вписываются в кривые минимальных радиусов (18—20 м).

2. Полное отсутствие паразитных движений кузова (бокового и продольного качаний кузова).

3. Незначительный износ реборд бандажей вследствие плавного вписывания вагона в кривые.

4. Более продолжительный срок службы тележки по сравнению с одноосными тележками и тележками с жесткой базой.



Фиг. 117.

5. Отсутствие ударов, передаваемых от колес кузову, отчего получается более спокойное и бесшумное движение вагона.

Указанная двухосная поворотная тележка является уже устаревшей конструкцией (тип Пульмана).

В настоящее время более современные тележки американского типа изготавливаются из легких алюминиевых сплавов, благодаря чему, при одинаковой прочности с прочими тележками, они получают достаточно облегченными. На фиг. 117 приводится тележка типа Brill. Рама этой тележки облегченная стальная. Колеса помещаются снаружи рамы и закрыты кожухами. Двигатели эластично подвешены к поперечным балкам и располагаются перпендикулярно к осям колесных пар. Передача от вала двигателя к оси колесной пары червячная с карданом Тимкена. Тормоз на тележке колесно-колодочный со специальным приводом, без обычных тормозных тяг.

## 72. Бестележечные вагоны

Желание облегчить двухосный вагон привело конструкторскую мысль к постройке вагона без тележек.

Бестележечный вагон (фиг. 118) имеет следующие особенности: на раме кузова прикреплены кронштейны 1, через отверстия в которых проходят



шпинтоны 2, имеющие с одной стороны гайки 3, а с другой—ушки 4, куда входят сережки 5 надбуксовых рессор 6, опирающихся на буксы 7.

Букса ходит в буксовых направляющих 8, называемых лирой или буксовыми лапами. Зазор между буксой и направляющими дается от 3,5 до 5 мм на сторону, почему бестележные вагоны называются вагонами со свободными осями, так как, имея зазор между буксой и направляющими, колесная пара при входе вагона на кривую может свободно поворачиваться на определенный угол.

Лира укрепляется на раме кузова при помощи заклепок или электросваркой. Буксовые лапы имеют стальные наличники 9, между которыми находится букса.

Нижние концы буксовых лап скрепляются подбуксовой планкой 10 (стрункой).

Подобное устройство бестележного вагона позволяет:

1. Облегчить вес вагона против такого же тележного на 1—2 т.

2. Снизить стоимость вагона и облегчить его изготовление.

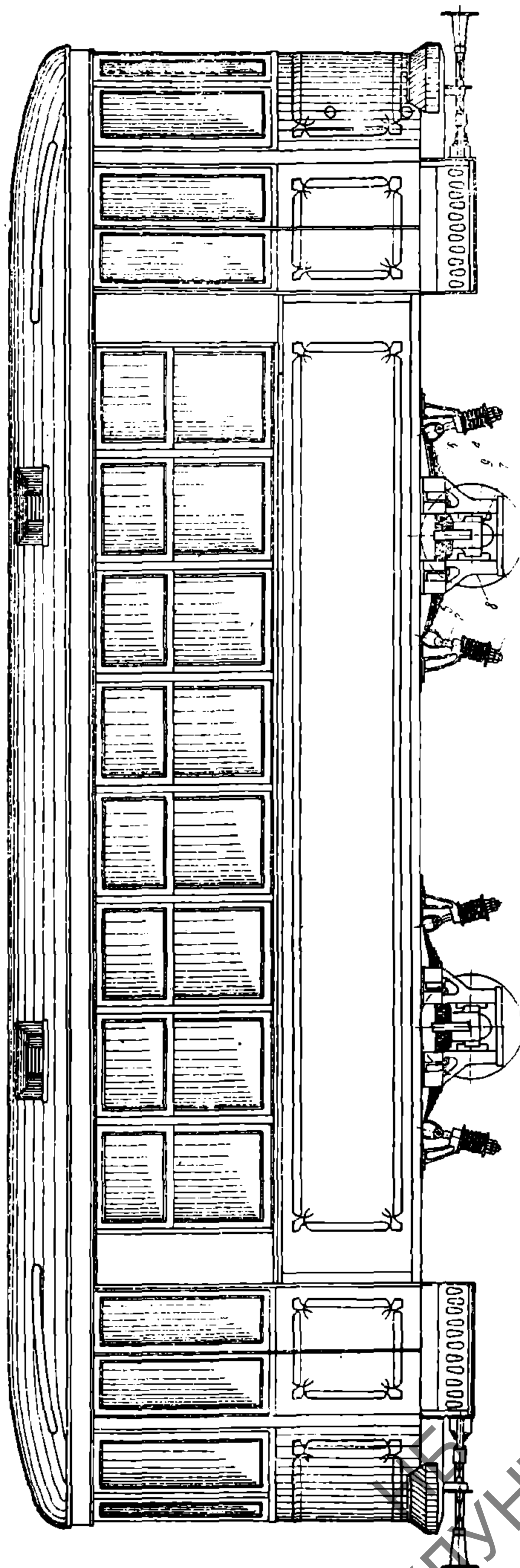
3. Легко разместить части воздушно-тормозного оборудования и центральную часть тормозной системы.

4. Удешевить эксплуатацию.

Наряду с указанными преимуществами бестележных вагонов последние обладают рядом недостатков.

Рассмотрим работу бестележного вагона на кривой (фиг. 119). При входе передней колесной пары на кривую внешнее колесо А упирается в рабочий кант головки рельса и под влиянием силы трения стремится отклониться назад и занять антирадиальное положение.

Отклонение колеса А будет возрастать по мере того, как вагон будет вписываться в кривую вследствие увеличивающейся разницы в пути, проходимом обеими колесными парами.



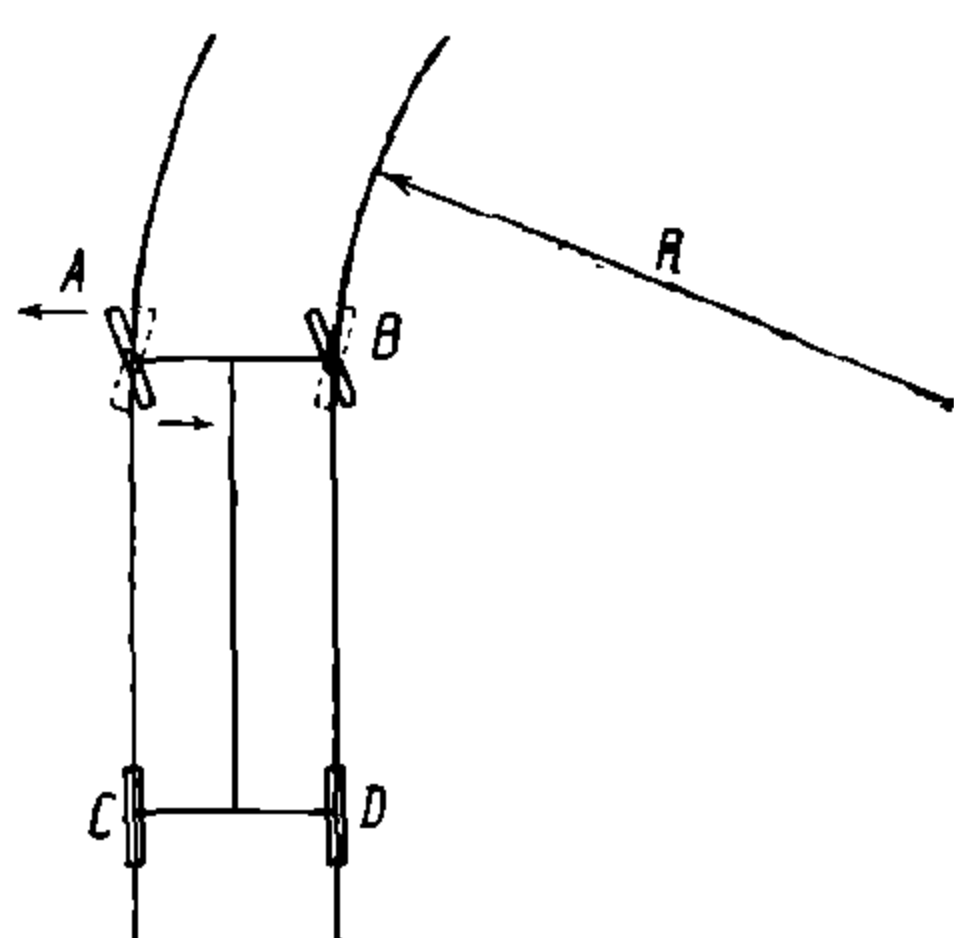
Фиг. 118.



Предельное отклонение передней оси колесной пары зависит от величины буксового зазора.

Задняя колесная пара  $CD$  (фиг. 119) при входе в кривую отклоняется так же, как и передняя ось, в том же направлении.

Передняя ось при входе в кривую занимает положение к задней оси под углом, максимальная величина которого определяется из соотношения:



Фиг. 119.

$$\frac{2\delta}{H},$$

где  $\delta$  — зазор в буксовых направляющих в мм;  
 $H$  — ширина колеи в мм.

Когда обе колесные пары войдут в кривую (фиг. 120), оси их будут параллельны между собой, но расположены косо по отношению к продольной плоскости симметрии вагона. Угол между колесом и касательной к кривой для передней оси  $A_1B_1$  будет более этого же угла при тележке с жесткой базой, в то время как задняя ось  $C_1D_1$  отклоняется на меньший угол.

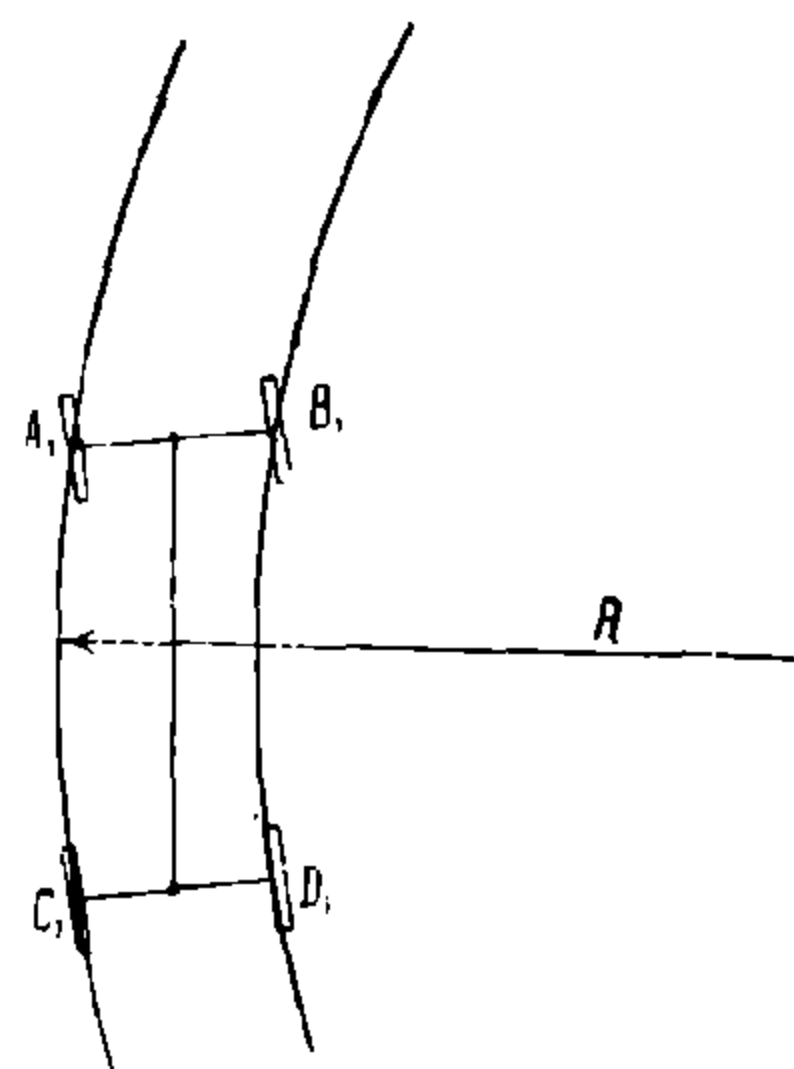
Таким образом для вагонов со свободными осями передняя колесная пара вписывается в кривую значительно хуже, чем колесная пара вагона на тележке с жесткой базой, тогда как задняя ось вписывается значительно лучше.

При выходе вагона на свободных осях из кривой на прямую оси смещаются в обратном направлении и стремятся занять положение нормальное по отношению к продольной плоскости симметрии.

Из эксплуатационной практики установлено, что вагоны на свободных осях лучше вписываются в кривые при нормальных зазорах между буксами и направляющими (лирами). При значительных же зазорах между буксами и направляющими (15—20 мм) вписывание колесных пар в кривые ухудшается, и кроме того при входе и выходе из кривых получают значительные удары кузова в буксовых направляющих, неприятно воспринимаемые пассажирами.

База бестележечных двухосных вагонов допускается от 3 200 до 3 600 мм. Для спокойного хода бестележечного вагона необходимо следующее соотношение между базой и длиной вагона:

$$\frac{L}{B} = 3 \div 4,8. \quad (102)$$



Фиг. 120.

Бестележечные вагоны строятся преимущественно прицепными. Моторные бестележечные вагоны широкого распространения не получили, благодаря тому, что вписывание моторных вагонов в кривые происходит хуже, чем прицепных вагонов.

К недостаткам бестележечных вагонов следует отнести понижение тормозного эффекта при просадке кузова (при перегрузке), когда тормозные колодки при колесно-колодочном тормозе опускаются.

При клещевом тормозе на вагонах со свободными осями этот недостаток исключается ввиду того, что система клещевого тормоза позволяет давать эффективное торможение при различных положениях тормозных колодок на тормозном диске.

### 73. Расчет рамы тележки с жесткой базой

Рама двухосной тележки с жесткой базой подвержена действию следующих нагрузок:

- а) веса самой тележки, исключая вес колесных пар с буксами и надбуксовыми рессорами;
- б) усилий от веса двигателей на поперечные балки и боковины тележки;
- в) усилия в виде реакции кузовных рессор от веса кузова;
- г) усилий в подвесках башмаков тормозных колодок;
- д) усилий от центробежной силы при проходе тележкой кривых.

Для расчета введем следующие обозначения:

$T$  — тара кузова в кг;

$T'$  — тара рамы тележки в кг;

$P$  — временная нагрузка внутри кузова в кг;

$P_1$  — временная нагрузка на площадке в кг;

$G_1$  — вес тележки с двигателями в кг;

$G_2$  — вес колесной пары в кг;

$G_3$  — вес двигателя в кг;

$G_4$  — вес буксы в кг;

$G_5$  — вес надбуксовой рессоры в кг;

$G'$  — вес тележки без двигателей, букс, надбуксовых рессор и колесных пар в кг;

$G$  — вес двигателя, колесных пар, букс и надбуксовых рессор в кг;

$n$  — число пассажиров внутри кузова;

$n_1$  — число пассажиров на площадке;

$g$  — ускорение силы тяжести;

$M$  — масса кузова;

$v$  — скорость при движении на кривой в м/сек;

$R$  — минимальный радиус кривых в м;

$Q$  — нагрузка на тележку от кузова в кг;

$S$  — нагрузка на раму тележки от веса двигателя в кг;

$q_1$  и  $q_2$  — нагрузки на раму тележки от собственного веса рамы в кг;

$C$  — центробежная сила, действующая на тележку, в кг;

$C_1$  — центробежная сила, действующая на одну направляющую тележки, в кг.

Определим реакции двух подкузовных рессор от тары кузова с временной нагрузкой, считая 50% перегрузки:

$$Q = \frac{T + 1,5P + 1,5P_1}{2} \text{ кг}, \quad (103)$$

где;

$$P = 70n; \quad (104)$$

$$P_1 = 70n_1. \quad (105)$$

Определим вес тележки без двигателей, колесных пар, букс и надбуксовых рессор

$$2G_2 + 4G_4 + 2G_5 + G_3 = G \text{ кг}. \quad (106)$$

Реакция 4 надбуксовых рессор от веса тележки будет

$$G' = G_1 - G \text{ кг.} \quad (107)$$

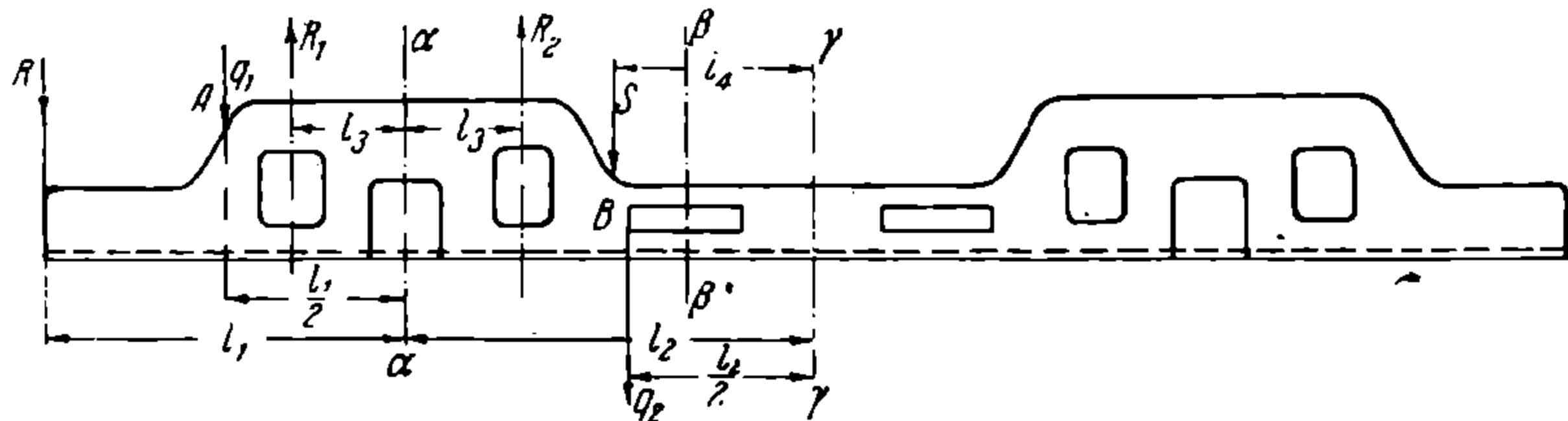
Тара рамы тележки будет

$$T' = G' - G_3 \text{ кг} \quad (108)$$

и распределяется на четыре равные части; из них две части  $q_1$  и  $q_2$ , приходящиеся на половину рамы тележки, приложены в точках  $A$  и  $B$  (фиг. 121) и равны

$$q_1 = q_2 = \frac{T'}{4} \text{ кг.} \quad (109)$$

Вес двигателя распределяем на равные части между осью колесной пары и поперечной балкой тележки.



Момент в сечении через силу  $q_2$  будет

$$Mq_2 = Q\left(l_1 + \frac{l_2}{2}\right) + \\ + q_1\left(\frac{l_1}{2} + \frac{l_2}{2}\right) - R_1\left(l_3 + \frac{l_2}{2}\right) - R_2\left(\frac{l_2}{2} - l_3\right) \text{ кг/см.} \quad (116)$$

Изгибающий момент в сечении через середину рамы тележки

$$M_{\gamma\gamma} = Q\left(l_1 + l_2\right) + \\ + q_1\left(\frac{l_1}{2} + l_2\right) - R_1(l_3 + l_2) - R_2(l_2 - l_3) + q_2 \frac{l_2}{2} + Sl_4 \text{ кг/см.} \quad (117)$$

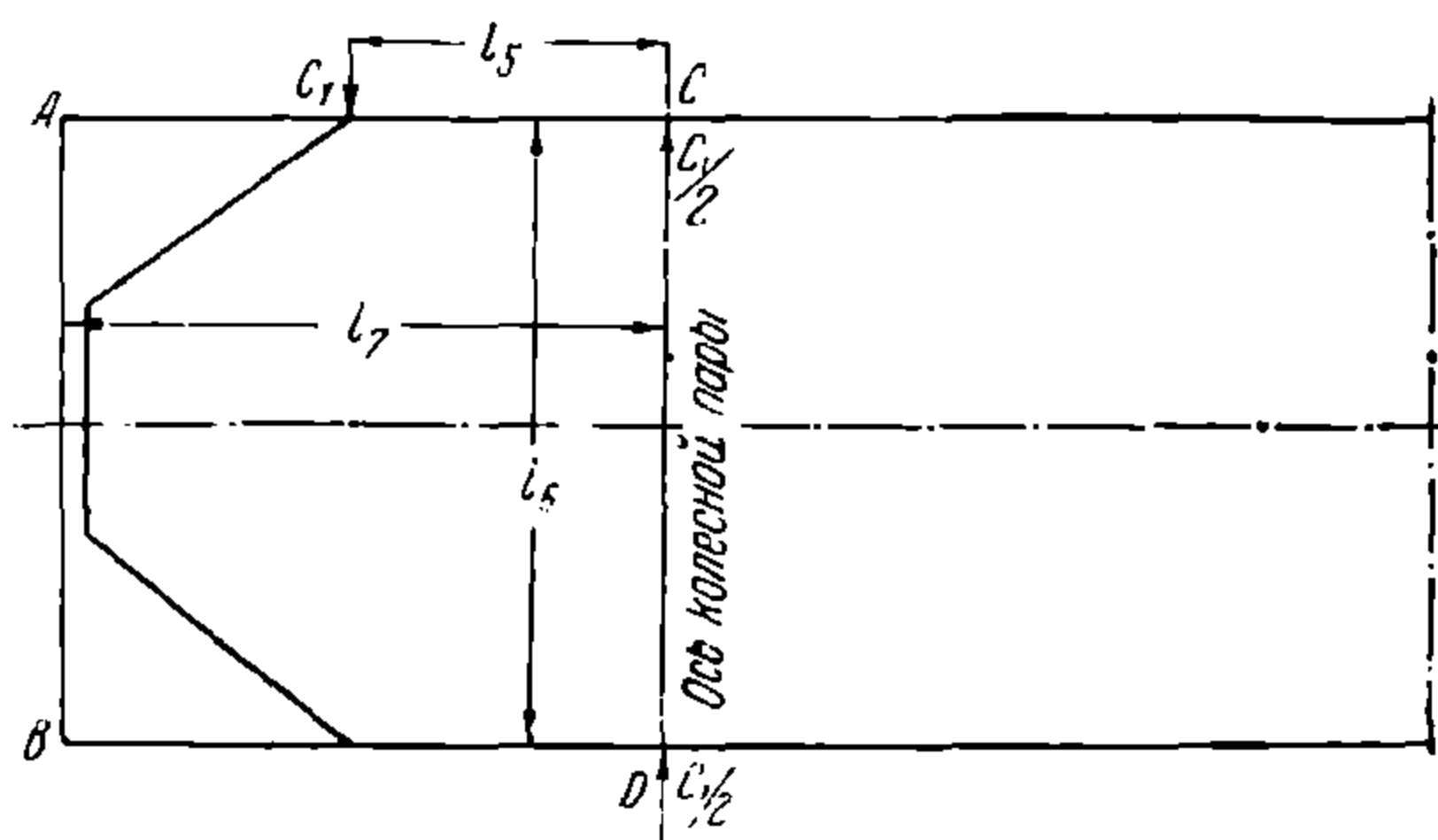
Определим изгибающие моменты от центробежной силы кузова. Центробежная сила при проходе вагоном кривых действует на раму тележки в виде горизонтальных сил.

Реакции вызываются в буксовых направляющих рамы.

Действующей силой является масса вагона над тележкой и собственная масса тележки.

Центробежная сила кузова будет

$$C = \frac{Mv^2}{R} \text{ кг.} \quad (118)$$



Фиг. 122.

Скорость  $v$  при расчете берется 10—15 км/час и минимальный радиус кривых 18—20 м.

$$M = \frac{T + 1,5P + 1,5P_1}{g}. \quad (119)$$

Центробежная сила передается через раму тележки на 4 буксы, а от них на оси колесных пар.

Точки приложения центробежной силы считаем в боковых направляющих рамы тележки на расстоянии  $l_5$  от геометрической оси колесной пары (фиг. 122).

Центробежная сила передается через одну пару буксовых направляющих, так как при нажатии в одну сторону в поперечном направлении кузова от других двух направляющих кузов отходит и образуется зазор.

Следовательно на одну направляющую действует центробежная сила

$$C_1 = \frac{C}{2}. \quad (120)$$

Определим момент инерции и моменты сопротивления в сечениях  $aa$ ,  $bb$  и  $yy$ .

Вычисленные моменты инерции сечения  $aa$  (фиг. 123) относительно горизонтальной оси через центр тяжести должны быть сведены в следующую табл. 15.

Таблица 15

Части сечения боковин	Размеры сечения боковин	Площадь сечения $\omega$ в $\text{см}^2$	Расстояние центра тяжести $y$ в $\text{см}$	$\omega y$	Расстояние от центра тяжести до оси $x$	$d^2$	$\omega d^2$	Момент инерции $J$
I	Прямоугольн. сечение	$\omega_1$	$y_1$	$\omega_1 y_1$	$d_1$	$d_1^2$	$\omega_1 d_1^2$	$J_1$
II	Прямоугольн. сечение	$\omega_2$	$y_2$	$\omega_2 y_2$	$d_2$	$d_2^2$	$\omega_2 d_2^2$	$J_2$
III	Угольник	$\omega_3$	$y_3$	$\omega_3 y_3$	$d_3$	$d_3^2$	$\omega_3 d_3^2$	$J_3$
IV	Прямоугольн. сечение	$\omega_4$	$y_4$	$\omega_4 y_4$	$d_4$	$d_4^2$	$\omega_4 d_4^2$	$J_4$
V	Угольник	$\omega_5$	$y_5$	$\omega_5 y_5$	$d_5$	$d_5^2$	$\omega_5 d_5^2$	$J_5$
		$\Sigma \omega$	—	$\Sigma \omega y$	—	—	$\Sigma \omega d^2$	$\Sigma J$

На основании данных, приведенных в табл. 15, определяем момент сопротивления в сечении  $aa$  относительно горизонтальной оси через центр тяжести сечения.

Аналогичные данные заносятся в таблицу для момента инерции относительно вертикальной оси через центр тяжести, после чего находим момент сопротивления.

Находим моменты сопротивления  $W_{aa}$  и  $W_{\beta\beta}$  сечения  $\beta\beta$  (фиг. 124) и затем сечения  $\gamma\gamma$  (фиг. 125) от горизонтальных усилий.

Схема загрузки рамы приведена на фиг. 122.

Для определения изгибающих моментов в сечениях рамы рассматриваем последнюю как жесткую балку с заделанными концами по осям колесных пар и нагруженную силой  $S_1$ .

Расчет будем вести по формулам для расчета рамных конструкций А. Клейнлогель, издание 1924 г., стр. 60, фиг. 122.

Находим

$$K = \frac{J_2}{J_1} \cdot \frac{l_7}{l_8}, \quad (121)$$

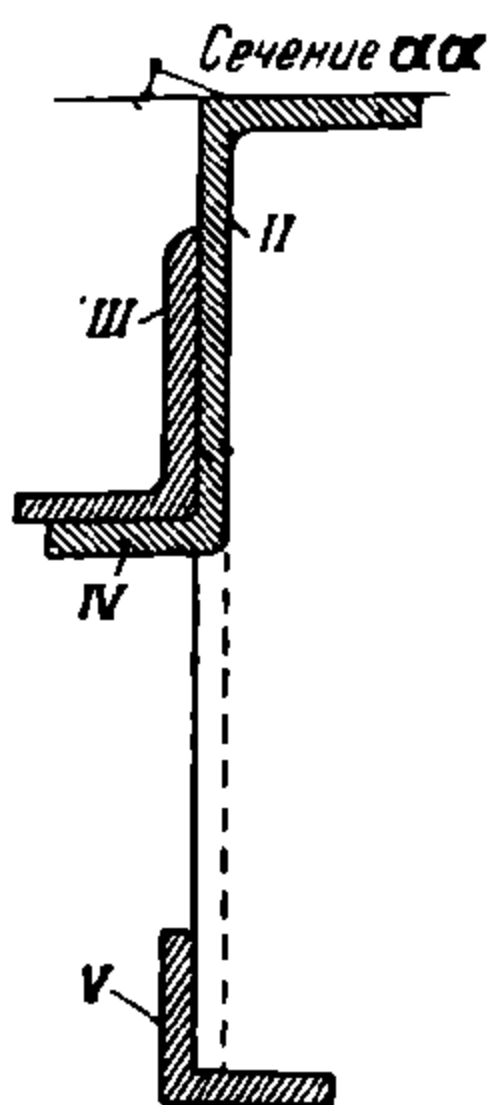
где  $J_2$  — момент инерции поперечной концевой балки  $AB$  (фиг. 122) относительно вертикальной оси;

$J_1$  — средний момент инерции боковины тележки в сечениях между  $AB$  и  $CD$ . Для упрощения расчета можно принять  $J_1$  равным моменту инерции в сечении  $\beta\beta$  (фиг. 122).

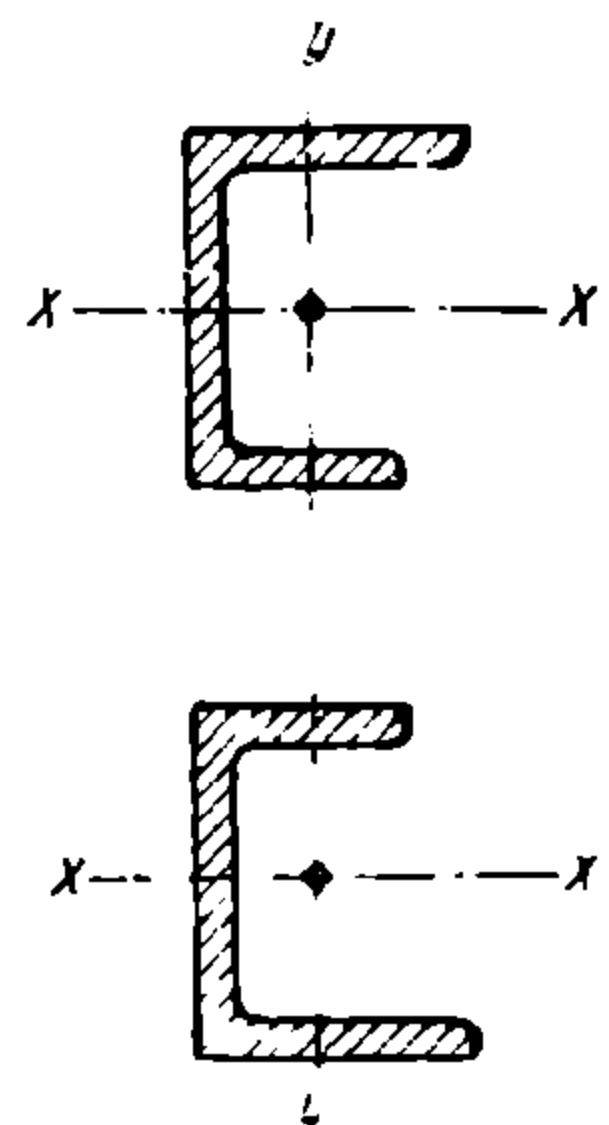
Обозначим через  $\delta = \frac{l_5}{l_7}$ .

$$a = \frac{3 + 2k - \delta(1 + k)}{2 + k}, \quad (122)$$

(123)



Фиг. 123.



Фиг. 124.



$$\beta = \frac{3k}{1+6k} \quad (124)$$

Изгибающий момент в сечении  $C$  будет

$$M_c = \frac{C_1 \cdot l_5 \cdot \delta}{2} \left[ \frac{2}{\delta} - \alpha - \beta \right] \text{ кг/см.} \quad (125)$$

В сечении  $D$  будет распор

$$H_D = \frac{C_1 \cdot \delta^2}{2(2+k)} [3(1+k) - \delta(1+2k)] \text{ кг.} \quad (126)$$

Распор в сечении  $C$  будет

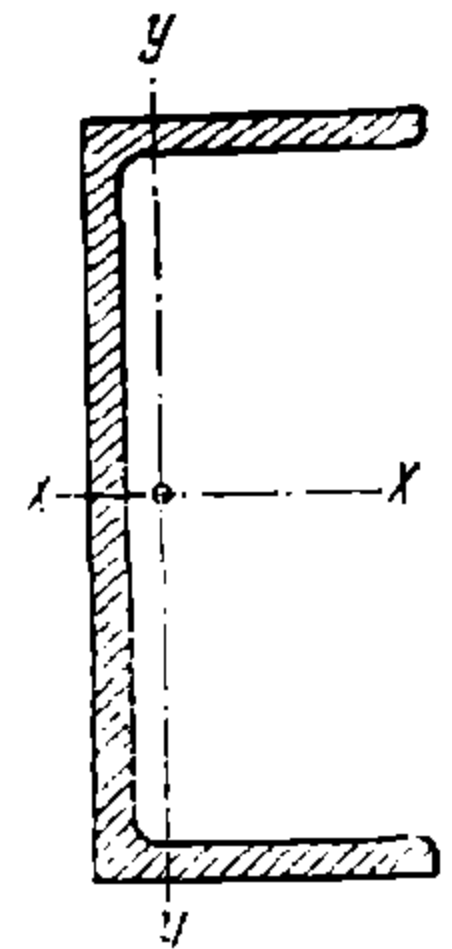
$$H_c = C_1 - H_D \text{ кг.} \quad (127)$$

Изгибающий момент от силы  $C_1$  будет

$$M_{c_1} = M_c + H_c \cdot l_5 \text{ кг/см.} \quad (128)$$

Изгибающий момент в узле  $A$  будет

$$M_A = M_c - H_D \cdot l_7 + C_1 l_5 \text{ кг/см.} \quad (129)$$



Фиг. 125.

Для части тележки между осями колесных пар изгибающие моменты определяем как для балки на двух опорах, по концам которой расположены изгибающие моменты  $M_c$  (фиг. 126). Определим напряжения в различных сечениях рамы.

Напряжение в сечении  $aa$  будет

$$p_1 = \frac{M_{ax}}{2W_{ax}} + \frac{M_c}{W_{ay}} \text{ кг/см}^2, \quad (130)$$

где  $W_{ax}$  — момент сопротивления по оси  $x$  в сечении  $aa$ ;  
 $W_{ay}$  — момент сопротивления по оси  $y$  в сечении  $aa$ ;  
 $M_{ax}$  — изгибающий момент от вертикальных сил;  
 $M_c$  — изгибающий момент от горизонтальных сил.

Напряжения в сечении  $R_2$  будут:

$$p_2 = \frac{M_k}{2W'} + \frac{M_c}{W''} \text{ кг/см}^2, \quad (131)$$

где  $M_k$  — изгибающий момент от вертикальных сил в сечении через силу  $R_2$ ;

$W'$  — момент сопротивления по оси  $x$ , равный

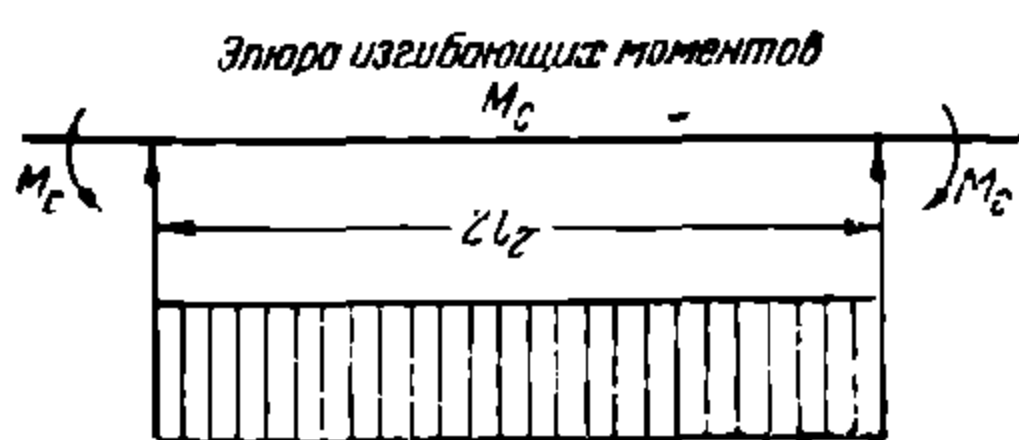
$$W' = \frac{W_{ax} + W_{qx}}{2}; \quad (132)$$

$W''$  — момент сопротивления по оси  $y$ :

$$W'' = \frac{W_{ay} + W_{qy}}{2} \quad (133)$$

Напряжение в сечении через силу  $q_2$  будет

$$p_3 = \frac{M_{q_2}}{2W_{ax}} + \frac{M_c}{W_{ay}} \text{ кг/см}^2. \quad (134)$$



Фиг. 126.

НБ  
УДУН  
(ДНТ)

Напряжение в сечении  $\gamma\gamma$  будет

$$P_4 = \frac{M_{\gamma\gamma}}{2W_{x\gamma}} + \frac{M_c}{M_{y\gamma}} \text{ кг/см.} \quad (135)$$

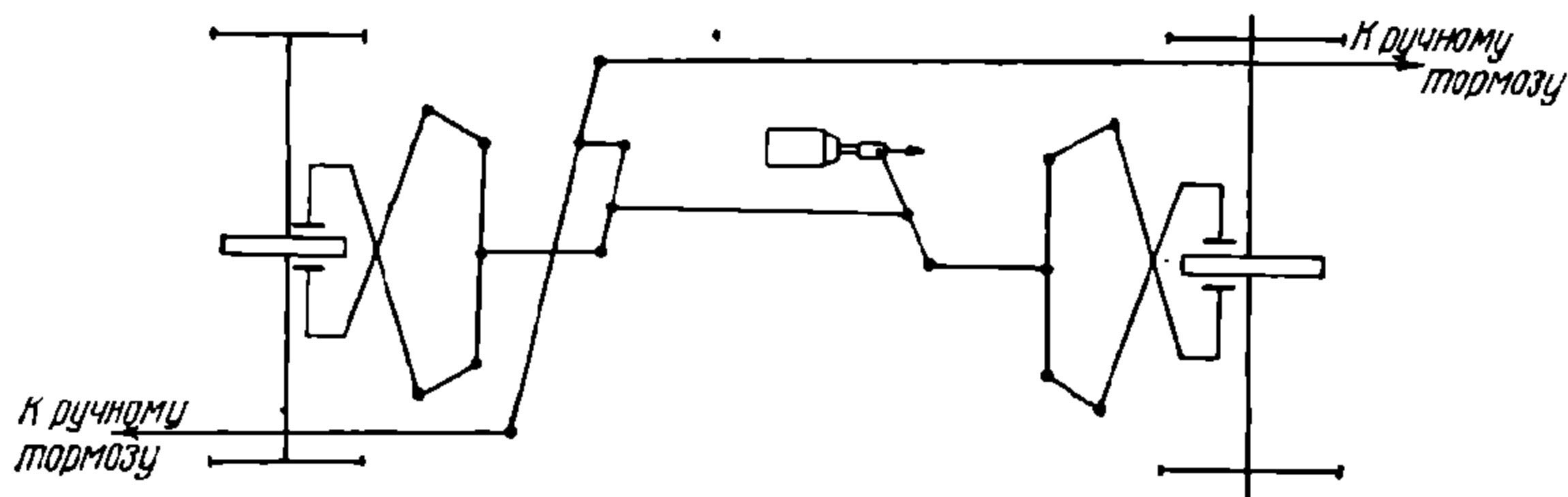
Во всех случаях допускаемое напряжение должно быть от 1 000 до 1 200 кг/см<sup>2</sup>.

#### 74. Системы механического тормоза

Механический тормоз представляет собой систему рычагов, траверс, тяг, тормозных дисков, башмаков, колодок и пр. и предназначается для передачи тормозных усилий на колеса, тормозные диски и оси колесных пар при торможении вагона (фиг. 127).

Тормозные усилия механическим тормозом могут передаваться при посредстве сжатого воздуха тормозным цилиндром или при помощи ручного привода — ручного тормоза.

В настоящее время на трамвайных вагонах применяются две системы механического тормоза:



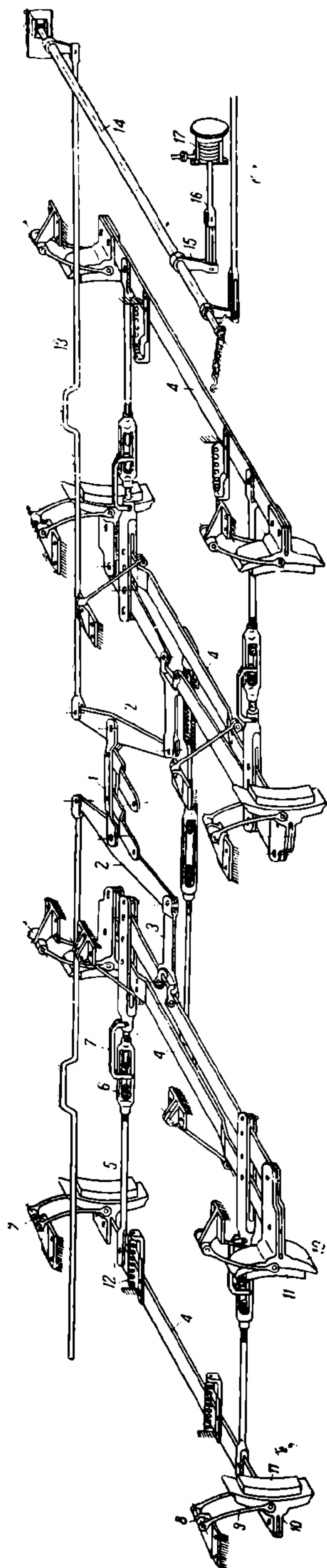
Фиг. 127.

а) тормоз, передающий тормозные усилия на бандажные колеса, называемый колесно-колодочным тормозом (фиг. 128);

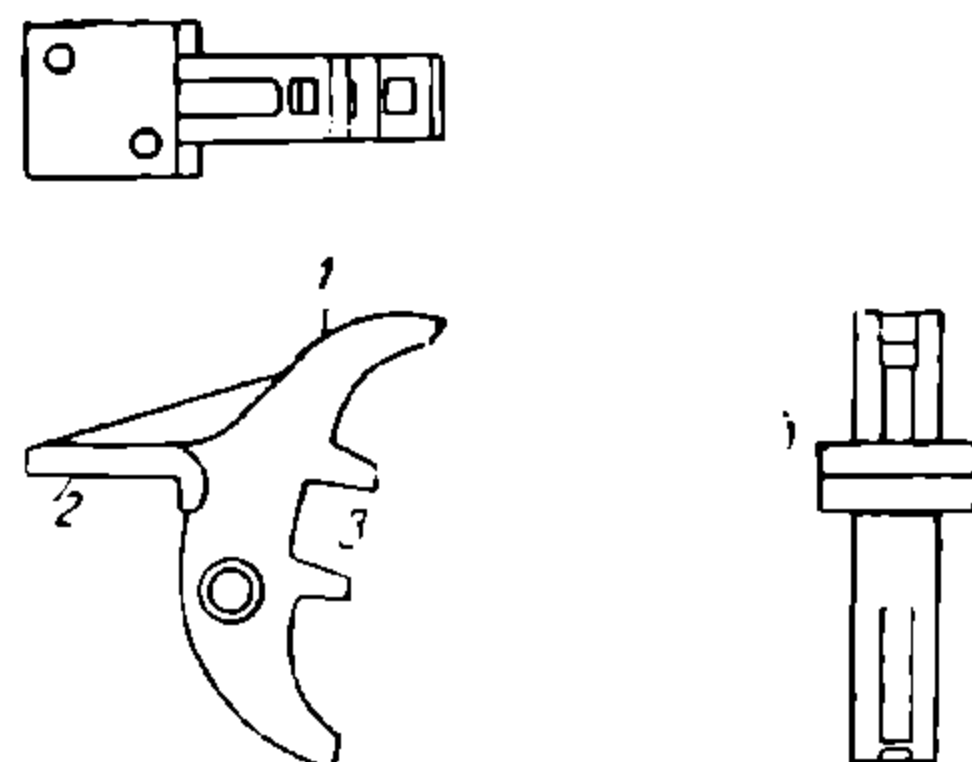
б) тормоз, передающий тормозные усилия на специальные тормозные диски, насаженные на оси колесных пар, называемый клещевым или распорным тормозом.

Колесно-колодочный тормоз (фиг. 128) состоит из планки 1, соединенной с балансирами 2. Балансиры на одном конце соединены с длинной тягой 13, а на другом — с тормозными траверсами 4. Тормозные траверсы соединены короткими тормозными тягами 5, концы которых имеют правую и левую нарезки и ввинчиваются в регулировочные муфты 6. Для предупреждения от самопроизвольного вращения регулировочной муфты последняя удерживается кошкой 7. Тормозные башмаки 10 и колодки 11 подвешены на кронштейнах 8 и подвесках 9. Тормозные траверсы 4 оттягиваются пружинами 12.

Длинная тяга 13 соединена с валом 14, а последний кронштейном 15 и тягой со штоком 16 тормозного цилиндра 17. Планка 1, балансиры 2, короткие тяги 3 составляют центральную часть тормоза. При колесно-колодочном тормозе у вагонов с поворотными тележками типа Беккера, Пульмана, Коломенского завода и др. центральная часть тормоза подвешена на кузове, а остальная часть тормоза — на тележках.



Фиг. 128.



Фиг. 129.

У вагонов на тележках с жесткой базой вся тормозная система помещается на тележке.

На вагонах со свободными осями вся тормозная передача, как-то: рычаги, тяги, траверсы, башмаки и пр., подвешивается на кузове, что является недостатком тормоза бестележечных вагонов.

При просадке рессор от чрезмерной нагрузки тормозные башмаки с колодками опускаются ниже геометрического центра колеса, и вследствие неправильного положения колодки по отношению к бандажу тормозной эффект ослабляется.

На тележечных вагонах тормозные башмаки подвешиваются несколько выше геометрического центра колеса для того, чтобы

просадка рессор при перегрузке вагона не влияла на тормозной эффект.

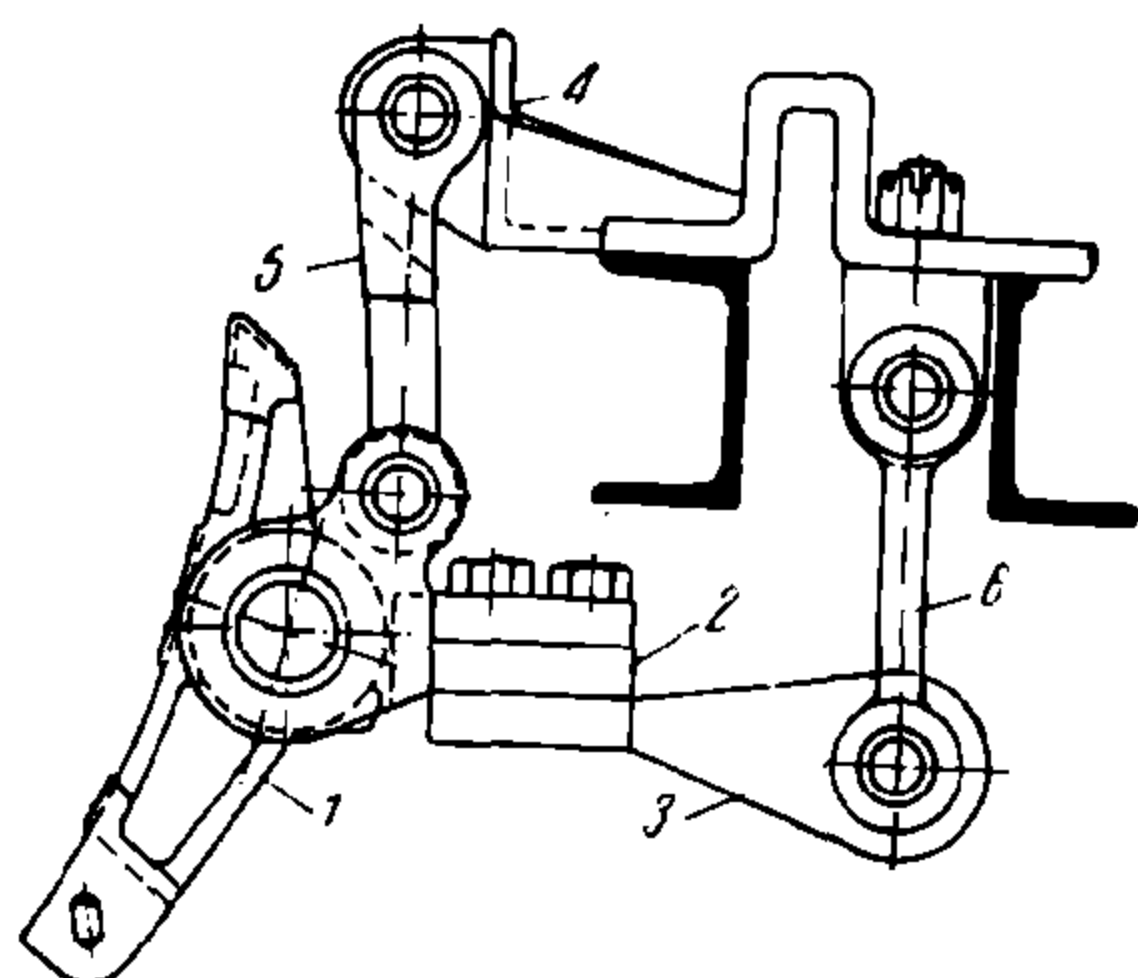
Тормозные колодки подвешиваются при помощи башмаков.

На фиг. 129 показан нормальный жесткий башмак, представляющий стальную отливку с кронштейном, башмак укрепляется к тормозной траверсе. Во внутреннюю часть башмака вставляется тормозная колодка, которая удерживается специальной клинсообразной шпонкой.

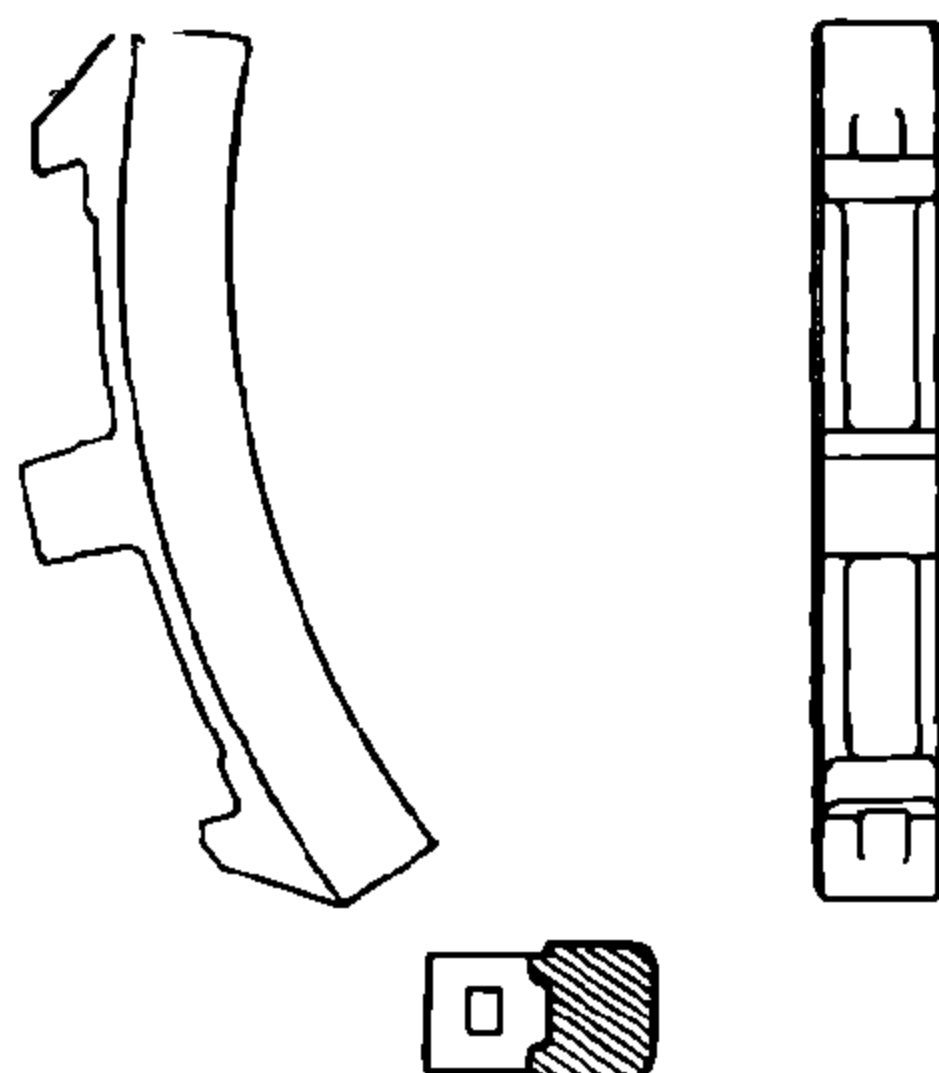
На фиг. 130 приведенный поворотный башмак 1 укреплен с траверсой 2 и кулачком 3, который подвешивается к балке тележки 4 при помощи серьги 5. Тормозная траверса подвешивается на сержке 6. Поворотный башмак имеет перед жестким преимущество, заключающееся в том, что износ колодок происходит более равномерно, благодаря чему расход колодок сокращается.

Тормозные колодки для колесно-колодочного тормоза, согласно техническим условиям, утвержденным III Трамвайным съездом в 1930 г., должны изготавливаться чугунами литыми.

Твердость чугуна определяется на приборе Бринелля, причем отпечаток шарика диаметром в 10 мм, на обработанной поверхности колодки, под дав-



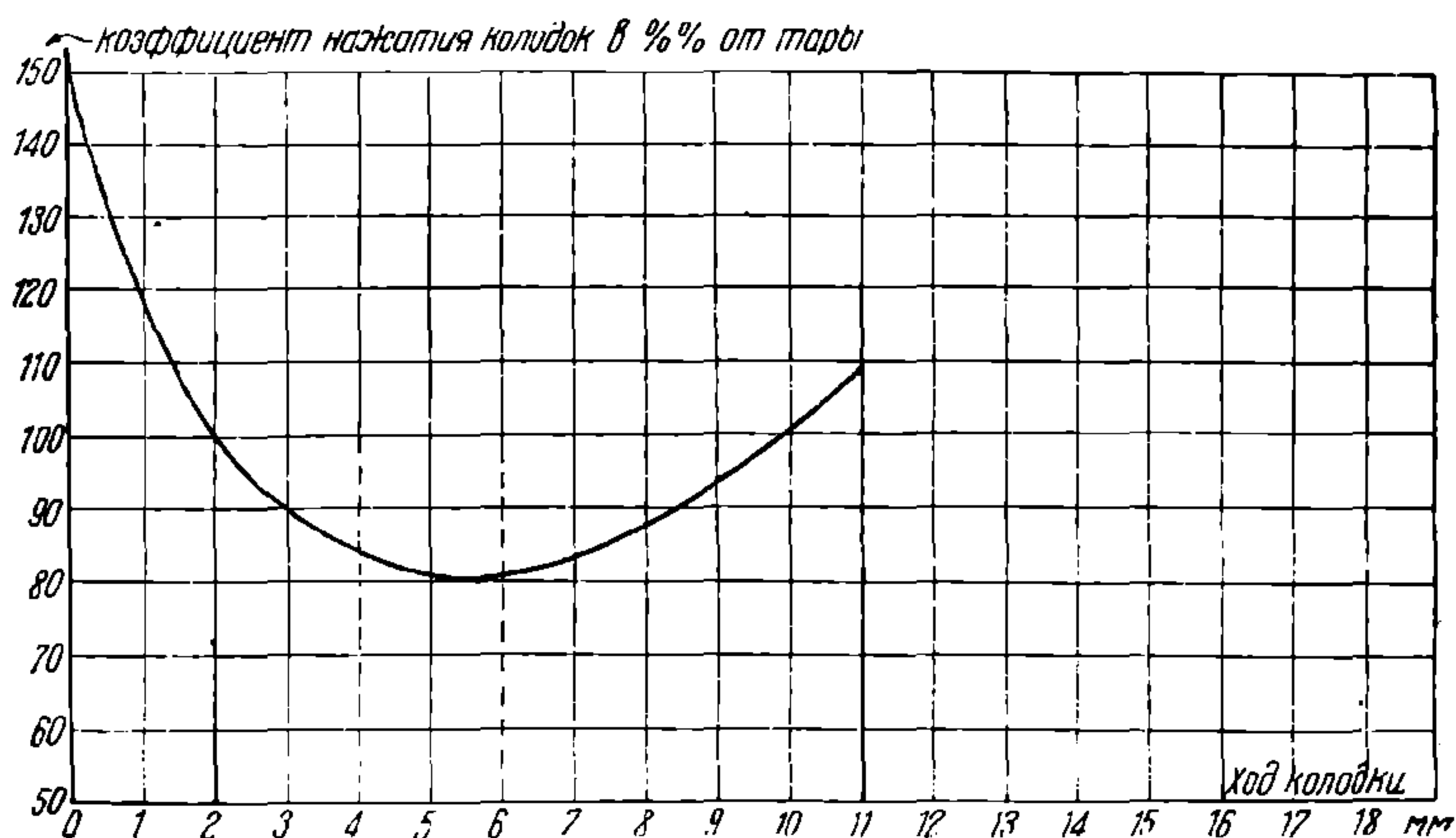
Фиг. 130.



Фиг. 131.

лением в 3 т в течение 15—30 сек. должен быть 3,6 мм, что соответствует 285 единицам твердости по Бринеллю с допусками  $\pm 50$  единиц твердости.

Отлитые чугунные колодки должны быть очищены от формовочного песка и обрублены от литников так, чтобы при проверке их шаблоном они соответствовали форме тормозного башмака (фиг. 131).



Фиг. 132.

На поверхности колодок не допускаются свищи, трещины, усадочные раковины и заусенцы или приливы от сдвига при формовке.

Нормальный средний срок работы чугунных колодок для городов с тяжелым профилем и остановками через 300—500 м определяется в 30—35 дней при пробеге (7 000—8 000 км), что составляет средний годовой



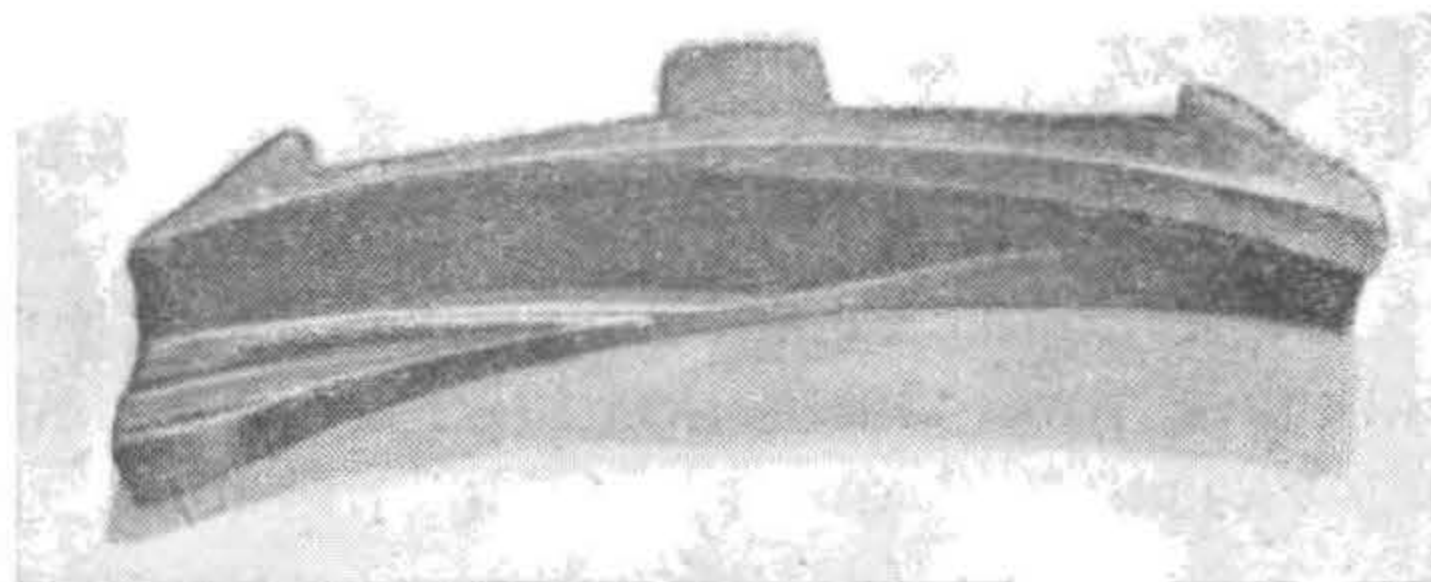
расход колодок на один двухосный моторный вагон при 8-колодочном тормозе 90—95 штук и для прицепного — 60—65 шт.

Расход колодок в значительной степени зависит от содержания тормозной системы в эксплуатации.

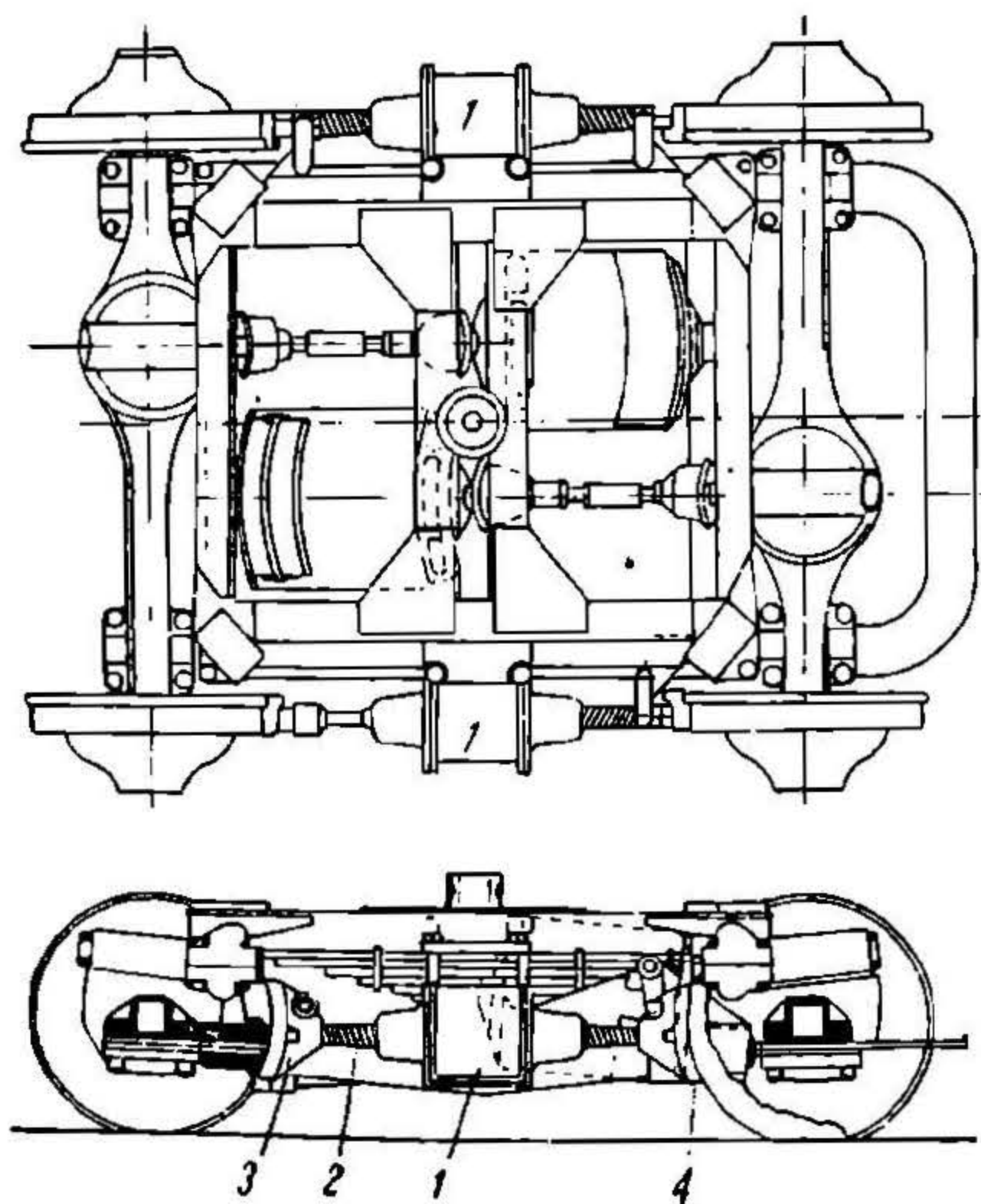
Экспериментальными исследованиями установлено, что на тележках Беккера коэффициент нажатия колодок повышается при зазоре между колодкой и бандажем менее 5 мм и более 6 мм (фиг. 132).

Это повышение нажатия колодок при зазоре от 6 до 11 мм соответствует увеличению коэффициента нажатия от 80 до 110% от тары. При зазоре же от 2 до 6 мм коэффициент нажатия колодок уменьшается от 100 до 80% от тары. Таким образом при регулировке колодок, когда зазор не превышает допустимых норм для коэффициента нажатия, расход колодок снижается.

Наблюдение за нормальным зазором между колодкой и бандажем (2—3 мм) имеет также значение в отношении уменьшения расхода электроэнергии для тяги. Вагоны с затянутыми колодками, когда последние без торможения касаются бандажей, увеличивают расход электроэнергии на 2—3% от общего расхода энергии для тяги.



Фиг. 133.



Фиг. 134.

Существенным недостатком колесно-колодочного тормоза является изменчивость тормозного эффекта в зависимости от состояния поверхности бандажей и колодок. При сухих колодках и бандажах коэффициент трения  $\varphi_k$  достаточно высок, при мокрых или грязных бандажах  $\varphi_k$  заметно понижается, отчего тормозной эффект ослабляется.

Во время работы тормоза при повышении коэффициента нажатия колодок или при повышении рабочего давления в тормозном цилиндре тормозные траверсы изгибаются, отчего тормозные башмаки с колодками занимают неправильное положение по отношению бандажей, и колодки начинают изнашиваться не по всей поверхности, а одним краем (фиг. 133), что понижает тормозной эффект и способствует дальнейшей деформации траверсы.

Чтобы избежать перекоса колодок, следует периодически проверять шаблоном тормозные траверсы и при необходимости их выправлять.

Система колесно-колодочного тормоза, при наличии значительного числа частей тормозной передачи, как-то: балансиров, рычагов, траверс, тяг и пр., во время движения вагона дает значительный шум, что является также недостатком тормоза.



Поэтому на современных трамвайных вагонах в борьбе за уменьшение шума, издаваемого вагоном, приняты меры и в отношении тормозной передачи, которая упрощена и значительно облегчена.

Приведем как образец такого упрощения тормозной передачи колесно-колодочный тормоз на тележках стандартного вагона „General Car and Coach Co“ (фиг. 134).

Между колесами с обеих сторон тележки подвешены тормозные цилиндры 1 двухстороннего действия. Штоки 2 тормозного цилиндра соединены непосредственно с тормозными башмаками 3, в которых укреплены чугунные колодки 4.

При подаче сжатого воздуха в тормозные цилиндры 1 штоки 2 прижимают тормозные колодки 4 к колесам.

Указанная конструкция тормоза отличается простотой и удобством в обслуживании (легкая смена колодок и удобное регулирование тормоза).

Вследствие отсутствия промежуточной передачи в виде тяг, рычагов, балансиров и пр. получается значительное снижение веса тележки и уменьшается шум при движении.

### 75. Клещевой тормоз

Колесно-колодочный тормоз является уже устаревшим типом механического тормоза и на современных вагонах заменяется клещевым и распорным тормозами, обладающими преимуществами перед колесно-колодочным тормозом.

При клещевом тормозе:

- 1) уменьшается износ бандажей колесных пар;
- 2) упрощается конструкция тормоза;
- 3) облегчается и удешевляется эксплуатация тормозной системы;
- 4) достигается высокий коэффициент трения между колодкой и тормозным диском ( $\varphi_k = 0,3$  и выше);
- 5) исключается влияние просадки рессор кузова и тележки на тормозной эффект;
- 6) получается неизменяемый коэффициент трения между колодкой и диском в зависимости от состояния поверхности бандажей;
- 7) уменьшается шум от тормозной передачи при движении вагона.

Клещевой тормоз (фиг. 135, вклейка), применяемый на прицепных вагонах, состоит из тормозного диска 1, насаженного на оси колесных пар при помощи шпонок и укрепленного болтами 2 с корончатыми гайками и шплинтами.

На кузове при помощи подвесок 3 подвешиваются клещи 4, имеющие на одном конце серьги 5 с соединительной планкой 6, к которой укрепляется тяга 7 рычажной передачи тормоза.

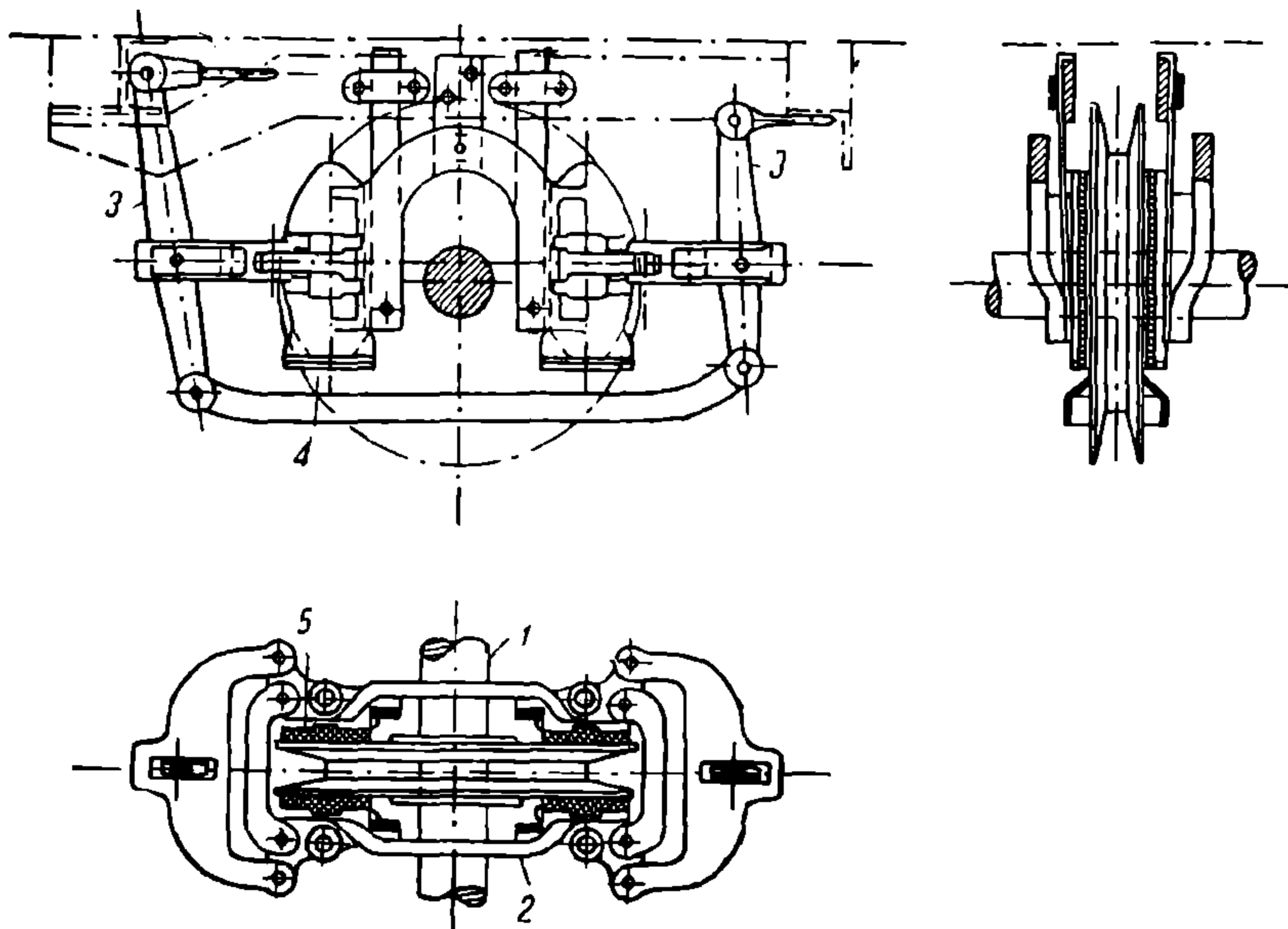
Противоположные концы клещей, имея точки вращения 8, упираются в штифты 9, соединенные с тормозными башмаками 10, на которых укреплены деревянные или бакелитовые колодки 11.

Штифты 9 имеют спиральные пружины 12, возвращающие тормозные башмаки в первоначальное положение после прекращения действия тормоза.

Действие клещевого тормоза понятно из фиг. 135 (вклейка).

Распорный тормоз оборудуется на моторных вагонах, где расположение клещевого тормоза невозможно, так как почти вся ось занята двигателем.

Распорный тормоз (фиг. 136) имеет следующее устройство: на вагонной оси 1 в пространстве между двигателем и колесным центром насаживаются два стальных тормозных диска 2, между которыми на подвесках 3 поме-



Фиг. 136.

щаются тормозные башмаки 4 с колодками 5. При помощи приводного рычажного механизма, действующего в распор на башмаки, колодки прижимаются к дискам.

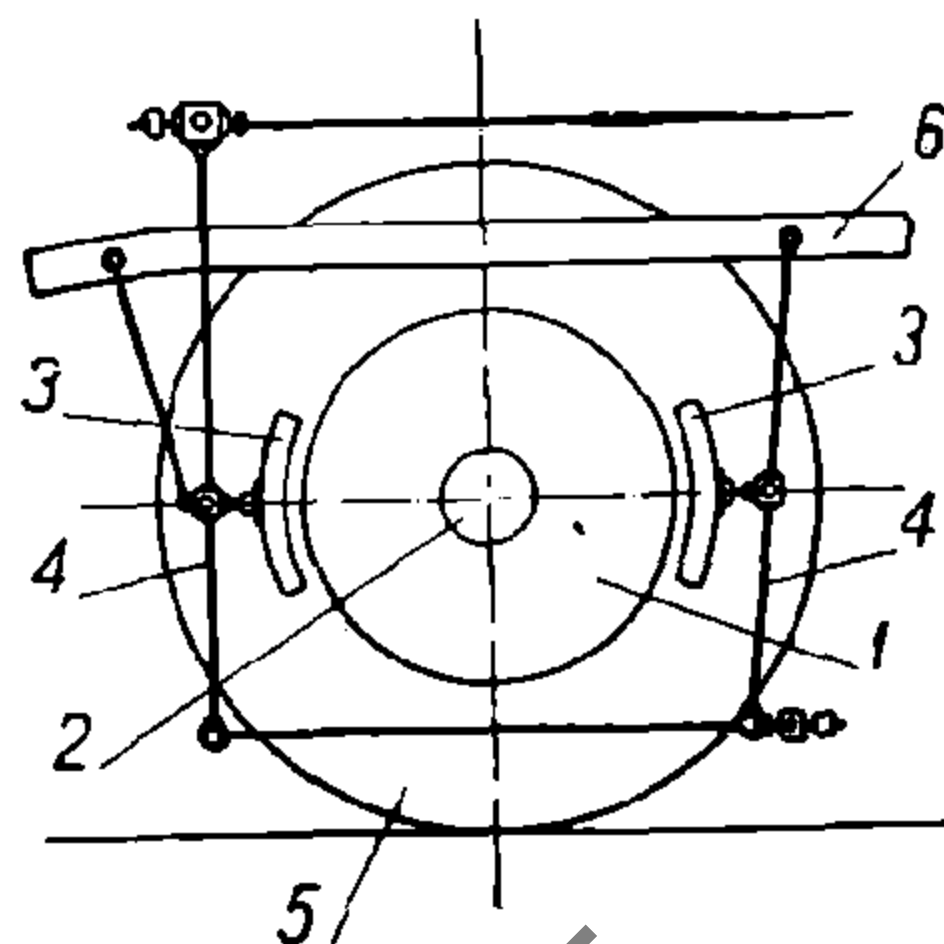
На фиг. 137 приведен барабанный тормоз, разработанный Констр. бюро СВАРЗ в 1935 г. Он состоит из стального барабана 1, насаженного неподвижно на вагонную ось 2, между тяговым двигателем и колесным центром. Тормозные колодки 3 соединены с коромыслами 4, а последние с тягами 5.

Коромысла 4 подвешены к балочке 6, укрепленной одним концом на моторной траверсе, а другим, помощью листовой рессоры, на корпусе тягового двигателя.

Тормозные колодки могут быть чугунными или бакелитовыми.

Преимуществами данного тормоза перед колесно-колодочным тормозом являются:

- 1) неизменяемость коэффициента трения между колодкой и тормозным барабаном,
- 2) высокий коэффициент трения между колодкой и тормозным барабаном.
- 3) значительно облегченный вес,
- 4) простота конструкции,
- 5) легкий уход в эксплуатации.



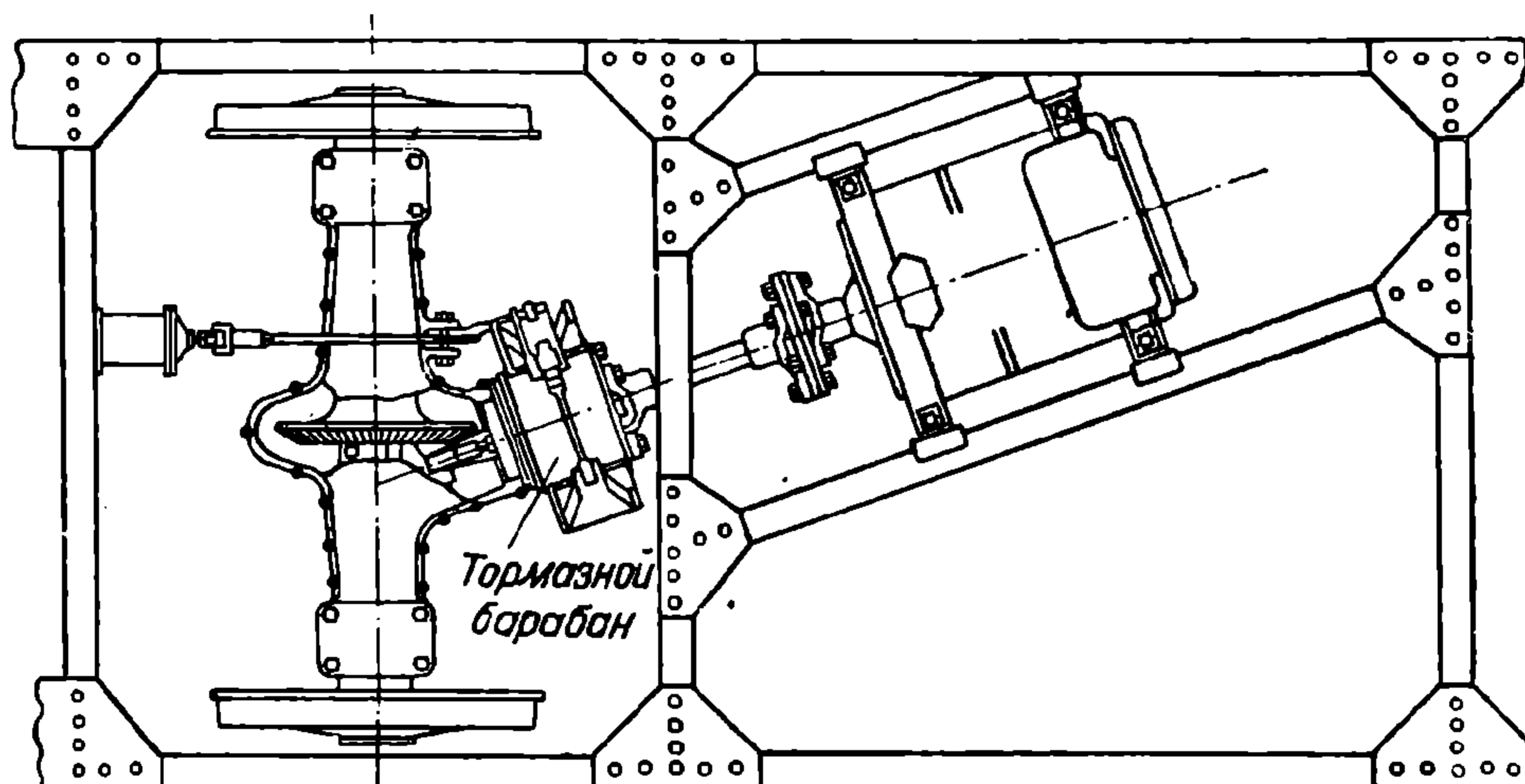
Фиг. 137.

Действие тормоза хорошо видно на фиг. 137.

На фиг. 138 показан ленточный тормоз на валу тягового двигателя.

На вал тягового двигателя насаживается тормозной барабан, который обхватывается стальной лентой с колодками.

Лента соединена с приводом от тормозной системы.



Фиг. 138.

При передаче тормозного усилия через систему рычагов колодки прижимаются к тормозному барабану и вызывают торможение вала двигателя и вагонной оси, связанной с последним.

Преимуществами ленточного тормоза являются:

- а) независимость тормозного эффекта от нагрузки вагона пассажирами,
- б) простота конструкции и легкое обслуживание тормоза,

в) отсутствие одностороннего давления на колеса и осевые буксы.



Фиг. 139.

При клещевом и распорном тормозе пользуются колодками из пластмассы (*Jurid*), бакелитовыми и др. (фигура 139).

К колодкам из пластмассы предъявляются следующие требования:

- 1) колодки должны выдерживать давление до  $25 \text{ кг/см}^2$ , не раздавливаясь;
- 2) при температуре  $250-300^\circ \text{C}$  колодки не должны обугливаться;
- 3) колодки должны иметь коэффициент трения  $\varphi_k$  не ниже 0,3 при сухих колодках и диске;
- 4) быть достаточно теплопроводными для отдачи тепла окружающему воздуху.

Указанным требованиям удовлетворяют колодки из бакелита.

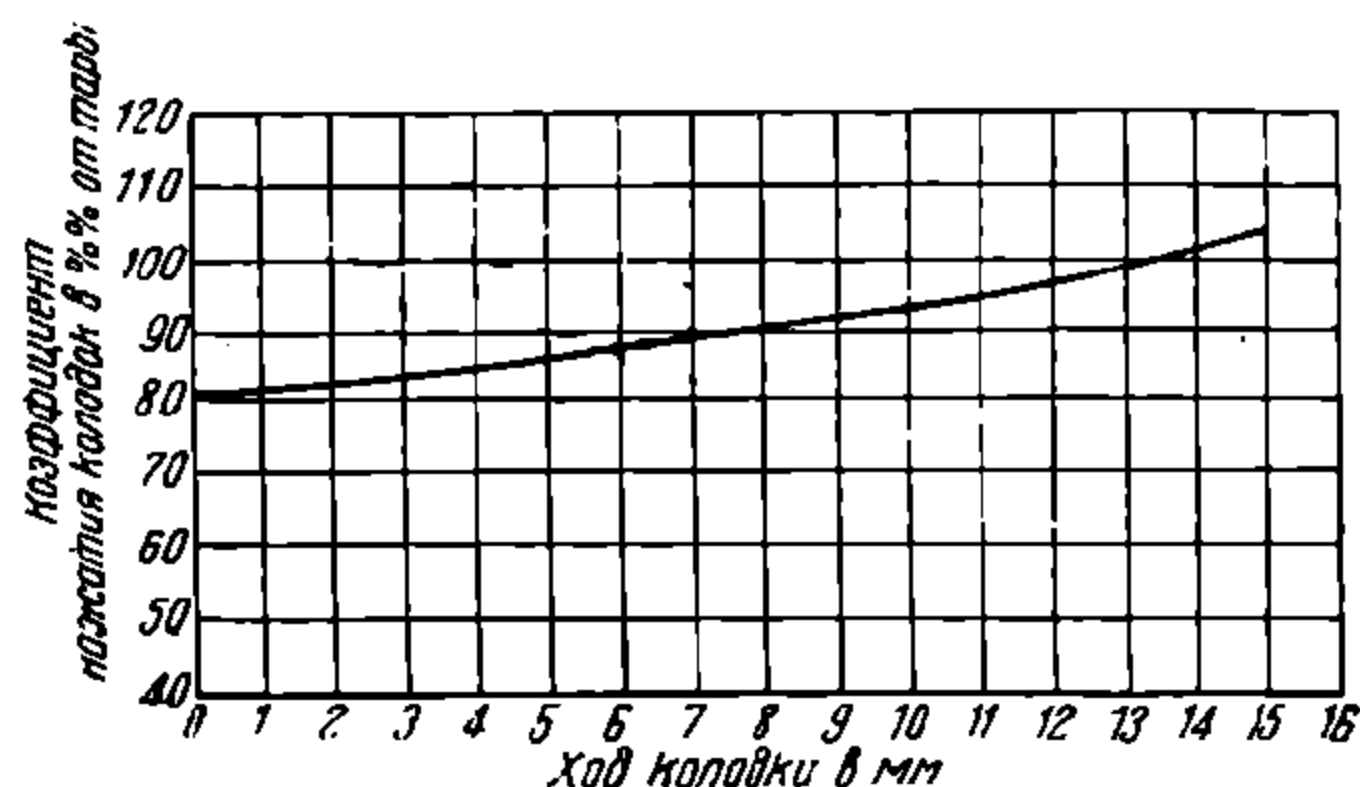
Состав бакелитовых колодок следующий:

Бакелитовый лак	300/0
Асбест в хлопьях	450/0
Бракованная бумага	100/0
Железные опилки	50/0
Мумия . . . . .	50/0
Медная проволока обрезки	50/0

2

Бакелитовый лак	300/0
Асбест . . . . .	550/0
Чугунные опилки	100/0
Медная проволока	50/0

Бакелитовые колодки изготавливаются следующим способом. Мягкие асбестовые концы с проволокой тщательно расщепляются и смешиваются с размельченными чугунными опилками. Вся эта смесь пропитывается в бакелитовом лаке, тщательно перемешивается и провяливается в течение около 20 часов. Затем подготовленная таким образом смесь отвешивается на весах и закладывается в металлические формы, стенки которых, во избежание прикипания к ним массы, обкладываются воощанкой (бумагой). Вместе со смесью в формы закладываются болты и железные пластины, которые запрессовываются в массу. После заполнения формы массой последние кладутся под пресс, и масса прессуется под давлением около 100 *т*. После прессовки на формы одеваются хомуты, и формы ставятся в электрическую печь для сушки при температуре 170—180° С. После 3-часовой сушки формы вынимаются из печи и остуживаются в водяной ванне, затем снимаются с форм хомуты, и готовые колодки выпрессовываются из форм.



Фиг. 140.

Срок службы бакелитовых колодок определяется пробегом 30 000—40 000 *км*, что составляет средний годовой расход колодок на один двухосный прицепной вагон при 4-колодочном тормозе 10—15 штук.

Ввиду того, что тормозной диск клещевого тормоза подвешен посередине оси, колодки и тормозной диск всегда сухие, отчего тормозной эффект этого тормоза, независимо от состояния поверхностей бандажей, остается неизменяемым, иначе говоря, состояние погоды не влияет на эффективность клещевого тормоза.

На фиг. 140 приведена диаграмма изменения коэффициента нажатия клещевого тормоза в зависимости от изменения зазора между колодками и тормозным диском.

Из диаграммы видно, что при новых колодках, когда зазор между диском и колодкой около 2 *мм*, коэффициент нажатия составляет 80—82% от тары. При изношенных колодках, когда зазор достигает более 10 *мм*, тормозной коэффициент повышается до 100% от тары и выше.

Ввиду разных характеристик колесно-колодочного и клещевого тормозов совместная эксплуатация поездов, составляемых из вагонов с различными

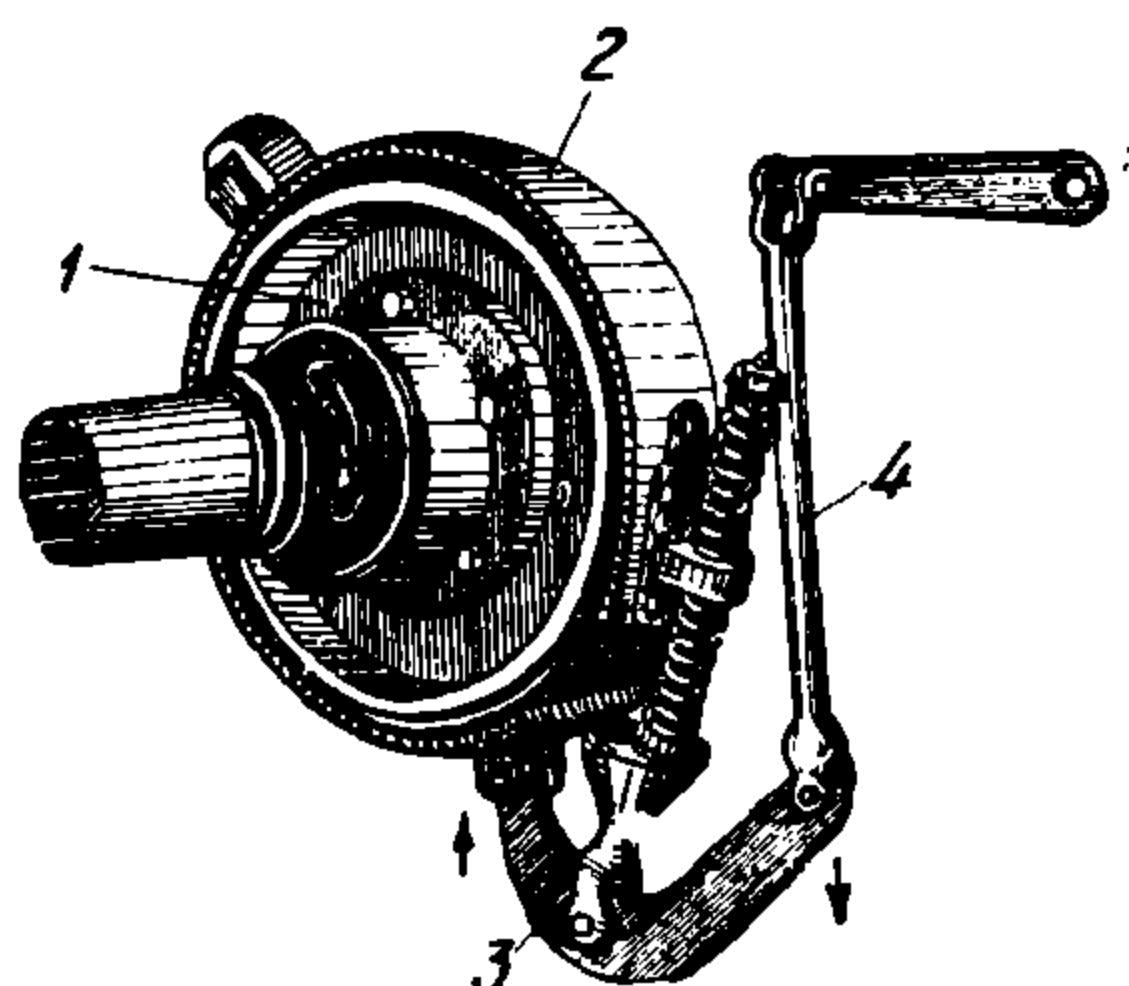
типами тормоза, нежелательна. Опыт эксплуатации московского трамвая показал не вполне удовлетворительную работу совместной работы моторного вагона с колесно-колодочным тормозом и прицепного с клещевым тормозом.

При понижении  $\varphi_k$  у моторного вагона тормозной эффект его понижается, на прицепном же вагоне  $\varphi_k$  остается неизменным, отчего полное заторможение прицепного вагона наступает раньше, чем у моторного вагона.

При неодновременном торможении моторного и прицепного вагона прицепной вагон движется с неподвижными колесами („юз“), отчего на бандажах образуются выбоины, дающие стук колес на рельсах. Такие вагоны не допускаются к движению и требуют ремонта (фиг. 52).

## 76. Ленточный тормоз

Современные трамвайные вагоны имеют ленточный тормоз (фиг. 141). Ленточный тормоз аналогичен автомобильному тормозу, состоит из



Фиг. 141.

стального барабана 1, насаженного на вагонную ось или на вал тягового двигателя, и стальной ленты 2, обхватывающей указанный тормозной барабан.

К стальной ленте имеется механический привод в виде рычагов 3 и тяг 4, которым и осуществляется передача тормозной силы.

Тормозные усилия при ленточном тормозе могут быть достигнуты желаемой величины, однако тормозной эффект его, так же как и колесно-колодочного тормоза, переменный и зависит от состояния поверхностей тормозного барабана и ленты.

При попадании воды или грязи на тормозные поверхности тормозной эффект ленточного тормоза снижается.

## 77. Ручной тормоз

Ручной тормоз предназначается для приведения в действие системы механического тормоза от руки.

Ручной тормоз устанавливается на моторных вагонах на площадках управления, в прицепных же вагонах — на площадках и внутри вагона у места кондуктора.

Ручной механический тормоз (фиг. 142) состоит из корпуса (колонки) 1, в верхней части которого проходит вал 2. На вал 2 насажена малая шестерня 3, имеющая зацепление с большой шестерней 4, сидящей на спиралеобразном барабане 5.

На спиралеобразном барабане укреплен цепь 6, соединенная через направляющий ролик с тягой ручного тормоза. На конец вала 2 насажен маховик 7 с ручкой 8.

На барабане 5 насажено храповое колесо 9, в которое упирается собачка 10, противоположный конец которой 11 оттягивается пружиной 12. Собачка 10 тягой 13 соединяется с ножной педалью 14.



На корпусе 1 на цепочке 15 укреплен запорный штырь 16, который вставляется в отверстие 17 в собачке 10 и предупреждает отторможение тормоза.

Запорный штырь 16 ставится в случае оставления вагона вагоноважатым на продолжительное время с заторможенным ручным тормозом, при задержке вагонов в пути или на конечной станции.

При вращении маховика 7 по стрелке малая шестерня 3 вращает большую шестерню 4, а вместе с ней барабан 5, на который наматывается цепь 6. Цепь тянет за конец тормозной тяги, а последняя передает усилие на приводной механизм тормозной системы.

Собачка 10, заскакивая в зубья храпового колеса 9, фиксирует положение барабана 5.

Для отпуска заторможенного ручного тормоза необходимо нажать ногой на педаль 14, тогда тяга 13 оттягивает собачку 10, храповое колесо вместе с барабаном 5 освобождается, цепь разматывается и тормозная тяга отходит в положение отторможения.

Распространенным ручным тормозом на заграничных трамваях является тормоз Акклея (фиг. 143).

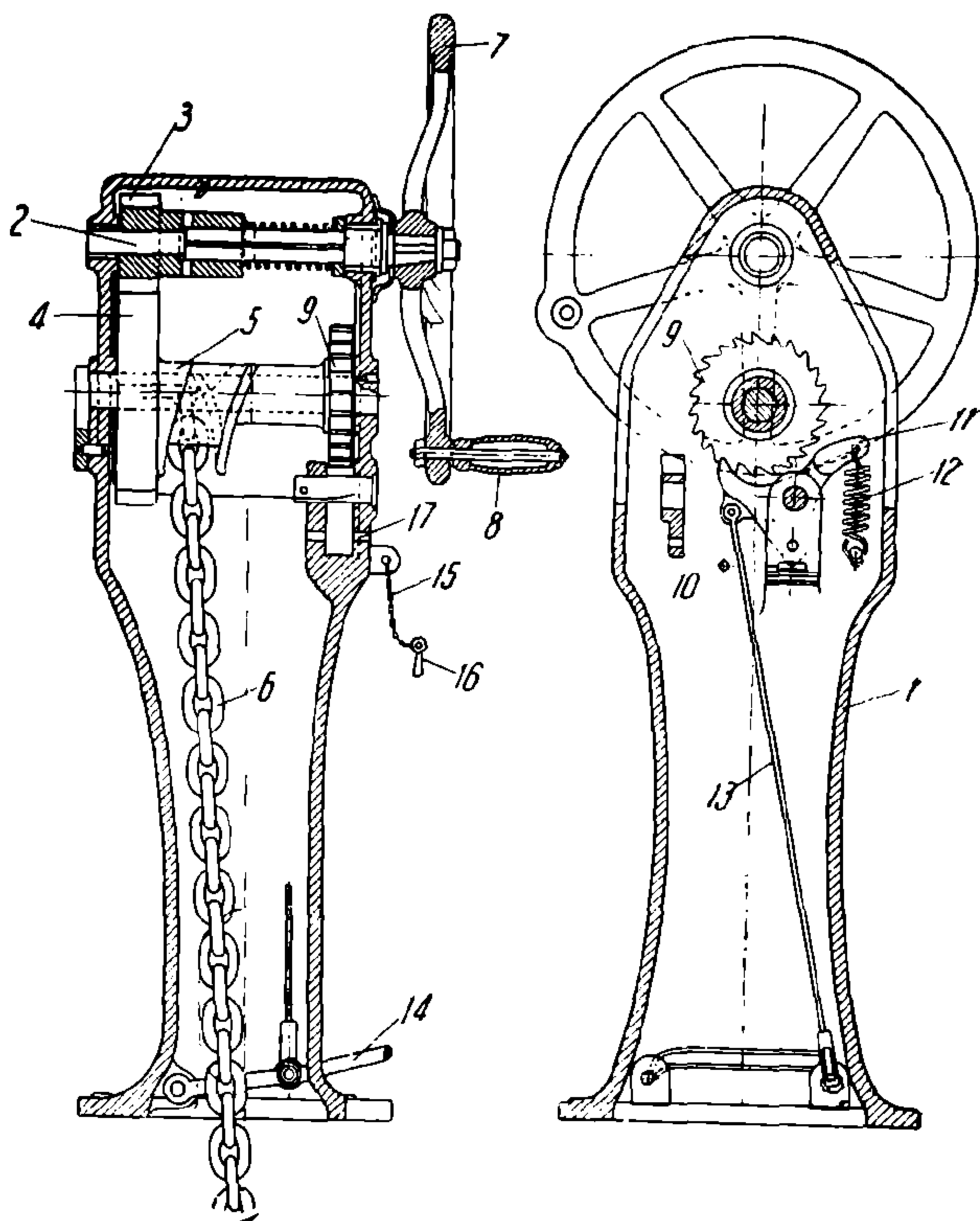
Вертикальный вал 1 имеет рукоятку 2, нижний конец вала имеет квадрат 3, вставленный во втулку, имеющую шестерню 4.

Шестерня 4 имеет сцепление с большой шестерней 5, составляющей одно целое со спиралеобразным барабаном 6, на который наматывается цепь 7 привода механического тормоза. Храповое колесо 8 и собачка 9 помещаются над полом.

Благодаря тому, что малая шестерня и спиралеобразный барабан вращаются на роликовых подшипниках, торможение и отпуск тормоза Акклея происходят быстро и без затраты значительных усилий.

Ручным тормозом приходится пользоваться

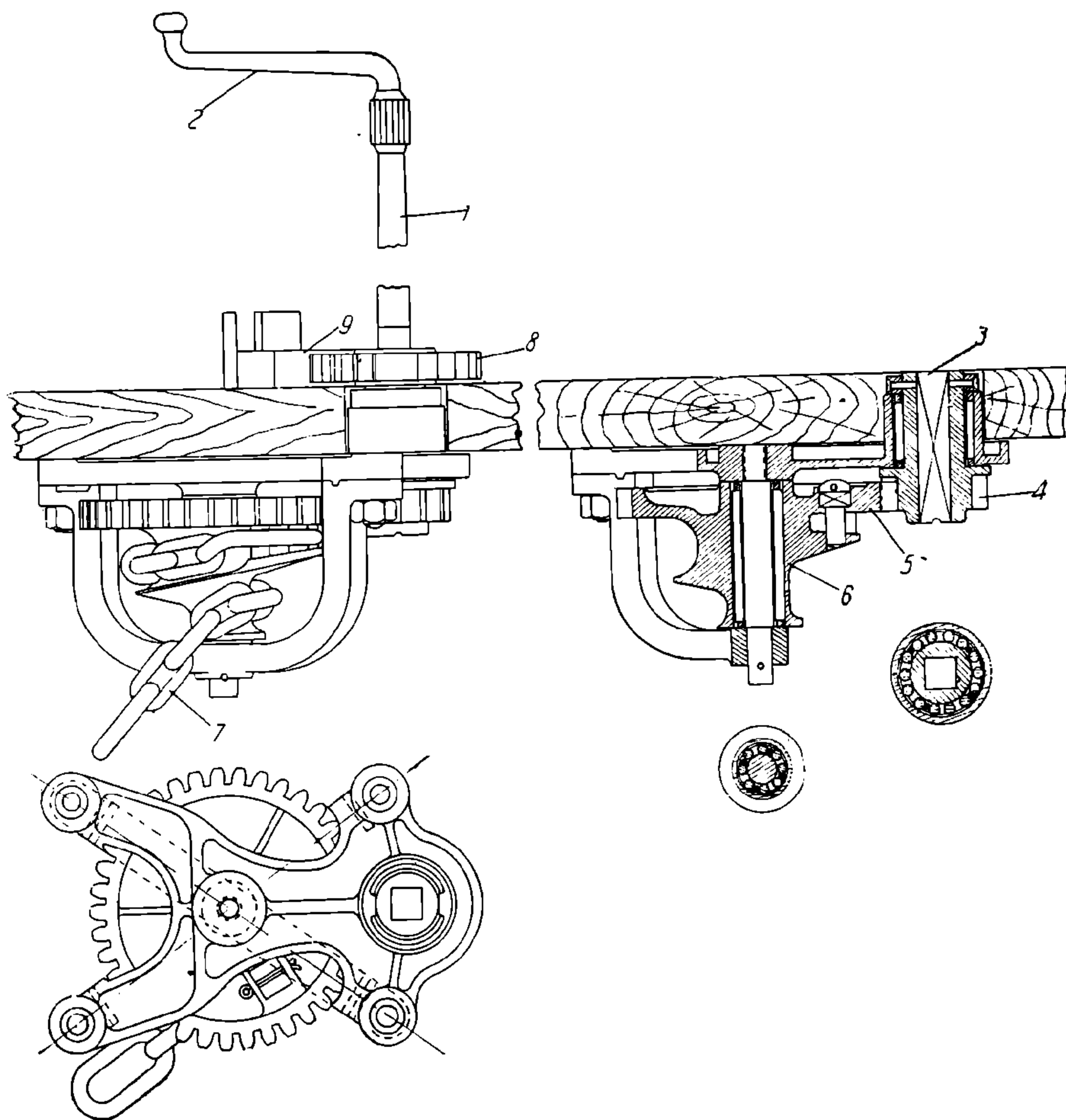
- а) в случае бездействия воздушного тормоза;
- б) при оставлении вагона обслуживающим персоналом движения;
- в) при длительной остановке вагона на подъеме или на уклоне;



Фиг. 142.

г) при маневрах: подход на сцепку, перегонка вагонов в парке, когда в тормозной системе нет воздуха.

Правильно отрегулированным ручным тормозом считается такой, когда полное торможение вагона происходит при 1,5—2 оборотах маховика или ручки. Цепь должна наматываться на спиралеобразный барабан без набега-ния одного звена на другое.



Фиг. 143.

## 78. Расчет клещевого тормоза

Тормозная сила, передаваемая через колодки на тормозные диски, выбирается в процентном отношении от тары вагона. Обычно при расчете механического тормоза задаются тормозной силой 0,85—0,95 от тары.

Отношение тормозной силы к таре вагона называется коэффициентом нажатия колодок.

Расчет тормозной передачи будем производить в предположении, что на тормозную систему действует шток тормозного цилиндра (фиг. 144).

Примем следующие обозначения:

$T$  — тара вагона в кг;

$A_k$  — сила нажатия всех колодок (тормозная сила) в кг;

$P$  — усилие на штоке тормозного цилиндра в кг;

$P_1$  — усилие, передаваемое на тягу, соединяющую рычаг  $BC$  с рычагом  $DE$  в кг;

$d$  — диаметр тормозного цилиндра в см;

$p$  — давление в тормозном цилиндре в кг/см<sup>2</sup>;

$n$  — число бакелитовых колодок;

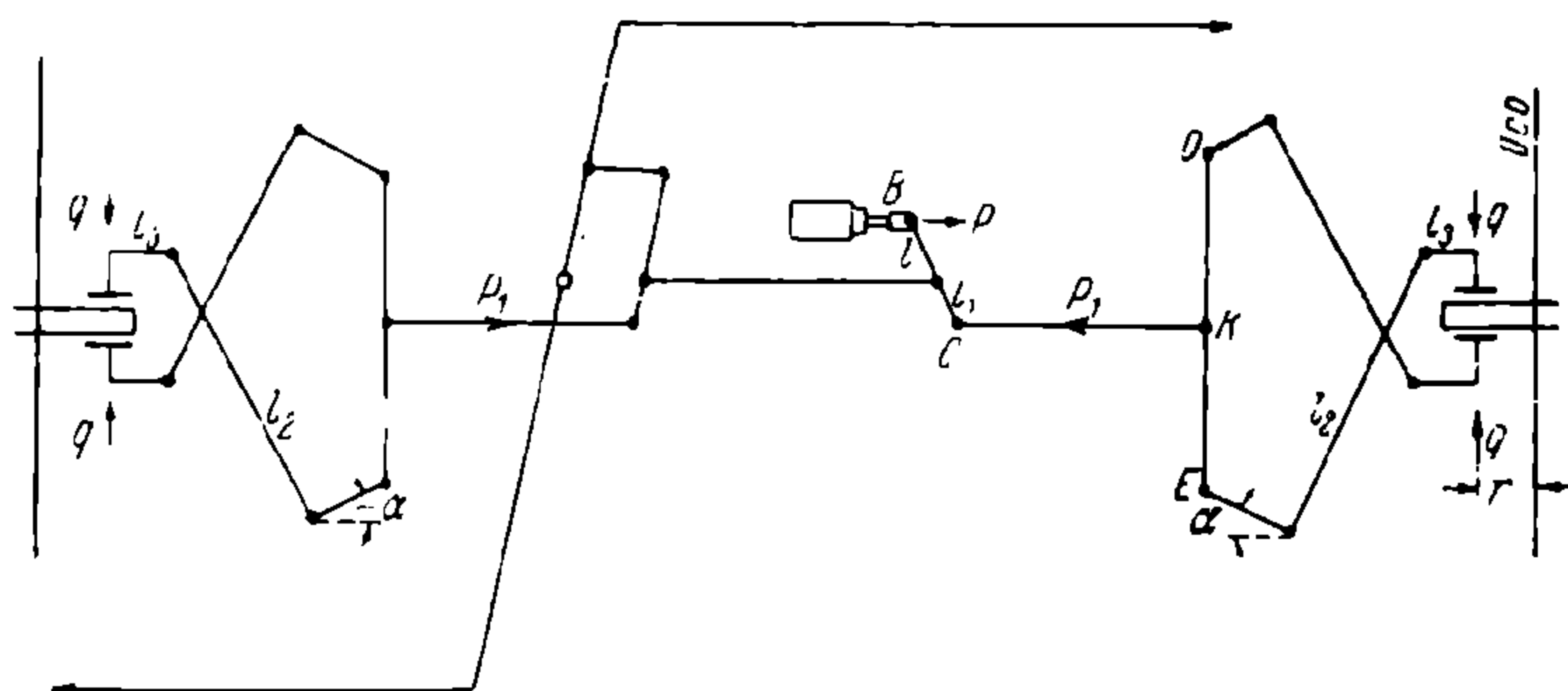
$l$  и  $l_1$  — длина рычага  $BC$  в см;

$l_2$  — длинное плечо клещей в см;

$l_3$  — короткое плечо клещей в см;

$q$  — усилие, передаваемое на тормозную колодку, в кг;

$m_1$  — коэффициент нажатия колодок клещевого тормоза в процентах;



Фиг. 144.

$m$  — коэффициент нажатия чугунных колодок;

$F_1$  — сила трения на тормозном диске;

$\varphi_1$  — коэффициент трения бакелитовых колодок;

$r$  — расстояние от центра тяжести колодки до геометрического центра тормозного диска;

$M_1$  — момент силы трения при клещевом тормозе;

$F$  — сила трения чугунных колодок о два бандаж в кг;

$\varphi$  — коэффициент трения чугунной колодки о бандаж;

$R$  — радиус колеса в см;

$M$  — момент силы трения при колесно-колодочном тормозе в кг/см;

$Q$  — давление чугунных колодок на два бандаж;

$\eta$  — коэффициент полезного действия тормозной передачи от 0,75—0,8;

Определим усилие на штоке тормозного цилиндра

$$P = \frac{\pi d^2 \cdot p}{4} \text{ кг.} \quad (136)$$

Зная усилие  $P$ , можно определить усилие, передаваемое на рычаг  $DE$ :

$$Pl = P_1 l_1 \text{ или } P_1 = \frac{Pl}{l_1} \quad (137)$$

Усилие на две тормозных колодки определяется из уравнения

$$\begin{aligned} 2q \cdot l_3 &= P_1 l_2 \cos \alpha \\ 2q &= \frac{P_1 \cdot l_2 \cdot \cos \alpha}{l_3}. \end{aligned} \quad (138)$$

Угол  $\alpha$  обычно применяется для клещевых тормозов  $15-20^\circ$ . Определим полную силу нажатия всех бакелитовых колодок

$$A_k = n \cdot q \cdot \eta. \quad (139)$$

Коэффициент нажатия колодок будет

$$m_1 = \frac{A_k \cdot 100}{T} \% . \quad (140)$$

Для сравнения тормозного эффекта при колесно-колодочном и клещевом тормозе допустим, что моменты сил трения для обоих тормозов получаются одинаковыми, т. е.

$$M = M_1.$$

Определим момент трения для колесно-колодочного тормоза

$$M = F \cdot R. \quad (141)$$

Момент трения при клещевом тормозе определяется

$$M_1 = F_1 r. \quad (142)$$

Сила трения двух чугунных колодок на бандажи будет

$$F = Q \cdot \varphi. \quad (143)$$

Подставляя значение  $F$  в формулу (141), получим

$$M = \varphi Q \cdot R.$$

Приравнивая оба момента трения  $M$  и  $M_1$ , получим

$$F_1 r = \varphi Q \cdot R, \quad (144)$$

откуда

$$Q = \frac{F_1 r}{\varphi \cdot R}. \quad (145)$$

Давление всех чугунных колодок на обе колесные пары будет равно  $2Q$ . Определим коэффициент нажатия чугунных колодок

$$m = \frac{2Q}{T}. \quad (146)$$

При сравнении полученных результатов коэффициенты нажатия при клещевом и колесно-колодочном тормозе должны быть или одинаковыми или близкими друг к другу, что и укажет на правильность расчета. Расчет необходимо производить при максимальном износе колодок, когда угол  $\alpha$  уменьшается и усилия  $q$  возрастают.

*Пример.* Произведем поверочный расчет для клещевого тормоза при следующих данных: тара вагона 8 000 кг; диаметр колеса 760 мм; диаметр

тормозного цилиндра  $d = 20,3 \text{ см}$ ; давление в тормозном цилиндре  $p = 3,0 \text{ кг/см}^2$ ; радиус тормозного диска  $r = 16 \text{ см}$ ;  $\alpha = 20^\circ$ ;  $l = 21 \text{ см}$ ;  $l_1 = 17 \text{ см}$ ;  $l_2 = 40 \text{ см}$ ;  $l_3 = 10 \text{ см}$ ;  $\varphi = 0,18$ ;  $\varphi_1 = 0,3$ .

Коэффициент полезного действия тормозной передачи  $\eta = 0,8$ .

Определим усилие, передаваемое на штоке тормозного цилиндра:

$$P = \frac{3,14 \cdot 20,3^2}{4} \cdot 3 = 970 \text{ кг}.$$

Тогда усилие  $P_1$  в рычаге  $СК$  будет

$$P_1 = \frac{970 \cdot 21,0}{17,0} = 1\,200 \text{ кг}.$$

Найдем усилия на две тормозных колодки:

$$2q = \frac{1\,200 \cdot 40,0 \cdot 0,94}{10,0} = 4\,500 \text{ кг}.$$

Давление на четыре колодки будет

$$4\,500 \cdot 2 = 9\,000 \text{ кг}.$$

Найдем силу нажатия всех колодок

$$A_k = 4q\eta = 9\,000 \cdot 0,8 = 7\,200 \text{ кг}.$$

При tare вагона в  $8\,000 \text{ кг}$  коэффициент нажатия будет:

$$m_1 = \frac{7\,200 \cdot 100}{8\,000} = 90\%.$$

Найденный коэффициент нажатия  $m_1$  соответствует нормальному действию тормоза. Проверим эффективность клещевого тормоза по сравнению с колесно-колодочным.

Для получения одинакового эффекта торможения при клещевом и колесно-колодочном тормозе нужно, чтобы

$$F_1 r = FR;$$

при  $F = 0,18Q$  и  $F_1 = 4\,500 \cdot 0,3 = 1\,350 \text{ кг}$  получим:

$$1\,350 \cdot 16 = Q \cdot 0,18 \cdot 38,$$

откуда

$$Q = \frac{1\,350 \cdot 16}{0,18 \cdot 38} = 3\,160 \text{ кг}.$$

Давление же всех чугунных колодок на обе колесные пары будет:

$$3\,160 \times 2 = 7\,320 \text{ кг},$$

что составляет от тары

$$m = \frac{7\,320 \cdot 100}{8\,000} = 91,5\%.$$

Таким образом эффективность клещевого тормоза будет достаточна.



## 79. Расчет колесно-колодочного тормоза

При расчете колесно-колодочного тормоза задаются максимальным тормозным усилием, передаваемым всеми колодками на бандажи.

Тормозное усилие при расчете тормоза выбирается в процентном отношении от тары вагона.

Экспериментальным исследованием установлено, что удовлетворительные результаты торможения при колесно-колодочном тормозе получаются при условии, что тормозная сила не превосходит величины тары вагона и колеблется в пределах 85—100% от тары.

Задаваться большими тормозными усилиями нельзя потому, что при получении чрезмерной тормозной силы возможно при торможении скольжение невращающихся колес („юз“).

Принимая те же обозначения, которые указаны в расчете клещевого тормоза, определим усилие на штоке тормозного цилиндра:

$$P = \frac{\pi d^2}{4} \cdot p \quad (147)$$

Усилие, передаваемое на тягу  $AB$ , будет

$$P_1 = \frac{P \cdot l_1}{l_2} \quad (148)$$

Соответственно определяются усилия  $P_2$ ,  $P_3$ ,  $P_4$ .

Усилие  $P_1$  передается на два колеса поровну, поэтому на рычаг  $l_3$  и  $l_4$  будет действовать сила  $\frac{P_1}{2}$ .

Тогда усилие

$$P_2 = \frac{P_1 (l_3 + l_4)}{2 \cdot l_4} \quad (149)$$

Определим усилия  $P_3$  и  $P_4$ :

$$P_3 = \frac{P_1 \cdot l_3}{2 \cdot l_4}; \quad (150)$$

$$P_4 = \frac{P_3 (l_3 + l_4)}{l_3} \quad (151)$$

Учитывая коэффициент полезного действия передачи, получим общее тормозное усилие на 4 колодки

$$A = 4P_4 \cdot \eta. \quad (152)$$

Коэффициент нажатия всех колодок будет

$$m = \frac{4P_4 \eta \cdot 100}{T} \text{ в } \%. \quad (153)$$

Ручной тормоз рассчитывается из предположения, что давление, передаваемое от руки на тормозные колодки, должно составлять 80—85% от тары вагона. В зависимости от этого выбираются зубчатая передача в колонке ручного тормоза, размеры спиралеобразного барабана, диаметр маховика и т. д.

При расчете ручного тормоза принимается усилие от руки не более 35 кг (фиг. 145).

Введем следующие обозначения:

$m$  — коэффициент нажатия колодок;

$R$  — радиус маховика ручного тормоза;

$Z_1$  — число зубьев малой шестерни;

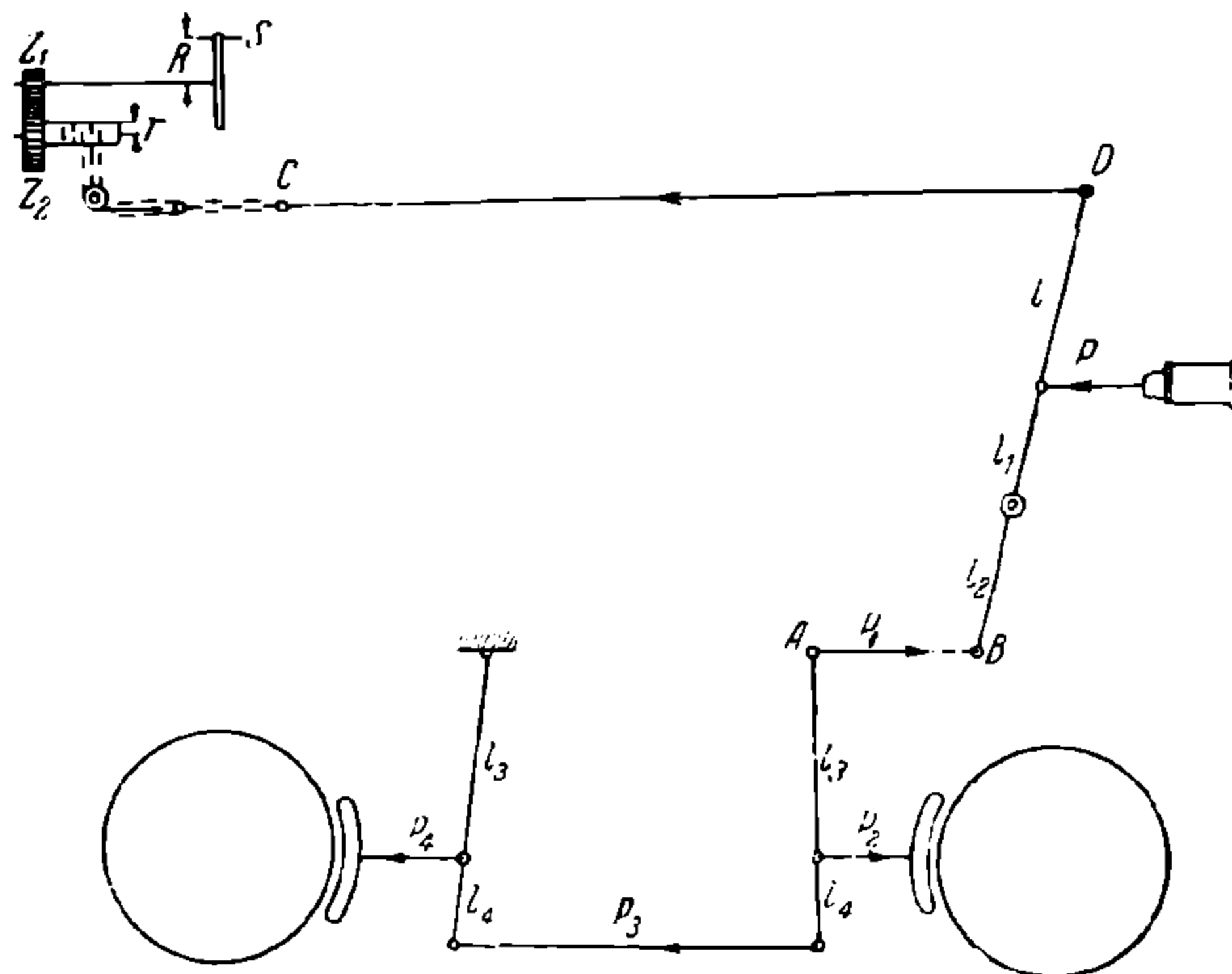
$Z_2$  — число зубьев большой шестерни;

$r$  — радиус спиралеобразного барабана;

$T$  — тара вагона;

$S$  — усилие от руки;

$\eta$  — коэффициент полезного действия ручного тормоза  $= 0,75$ .



Фиг. 145.

Усилие, передаваемое рукой через маховик на тягу  $CD$ , будет

$$P' = \frac{SR \cdot Z_2}{Z_1 r} \quad (154)$$

$$P'_1 = \frac{P' (l + l_1)}{l_2}; \quad (155)$$

$$P'_2 = \frac{P'_1 (l_3 + l_4)}{2l_4}; \quad (156)$$

$$P'_3 = \frac{P'_1 l_3}{2l_4}; \quad (157)$$

$$P'_4 = \frac{P'_3 (l_3 + l_4)}{l_3} \quad (158)$$

Общее тормозное усилие на 4 колодки будет

$$A = 4P'_4 \eta. \quad (159)$$

Коэффициент нажатия колодок при ручном тормозе будет

$$m' = \frac{A \cdot 100}{T} \text{ в } \%. \quad (160)$$

**Пример.** Рассчитаем колесно-колодочный тормоз на двухосном вагоне по следующим данным (фиг. 146). Диаметр тормозного цилиндра  $d = 25,4 \text{ см}$ ; давление воздуха в тормозном цилиндре  $3,5 \text{ кг/см}^2$ ; длина плеч рычагов  $l_1 = 21,7 \text{ см}$ ;  $l_2 = 25,8 \text{ см}$ ;  $l_3 = 42,6 \text{ см}$ ;  $l_4 = 12,7 \text{ см}$ ; тара вагона составляет  $12\,200 \text{ кг}$ ; коэффициент полезного действия воздушного тормоза  $\eta = 0,8$  и для ручного  $\eta = 0,75$ .

Определим усилие, передаваемое штоком тормозного цилиндра:

$$P = \frac{\pi 25,4^2 \cdot 3,5}{4} = 1\,775 \text{ кг.}$$

Усилие, передаваемое на тягу  $AB$ , будет

$$P_1 = \frac{1\,775 \cdot 21,7}{25,8} = 1\,490 \text{ кг.}$$

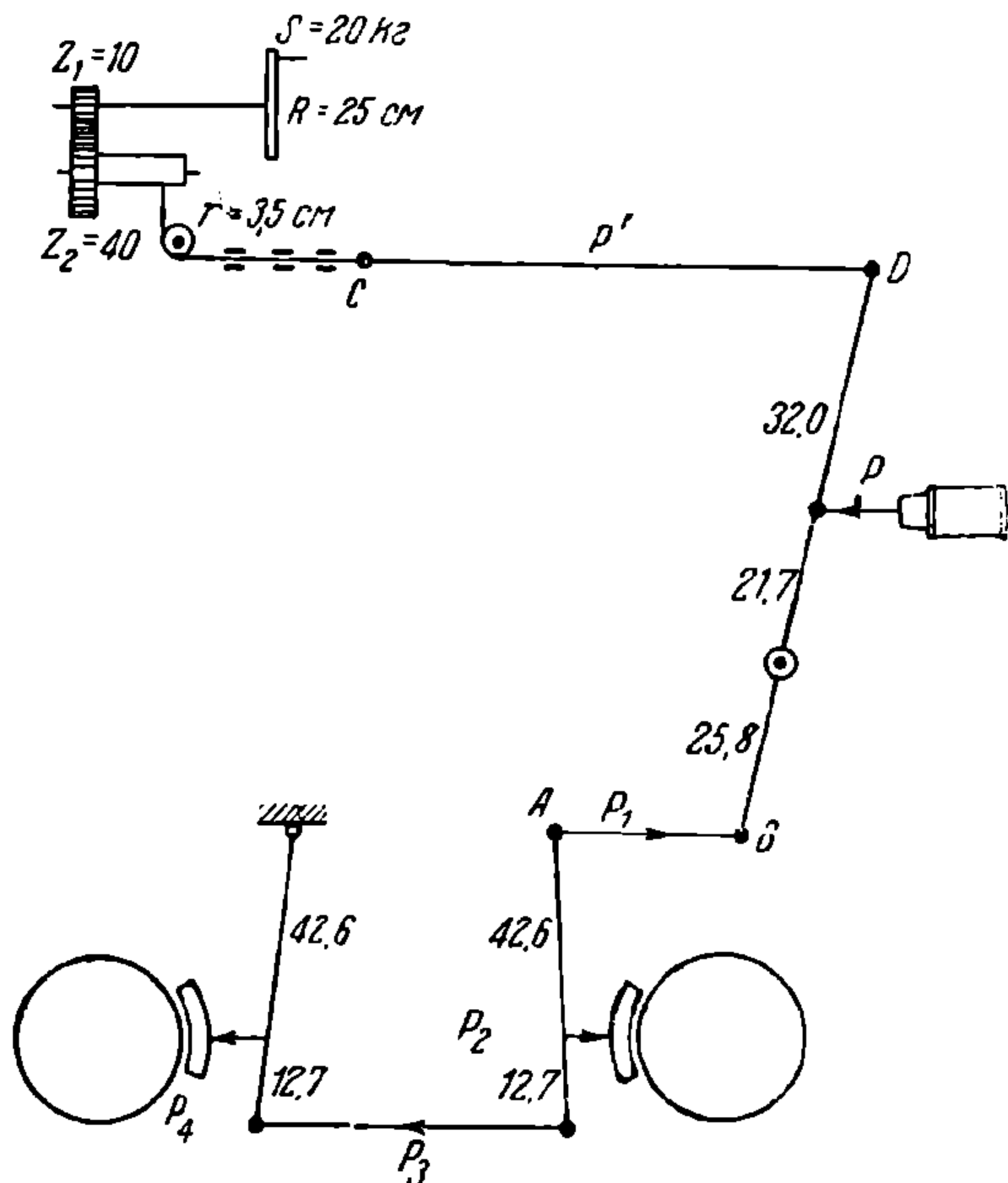
Тогда усилие

$$P_2 = \frac{1\,490 (42,6 + 12,7)}{2 \cdot 12,7} = 3\,250 \text{ кг.}$$

Определим усилия  $P_3$  и  $P_4$ :

$$P_3 = \frac{1\,490 \cdot 42,6}{2 \cdot 12,7} = 2\,500 \text{ кг.}$$

$$P_4 = \frac{2\,500 \cdot (42,6 + 12,7)}{42,6} = 3\,250 \text{ кг.}$$



Фиг. 146.

Общее тормозное усилие будет

$$A = 4 \cdot 3\,250 \cdot 0,8 = 10\,400 \text{ кг.}$$

Тогда

$$m = \frac{10\,400 \cdot 100}{12\,200} = 85,3\%.$$

Подсчитаем тормозные усилия, передаваемые от маховика ручного тормоза. Определим усилие, передаваемое от маховика ручного тормоза на тягу  $CD$ :

$$P' = \frac{20 \cdot 25 \cdot 50}{10 \cdot 3,5} = 715 \text{ кг.}$$

Найдем усилие  $P'_1$ , действующее на тягу  $AB$ :

$$P'_1 = \frac{715 \cdot (32,0 + 21,7)}{25,8} = 1\,490 \text{ кг.}$$

Тогда

$$P_2' = \frac{1\,490 \cdot (42,6 + 12,7)}{2 \cdot 12,7} = 3\,250 \text{ кг};$$

$$P_3' = \frac{1\,490 \cdot 42,6}{2 \cdot 12,7} = 2\,500 \text{ кг};$$

$$P_4' = \frac{2\,500 \cdot (42,6 + 12,7)}{42,6} = 3\,250 \text{ кг}.$$

Тогда общее тормозное усилие на 4 колодки будет

$$A = 4 \cdot 3\,250 \cdot 0,75 = 9\,760 \text{ кг}.$$

Коэффициент нажатия колодок будет

$$m' = \frac{9\,760 \cdot 100}{12\,200} = 80\%.$$

## 80. Осмотр и ремонт тележек и тормозной системы

Ежедневный осмотр тележек и тормозной системы производится в ночной смене. При этом осмотре обращается внимание на целостность тележечных рам, рессорного подвешивания (рессоры, пружины) и пр.

Тележки с обнаруженными трещинами на продольных или поперечных балках передаются в текущий ремонт. Листовые рессоры не должны иметь лопнувших листов, хомутов и рессорных ушков. Шпинтоны осматриваются и подкрепляются в случае ослабления гаек или отсутствия шплинтов на них.

Эллиптические рессоры на двухосных поворотных тележках должны быть на своих местах и не иметь лопнувших листов.

Спиральные рессоры осматриваются.

Буксы должны иметь плотно закрывающиеся крышки. Крышки на роликовых буксах должны иметь зашплинтованные шпильки. Подбуксовые струнки закрепляются.

Ограждение тележек при повреждении восстанавливается.

В ночной же смене производится смазка: наружно-осевых букс рессорных валиков, буксовых лиц, скользунов и всех прочих трущихся частей на тележке.

Части тормозной системы должны быть в следующем состоянии:

- а) все валики, гайки должны быть зашплинтованы и гайки подтянуты.
- б) Тормозные тяги не должны иметь сработанной нарезки на концах и в регулировочных муфтах; муфты должны иметь кошки.
- в) Оттяжные пружины должны быть закреплены и затянуты.
- г) Клещи клещевого тормоза должны иметь зашплинтованные гайки и валики.

д) Подвески тормозных башмаков должны быть на своих местах и зашплинтованы.

е) Чугунные колодки должны иметь толщину не менее 10 мм, правильно расположены по бандажу и прочно сидеть в башмаках; изношенные колодки сменяются в ночной смене.

ж) Колодки клещевого тормоза не должны иметь толщину менее 5 мм. Болты колодок должны быть прочно закреплены на башмаках и зашплинтованы. Сработанные колодки заменяются.

з) Ручной тормоз должен легко проворачиваться с полной отдачей; цепи должны наматываться правильно на улиты.

и) Вся тормозная система должна быть отрегулирована так, чтобы зазор между колодкой и бандажем был

1) на тележках с жесткой базой при колесно-колодочном тормозе — 2—3 мм;

2) на двухосных поворотных тележках при колесно-колодочном тормозе — 2—3 мм;

3) при клещевом тормозе — 2 мм.

Зазор между колодкой и бандажем или между колодкой и тормозным диском проверяется щупом. Кроме этой проверки зазор проверяется покачиванием траверс от руки. Если при этой проверке колодки отходят от бандажей, то система считается отрегулированной правильно. Указанная проверка нужна потому, что при контроле зазора щупом может оказаться, что при наличии достаточного зазора между колодкой и поверхностью катания банджа все же колодка может касаться реборды.

к) Все трущиеся части тормозной системы, как-то: валики, сережки, концы тяг и т. п., должны быть надежно смазаны.

Один раз в десять дней или в меньший срок (5—6 дней) указанные части тележки и тормозной системы, кроме перечисленного осмотра, подвергаются следующему дневному осмотру и ремонту. Рессоры с обнаруженными лопнувшими листами или ослабшими хомутами заменяются новыми.

Крепление балок на тележке проверяется простукиванием заклепок. Тележки с ослабшими заклепками передаются в текущий ремонт.

Лопнувшие спиральные рессоры и пружины шпинтонов заменяются новыми. Производится систематическая проверка смазки букс.

При осмотре тормозной системы производятся следующие работы:

а) тормозные тяги с заевшими регулировочными муфтами и со сработанной резьбой заменяются новыми.

б) Прогоняется резьба на крючках и гайках оттяжных пружин. Оттяжные пружины на башмаках проверяются и регулируются.

в) Изогнутые траверсы тормозных башмаков снимаются и выправляются по шаблону.

г) Все трущиеся части тормозной системы промазываются.

д) На роликовых буксах осматриваются и закрепляются болты, скрепляющие половинки букс, для предупреждения отрыва буксовых крышек.

е) Осматриваются скользуны, подвески люльки, шкворневой пятник и проверяется положение эллиптических рессор в люлке. При сходе рессоры со своего места последняя устанавливается на место.

## **81. Годовой и капитальный ремонт тележек и тормозной системы.**

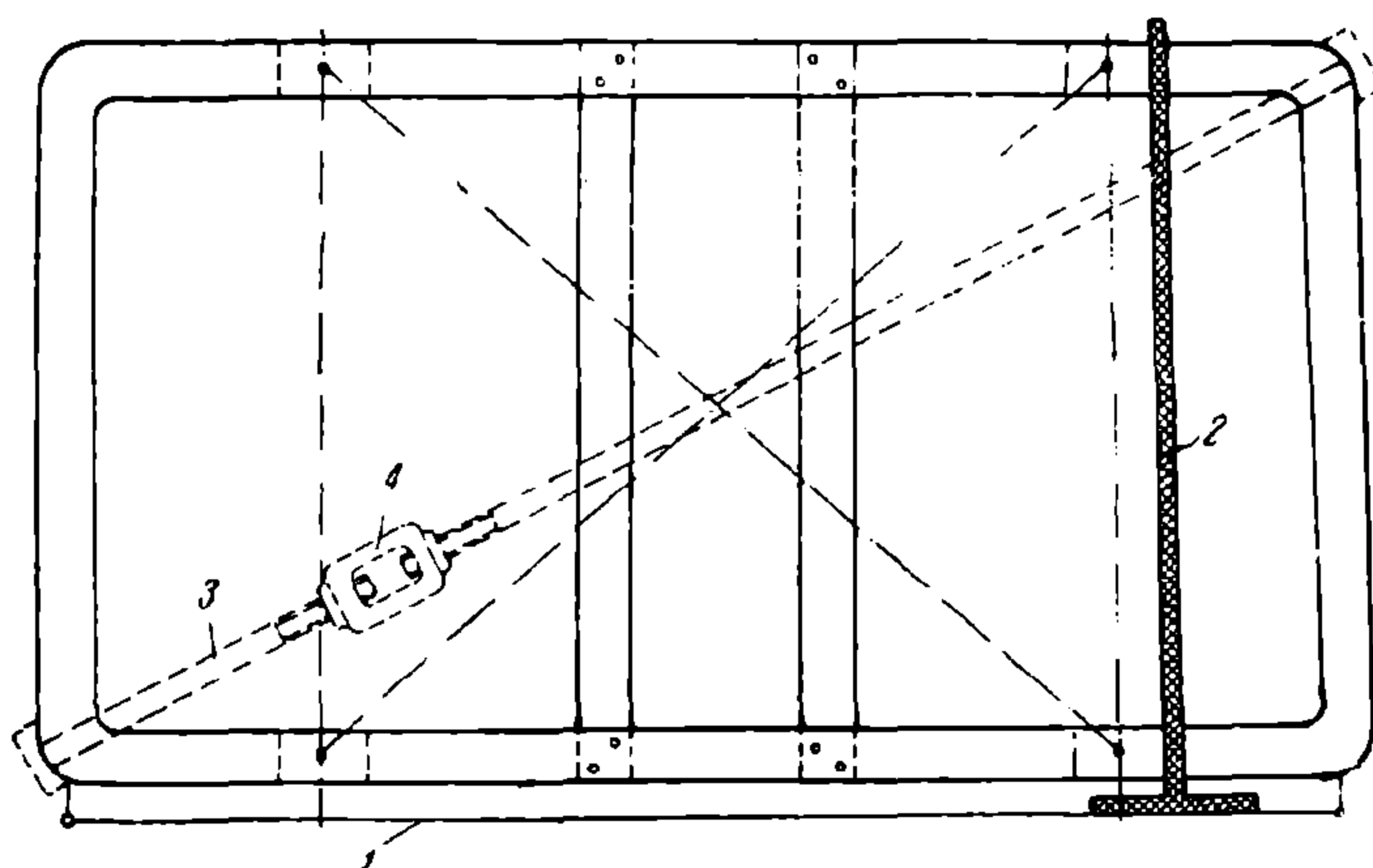
### **Двухосная поворотная тележка**

Тележка подвергается полной разборке: все части тележки снимаются. Предварительно отдельные части тележки, подлежащие съёмке, очищаются от грязи, а затем идут в промывку, после чего сортируются в браковоч-



ной. Годные детали идут обратно в дело, а бракованные передаются в ремонт или в лом. Продольные и поперечные балки осматриваются и проверяются. Балки, имеющие несквозные трещины, завариваются или заклепываются при помощи накладок. Затем производится проверка рамы тележки в отношении параллельности осей. Проверка тележек необходима при каждом капитальном ремонте, а также каждый раз после столкновения вагонов. Эта проверка делается следующим способом: параллельно продольной балке тележки протягивается тонкий шнур 1 (фиг. 147), к которому прикладывается крестообразно угольник 2 по горизонтальному направлению челюстей тележки одной колесной пары. При перекосе рамы тележки угольник не будет совпадать с плоскостью буксовых челюстей. В исправной тележке направление угольника в точности совпадет с направлением плоскостей челюстей.

При помощи указанного угольника, линейки и ватерпаса делается промер основных размеров рамы тележки.



Фиг. 147.

Сперва проверка рамы производится со снятыми челюстными лицами, а затем вторично проверяется после их постановки на тележку.

В случае неполучения удовлетворительных результатов при обмере рама подвергается проверке по диагоналям. Для этого необходимо найти центры между челюстями рамы тележки путем постановки в них деревянных брусков. При измерении по диагоналям допускается отклонение в длине двух диагоналей на 0,75 мм на каждый метр измеряемой длины одной диагонали.

Рама тележки в случае перекоса по диагонали выправляется. На раму тележки по углам бóльшей диагонали, полученной при проверке, одевается стяжная струна 3 из полосового или круглого железа диаметром 30—40 мм с муфтой 4, имеющей правую и левую нарезки (фиг. 147).

При вращении муфты 4 рама тележки выправляется, что проверяется повторным промером по диагоналям.

После правки рамы все заклепки на тележке проверяются ручником, и ослабшие срубаются и заменяются новыми.

У рам, не подвергающихся правке, все заклепки также проверяются и ослабшие заменяются.

Проверяются челюстные и буксовые лица. Лица, имеющие выработку выше нормы, заменяются или ремонтируются.

Лица на челюстях после постановки проверяются по угольнику и ватерпасу.

Опорные места для спиральных надбуксовых рессор проверяются. Опорные плоскости для пружин должны быть перпендикулярны к буксовым направляющим.

Центр опорной поверхности пружины не должен иметь отклонений вдоль и поперек тележки  $\pm 1$  мм.

Средние поперечные балки должны быть взаимно параллельны и перпендикулярны к продольным балкам тележки.

Отклонения в расстоянии между поперечными балками при капитальном ремонте допускаются  $\begin{matrix} - 0 \text{ мм} \\ + 2 \text{ мм} \end{matrix}$  и при годовом ремонте  $\begin{matrix} - 0 \text{ мм} \\ + 3 \text{ мм} \end{matrix}$ . Направляющие лица на тележке для шкворневой балки проверяются. Они должны попарно лежать в одной вертикальной плоскости, а между собой быть параллельными.

Люлька подвергается следующей проверке: шкворневая балка должна иметь неразработанный пятник. Лопнувшие шарики в пятнике заменяются новыми. Проверяются скользуны. Ролики с выработкой более 5 мм по диаметру заменяются. Разработка отверстия в ролике допускается 0,5 мм. Лица шкворневой балки должны попарно лежать в одной плоскости и быть параллельными между собой.

Люлочные рессоры проверяются. При стреле прогиба рессоры с отклонением от чертежных размеров на 20 мм требуется замена рессоры.

В подрессорном бруске (люлочная балка) опорные поверхности цапф и отверстия для бобышек рессорных хомутов должны быть симметричными к средней линии подрессорного бруса.

Места подвески двигателей проверяются. Опорные поверхности чашек для траверсных пружин должны лежать в одной горизонтальной плоскости. Отклонение чашек траверсных пружин допускается не более 2 мм. Моторные траверсы выправляются по шаблону. Все части тормозной системы на тележке проверяются. Втулки и валики, имеющие разработку более 0,5, заменяются новыми (при годовом ремонте допускается разработка между валиком и втулкой не более 0,8 мм).

Тормозные башмаки, имеющие выработку в местах соприкасания с колесом, навариваются. Отклонение в башмаках от шаблона допускается при капитальном ремонте не более 1 мм и при годовом ремонте 2 мм. Погнутые рычаги тормозной системы выправляются, рычаги, имеющие выработку (вытертые места) до 3 мм, заменяются новыми.

У тяг и регулировочных муфт проверяется нарезка.

### Тележка с жесткой базой

Все съемные части на тележке, как-то: буксы, рессоры, пружины, тормозная система, подвеска двигателей, компрессоров и пр., снимаются.

Все снятые части очищаются от грязи и промываются, после чего сортируются в браковочной, и годные детали остаются, а изношенные передаются в лом. Рама тележки очищается от грязи и подвергается осмотру. Продольные и поперечные балки, имеющие незначительные трещины, завариваются.

Все заклепочные соединения балок проверяются; ослабшие заклепки срубаются и заменяются новыми. Проверка рамы тележки производится так же, как указано для двухосных поворотных тележек. Кронштейны для шпинтонов с выработкой до 2 мм завариваются. Лопнувшие или ослабшие кронштейны заменяются. Подбуксовые струнки с выработкой выше норм заменяются новыми. Опоры для кузова на тележке должны быть проверены по длине, ширине тележки и по диагоналям. Отклонение по длине тележки не допускается свыше 2 мм, а по диагоналям не более 0,75 на каждый метр измеряемой длины диагонали.

Все части тормозной системы проверяются перед постановкой на тележку. Втулки, валики должны ставиться только закаленные или цементированные. Тормозные траверсы должны быть выправлены и после постановки занимать положение, параллельное оси колесной пары. Места подвесок моторных траверс и пружины проверяются. Севшие пружины до 10 мм заменяются новыми.

Проверяется расстояние центров, отверстий для болтов пружин моторной траверсы до вертикальных боковых граней буксовых направляющих. Отклонение от чертежных размеров допускается в 1 мм.

Моторные траверсы проверяются и при изгибе выправляются по шаблону.

У смонтированной тележки предвзрительно смазываются все трущиеся части. Рама тележки окрашивается, после чего тележка подкатывается под кузов и подвергается испытанию в пробной поездке.

Различие в годовом и капитальном ремонте тележек и тормозной системы заключается в том, что оба эти вида ремонта производятся по одной и той же номенклатуре, но с различными допусками. Для годового ремонта допуски даются несколько большими, чем для капитального ремонта.

Все детали ручного тормоза при годовом и капитальном ремонте снимаются, очищаются от грязи, промываются и проверяются. Шестерни, имеющие выработку в дыре для вала, ремонтируются. Отклонение от чертежных размеров при капитальном ремонте допускается  $\begin{matrix} - 0 \text{ мм} \\ + 0,15 \text{ мм} \end{matrix}$  и при годо-

вом ремонте  $\begin{matrix} - 0 \text{ мм} \\ + 0,2 \text{ мм} \end{matrix}$ .

Вал ручного тормоза проверяется. Искривленный вал выправляется. Вал в местах посадок шпонок ремонтируется. Улита ручного тормоза может иметь в отверстии для вала отклонение  $\begin{matrix} - 0 \text{ мм} \\ + 0,15 \text{ мм} \end{matrix}$ . Храповое колесо и собачка не должны иметь выработки более 1 мм.

Цепи ручного тормоза должны быть калиброванными, причем, если отдельные звенья цепи имеют выработку до 2% первоначального сечения, то такие цепи заменяются.

Собранный ручной тормоз должен легко работать и при 1/2—2 оборотах маховика производить заторможение вагона.

# ПНЕВМАТИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

## 82. Общие данные

При торможении вагонов применяются:

- а) служебное торможение и
- б) экстренное торможение.

Торможение, производимое при нормальном, заданном по графику замедлении, называется служебным торможением.

Торможение, производимое при повышенных замедлениях, применяемое для предупреждения несчастных случаев или происшествий, называется экстренным торможением.

Для торможения трамвайных вагонов применяется три системы тормозов:

- а) ручные, передающие тормозное усилие через рычажную систему на колеса или тормозные диски, непосредственно от руки вагонновожатого;
- б) пневматические, когда давление на тормозные колодки передается через систему рычагов, посредством штока тормозного цилиндра, перемещаемого поршнем под влиянием сжатого воздуха;
- в) электрические, действующие или от специальных тормозных электромагнитов (башмаков), питаемых током двигателей при генеративном режиме или током от контактного провода.

Электрическое торможение также производится токами короткого замыкания от электродвигателей, когда последние работают генераторами.

Наконец более современным электрическим торможением является рекуперативное торможение.

К каждой из перечисленных систем тормоза предъявляются следующие основные требования:

- а) достаточная эффективность тормоза при различных скоростях поезда;
- б) возможность плавного регулирования тормозной силы;
- в) готовность тормоза к действию в каждый момент, когда это требуется;
- г) необходимость полной остановки поезда на различных профилях пути;
- д) возможность торможения всеми единицами поезда с места управления вагонновожатого;
- е) одновременное торможение всех вагонов поезда;
- ж) простота конструкции тормоза;
- з) легкое обслуживание и малые затраты на ремонт тормоза.

Указанные требования, предъявляемые к тормозу на трамвайных вагонах, вызываются условиями эксплуатации.

Одним из составляющих эксплуатационной скорости является наименьший тормозной путь при максимальном замедлении.

Практически тормозной путь на трамвае принимается 10—15 м. Ограничения тормозного пути можно достигнуть при достаточно эффективном

тормозе. Из уравнения 29 видно, что тормозной путь пропорционален весу поезда, следовательно легкий моторный вагон без прицепного можно тормозить одним ручным тормозом, тогда как для поезда, состоящего из двух и более вагонов, торможение ручным тормозом уже затруднительно, а при больших скоростях невозможно.

Принимая во внимание, что в условиях перевозки пассажиров на трамвае нагрузка поезда меняется в широких пределах в различное время суток и на протяжении одного маршрута, необходимо иметь такой тормоз, который при всех указанных изменениях позволял бы вагоновожатому или машинисту менять тормозную систему в широких пределах и производить остановку поезда на наименьшем расстоянии и в минимальный срок с допустимым замедлением, не беспокоящим пассажиров и не нарушающим нормальной работы сцепных приборов.

Поэтому тормозами, удовлетворяющими служебному и экстренному торможению, являются пневматический и электрический, ручной же тормоз может применяться в качестве служебного лишь при одиночных легких моторных вагонах, допускающих ограниченные скорости движения.

Ручной тормоз может также служить вспомогательным запасным при заторможении вагонов в случае бездействия пневматического или электрического тормоза и для других вспомогательных целей.

Основным видом тормоза для служебного и экстренного торможения является пневматический тормоз, сочетающий в себе все важнейшие элементы требований, предъявляемых к трамвайному тормозу.

Основных систем пневматического тормоза три:

- а) прямодействующая,
- б) автоматическая,
- в) комбинированная.

### 83. Прямодействующий тормоз

При прямодействующем тормозе торможение происходит сжатым воздухом, впускаемым в тормозные цилиндры всех вагонов поезда через кран машиниста из воздушного резервуара на моторном вагоне.

Отторможение поезда производится краном машиниста, через который сжатый воздух из тормозных цилиндров выпускается в атмосферу.

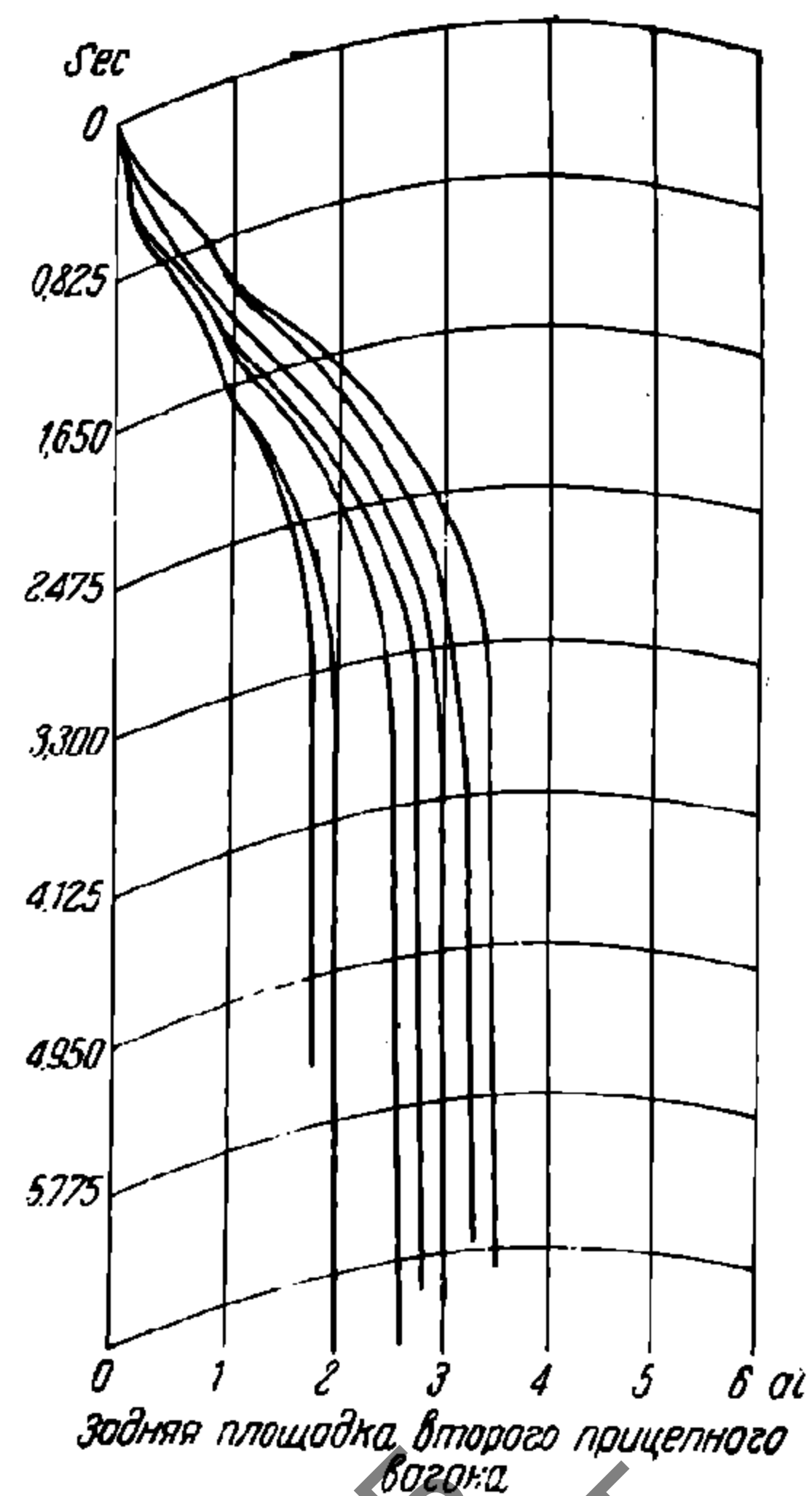
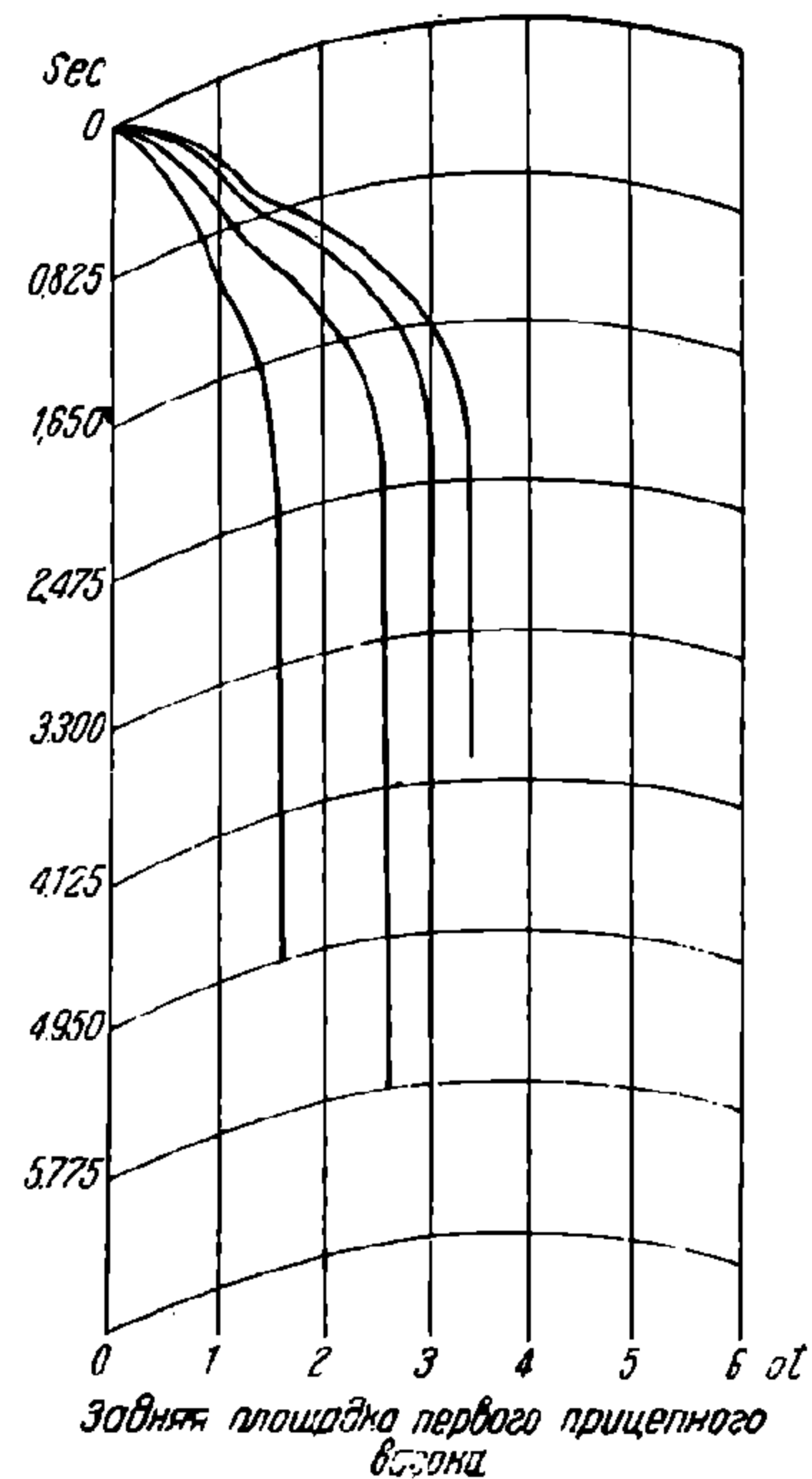
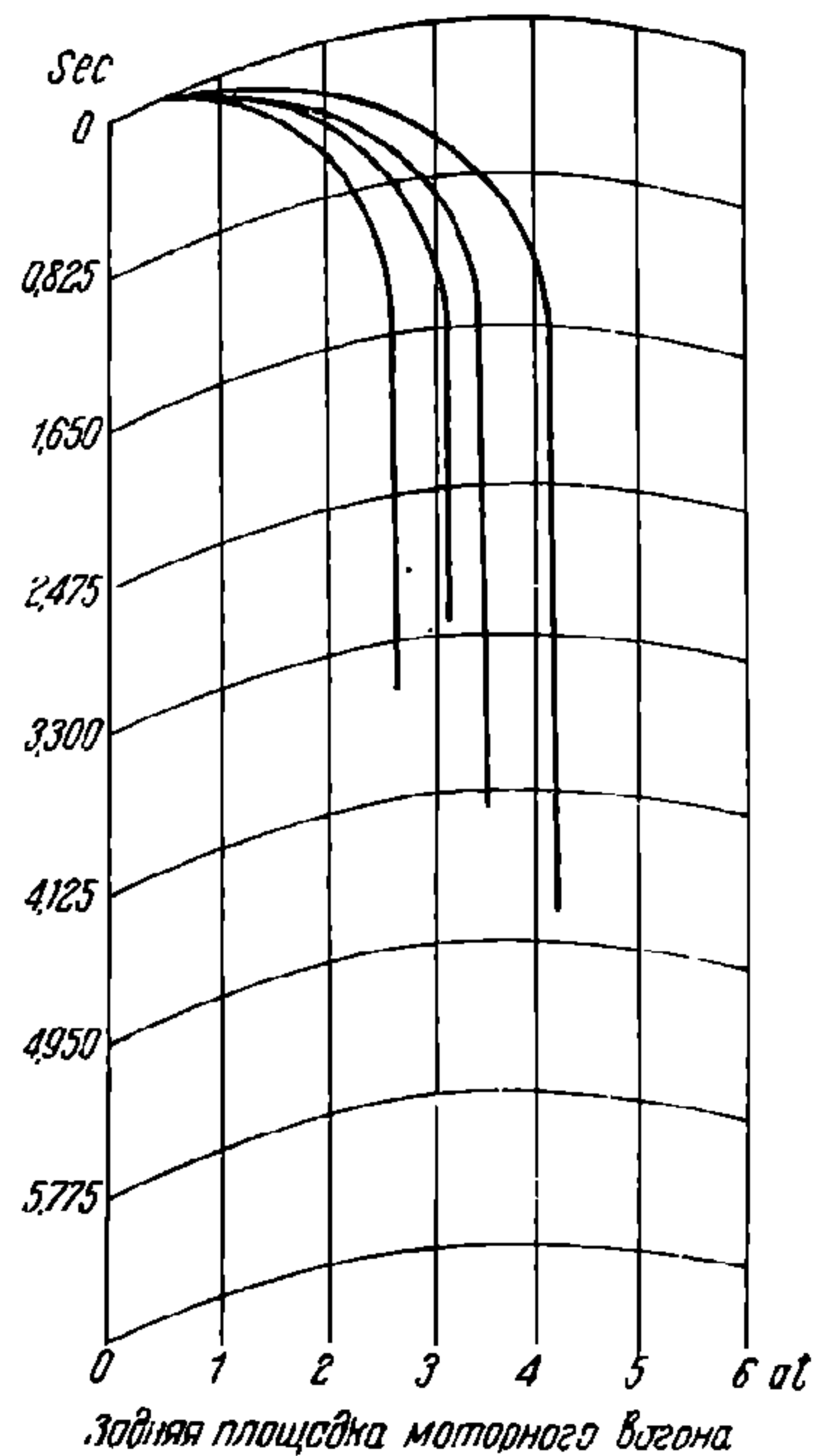
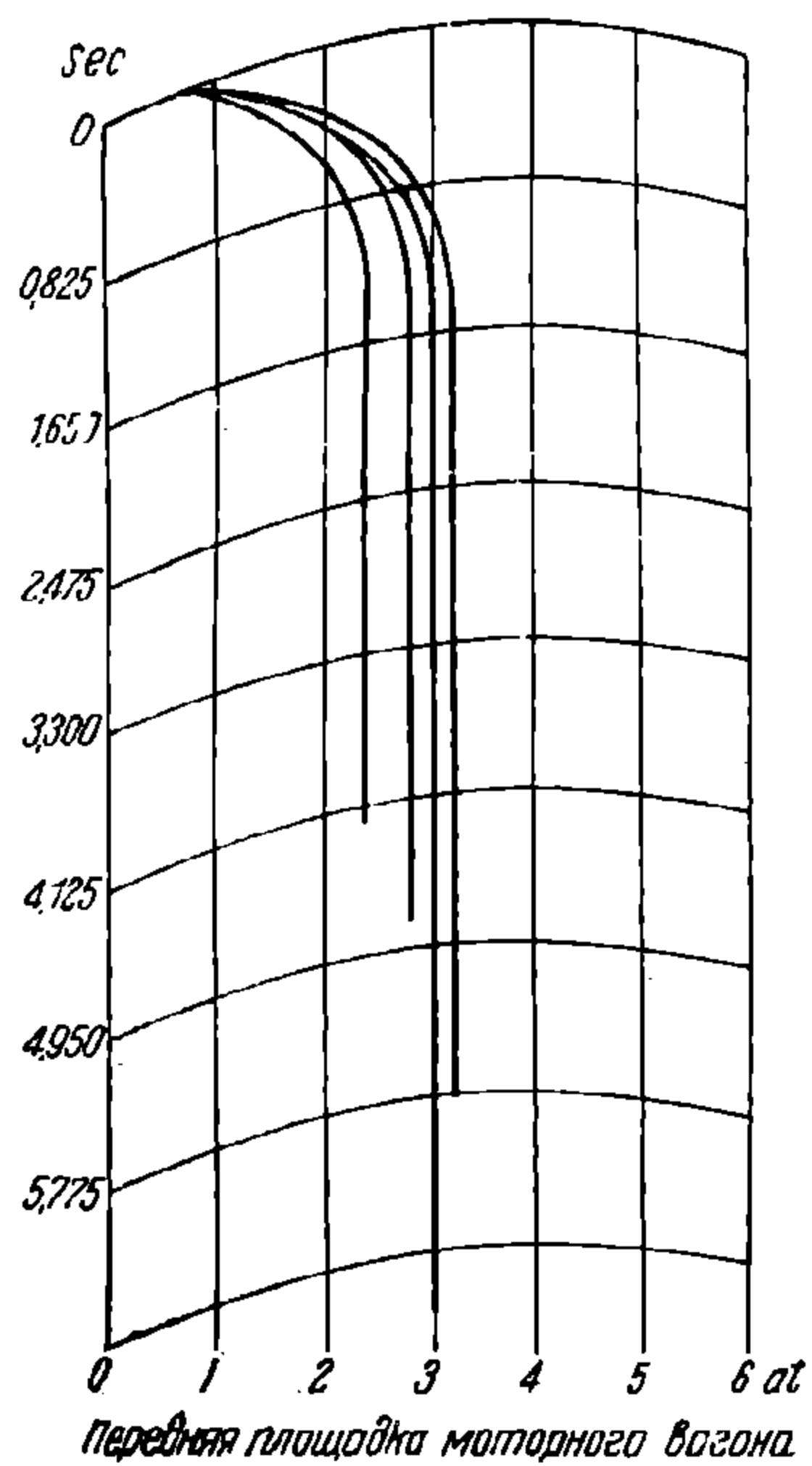
Система прямодействующего тормоза является одной из простых и дешевых в эксплуатации. К преимуществам этой системы нужно отнести

- а) малую стоимость оборудования системы,
- б) дешевую эксплуатацию,
- в) простоту в обслуживании, благодаря чему вагоновожатый быстро приобретает навык в пользовании тормозом,
- г) эффективное торможение при различных скоростях,
- д) широкое и быстрое регулирование тормозящей силы, что особенно важно на трамвае с густым уличным движением и затяжными уклонами.

К недостаткам прямодействующего тормоза относятся

- а) необеспеченность заторможения оторвавшихся прицепных вагонов;
- б) большой расход воздуха при торможении;
- в) замедленное торможение прицепных вагонов поезда при числе вагонов более трех;
- г) интенсивное торможение при неопытном вагоновожатом.





Фиг. 148.

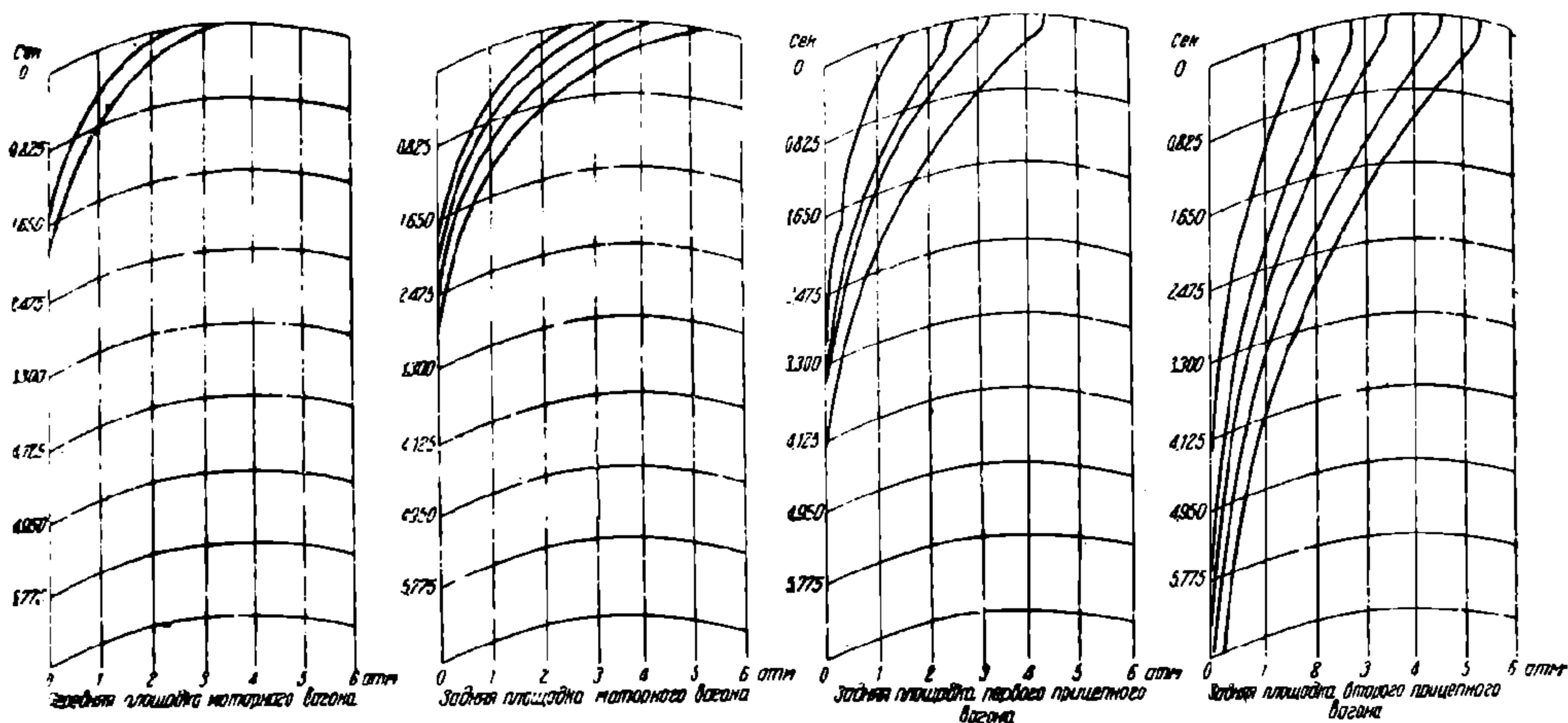
НЕ  
УДУНТ  
(ДІІТ)

На фиг. 148 приводятся кривые давления воздуха трехвагонного поезда из двухосных вагонов при торможении прямодействующим тормозом.

Из диаграмм давления видно, что на передней площадке моторного вагона сжатый воздух достигает 3 ат в течение 1,5 сек., на задней площадке моторного вагона в 1,5 сек., на задней площадке первого прицепного вагона давление в 3 ат достигается в 2,2 сек., а на задней площадке второго прицепного вагона — в 3,5 сек.

Запаздывание торможения в прицепных вагонах объясняется сопротивлением воздухопровода, которое встречает сжатый воздух на своем пути.

Отторможение трехвагонного поезда при прямодействующем тормозе также происходит неодновременно (фиг. 149). Тогда как на передней и задней площадках моторного вагона давление падает от 3 атмосфер до нуля в течение около 2 сек., на задней площадке первого прицепного вагона давление достигает нуля в течение около 3,5 сек., а на задней площадке второго вагона — в течение 6 сек.



Фиг. 149.

Указанное неодновременное торможение и отторможение при прямодействующем тормозе составляет один из недостатков этого тормоза.

Поэтому применение прямодействующего тормоза ограничивается длиной поезда, при числе вагонов более трех прямодействующий тормоз должен заменяться другим тормозом (фиг. 150).

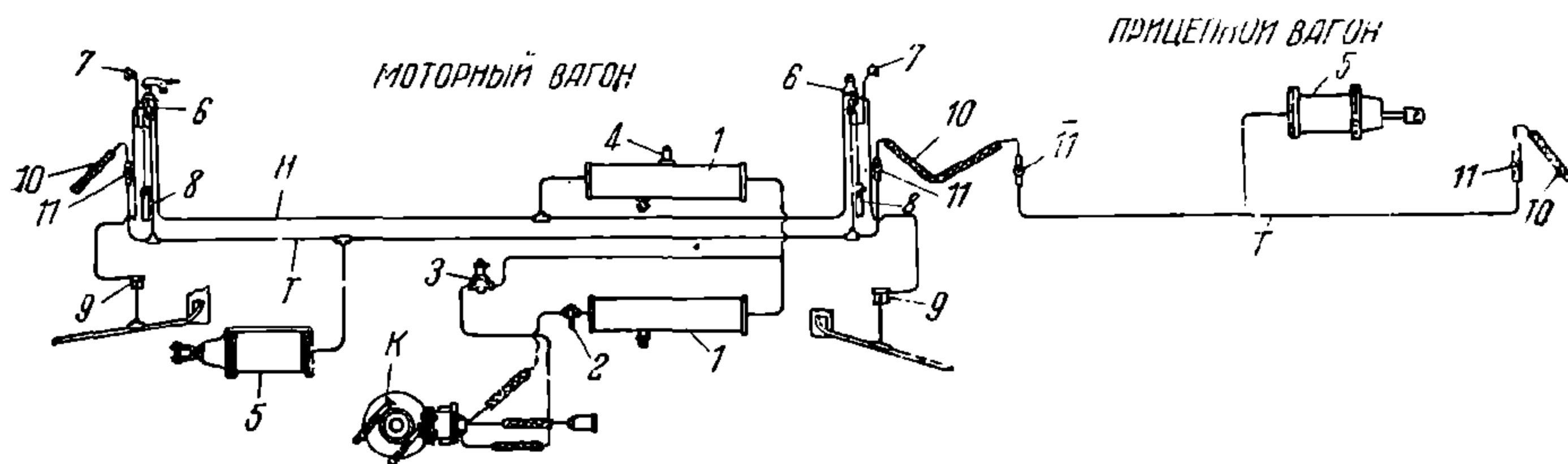
Прямодействующий тормоз состоит из последовательно соединенных двух воздушных резервуаров 1, обратного клапана 2, регулятора давления 3, предохранительного клапана 4, тормозного цилиндра 5, кранов машиниста 6, манометров 7, шумоглушителей 8, сеточных цилиндров 9, междывагонных сцепных рукавов 10 и концевых кранов 11. Краны машиниста соединяются между собой а) нагнетательным воздухопроводом *H*, соединенным с воздушным резервуаром и б) тормозным воздухопроводом *T*, соединенным с тормозным цилиндром.

Источником сжатого воздуха является компрессор *K*.

На прицепном вагоне имеется тормозной воздухопровод *T*, тормозной цилиндр 5, концевые краны 11 и сцепные рукава 10.

Торможение при прямодействующем тормозе производится следующим образом: кран машиниста устанавливается в тормозное положение, после чего сжатый воздух из резервуара 1 по нагнетательному воздухопроводу через кран машиниста попадает в тормозной воздухопровод, откуда в тормозные цилиндры всех вагонов поезда.

При отторможении кран машиниста устанавливается в соответствующее положение, и сжатый воздух из тормозных цилиндров по тормозному воздухопроводу выходит через кран машиниста в шумоглушитель 8 на мотор-



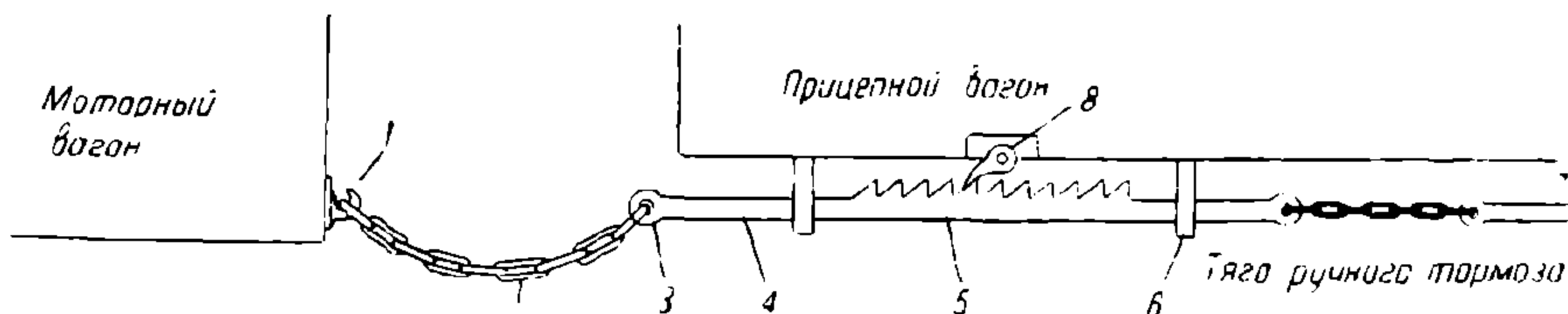
Фиг. 150.

ном вагоне. Следовательно в тормозном воздухопроводе сжатый воздух находится только в периоды торможения, при движении же поезда без тормоза в тормозном воздухопроводе сжатого воздуха нет.

Существенным недостатком прямодействующего тормоза является небеспеченность торможения оторвавшихся прицепных вагонов.

Поэтому для безопасного пользования прямодействующим тормозом необходимо иметь приспособление, обеспечивающее торможение оторвавшихся прицепных вагонов.

Одним из таких приспособлений является зубчатая рейка инж. Нарушевича (фиг. 151), заключающаяся в следующем: под площадкой моторного



Фиг. 151.

вагона укрепляется крюк 1, на который навешивается цепь 2, соединенная со скобой 3 тяги 4 с зубчатой рейкой 5. Тяга с зубчатой рейкой подвешивается под площадкой прицепного вагона на скобах 6. Конец тяги 4 соединяется с тягой ручного тормоза 7.

В зубья рейки 5 упирается собачка 8. Действие рейки инж. Нарушевича заключается в следующем: при обрыве прицепного вагона цепь 2 натягивается и тягой 4 перемещает зубчатую рейку влево, отчего тяга ручного тормоза приводит в действие тормозную систему прицепного вагона, и последний тормозится. Собачка 8 фиксирует тягу 4 в определенном положении при заторможении прицепного вагона.

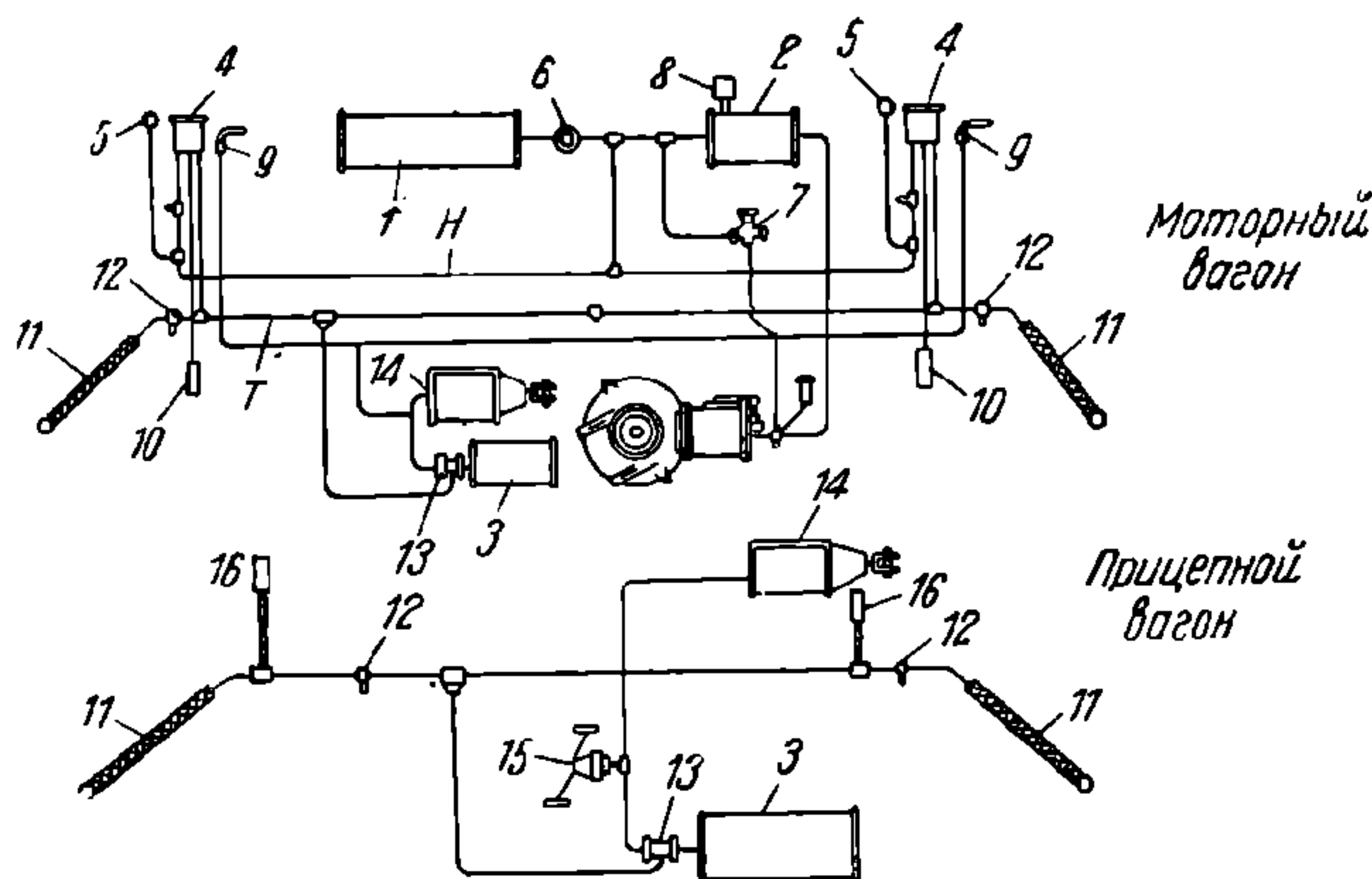
Чтобы от тормозить прицепной вагон, нужно освободить собачку 5, и тяга 4 может быть возвращена в первоначальное положение.

Кроме рейки инж. Нарушевича имеется ряд приспособлений с механическим и пневматическим приводами, предупреждающих торможение прицепных вагонов при разрыве поезда.

#### 84. Автоматический тормоз

При автоматическом тормозе торможение поезда производится при помощи крана машиниста, кранов экстренного торможения, установленных на прицепных вагонах, а также при разрыве междугонных сцепных рукавов.

Оборудование автоматического тормоза на моторном вагоне (фиг. 152) состоит из главного запасного резервуара 1, главного рабочего резервуара 2 и



Фиг. 152.

запасного рабочего резервуара 3, кранов машиниста 4, соединенных между собой нагнетательным трубопроводом *Н* и тормозным (автоматическим) трубопроводом *Т*. Для контроля за давлением в системе установлены манометры 5. Двойной запорный клапан 6 установлен между главным запасным и главным рабочим резервуарами и служит для поддержания минимального давления в главном запасном резервуаре (до 2 ат).

С нагнетательным воздухопроводом соединен регулятор давления 7 и предохранительный клапан 8. Краны 9 служат для отпуска сжатого воздуха из тормозного цилиндра при самоторможении. Шумоглушители 10, сцепные рукава 11, концевые краны 12 имеются такие же, как при прямом действующем тормозе. Тормозной цилиндр 14 соединяется с вспомогательным резервуаром 3 через тройной клапан 13.

На прицепном вагоне имеется следующее оборудование: вспомогательный резервуар 3, тройной клапан 13, отпускной клапан 15, сцепные рукава 11, концевые краны 12, тормозной цилиндр 14 и краны экстренного тормоза 16.

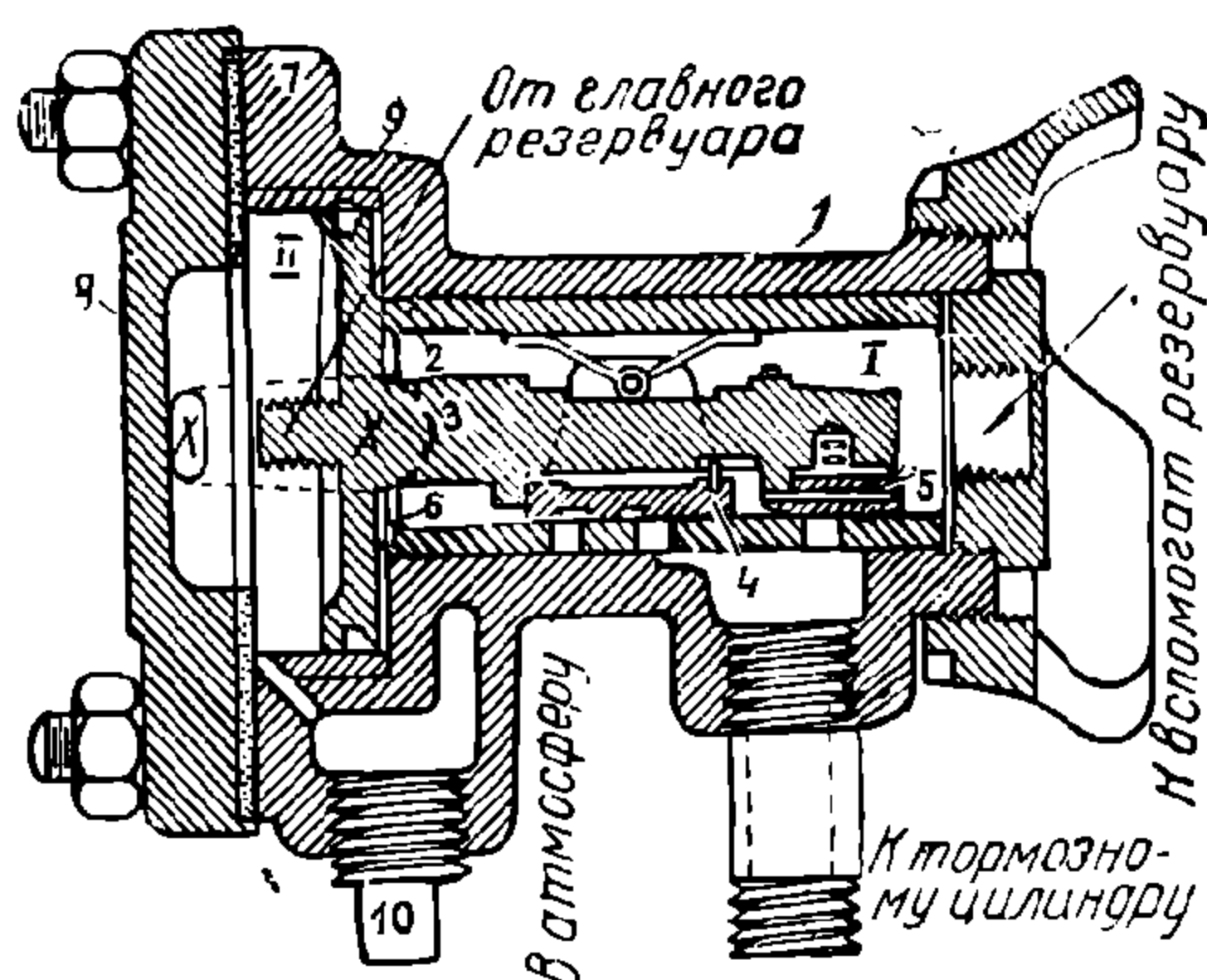
Чтобы понять сущность автоматического торможения, необходимо ознакомиться с тройным клапаном, являющимся основным прибором, дающим автоматичность действия тормозной системе (фиг. 153).

Тройной клапан состоит из литого чугунного корпуса 1, имеющего внутри бронзовую втулку 2, по которой ходит шток поршня 3 с золотниками 4 и 5. Поршень 6 имеет направляющую втулку 7 в корпусе 1 и при крайнем правом своем положении сообщает внутреннюю камеру I корпуса 1 с камерой II, образуемой поршнем и крышкой 8 тройного клапана через вырез 9. В корпусе имеется три пагубка, которые соединяются со следующими трубами воздухопровода: патрубок 10 соединен с поездной тормозной трубой; патрубок 11 соединен с тормозным цилиндром и патрубок 12 — с вспомогательным воздушным резервуаром.

Золотник 5 служит для сообщения тормозного цилиндра с вспомогательным воздушным резервуаром; золотник 4 соединяет тормозной цилиндр с атмосферой.

Действие тройного клапана заключается в следующем.

В поездном положении крана машиниста сжатый воздух из системы по тормозной трубе проходит к патрубку 10 (фиг. 153), давит на поршень 6



Фиг. 153.

и передвигает его в крайнее правое положение. Сжатый воздух через вырез 9 попадает во внутреннюю камеру I тройного клапана и через последнюю по патрубку 12 во вспомогательный воздушный резервуар.

Золотники 4 и 5 занимают при этом такое положение, что тормозной цилиндр разобщен со вспомогательным резервуаром и сообщается с атмосферой. В случае необходимости воспользоваться автоматическим торможением от крана машиниста или при обрыве поездного рукава сжатый воздух из

последнего выпускается в атмосферу, и в камере II тройного клапана падает давление, вследствие чего поршень 6, под давлением воздуха со стороны внутренней камеры I, передвинется в крайнее левое положение и разобьет камеру I с тормозной трубой, так как при этом вырез 9 и патрубок 12 будут разъединены поршнем. После перемещения поршня 6 в крайнее левое положение золотник 4 закроет отверстие, соединяющее тормозной цилиндр с атмосферой, а золотник 5 откроет отверстие, соединяющее вспомогательный резервуар с патрубком 12.

Воздух из вспомогательного резервуара войдет в тормозной цилиндр, отчего будет торможение. Чтобы от тормозить систему, нужно опять наполнить тормозную трубу сжатым воздухом с давлением выше, чем в запасном резервуаре, и тогда поршень 6 опять займет крайнее правое положение, и система будет от торможена.

Следовательно автоматическое торможение поезда по схеме фиг. 152 возможно не только от крана машиниста, но и при открывании кранов экстренного тормоза 16 или при разрыве междвагонных сцепных рукавов 11.

Тройной клапан представляет собой сравнительно сложный аппарат, где работают довольно точно пригнанные золотниковые поверхности, которые с течением времени изнашиваются и требуют пришабривания, в противном



случае получается пропуск воздуха и в системе возможно самоторможение. Кроме того в работе тройного клапана имеется ряд недостатков, как например замерзание при низкой температуре и бездействие его. Вследствие этого за тройным клапаном требуется достаточно внимательный уход, почему отсутствие этого прибора в прямодействующей системе значительно упрощает работу воздушной тормозной системы, обслуживание и ремонт последней. Монтируется тройной клапан под кузовом вагона рядом с запасным резервуаром.

К преимуществам автоматического тормоза следует отнести

- а) возможность торможения из каждого вагона в поезде;
- б) автоматическое торможение при обрыве прицепного вагона от моторного;
- в) более плавное торможение;
- г) меньший расход воздуха;
- д) одновременное торможение всех вагонов в поезде.

К недостаткам автоматических тормозов нужно отнести

- а) невозможность легкого регулирования тормозной силы на уклонах или по линиям с густым уличным движением;
- б) более продолжительный срок обучения вагоновожатых овладению тормозом;
- в) сложность системы и большие первоначальные затраты на оборудование тормоза;
- г) дороговизну эксплуатации тормоза.

По этим причинам автоматический тормоз имеет ограниченное применение на трамвае.

## 85. Комбинированные тормозы

Как прямодействующий, так и автоматический тормозы имеют ряд ценных качеств, которые и заставили конструкторскую мысль разработать такой тип тормоза, который сочетал бы в себе простоту, дешевизну, легкость управления прямодействующего тормоза с автоматичностью действия автоматического тормоза.

Такой тормоз, сочетающий в себе свойства прямодействующего и автоматического тормозов, называется комбинированным тормозом.

Комбинированное торможение достигается устройством специального крана машиниста, позволяющего производить по желанию только прямодействующее, или только автоматическое торможение, или то и другое одновременно.

При комбинированном тормозе системы Кнорра имеется на моторном вагоне следующее оборудование (фиг. 154).

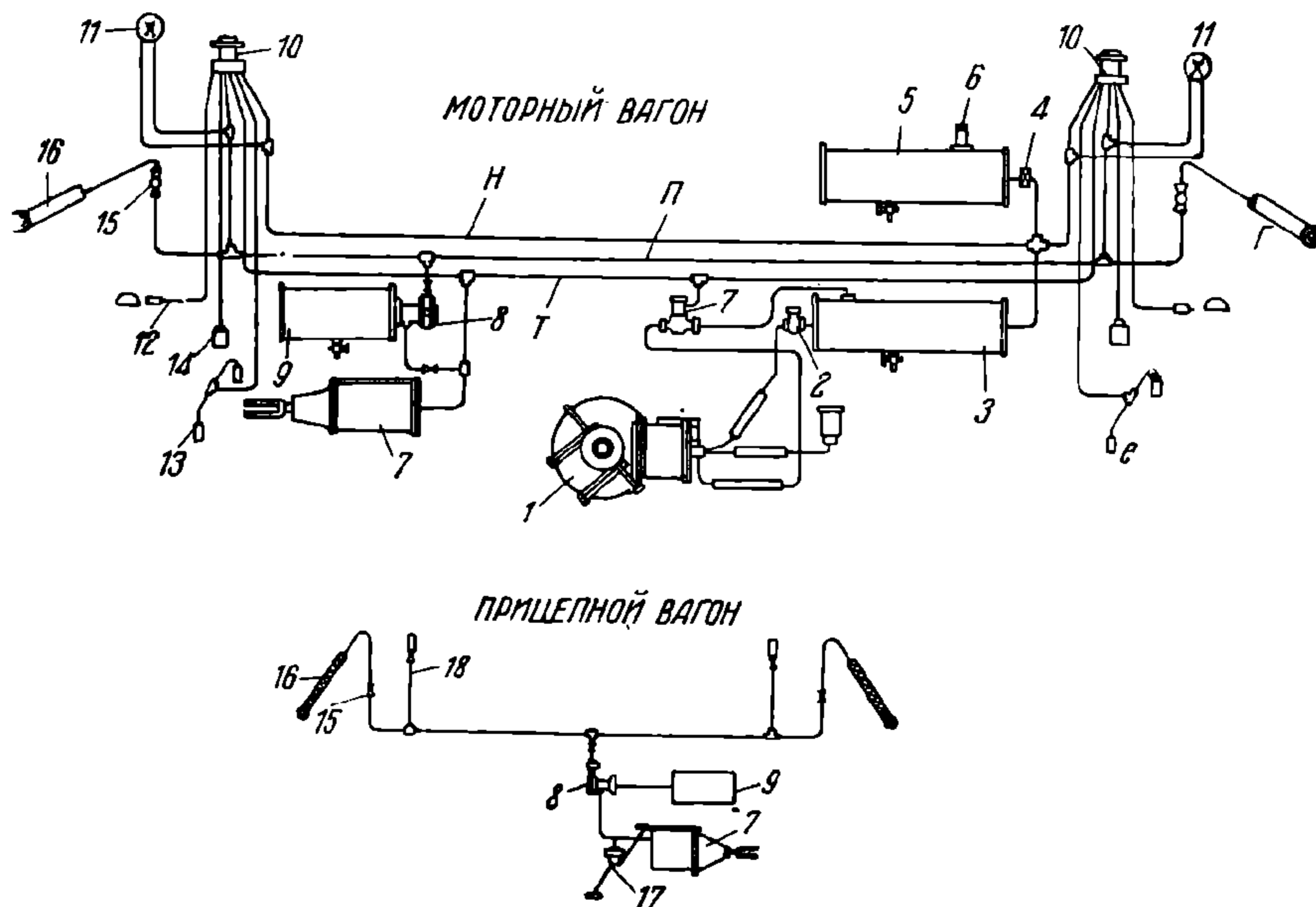
Компрессор 1 через обратный клапан 2 соединяется с главным рабочим резервуаром 3 и через двойной запорный клапан 4 с главным запасным резервуаром 5. На резервуаре 5 установлен предохранительный клапан 6. Тормозной цилиндр 7 через тройной клапан 8 соединяется с вспомогательным резервуаром 9. Краны машиниста 10 соединены между собой нагнетательным воздухопроводом *H*, тормозным воздухопроводом *T* и поездным (автоматическим) *П*. С кранами машиниста соединяются манометр 11, пневматические вибраторы (звонки) 12, сеточные цилиндры 13 и шумоглушитель 14.

С поездной трубой соединяются концевые краны 15 и междувагонные сцепные рукава 16.

На прицепном вагоне имеется точно такое же оборудование, как при автоматическом тормозе: тормозной цилиндр 7, тройной клапан 8, вспомогательный резервуар 9, отпускной клапан 17, концевые краны 15, сцепные рукава 16 и краны экстренного тормоза 18.

Торможение при комбинированном тормозе заключается в следующем: при желании затормозить только один моторный вагон кран машиниста устанавливается на положение, соответствующее прямодействующему торможению.

При помощи крана машиниста можно получить чисто автоматическое торможение, когда сжатый воздух из вспомогательных резервуаров попадает в тормозные цилиндры вагонов через тройные клапаны.



Фиг. 154.

Наконец посредством крана машиниста возможно прямодействующее и автоматическое торможения одновременно.

При комбинированном торможении в моторном вагоне сжатый воздух в тормозной цилиндр попадает через кран машиниста по двум путям, а именно: непосредственно из нагнетательного воздухопровода и из вспомогательного резервуара через тройной клапан.

Прицепной вагон можно тормозить только автоматическим торможением.

К преимуществам комбинированного тормоза Кнорра следует отнести

- а) возможность действия тормоза из каждого вагона поезда;
- б) одновременное торможение всех вагонов в поезде;
- в) полное автоматическое действие при разрыве поезда;
- г) возможность пользования одним прямодействующим, одним автоматическим или комбинированным торможением.

Недостатками комбинированного тормоза являются

- а) сложность всей системы и аппаратуры;

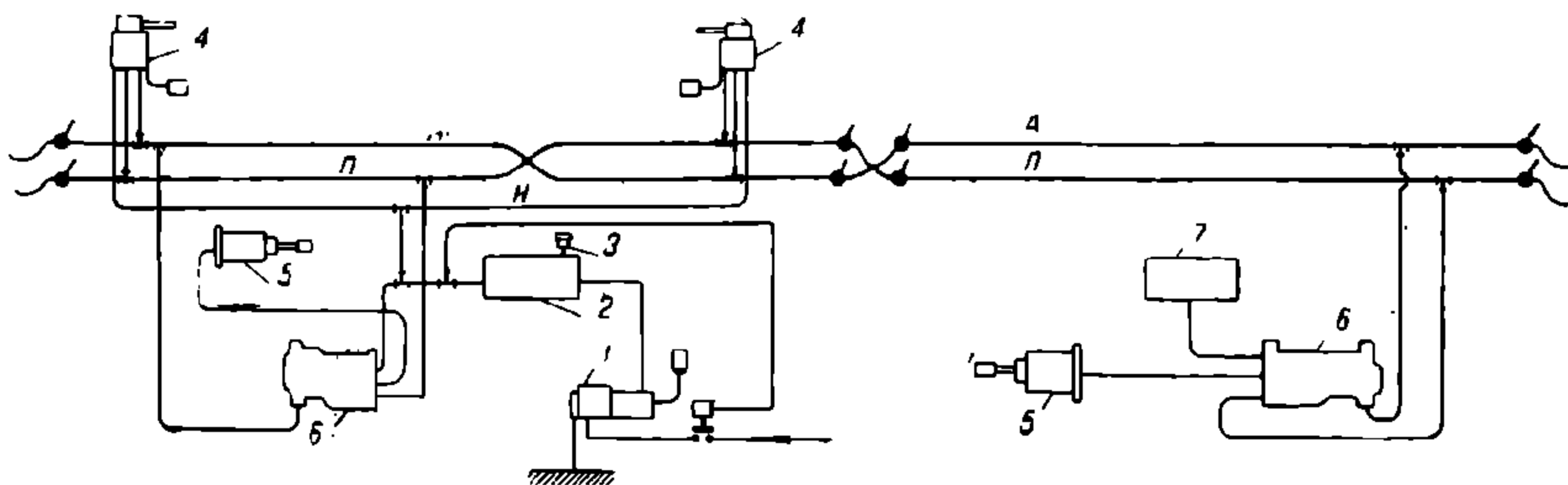
- б) продолжительный срок овладения тормозом вагоновожатым;
- в) значительные эксплуатационные расходы.

Комбинированный тормоз Кнорра имеет небольшое распространение на трамвае.

## 86. Полуавтоматическая система тормоза

Полуавтоматическую систему тормоза следует отнести к комбинированным тормозам (фиг. 155).

Полуавтоматический тормоз позволяет осуществлять служебное торможение прямодействующим тормозом и экстренное — автоматическим.



Фиг. 155.

На моторном вагоне имеется следующее оборудование.

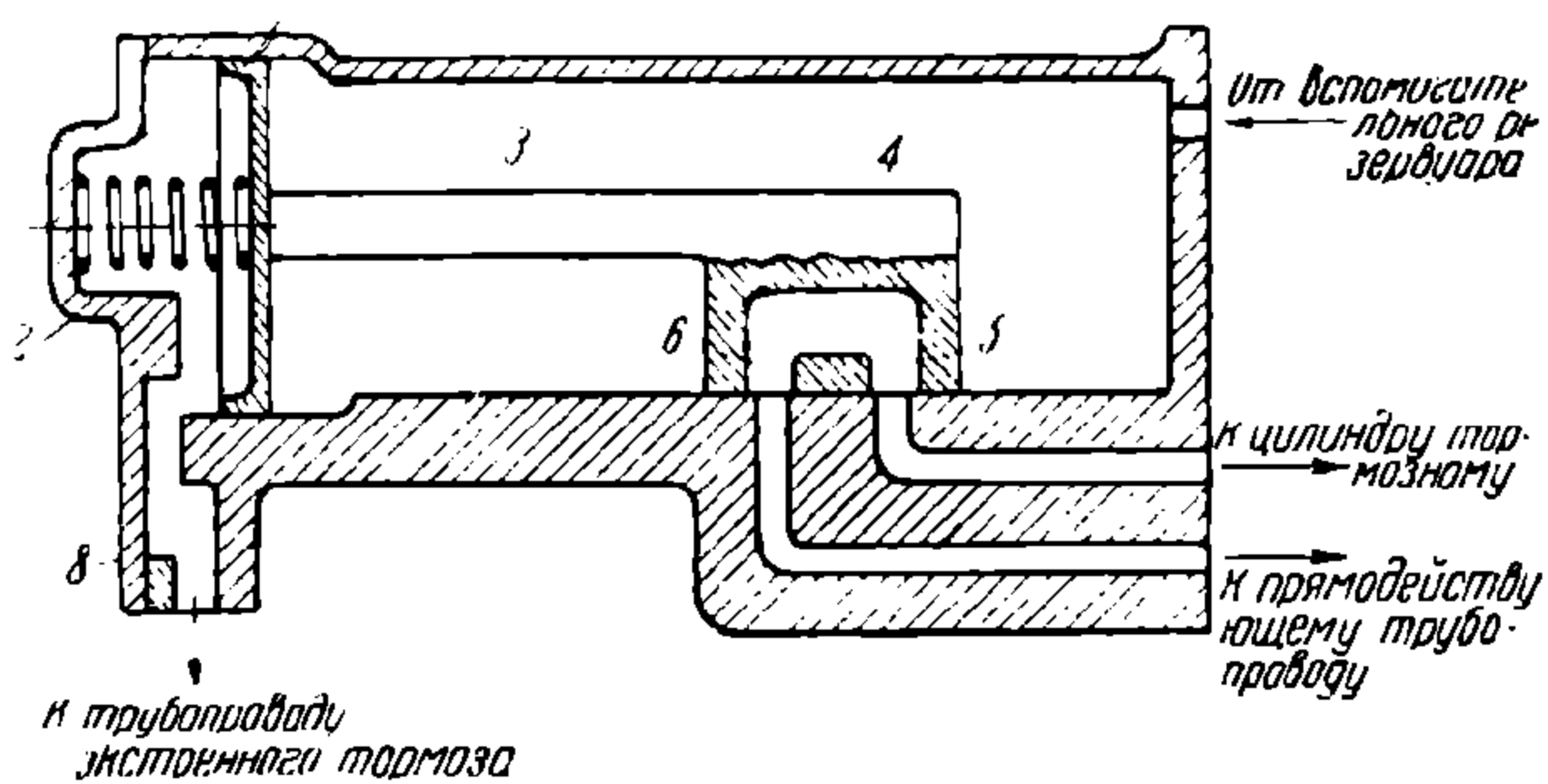
Компрессор 1 соединяется с главным резервуаром 2, снабженным предохранительным клапаном 3. Краны машиниста 4 соединены тремя трубопроводами: нагнетательным Н, прямодействующим П и трубопроводом экстренного тормоза А.

Тормозной цилиндр 5 соединен с клапаном экстренного тормоза 6.

Клапан экстренного тормоза кроме того соединен с прямодействующим трубопроводом П, с трубопроводом А и главным воздушным резервуаром.

На прицепном вагоне имеется следующее оборудование: два трубопровода: прямодействующего П и экстренного тормоза А.

Запасный воздушный резервуар 7 соединен с клапаном экстренного тормоза 6, который в свою очередь соединен с трубопроводами П и А и с тормозным цилиндром 5. Клапан экстренного тормоза сделан по принципу тройного клапана (фиг. 156). Поршень 1, отталкиваемый пружиной 2 вправо, соединен со штоком 3, на котором находится золотник 4. Золотник 4 перекрывает два отверстия 5, соединенные с тормозным цилиндром, и отверстие 6 с прямодействующим трубопроводом. Внутренняя камера 7 клапана соединяется с воз-



Фиг. 156.

душному резервуару. Внутренняя камера 7 клапана соединяется с воз-

душным резервуаром, а камера 8 соединяется с трубопроводом экстренного тормоза.

При служебном торможении клапан экстренного тормоза пропускает воздух через отверстия 6 и 5 из прямодействующей трубы в тормозной цилиндр.

Вместе с тем в воздухопроводе экстренного тормоза все время находится сжатый воздух, который вместе с пружиной 2 толкает поршень 1 вправо.

При понижении давления в трубопроводе А или при разрыве междугонных рукавов давление воздуха в камере 8 понижается, поршень 1 занимает крайнее левое положение и золотником 4 закрывает отверстие 6, а отверстие 5 соединяет с камерой 7, вследствие чего воздух из воздушного резервуара попадает непосредственно в тормозной цилиндр, отчего происходит экстренное торможение.

Как видно из схемы (фиг. 155), автоматичность действия этого тормоза вполне обеспечивается. Однако сложность клапана экстренного тормоза и наличие двух рукавов междугонного соединения ограничивают применение этой системы на трамвае.

## 87. Компрессоры

Компрессор является агрегатом, производящим сжатый воздух для торможения, опускания предохранительных сеток, открывания и закрывания дверей в вагоне и для других целей.

Основным типом вагонного компрессора является мотор-компрессор, представляющий агрегат из компрессора и мотора.

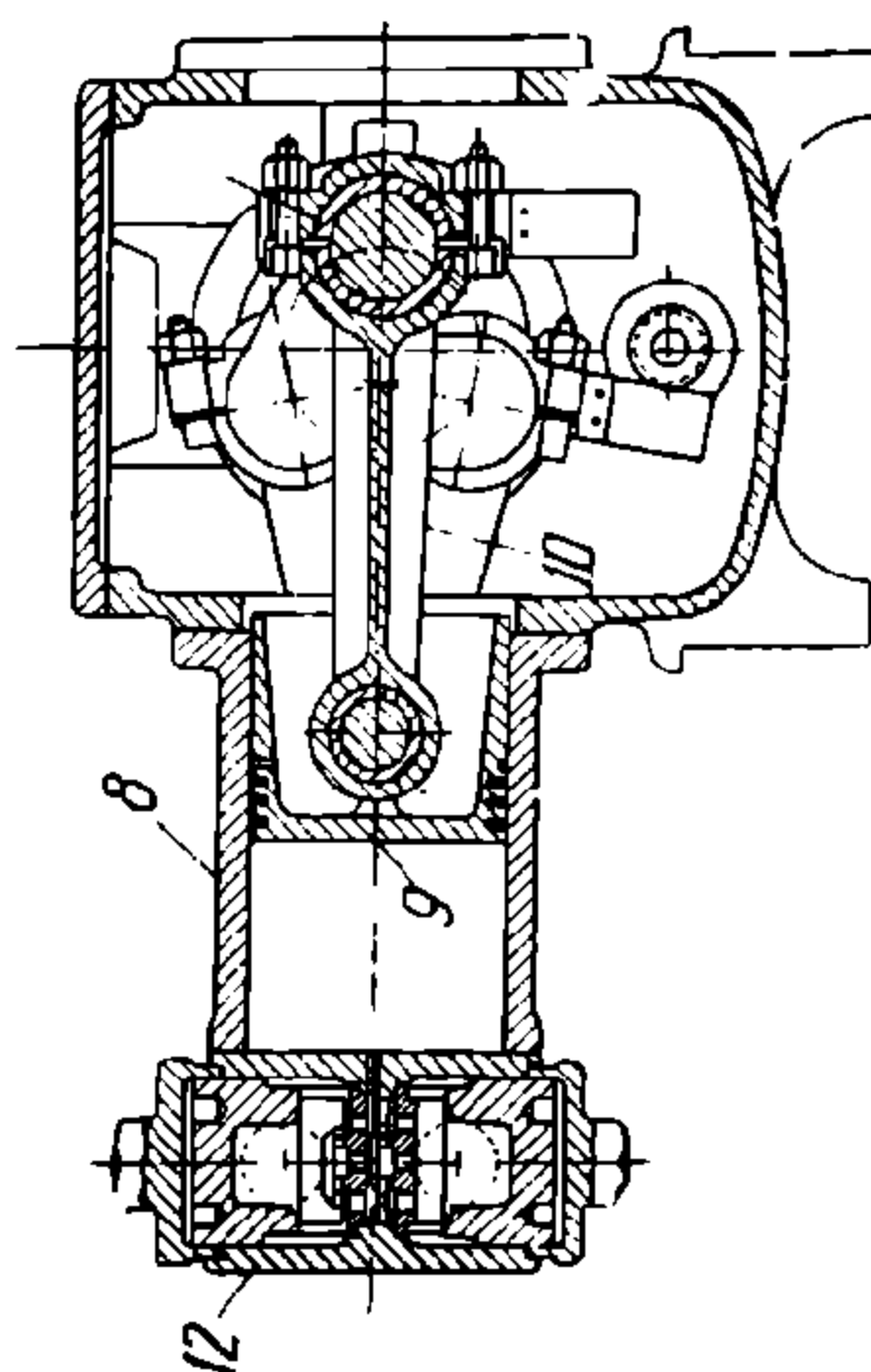
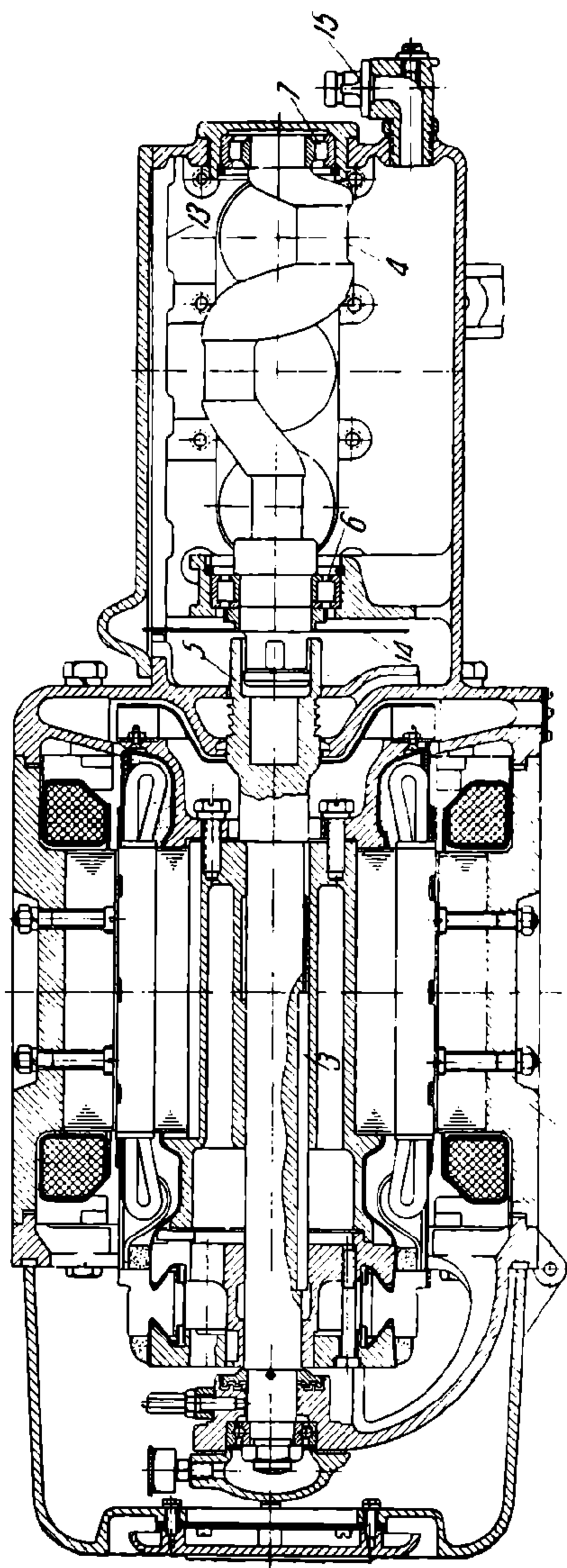
Применяемые на трамвае в настоящее время мотор-компрессоры делятся на два типа:

а) мотор-компрессоры с непосредственным соединением компрессора с мотором;

б) мотор-компрессоры с приводом компрессора от мотора при помощи зубчатой передачи.

Мотор-компрессор с непосредственным соединением мотора и компрессора (фиг. 157) типа „Knorr-Bremse“ состоит из чугунного корпуса компрессора 1, соединенного с корпусом 2, серийного мотора постоянного тока на 600 в мощностью 2—3 квт. Вал мотора 3 соединен с коленчатым валом компрессора 4 при помощи муфты 5. Коленчатый вал 4 поддерживается в роликовых подшипниках 6 и 7. К корпусу 1 укрепляются три цилиндра 8 с поршнями 9 и шатунами 10, расположенными на коленчатом валу под углом 120°. Шатуны 10 на коленчатом валу снабжены скользящими бронзовыми подшипниками. К цилиндрам компрессора укрепляется клапанная коробка 12 с шестью тарельчатого типа клапанами, из которых три всасывающих и три нагнетательных.

Нижняя часть корпуса компрессора называется картером. В картер наливается минеральное масло, которое забрызгивается в масляную ванну 13 специальным диском 14, сидящим на валу компрессора. Масло из ванны стекает обратно в картер, смазывая шатуны с подшипниками. В верхней части компрессора имеется крышка, через которую заливается масло и осматриваются шатуны. Для установления нужного уровня масла в картере имеется контрольный кран 15. Коэффициент полезного действия компрессора составляет 0,65—0,75.



Фиг. 157.

На таблице 16 приведены характеристичные данные мотор-компрессоров.

Мотор-компрессоры с непосредственным соединением компрессора с мотором имеют преимущества перед другими типами мотор-компрессоров, а именно:

а) благодаря отсутствию зубчатой передачи шум при работе мотор-компрессора получается значительно меньший;

б) конструкция мотор-компрессора проще.

Наряду с указанными преимуществами эти мотор-компрессоры имеют ряд недостатков:

а) при непосредственном соединении вала компрессора с валом мотора при помощи муфты с чекой число оборотов коленчатого вала равно оборотам мотора. Благодаря значительному числу оборотов коленчатого вала (порядка 600 оборо-

тов в минуту) получается интенсивная работа клапанов (10 подъемов клапана в секунду), которые быстро изнашиваются;

б) при интенсивной работе клапанов клапанная коробка нагревается;

в) поршневые кольца и цилиндры быстро срабатываются вследствие значительной скорости хода поршня. Расход масла для смазки мотор-компрессора составляет 12 г на 1 000 *т/км*.

Мотор-компрессоры с непосредственным соединением компрессора с мотором эксплуатируются европейскими трамваями уже в течение более



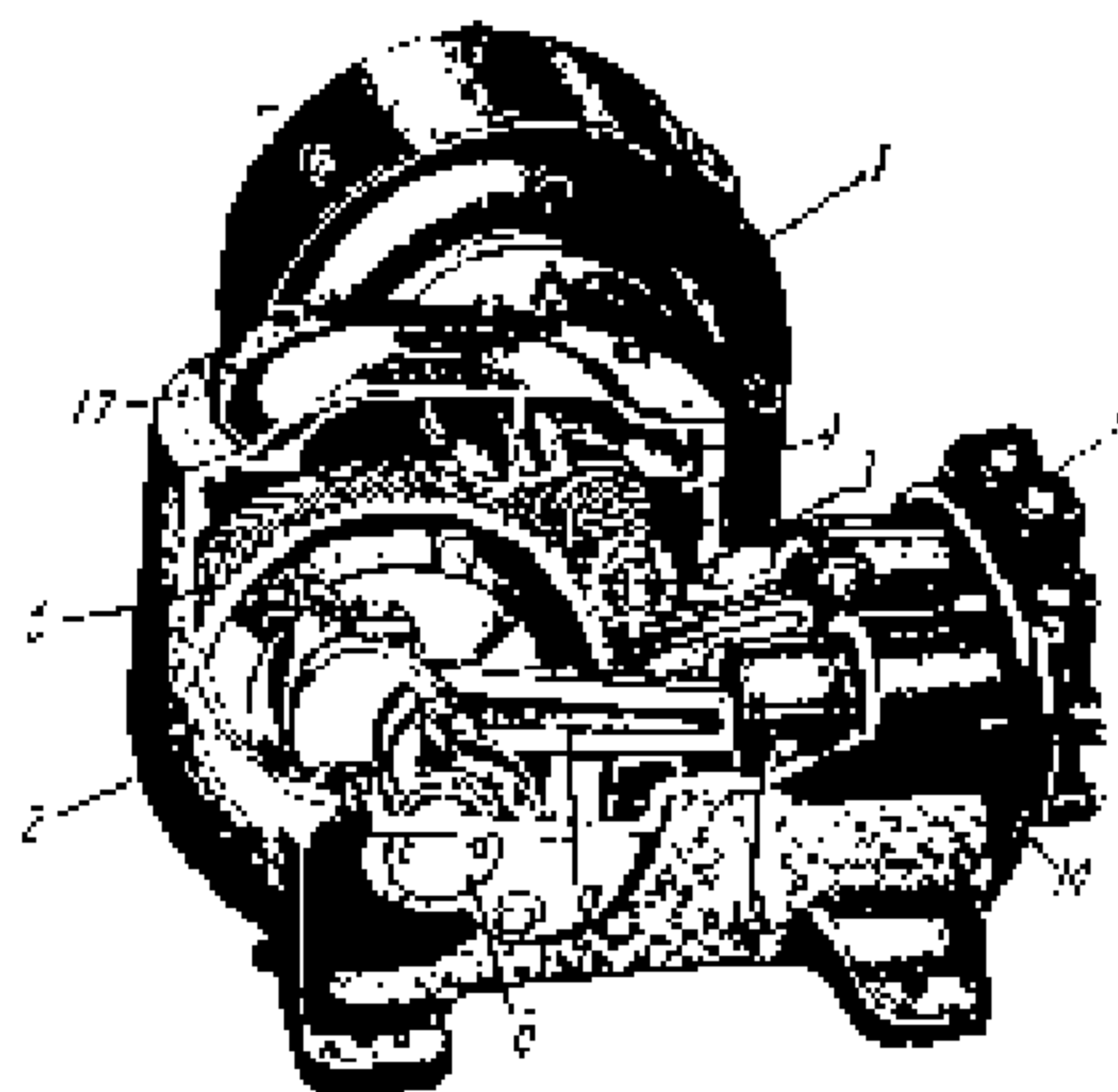
## Основные данные мотор-компрессоров

Фирма	Тип мотор-ком-прессора	Плпращение в V	Мощность двигателя в кВт	Обороты в минуту		Объем всасываемого воздуха в л/мин	Вес мотор-ком-прессора в кг	Коэффициент полезного действия	Производительность компрессора в л/мин
				Двигателя	Коленчатого вала				
Knorr-Bremse	V 31/60G	250	1,7	600	600	310	290	0,65	200
	V 55/60G	550	2,9	600	600	560	310	0,68	380
	VVF 70G	110	4,5	1 450	175	700	356	0,71	500
The Westinghouse Brake	CM	1 600	9,0	1 200	244	1 075	560	0,72	775
GECo	CP-25	600	1,9	1 200	244	283	223	0,68	200
GECo	CP-27	600	2,8	1 094	200	425	283	0,71	300
GECo	CP-28	600	4,2	1 110	203	700	412	0,71	500

15 лет. Эти же мотор-компрессоры применяются на московском, бакинском и других трамваях СССР.

Другим типом мотор-компрессора является компрессор с шестеренной передачей от мотора к компрессору (фиг. 158).

Корпус мотора 1 укрепляется к чугунному корпусу компрессора 2. На валу мотора 3 насажена шестерня 4 с шевронными зубьями для уменьшения шума при работе шестерен. Шестерня 4 имеет зацепление с большой шестерней 5, сидящей на коленчатом валу 6. Коленчатый вал отдельно дан на фиг. 159; он имеет два колена 7 и 8, расположенные под углом в  $180^\circ$  и соединенные с шатунами 9 (фиг. 160).



Фиг. 158.

Через скользящие бронзовые подшипники 10 шатуны 9 соединены с поршнями 11 при помощи стальных закаленных пальцев 12. Поршни снабжены поршневыми кольцами 13 из специального мягкого чугуна.

К корпусу компрессора привернуты два горизонтальных чугунных цилиндра 14, в которых ходят поршни 12.

К цилиндрам укрепляется клапанная коробка 15 с четырьмя клапанами в виде стальных пустотелых стаканов 16 (фиг. 160). Два клапана всасывающих и два нагнетательных.

В картер наливается минеральное масло, подаваемое при работе компрессора, большой шестерней в специальную ванну в верхней части корпуса 2, откуда масло стекает на шатунные подшипники и цилиндры.

Для наблюдения за уровнем масла в картере имеется контрольный кран.

Верхняя часть корпуса 2 компрессора имеет чугунную крышку 17, через которую заливается масло и производится осмотр, демонтаж и монтаж компрессора.

Мотор имеет крышку, через которую производится обслуживание щеткодержателей, коллектора и катушек мотора.

С компрессором соединен серийный мотор постоянного тока напряжением от 600 до 1500 в, с различными мощностями в зависимости от производительности компрессора.

Шестерни для компрессора делаются с передаточным числом порядка 1:5, таким образом имеется возможность устанавливать быстроходный мотор с числом оборотов около 1 200 об/мин.

Мотор-компрессоры с шестеренной передачей имеют широкое распространение в Англии и Америке, где они впервые были выпущены фирмой Westinghaus, а позднее американской фирмой GEC.

Указанные компрессоры имеют недостатки, а именно:

1) зубчатая передача при износе шестерен издает значительный шум при работе компрессора;

2) более сложная конструкция по сравнению с мотор-компрессорами с непосредственным соединением компрессора с мотором.

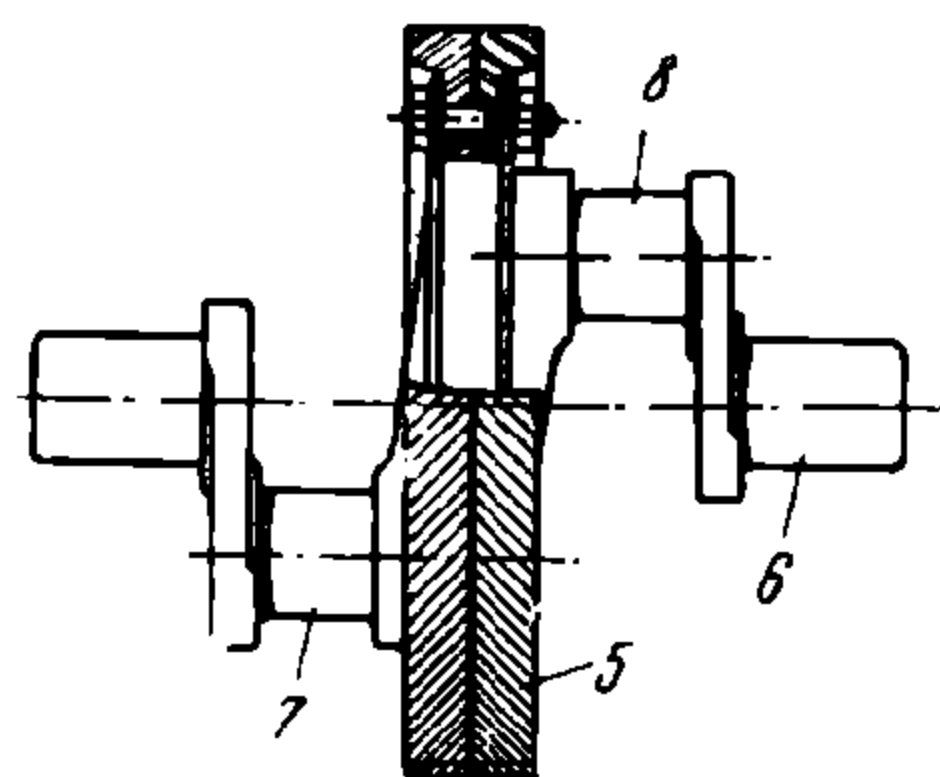
К преимуществам мотор-компрессора с шестеренной передачей следует отнести

1) надежность в эксплуатации;

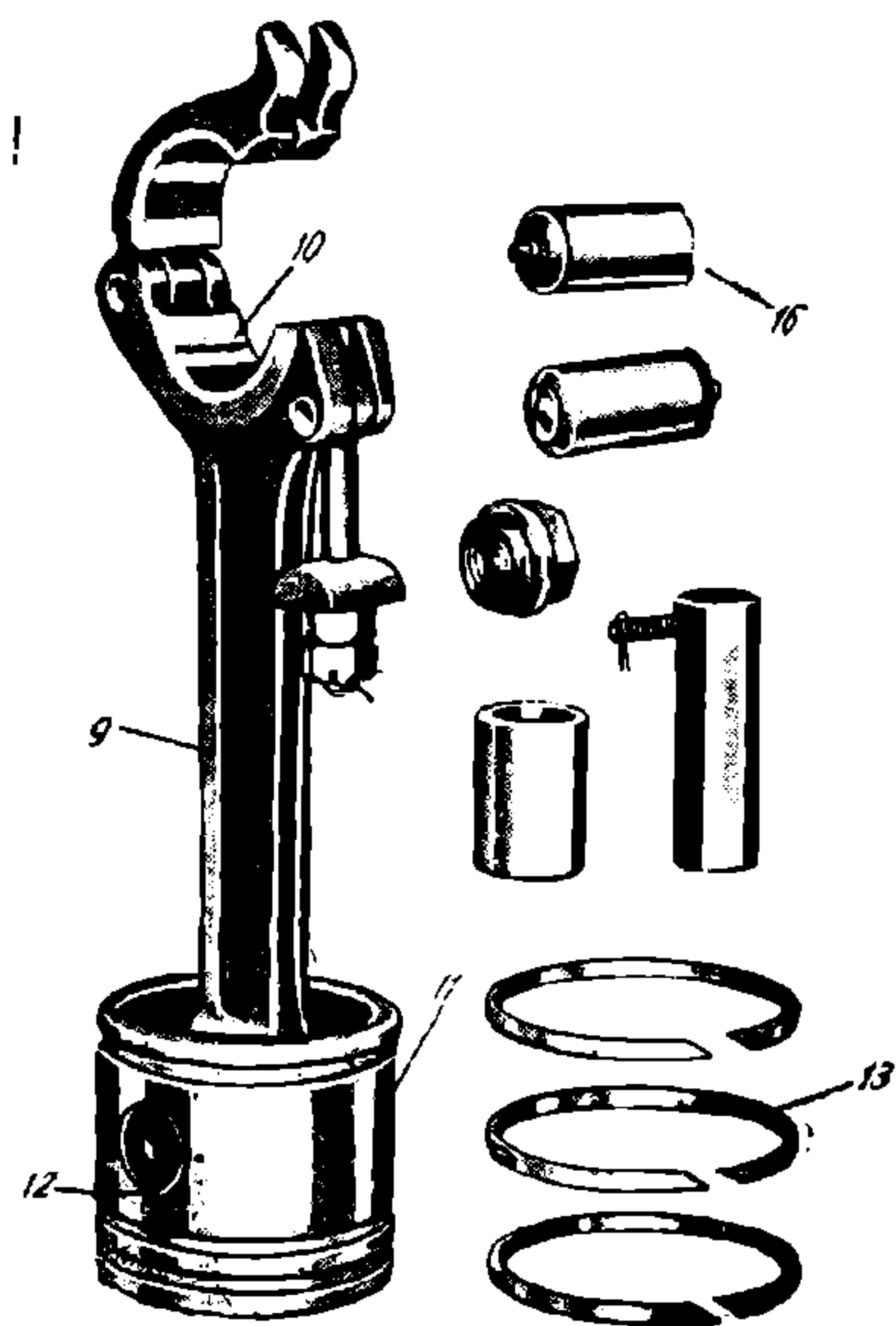
2) простота ухода и невысокие расходы по содержанию и ремонту.

Расход минерального масла для смазки мотор-компрессора с шестеренной передачей составляет 4—6 г на 1 000 м/км.

В настоящее время Ярославский тормозной завод осваивает производство мотор-компрессоров по типу GEC с шестеренной передачей. Эти компрессоры в скором времени будут выпускаться для трамваев СССР.



Фиг. 159.



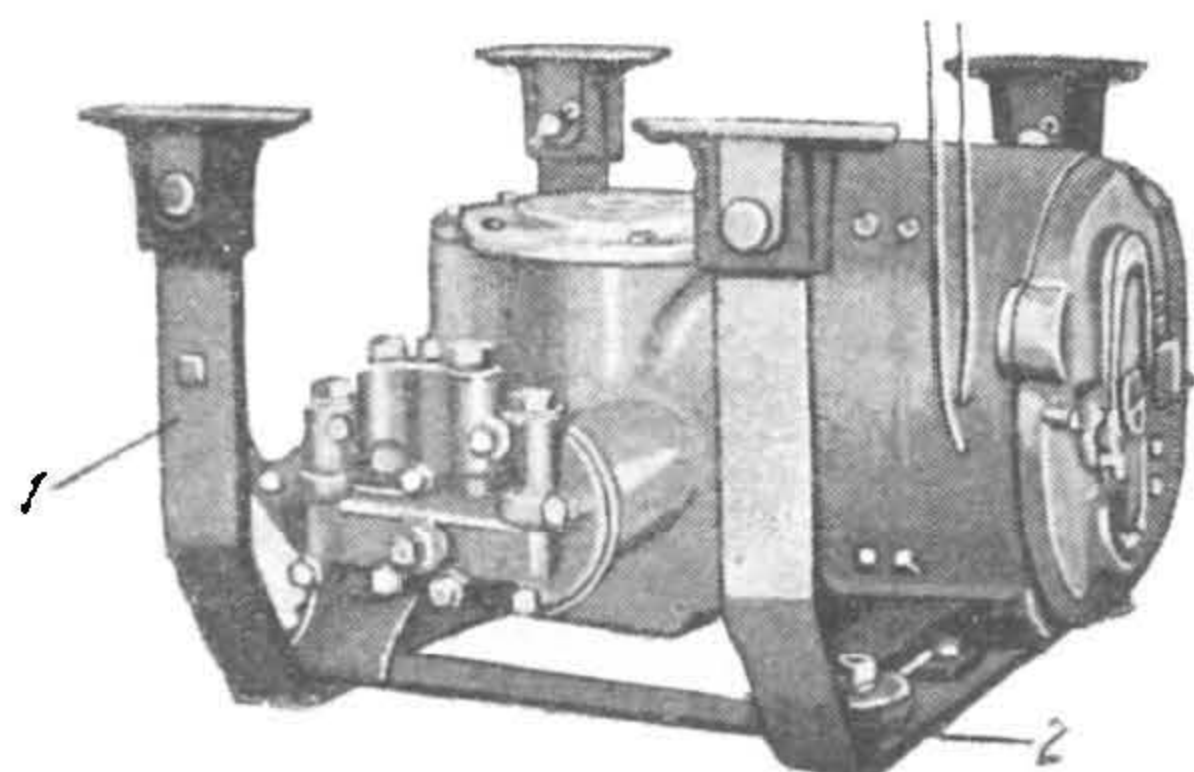
Фиг. 160.

## 88. Монтаж мотор-компрессоров на вагоне

Подвеска мотор-компрессора чаще осуществляется в виде специальной люльки 1 из полосового железа (фиг. 161), укрепленной к поперечным балкам рамы кузова. Реже мотор-компрессор подвешивается на специальных болтах, укрепленных в приливах на корпусе.

Для уменьшения передачи шума и вибрации от компрессора кузову под лапы компрессора и люльку подкладываются резиновые прокладки 2. Для

Удобства обслуживания мотор-компрессор располагается вблизи продольной рамы кузова, благодаря чему, открывая крышку со стороны коллектора, легко осматривать мотор.



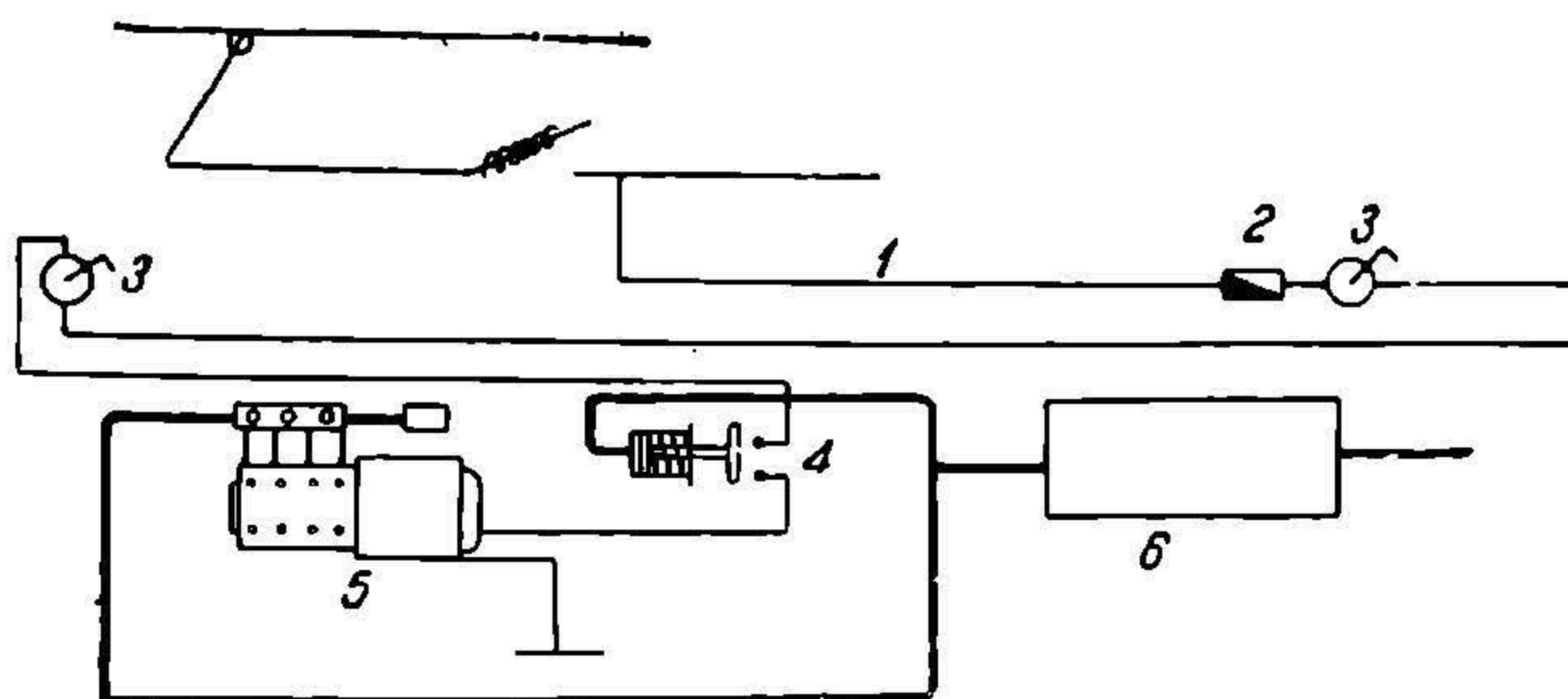
Фиг. 161.

Присоединение мотора к сети производится по следующей схеме (фиг. 162). После автоматического выключателя отпаявается провод 1 и вводится в плавкий предохранитель 2, устанавливаемый обычно сбоку на кузове, рядом с мотор-компрессором (фиг. 162).

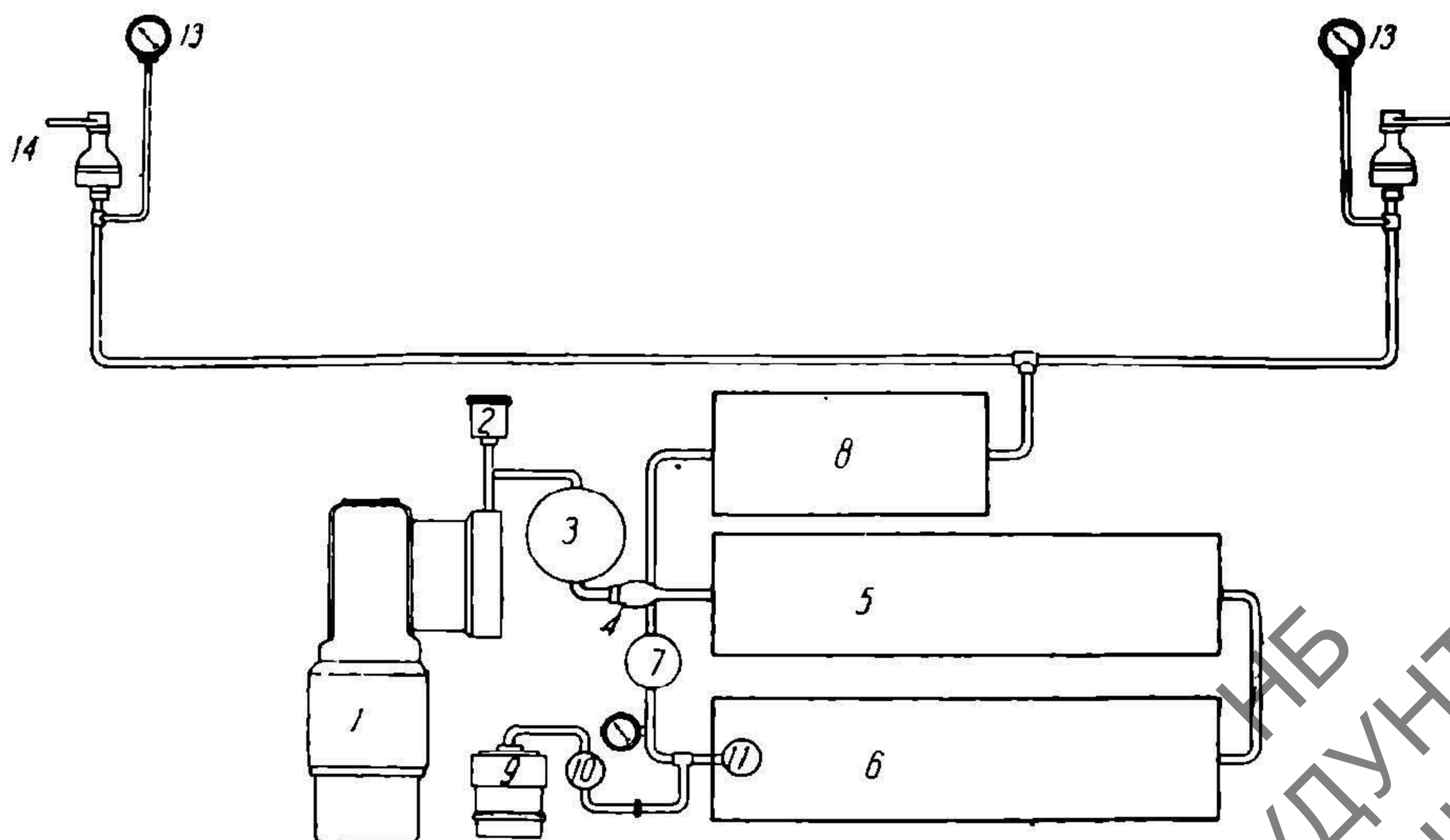
От предохранителя провод соединяет два ручных выключателя 3, устанавливаемых на площадках вагона.

Выключатели соединены с электропневматическим регулятором 4, а последний с мотор-компрессором.

Мотор-компрессор соединяется трубопроводом 5 с главным резервуаром 6, который в свою очередь соединен с электропневматическим регулятором давления.



Фиг. 162.



Фиг. 163.

Схема соединения воздухопровода от мотор-компрессора с аппаратурой для прямодействующего тормоза показана на фиг. 163. Мотор-компрессор 1 соединяется со всасывателем 2 и маслоотделителем 3. Маслоотделитель через обратный клапан 4 соединяется с главным воздушным резервуаром высокого давления (6 ат) 5, а последний с резервуаром 6.

Резервуар 6 через редукционный клапан 7 соединяется с резервуаром 8 низкого давления (4—4,5 ат), который в свою очередь присоединен к нагнетальному трубопроводу.

Регулятор давления 9 через воздушный фильтр 10 соединяется с резервуаром высокого давления.

### 89. Электроневматический регулятор давления

Электроневматический регулятор давления (фиг. 164) состоит из чугунного корпуса 1 с крышкой 2. Внутри корпуса имеется цилиндр 3, внутри которого находится поршень 4 со штоком 5, упирающимся в рычаг 6. Рычаг 6 соединен с электрическим контактом 7, замыкающим цепь мотор-компрессора через контакт 8.

В поршень 4 упирается мембрана 9, находящаяся в камере 10, соединенной с главным воздушным резервуаром. На поршень 4 давит пружина 11, степень нажатия которой может регулироваться.

При повреждении регулятора давления включается рубильник, и электрическая цепь коротко замыкается.

Работа электроневматического регулятора давления заключается в следующем.

При повышении давления в главном резервуаре выше установленного предела сжатый воздух в камере 10 (фиг. 164), преодолевая действие пружины 11, перемещает мембраной 9 поршень 4 вправо. Конец штока 5 действует на рычаг 6, и последний размыкает контакты 7 и 8, после чего мотор-компрессор автоматически выключается.

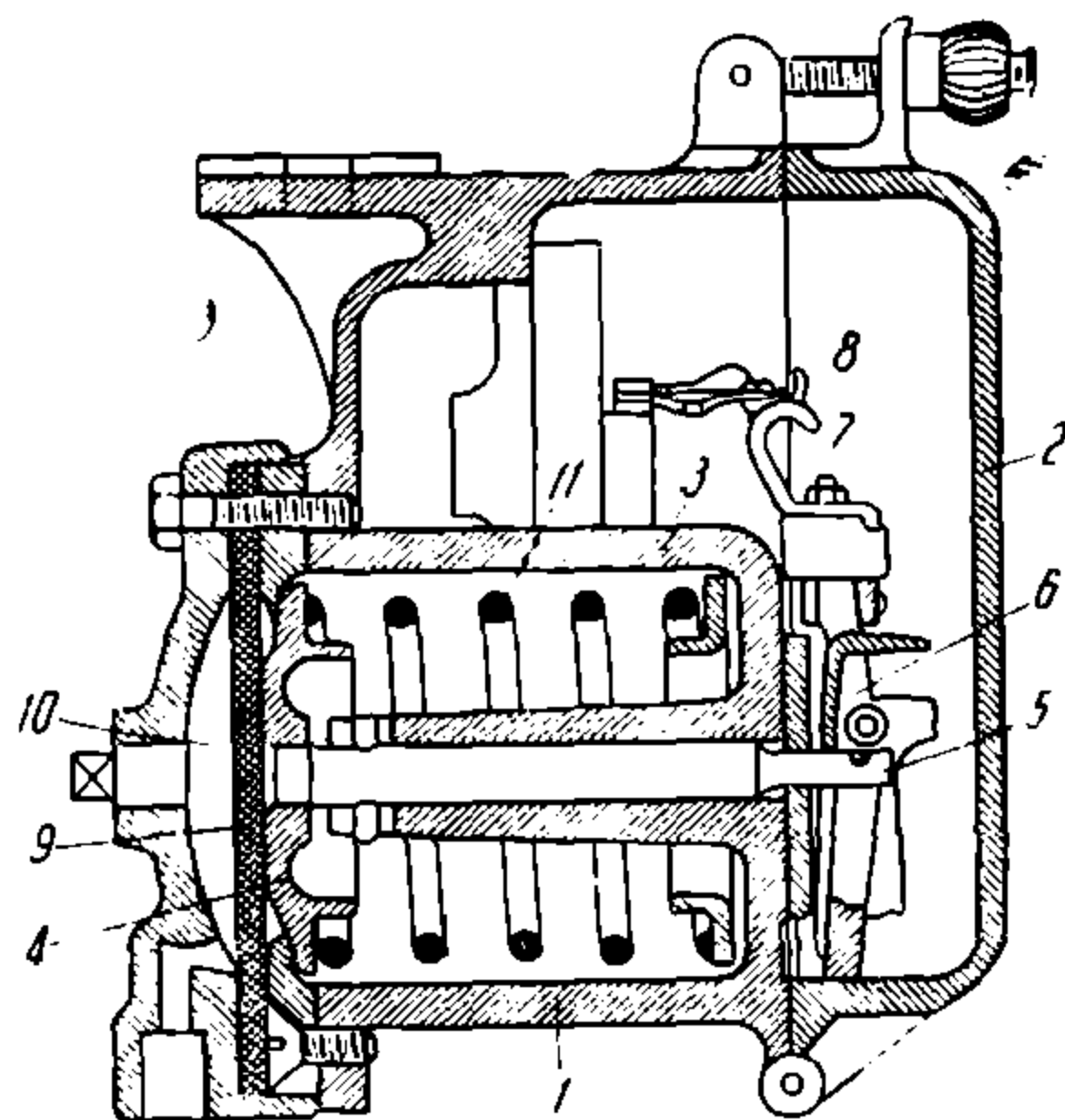
Включение мотора произойдет лишь после того, как давление воздуха в главном резервуаре понизится ниже установленного предела.

При понижении давления воздуха пружина 11 преодолевает действие сжатого воздуха на мембрану 9 и конец штока 5 перемещает обратно рычаг 6, который замкнет контакты 7 и 8. Цепь мотора замкнется, и компрессор начнет работать.

Пределы для включения и выключения мотор-компрессора устанавливаются в следующих границах: для выключения 6—6,5 ат и для включения 4—4,5 ат.

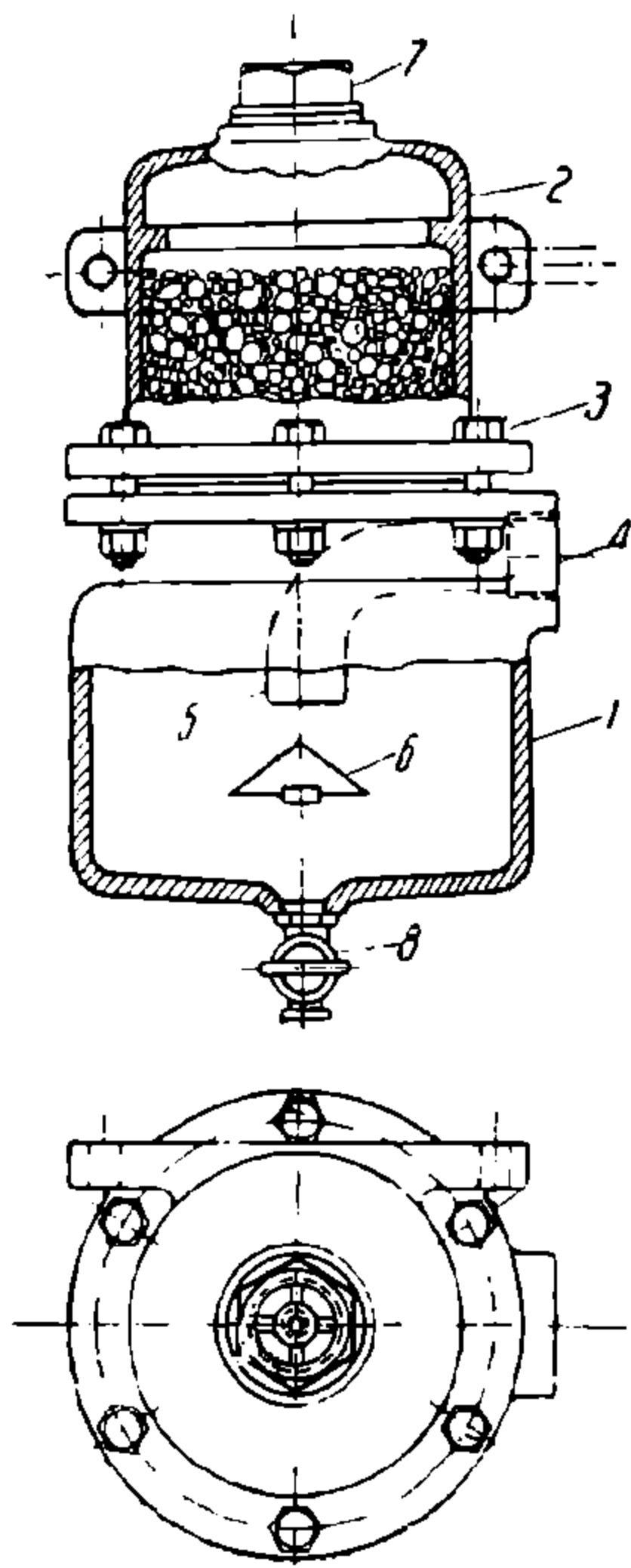
### 90. Маслоотделитель

Для собирания смазки и конденсирования влаги, проникающей из мотор-компрессора в трубопровод, на главном воздухопроводе вблизи от мотор-компрессора подвешивается маслоотделитель (фиг. 165). Чугунный корпус маслоотделителя состоит из разъемных частей 1 и 2, скрепляемых болтами 3.



Фиг. 164.

В верхней части 2 имеется дно в виде решетки, которая заполняется тонкими железными трубочками диаметром 4—5 мм или железными стружками. Труба от мотор-компрессора входит в нарезку 4 в нижней части корпуса, где имеется изогнутая трубка 5 над экраном 6. Патрубок 7 соединяется с главным резервуаром.



Фиг. 165.

При попадании масла по трубе 4 оно будет стекать в нижнюю часть маслоотделителя, откуда через спускной кран 8 может выпускаться наружу.

## 91. Редукционный клапан

На четырехосных моторных вагонах и при трехвагонных поездах, чтобы не иметь воздушных резервуаров значительных размеров, в системе устанавливается два давления: высокое 6—6,5 ат и низкое 4—4,5 ат. Два давления в системе получается при установке редукционного клапана (фигура 166). Редукционный клапан состоит из корпуса 1, в который ввернута пробка 2, упирающаяся в седло 3, с пружинами 4 и 5. Пружины опираются на мембрану 6, а последняя на клапан 7, закрывающий камеры I и II.

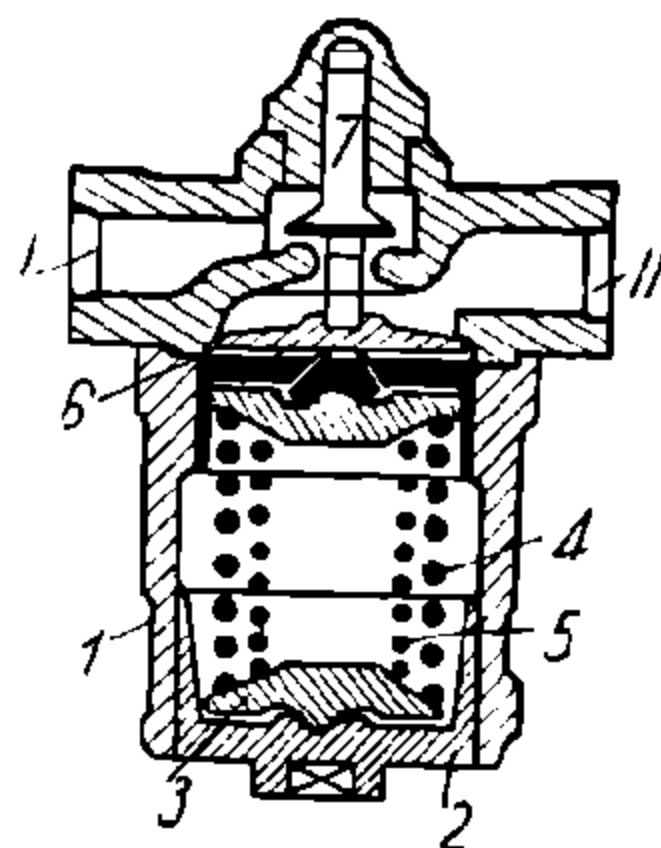
Нормально во время работы мембрана приподнимает клапан 7 и держит его открытым, сообщая камеры I и II между собой.

Камера I соединена с главным резервуаром высокого давления, а II — с резервуаром низкого давления (фиг. 163).

Работа редукционного клапана заключается в следующем.

Так как пружины 4 и 5 отрегулированы на 4—4,5 ат, то воздух, проходя из резервуара высокого давления в камеры I и II, будет попадать в трубопровод низкого давления до тех пор, пока давление воздуха там не поднимется выше 4—4,5 ат. При повышении давления воздуха в трубопроводе низкого давления воздух, преодолевая действие пружин 4 и 5, будет давить на мембрану 6, клапан 7 опустится и разобщит камеры I и II.

Перетекание воздуха из резервуара высокого давления в трубопровод низкого давления будет происходить до тех пор, пока давление в трубопроводе низкого давления не упадет ниже 4—4,5 ат, после чего пружины 4 и 5, действуя на мембрану 6, откроют клапан 7, и воздух из камеры I попадет в камеру II.



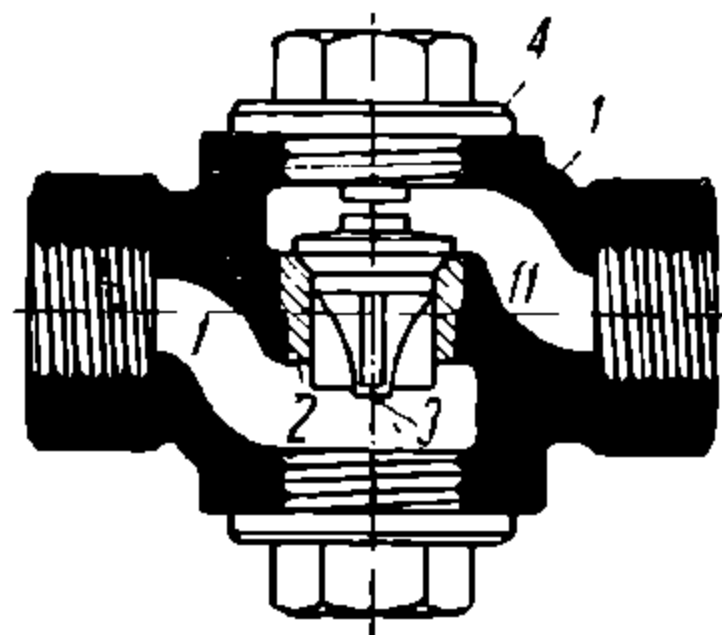
Фиг. 166.

## 92. Обратный клапан

Обратный клапан служит для разобщения нагнетательного рукава компрессора от главного воздушного резервуара. Обратный клапан типа Вестингауза (фиг. 167) состоит из чугунного корпуса 1, имеющего клапан-

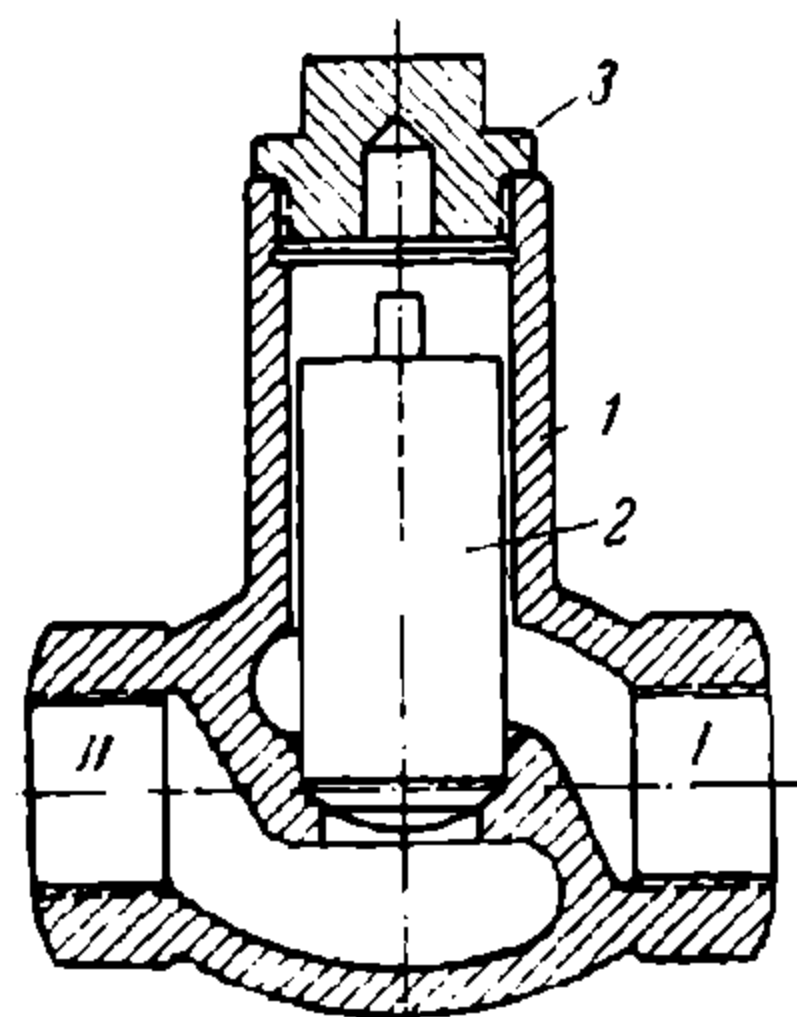
ное гнездо в виде бронзовой втулки 2. В клапанном гнезде сидит клапан 3, в верхней части которого есть прилив, приходящийся против выступа на пробке 4. Прилив на клапане и выступ 4 на пробке служат для ограничения подъема клапана 3. Клапан закрывает или сообщает камеры I и II, причем камера I соединена с нагнетательной трубой от компрессора, а II — с главным резервуаром.

При повышении давления со стороны камеры I воздух поднимает клапан и проходит в главный резервуар. Это движение воздуха возможно только до тех пор, пока давление со стороны компрессора не станет ниже такового со стороны главного резервуара, после чего клапан 3 закроется и прекратит доступ воздуха из главного резервуара обратно в нагнетательный рукав компрессора.



Фиг. 167.

Обратный клапан типа Кнорра (фиг. 168) состоит из корпуса 1 с цилиндрическим пустотелым клапаном 2, имеющим отверстия для воздуха. В верхней части корпуса обратного клапана имеет крышку 5. Нижняя часть



Фиг. 168.

корпуса клапаном 2 разделяется на две камеры I и II. Камера I сообщается с главным воздушным резервуаром, а камера II — с компрессором.

Принцип работы этого клапана тот же, что указан выше.

### 93. Обслуживание и ремонт мотор-компрессора и его аппаратуры

Мотор-компрессоры подвергаются следующему осмотру.

Ежедневно в ночной смене следят за креплением люльки компрессора к кузову и в случае ослабления крепления гайки подтягиваются и шплинтуются.

Один раз в десятидневку заливается в картер масло около 1 кг. При съемке крышки компрессора осматриваются шатунные подшипники и зубчатая передача.

Осматривается мотор, проверяются вводные провода, щеткодержатели, щетки и в случае необходимости зачищается коллектор.

Осматриваются клапаны компрессора, если есть заявки вагонновожатого или мастера на нагревание клапанной коробки.

Спускается масло из маслоотделителя.

Зачищаются контакты в электропневматическом регуляторе давления и проверяется его действие.

При ослаблении шатунных подшипников снимаются прокладки и дается соответствующий натяг подшипнику.

При нагревании шатунных подшипников у последних ослабляются болты, закрепляющие подшипники.

Действие редукционного клапана проверяется при десятидневном осмотре. Раз в 3—4 месяца редукционный клапан разбирается, промывается от грязи, проверяются мембрана и пружины и вновь собирается. Клапан и седло притираются, после чего испытываются на испытательной станции.



Обратный клапан работает надежно, но требует периодически, через 3—4 месяца, промывки клапана и седла, а иногда притирки клапана. Клапан и гнездо для большей плотности и уменьшения износа смазываются вазелином.

Текущий ремонт для мотор-компрессора требуется через 4—5 месяцев. При этом ремонте производятся следующие работы.

Мотор разбирается, продувается от пыли. Проверяется надежность вводных проводов. Вскрывается клапанная коробка, клапаны притираются к гнездам, а тарельчатые клапаны подтягиваются при ослаблении их крепления.

При разработке шатунных подшипников коленчатого вала, последние ремонтируются. Шатунные подшипники подтягиваются путем уменьшения прокладок.

Изношенные поршневые кольца заменяются новыми.

Масло из картера спускается и в него заливается свежее.

Коллектор, в случае необходимости, протачивается и шлифуется.

При капитальном и годовом ремонте мотор-компрессор подвергается полной разборке. Мотор разбирается, якорь продувается от пыли. Осматриваются металлические бандажи на якоре и чехлы. Ослабшие металлические бандажи разрезаются и наматываются новые. Поврежденные чехлы (капоры) заменяются новыми или ремонтируются.

Коллектор, имеющий выработку до 0,5 мм и более, проверяется на станке, после чего продороживается и шлифуется. Шнуровой бандаж покрывается электроэмалевым лаком. После осмотра и ремонта якорь пропитывается изоляционным лаком и подвергается сушке в электрической печи не менее 24 часов. Магнитные катушки подвергаются осмотру. Катушки, сидящие слабо на сердечниках, укрепляются.

Клеммы катушек проверяются и с неудовлетворительными контактами перепаяются.

Сверху катушки покрываются черным спиртовым лаком. Корпус внутри мотора очищается от грязи и окрашивается электроэмалью. Ролики и обоймы роликовых подшипников промываются в бензине и осматриваются. Ролики, имеющие трещины или выбоины, заменяются новыми.

Роликовые подшипники с обоймами, имеющими изношенные места (углубления), заменяются новыми. При сборке роликовых подшипников и при обнаружении зазора между роликом и обоймой более 0,5 мм подшипники бракуются и заменяются новыми.

Нормальный зазор между роликом и обоймой после сборки подшипников должен быть не менее 0,07 мм и не более 0,5 мм.

Корпус компрессора промывается керосином, очищается и затем проверяется, нет ли в корпусе трещин. Трещины обнаруживаются керосином, налитым в картер.

Корпус компрессора, имеющий трещины, заваривается. Цилиндры компрессоров подвергаются проверке размеров. При обнаружении эксцентричной выработки рабочей поверхности цилиндра по диаметру до 0,25 мм последние шлифуются до концентрической поверхности. Поршни при этом заменяются новыми.

Разница в размере цилиндра и поршня по диаметру допускается не более 0,15 мм. Поршень при эксцентричной поверхности подлежит шлифовке.

Поршневые пальцы проверяются и, если последние имеют разработку, заменяются новыми. Палец должен входить в отверстие поршня из-под молотка, в противном случае шатуны будут стучать.

Не пружинящие и лопнувшие поршневые кольца и имеющие выработку до 0,25 мм и более заменяются новыми.

Клапанная коробка осматривается. Тарельчатые клапаны и седла их со сработкой до 0,5 мм заменяются новыми.

Цилиндрические пустотелые клапаны притираются в своих гнездах. Лопнувшие цилиндрические клапаны заменяются новыми. Шатунные бронзовые подшипники проверяются. При выработке рабочих поверхностей подшипников до 0,25 мм последние протачиваются на станке. Подшипники, имеющие незначительную выработку — до 0,15 мм, пришабриваются и устанавливаются на прокладках. Шабровка подшипников производится на краску.

Коленчатый вал проверяется. При эксцентричной выработке рабочих поверхностей вала до 0,25 мм последние шлифуются до концентрической поверхности, под которую подгоняются бронзовые подшипники.

Соединение вала мотора и компрессора в мотор-компрессорах с непосредственным соединением проверяется. Изношенная муфта и чека заменяются.

Зубчатая передача осматривается. Отдельные шестерни проверяются. При обнаружении поломанных или надломленных зубьев на шестернях последние заменяются новыми.

Шестерни со сработанными зубьями до острия должны заменяться.

После ремонта отдельных деталей мотор-компрессора последние собираются, и в картер наливается масло до определенного уровня.

Перед постановкой на вагон каждый мотор-компрессор подвергается предварительному испытанию на станде. При этом испытании заставляют работать мотор-компрессор непрерывно в течение 1,5—2 часа при давлении 5—6 ат. Если во время работы мотор-компрессора замечаются недостатки, как например: слышен сильный шум в зубчатой передаче, нагревается клапанная коробка, искрит коллектор и т. п., то в этом случае необходимо установить и устранить причину указанного недостатка мотор-компрессора, после чего продолжать испытание.

При отсутствии дефектов в работе мотор-компрессора, при испытании на станде проверяется нагревание мотора, подшипников, клапанной коробки, после чего мотор-компрессор может быть установлен на вагон.

#### 94. Расчет потребной мощности мотор-компрессора

Мощность мотор-компрессора определяется по расходу воздуха в тормозной системе. Сжатый воздух расходуется

- а) на торможение тормозным цилиндром;
- б) на подторможение при движении поезда на уклоне или в другом случае;
- в) на вспомогательные нужды: звонки, предохранительные сетки, цилиндры для открывания дверей и т. п.;
- г) на утечку в системе через неплотности в трубопроводе и приборах.

Определим передаточное число от тормозного цилиндра на колодки в моторном вагоне, предположив, что давление на колодки будет 1,3 от тары вагона

$$1,3T = K \frac{\pi D^2}{4} p;$$

$$K = \frac{5,2 \cdot T}{\pi D^2 \cdot p}. \quad (161)$$

Для прицепного вагона будет

$$K' = \frac{5,2 \cdot T'}{\pi D_1^2 p}, \quad (162)$$

где  $T$  — тара моторного вагона в кг;

$T'$  — тоже прицепного вагона в кг;

$K$  — передаточное число от тормозного цилиндра на колодки моторного вагона;

$K'$  — тоже прицепного вагона;

$D$  — диаметр поршня тормозного цилиндра моторного вагона в см;

$D_1$  — то же прицепного вагона в см;

$p$  — давление сжатого воздуха в кг/см<sup>2</sup>.

Определим выход штока тормозного цилиндра при торможении и при зазоре между колодкой и бандажем  $= \delta$  в мм:

$$b = \delta \cdot K. \quad (163)$$

Для прицепного вагона

$$b' = \delta \cdot K', \quad (164)$$

где  $b$  — ход штока в тормозном цилиндре моторного вагона в мм;

$b'$  — то же в прицепном вагоне в мм.

Полная высота воздушного столба в тормозном цилиндре будет для моторного вагона

$$b + x = H \text{ мм}, \quad (165)$$

для прицепного вагона

$$b' + x' = H' \text{ мм}, \quad (166)$$

где  $x$  — мертвое пространство в тормозном цилиндре моторного вагона в мм;

$x'$  — то же в прицепном вагоне в мм;

$H$  — высота воздушного столба в тормозном цилиндре моторного вагона в мм.

$H'$  — то же в прицепном вагоне в мм.

Определим объем сжатого воздуха в тормозном цилиндре моторного вагона:

$$v = \frac{\pi D^2}{4} H \text{ мм}^3. \quad (167)$$

Объем сжатого воздуха в тормозном цилиндре прицепного вагона будет

$$v' = \frac{\pi D_1^2}{4} H' \text{ мм}^3. \quad (168)$$

Определим объем воздуха в прямодействующем трубопроводе одного вагона

$$v_t = \frac{\pi d_1^2 L}{4} \partial m^3 \quad (169)$$

где  $v$  — объем сжатого воздуха в тормозном цилиндре моторного вагона в  $\partial m^3$ ;

$v'$  — то же в прицепном вагоне в  $\partial m^3$ ;

$v_t$  — объем воздуха прямодействующего трубопровода моторного вагона в  $\partial m^3$ ;

$L$  — длина прямодействующего трубопровода в  $\partial m$ ;

$d_1$  — диаметр труб прямодействующего трубопровода в  $\partial m$ .

Полный объем сжатого воздуха, потребный на одно торможение, будет в моторном вагоне  $v_1 = v + v_t$ , (170)

в прицепном вагоне  $v_2 = v' + v_t$  (171)

при условии равных объемов трубопроводов моторного и прицепного вагонов.

Подсчитаем давление воздуха, необходимое для служебного торможения поезда при замедлении  $a_3$  м/сек<sup>2</sup> из уравнения

$$\frac{\pi D^2}{4} \cdot \eta \cdot p_1 (K + nK') \varphi = 102 G \cdot a_3 \cdot K, \quad (172)$$

$$G_1 = T + n T' + G + G' \cdot n, \quad (173)$$

$$p_1 = \frac{408 G_1 \cdot a_3 \cdot K}{(K + nK') \varphi \pi D^2 \eta} \text{ кг/см}^2, \quad (174)$$

где  $v_1$  — полный объем сжатого воздуха на одно торможение в моторном вагоне в  $л$ ;

$v_2$  — то же на прицепном вагоне в  $л$ ;

$K$  — коэффициент инерции вращающихся масс (1,06—1,08);

$\eta$  — коэффициент полезного действия тормозной передачи = 0,75;

$p_1$  — давление, необходимое для служебного торможения при замедлении  $a_3$  кг/см<sup>2</sup>;

$\varphi$  — коэффициент трения между колодкой и бандажем (для чугуна и стали  $\varphi = 0,1$  — 0,25, для бакелита и стали  $\varphi = 0,3$ );

$G_1$  — полный вес поезда с пассажирами в  $т$ ;

$G$  — вес пассажиров моторного вагона в  $т$ ;

$G'$  — то же прицепного вагона в  $т$ ;

$n$  — число прицепных вагонов.

Объем воздуха, приведенный к давлению в 1 ат, расходуемый на одно торможение поезда, будет:

$$v_n = (v + n \cdot v') (p_1 + 1) + v_t p_1 (1 + n) \text{ л.} \quad (175)$$

Зная приведенный объем воздуха в поезде для одного торможения, определим расход воздуха на торможение в 1 минуту:

$$B_t = \frac{v_n \cdot n_1 V}{60} \text{ л,} \quad (176)$$

где  $v_n$  — приведенный объем сжатого воздуха к 1 ат, расходуемый на одно торможение поезда, в  $л$ ;

$n_1$  — число остановочных пунктов (остановок) на 1 км пути;

$V$  — эксплуатационная скорость в  $км/час$ ;

$B_t$  — расход воздуха на торможение поезда в минуту в л.

Принимая расход воздуха на подторможение  $100\%$ , на звонковой вибратор  $15\%$ , на цилиндры для открывания и закрывания дверей  $10\%$  от расхода воздуха в 1 мин., получим полный расход воздуха поездом в 1 минуту.

$$B_1 = B_t + B_n + B_z + B_d, \quad (177)$$

где  $B_n$  — расход воздуха на подторможение в литрах;

$B_z$  — „ „ для звонкового вибратора;

$B_d$  — „ „ для цилиндров, закрывающих двери;

$B_1$  — полный расход воздуха поездом в 1 минуту в л.

Принимая утечку воздуха в системе в  $30\%$  и учитывая коэффициент полезного действия мотор-компрессора, получим требуемую производительность мотор-компрессора

$$W_n = \frac{1,3 \cdot B_1}{\eta_k} \text{ л/мин.} \quad (178)$$

где  $W_n$  — требуемая мощность мотор-компрессора в л/мин;

$\eta_k$  — коэффициент полезного действия мотор-компрессора.

Действительная производительность мотор-компрессора должна быть больше потребной с таким расчетом, чтобы он работал не более  $50\%$  от общего времени нахождения вагонов в эксплуатации на линии, т. е.

$$W_d = 2 W_n,$$

где  $W_d$  — действительная производительность мотор-компрессора.

**Пример.** Произведем расчет потребной мощности мотор-компрессора для прямодействующего тормоза.

Расход воздуха должен быть произведен в предположении эксплуатации одного двухосного моторного и двух двухосных прицепных вагонов по следующим данным.

Тара моторного вагона  $T = 13\,500 \text{ кг}$ .

Тара прицепного вагона  $T' = 8\,000 \text{ кг}$ .

Диаметры тормозных цилиндров на моторном и прицепном одинаковы  $D = D_1 = 25,4 \text{ см}$ .

Давление воздуха в тормозном цилиндре принимаем  $p = 3 \text{ кг/см}^2$ .

Вес пассажиров в моторном вагоне  $G = 4\,000 \text{ кг}$ .

Вес пассажиров в прицепном вагоне  $G' = 5\,000 \text{ кг}$ .

Коэффициент полезного действия тормозной передачи  $\eta_t = 0,75$ .

Коэффициент полезного действия мотор-компрессора  $\eta_k = 0,70$ .

Число остановок на 1 км  $n_1 = 3$ .

Мертвое пространство в тормозном цилиндре  $x = 1,0 \text{ см}$ .

Длина трубопровода в вагоне  $L = 1\,300 \text{ см}$ .

Диаметр трубопровода  $d_1 = 1,91 \text{ см}$ .

Эксплуатационная скорость  $V = 15 \text{ км/час}$ .

Максимальный зазор между колодкой и бандажем  $\delta = 1,0 \text{ см}$ .

Коэффициент инерции вращающихся масс  $k = 1,06$ .

Замедление принимаем  $a_z = 1 \text{ м/сек}^2$ .

Коэффициент трения между колодкой и бандажем принимаем  $\varphi = 0,16$ .

Определим передаточное число от тормозного цилиндра на колодки:

$$\text{в моторном вагоне} \quad K = \frac{5,2 \cdot 13\,500}{3,14 \cdot 25,4^2 \cdot 3} = 11,0;$$

$$\text{в прицепном} \quad K' = \frac{5,2 \cdot 8\,000}{3,14 \cdot 25,4^2 \cdot 3} = 6,8.$$

Тогда ход штоков в тормозных цилиндрах будет:

$$\text{для моторного вагона} \quad b = 10 \cdot 11 = 110 \text{ мм};$$

$$\text{для прицепного} \quad b' = 10 \cdot 6,8 = 68 \text{ мм}.$$

Высота воздушного столба в тормозном цилиндре будет

$$\text{в моторном вагоне} \quad H = 110 + 10 = 120 \text{ мм};$$

$$\text{в прицепном} \quad H' = 68 + 10 = 78 \text{ мм}.$$

Объем сжатого воздуха в тормозном цилиндре в моторном вагоне

$$v = \frac{3,14 \cdot 2,54^2 \cdot 1,2}{4} = 6,0 \text{ дм}^3,$$

в прицепном вагоне

$$v' = \frac{3,14 \cdot 2,54^2 \cdot 0,78}{4} = 3,9 \text{ дм}^3.$$

Определим объем сжатого воздуха в трубопроводе одного вагона.

$$v_t = \frac{3,14 \cdot 0,191^2 \cdot 130}{4} = 3,7 \text{ дм}^3.$$

Полный объем сжатого воздуха, потребный на одно торможение, будет

$$\text{в моторном вагоне} \quad v_1 = 6,0 + 3,7 = 9,7 \text{ дм}^3;$$

$$\text{в прицепном вагоне} \quad v_2 = 3,9 + 3,7 = 7,6 \text{ дм}^3.$$

Вычислим давление воздуха, потребное для служебного торможения поезда при замедлении  $a_3 = 1 \text{ м/сек}^2$ :

$$G_1 = 13,5 + 2,0 \cdot 8 + 4,0 + 2 \cdot 5,0 = 43,5 \text{ т};$$

$$p_1 = \frac{408 \cdot 43,5 \cdot 1,0 \cdot 1,06}{(11,0 + 2 \cdot 6,8) \cdot 0,16 \cdot 3,14 \cdot 25,4^2 \cdot 0,75} = 3,14 \text{ кг/см}^2.$$

Определим объем воздуха, приведенный к давлению в 1 ат, расходуемый за одно торможение поезда:

$$v_n = (6,0 + 2 \cdot 3,9) (3,14 + 1) + 3,7 \cdot 3 \cdot 3,14 = 91,0 \text{ л}.$$

Расход воздуха на торможение в одну минуту составит

$$B_t = \frac{91,0 \cdot 3 \cdot 15}{60} = 68,0 \text{ л}.$$

Учитывая расход воздуха на подторможение, открывание и закрывание дверей, на звонск, получим

$$B_1 = 68,0 \cdot 2,25 = 156 \text{ л}.$$



Принимая утечку воздуха в системе в 30<sup>0</sup>/<sub>0</sub> и считая коэффициент полезного действия мотор-компрессора  $\eta_k$ , получим требуемую производительность компрессора

$$W_n = \frac{1,3 \cdot 156}{0,7} = 290 \text{ л/мин.}$$

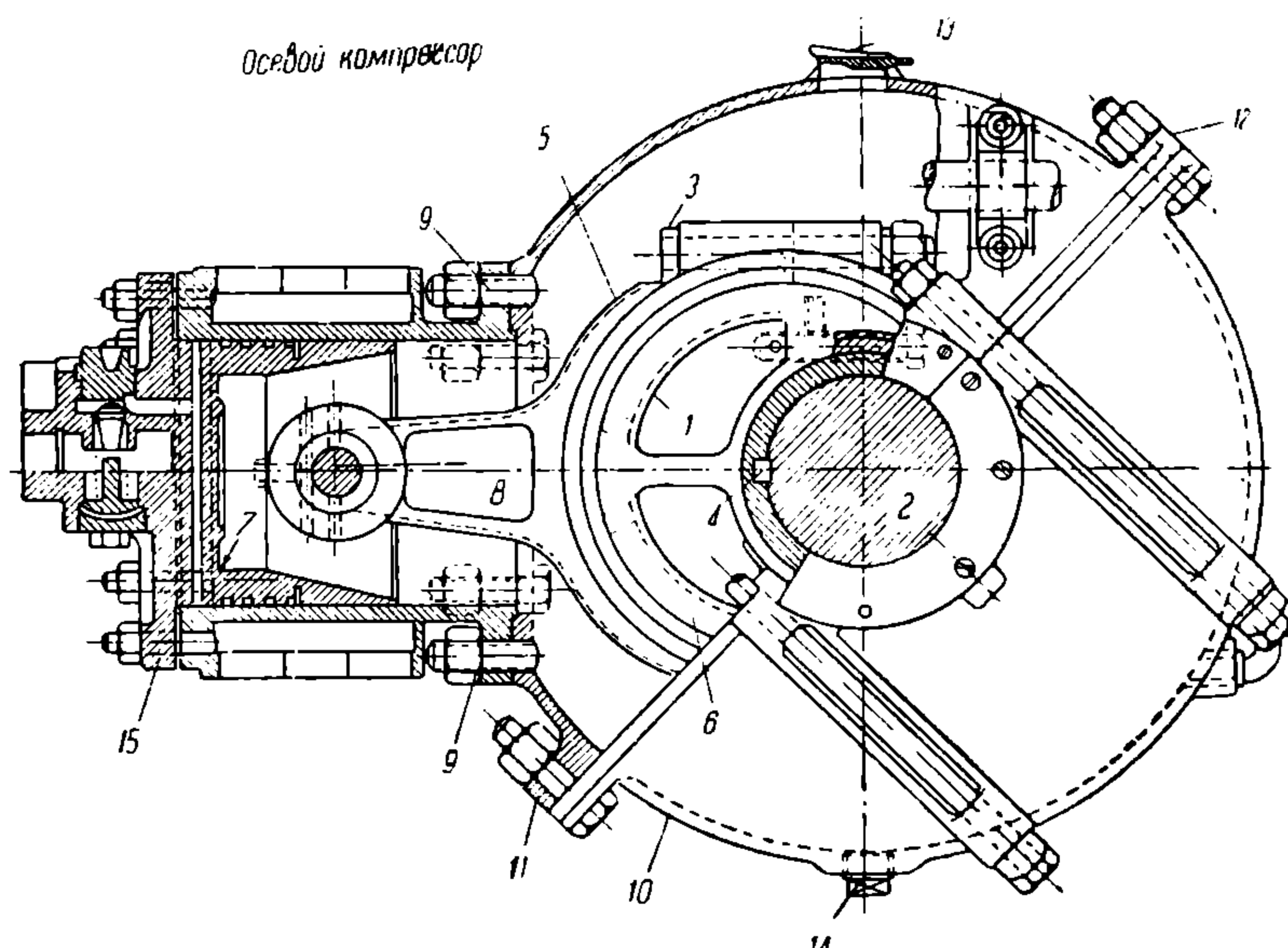
Действительная производительность мотор-компрессора должна быть

$$W_d = 290 \cdot 2,0 = 580 \text{ л/мин.}$$

## 95. Осевые компрессоры

Менее совершенными и уже устаревшими типами вагонных компрессоров являются осевой и осебуксовый компрессоры.

Осебуксовый компрессор применяется исключительно на вагонах метро-вой колеи и устанавливается на кузове, а приводной эксцентрик укрепляется на шейке оси колесной пары.



Фиг. 169.

При такой подвеске компрессора происходят частые поломки эксцентрикового хомута, разрыв компрессорных цилиндров и пр. повреждения.

По этим причинам осебуксовый компрессор широкого применения на трамвае не получил, тем более что с появлением мотор-компрессора явилась полная возможность применения последнего на вагонах узкой колеи.

Осевой компрессор, несмотря на его несовершенство, все же имеет в настоящее время широкое применение на трамваях СССР, поэтому остановимся на ознакомлении с ним.

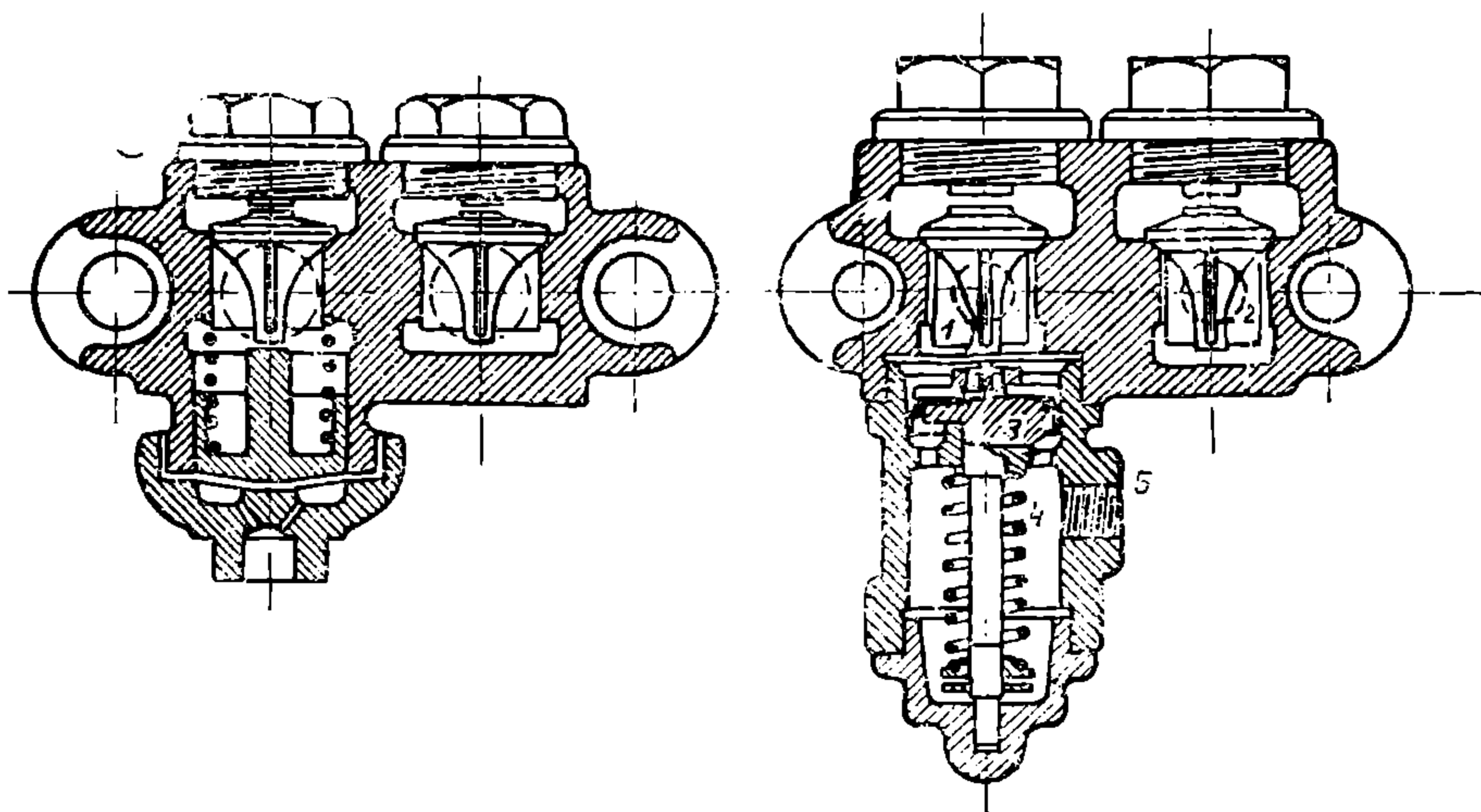
Осевой компрессор (фиг. 169) состоит из стального эксцентрика 1, насаженного на вагонную ось 2 при помощи болтов 3 и шпонки 4.

Эксцентрик обхватывается стальным хомутом 5 и бронзовыми подшипниками 6. Хомут 5 служит одновременно и шатуном, так как он соединен с чугунным поршнем 7 при помощи стального закаленного пальца 8.

Поршень 7 с поршневыми кольцами ходит в чугунном цилиндре, привернутом болтами 9 к стальному кожуху компрессора 10.

Кожух компрессора 10 состоит из двух половин, скрепляемых болтами 11 и 12.

В верхней части кожух компрессора имеет крышку 13, через которую заливается смазка, а в нижней половине кожуха имеется пробка 14, через которую спускается грязная отработанная смазка.



Фиг. 170.

К цилиндру привернута клапанная коробка 15 с тремя клапанами: всасывающим, нагнетательным и регуляторным, которая показана отдельно на фиг. 170.

При ходе поршня в сторону вагонной оси происходит всасывание воздуха через всасывающий клапан 1. При обратном ходе поршня всасывающий клапан закрывается, а нагнетательный клапан 2 открывается и пропускает сжатый воздух в сторону главного воздушного резервуара.

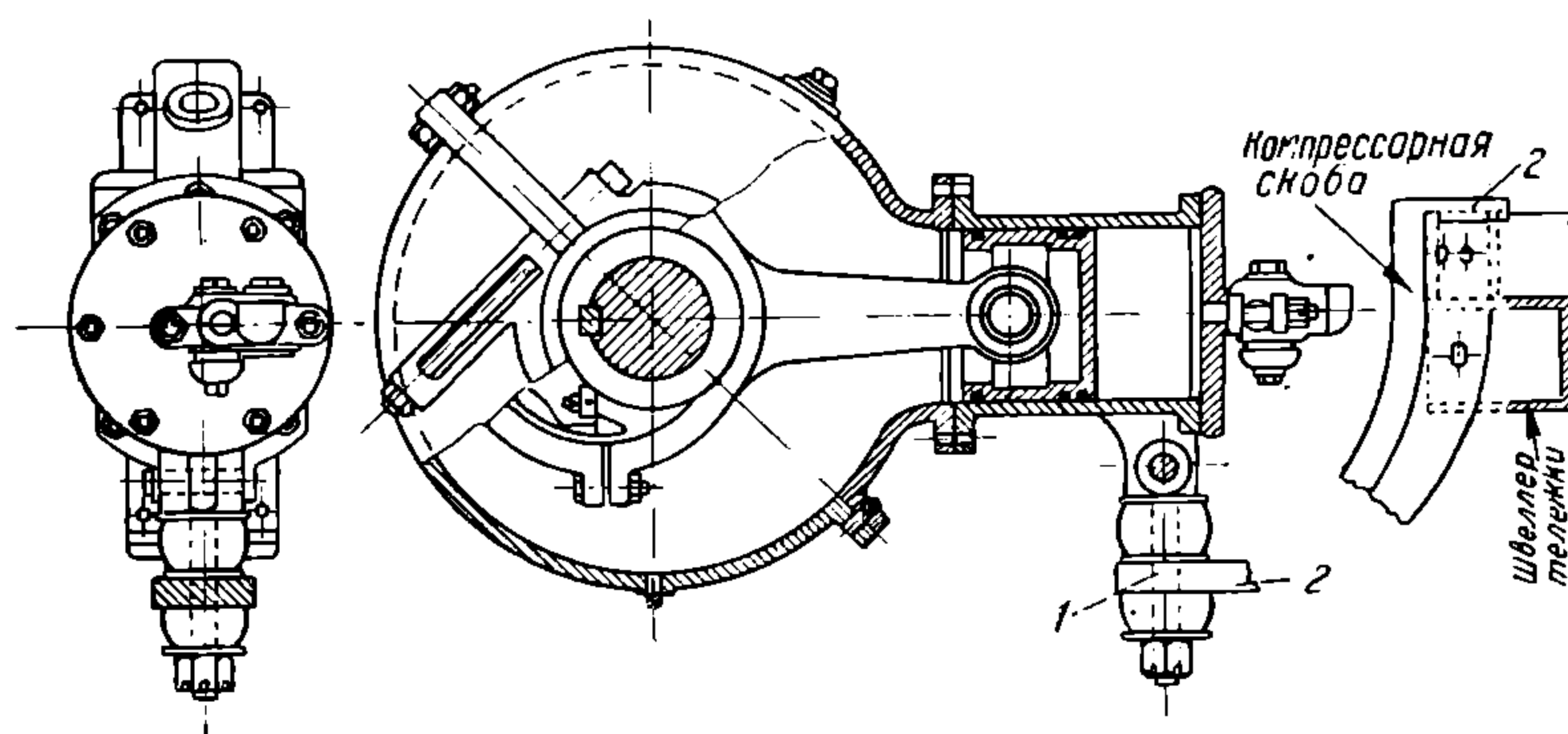
Регуляторный клапан 3 посредством пружины 4 прижимается книзу. Патрубок 5 соединяется регуляторным рукавом с регулятором давления.

Если давление сжатого воздуха в системе достигает предела, установленного регулятором давления, воздух при повышенном давлении через регулятор давления попадает к регуляторному клапану 3 и приподнимает его настолько, что последний упирается во всасывающий клапан 1 и держит его в приподнятом состоянии до тех пор, пока давление в системе не упадет и регулятор давления закроет доступ сжатого воздуха к регуляторному клапану.

В то время, когда всасывающий клапан приподнят и удерживается регуляторным клапаном, компрессор работает вхолостую.

При понижении давления в системе до установленного предела регуляторный и всасывающий клапаны опускаются, и компрессор начинает работать активно.

Осевой компрессор подвешивается на тележке при помощи болтов 1 (фиг. 171) на специальной железной скобе 2, укрепленной на балке тележки.



Фиг. 171.

Для смягчения ударов, воспринимаемых осевым компрессором, между компрессорной скобой и компрессором устанавливаются резиновые буфера.

Производительность осевых компрессоров при 150—170 оборотах вагонной оси составляет 235—270 л/мин.

## 96. Всасыватель

Всасывание воздуха компрессором происходит через всасыватель, который фильтрует атмосферный воздух и очищает его от взвешенных частиц.

Всасыватель (фиг. 172) состоит из стакана 1 с трубкой 2 внутри.

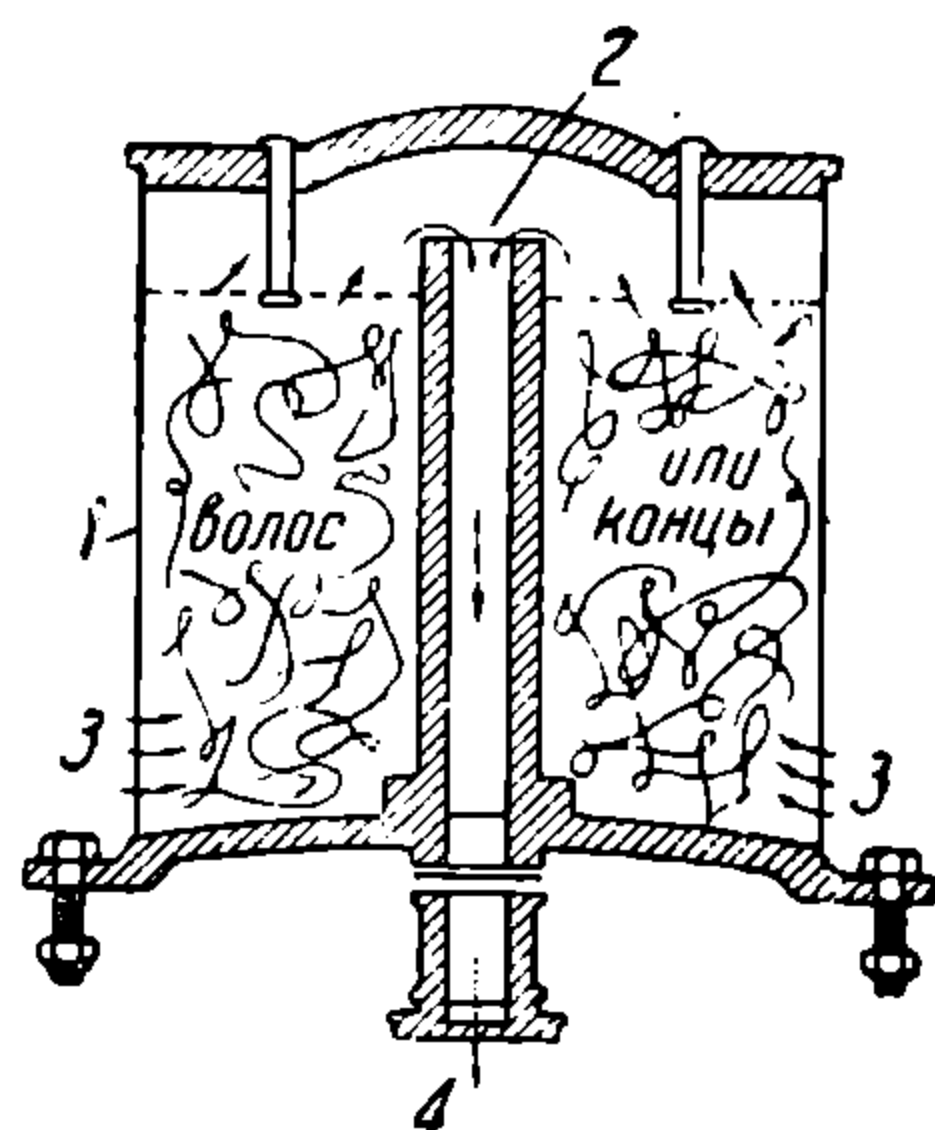
В нижней части стакана имеются отверстия 3, через которые всасывается атмосферный воздух.

Стакан внутри заполняется конским волосом или бумажными концами, которые и служат фильтром для проходящего через всасыватель воздуха.

Патрубок 4 соединяется с всасывающей трубой компрессора.

Всасыватель устанавливается чаще на одной из площадок моторного вагона, а иногда в вагоне под сиденьем.

Установку всасывателя на площадке следует признать более рациональной с точки зрения чистоты и меньшей влажности забираемого атмосферного воздуха.



Фиг. 172.

## 97. Регулятор давления

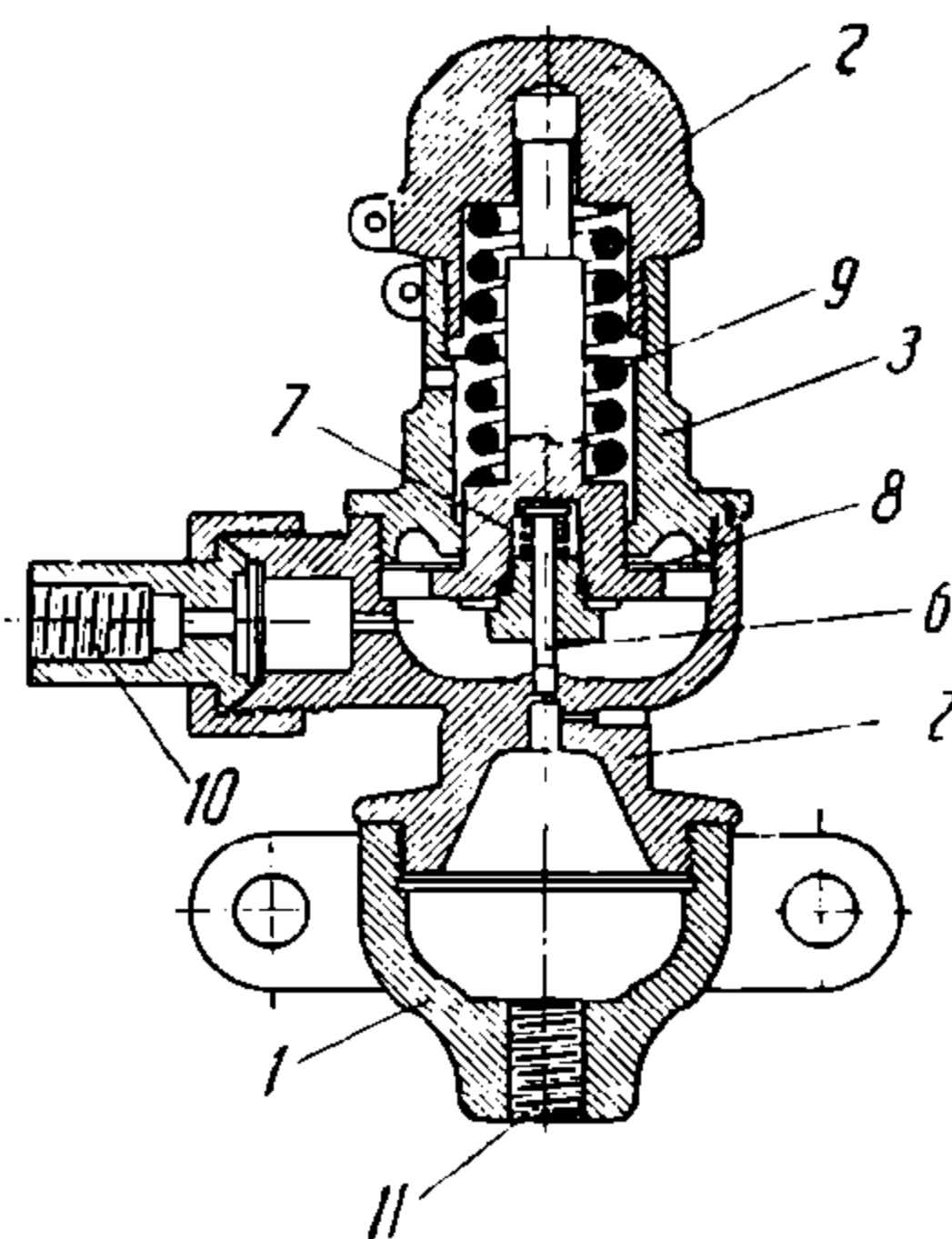
Регулятор давления (фиг. 173), применяемый при осевом компрессоре, состоит из нижней части корпуса 1, в которую ввинчивается средняя часть 2.

С средней частью корпуса 2 соединяется верхняя часть 3, закрываемая пробкой. Средняя часть корпуса имеет отверстие, закрываемое игольчатым клапаном 6 с пружиной 7.

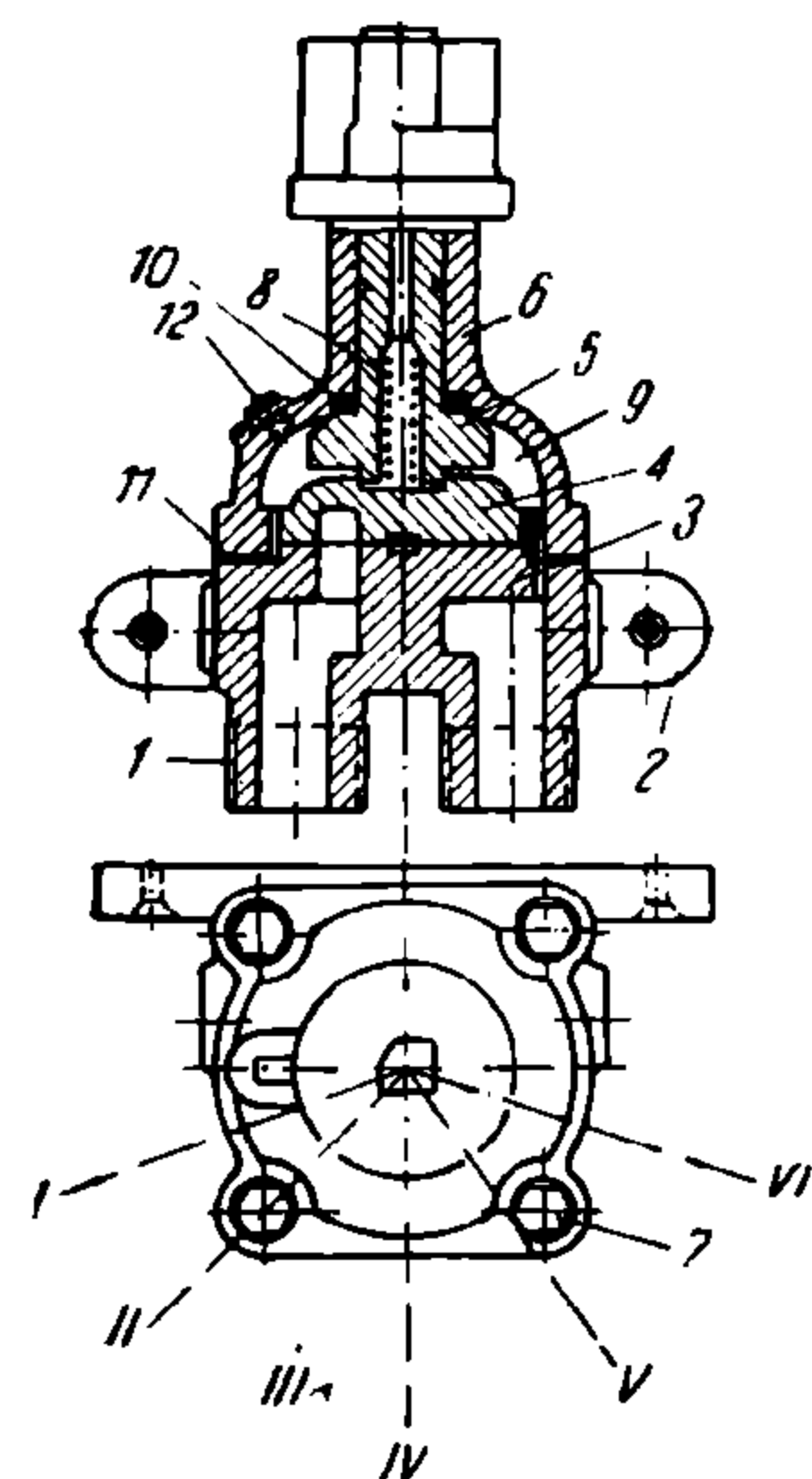
Клапан 6 соединен с бронзовой мембраной 8, которая находится под давлением пружины 9. Степень нажатия пружины регулируется пробкой. Патрубок 10 соединяется с главным воздушным резервуаром, а патрубок 11 — с регуляторным рукавом клапанной коробки компрессора.

При нормальном давлении сжатого воздуха в системе пружина регулятора 9, нажимая на клапан 6, закрывает отверстие и разобщает нагнетательный воздухопровод от регуляторного клапана компрессора.

Как только поднимется давление воздуха в системе выше установленного предела, сжатый воздух, преодолевая действие пружины регулятора 9, поднимет мембрану 8 и клапан 6, пройдет через патрубки 10 и 11 из главного воздушного резервуара к регуляторному клапану осевого компрессора.



Фиг. 173.



Фиг. 174.

Верхняя часть колонки имеет зеркало 3, на котором лежит золотник 4, поворачивающийся золотниковым штоком 5. Золотниковый шток проходит через колпак 6, скрепляемый с колонкой при помощи болтов 7. Кран машиниста показан на фиг. 175.

Регуляторный клапан будет приподнят вместе с всасывающим клапаном, отчего компрессор начнет работать вхолостую. Активная работа компрессора будет после понижения давления в системе.

Регулятор давления монтируется внутри кузова под сиденьем, где он доступен для осмотра и регулировки.

## 98. Кран машиниста

Кран машиниста является прибором, при помощи которого вагоновожатый производит торможение сжатым воздухом. Краном машиниста выполняются следующие функции:

- 1) торможение и от торможения (отпуск);
- 2) опускание пневматической предохранительной сетки;
- 3) посыпка песка при пневматических песочницах;
- 4) приведение в действие звонкового вибратора.

Для прямодействующего тормоза применяется кран машиниста типа Вестингауза (фиг. 174).

Кран машиниста состоит из чугунной колонки 1 с патрубками, к которым подводятся трубопроводы. Колонка 1 имеет уши 2, служащие для укрепления крана машиниста.

В нижней части золотникового штока 5 засверлено отверстие, куда вставлена пружина 8, прижимающая золотник 4 к зеркалу 3.

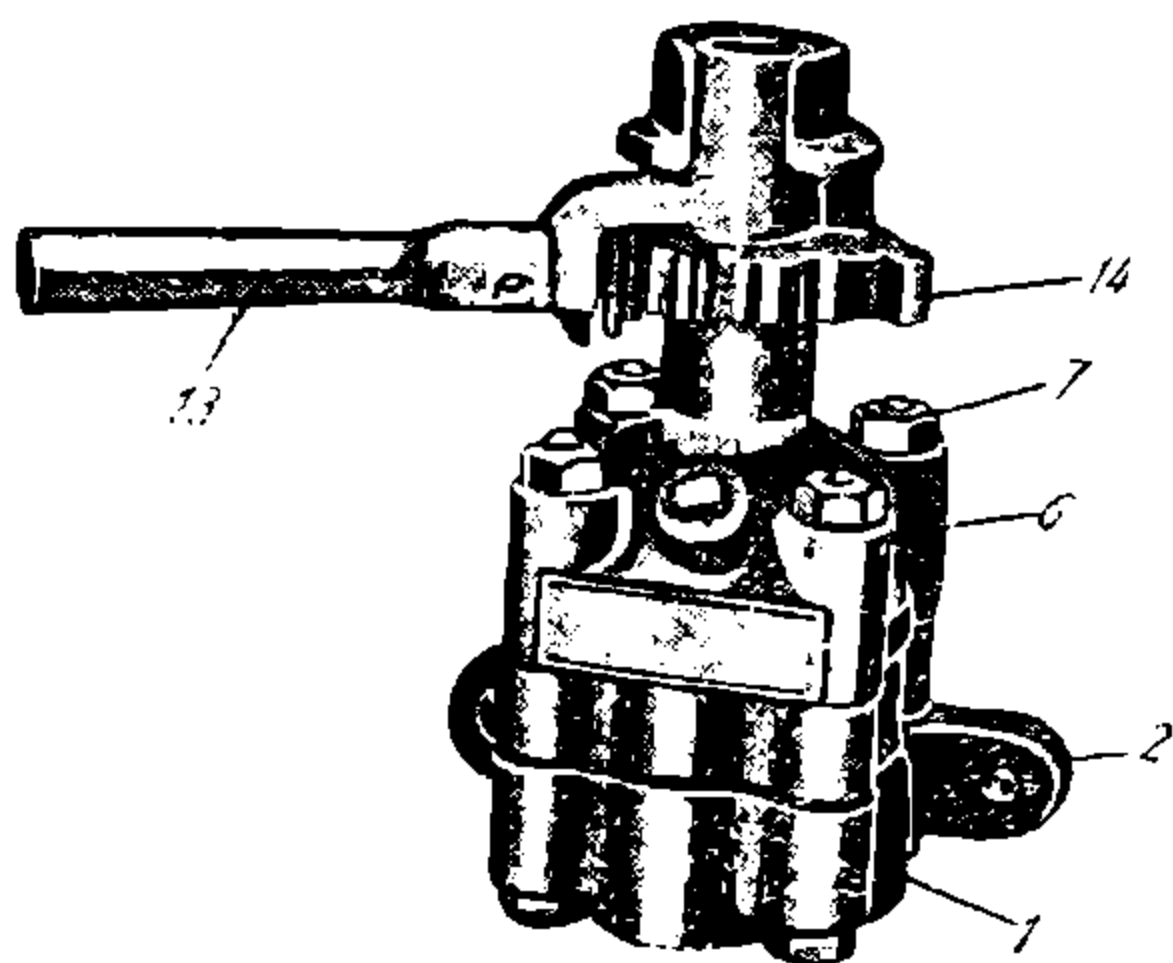
Для герметичности воздушной камеры 9, образуемой колпаком 6 и колонкой 1, между корпусом колпака и заточкой золотникового штока 5 имеется кожаная прокладка 10 и между колонкой и колпаком прессшпановая прокладка 11. Отверстие с пробкой 12 в корпусе колпака служит для заливки смазки на золотник, не вскрывая колпака.

Верхний конец золотникового штока запилен на квадрат, на который одевается ручка крана машиниста 13.

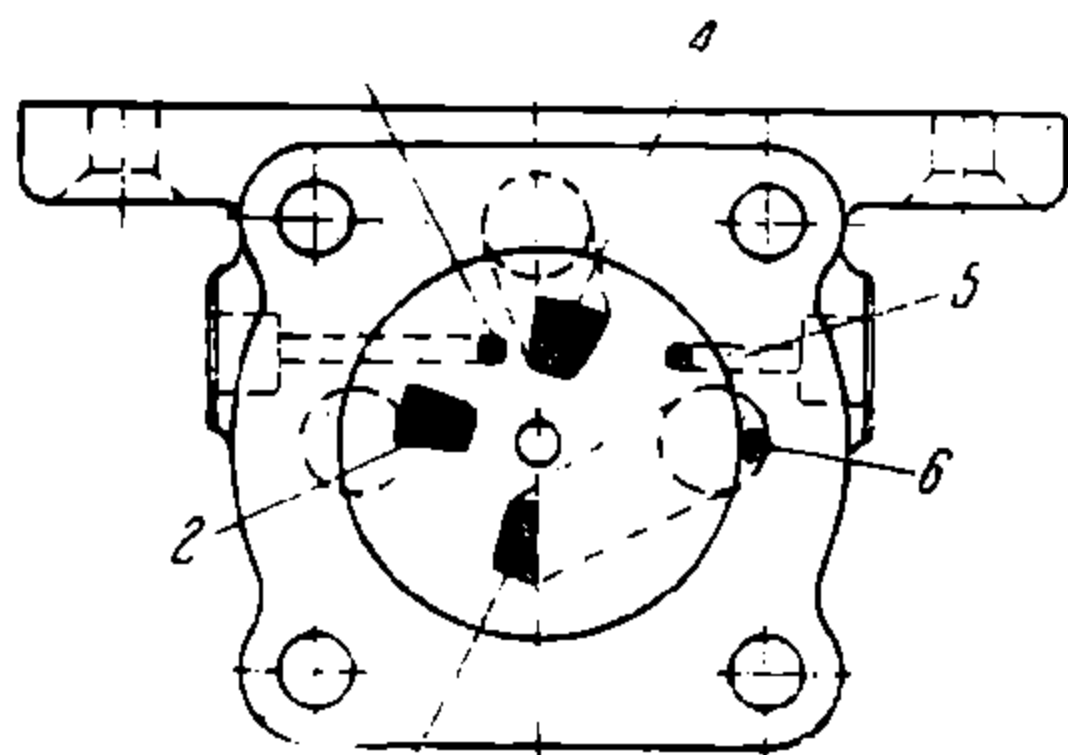
Для установки ручки крана машиниста на определенное положение, в верхней части колпака имеется прилив 14 с вырезами, куда входит специальный штифт, имеющийся на ручке.

Золотник крана машиниста типа Вестингауза имеет шесть положений, соответствующих:

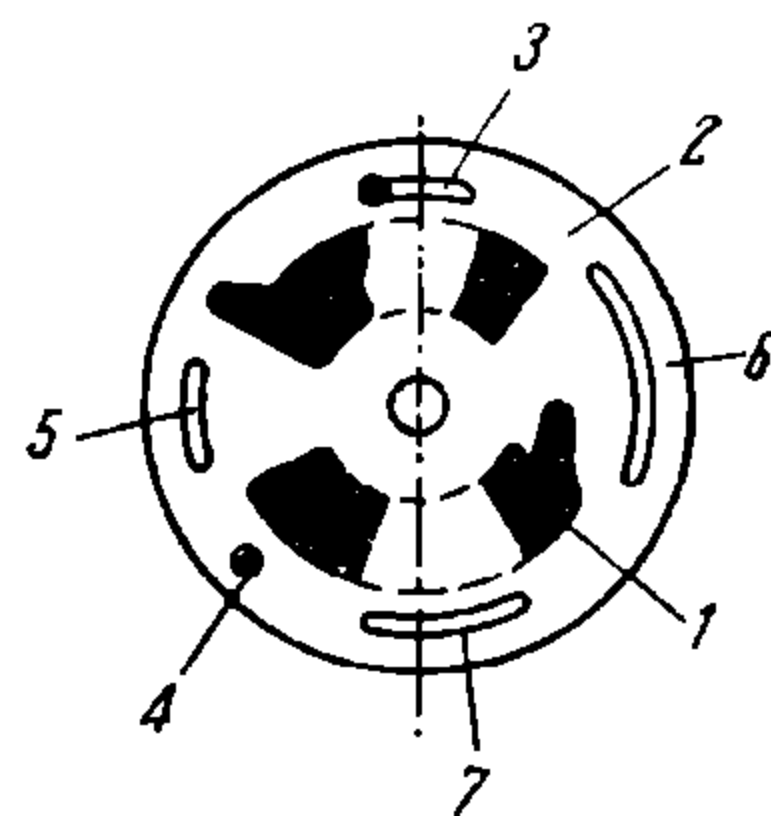
- 1-е — экстренному торможению с посыпкой песка на рельсы и с опусканием пневматической сетки;
- 2-е — экстренному торможению;
- 3-е — служебному торможению;
- 4-е — перекрытию (трубы закрыты золотником);
- 5-е — поездному (отпуск тормоза — отторможение);
- 6-е — отпуску с посыпкой песка на рельсы.



Фиг. 175.



Фиг. 176.



Фиг. 177.

Для выполнения краном машиниста всех указанных манипуляций в зеркале (фиг. 176) имеются следующие отверстия, соединенные с соответствующими трубами.

- Отверстие 1 — соединено с нагнетательным трубопроводом;
- 2 — с тормозным трубопроводом;
- 3 — с сеточным и цилиндрами;
- 4 — с шумоглушителем;
- 5 и 6 — с пневматическими песочницами.

Соответственно отверстиям в зеркале в золотнике имеются четыре отверстия (фиг. 177):

- 1 — соединяет нагнетательный трубопровод с тормозным (поездным);

2— соединяет песочницы и сеточные цилиндры с атмосферой;

3— соединяет отверстия 5 и 6 (фиг. 176) с пневматическими песочницами;

4— соединяет отверстия 5 и 6 (фиг. 176) с нагнетательным трубопроводом.

Кроме указанных сквозных отверстий в золотнике имеется три продольные выреза 5, 6 и 7 (фиг. 177), служащие для сохранения смазки на золотнике.

### 99. Кран машиниста Кнорра

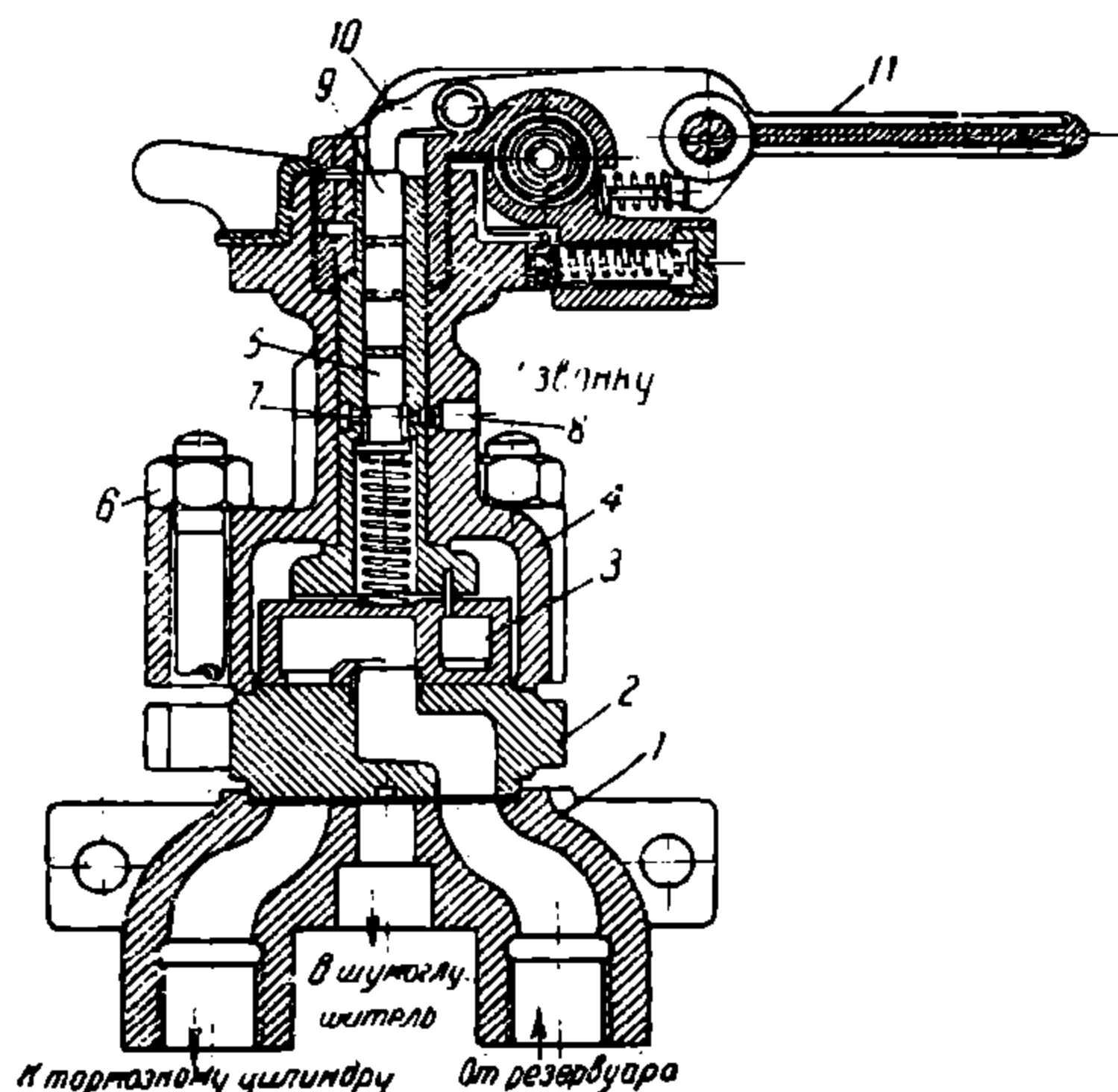
Кран машиниста Кнорра применяется для комбинированной системы тормоза (фиг. 178).

Колонка 1 крана машиниста Кнорра имеет семь патрубков, куда входят трубы:

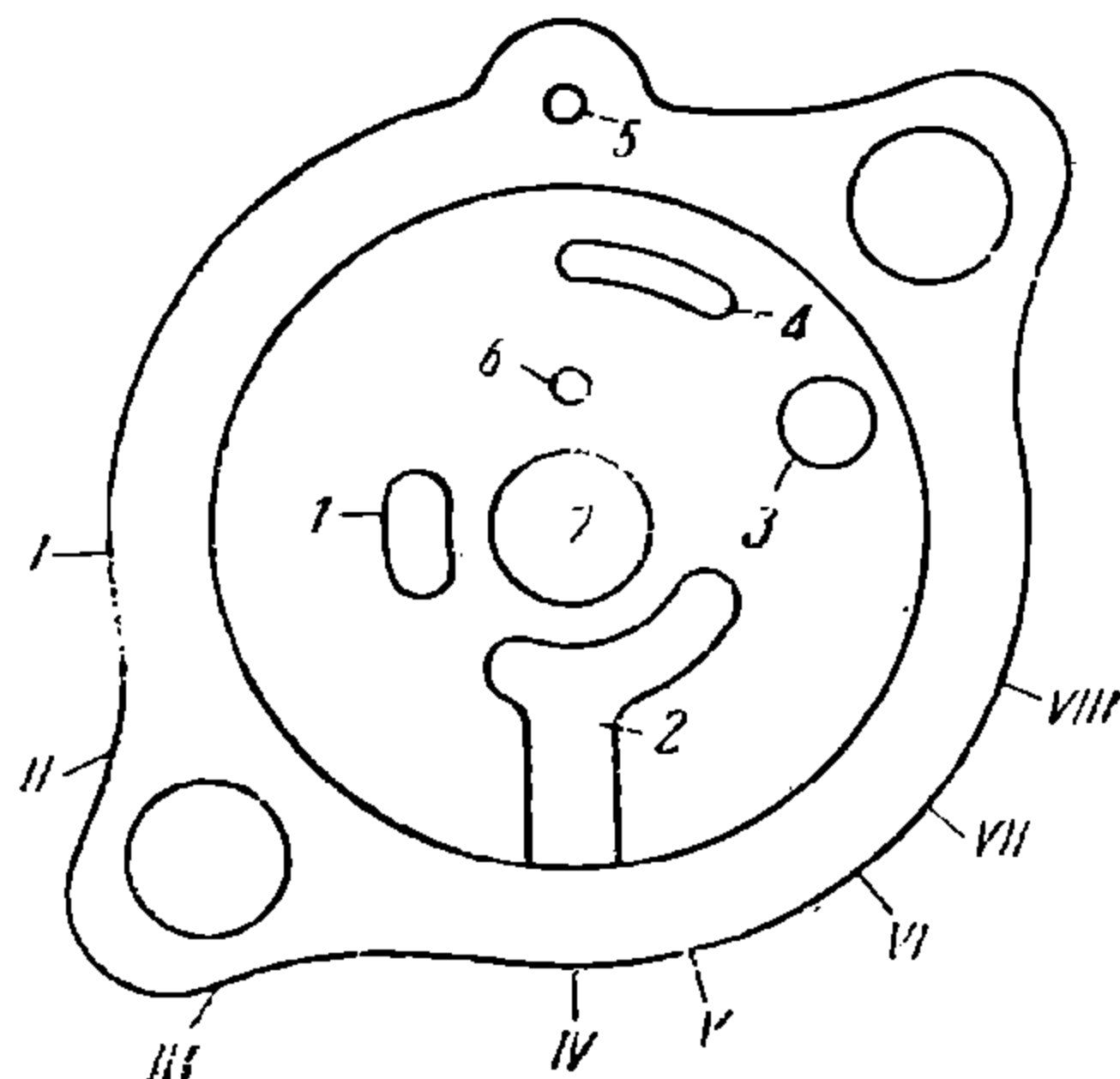
- а) нагнетательная;
- б) автоматическая (поездная);
- в) прямодействующая;
- г) песочниц;
- д) звонковая;
- е) предохранительных сеток;
- ж) атмосферная.

На колонке 1 лежит чугунное зеркало золотника 2, по которому поворачивается бронзовый золотник 3.

Золотник 3 обхватывается колпаком 4, через который проходит золотниковый шток 5. Колпак 4 укрепляется к колонке 1 болтами 6.



Фиг. 178.



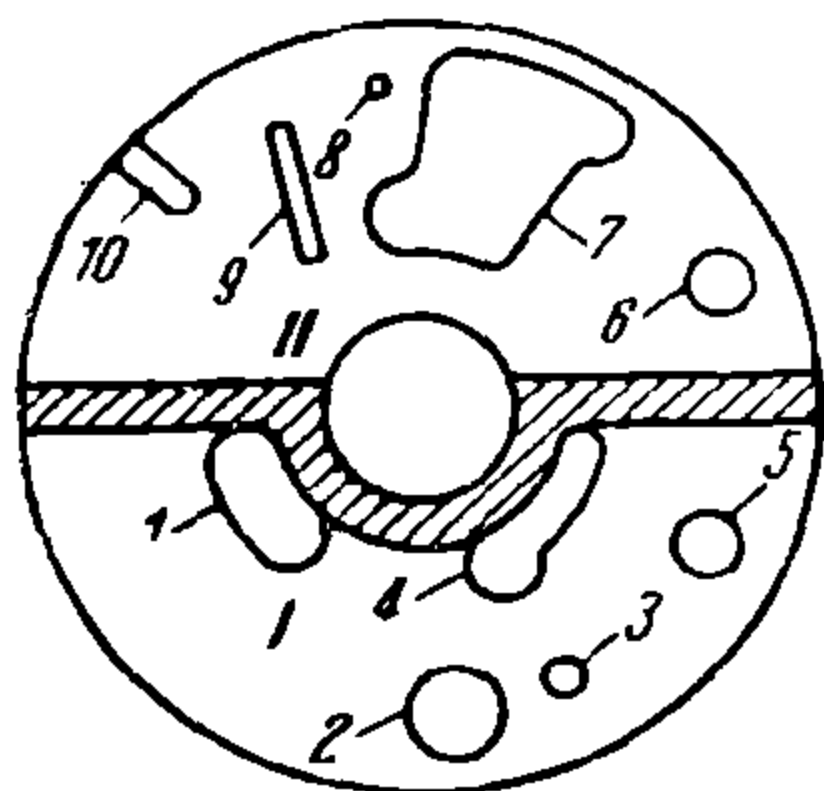
Фиг. 179.

В средней части золотниковый шток имеет кольцевую выточку 7, проходящую против канала 8 к звонковому вибратору. Золотниковый шток пустотелый и внутри находится звонковый шток 9, в который упирается выступ рычага 10, ручки крана машиниста 11.

Золотник крана машиниста Кнорра имеет восемь положений, соответствующие:



- 1-е — посыпке песка на рельсы;
- 2-е — полному отторможению (отпуск);
- 3-е — медленному отторможению;
- 4-е — перекрытию;
- 5-е — прямодействующему торможению;
- 6-е — автоматическому торможению;
- 7-е — экстренному смешанному торможению с посыпкой песка на рельсы;
- 8-е — экстренному смешанному торможению с посыпкой песка на рельсы и с опусканием предохранительной сетки.



Фиг. 180.

Зеркало золотника имеет следующие отверстия (фиг. 179):

- 1 — соединено с автоматической трубой;
- 2 — с нагнетательной трубой;
- 3 — с прямодействующей трубой;
- 4 — с пневматическими песочницами;
- 5 — с звонковым вибратором;
- 6 — с предохранительными сетками;
- 7 — с атмосферой.

Золотник крана машиниста Кнорра, в отличие от золотника Вестингауза, разделен пополам перегородкой (двухкамерный) (фиг. 180). Камера I постоянно соединена со сжатым воздухом, а камера II — с атмосферой.

Отверстия в золотнике предназначены для соединения:

- 1 — автоматического трубопровода с нагнетательным;
- 2 — золотниковой камеры I с прямодействующим трубопроводом в 8-м положении;
- 3 — золотниковой камеры I с прямодействующим трубопроводом в 7-м положении;
- 4 — золотниковой камеры I с сеточными цилиндрами;
- 5 — прямодействующего трубопровода и песочницы с нагнетательным;
- 6 — прямодействующего трубопровода с атмосферой;
- 7 — автоматического трубопровода, сеточных цилиндров и песочницы с атмосферой;
- 8 — сеточных цилиндров с атмосферой.

Канал 9 соединяет песочницы и сеточные цилиндры с атмосферой во втором положении золотника.

Канал 10 служит для соединения камеры под колпаком крана машиниста с трубой пневматических песочниц в первом положении золотника крана машиниста.

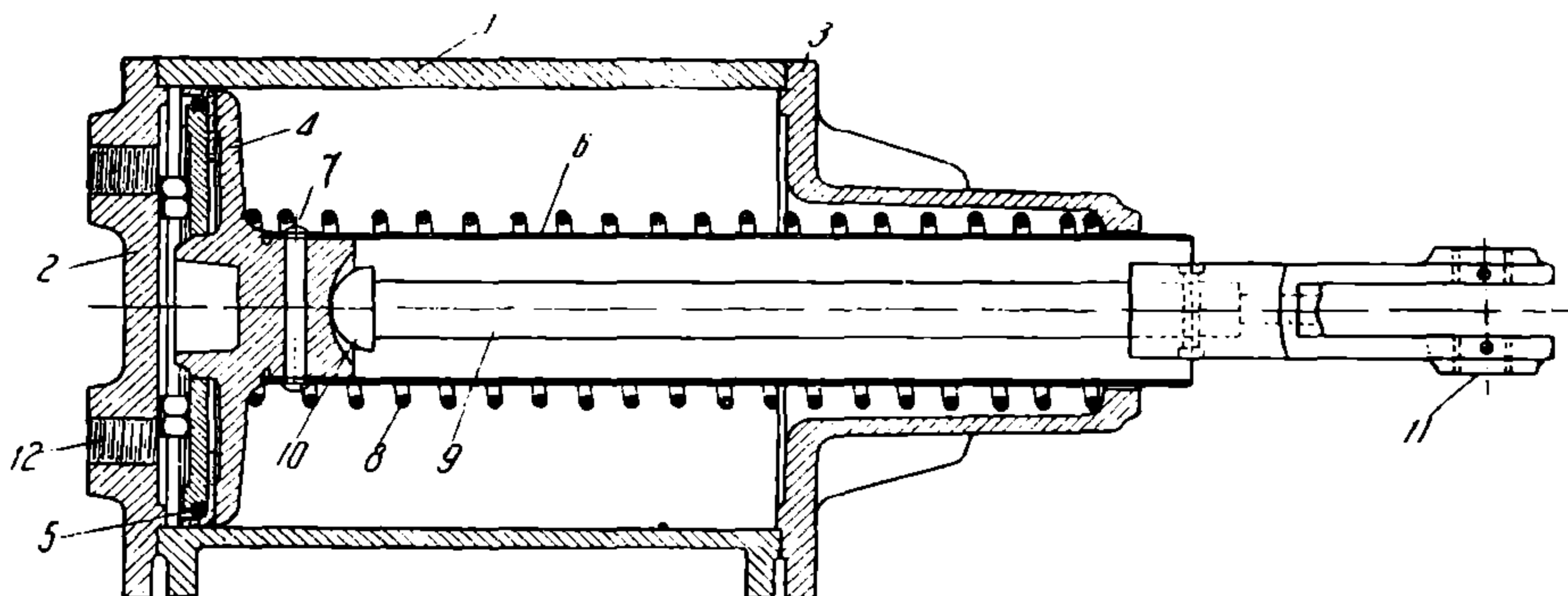
Краны машиниста при двухстороннем управлении вагоном устанавливаются на обеих площадках вагона вправо от контроллера, для возможности управления тормозом правой рукой.

## 100. Тормозной цилиндр

Тормозной цилиндр служит для передачи тормозного усилия на рычажную систему тормоза.

Тормозной цилиндр (фиг. 181) состоит из чугунного корпуса 1, закрываемого крышками 2 и 3. Внутри цилиндра ходит поршень 4 с кожаным манжетом 5. К поршню 4 укреплен трубчатый шток 6. Между поршнем и

крышкой 3 имеется пружина 8, оттягивающая поршень все время к крышке 2, что соответствует отторможенному положению поршня. Внутри трубчатого штока находится стержень 9, имеющий с одной стороны сферическую поверхность 10, а с другой — вилку 11, соединенную с коромыслом рычажно-тормозной передачи. Стержень 9 соединен со штоком 6, не жестко вследствие чего, при действии передачи от ручного тормоза, трубчатый шток с поршнем остается неподвижным, а стержень 9 движется вперед, не сжимая пружины и не вызывая таким образом значительного усилия на рукоятке



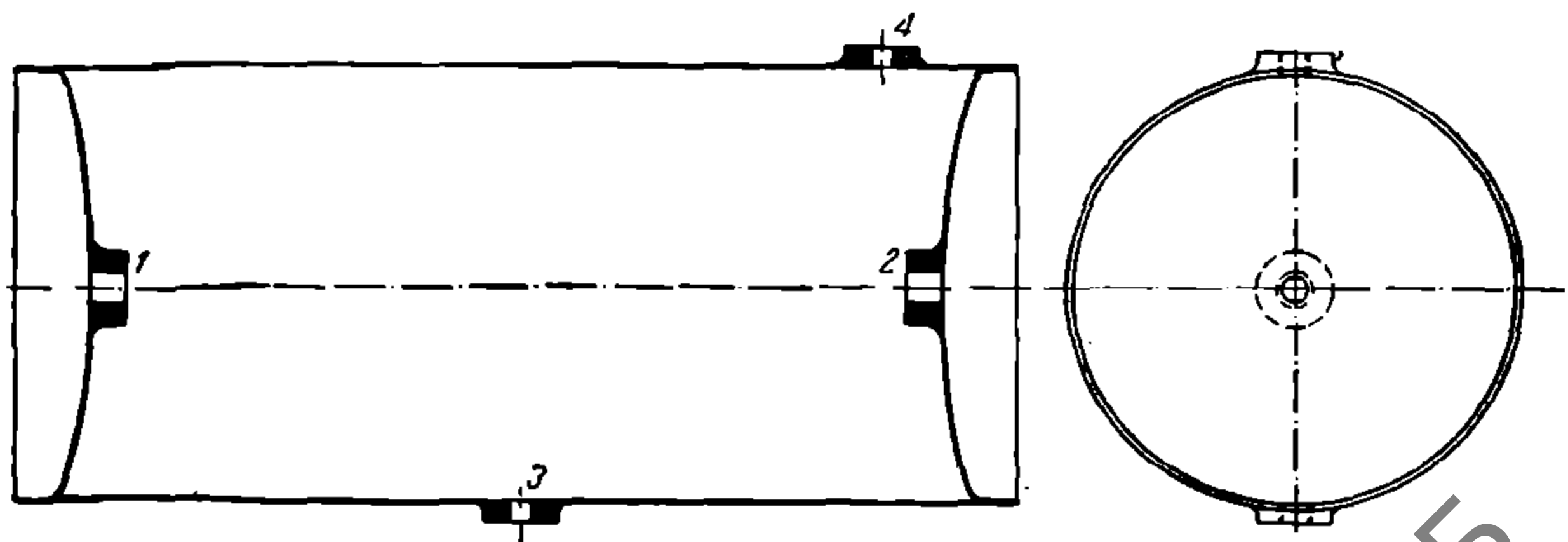
Фиг. 181.

маховика ручного тормоза. Воздух подводится к крышке 2 через отверстие 12. Второе отверстие 13 закрывается пробкой и служит для постановки манометра при испытании тормозного цилиндра.

Тормозной цилиндр монтируется под кузовом вагона при помощи специальных болтов, укрепленных к корпусу тормозного цилиндра и балкам рамы кузова.

### 101. Воздушные резервуары

Для создания постоянного определенного запаса сжатого воздуха для тормозной системы применяются воздушные резервуары (фиг. 182).



Фиг. 182.

Резервуары изготавливаются из котельного железа с толщиной стенок 3—4 мм. Днища и продольный шов резервуара свариваются. В днища вварены два штуцера 1 и 2, куда подходит воздухопровод.

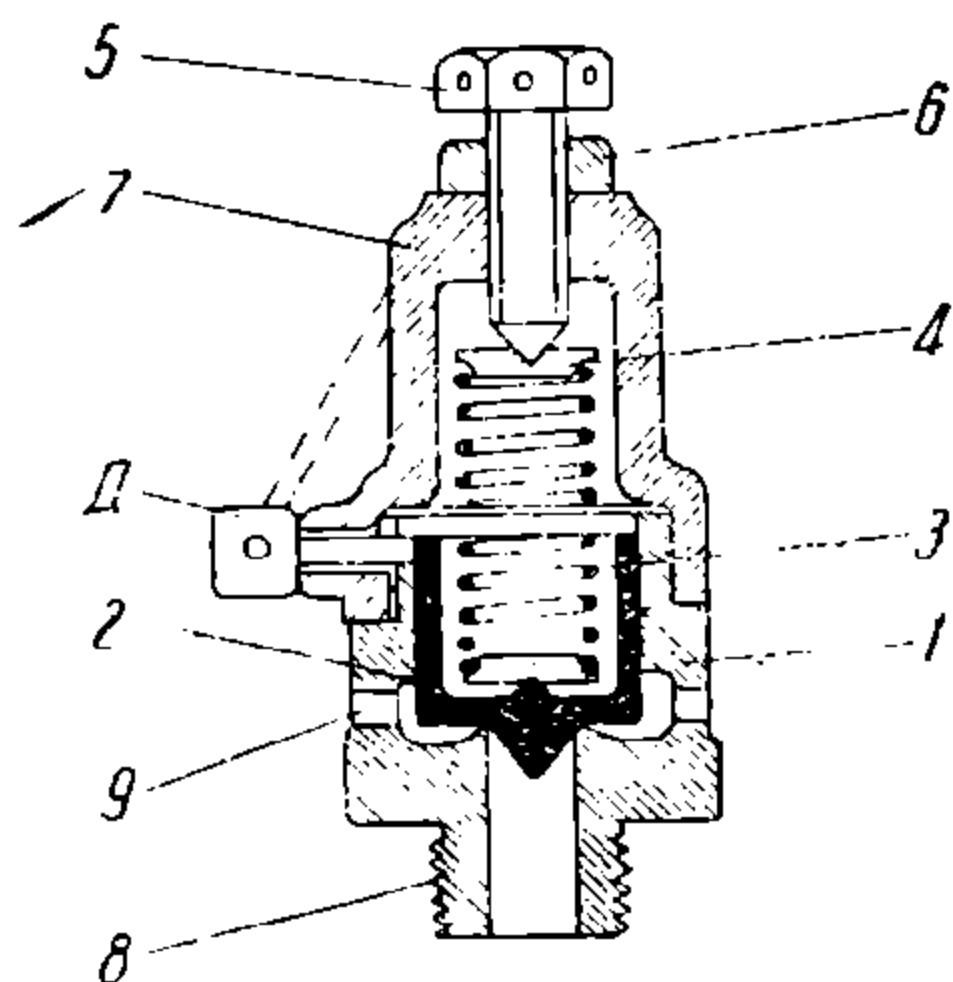
В боковой стенке резервуара вварены штуцер 3, куда ввинчивается кран, служащий для спуска воды, скопленной в системе трубопровода, и штуцер 4, служащий для установки предохранительного клапана.

При двух резервуарах на моторном вагоне объем каждого резервуара составляет около 75—80 л. Вспомогательные резервуары при автоматическом тормозе делаются объемом около 25 л.

Воздушные резервуары подвешиваются на хомутах из полосового железа к раме кузова. При подвешивании резервуара к кузову вагона нужно сделать так, чтобы продольный сварной шов на резервуаре был обращен книзу с таким расчетом, что если произойдет разрыв резервуара при бездействии регулятора давления и предохранительного клапана, то при таком расположении резервуара никаких вредных последствий для пассажиров не будет.

## 102. Предохранительный клапан

Предохранительный клапан служит для защиты резервуаров и трубопровода от разрыва при чрезмерном повышении давления сжатого воздуха. Предохранительный клапан (фиг. 183) состоит из корпуса 1, в котором



Фиг. 183.

ходит клапан 2 в виде поршня. На клапан 2 давит пружина 3. В пружину 3 упирается шайба 4 и регулировочный болт 5, имеющий контргайку 6. Крышка предохранительного клапана 7 навинчивается на корпус 1. В нижней части корпуса имеется наконечник 8, которым ввинчивается предохранительный клапан в воздушный резервуар.

Если давление в резервуаре увеличивается сверх установленной нормы, сжатый воздух приподнимает клапан 2, преодолевая действие пружины 3, и выходит в атмосферу через отверстия 9, высверленные сбоку в корпусе 1. Клапан предохранителя будет открыт до тех пор, пока давление в воздушном резервуаре не упадет до такого предела,

когда пружина преодолет давление сжатого воздуха и закроет клапан.

Чтобы сохранить предел регулировки предохранительного клапана, через головку регулировочного болта 5 и ушко Д в корпусе 1 протягивается проволока, на которой ставится пломба.

Болтом 5 регулируется степень нажатия пружины на клапан 2. Пределы регулировки предохранительного клапана устанавливаются по следующим соображениям: предохранительный клапан должен выпускать сжатый воздух в атмосферу при повышении давления в системе на 1 ат более установленного предела для регулятора давления.

Предохранительный клапан обычно устанавливается на главном воздушном резервуаре.

## 103. Шумоглушитель

Шумоглушитель предназначается для уменьшения шума, издаваемого сжатым воздухом при выпуске его из системы в атмосферу.

Шумоглушитель устанавливается под площадкой моторного вагона на одной из труб, соединяющих колонку крана машиниста с атмосферой (фиг. 184).

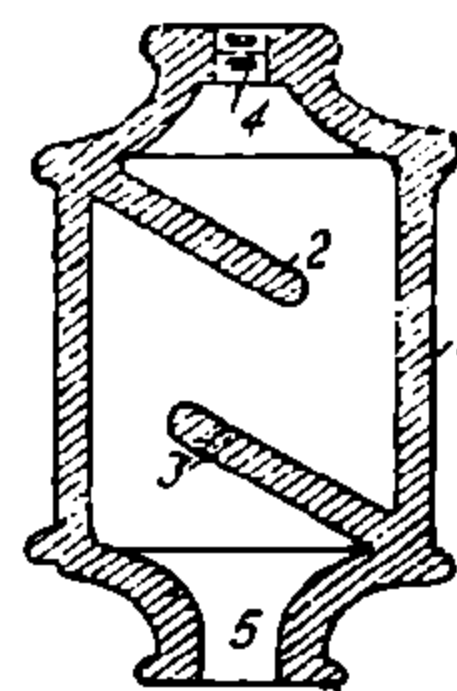
Шумоглушитель состоит из чугунного литого корпуса 1 с прилитыми наклонными перегородками 2 и 3 внутри.

Входное отверстие 4 имеет нарезку, при помощи которой шумоглушитель навинчивается на атмосферную трубу колонки крана машиниста.

Нижнее отверстие 5 служит для выпуска сжатого воздуха в атмосферу.

Попадая через кран машиниста в шумоглушитель, струя воздуха благодаря увеличению сечения уменьшает скорость.

Вместе с тем, встречая на своем пути перегородки 2 и 3, сжатый воздух выходит через отверстия с незначительным шумом.

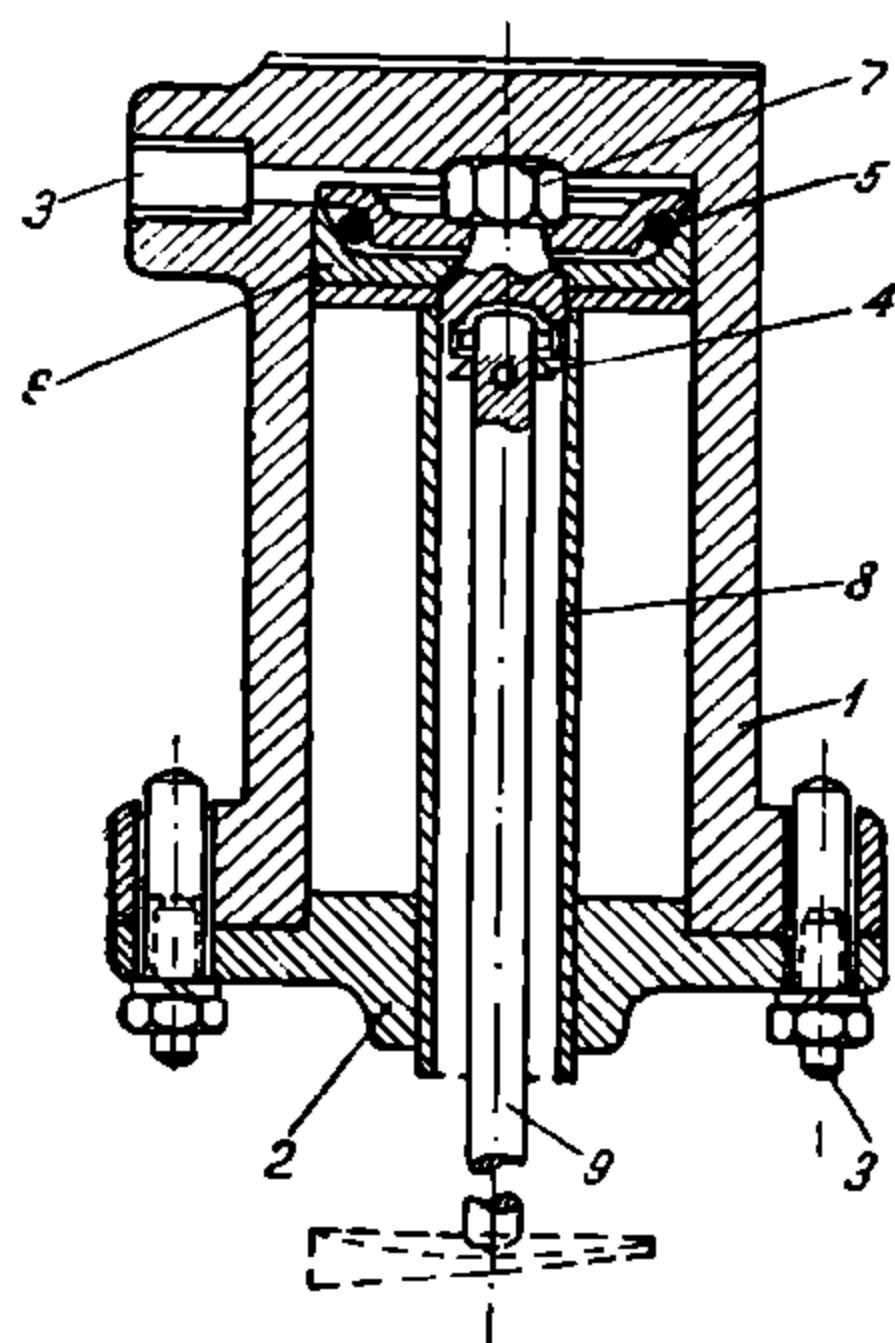


Фиг. 184.

Более простой конструкцией шумоглушителя является мешочек из плотной брезентовой материи, укрепленный на атмосферной трубе колонки крана машиниста.

#### 104. Сеточный цилиндр

Сеточные цилиндры служат для опускания пневматической предохранительной сетки на рельсы при соответствующем положении золотника крана машиниста.



Фиг. 185.

Сеточные цилиндры фиг. 185 подвешиваются под площадками моторного вагона по одному с каждой стороны.

Сеточный цилиндр состоит из чугунного корпуса 1, закрываемого крышкой 2 при помощи болтов 3. В верхней части корпуса сеточного цилиндра имеются две лапы, посредством которых он подвешивается к площадке вагона.

Штуцер 3 служит для ввода в сеточный цилиндр сеточной трубы от крана машиниста.

Поршень 4 состоит из кольцевой пружины 5 и кожного манжета 6. Пружина 5 скрепляется с кожаным манжетом и поршневой шайбой при помощи гайки 7.

Поршневой шток 8 пустотелый со стержнем 9 внутри. Конец стержня 9 упирается непосредственно в предохранительную сетку. При подаче сжатого

воздуха в сеточные цилиндры поршни опускают стержни 9, и вместе с ними опускается сетка.

Подъем сетки происходит отдельной пружиной, имеющейся на предохранительной сетке.

#### 105. Пылеловка

Пылеловка служит для предупреждения попадания в кран машиниста и тройной клапан взвешенных частиц пыли, окалины от труб и пр.

Пылеловка (фиг. 186) состоит из чугунного корпуса, внутри которого имеется медная тонкая сетка в виде цилиндра 2. Через патрубок 3 воздух подводится к пылеловке.

Сжатый воздух, попадая в сетку 2, очищается и направляется в патрубок 4, расположенный под углом в  $90^\circ$  к патрубку 3.

В нижней части пылеловки собирается конденсированная вода, которая периодически выпускается через пробку.

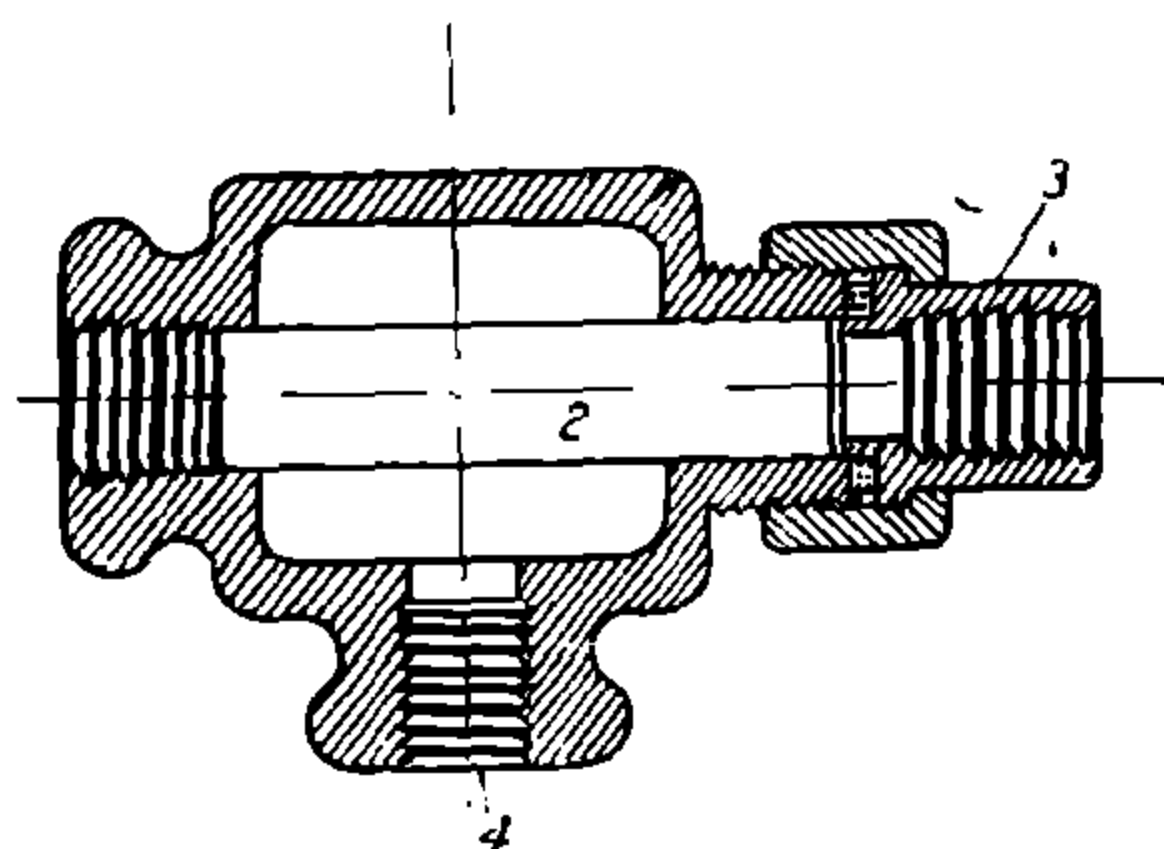
Пылеловка устанавливается на автоматическом трубопроводе.

## 106. Отпускной клапан

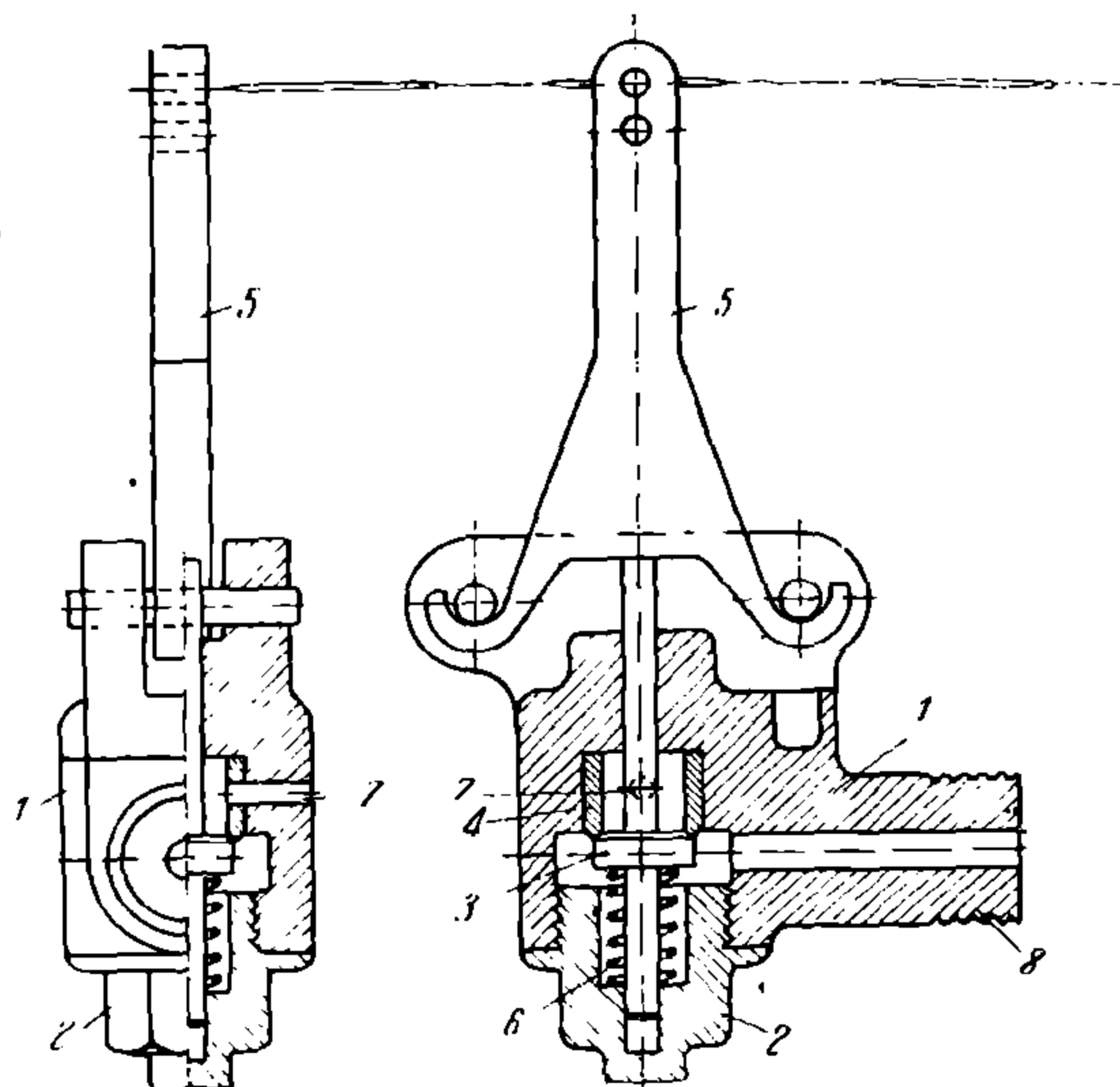
Отпускной клапан устанавливается на прицепном вагоне только при автоматической или комбинированной системе тормоза и служит для выпуска сжатого воздуха из тормозного цилиндра в атмосферу при самоторможении поезда или же при неисправном действии тройного клапана (фиг. 153).

Отпускной клапан (фиг. 187) состоит из чугунного корпуса 1, в нижнюю часть которого ввинчена гайка 2.

Внутри корпуса 1 ходит шток 3 с клапаном, закрывающим клапанное седло, сделанное в бронзовой втулке 4.



Фиг. 186.



Фиг. 187.

Шток 3 упирается в рычаг 5, на конце которого привязана проволока.

Шток с клапаном прижимается к клапанному седлу пружиной 6 и удерживает таким образом клапан все время закрытым.

В корпусе 1 имеется круглое отверстие, соединяющее внутреннюю камеру корпуса 1 с атмосферой.

Патрубок 8 соединяется с трубой от тормозного цилиндра. Если необходимо выпустить воздух из тормозного цилиндра, нужно потянуть за проволоку, которая отклонит рычаг 5, а последний, нажимая на шток 3, откроет клапан, и сжатый воздух из тормозного цилиндра через отверстие 7 выйдет в атмосферу.

## 107. Звонковый вибратор

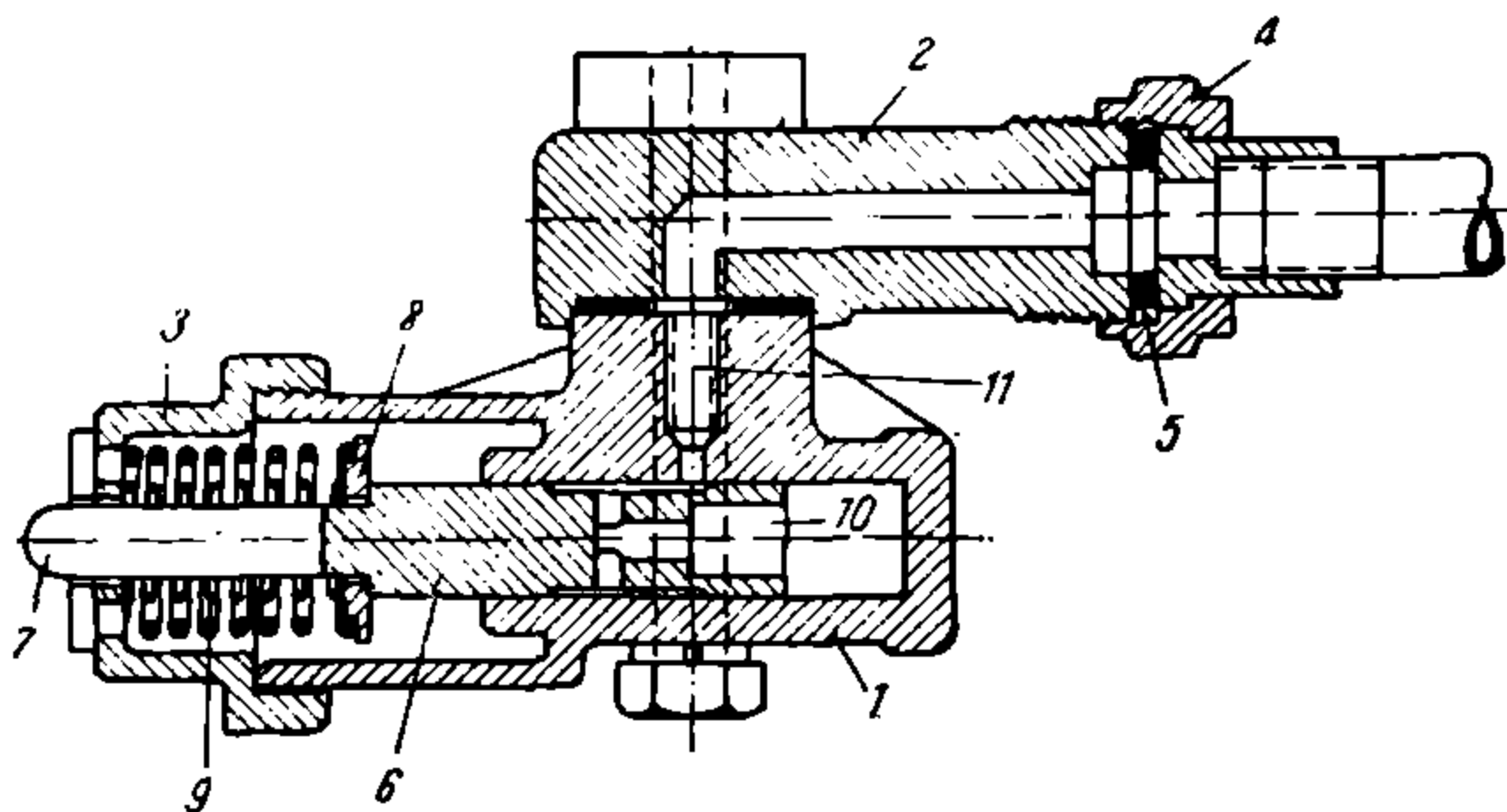
Звонковый вибратор применяется для ножных сигнальных звонков, устанавливаемых под полом площадки моторного вагона.

Звонковый вибратор (фиг. 188) состоит из нижней части корпуса 1, повернутой к верхней части 2.

Нижняя часть корпуса 1 имеет гайку 3. Часть корпуса 1 соединяется с звонковой трубой от клапана вибратора или от крана машиниста посредством гайки 4 и уплотнения 5.

Внутри камеры корпуса 1 ходит шток 6 с бойком 7. Шток 6 имеет шайбу 8, в которую упирается пружина 9, отталкивающая шток в крайнее правое положение.

Противоположный конец звонкового штока имеет высверленное отверстие 10, соединяющееся с каналом 11 корпуса звонка. При входе сжатого воздуха в канал 11 и отверстие 10 штока последний оттолкнется влево, до тех пор, пока отверстие 10 не сообщится с атмосферой через гайку 3.



Фиг. 188.

Давление воздуха за штоком упадет и пружина 9 оттолкнет боек вправо. Сжатый воздух опять попадает в отверстие 10, шток оттолкнется влево и процесс возвращения штока обратно повторяется.

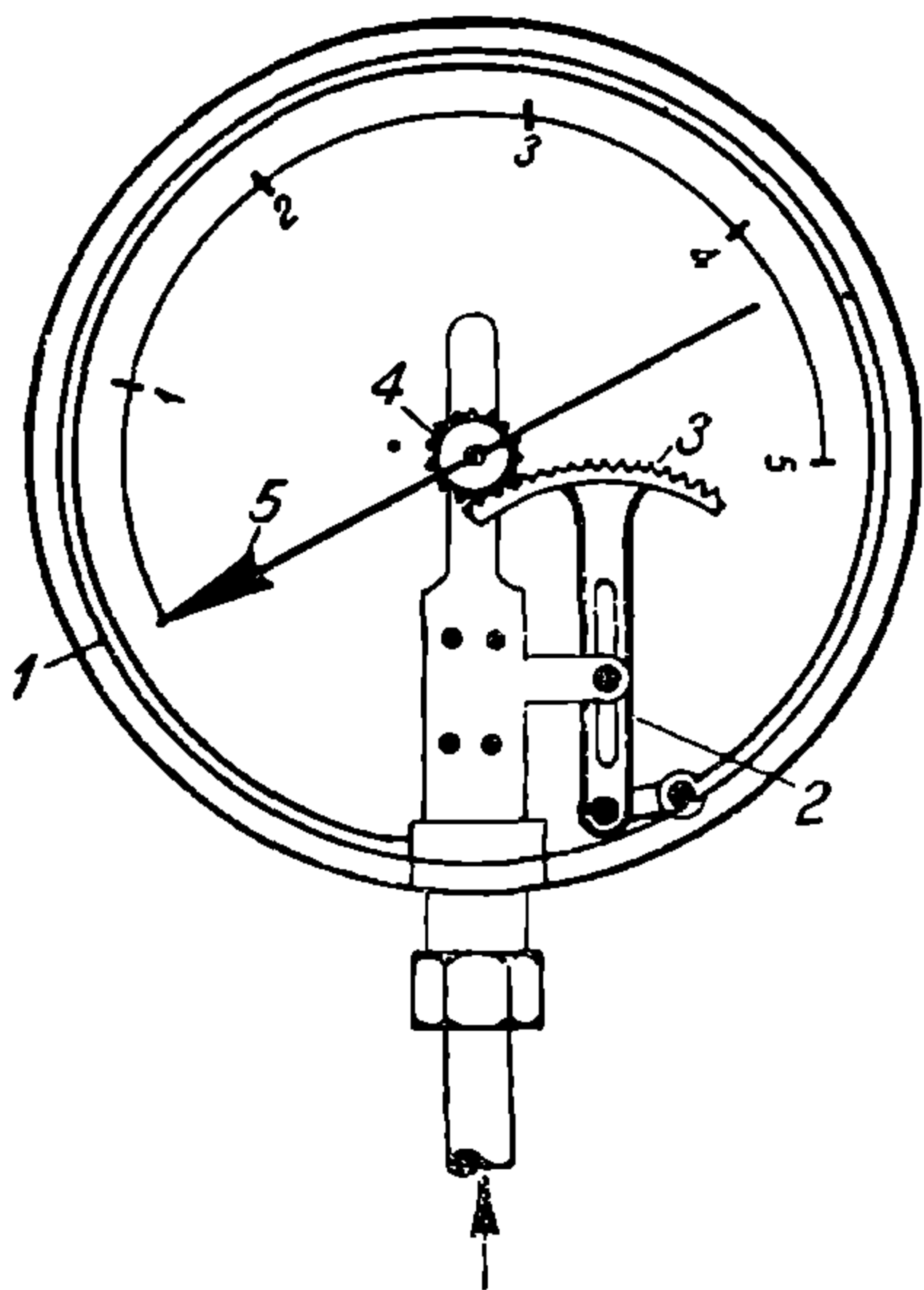
Таким образом боек со штоком будет совершать движения взад и вперед до тех пор, пока не прекратится доступ сжатого воздуха к звонковому вибратору.

Таким образом боек со штоком будет совершать движения взад и вперед до тех пор, пока не прекратится доступ сжатого воздуха к звонковому вибратору.

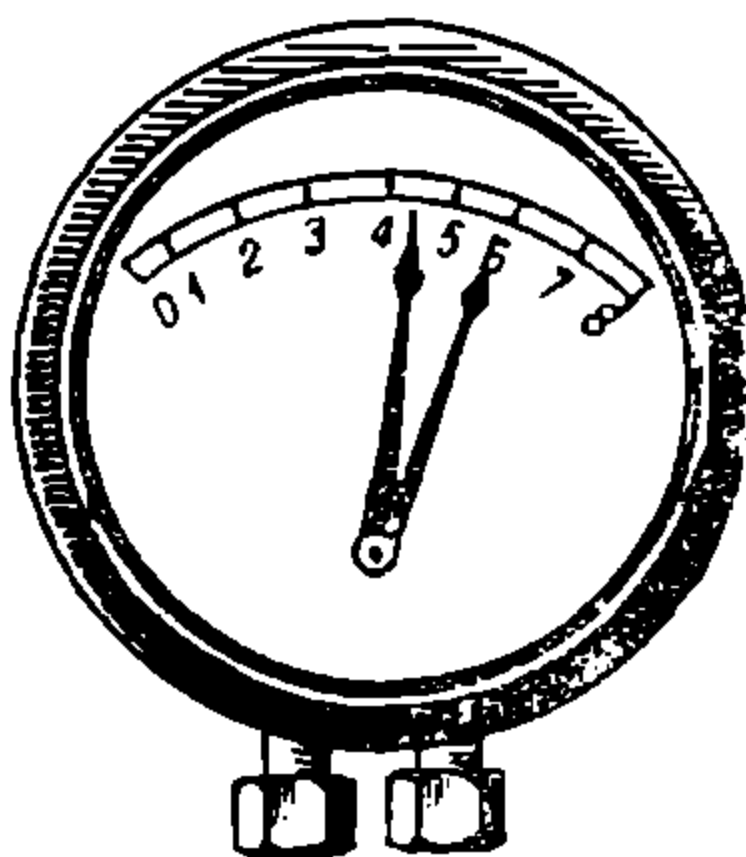
## 108. Манометр

Манометры устанавливаются на площадках моторных вагонов у места работы вагонновожатого для контроля давления в тормозной системе.

Манометр (фигура 189) изготовляется из тонкостенной латунной трубки 1 овального сечения, конец которой соединен с рычагом 2, оканчивающимся зубчатой рейкой 3, имеющей сцепление с зубчаткой 4. Зубчатка 4 неподвижно соединена со стрелкой 5.



Фиг. 189.



Для автоматической и комбинированной системы тормоза применяются манометры с двумя стрелками, указывающими давление в нагнетательном и автоматическом трубопроводах.

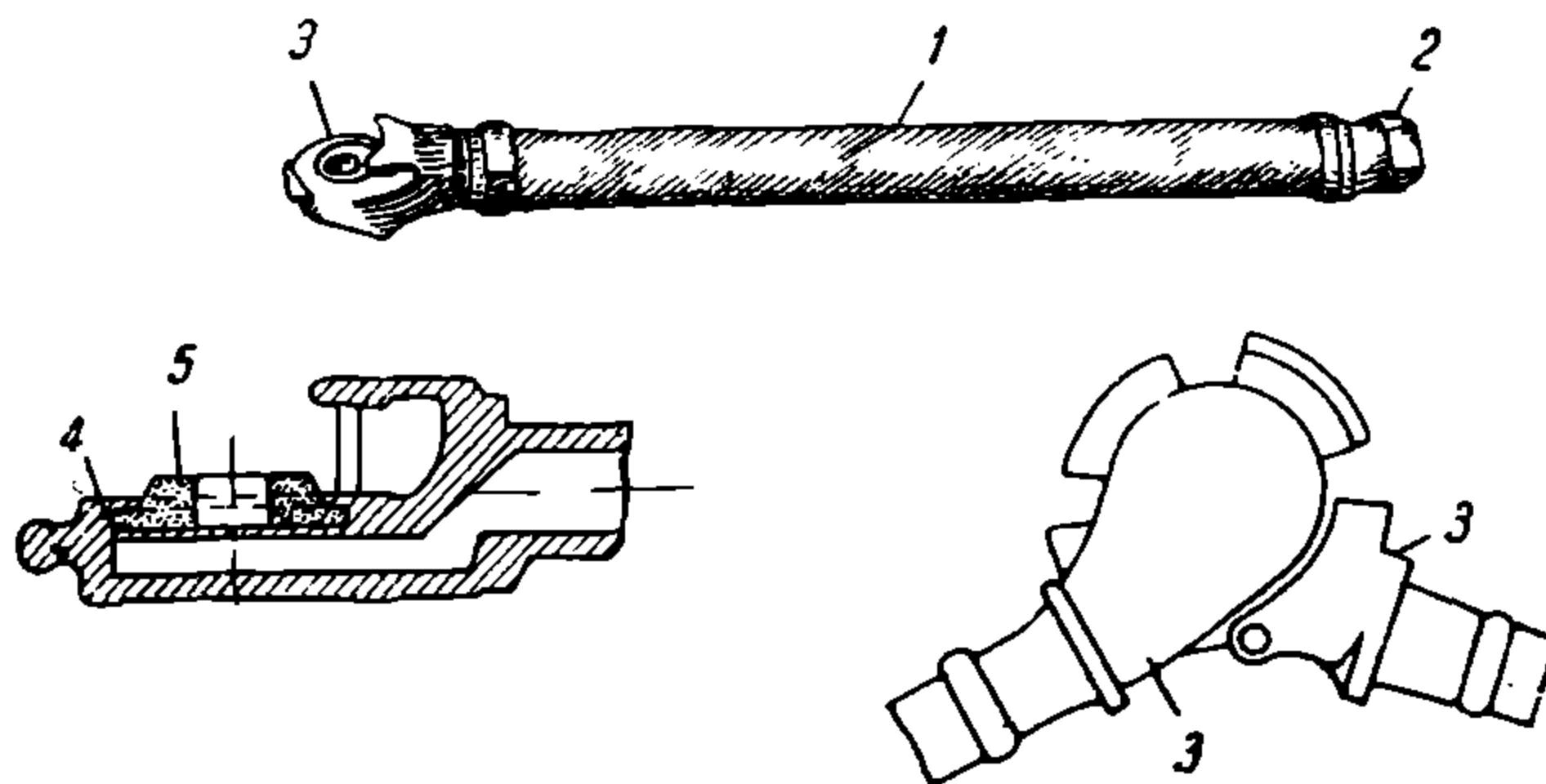


## 109. Междывагонные сцепные рукава

Для соединения трубопроводов моторного и прицепного вагонов имеются междывагонные сцепные рукава (фиг. 190).

Междывагонное соединение состоит из резинового рукава 1 с внутренним диаметром в 25 мм.

На концах резинового рукава 1 укреплены штуцер 2 и соединительная головка 3.

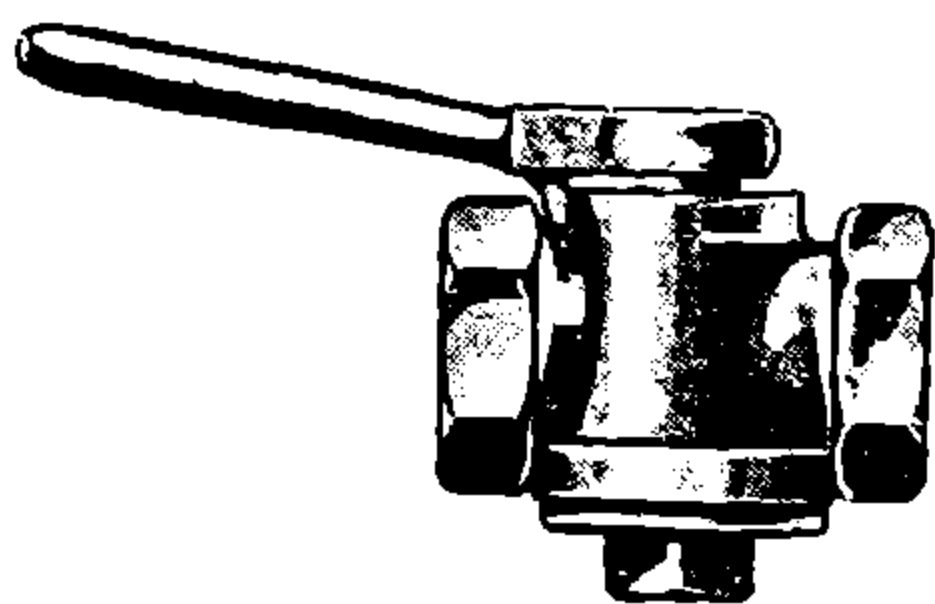


Фиг. 190.

Соединительная головка медная литая имеет выточку 4, куда вставляется резиновое кольцо 5, служащее уплотнением при соединении двух соединительных головок. Головки 3 двух рукавов соединяются „рукопожатием“.

## 110. Воздухопровод

Все приборы воздушной системы соединяются железными газовыми трубами. Главные магистральные трубы от компрессора к резервуарам, трубопровод, соединяющий между собой краны машиниста и др., делаются из труб с внутренним диаметром 19 мм; трубопровод же, соединяющий краны машиниста со звонковыми вибраторами, сеточными цилиндрами, с регуляторами давления и др., монтируется из труб с внутренним диаметром в 12,7 мм.



Фиг. 191.

Трубы для воздухопровода выбираются с предварительным внешним осмотром, чтобы на них не было трещин, забитой резьбы, смятых концов и т. п.

Все фасонные и соединительные части, как-то: тройники, муфты, футорки, отводы и пр., не должны иметь указанных выше дефектов. Сборка соединений трубопровода производится особо тщательно, так как при плохом ее выполнении возможна утечка воздуха. Трубы укрепляются к полу кузова вагона особыми железными скобами и хомутами.

Концы поездной трубы выводятся на площадки вагона и соединяются с концевыми кранами (фиг. 191).

Концевые краны служат для разъединения поездного трубопровода при повреждении воздушно-тормозной системы на одном из вагонов, а также для закрывания трубопровода на передней площадке моторного вагона и на задней площадке последнего прицепного вагона.

На соединенных концах трубопроводов краны должны быть открыты, а на свободных — закрыты.

Когда трубопровод смонтирован и приборы все присоединены, система подвергается предварительному испытанию. Это испытание заключается в проверке плотности соединения муфт, тройников и пр., для чего система наполняется сжатым воздухом от стационарного компрессора. Все соединения в трубопроводе покрываются мыльной эмульсией. В местах пропусков воздуха образуются мыльные пузыри, что указывает на неплотную сборку соединений труб.

После удаления замеченных пропусков производится окончательное испытание системы. Система наполняется сжатым воздухом при рабочем давлении в 3,5—5 ат. Показания по манометрам отмечаются.

Если падение давления в системе составляет не более 0,1 ат в течение 5 минут, то такая система считается удовлетворительной, в противном случае повторяется обмыливание соединений и исправление пропусков до тех пор, пока не будет достигнута указанная плотность соединений частей трубопровода.

## 111. Обслуживание и ремонт частей пневматического оборудования

При ежедневном осмотре ночью и при планово-предупредительном осмотре компрессоров производятся следующие работы: крепление болтов на компрессорной скобе. Лопнувшие резиновые буфера заменяются новыми.

Закрепляются болты на клапанной коробке и укрепляются американские гайки на рукавах компрессора. Резиновые рукава, имеющие трещины или потертые места, заменяются новыми. Через каждые 20 дней вскрывается нижняя половина компрессорного кожуха и осматриваются эксцентрик и эксцентриковый хомут. При разработке колец хомута более 2 мм кольца снимаются и под них ставятся прокладки из листового железа.

Через каждые 2—3 дня производится заливка минерального масла в компрессор.

При периодическом и капитальном ремонте осевого компрессора производятся следующие работы.

Правильно смонтированный осевой компрессор работает без полной разборки и ремонта при пробеге в 10 000—20 000 км.

После указанного пробега компрессор разбирается и части его ремонтируются.

Эксцентрик осматривается и в случае износа проверяется на токарном станке, затем шлифуется.

Шпоночная канавка на оси и шпонка проверяются. Шпонка должна сидеть плотно и при ударах по ней молотком не должна производить сдвигов или дрожания.

Хомут эксцентрика проверяется на станке. Расстояние между центрами поршневого пальца и эксцентрика должно иметь допуски

— 0 мм  
+ 0,1 мм.

Поршневой палец должен иметь допуски

+ 0 мм  
— 0,1 мм.

Расточка в хомуте для кольца и расточка кольца для эксцентрика делается с допусками

— 0 мм  
+ 0,1 мм.

Посадка поршневого пальца в отверстие поршня должна производиться ударами молотка весом в 400 г.

Поршень проверяется на станке. По наружному диаметру поршня допускается отклонение  $\begin{matrix} + 0 \text{ мм} \\ - 0,1 \text{ мм} \end{matrix}$

Компрессорный цилиндр может иметь допуски  $\begin{matrix} + 0,25 \text{ мм} \\ - 0 \text{ мм} \end{matrix}$

Клапанная коробка вскрывается, осматривается и проверяются клапаны. В случае пропуска воздуха последние притираются в клапанных седлах. Разбег клапана не должен быть более 1,2 мм. Сработанные клапаны и клапанные седла заменяются новыми.

Собранный компрессор после установки на вагон подвергается испытанию пробной поездкой. Работа осевого компрессора считается удовлетворительной, если при пробеге вагона в 200 м давление в системе поднимается на 1 ат, а через 600 м давление устанавливается в 3 ат. При пробной поездке наблюдается, нет ли пропусков через крышку компрессорного цилиндра, клапанной коробки, а также во всех соединительных рукавах.

Регулятор давления подвергается осмотру и проверке при предупредительном ремонте. При этом осмотре система наполняется сжатым воздухом, и проверяется действие регулятора давления. Если пружина, сжимающая мембрану, ослабла, последняя подтягивается регулировочной гайкой.

При годовом и капитальном ремонтах регулятор разбирается, части его промываются, после чего он вновь монтируется. Мембраны, имеющие трещины, заменяются новыми, просевшие пружины заменяются новыми. Проверяется клапанное седло и сам клапан; если имеется пропуск воздуха, клапан и седло притираются.

Всасыватель не требует за собой частого ухода. Достаточно один раз при годовом ремонте вскрыть кожух всасывателя, промыть конский волос и прочистить отверстия внизу, после чего собрать вновь и установить на вагон.

Для исправной работы тормозного цилиндра требуется хорошая смазка кожного манжета поршня, для чего цилиндр вскрывается перед наступлением теплого времени года, поршень вынимается, цилиндр промывается керосином, а манжет пропитывается или смазывается мазью, состоящей из отбросов касторового масла с техническим вазелином или ворванью, после чего поршень собирается, и цилиндр монтируется; предварительно рабочая поверхность стенок цилиндра смазывается густой смазкой.

При капитальном ремонте тормозной цилиндр разбирается, стенки цилиндра, имеющие значительные раковины, заливаются свинцом и зачеканиваются.

Новая пружина штока тормозного цилиндра  $D=203$  и 254 мм проверяется на сжатие грузом в 110 кг, и старая — в 80 кг. Если при сжатии пробным грузом пружина не дает остаточных деформаций, последняя признается годной для дальнейшей работы.

Холостой ход штока поршня не должен быть более 2 мм; изношенный кожаный манжет заменяется новым.

После монтажа тормозной цилиндр испытывается под давлением в 6 ат. Если при этом обнаруживается пропуск воздуха через крышки, необходимо подтянуть болты.

Предохранительные клапаны вскрываются только при большом плановом ремонте (годовом).

Все части предохранительного клапана промывают в керосине, после чего он монтируется, испытывается на испытательной станции, пломбируется и устанавливается на вагон.

При обслуживании и ремонте крана машиниста производятся следующие работы.

Не реже как через двадцать дней зимой и через десять дней летом золотник отнимается, протирается мягкой чистой тряпкой и смазывается вазелином.

При выработке золотника или зеркала, последние пришабриваются. Эту работу приходится выполнять в зависимости от ухода за кранами машиниста, в среднем же шабровка золотников производится через 6—8 месяцев. При автоматическом тормозе шабровка золотников и зеркала золотника производится чаще.

При капитальном ремонте вагонов краны машиниста разбираются, трубы, подходящие к колонке, отнимаются, все каналы и отверстия как в зеркале, так и в золотнике прочищаются. Зеркало и золотник в случае необходимости пришабриваются.

После сборки кран машиниста подвергается испытанию, причем каждый отросток колонки соединяется с сжатым воздухом при 5 ат. Если падение давления по манометру будет составлять не более 0,1 ат в течение 5 минут, кран признается удовлетворительным, в противном случае необходимо устранить утечку воздуха.

Шумоглушители, пылеловки, отпускные клапаны отнимаются при годовом ремонте, очищаются и промываются от пыли и грязи и собираются вновь.

Сеточные цилиндры вскрываются при годовом ремонте.

Поршни вынимаются и разбираются. Кожаные манжеты пропитываются ворванью, после чего собираются.

Значительные затруднения в эксплуатации создает замерзание трубопровода в зимнее время.

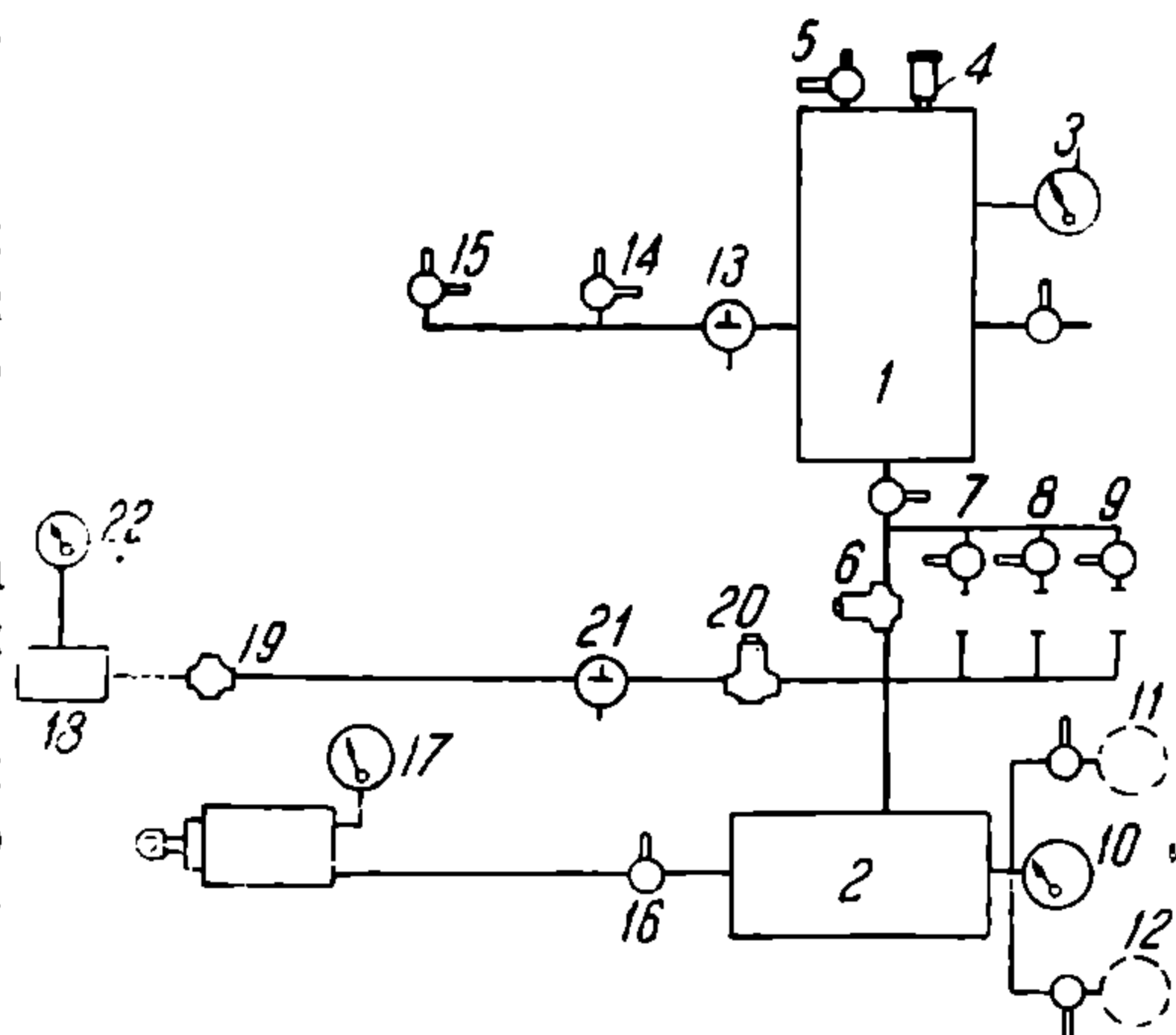
Благодаря скоплению конденсационной воды в трубопроводе последняя замерзает, образуя в трубах ледяные пробки, и нарушает тормозную работу тормозной системы. Замерзание воды в трубопроводе обнаруживается около главного воздушного резервуара на нагнетательной трубе.

Для предупреждения замерзания воздухопровода необходимо не реже одного раза в 10 дней наполнять систему сжатым воздухом и продувать трубопровод.

При установке маслоотделителя или конденсатора замерзание воздухопровода значительно уменьшается.

## 112. Испытание приборов пневматического оборудования

Приборы пневматического оборудования, как-то: регуляторы давления, предохранительные, обратные клапаны, редукционные клапан-манометры и пр., периодически подвергаются испытанию.



Фиг. 192.

Испытательная пневматическая станция (фиг. 192) состоит из главного резервуара 1 емкостью в 100 л и запасного резервуара 2 емкостью в 50—60 л. На главном резервуаре установлены контрольные приборы: манометр 3 высокого давления — до 12 ат и предохранительный клапан 4. На кран 5 можно устанавливать испытуемые предохранительные клапаны. Между резервуарами 1 и 2 установлен контрольный редукционный клапан 6, параллельно к которому выведены трубки с кранами 7, 8 и 9, куда могут устанавливаться испытуемые редукционные клапаны.

Резервуар 2 имеет контрольный манометр 10 низкого давления — до 6 ат, от которого идут два испытуемых манометра 11 и 12. От резервуара 1 через трехходовой кран 13 идет воздухопровод к кранам 14 и 15, где можно испытывать манометры высокого давления.

От резервуара 2 идет труба с краном 16, к которой присоединяется испытуемый тормозной цилиндр, при испытании которого контрольный манометр 17 устанавливается на последнем. Тормозные цилиндры испытываются на плотность поршня при 5 ат. После наполнения цилиндра воздухом кран 16 закрывается, и наблюдается падение давления в течение 5 минут, которое не должно быть более 0,06 ат.

Обратные клапаны испытываются у резервуара 18 емкостью в 2 л, который наполняется при давлении в 6 ат через испытуемый клапан 19 и редукционный клапан 20, трехходовой кран 21. После установки обратного клапана через редукционный клапан 20 устанавливается давление в 6 ат по манометру 22, после чего трехходовой кран 21 сообщается с атмосферой. Падение давления в резервуаре 18 не должно быть более 0,07 ат в течение 5 минут.

---

НБ  
УДУНТ  
(ДІІТ)

# ЭЛЕКТРИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

## 113. Тяговые двигатели

К тяговому двигателю предъявляется ряд требований, вытекающих из условий эксплуатации его на вагоне.

Режим работы тягового двигателя изменяется в соответствии с изменением внешних факторов, обуславливаемых профилем пути, состоянием рельсов, вагонов и пр.

При трогании вагона с места требуется большее усилие, чем при установившемся движении. На подъеме развивается большее тяговое усилие, чем на площадке. Загрязненные или покрытые снегом рельсовые пути требуют также большего тягового усилия, чем чистые.

Указанные условия эксплуатации тягового двигателя требуют от него возможности широкого регулирования вращающего момента и скорости вращения при минимальном и наивыгоднейшем расходе электроэнергии.

Предъявленным требованиям к тяговому двигателю удовлетворяют двигатели постоянного тока:

- а) сериесный;
- б) компаундный;

и двигатели переменного тока:

- а) коллекторный сериес-двигатель однофазный,
- б) репульсионный, однофазный;
- в) асинхронный 3-фазный.

На трамвае применяются почти исключительно сериесные и компаундные двигатели постоянного тока.

Основными факторами, характеризующими всякий тяговый двигатель, являются:

- а) вращающий момент двигателя;
- б) мощность;
- в) число оборотов;
- г) коэффициент полезного действия.

Теоретический вращающий момент сериесного двигателя определяется из уравнения

$$M_a = \frac{\Phi \cdot N_a I_a \cdot p}{2 \pi \cdot q}, \quad (179)$$

где  $\Phi$  — магнитный поток;

$N_a$  — число последовательно соединенных проводников на якоре;

$I_a$  — сила тока в якоре;

$p$  — число пар полюсов;

$q$  — число параллельных ветвей обмоток якоря.

Практически вращающий момент, отдаваемый на валу двигателя, всегда меньше теоретического вследствие потерь на Джоулево тепло гистерезис, токи Фуко, механические потери в подшипниках и пр.



Полезный вращающий момент серийного двигателя выражается в кг/м:

$$M = \frac{\Phi \cdot N_a I_a \cdot p}{2 \pi \cdot q \cdot 9,81} \cdot \eta \cdot 10^{-8}, \quad (180)$$

где  $\eta$  — коэффициент полезного действия двигателя.

Теоретический вращающий момент можно выразить иначе:

$$M_a = \frac{E_a I_a}{\omega}, \quad (181)$$

где  $E_a$  — э. д. с., индуцируемая в якоре;

$\omega$  — угловая скорость вращения якоря:

$$\omega = \frac{2 \pi \cdot n}{60}, \quad (182)$$

где  $n$  — число оборотов двигателя.

Электродвижущая сила, индуцируемая в якоре, определяется из уравнения

$$E_a = V - I_a (R_a + R_m), \quad (183)$$

где  $V$  — напряжение, подведенное к щеткам двигателя;

$R_a$  — сопротивление обмотки якоря;

$R_m$  — сопротивление обмотки моторных катушек.

Подставляя значения  $\omega$  и  $E_a$  из (182) и (183) в уравнение (181), получим:

$$M_a = \frac{30 \cdot [V - I_a (R_a + R_m)] I_a}{\pi \cdot n}. \quad (184)$$

Из уравнения (184) видно, что чем больше число оборотов якоря, тем меньший момент развивается двигателем, и наоборот, максимальный момент, соответствующий троганию вагона с места, будет происходить при минимальном числе оборотов.

Электрическая мощность тягового мотора, потребляемая из контактной сети, будет

$$KW = \frac{V \cdot I_a}{\eta}; \quad (185)$$

полезная же механическая мощность, отдаваемая на валу двигателя, будет

$$PS = \frac{E_a \cdot I_a}{736} \quad (186)$$

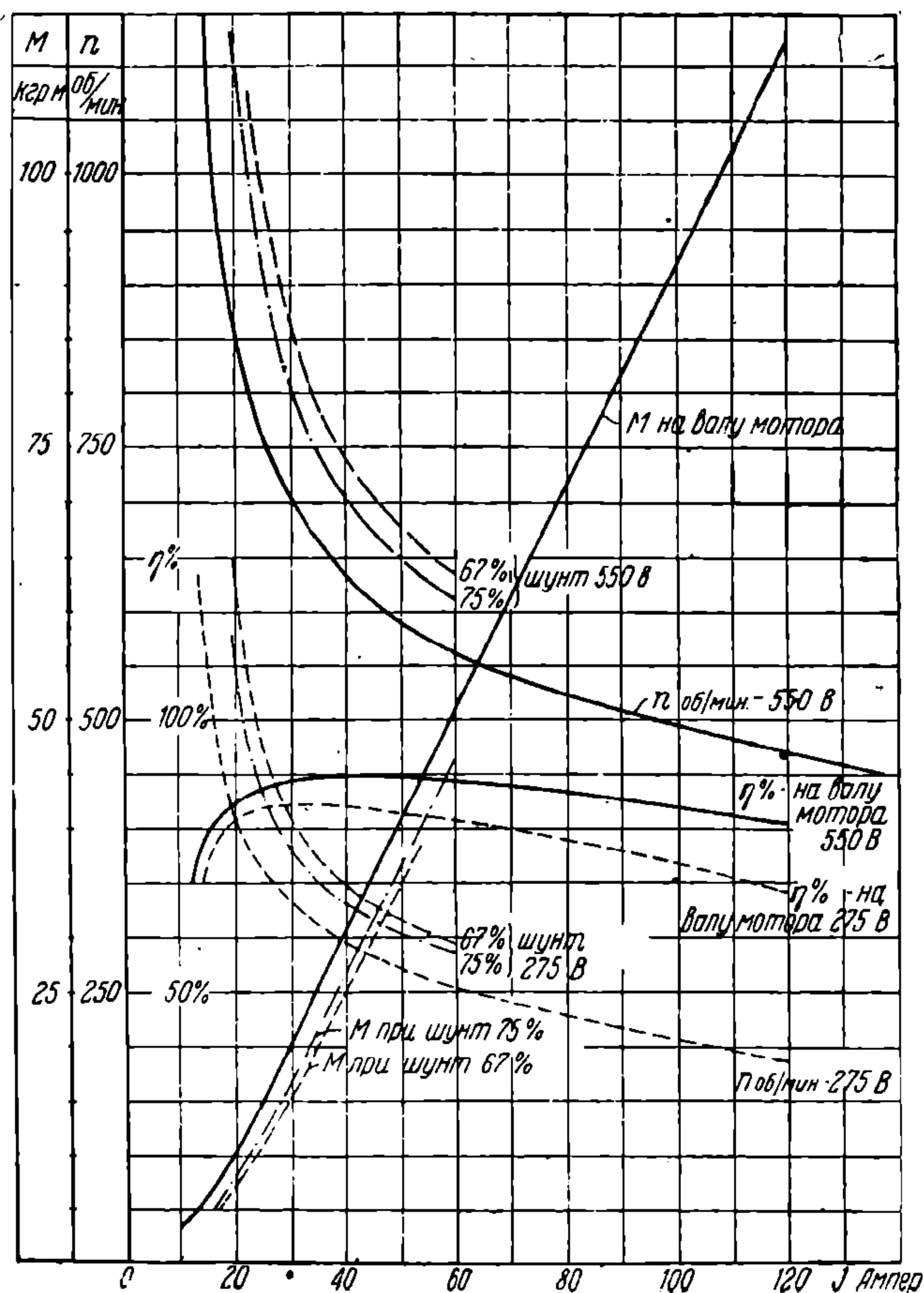
Изменение основных величин, как-то: усилия тяги, скорости и коэффициента полезного действия, выражается графически в виде характеристик (фиг. 193).

Пунктирными кривыми показана характеристика двигателя при напряжении 275 V, а сплошными линиями — при напряжении 550 V.

Изменение скорости серийного двигателя зависит от вращающего момента, а последний — от сил сопротивления движению. Такое изменение

скорости происходит автоматически, однако предельная скорость двигателя находится в зависимости от его характеристики.

Как видно из характеристики (фиг. 193), уменьшение силы тока вызывает увеличение скорости и уменьшение тягового усилия; наоборот, с возрастанием силы тока тяговое усилие увеличивается, а скорость уменьшается.



Фиг. 193.

Если графической характеристики двигателя нет, а данные его известны, то возможно построить характеристику, определив аналитически зависимость:

$$F = f(v) \text{ и } F = f(I).$$

Для построения кривой  $F = f(I)$  пользуемся уравнением:

$$\frac{F'v'g}{3,6} = \tau_1' V \cdot I',$$

НБ  
УДУНТ  
(ДИТ)

откуда

$$F' = \frac{\eta' V \cdot I'}{2.73 v'} \text{ кг}, \quad (187)$$

где:  $F'$  — сила тяги двигателя в кг при определенном значении  $\eta'$ ,  $I'$  и  $v$ ;  
 $\eta'$  — коэффициент полезного действия;  
 $V$  — напряжение, подводимое к двигателю, в вольтах;  
 $I'$  — ток в амперах;  
 $v'$  — скорость при  $I'$  в км/час;  
 $g$  — ускорение силы тяжести.

Если известны  $I'$ ,  $\eta'$ ,  $V$  и  $v'$ , можно найти  $F'$  или по  $F' \eta' V$  и  $v'$  найдем  $I'$ .

Для построения кривой  $F=f(v)$  тяговые усилия определяем из уравнения, предложенного проф. А. Б. Лебедевым:

$$v = \frac{200 \cdot KW_h}{F + 0,3 F_h} + 0,58 v_h, \quad (188)$$

где:  $v_h$  — скорость в км/час на ободе колеса вагона при часовом токе;  
 $F_h$  — сила тяги при часовом режиме в кг;  
 $KW_h$  — часовая мощность в квт.

Задаваясь  $v$ , определяем  $F$  при различных значениях  $v$ .

Имея данные  $F$ ,  $v$  и  $I$ , сведенные в таблицу, строим характеристику двигателя.

Если задана скорость якоря двигателя в оборотах в минуту, то для перевода скорости якоря в скорость на ободе колеса нужно пользоваться уравнением:

$$v_o = \frac{60 n \cdot \pi \cdot D}{1000 \mu}, \quad (189)$$

где  $v_o$  — скорость на ободе колеса в км/час;  
 $n$  — число оборотов двигателя в минуту;  
 $D$  — диаметр колеса в метрах;  
 $\mu$  — передаточное число шестерен.

При расчете тяговых двигателей пользуются универсальной характеристикой (фиг. 194). Эта характеристика предложена Richey и выведена на основании анализа характеристик большого числа выпущенных в эксплуатацию тяговых двигателей.

Кривая 1 является расчетной кривой, кривые же 2 и 3 есть предельные кривые для рассчитанного типа двигателя.

Кривая 1 построена в процентном отношении от  $F$ ,  $v$ ,  $I$  и  $\eta$ .

Для часового режима значения этих величин приняты за 100%.

Основные величины  $F$ ,  $v$ ,  $n$ ,  $\eta$  и  $I$  связаны следующим соотношением:

$$I = K \frac{M \cdot n}{V \cdot \eta}, \quad (190)$$

где  $I$  — сила тока;  
 $K$  — масштабный коэффициент;  
 $n$  — число оборотов в минуту;  
 $M$  — вращающий момент на валу;

$V$  — напряжение на щетках двигателя;

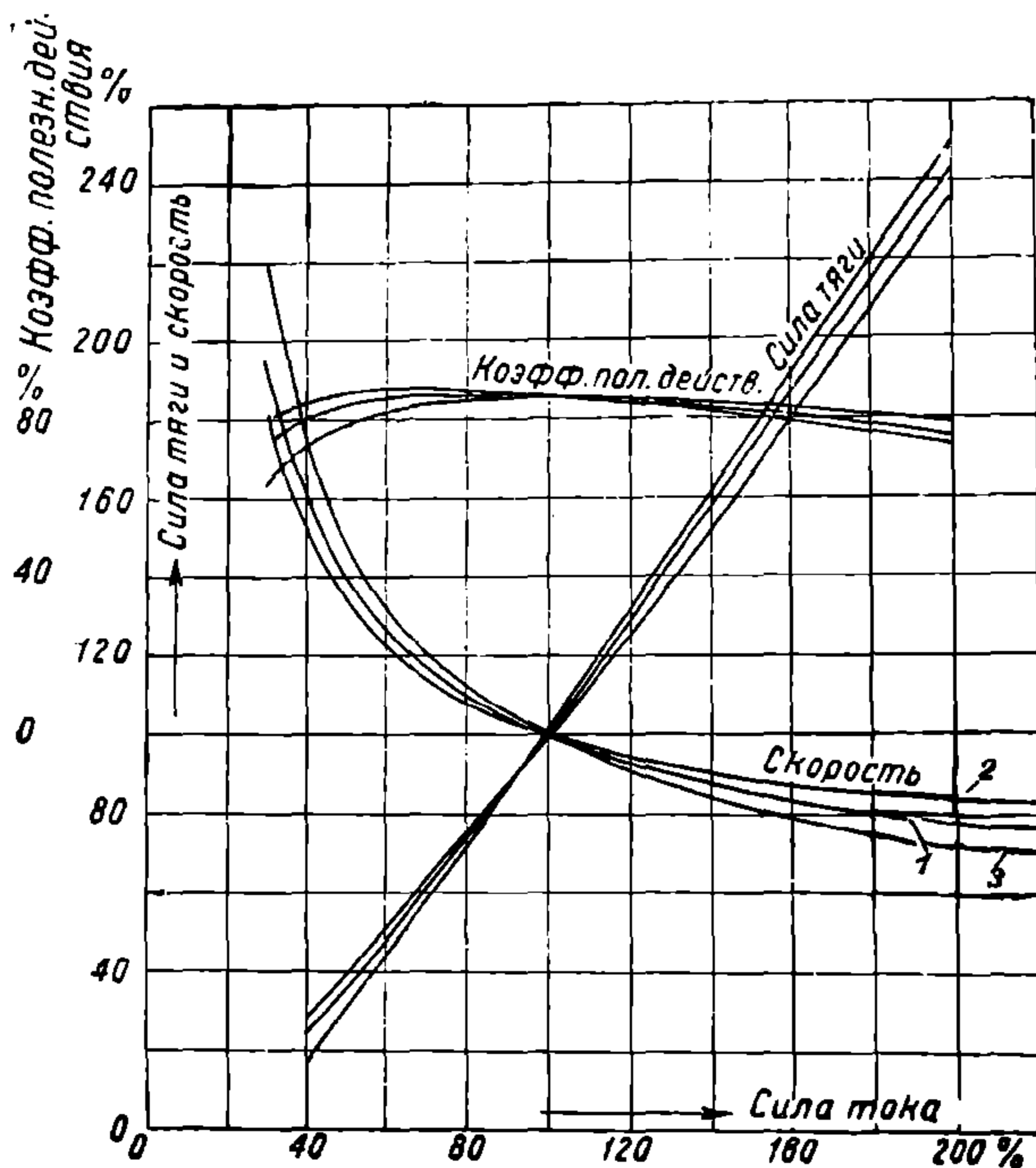
$\eta$  — коэффициент полезного действия.

Изменение скорости вращения серийного двигателя достигается за счет изменения магнитного потока  $\Phi$ .

При ослаблении магнитного потока путем шунтировки катушек главного возбуждения получается увеличение числа оборотов двигателя.

Шунтировка поля осуществляется включением шунтовых сопротивлений с таким расчетом, что через главные катушки возбуждения будет протекать не весь ток якоря. Шунтировка, применяемая в трамвайных двигателях, принимается 25%, 33% и 50% от тока в якоре. Шунты для трамвайных двигателей применяются омические (реостаты) или индуктивные (дрессельные катушки).

Применение индуктивных шунтов вызывается исключительно желанием понизить пики тока при отрыве токоприемника от контактного провода. Однако опытным путем установлено, что омические шунты дают вполне удовлетворительную работу современных тяговых двигателей.



Фиг. 194.

#### 114. Режим работы тяговых двигателей

На паспорте каждого тягового двигателя обозначаются следующие его характеристичные данные:

- а) напряжение в  $v$ ;
- б) часовой ток в  $a$ ;
- в) часовая мощность в  $квт$ ;
- г) число оборотов в минуту при часовом режиме;
- д) длительный ток в  $a$ ;
- е) длительная мощность в  $квт$ ;
- ж) число оборотов в минуту при длительном режиме.

Часовой мощностью тягового двигателя называется максимальная мощность, развиваемая тяговым двигателем при непрерывной работе в течение часа, при условии, что отдельные части двигателя не перегреваются выше установленных норм (табл. 17),

Ток, соответствующий часовой мощности, называется часовым током.

Таблица 17

Наименование частей двигателя	Наименование изоляции	Метод измерения температуры	Превышение температуры окружающей среды	Примечание
Обмотка якоря и магнитов	Материал класса А	По термометру По сопротивлению	75°С 100°С	К классу „А“ принадлежат материалы органического происхождения, напр.: хлопч. бумага, шелк. бумага и т. п.
	Материал класса В	По термометру По сопротивлению	95°С 120°С	
Коллектор	Материалы класса А и В	По термометру	90°С	К классу „В“ относятся материалы неорганического происхождения, как то: асбест, слюда и проч.

Длительной мощностью тягового двигателя называется максимальная мощность, развиваемая двигателем в течение не менее 10 часов, при условии, что отдельные части двигателя не будут перегреваться выше установленных норм (табл. 18).

Таблица 18

Наименование частей двигателя	Наименование изоляции	Метод измерения температуры	Повышение температуры окружающей среды	Примечание
Обмотка якоря и магнитов	Материал класса А	По термометру По сопротивлению	65°С 85°С	К классу „А“ принадлежат материалы органического происхождения, напр.: хлопч. бумага, шелк. бумага и т. п.
	Материал класса В	По термометру По сопротивлению	85°С 105°С	
Коллектор	Материалы класса А и В	По термометру	90°С	К классу „В“ относятся материалы неорганического происхождения, как-то: асбест, слюда и пр.
Подшипники	—	По термометру	55°С	

Длительным током называется ток, соответствующий длительной мощности.

Кроме часовой и длительной мощности тяговый двигатель характеризуется максимальной мощностью.

Максимальной мощностью называется наибольшая мощность, развиваемая тяговым двигателем при одноминутной непрерывной работе, при токе, равном двойному часовому, и при отсутствии кругового огня на коллекторе и механических повреждений двигателя.

Ток, соответствующий максимальной мощности, называется максимальным током.

Длительная и часовая мощности находятся в известной зависимости одна от другой.

Опытным путем установлено соотношение длительной и часовой мощности и оно составляет для невентилируемых двигателей

$$\frac{W_i}{W_h} = (0,35 — 0,45).$$

Для цельнокорпусных двигателей с самовентиляцией

$$\frac{W_i}{W_h} = (0,6 — 0,75)$$

и для независимо вентилируемых двигателей

$$\frac{W_i}{W_h} = 0,8,$$

где  $W_i$  — длительная мощность двигателя;  
 $W_h$  — часовая мощность двигателя.

## 115. Конструкции тяговых двигателей

Применяемые в настоящее время трамвайные двигатели разделяются на два основных типа:

- а) закрытые невентилируемые с разъемным корпусом;
- б) цельнокорпусные вентилируемые.

Разъемные невентилируемые двигатели представляют собой старый тип, уже в течение более 10 лет не выпускаемый заводами.

Корпус разъемного двигателя (фиг. 195) состоит из двух половин 1, 1, скрепляемых через прилив 2 в корпусе болтами 3.

При свернутых половинах корпуса двигатель становится закрытым. В нижней половине корпуса имеются люки 4, служащие для спуска из двигателя масла и грязи, попадающей из якорных букс. Через люки производится промер междужелезного пространства в двигателе.

Якорь устанавливается в междуполюсном пространстве на бронзовых или стальных, залитых баббитом подшипниках. Сбоку половин корпуса имеются приливы — кронштейны 5, где находятся моторно-осевые подшипники 6.

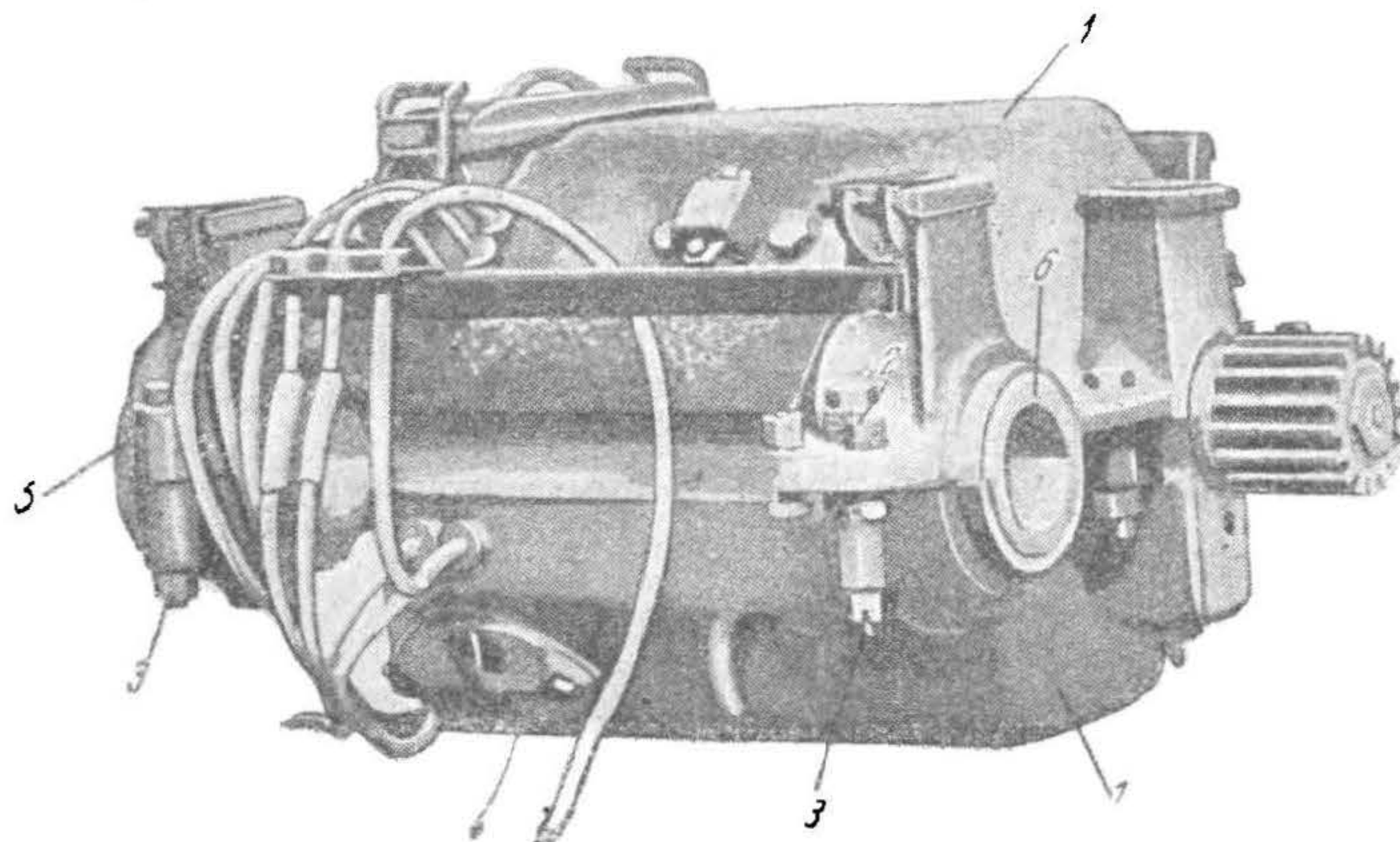
К недостаткам разъемных двигателей нужно отнести:

- а) недостаточно надежное скрепление половин корпуса, которое с течением времени ослабевает, и в стыке между половинами корпуса образуется зазор, через который может попадать масло из моторно-осевых и якорных подшипников и вода с мостовой.



Образование воздушного зазора между половинами корпуса способствует увеличению магнитного рассеивания, благодаря чему коэффициент полезного действия двигателя понижается.

б) Наличие скользящих якорных подшипников требует хорошей и постоянной смазки их, а также наблюдения за предельной величиной между-железного пространства. При предельной выработке подшипника или при



Фиг. 195.

его расплавлении якорь опускается на нижние полюсные наконечники, отчего проводочные бандажи на якоре разрываются и обмотка получает повреждение.

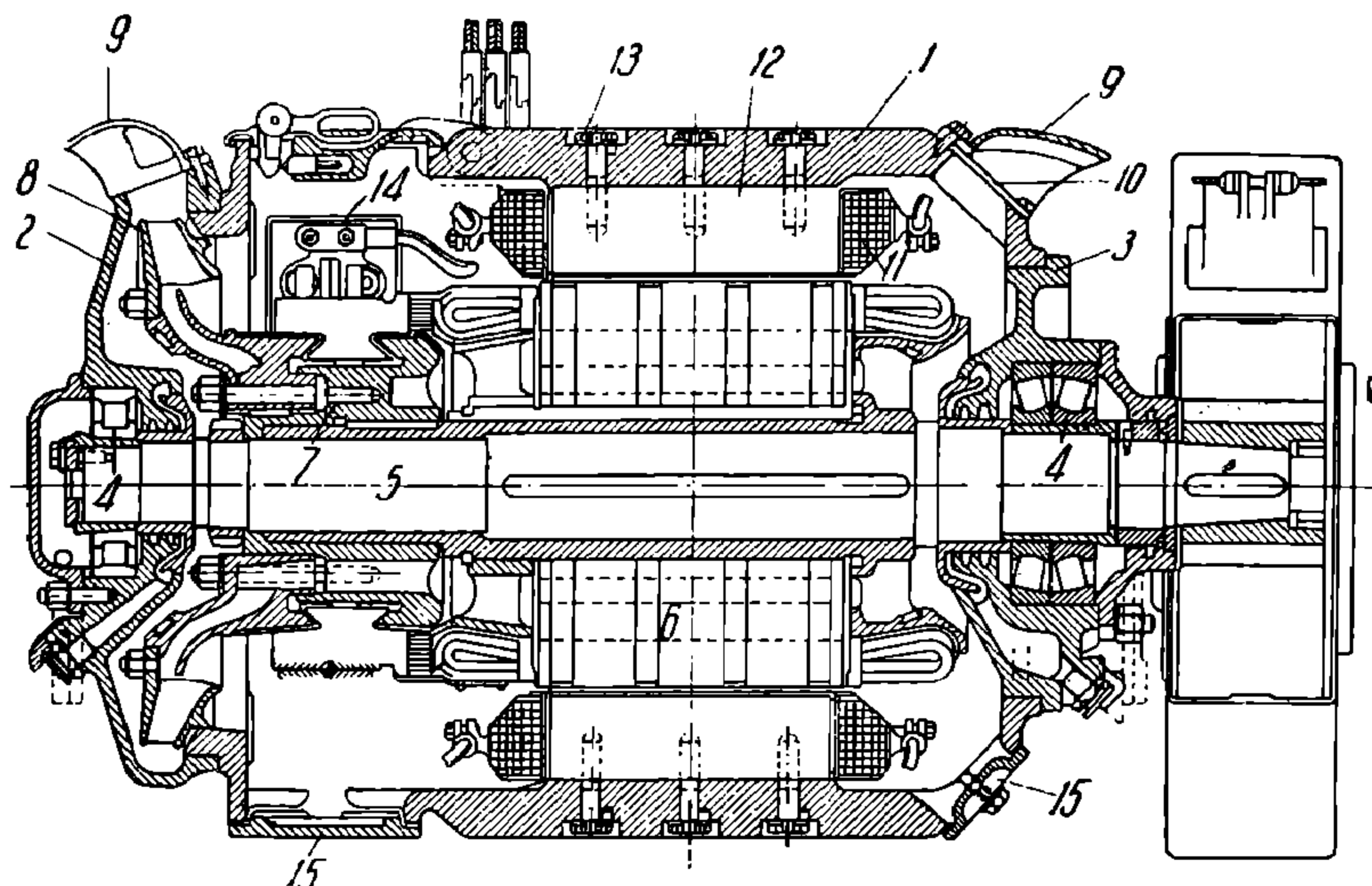
в) При эксцентричном положении якоря между верхними и нижними полюсами, при выработке якорных подшипников, коммутация двигателя ухудшается. Основные характеристичные данные разъемных двигателей приведены в табл. 19.

Таблица 19

Характеристические данные разъемных тяговых двигателей закрытого типа

Тип двигателя	Число полюсов		Напряжение в V	Часовой режим			Длительный режим			Вес двигателя в кг
	Главных	Добавочн.		Ток в А	Мощность в kW	Обороты в мин.	Ток в А	Мощность в kW	Обороты в мин.	
GE-58	4	—	500	42,0	16,9	340	18,0	7,7	790	868
W-300	4	—	550	55,0	24,7	570	41,0	9,2	900	920
Wd-103	4	2	550	64,0	29,4	550	25,0	10,7	865	960
ACEC-30	4	—	550	56,0	26,0	485	22,0	10,2	—	—
VNB-125	4	—	500	64,0	29,0	525	27,2	11,8	—	—
W-241a	4	—	575	75,0	35,2	650	30,0	14,4	880	1 080
U-104a	4	4	550	68,0	30,6	620	25,0	10,7	960	1 025
AB-52	4	—	575	71,0	35,8	590	30,0	14,4	925	1 030
AB-52л	4	2	550	75,0	35,5	575	32,0	14,5	965	1 130
D-56	4	2	550	70,0	32,0	570	—	—	—	1 020
DK-11	4	4	550	75,0	35,5	575	—	—	—	1 070

Современным типом тягового двигателя является цельнокорпусный двигатель (фиг. 196). Цельнокорпусный двигатель состоит из литого стального корпуса 1, к которому привертываются подшипниковые щиты 2 и 3 при помощи шпилек. В подшипниковых щитах находятся роликовые подшипники 4



Фиг. 196.

Якорный вал 5 изготавливается из высокопрочной стали. На якорном валу насажено шихтованное железо 6, имеющее внутри цилиндрические каналы для охлаждения железа. Коллекторная втулка 7 также имеет внутри вентиляционные каналы. К якорной или коллекторной втулке укрепляется вентилятор 8. Вентилятор делается литой силуминовый или из листового железа

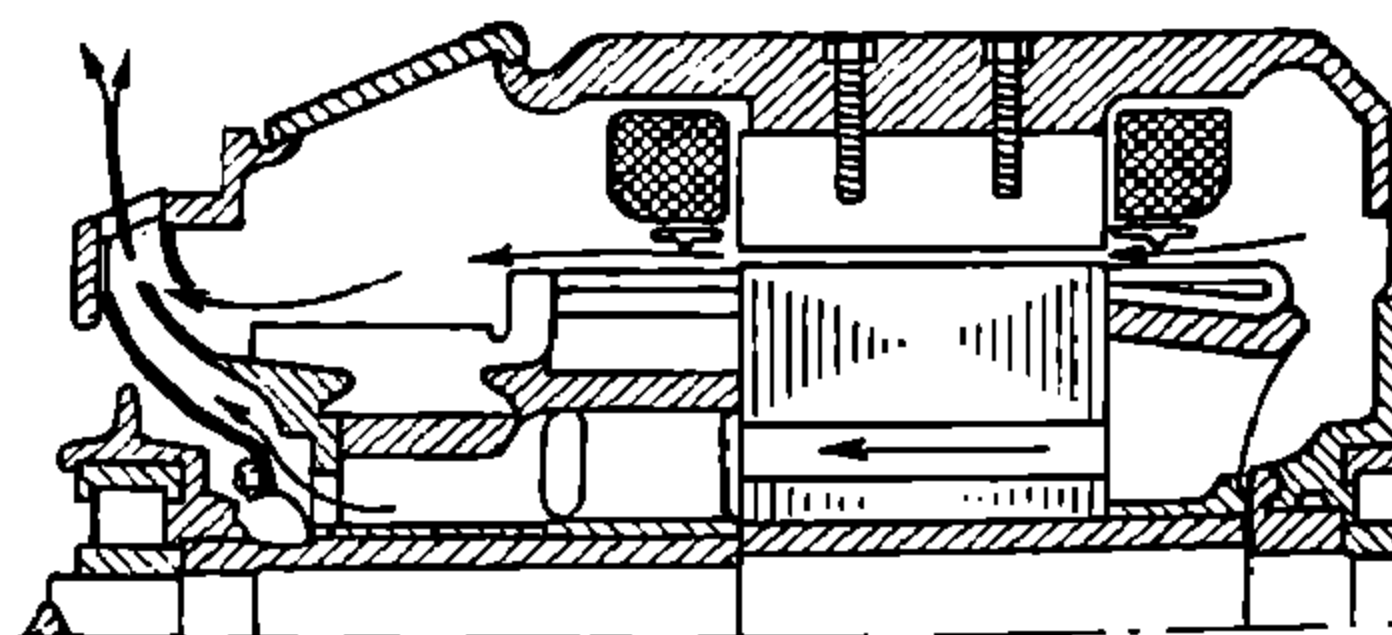
Силуминовый сплав для вентиляторов состоит из  $Si - 12 - 13\%$ ;  $Fe - 0,5\%$ ;  $Cu - 0,3 - 0,4\%$  и  $Al - 87,2 - 86,1\%$ .

Этот сплав обладает следующими механическими свойствами: временное сопротивление на растяжение  $14 \text{ кг/мм}^2$  при удлинении  $1,5 - 4,0\%$ . Предел упругости для силуминового сплава составляет  $3 - 6 \text{ кг/мм}^2$ .

В корпусе двигателя как со стороны коллектора, так и со стороны шестерни имеются вентиляционные отверстия, защищенные козырьками 9 с металлическими сетками 10.

Воздух засасывается снаружи с одной стороны двигателя и выходит с противоположной стороны, проходя внутри якорного железа у коллекторной втулки, снаружи и по поверхности якоря, коллектора и магнитных катушек.

Двигатели с подобным вентиляционным устройством называются самовентилируемыми в отличие от независимо вентилируемых двигателей, воздух для вентиляции которых подводится от отдельного вентилятора вне двигателя.



Фиг. 197.

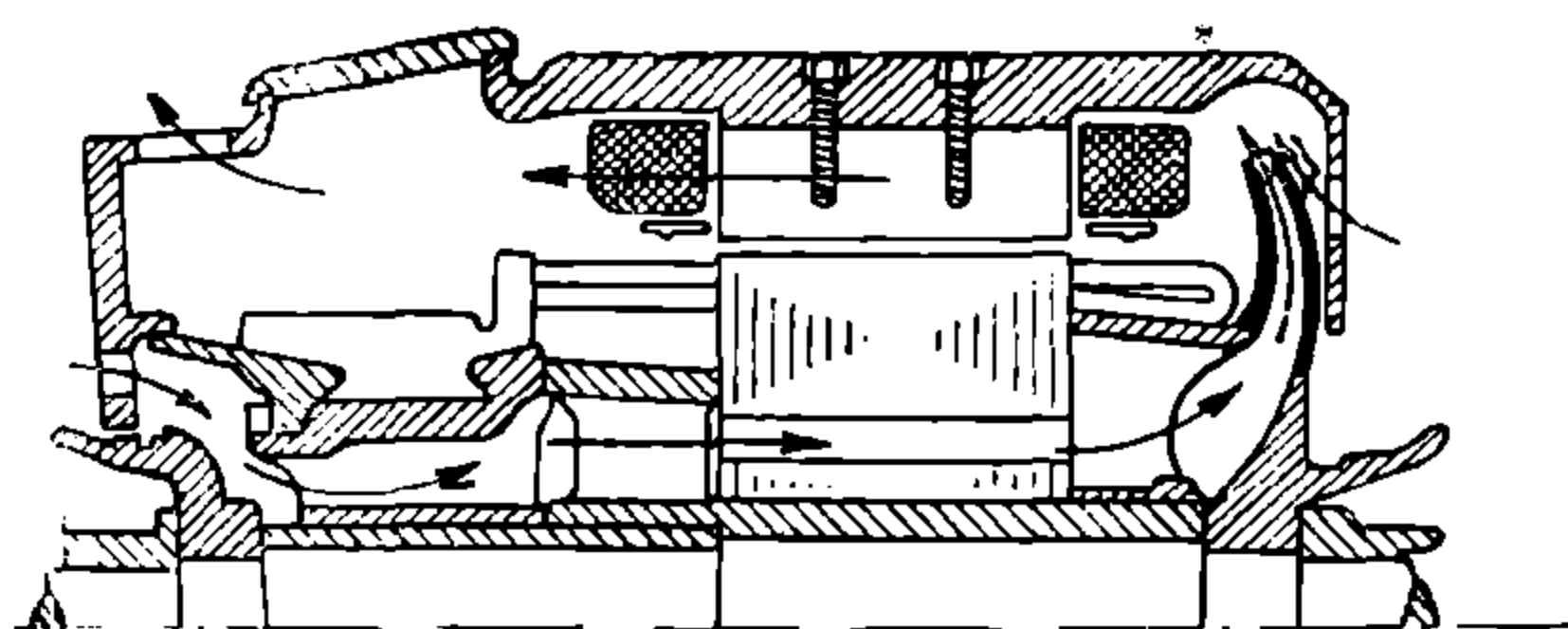
Магнитные катушки 11 сидят на полюсных сердечниках 12, привернутых болтами 13.

Щеткодержатель 14 укрепляется в специальной изолированной от корпуса коробке.

В нижней части корпуса имеются смотровые люки 15, через которые осматриваются нижние магнитные катушки, их соединения и удаляется скопленная в корпусе двигателя грязь.

В табл. 20 приводятся основные данные цельнокорпусных двигателей.

Вентиляция современных тяговых самовентилируемых двигателей выполняется по следующим системам:



Фиг. 198.

противоположно направлению воздуха в междужелезном пространстве (фиг. 198).

3. Смешанная система отличается от встречной только тем, что при смешанной системе вход холодного воздуха происходит через вентиляционные окна с двух сторон корпуса и выход нагретого воздуха — с обеих сторон (фиг. 199).

Разъемные невентилируемые двигатели охлаждаются путем отдачи тепла корпусом окружающей среде.

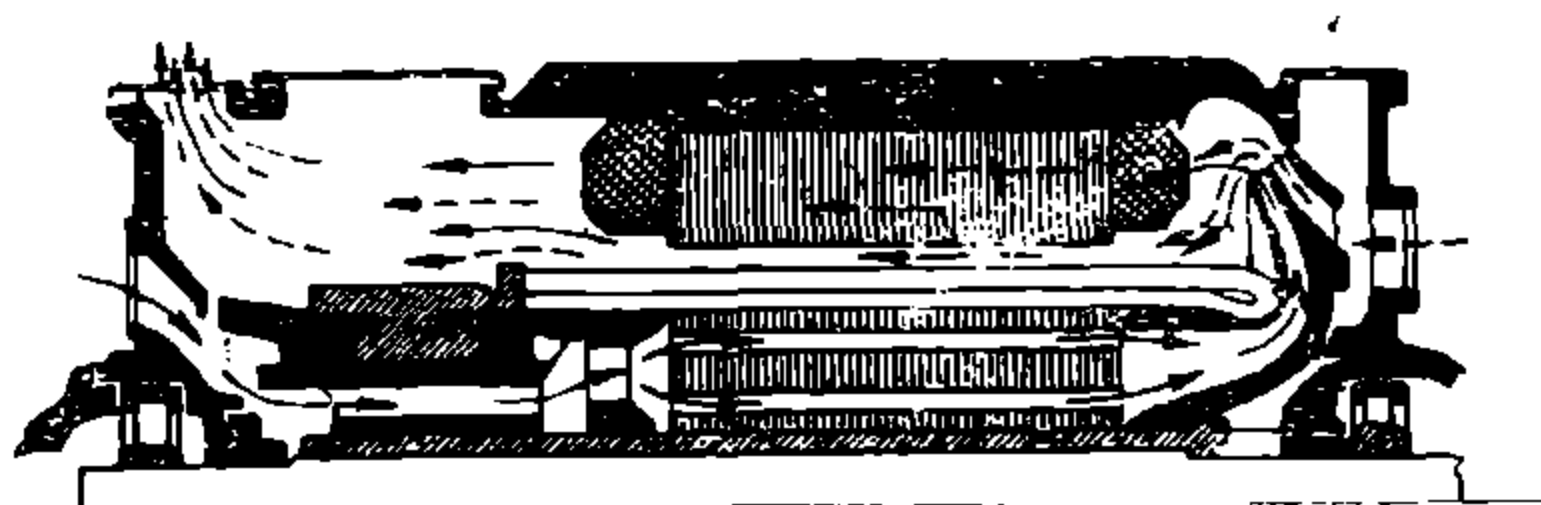
Экспериментальным исследованием установлено, что каждый квадратный метр поверхности корпуса разъемного двигателя отдает окружающей среде 18—20 *вт* при разности температур корпуса и окружающей среды в 1°C.

Охлаждение вентилируемых двигателей происходит тем интенсивнее, чем быстрее ходит двигатель. Чрезмерно увеличивать скорость вентилируемого воздуха нельзя ввиду того, что при больших скоростях воздуха значительно возрастают потери на вентиляцию.

Предельной вентиляцией для тяговых двигателей следует считать подачу охлаждающего воздуха от 2,2 до 2,5  $\text{м}^3$  в минуту на каждый киловатт тепловых потерь двигателя.

Современные тяговые двигатели, применяемые европейскими и американскими трамваями, выпускаются быстроходными (табл. 20), благодаря чему габаритные размеры и вес двигателя значительно уменьшаются.

Из выпущенных в настоящее время заводом „Динамо“ им. тов. Кирова тяговых цельнокорпусных двигателей, эксплуатируемых трамваями СССР, средний вес двигателя на киловатт часовой мощности составляет около 2,5 *кг/квт*. У современных американских быстроходных



Фиг. 199.



### Характеристические данные тяговых цельнокорпусных двигателей с самовентиляцией

Тип двигателя	Число полюсов		Напряжение в В	Часовой режим			Длительный режим			Вес двигателя без зубчатой передачи в кг
	Главных	Добавочн.		Ток в А	Мощность в кВт	Обороты в минуту	Ток в А	Мощность в кВт	Обороты в минуту	
ДБ-2	4	4	600	135,0	73,1	700	88,0	44,2	875	1 525
ДМ-1а	4	4	550	105,0	52,3	650	65,0	32,4	760	1 340
ДР-3к	4	4	550	80,0	38,8	650	55,0	26,9	760	1 065
ДТУ-25	4	4	550	51,5	24,8	735	33,0	16,1	880	740
ДТУ-40	4	4	550	81,0	40,0	640	52,0	25,6	745	910
ПТ-35а	4	4	550	80,0	39,6	680	50,0	24,8	775	890
ПТ-30н	4	4	550	60,0	29,8	615	40,0	19,9	720	890
US-521а	4	4	550	105,0	52,3	620	65,0	32,4	755	1 260
GE-1154а	4	4	600	78,0	36,8	1 950	65,0	34,8	1 990	356
GE-702	4	4	600	50,0	25,7	1 220	45,0	22,8	1 280	682
ДТ-60	4	4	550	112,0	55,0	810	70,0	34,5	955	970
ДТК-50	4	4	275	232,0	55,0	735	150,0	36,0	855	1220

двигателей вес двигателей, приходящийся на 1 *квт* мощности, составляет 1,0—1,5 *кг/квт*.

Ориентировочный вес тягового двигателя определяется по эмпирической формуле

$$G_m = (45 - 46) M^{3/4}, \quad (191)$$

где  $G_m$  — вес тягового двигателя без зубчатой передачи в *кг*;

$M$  — вращающий момент двигателя при часовом режиме в *кг/м*.

### 116. Подвеска тяговых двигателей

Тяговый трамвайный двигатель подвешивается на тележке следующим способом (фиг. 200).

Сбоку корпуса двигателя болтами укрепляется траверса 1, которая по концам имеет дыры, через которые пропускаются болты 2 с пружинами 3.

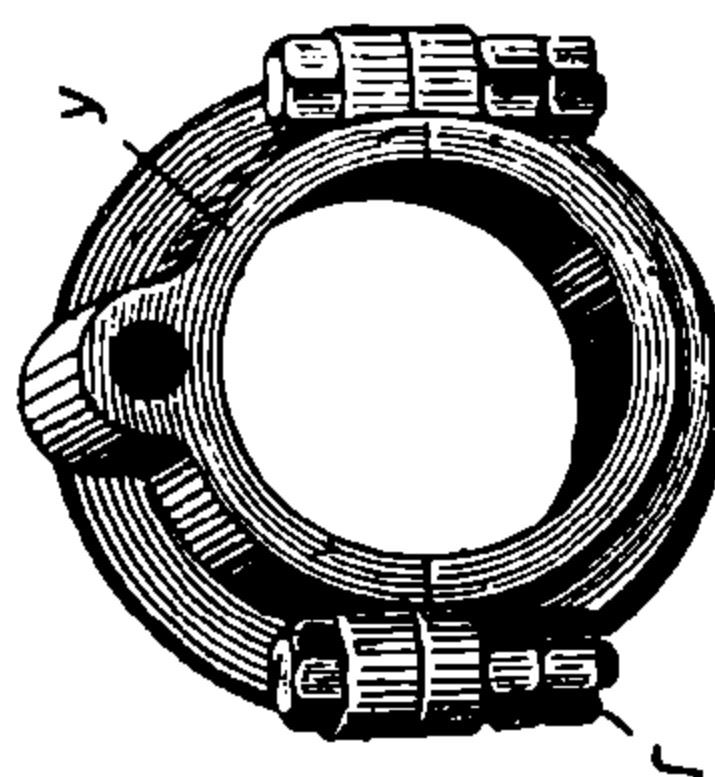
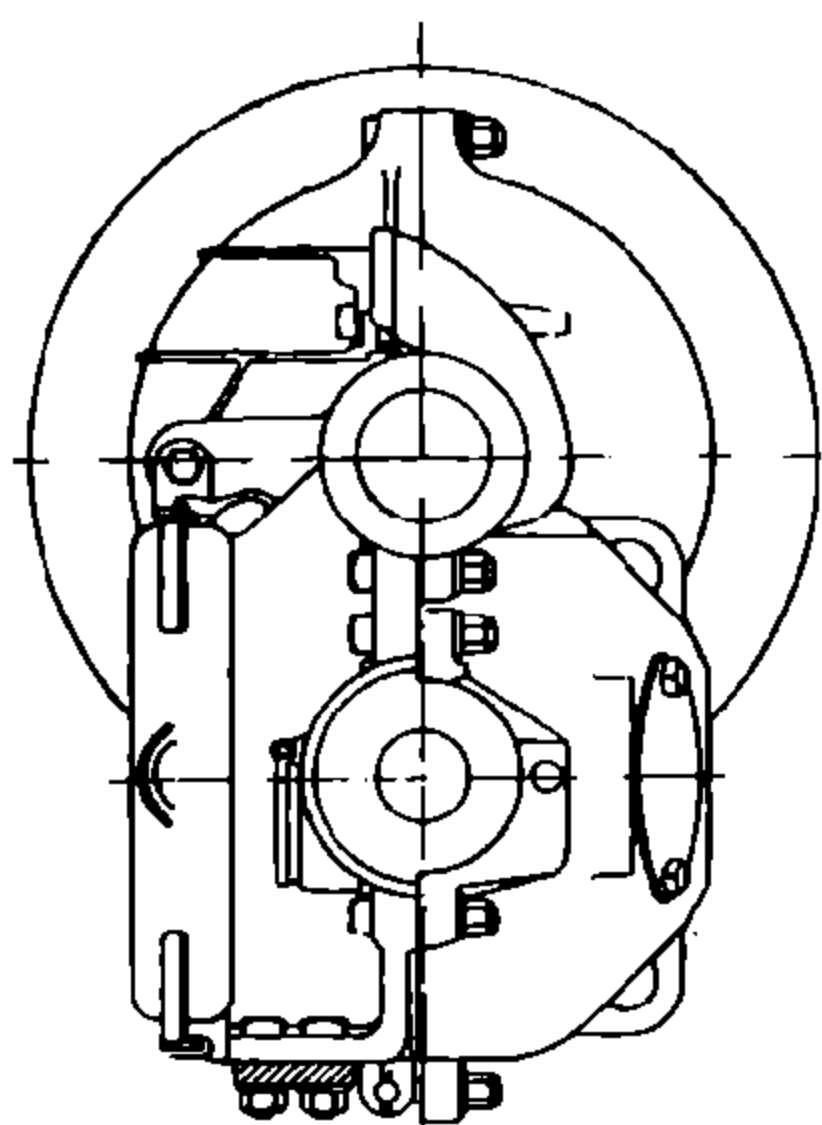
Моторная траверса укрепляется на раме тележки 4. Диаметр дыр в концах траверс более диаметра болтов 2, вследствие чего моторная траверса вместе с двигателем имеет возможность перемещаться в горизонтальной плоскости.

Моторно-траверсные пружины смягчают удары, получаемые двигателем от осей колесных пар. С противоположной стороны моторной траверсы двигатель подвешивается на ось колесной пары на моторно-осевых подшипниках 6.

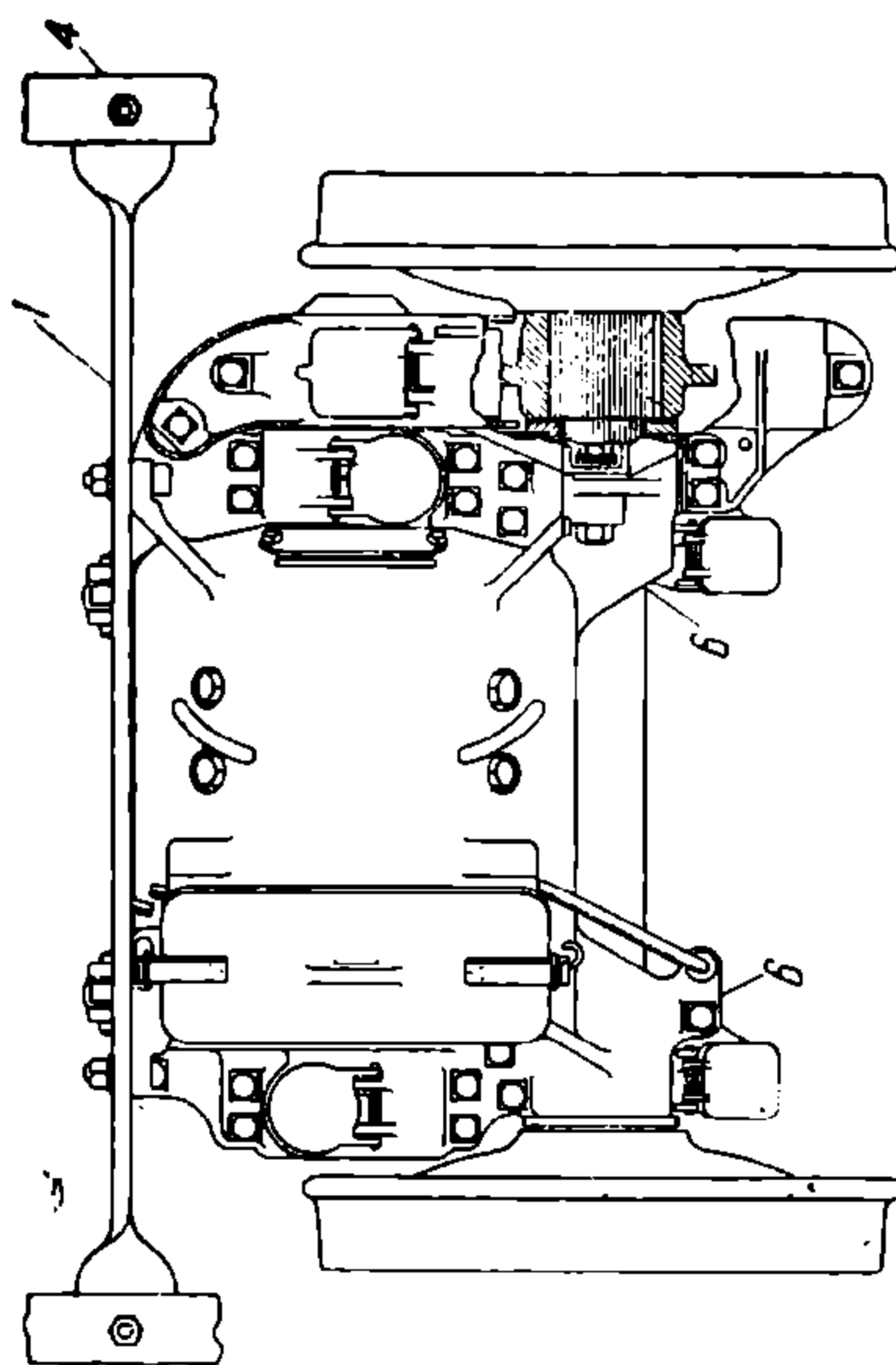
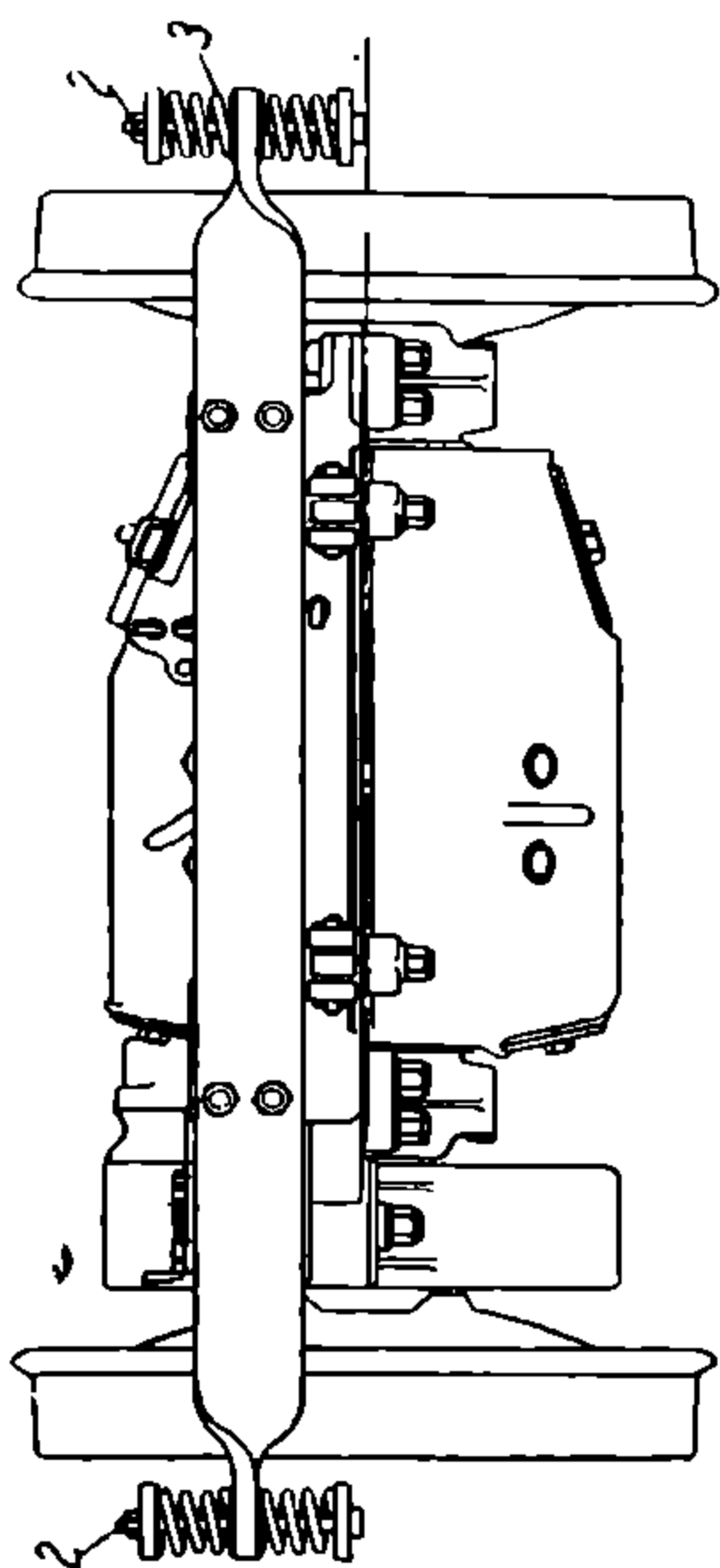
Для предупреждения продольного перемещения двигателя по оси у ступицы колесного центра устанавливается установочное кольцо (распорная

муфта), которой и регулируется продольное перемещение двигателя на вагонной оси (фиг. 201).

При подвеске двигателя на тележке предусматривают возможность опускания кузова при просадке рессор. Поэтому расстояние от верхней точки двигателя должно быть таким, чтобы при самых неблагоприятных условиях кузов не соприкасался с корпусом двигателя.



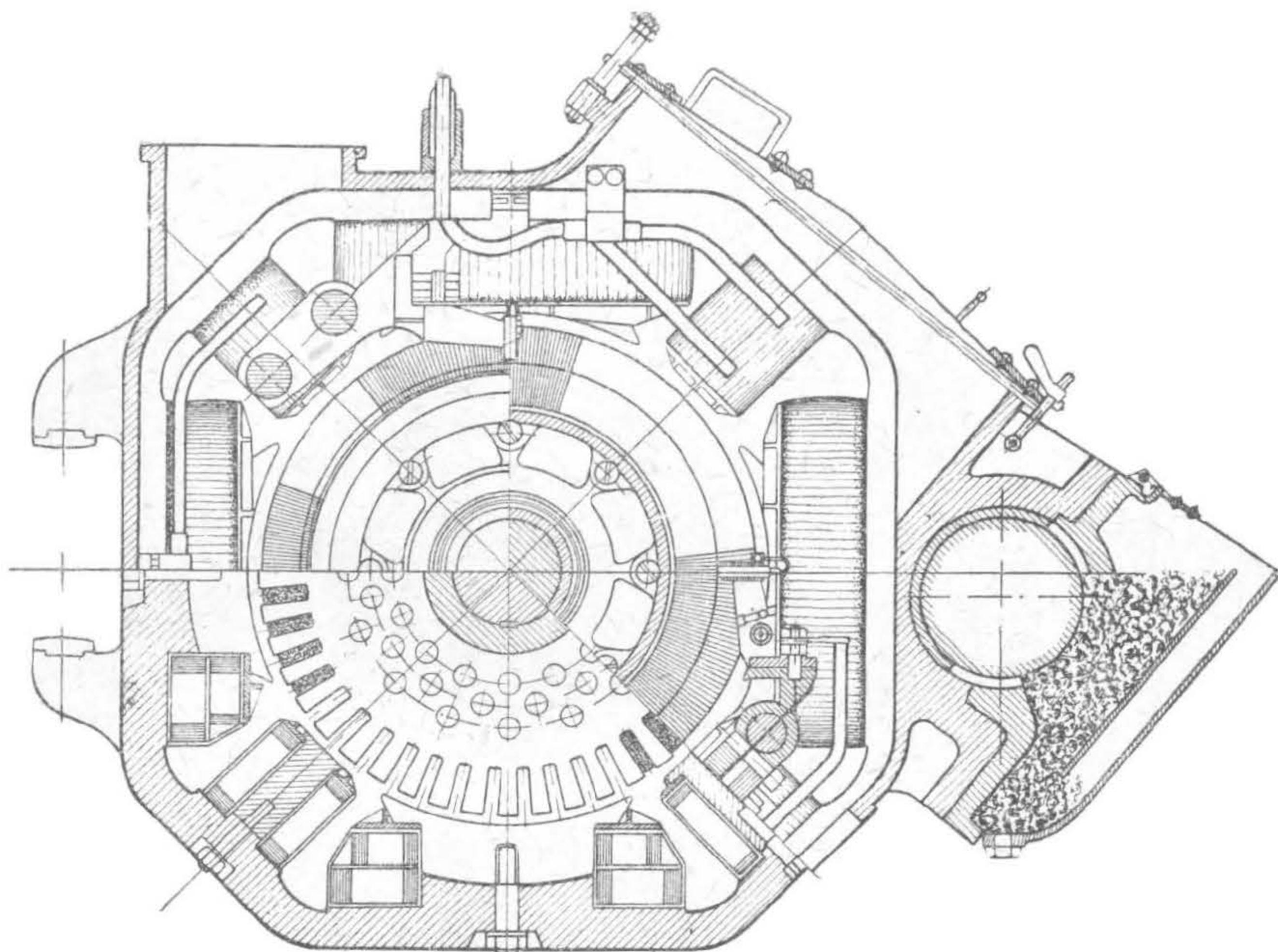
Фиг. 201.



Фиг. 200.

Указанная подвеска тяговых двигателей при помощи моторных траверс является распространенной и она удовлетворительно зарекомендовала себя в эксплуатации.

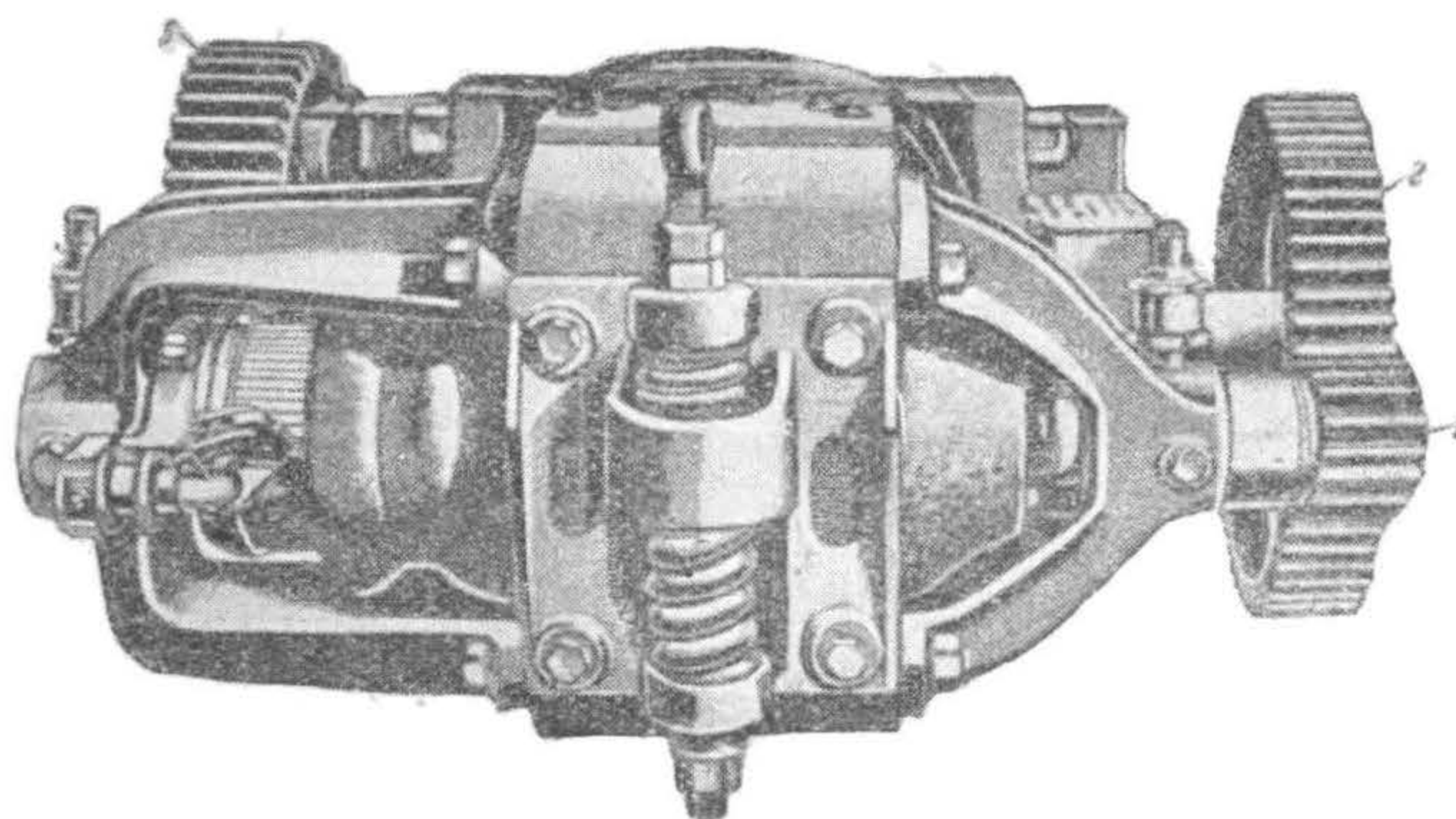
Другой способ подвески тяговых двигателей (фиг. 202) заключается в том, что на корпусе двигателя имеется прилив, которым двигатель через пружины опирается на траверсу, укрепленную на раме тележки. Указанный способ подвески двигателей чаще практикуется на моторных вагонах электрических железных дорог.



Фиг. 202.

### 117. Передача от двигателя к вагонной оси

Как уже говорилось выше с момента осуществления идеи электрической тяги вопрос о передаче движения от двигателя к вагонной оси осуществ-



Фиг. 203.

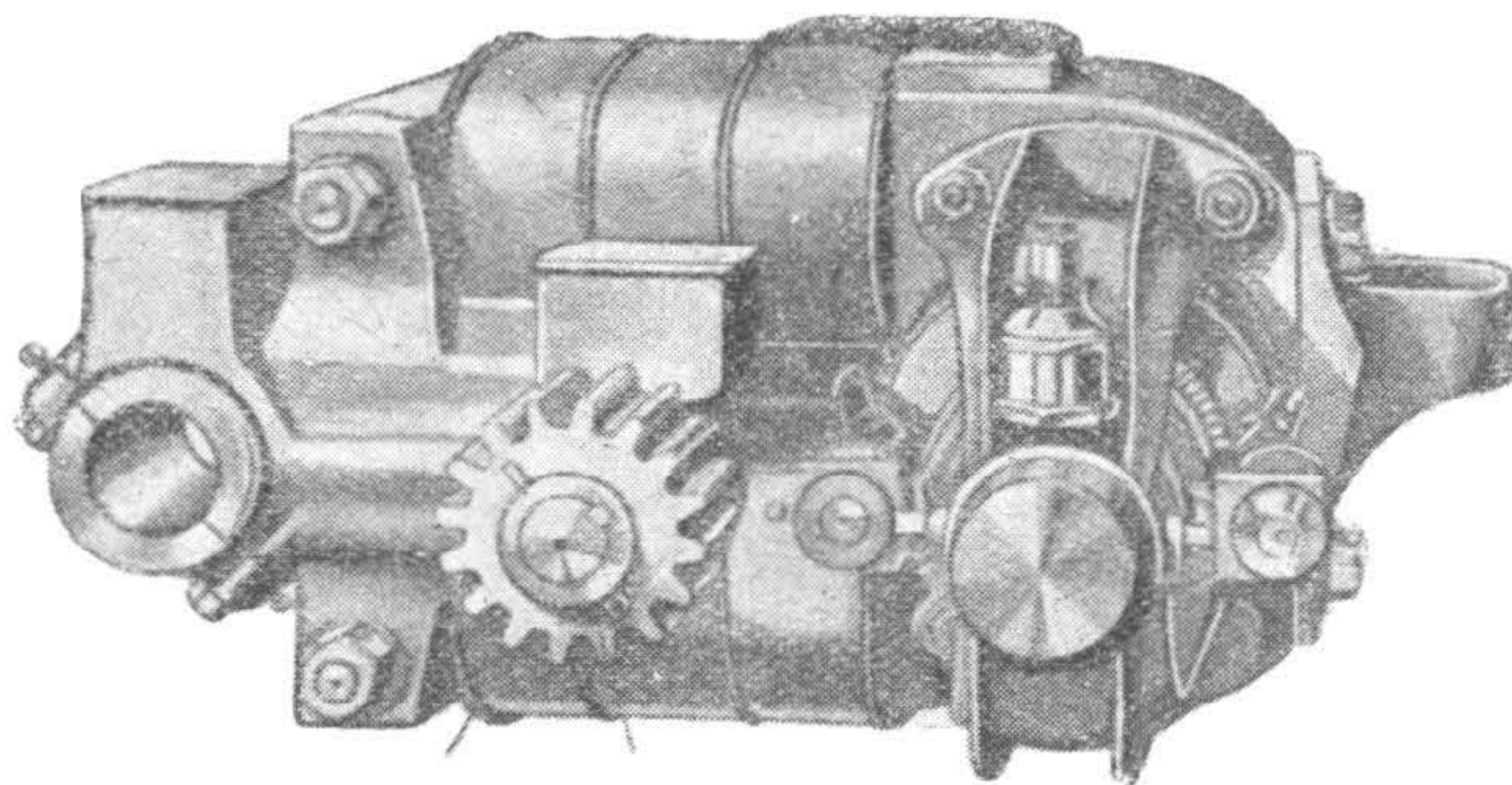
лялся самыми разнообразными путями. Однако одним из наиболее удобных устройств явилась зубчатая передача, дающая эту связь двигателя с осью.

Еще первые двигатели Спрага, построенные в конце XIX столетия, имели двойную зубчатую передачу, заключающуюся в следующем (фиг. 203 и 204).



Малая шестерня 1, сидящая на валу якоря двигателя, имела зацепление с большой шестерней 2, сидящей на отдельном валу 3, проходящем через корпус двигателя.

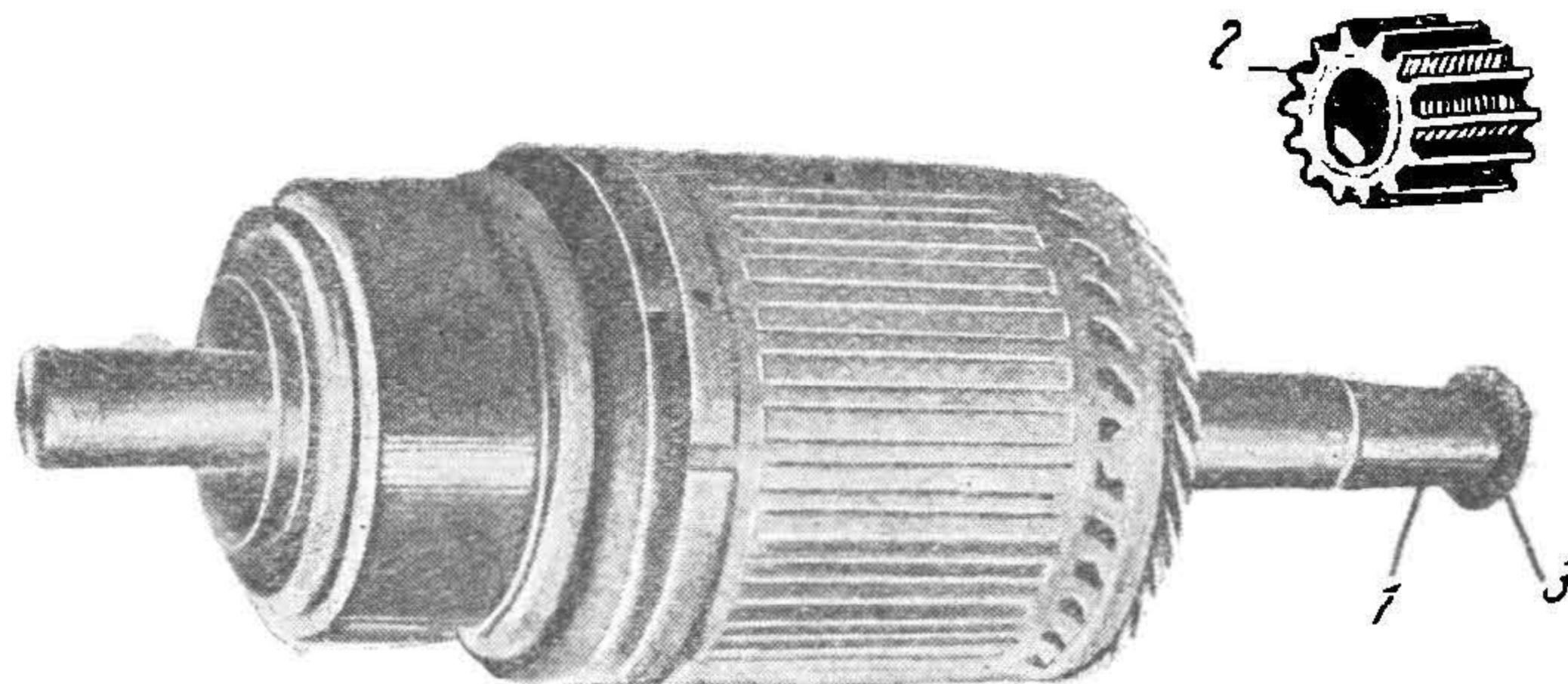
На противоположном конце вала 3 насажена вторая малая шестерня 4, которая и зацеплялась со второй большой шестерней 5, сидящей на вагонной оси.



Фиг. 204.

Наличие двойной зубчатой передачи увеличивало габаритные размеры двигателя и вместе с тем усложняло приводной механизм и создавало дополнительные расходы в эксплуатации на содержание и ремонт шестерен.

В настоящее время, при наличии качественной стали, имеется возможность изготовления шестерен с ординарной передачей.



Фиг. 205.

Выпускаемые в настоящее время шестерни изготавливаются с модулем от 6 до 9 при передаточном числе от 4,4 до 6,25.

Основные данные трамвайных шестерен приведены в таблице 21.

Ординарная передача от двигателя к вагонной оси при помощи шестерен осуществляется следующим образом.

На валу якоря двигателя насаживается малая шестерня, которая имеет в месте посадки конус и шпонку 1 (фиг. 205). Малая шестерня 2 укрепляется гайкой 3 и шайбой Гровера, предупреждающей ослабление шестерни.

Большая шестерня делается или разъемной из двух половин, скрепляемых 4 или 8 болтами (фиг. 206), или цельной неразъемной. Неразъемные



шестерни насаживаются на вагонную ось под гидравлическим давлением 25—30 т.

Разъемная большая шестерня насаживается на вагонную ось при помощи шпонки.

Укрепление большой шестерни на вагонной оси должно быть достаточно надежным для предупреждения ее от ослабления.

При изготовлении шестерен предъявляются следующие требования.

Большие шестерни отливается из мартеновской стали и после отливки подвергаются обязательному отжигу с последующим медленным охлаждением.

Отливка шестерен должна быть чистой — без раковин, трещин и расслоений.

В местах, подвергающихся обработке, шестерня должна иметь соответствующие припуски для получения чистых чертежных размеров.

Из каждой плавки на 4 шестернях делаются специальные приливы для получения из них образцов, подвергающихся испытаниям.

Испытуемые образцы должны удовлетворять следующим условиям:

а) содержание фосфора и серы в материале шестерни не должно быть в сумме более 0,1%;

б) временное сопротивление на разрыв не должно быть менее 55 кг/мм<sup>2</sup>;

в) предел пропорциональности не менее 30 кг/мм<sup>2</sup>;

г) удлинение не менее 15%.

Стяжные болты должны изготавливаться из стали СТ-6 с разрывным усилием 60—70 кг при удлинении не менее 12%.

Обработка литых шестерен производится следующим способом.

Сперва обрезаются на литье прибыли, после чего протрагиваются места стыка у шестерни и высверливаются дыры для болтов, скрепляющих половины.

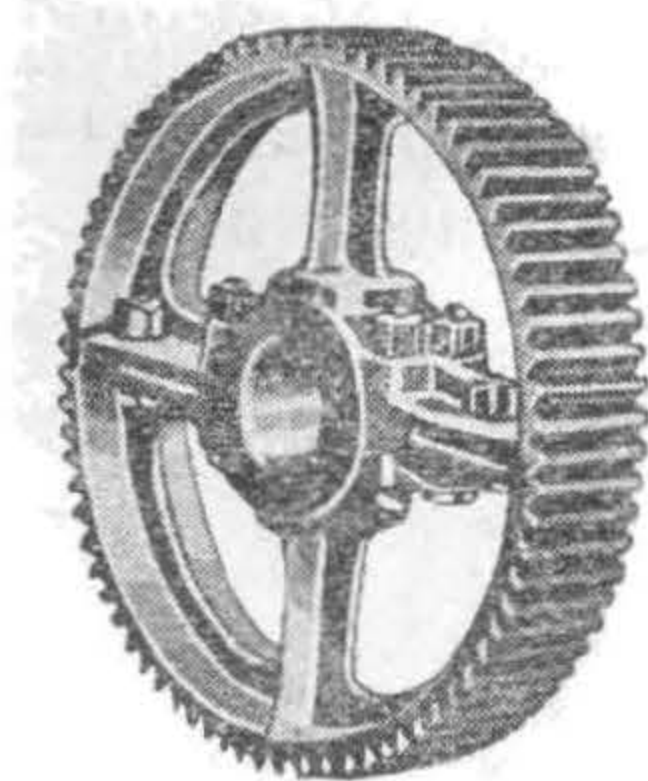
После скрепления половин болтами производится обточка шестерен и затем фрезеровка зубьев.

Обработка больших шестерен на фрезерном станке производится так, чтобы место разъема половин приходилось по впадине зуба, но не по самому зубу.

Фирма Метрополитен Виккерс изготавливает большие шестерни следующим способом (фиг. 207).

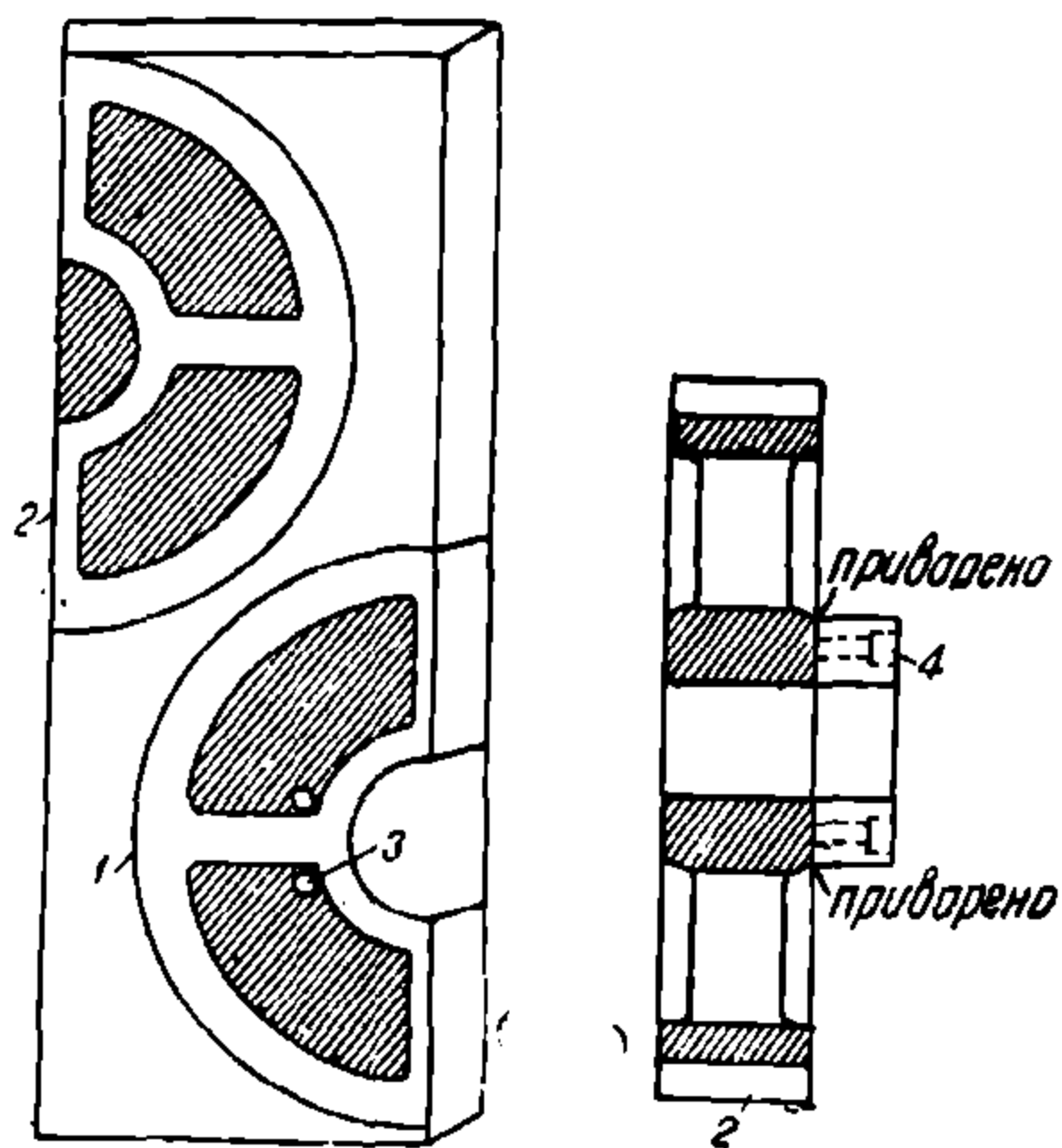
Данные зубчатой передачи тяговых двигателей

Тип мотора	Число зубцов шестерни		Передаточное число	Модуль
	малой	большой		
ДБ-2	15	71	4,73	9
ДМ-1а	15	73	4,86	8
ДР-3к	15	83	5,53	7
ДТУ-25	13	76	5,84	7
ДТУ-40	14	75	5,35	7
ПТ-35а	15	66	4,4	8
US-521а	15	75	5,0	8
GE-52	15	69	4,6	8
U-104а	16	88	5,5	7
AB-52	15	73	4,86	8,0
W-241а	16	91	5,68	6,5
Д-56	16	100	6,25	6,0
ДК-11	17	91	5,35	6,5



Фиг. 206.

Из лафетной стали толщиной 120—135 мм автогеном вырезаются две половины 1 и 2. Резка металла начинается с дыр 3, высверленных сверлом 12 мм.



Фиг. 207.

Скорость резки металла при давлении кислорода в 5—7 кг/см достигается в 100—110 мм в минуту.

Лафетная сталь для шестерен выбирается со следующими техническими условиями.

Временное сопротивление на разрыв 72—83 кг/мм<sup>2</sup>, предел упругости 36—42 кг/мм<sup>2</sup> и удлинение 15%.

Анализ стали: С — 0,5—0,6%

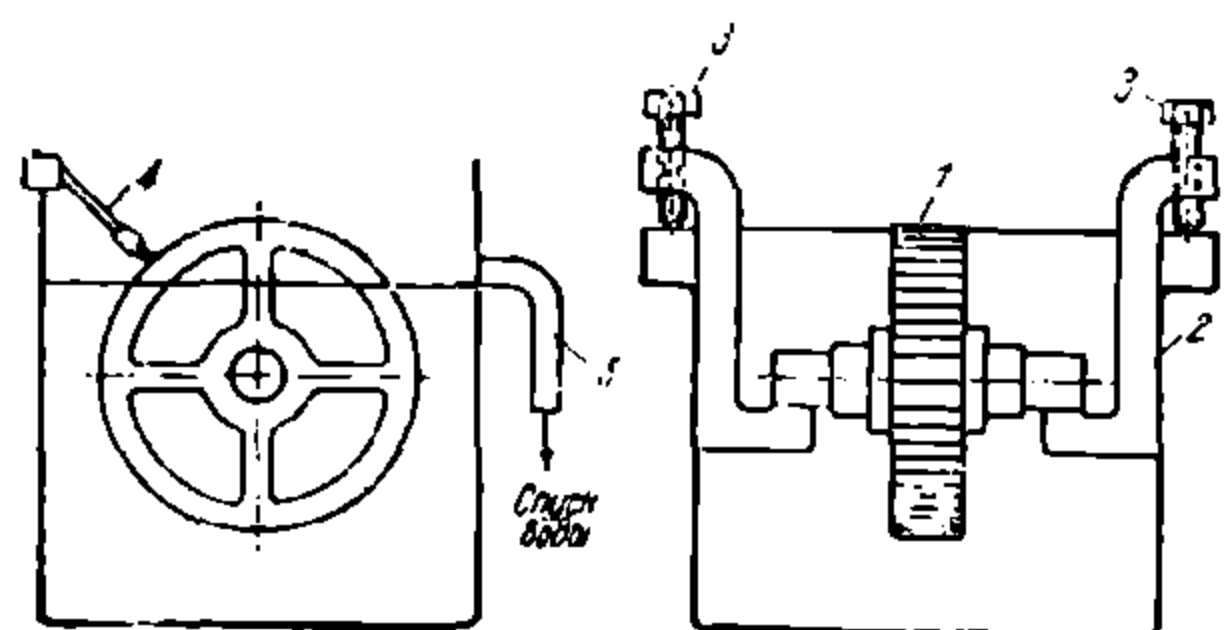
Мп — 0,4—0,8%

P — 0,05%

S — 0,05%

Si — 0,3%

Fe — остальное.



Фиг. 208.

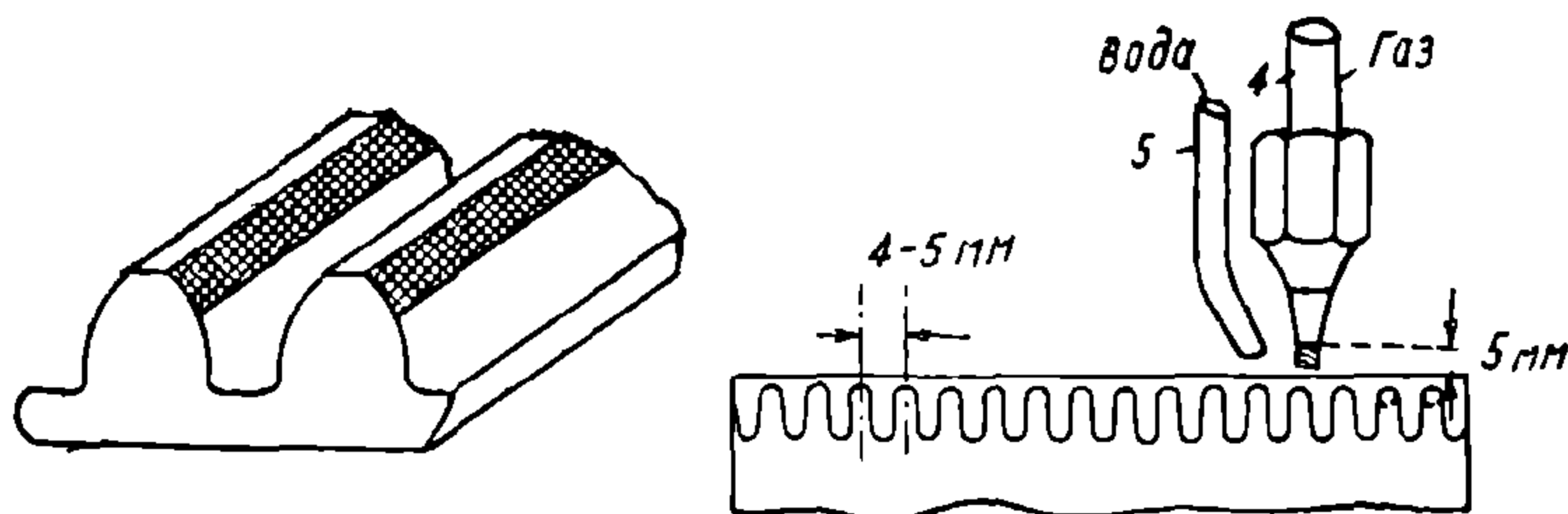
После вырезки половин шестерен дальнейшая обработка шестерен производится так же, как и при литых шестернях.

Утолщение для втулки шестерни производится посредством стальных полуколец 4, привернутых и приваренных к половинам шестерен 2 (фиг. 207).

Главной операцией в изготовлении указанных шестерен является термическая обработка зубьев.

Закалка головок зубьев шестерен производится кислородно-ацетиленовым пламенем с одновременным охлаждением водой закаленной поверхности. Закалке подвергается только головка зуба на глубину 1,2—1,4 мм. Процесс закалки зубьев заключается в следующем.

Шестерня 1 погружается в ванну с водой и покоится на кронштейнах 2 (фиг. 208), высота подвески которых регулируется винтами 3.



Фиг. 209.

К зубьям шестерни подносится горелка 4 с трубкой для воды. Горелка устанавливается на расстоянии 5 мм от поверхности зуба. Пламя горелки движется по волне с шагом 4—5 мм и амплитудой, равной модулю закаливаемой шестерни (фиг. 209).



Давление кислорода при закалке принимается 2,7-3,3

Процесс закалки продолжается для одного зуба длиной от 100 до 125 мм от 25 до 35 секунд.

На изготовление всей шестерни с закалкой головок зубьев требуется

1) на заготовку: резка автогеном . . . . .	2,5 час.
2) на обработку: прострожка, обточка на токарном станке, сверление дыр для болтов и пр. .	12,0
3) закалка головок зубьев . . . . .	1,5
Всего таким образом на изготовление одной шестерни требуется	16

Изготовленные таким способом шестерни по данным фирмы имеют пробег в эксплуатации от 450 000 до 560 000 км, что по времени работы составляет 6—7 лет.

Более совершенными большими шестернями являются цельные неразъемные шестерни (фиг. 210).

Ступица 1 и диск 2 неразъемной шестерни отливаются из мартеновской или бессемеровской стали.

Обод 3 шестерни изготавливается из прокованной стали высокого качества, типа никелевой, хромо-никелевой и др.

Обод шестерни делается съемным и в случае преждевременного износа может быть заменен новым. Такие же неразъемные шестерни изготавливаются цельными литыми со сплошным ободом, составляющим со ступицей и диском одно целое.

Зацепления для шестерен трамвайных вагонов СССР в настоящее время применяется трех типов: эвольвентное, типа АЕГ (ВЭК) и Динамо-Мааг (фиг. 211).

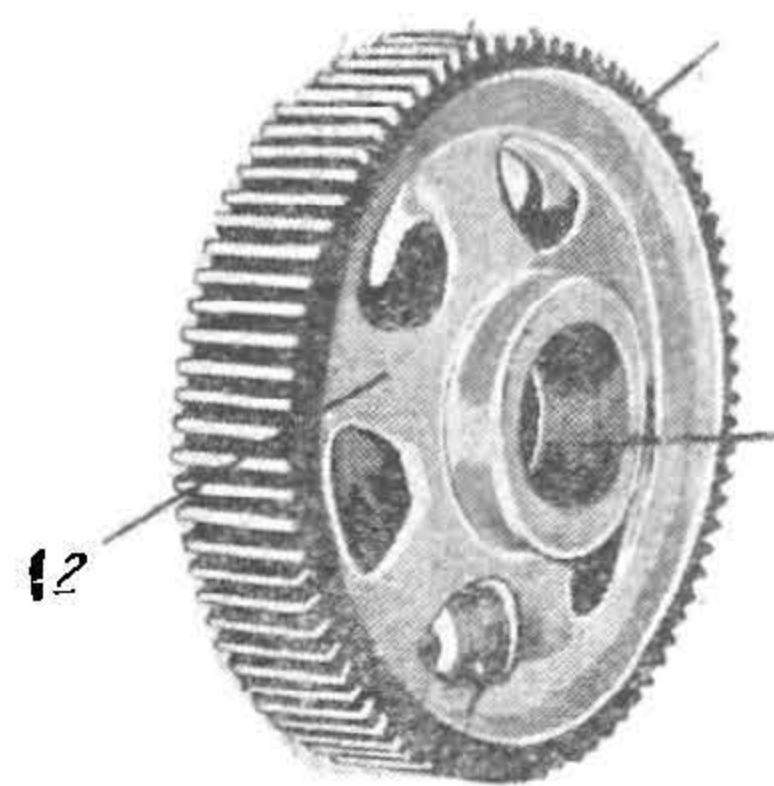
Последние два зацепления АЕГ и Динамо-Мааг зарекомендовали себя вполне удовлетворительно, так как при указанных зацеплениях получается короткий и толстый у основания зуб, тогда как при эвольвентном зацеплении зуб у основания тоньше, чем в среднем сечении, что создает условия для поломки зубьев при неудовлетворительной отливке шестерни.

Допуски, разрешаемые для новых разъемных шестерен, следующие:

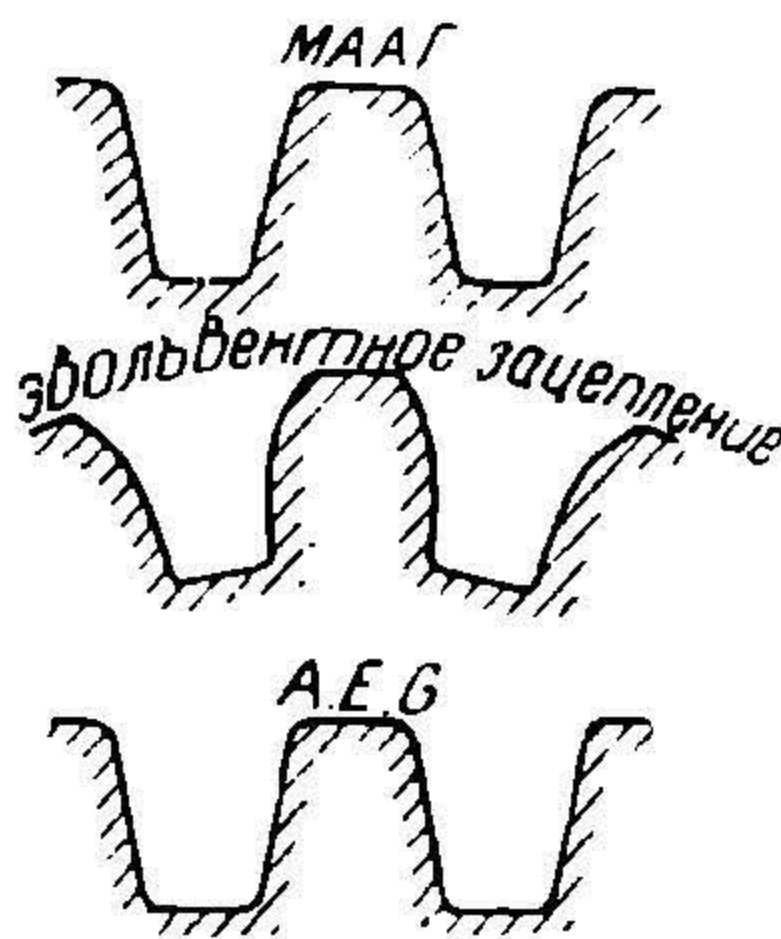
- а) по наружному диаметру шестерни  $\begin{matrix} + 0 \text{ мм} \\ - 0,25 \text{ мм} \end{matrix}$ ;
- б) по ширине обода  $\pm 0,5 \text{ мм}$ ;
- в) в диаметре расточки ступицы шестерни  $\begin{matrix} - 0 \text{ мм} \\ + 0,05 \text{ мм} \end{matrix}$ .

Эти допуски устанавливаются для шестерни, свернутой всеми болтами, с проложенной в стыке ступицы прокладкой, толщиной 0,5 мм и шириной 70 мм;

- г) в длине ступицы  $\pm 0,5 \text{ мм}$ ;
- д) по толщине зуба по всей высоте  $\begin{matrix} + 0 \text{ мм} \\ - 0,2 \text{ мм} \end{matrix}$ .



Фиг. 210.



ВЭК

Фиг. 211.

УДУИТ  
(ДИПТ)

е) по высоте зуба  $\begin{matrix} -0 \text{ мм} \\ +0,5 \text{ мм} \end{matrix}$ ;

ж) диаметры стяжных болтов должны иметь допуски  $\begin{matrix} +0 \text{ мм} \\ -0,1 \text{ мм} \end{matrix}$ .

Малые шестерни изготавливаются из мартеновской стали. Болванки для шестерен после отливки проковываются, после чего подвергаются обработке на станках.

Последние годы вследствие недостатка в стальном литье малые шестерни часто изготавливаются из старых, забракованных вагонных или паровозных осей, причем если диаметр болванок мал, то последние подсаживаются под молотом, после чего они обрабатываются. Малые шестерни после обточки и фрезеровки подвергаются термической обработке в виде закалки или цементации.

Срок службы малых шестерен при нормальных условиях эксплуатации определяется пробегом в 25 000—30 000 км. Большие литые шестерни имеют пробег 100 000—120 000 км.

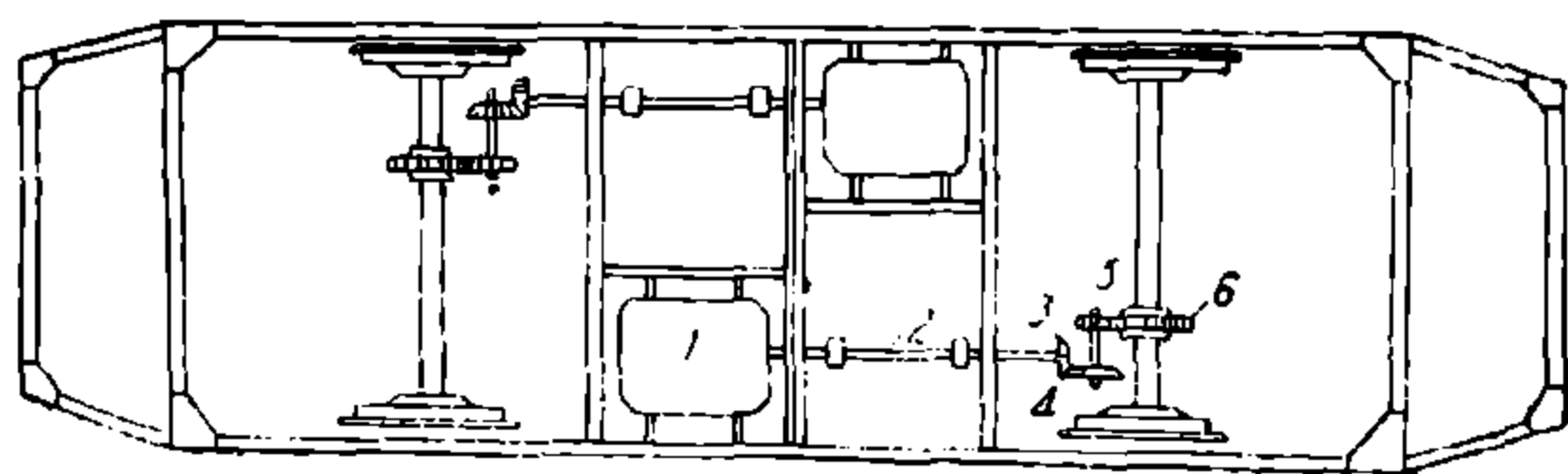
### 118. Карданная передача

Стремление пользоваться быстроходными тяговыми двигателями вызвало необходимость применения вместо шестерен других видов передач от двигателя к вагонным осям.

Вполне подходящим типом такой передачи является карданная передача.

Карданная передача (фиг. 212) осуществляется следующим способом.

Вал тягового двигателя 1 шарниром Гука соединен с передаточным валом 2, на конце которого насажена коническая шестерня 3, имеющая за-



Фиг. 212.

цепление с шестерней 4. Коническая шестерня 4 находится на одном валу с цилиндрической шестерней 5, имеющей зацепление с шестерней 6, сидящей на вагонной оси.

Вся шестеренная передача заключена в картер, куда заливается смазка.

Благодаря такому устройству достигается возможность эластичной подвески двигателя на кузове и уменьшается шум зубчатой передачи, работающей в картере с маслом.

Главным же преимуществом карданной передачи является возможность применения быстроходных двигателей, которые получаются при этом компактными и облегченными.

Карданная передача на трамвае нашла себе широкое применение в заграничной практике, особенно в Америке.

### 119. Шестеренные кожухи

Шестеренный кожух служит для защиты шестерен и смазки от загрязнения.

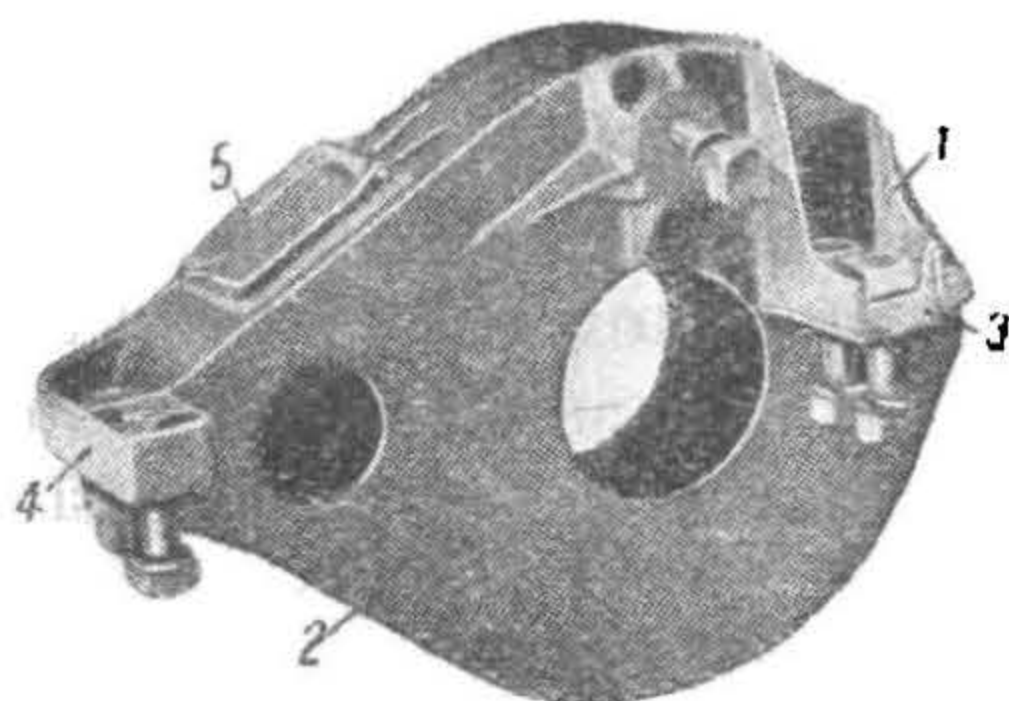
Шестеренный кожух (фиг. 213) состоит из двух половин 1 и 2 и изготавливается из листового железа толщиной 2—3 мм. Кожух имеет кронш-



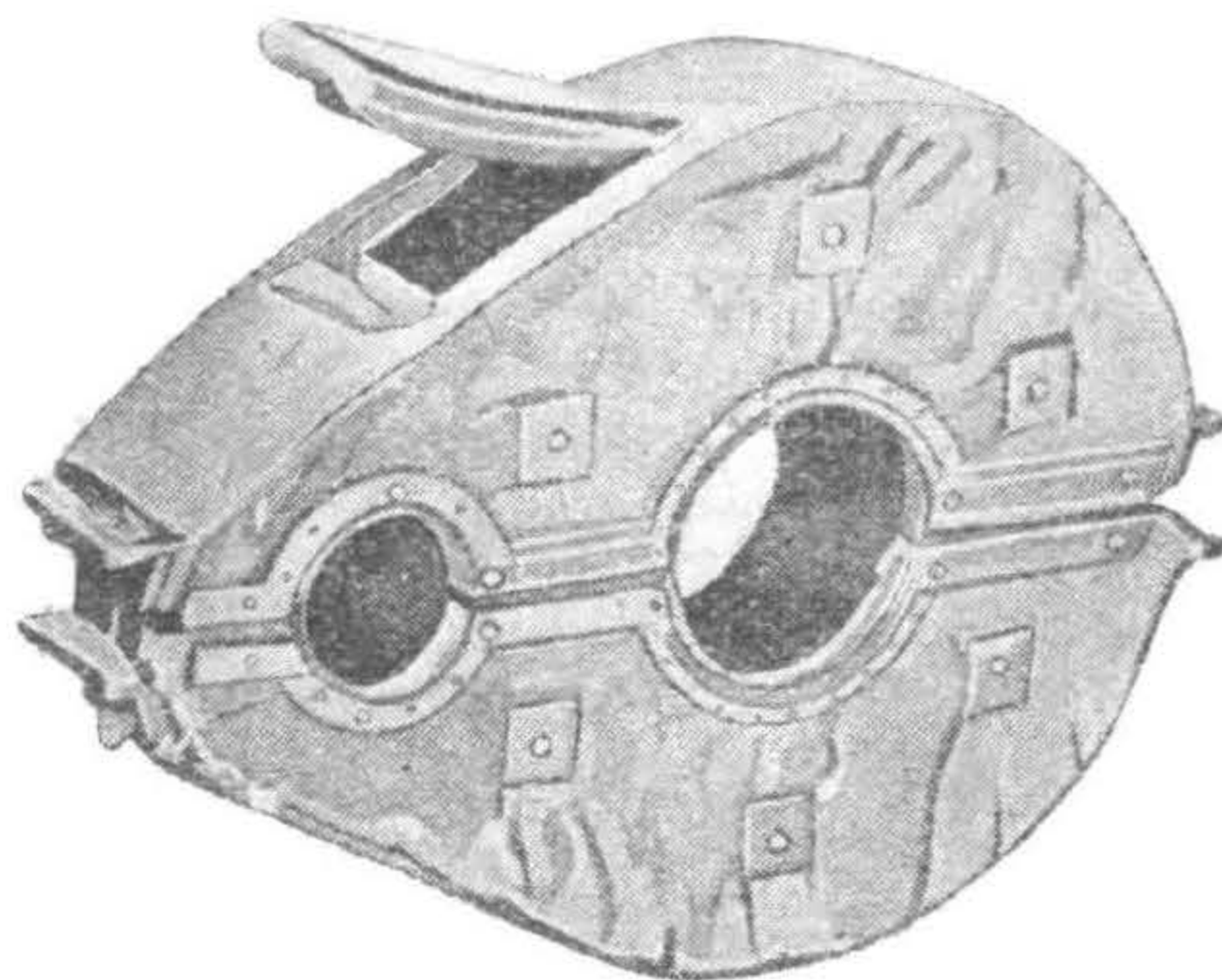
тейны 3 и 4, посредством которых он укрепляется к корпусу тягового двигателя. Половины 1 и 2 кожуха скрепляются болтами. В верхней части кожуха имеется крышка 5, через которую закладывается смазка для шестерен.

В качестве смазки для шестерен применяется солидол или графитная мазь, текол Т.

Так как шестеренные кожухи при движении вагона дают значительный шум, особенно при ослаблении крепления половин кожуха, в американской



Фиг. 213.

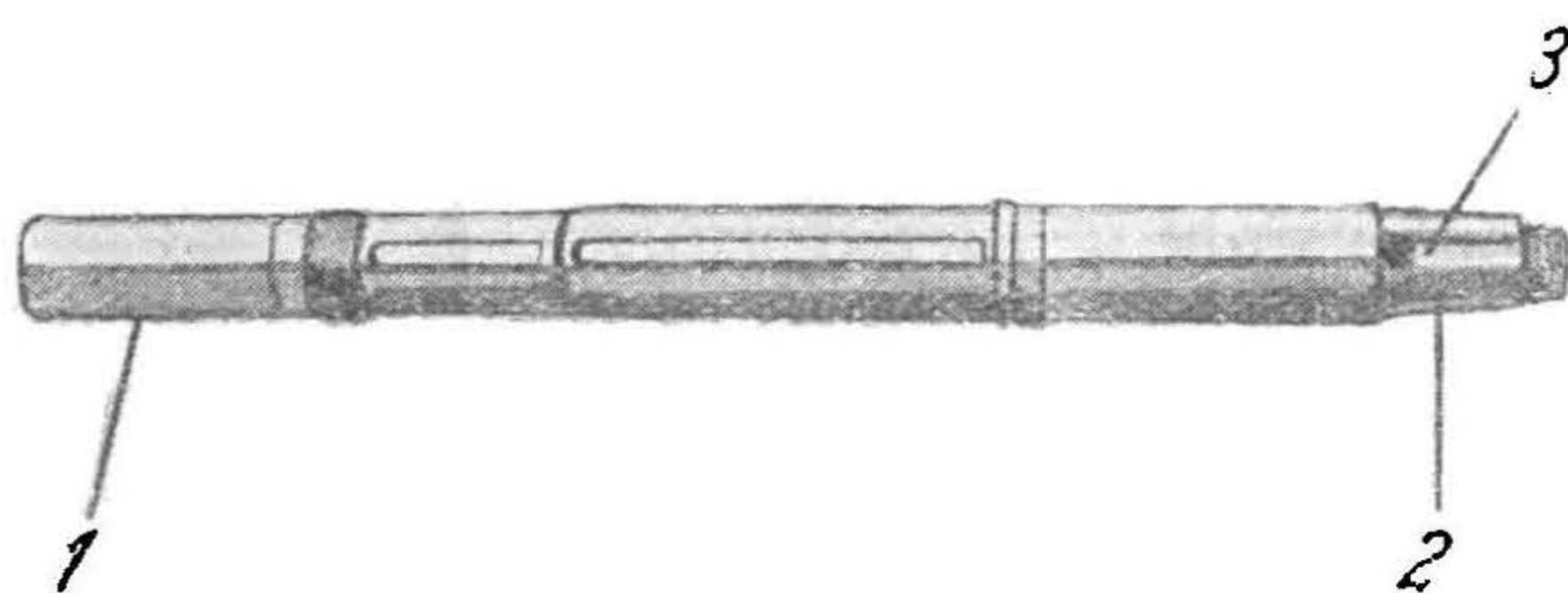


Фиг. 214.

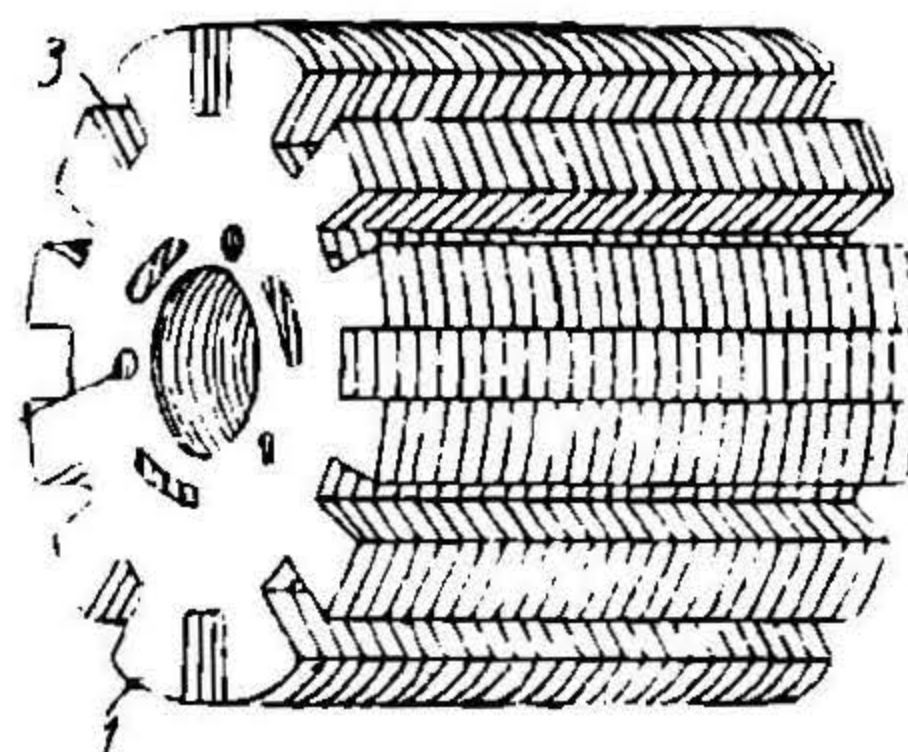
трамвайной практике стали применять кожухи, обитые снаружи войлоком с брезентом (фиг. 214). Такая защита кожуха в значительной степени заглушает шум, получаемый при работе шестерен и дребезжании кожуха.

## 120. Якорь

Якорь для тяговых двигателей изготавливается барабанного типа. Вал якоря (фиг. 215) изготавливается из высококачественной стали, которая должна



Фиг. 215.



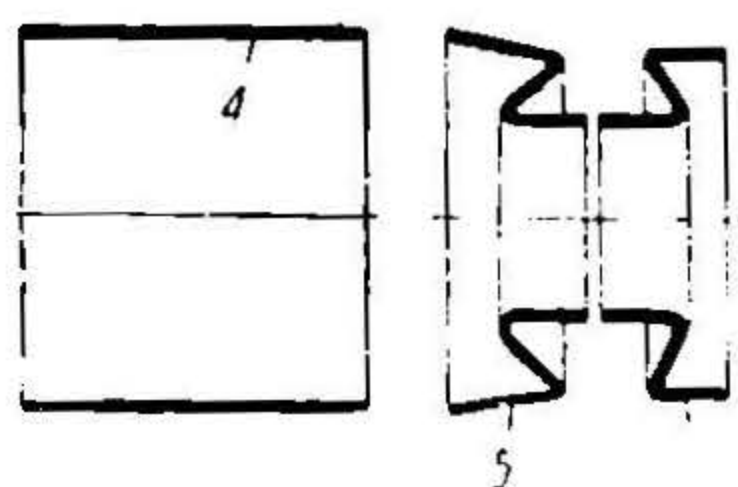
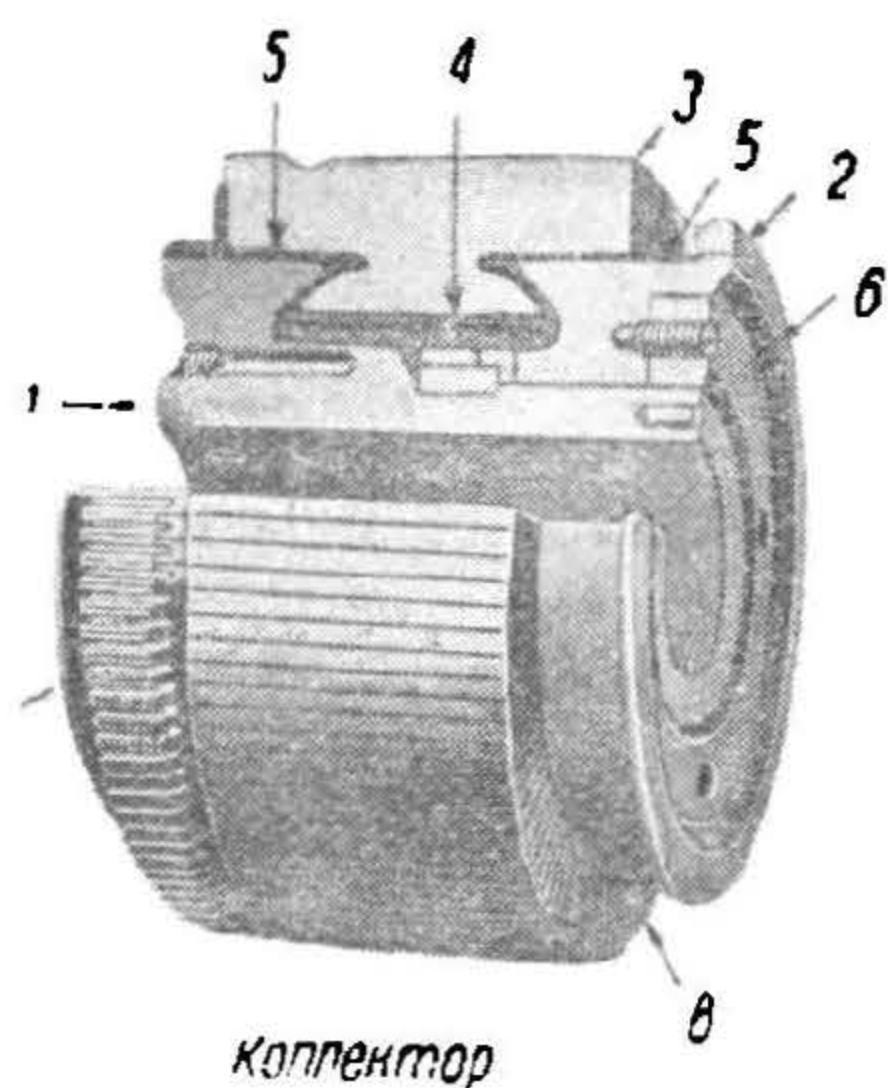
Фиг. 216.

иметь высокий предел пропорциональности порядка  $40—55 \text{ кг/мм}^2$  для того, чтобы при возможных изгибах вала не получилось остаточных деформаций.

Болванка для якорного вала проковывается и затем термически обрабатывается, после чего обтачивается.

Шейка 1 якорного вала со стороны коллектора цилиндрическая и с противоположной стороны коническая. Шейка 2 имеет шпонку 3 для шестерни. На вал напрессовывается якорное железо (бобина) (фиг. 216), состоящее





Фиг. 217.

из листового легированного железа 1 толщиной 0,35—0,5 мм, проложенного папиросной бумагой толщиной 0,04—0,06 мм.

Внутри якорного железа имеются вентиляционные каналы 2, охлаждающие железо внутри бобины.

В пазах 3 якорного железа укладываются секции обмотки якоря.

Бобина напрессовывается на якорный вал, на якорную втулку, которая удерживается на валу при помощи шпонки (фиг. 215). На современных тяговых двигателях якорное железо насаживается на вал без втулки.

Коммутатор (фиг. 217) состоит из втулки 1, которая насаживается на якорный вал.

На втулке 1 при помощи миканитовых конусов 5 втулки 4 и закрепительных шайб 2 и 6 укрепляются коммутаторные медные пластины 3, имеющие петушки 7, в которые закладываются концы обмотки якорных секций.

Коммутаторная пластина 3 имеет форму ласточкина хвоста, которым она укрепляется на коммутаторной втулке.

Собранный коммутатор протачивается на токарном станке, после чего подвергается продороживанию слюды между ламелями.

Продороживание слюды производится специальным приспособлением; глубина канавок между коммутаторными ламелями допускается 1—1,5 мм. При более глубоких канавках последние заполняются грязью или угольной пылью, отчего может быть замыкание между ламелями.

Продороженные коммутаторы работают без чистки более продолжительный срок, чем непродороженные.

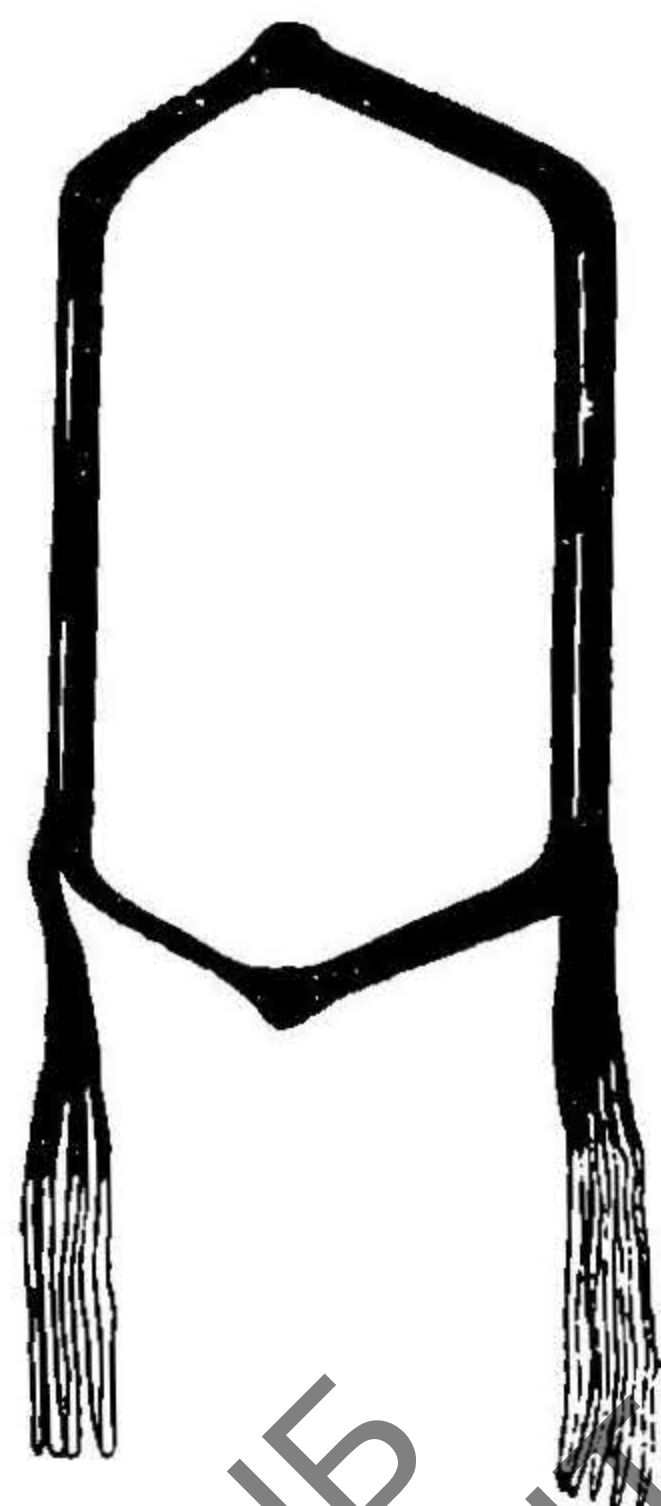
На непродороженных коммутаторах медь срабатывается раньше слюды и последняя, выступая на поверхности коммутатора, вызывает искрение щеток и быстро загрязняет коммутатор.

Между коммутаторными пластинами 3 и кольцом 2 на миканитовом конусе наматывается шнуровой бандаж типа английского крученого шпагата толщиной 2—2,5 мм и сверху покрывается электроэмалевым лаком.

На современных двигателях закрепление коммутаторных пластин осуществляется при помощи болтов, а не шайбой, как это показано на фиг. 217.

Якорная обмотка на тяговых двигателях выполняется из отдельных секций (фиг. 218), заготовленных заранее на специальных шаблонах.

Новые секции перед обмоткой их тафтяной лентой нагреваются в печи до 80°C, после чего горячими погружаются в пропиточный светлый лак. Секция держится в лаке до тех пор, пока прекратится выделение воздушных пузырьков на поверхности лака. После этой



Фиг. 218.



пропитки секции высушиваются в печи при температуре  $80-85^{\circ}\text{C}$  в течение 12 часов.

Высушенные секции обматываются тесьмой из кембрика, а сверху накладывается киперная лента.

Обмотанные лентой секции подвергаются повторному пропитыванию в лэке и сушатся вновь при температуре  $90^{\circ}\text{C}$  в течение 12 часов.

Между секцией и пазами в железе якоря, а также между верхним и нижним слоями головок секции (фиг. 219) закладываются прокладки из леатероида и пресшпана. Такие же прокладки делаются на втулках якорного железа со стороны коллектора и шестерни. Концы якорных секций, входящие в петушки, должны быть залужены.

На фиг. 220 показан паз в разрезе.

После укладки концов секций в петушки перед запайкой их производится проверка состояния изоляции обмотки по отношению к корпусу, для чего к коллектору и валу якоря подводится переменный ток  $2\text{ в} + 1000\text{ в}$  в течение 1 минуты. Если при этом испытании пробоя изоляции не обнаружится, обмотка считается принятой.

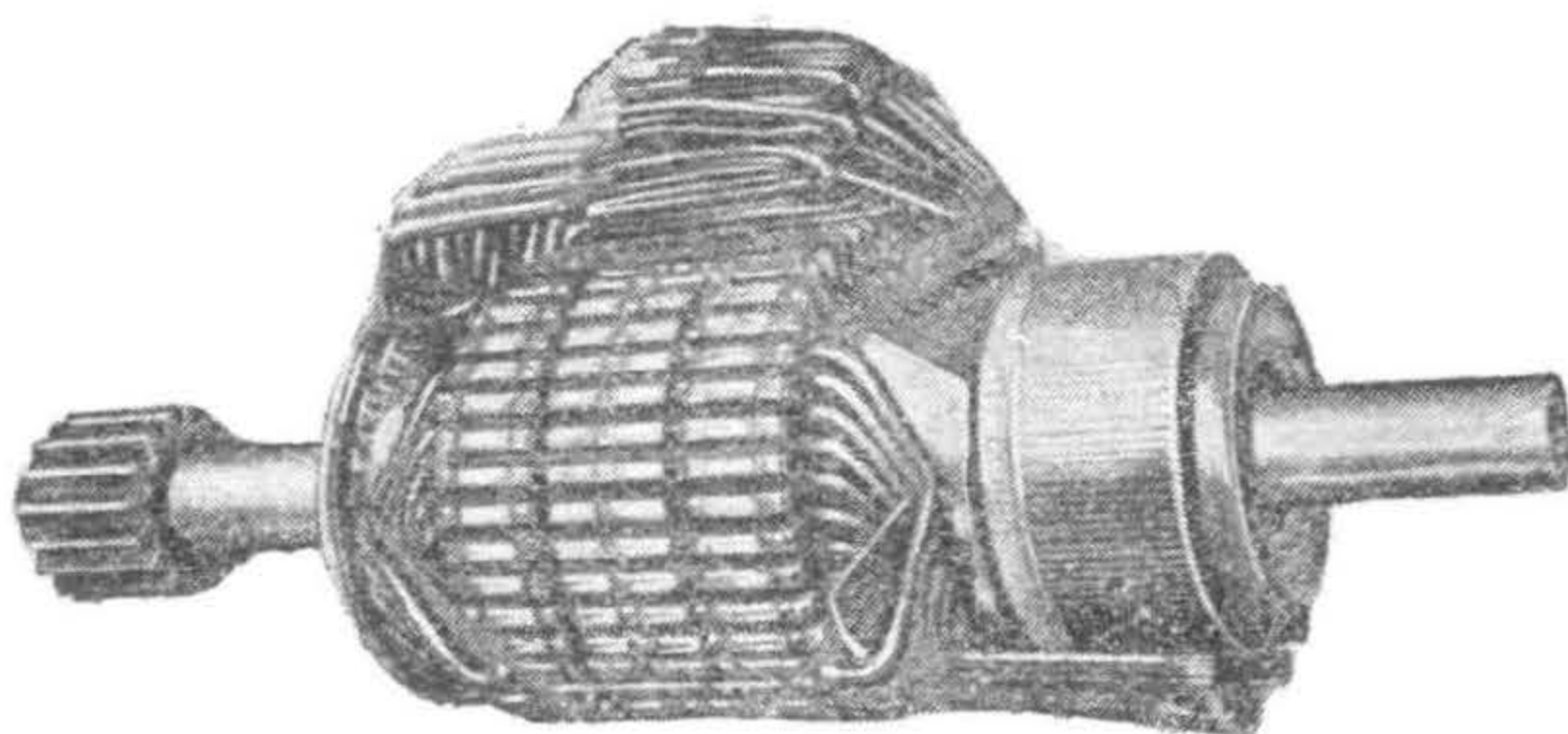
Правильность укладки концов в петушках проверяется по схеме, указанной на фиг. 221.

К коллектору в двух противоположных точках подводится через сопротивление  $R$  ток от аккумуляторной батареи. Затем концами испытательных проводников от миллиамперметра касаются двух соседних коллекторных ламелей.

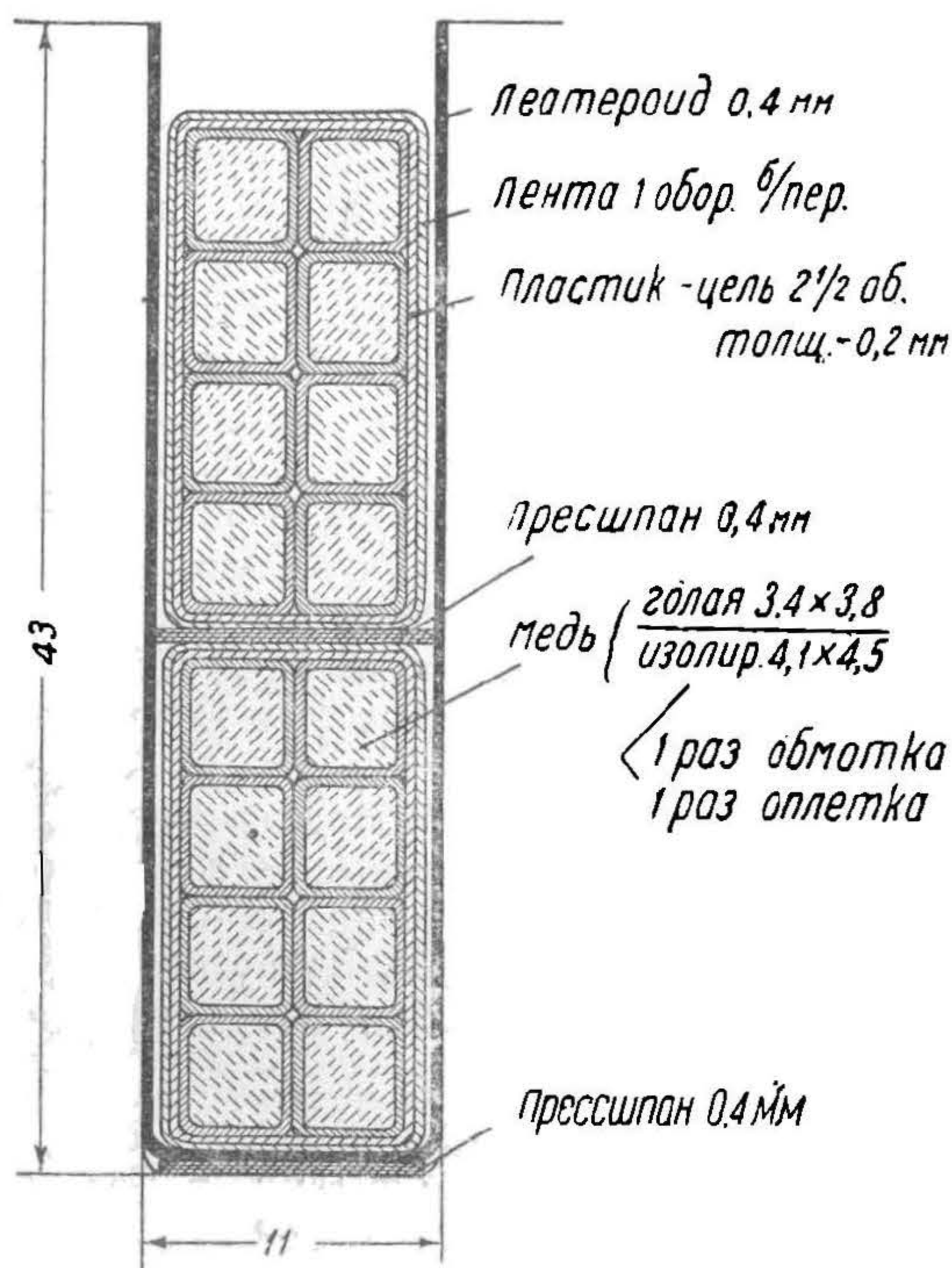
При касании проводниками 1 и 2 к ламелям, к которым

присоединяются перекрещенные концы якорных секций, показания миллиамперметра будут обратны предыдущим.

При касании же проводниками 1 и 2 одного правильного конца секции, а другого перекрещенного отклонения миллиамперметра будет вдвое более показаний между правильно заложеными концами секции.



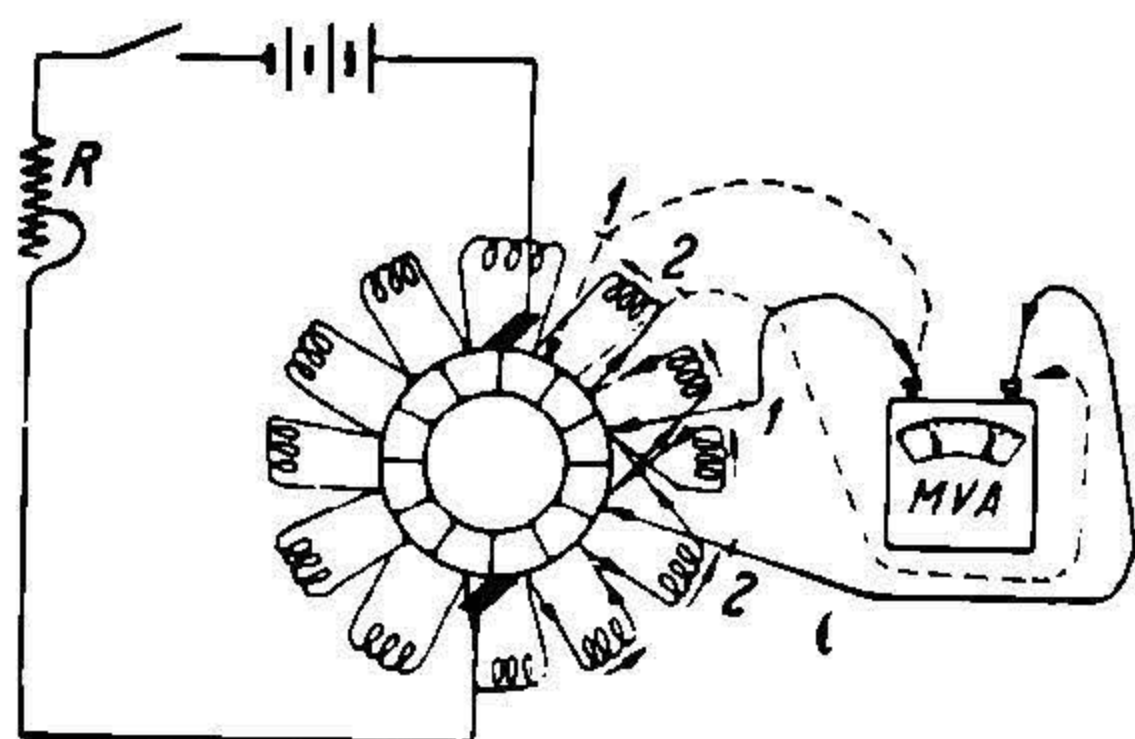
Фиг. 219.



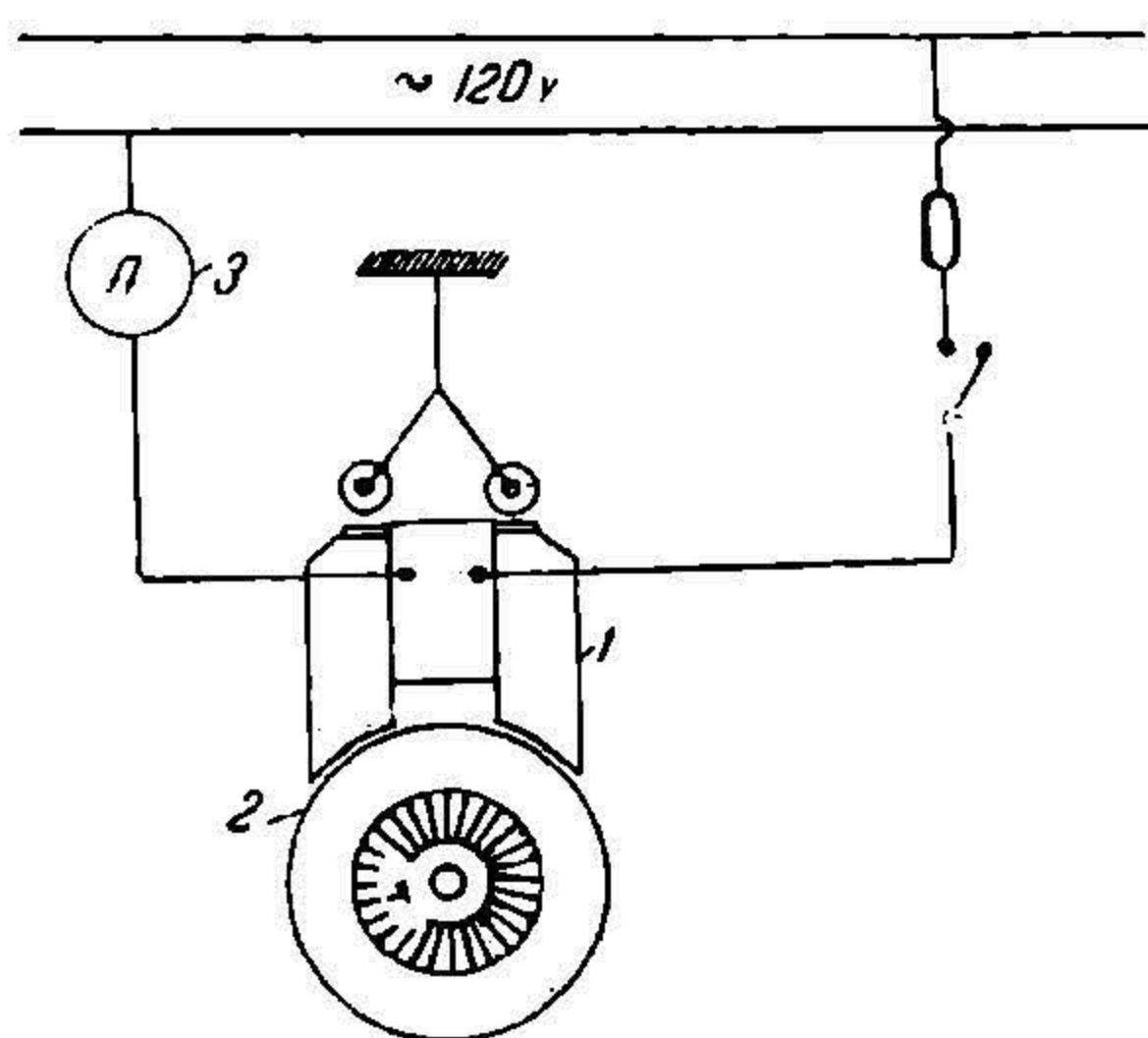
Фиг. 220.



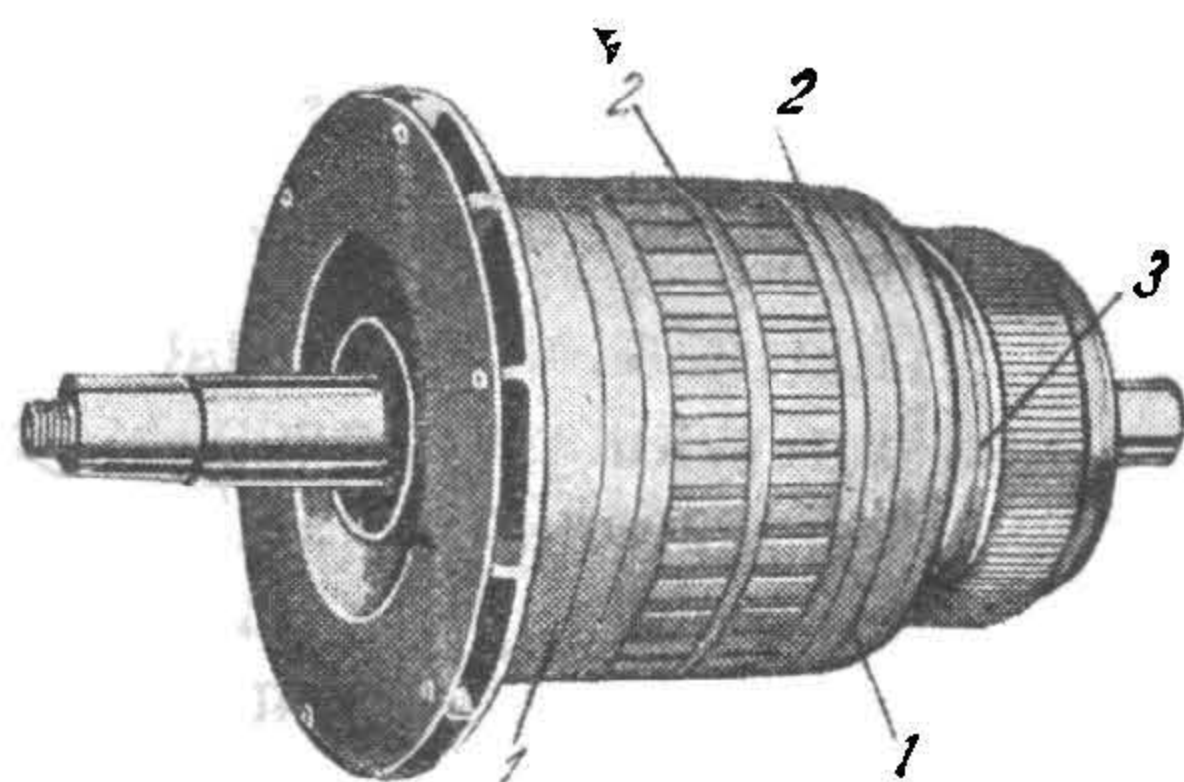
Кроме этого испытания якорь подвергается испытанию на замыкание между витками секций. Проверка обмотки на замыкание производится при помощи испытательного трансформатора 1 (фиг. 222).



Фиг. 221.



Фиг. 222.



Фиг. 223

Трансформатор 1 питается от осветительной сети переменного тока и подвешивается над испытуемым якорем 2.

По пазам якорного железа касаются железной пластинкой. При отсутствии коротко замкнутых секций железная пластинка, при движении ее по пазам якоря, издает равномерное дребезжание одинакового тона.

Если железная пластинка приходится против паза с коротко замкнутой секцией, то дребезжание ее усиливается, что служит указанием на неисправность обмотки якоря.

Такое же испытание возможно производить по наблюдениям за амперметром 3, включенным в цепь трансформатора. При положении трансформатора против коротко замкнутых секций стрелка амперметра отклоняется на больший угол.

После проверки якорных секций концы запаиваются в петушках, накладываются чехлы 1 (капоры), металлические бандажи 2 и шнуровые бандажи 3 (фиг. 223).

Для проволочных бандажей необходимо применять стальную луженую проволоку с разрывным усилием в  $120—130 \text{ кг/мм}^2$  и наматывать с натяжением  $75—90 \text{ кг}$ . Под бандаж подкладывается железная лента толщиной  $0,3 \text{ мм}$ .

По окружности бандажа через 3—4 паза ставятся железные луженые скобы толщиной  $0,3 \text{ мм}$ . Концы бандажной проволоки должны быть загнуты у скоб на  $5—6 \text{ мм}$ . Для пайки бандажей следует применять припой:

Олов )  
Свинец

1 часть  
1 часть

или

Олово .  
Свинец

1 часть  
2 части

В некоторых конструкциях тяговых двигателей проволочные бандажи заменяются деревянными клиньями, забиваемыми в пазы якорного железа.

Якорь подвергается балансировке сперва без обмотки (бобина с коллектором) и затем готовый якорь с уложенной обмоткой. Если якорь, положенный на балансировочный станок, будет поворачиваться в ту или другую сторону, то это будет служить указанием на неуравновешенность масс на якоре.

Балансировка якоря достигается заливанием свинца или постановкой ввертышей в якорную шайбу.

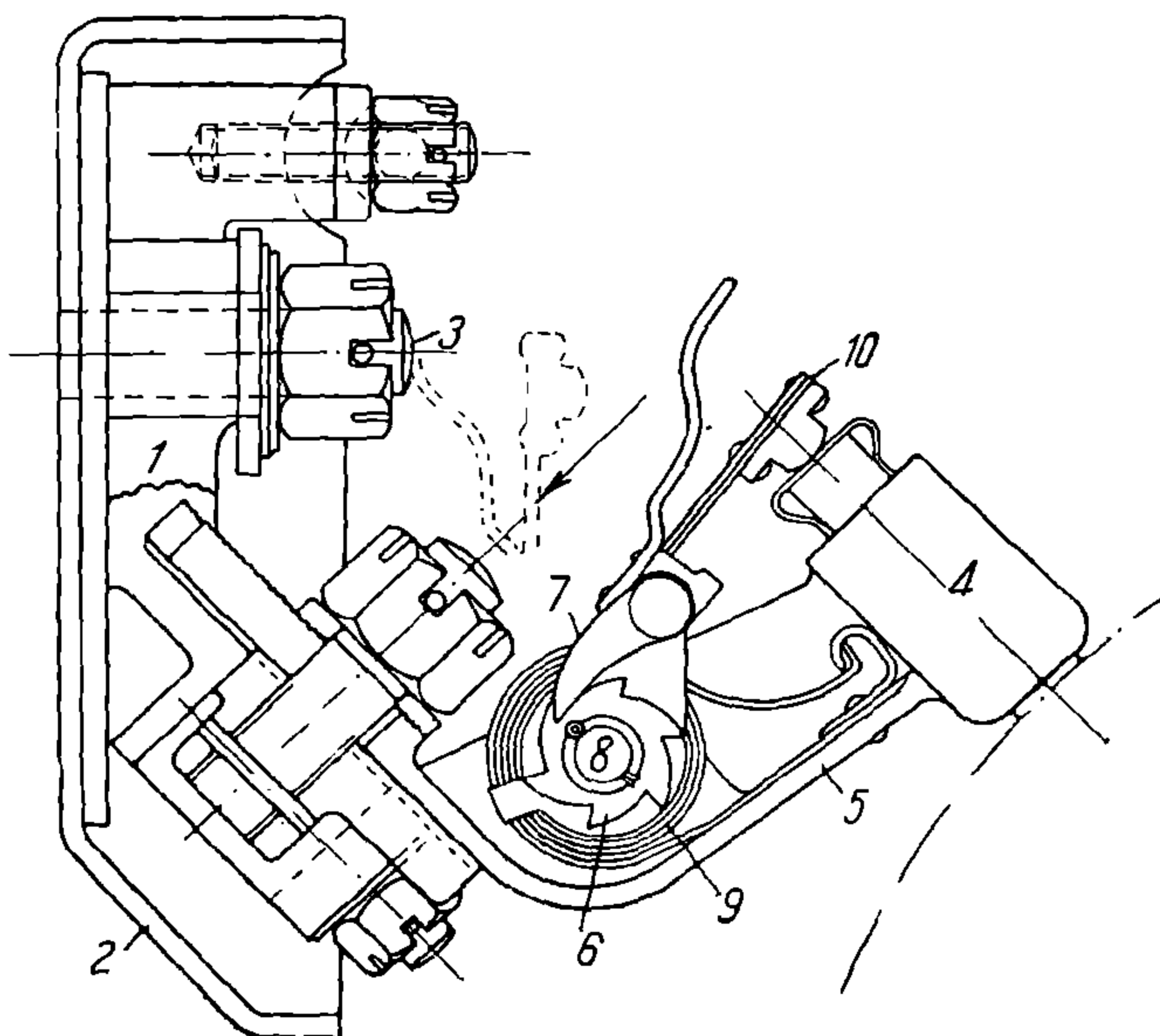
Собранный якорь погружается в вертикальном положении, коллектором вверх, в теплый асфальтовый лак и пропитывается в течение 24—30 мин., после чего помещается в печь, где сушится при температуре 100—115°С в течение 24—30 часов.

Лучшим способом пропитки якорей является пропитка в вакуумapparатах.

Секции закладываются в якорные пазы без пропитки (сухими). Якоря укладываются в вакуумappарат, причем дается вакуум для вытяжки вла и из обмотки; после этого наливается в appарат асфальтовый лак, в котором погруженные якоря остаются до 12 часов. Некоторое время лак стекает с якоря, затем происходит сушка (12 часов). Процесс пропитки повторяется два или три раза в зависимости от консистенции лака.

## 121. Щеткодержатели

Щеткодержатели для тяговых двигателей изготавливаются медными литыми (фиг. 224). Корпус щеткодержателя 1 укрепляется в изоляционной коробке 2.



Фиг. 224.

Коробка 2 укрепляется болтами 3 к корпусу двигателя. Корпус щеткодержателя имеет гнездо 4 для щеток. Для того чтобы щетка могла свободно двигаться в щеткодержателе, размеры гнезда делаются с допусками:

по толщине щетки  $\begin{matrix} +0,15 \\ -0,2 \end{matrix}$  мм;  
по ширине щетки  $\pm 0,5$  мм.

В кронштейне 5 укрепляется храповое колесо 6 с собачкой 7. На валике 8, укрепляющем храповое колесо, имеется пружина 9, действующая на нажимный палец 10.

При помощи храповика и пружины можно регулировать степень нажатия пальца на щетку.

Давление на щетку допускается в пределах  $300 — 500 \text{ г/см}^2$  поверхности касания щетки на коллекторе.

Щеткодержатели устанавливаются так, чтобы нижняя кромка корпуса щеткодержателя была на расстоянии  $5 — 6 \text{ мм}$  от поверхности коллектора.

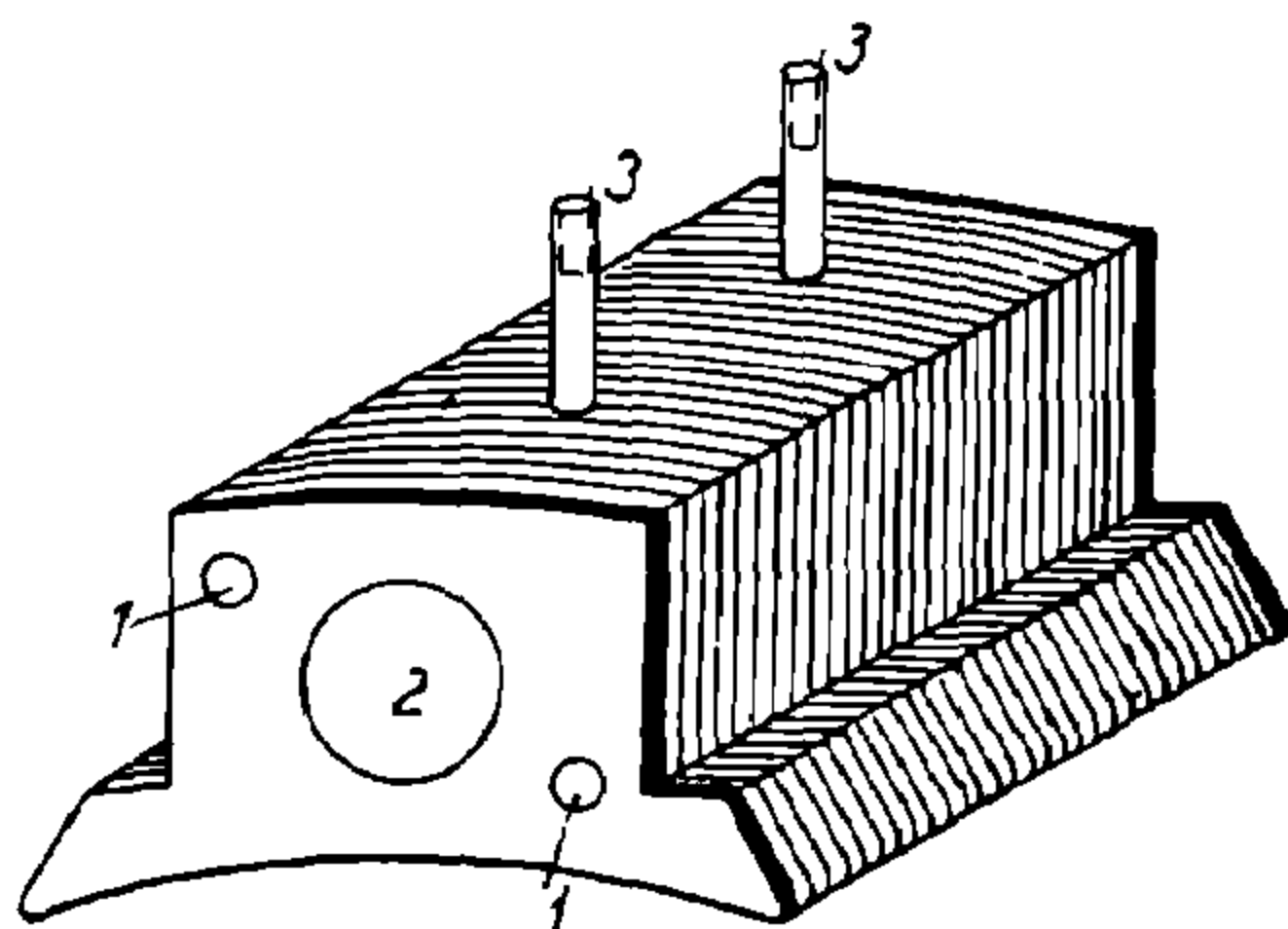
Щетки для трамвайных вагонов применяются угольные средней твердости. Для более продолжительной работы щеток, как показала трамвайная практика, последние рекомендуется пропитывать парафином.

Угольные щетки нагреваются до  $80 — 90^\circ \text{С}$ . Нагретые щетки на  $0,75$  своей длины рабочим концом погружаются в ванну с кипящим парафином. Щетки остаются в парафине  $40 — 50$  минут, после чего вынимаются и охлаждаются.

Кромки рабочей поверхности пропитанных в парафине щеток не обламываются и не растрескиваются, благодаря чему срок службы угольных щеток увеличивается.

## 122. Магнитные полюсы и катушки

Магнитные полюсы (фиг. 225) главных катушек изготавливаются из листового железа с прокладками из папиросной бумаги. Собранные листовое железо прессуется на гидравлическом прессе и склепывается заклепками 1 впотай.



Фиг. 225.

По длине полюса запрессовывается стальной валик 2, куда заворачиваются шпильки 3 или болты, которыми полюс укрепляется на корпусе двигателя.

Дополнительные полюсы выполняются стальными литыми и привертываются к корпусу двигателя двумя или тремя болтами.

Особое внимание должно быть уделено креплению дополнительного полюса со стороны моторно-осевого подшипника. При недостаточно надежном закреплении этого полюса

масло из моторно-осевой буксы проникает по нарезке болта, отчего полюс ослабевает и на катушке перетирается изоляция.

Для более плотного крепления дополнительного полюса со стороны моторно-осевого подшипника болты, закрепляющие полюс, необходимо ставить на суриковую замазку.

Магнитные катушки (фиг. 226) изготавливаются на особых шаблонах из изолированного медного провода.

Между отдельными рядами витков катушки прокладывается кембрик или пропитанное специальными лаками полотно.

Изолированный провод, из которого изготавливаются катушки, пропитывается изоляционными лаками.

Намотанная на шаблоне катушка обматывается киперной лентой с прокладками из пресшпана или леатероида. Готовая катушка подвергается пропитыванию компаундной массой в вакуум-аппаратах, после чего высушивается.



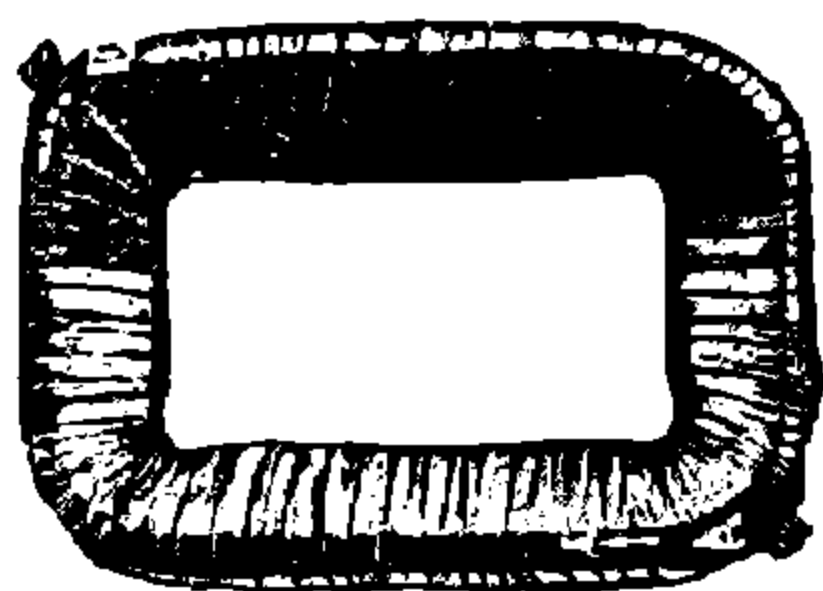
В процессе изготовления катушки подвергаются испытаниям на специальном трансформаторе на замыкание между витками.

К началу и концу проводника каждой катушки припаиваются клеммы, в которых зажимаются междукатушечные соединительные провода.

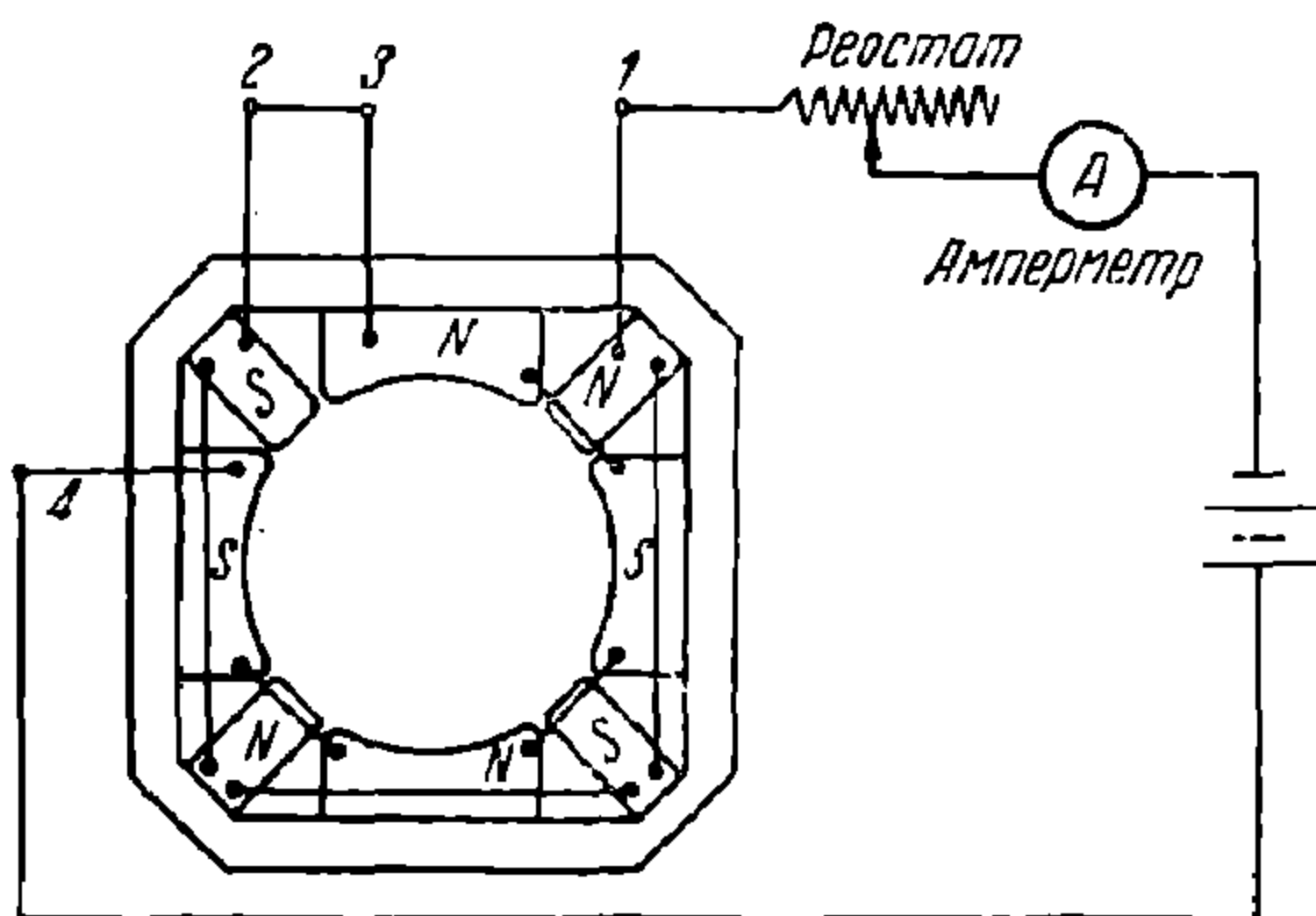
Чтобы не перепутать соединение катушек, клеммы помечаются различными значками, обозначающими начало и конец катушки.

После сборки катушек последние соединяются междукатушечными кабелями, и проверяется полярность главных и добавочных полюсов. Проверку полярности катушек можно производить несколькими способами.

Конец добавочной катушки 1 присоединяется к аккумулятору или к низковольтному агрегату через реостат или амперметр.



Фиг. 226.



Фиг. 227.

Другой конец добавочных катушек 2 соединяется с началом главных катушек 3. Конец главных катушек 4 соединяется с отрицательным проводом аккумулятора или низковольтного агрегата (фиг. 227).

После пропускания тока последовательным приближением к полюсным наконечникам индукционной катушкой, соединенной с миллиамперметром, определяют правильность соединения катушек.

У правильно соединенных катушек полюсы должны чередоваться так: если стать лицом к корпусу двигателя со стороны коллектора, то по направлению часовой стрелки за главным полюсом следует одноименный полюс дополнительный.

### 123. Болезни тяговых двигателей

К повреждениям якоря, коллектора и щеткодержателей относятся

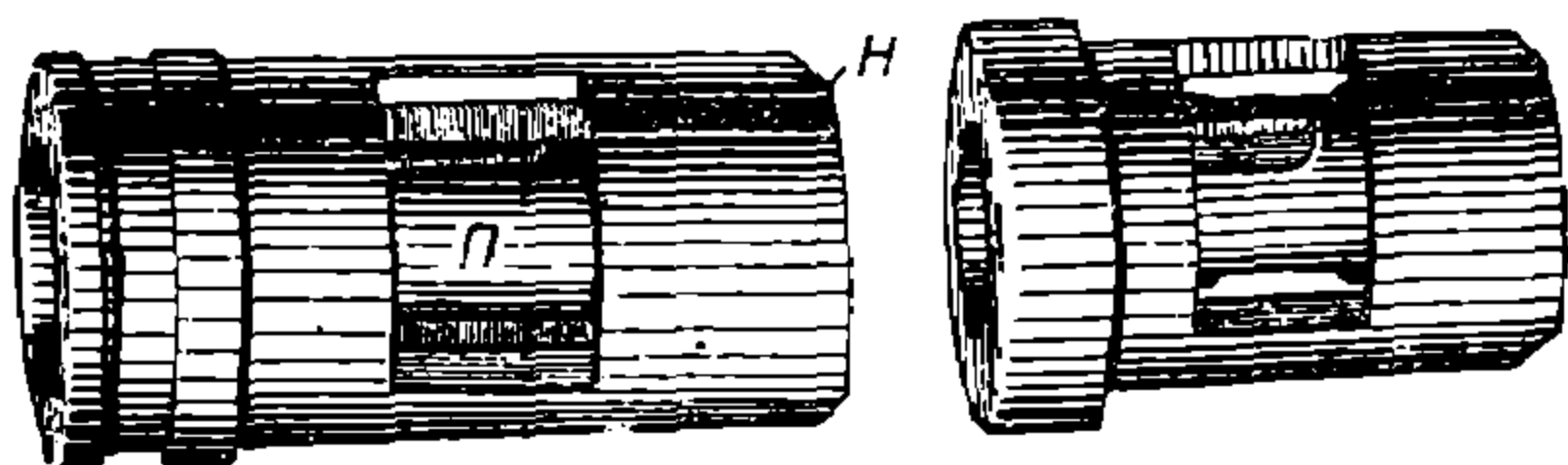
- а) распаивание концов секции в петушках;
- б) повреждение обмотки якоря;
- в) разрыв проволочных или шнуровых бандажей и чехлов;
- г) погнутие или поломка якорного вала;
- д) прогорание междуламельной изоляции на коллекторе;
- е) выгорание рабочей поверхности коллектора;
- ж) ослабление крепления коллекторных ламелей;
- з) ослабление крепления якорных роликовых подшипников;
- и) пробой изоляции щеткодержателя на корпус двигателя;
- к) отгорание провода у щеткодержателя;
- л) ослабление и опускание щеткодержателя на коллектор.

К частым повреждениям магнитных катушек относятся

- а) ослабление крепления магнитных полюсов;
- б) ослабление катушек на полюсах при усыхании изоляции катушки и при слабой пружинной рамке под катушкой;
- в) замыкание между витками внутри катушки;
- г) отгорание междукатушечного провода в клемме;
- д) пробой изоляции катушки на корпус двигателя;
- е) обгорание изоляции катушек при круговом огне на коллекторе.

Разъемные двигатели, как уже говорилось раньше, обладают рядом конструктивных недостатков, которые являются причиной частых повреждений этих двигателей. Так как большинство разъемных двигателей старого типа, как напр. *AB-52*, *W-421*, *GE-58*, *D-56* и др., не имеют добавочных полюсов, коммутация их не вполне удовлетворительна, особенно при значительной силе тока (во время электрического торможения), когда бывают случаи кругового огня на коллекторе.

Благодаря наличию стыка в месте соединения верхней и нижней половин корпуса двигателя место стыка с течением времени изнашивается от ослабления болтов, закрепляющих половины корпуса. Износ стыковых плоскостей корпуса настолько увеличивается, что при стянутых болтах об-



Фиг. 228.

разуется зазор, достигающий иногда 0,25 мм и более. Этот зазор способствует попаданию в двигатель масла из подшипников и воды с мостовой.

Помимо образования зазора в стыке половины корпуса двигателя сдвигаются одна относительно другой, вследствие

чего полюсные наконечники магнитов, приближаясь к якору, задевают за проволочные бандаж и разрывают их.

Для предупреждения сдвига половины корпуса в отверстия для стяжных болтов запрессовываются стальные закаленные втулки в виде колец, которые и служат препятствием для сдвига половин.

Несовершенством конструкции в разъемных двигателях являются якорные скользящие подшипники. Эти подшипники обычно делаются медными или стальными и заливаются баббитом (фиг. 228).

При сборке якорных подшипников последние пришабровываются по шейкам вала якоря с таким расчетом, чтобы зазор между подшипником и шейкой якоря не был более 0,2 — 0,3 мм. Баббитовые борты подшипников обрабатываются на станке, причем зазор между торцом борта подшипника и втулкой якорного вала со стороны малой шестерни или масло-разбрызгивающей шайбой со стороны коллектора должен быть не более 0,5 мм. Этот размер сохраняется непродолжительное время, так как износ баббита идет сравнительно быстро, и между бортом подшипника и масло-разбрызгивающей шайбой образуется зазор в 3 — 5 мм и более, отчего якорь получает продольный разбег (вдоль оси), достигающий иногда таких размеров, что коллектор петушками задевает за щеткодержатели.

Поверхность трения якорных подшипников с шейками вала изнашивается довольно быстро. Это явление прогрессирует при плохой смазке подшипников, в результате чего бывают случаи расплавления баббита, и якорь

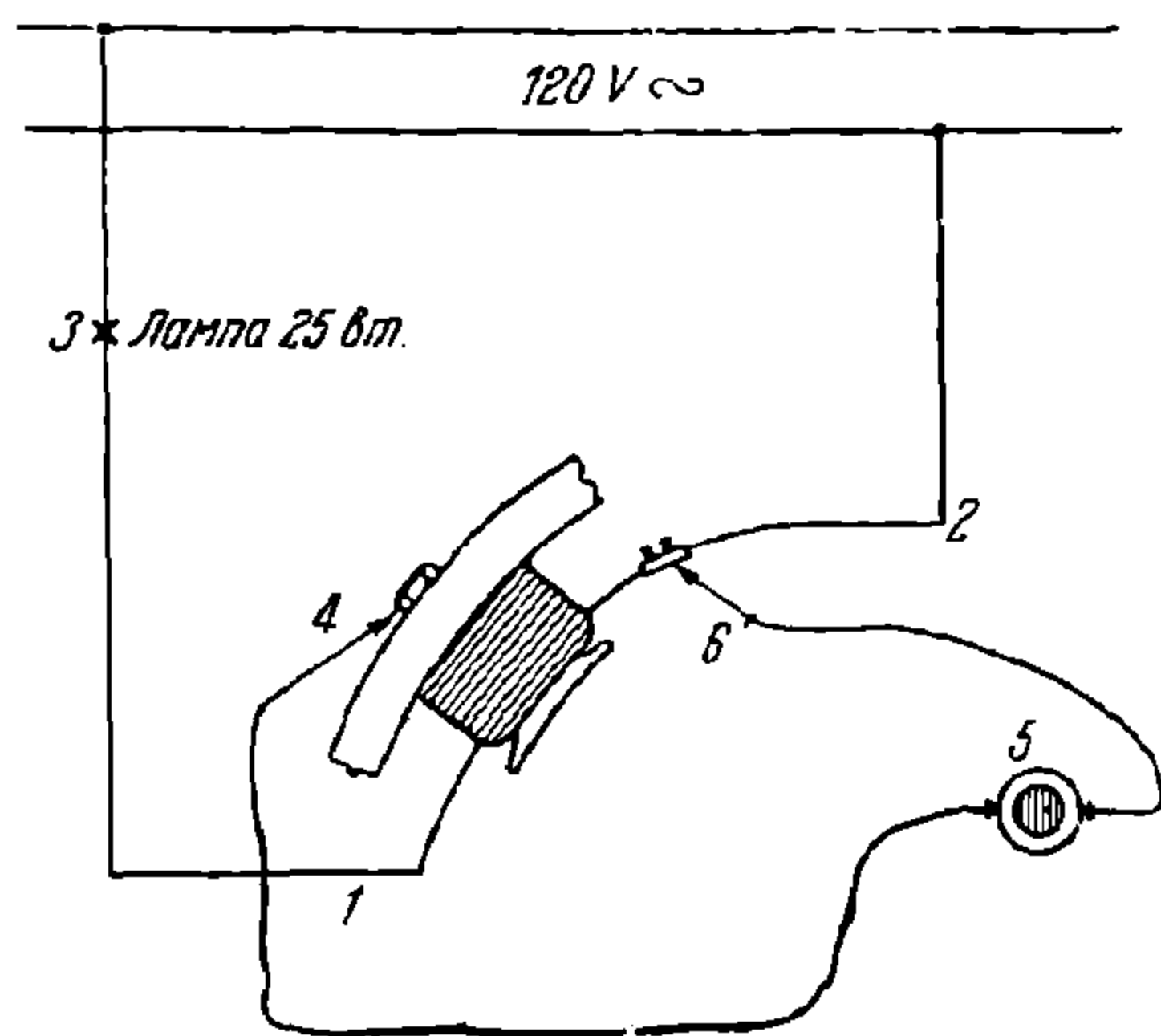
опускается на магниты (осадка якоря). При осадке якоря обмотка его в большинстве случаев сгорает.

Для предупреждения осадки якоря необходим тщательный уход за подшипниками со стороны как смазчиков, так и мотористов, проверяющих междужелезное пространство.

Благодаря проникновению масла из подшипников внутрь корпуса двигателя на шнуровом бандже коллектора образуется грязь, через которую происходит перебрасывание вольтовой дуги с коллектора на корпус.

От масла и грязи изоляция на магнитных катушках и на катушечных кабелях приходит в негодность, быстро разрушается, и магнитные катушки пробиваются на корпус.

Для определения заземленной катушки в двигателе пользуются испытательной телефонной трубкой (фиг. 229). От осветительной цепи переменного тока подводятся два проводника 1 и 2 через лампу 3



Фиг. 229.

25 — 40 *вт* и соединяют их с цепью катушек. Конiec проводника 4 от телефона 5 присоединяется к корпусу двигателя, а концом 6 поочередно касаются всех клемм катушек. При касании с заземленной катушкой шум в телефонной трубке уменьшится или вовсе прекратится, что укажет на неисправную катушку.

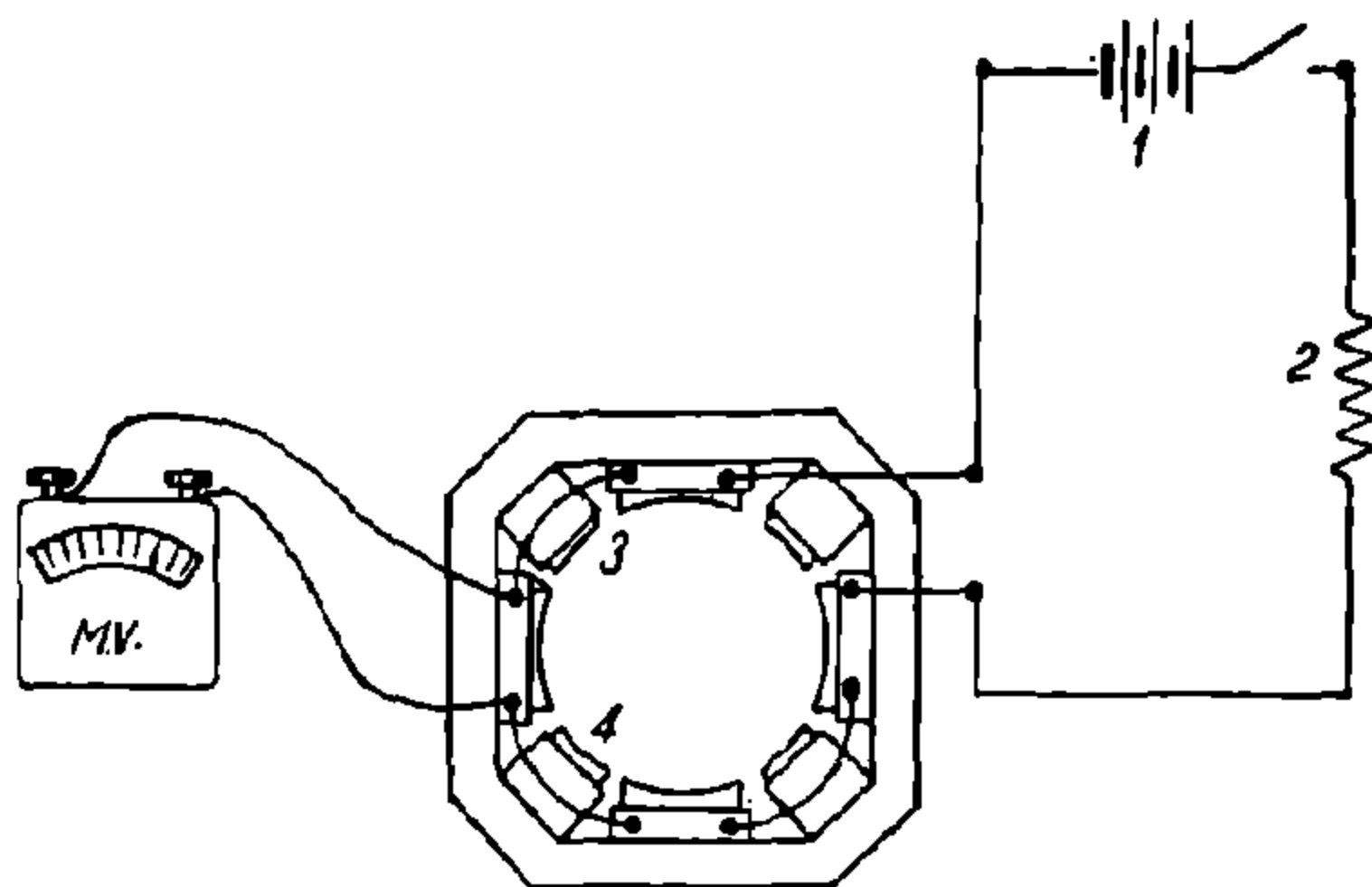
Повреждения катушек происходят главным образом от ослабления их на сердечниках. Ослабление катушек возможно от первоначально слабого

закрепления их при монтаже, а также оттого, что при постановке новых катушек изоляция на последних и прокладки усыхают, и натяг между катушками и сердечниками уменьшается, что ведет к ослаблению и перетиранию изоляции катушек. Повреждение изоляции катушек большей частью происходит на внутренней поверхности касания их с углами сердечников и в местах касания с корпусом.

Более редко наблюдаются случаи повреждения катушек

внутри, вследствие замыкания между соседними витками. В этом случае катушка уменьшает сопротивление, а иногда закорачивается, если произошло полное замыкание.

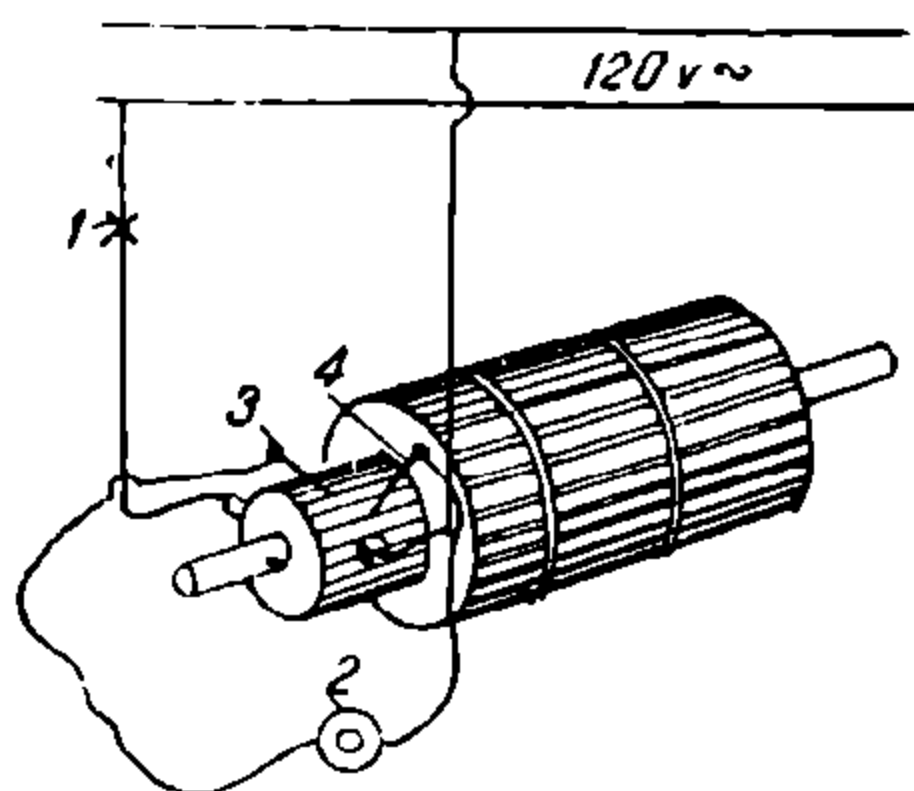
Для определения такой поврежденной катушки концы катушечных кабелей соединяются с аккумулятором 1 через сопротивление 2. Касаясь по-



Фиг. 230.

очередно проводниками 3 и 4 от милливольтметра *МВ*, можно определить катушку с замкнувшимися витками. Показание прибора будет меньше предыдущих в том случае, если замкнулась часть витков и стрелка милливольтметра приблизится к нулю при полном закорачивании катушки (фиг. 230).

К особенно частым повреждениям якоря относятся перегорания секций обмотки.



Фиг. 231.

Перегорание секций обмотки якоря происходит от замыкания между отдельными витками секции или от соединения проводников секции с корпусом якоря.

Перегоревшие секции внутри обмотки якоря определяются следующим способом (фиг. 231).

К коллектору в двух диаметрально противоположных точках подводится от осветительной сети переменный ток через лампу 1. Испытательный телефон 2 присоединяется последовательно к двум соседним коллекторным ламелям. При поворачивании якоря и пробе проводниками 3 и 4 от телефона можно найти неисправную секцию. При соединении проводников 3 и 4 с разорванной секцией шум в телефоне исчезает, что и служит указанием на неисправную секцию.

## 124. Обслуживание и ремонт тяговых двигателей

Тяговые двигатели в условиях эксплуатации требуют за собой достаточно внимательного ухода со стороны обслуживающего персонала.

Неустраненный во-время незначительный дефект вызывает иногда серьезные повреждения в двигателе.

Поэтому тяговые двигатели подвергаются систематическому осмотру.

Бригада мотористов по осмотру двигателей в парках разбивается на две группы. Одна группа осматривает верхнюю часть двигателя: коллекторные люки, коллектора, щеткодержатели, щетки, концы проводов и пр. Другая группа промеряет междужелезное пространство, имеет надзор за нижними магнитными катушками, удаляет грязь и масло из корпуса двигателя, наблюдает за износом якорных и моторно-осевых подшипников и крепит ослабшие болты и гайки на корпусе двигателя и на шестеренных кожухах.

Мотористы первой группы производят следующие работы:

1. Наблюдают за креплением щеткодержателей. Щеткодержатели не должны опускаться к коллектору ниже 5 мм.

2. Заменяют изношенные щетки<sup>1</sup>. Проверяют давление пружин щеткодержателей на щетки. Это давление проверяется от руки или пружинными весами (фиг. 232), градуировка на которых сделана с точностью до 0,2 кг.

3. Рабочая поверхность, торец и шнуровой бандаж коллектора протирается тряпкой, смоченной бензином.

Если рабочая поверхность коллектора зачернена или имеет следы прогорания между ламелями, то коллектор зачищается стеклянной шкуркой № 0 — 000, набитой на специальную деревянную колодку с ручкой. Эта

<sup>1</sup> Изношенной щеткой считается щетка, изношенная по длине на половину или более.

зачистка коллектора производится на ходу вагона, с соблюдением правил безопасности. Лучше для чистки коллектора применять карборундовое полотно.

При ослаблении или разрыве шнурового бандаж на коллекторе наматывается бандаж, после чего он покрывается электроэмалевым лаком.

Если шнуровой бандаж цел, то последний протирается тряпкой, смоченной бензином. Высохшая поверхность бандаж покрывается электроэмалевым лаком.

Проволочные бандаж при разрыве или ослаблении заменяются. Ослабление металлических бандажей узнается постукиванием молотком по бандажам, а также по ржавчине, выступающей между рядами проволок бандаж.

Разрыв бандажей большей частью бывает от чрезмерного натяга проволоки при наматывании бандаж на якорь и при нагревании железа якоря, когда в проволоке возникают описанные напряжения.

Для уничтожения выработки на рабочей поверхности коллектора последний протачивается на станке.

Эта проточка производится при неровности рабочей поверхности более 0,5 мм.

Проточку коллекторов приходится делать и при выгорании ламелей (при обрыве секции в якоре).

4. Наблюдают за верхними магнитными катушками и их клеммами. При ослаблении катушек последние подтягиваются. Если при подтягивании ослабление катушек все же остается, необходимо сообщить ночному мастеру, который решает вопрос об исправлении ослабших катушек.

Внешняя часть верхних магнитных катушек и внутренняя часть корпуса мотора промываются бензином и протираются насухо тряпками.

5. Проверяют продольный разбег якоря в якорных подшипниках. Разбег якоря не допускается более 2 мм. Продольный разбег якоря, помимо смещения щеток по коллектору, также влияет на смещение малой шестерни по отношению к большой, отчего зубья шестерен работают не всей поверхностью.

6. Наблюдают за наружными проводами, подходящими к двигателям, и за вводными коробками. Провода должны иметь надежную изоляцию и исправные втулки на двигателях.

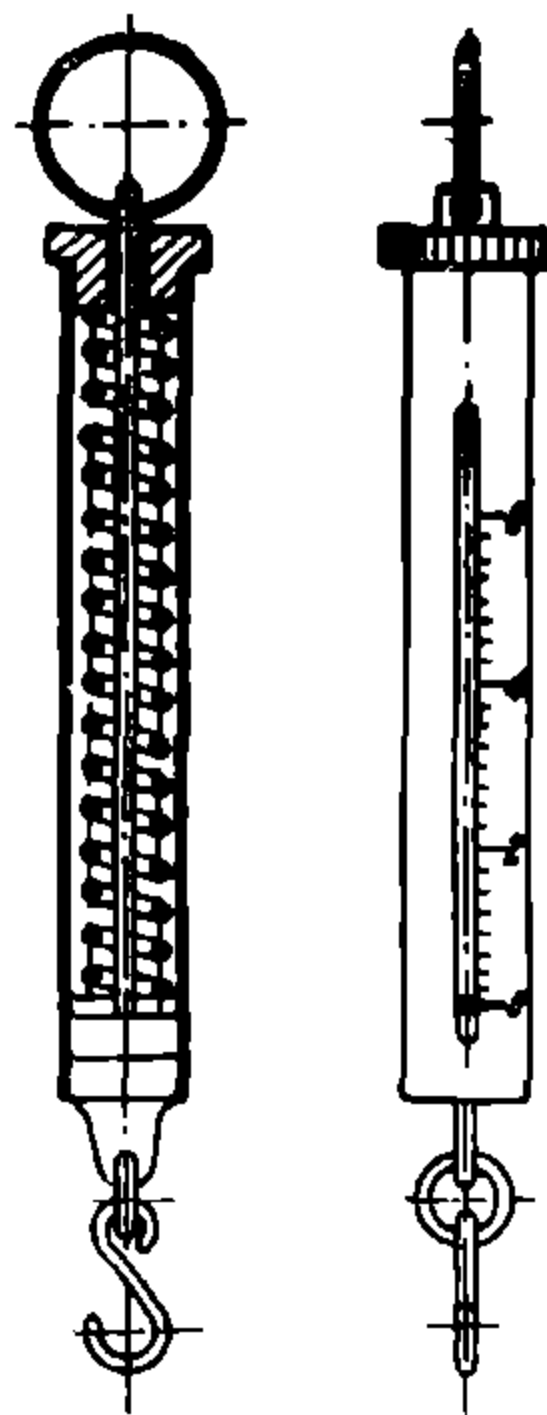
7. Периодически, но не реже как через каждые 20 дней, щеткодержатели снимаются от корпуса, очищаются от грязи и пыли и устанавливаются на место. При снятии щеткодержателей прокладки от них нужно пометить метками для того, чтобы при обратной постановке щеткодержателей прокладки установить на свои места.

Правильность установки щеткодержателей проверяется особым шаблоном.

8. Ремонтируют крышки надколлекторных люков с защелкивающим механизмом.

Мотористы, обслуживающие нижнюю часть двигателей, выполняют следующие работы:

1. Проверяют стальным щупом (лентой) междужелезное пространство. Предельным размером для осадки якоря в разъемных двигателях определяется зазор в 1,0 мм. Такой якорь не допускается к работе, и якорные подшипники должны заменяться.



Фиг. 232.



Величина междужелезного пространства для разъемных двигателей колеблется от 3,0 до 4,0 мм, а для цельнокорпусных двигателей 3,0 мм.

2. Наблюдают за нагревом якорных и моторно-осевых подшипников. Нормальный нагрев подшипников определяется от руки, сравнением температуры подшипника с температурой корпуса двигателя. Если при этой пробе окажется нагрев подшипника выше нагрева корпуса двигателя, моторист заявляет ночному мастеру.

3. Следят за чистотой внутри корпуса двигателя. Масло и грязь в корпусе вытирается насухо тряпками. Нижние смотровые люки корпуса двигателя должны быть закреплены.

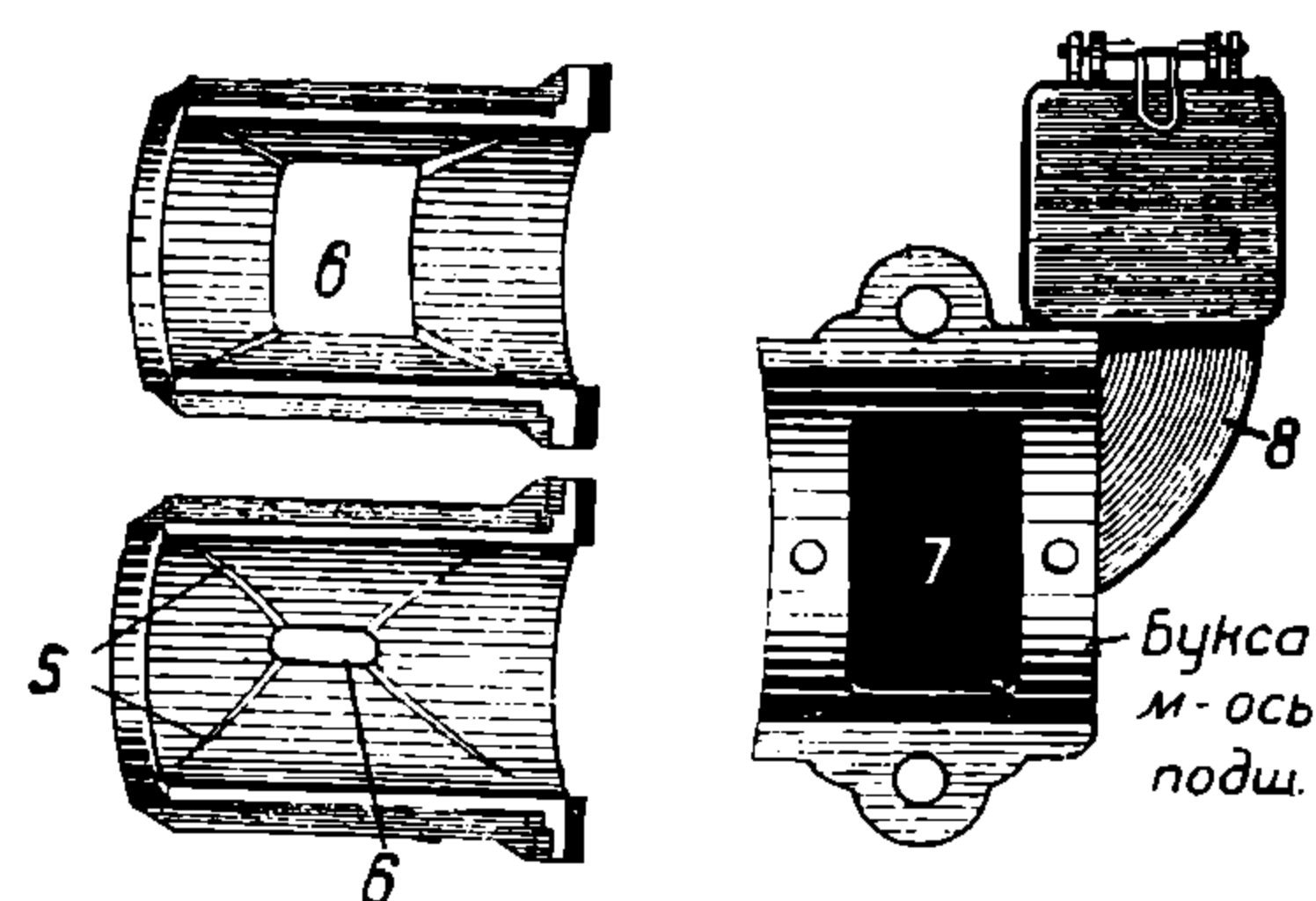
4. Подтягивают ослабшие нижние магнитные катушки и закрепляют ослабшие концы междукатушечных проводов в клеммах.

Ослабление катушки на полюсном сердечнике узнается путем покачивания их деревянной палкой. Если ослабление катушки не устраняется подтяжкой шпилек магнитных сердечников, то прокладки под катушками заменяются новыми.

Ослабшие шпильки на магнитных сердечниках узнаются по глухому стуку при ударе по ним молотком.

5. Закрепляют болты, скрепляющие корпус двигателя, гайки моторно-осевых букс и шестеренных кожухов.

Все гайки должны быть корончатые и зашплинтованы с разводкой шплинтов. Шестеренные кожухи осматриваются и при обнаружении протертых мест заменяются новыми.



Фиг. 233.

Отнимают шестеренный кожух и осматривают шестеренную передачу. Пробуют малую и большую шестерню. Если последние обнаруживают ослабление, то они закрепляются.

При ослаблении малой шестерни необходимо проверить конус на шейке якоря и на шестерне. Если конусы подобраны правильно, то шестерня устанавливается вновь и надежно закрепляется.

Проверяют установочное кольцо (распорную муфту). Если зазор между установочным кольцом и торцом моторно-осевого подшипника будет более 5 мм, то моторно-осевые подшипники снимаются и на торцевые поверхности делаются медные наделки в виде колец (фиг. 233).

Наделка медных колец производится двумя способами.

Вытачивается на токарном станке бронзовое кольцо по размерам борта подшипника. Толщина кольца должна соответствовать данному износу бортов. Кольцо прямоугольного сечения разрезается на две половины и укрепляется на бортах подшипника шурупами, которые после завинчивания расклепываются на кольцо.

Этот способ ремонта торцов моторно-осевых подшипников обладает тем недостатком, что при нескольких сменах колец каждый раз дыры в борту подшипника приходится пересверливать, что не вполне удобно.

Более надежный способ постановки наделок является следующий.

Торцы бортов подшипников растачиваются под ласточкин хвост, а сечение кольца для наделки делается также в форме ласточкина хвоста.

Полукольцо заводится в выточку на торце подшипника и для предупреждения смещения концы его запаиваются. Этот способ наделок торцов подшипника практичнее первого.

Износ рабочей поверхности моторно-осевых подшипников происходит больше у верхней половины подшипника, так как ею двигатель упирается на ось. Практикой установлено, что через 6—8 месяцев работы подшипников приходится на токарном станке проверять рабочую поверхность с прострожкой стыка половинок подшипника. Эту проверку подшипников нужно делать при износе верхней половинки от 0,75 до 1,0 мм. Таких проверок подшипника приходится делать до полного износа подшипника 2 раза. Натяг букс моторно-осевых подшипников получается за счет уменьшения прокладок между половинками букс.

Подшипник считается негодным, если износ рабочей поверхности его достиг 1,5 мм и общая толщина тела подшипника менее 12 мм.

Допускать износ моторно-осевых подшипников более 1,5 мм не рекомендуется потому, что при большом износе смещается централь<sup>1</sup> мотора и линия зацепления, отчего износ шестерен увеличивается.

Новые бронзовые подшипники растачиваются сперва на станке, а затем пришабриваются вручную. Зазор между осью и нижней половинкой нового подшипника допускается + 0,4 мм.

При проточке на станке обе половинки подшипника запаиваются, образуя цилиндр, а после обработки разъединяются и пригоняются к оси. Для подведения к рабочей поверхности подшипников смазки на последних делаются смазочные канавки 5. В средней части половинок подшипников прорезаются окна 6. Смазка подводится к подшипникам через масленки 7, соединенные с корпусом моторно-осевых букс 8 (фиг. 233).

Коллектор подвергается ремонту только в том случае, если неровности его рабочей поверхности достигают 0,5 мм и более.

В этом случае коллектор протачивается на станке, продороживается слюда, и поверхность коллектора шлифуется.

Высота ламелей на коллекторе не должна быть менее 12 мм, в противном случае коллектор разбирается и набираются новые ламели.

При смене коллекторных ламелей заменяются миканитовые втулки и конуса.

Собранный вновь коллектор подвергается испытанию под напряжением  $2 V + 1000$  в в течение 1 минуты.

Шейки якорных валов со скользящими подшипниками изнашиваются и получают эллиптическую форму. Для придания шейкам концентрической формы их приходится шлифовать.

Предельным износом шеек вала якоря считается износ 5% от чертежных размеров диаметра вала.

Большому износу подвержен конус и хвостовик вала под шестерней. Износ конуса происходит от ослабления шестерни. При повреждении конуса последний протачивается. С целью правильного использования шестерен последние делаются трех размеров, причем на торцах шестерен наби-

<sup>1</sup> Централью называется расстояние от геометрической оси вала мотора до геометрической оси колесной пары.

ваются цифры 1, 2 и 3 и при постановке шестерен руководствуются конусом шейки якоря и соответствующим размером конуса шестерни.

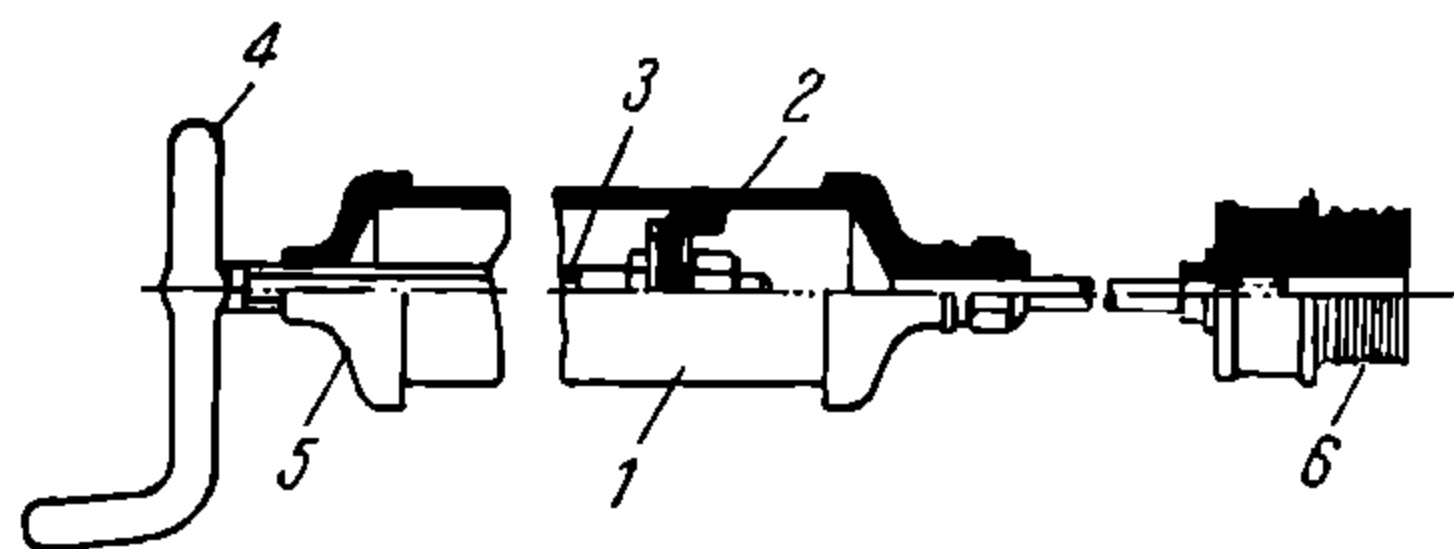
Ослабление шестерен происходит главным образом по причине плохой посадки их на конусе и от ненадежного закрепления законтривающей гайки с шайбой Гровера.

Якорное железо при опускании на нижние магнитные полюсы зашлифовывается, благодаря чему потери на токи Фуко возрастают.

Кроме этого при повреждении зубцов якорного железа последние не только зашлифовываются, но и сдвигаются так, что зубец по длине становится ломаным. При таком повреждении зубцов невозможна укладка якорных секций, почему якорное железо разбирается с выпрессовкой с вала, а затем набирается вновь.

При искривлении якорного вала, что часто бывает при попадании между шестернями сломанного зуба, производится правка вала в горячем состоянии, для чего искривленная шейка нагревается сильной паяльной лампой и выправляется при помощи домкрата на станке.

При каждой переборке якорного железа и при перемотке якоря требуется балансировка на станке собранного железа с коллектором.



Фиг. 234.

При наличии роликовых якорных подшипников особое внимание уделяется вопросу своевременной ревизии подшипников и добавления густой смазки. В качестве смазки для якорных роликовых подшипников применяется смазка типа оссоголин, консталин и др. Особенностью этой смазки является высокая точка плавления ( $130^{\circ}$ — $140^{\circ}$ ) до каплеобразования.

Густая смазка заполняется в подшипники посредством специального шприца (фиг. 234). Шприц состоит из корпуса 1, внутри которого ходит поршень 2. Шток 3 поршня имеет ручку 4 и ввинчивается в крышку корпуса. Конец корпуса шприца 6 имеет нарезку, которой он ввинчивается в специальное отверстие в подшипниковом щите корпуса двигателя. Смазка заполняется в шприц через крышку 5.

Добавление смазки производится через 3—4 месяца один раз, для чего в парке ведется особый график, где отмечается номер мотора и время добавления смазки.

При ревизии двигателя последний разбирается с выемкой якоря, со снятием катушек, щеткодержателей и пр.

Разборка цельнокорпусных двигателей производится несколькими способами. Укажем на некоторые способы, получившие широкое распространение.

Демонтаж и монтаж двигателю характеризуется способом выемки якоря.

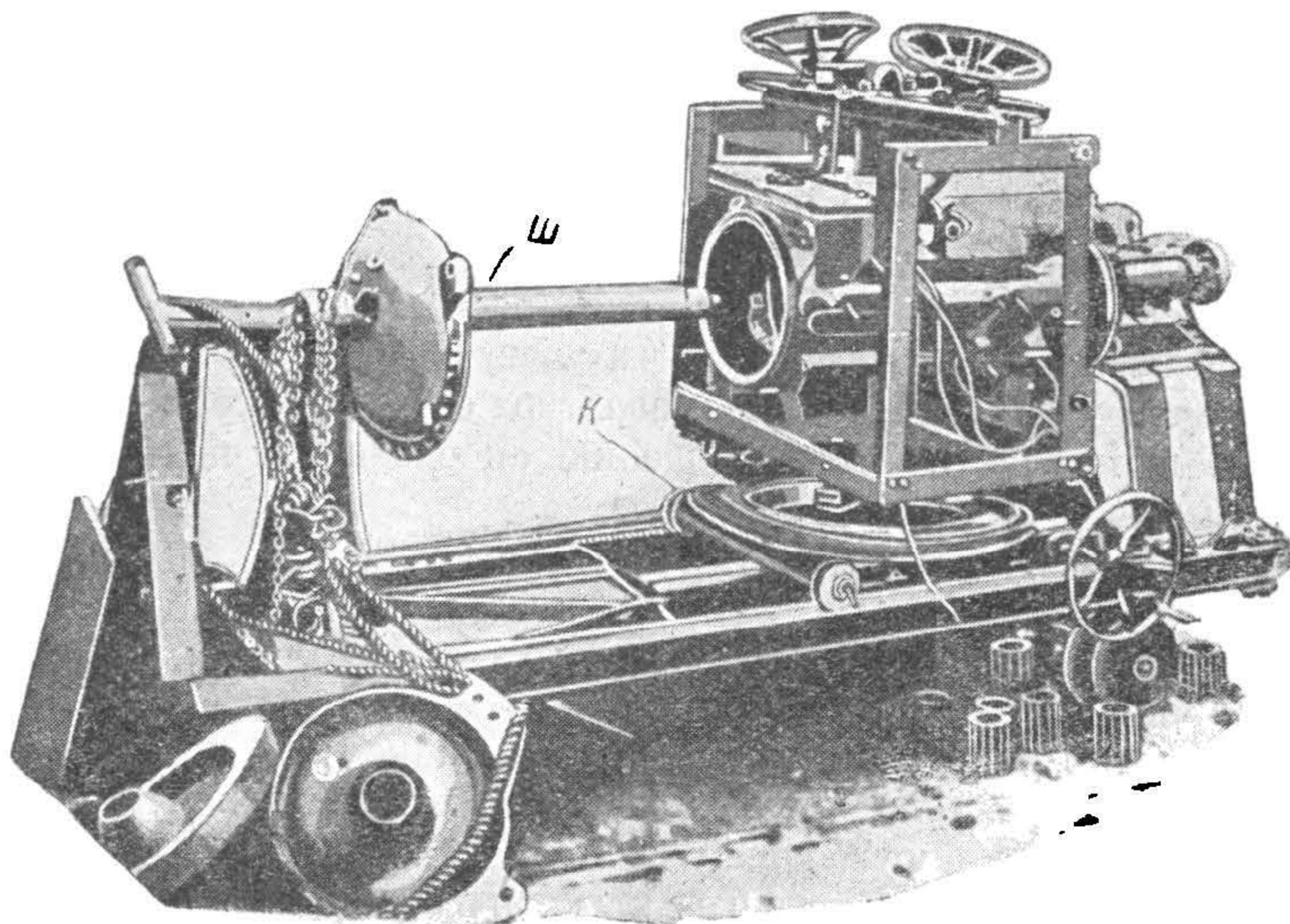
Выемка якоря из корпуса удобно производится на специальном станке (фиг. 235).

Станок состоит из основания с бабками. По основанию ходит каретка, на которую устанавливается корпус двигателя.

В бабках находятся шпиндели с центрами, на которых подвешивается якорь разбираемого двигателя.



Шпиндель сделан длинным настолько, что при движении корпуса на каретке конец шпинделя остается вне корпуса, и якорь подъемным краном снимается с центров.



Фиг. 235.

Часто практикуется способ выемки якоря посредством газовой трубы (фиг. 236).

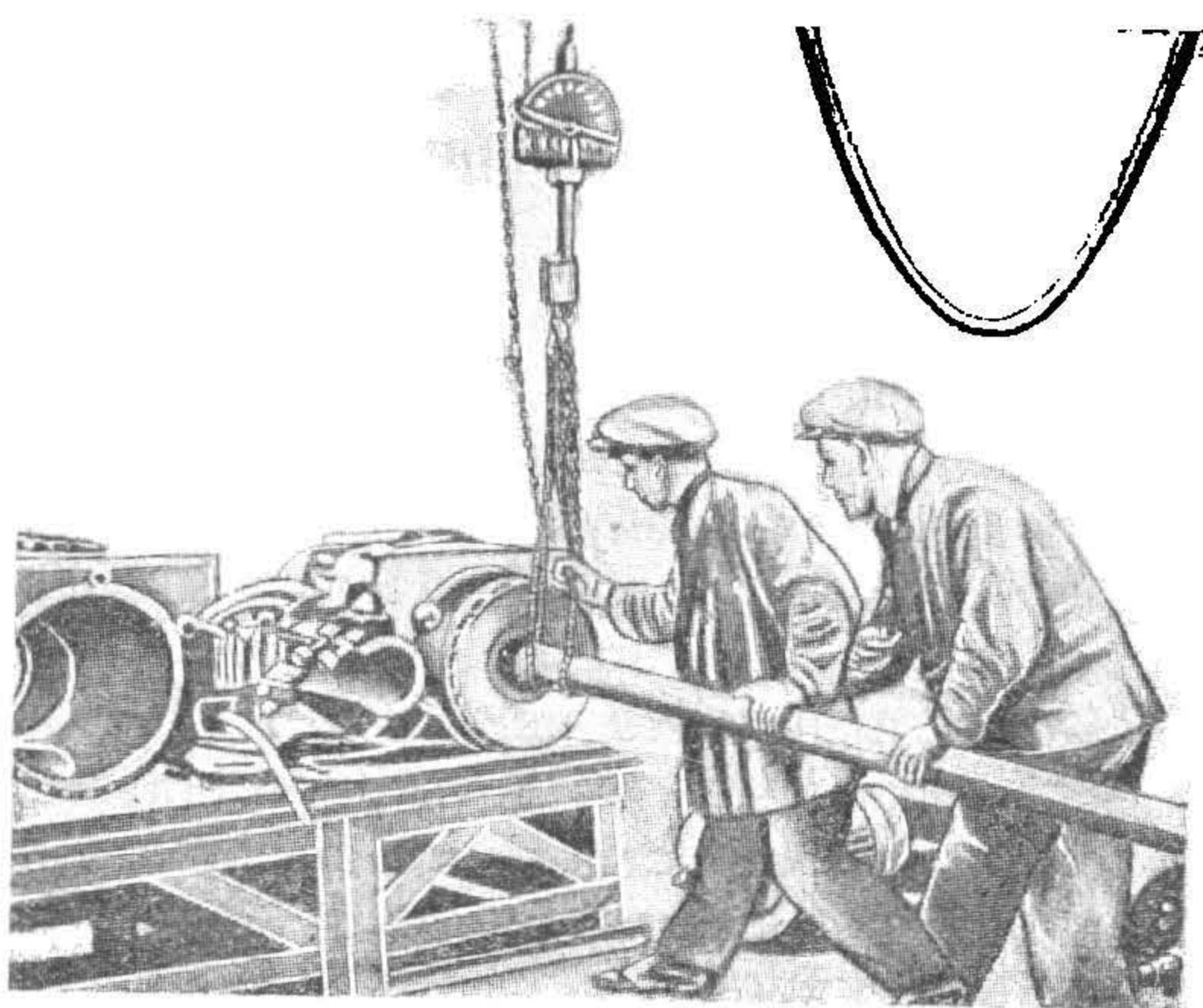
После съемки подшипниковых щитов на конец якорного вала одевается железная труба, поддерживаемая краном так, чтобы якорь находился в междужелезном пространстве.

При перемещении трубы якорь легко выходит из корпуса двигателя, после чего опускается краном и укладывается на тележку.

Некоторые трамваи практикуют выемку якоря из корпуса при вертикальной установке последнего.

Этот способ требует установки корпуса двигателя в строго вертикальное положение по уровню, иначе возможно повреждение якоря при выемке его из корпуса.

Ревизия цельнокорпусных двигателей должна производиться через каждые шесть месяцев.



Фиг. 236.

## 125. Испытание тяговых двигателей

Тяговые двигатели при выпуске их с завода подвергаются стационарным испытаниям на станде заводской испытательной станции.

Тяговой двигатель подвергается следующим испытаниям:

- 1) на часовую мощность;
- 2) на длительную мощность;
- 3) на перегрузку;
- 4) на максимальную допустимую скорость вращения;
- 5) на диэлектрическую прочность;
- 6) на определение коэффициента полезного действия.

При испытании двигателя на часовую и длительную мощность и перегрузку замеряется температура обмоток якоря и возбуждения. Температура перегрева по сопротивлению определяется по формуле:

$$\tau = \frac{R_t - R_x}{R_x} \cdot (235 + \theta_x) - (\theta_o - \theta_x), \quad (192)$$

где  $\tau$  — перегрев обмотки в градусах С;

$R_t$  — сопротивление нагретой обмотки;

$R_x$  — сопротивление обмотки перед испытанием;

$\theta_x$  — температура холодной обмотки перед испытанием;

$\theta_o$  — температура окружающей среды.

Испытание на диэлектрическую прочность производится сейчас же после проверки часовой мощности.

Испытание производится переменным током от испытательного трансформатора с частотой в 50 периодов. Один полюс от трансформатора соединяется с испытуемой обмоткой двигателя, а другой полюс присоединяется к остальным обмоткам и к корпусу двигателя.

Напряжение на испытательном трансформаторе поднимается постепенно и доводится до величины, равной

$$2V + 1000 \text{ в},$$

и поддерживается постоянным в продолжение 60 секунд.

$V$  — напряжение двигателя.

Испытание двигателя на максимально-допустимую скорость производится следующим способом.

Двигатель запускается на станде со скоростью на 10% выше допустимой скорости, гарантированной заводом-поставщиком.

Это испытание производится в течение двух минут, после чего двигатель останавливается и осматривается. Части двигателя после испытания не должны иметь остаточных деформаций. Кроме этого оба двигателя проверяются на реверсивность, т. е. измеряется число оборотов двигателя при вращении в одну, а затем в другую сторону при одном и том же токе.

При этом испытании определяются отклонения разности оборотов двигателя при реверсивности. Отклонения в оборотах при реверсивности двигателя допускаются  $\pm 3\%$ . Отклонение в скоростной характеристике от гарантированных данных не должно быть более 5%.

Определение коэффициента полезного действия можно производить двумя методами: 1) по полезной и подведенной к двигателю мощности (метод прямого определения); 2) по потерям в двигателе (косвенный метод).



При определении коэффициента полезного действия по полезной и подведенной мощности можно пользоваться схемой (фиг. 237) (метод реостатной нагрузки).

Один из испытуемых двигателей  $M$  служит двигателем, другой  $G$  — генератором. Магнитные катушки генератора питаются от сети 550 в.

В цепь двигателя и генератора включены вольтметры  $V_M$  и  $V_g$  и амперметры  $A_M$  и  $A_g$ . Первый двигатель соединяется со вторым двигателем при помощи муфты или зубчатой передачи.

При работе двух двигателей по схеме на фиг. 237 потери в генераторе почти равны потерям в двигателе.

Потери в двигателе  $M$  будут равны

$$P_m = \frac{V_M I_M - V_g I_g}{2}, \quad (193)$$

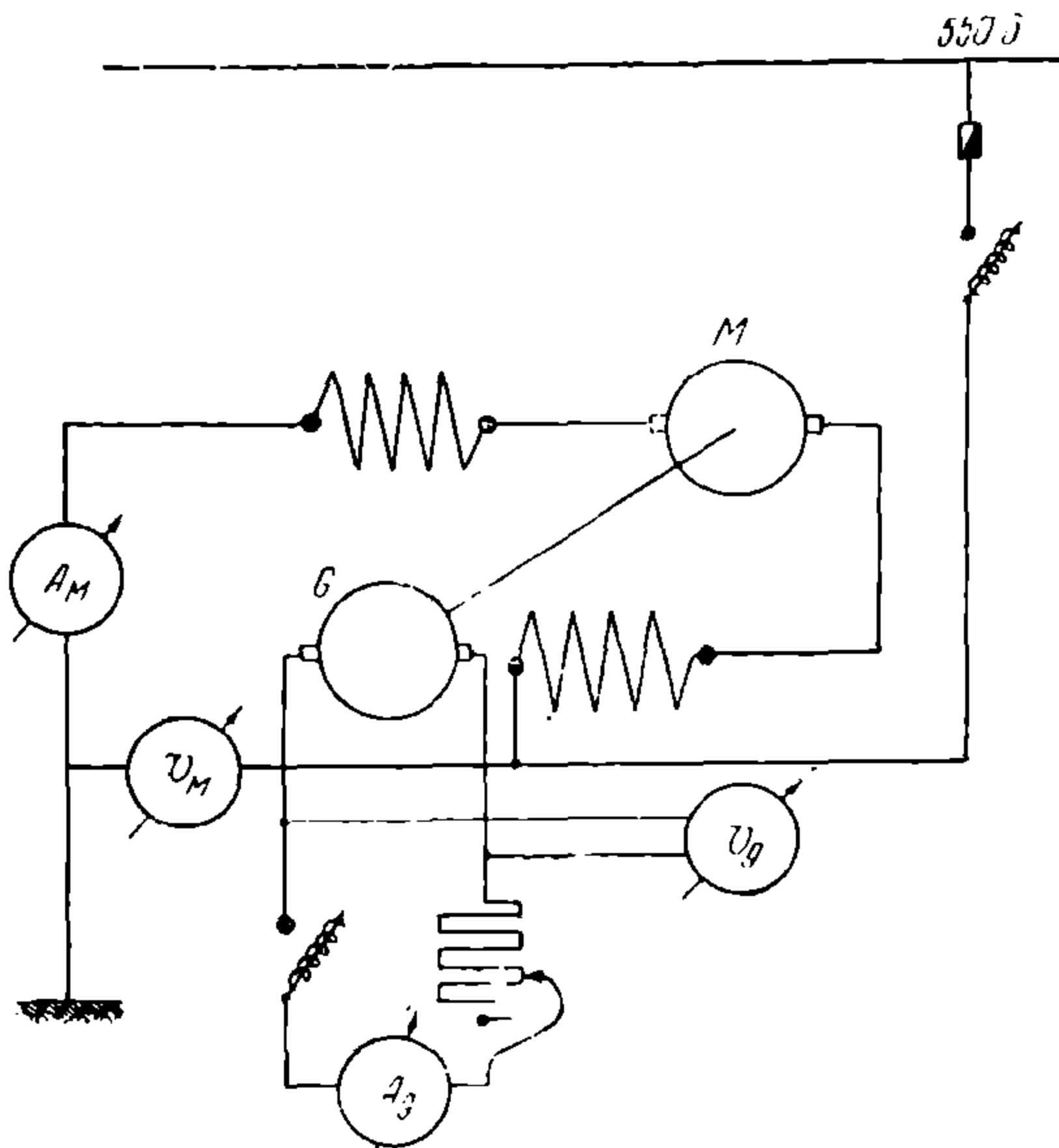
где  $P_m$  — потери в двигателе в  $вт$ ;

$V_M$  — напряжение, подведенное двигателю;

$I_M$  — ток, протекаемый через двигатель и возбуждение генератора;

$V_g$  — напряжение в генераторе;

$I_g$  — ток в якоре генератора.



Фиг. 237.

Коэффициент полезного действия двигателя  $M$  будет равен

$$\eta_M = 1 - \frac{V_M I_M - V_g I_g}{2 V_M I_M} = \frac{V_M I_M + V_g I_g}{2 V_M I_M}. \quad (194)$$

Для более точного определения коэффициента полезного действия необходимо уточнить потери как в двигателе  $M$ , так и в генераторе  $G$ .

В этом случае нужно к потерям  $V_M I_M - V_g I_g$  прибавить разность омических потерь в якорях двигателя и генератора, т. е.

$$P_m = \frac{V_M I_M - V_g I_g + r(I_M^2 - I_g^2)}{2}, \quad (195)$$

где  $P_m$  — более точные потери в двигателе в  $вт$ ;

$r$  — сопротивление якоря двигателя.

Коэффициент полезного действия двигателя определится

$$\eta = 1 - \frac{V_M I_M - V_g I_g + r(I_M^2 - I_g^2)}{2 V_M I_M} = \frac{V_M I_M + V_g I_g - r(I_M^2 - I_g^2)}{2 V_M I_M} \quad (196)$$

Для определения коэффициента полезного действия косвенным методом необходимо знать потери в двигателе.

Эти потери разделяются на

1. Потери в угольных щетках и соединительных проводниках к ним, которые подсчитываются по падению напряжения в них, принимаемому в 1 в. При

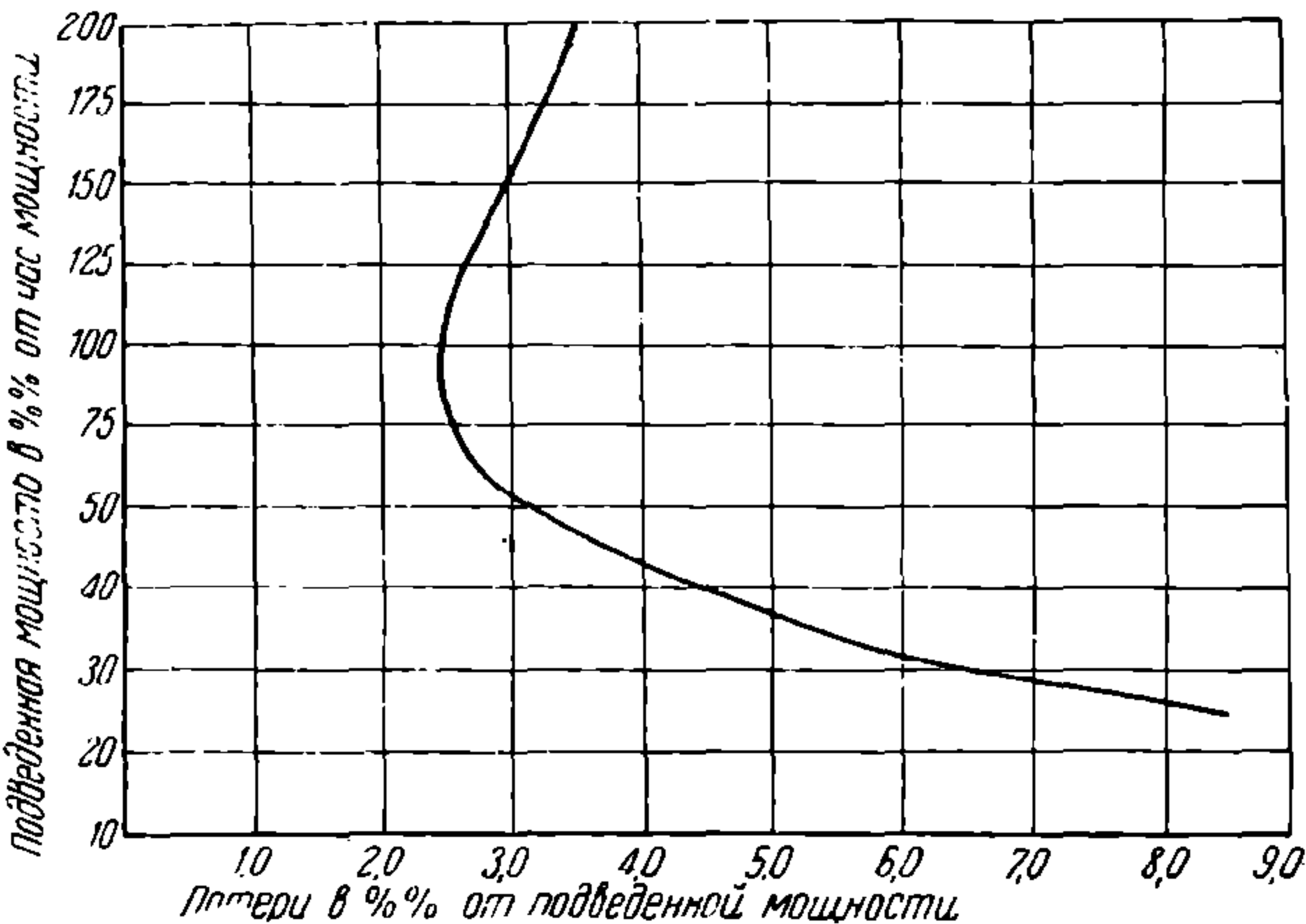
отсутствии соединительных проводников падение напряжения принимается в 1,5 в на каждую щетку.

2. Потери в шунтовых реостатах.

3. Потери в меди, отнесенные к температуре на 15° С ниже предельных температур для соответствующей части двигателя (табл. 18 и 17).

4. Потери в зубчатой передаче, принимаемые по кривой (фиг. 238).

5. Дополнительные потери (трение в подшипниках, сопротивление воз-



Фиг. 238.

духа и пр.), неподдающиеся непосредственному определению. Их можно принять равными 1% от подведенной мощности двигателю.

Коэффициент полезного действия тогда определится

$$\eta = \frac{V_m I_m - \sum p}{V_m I_m}, \quad (197)$$

где  $V_m$  — напряжение на зажимах двигателя в вольтах,

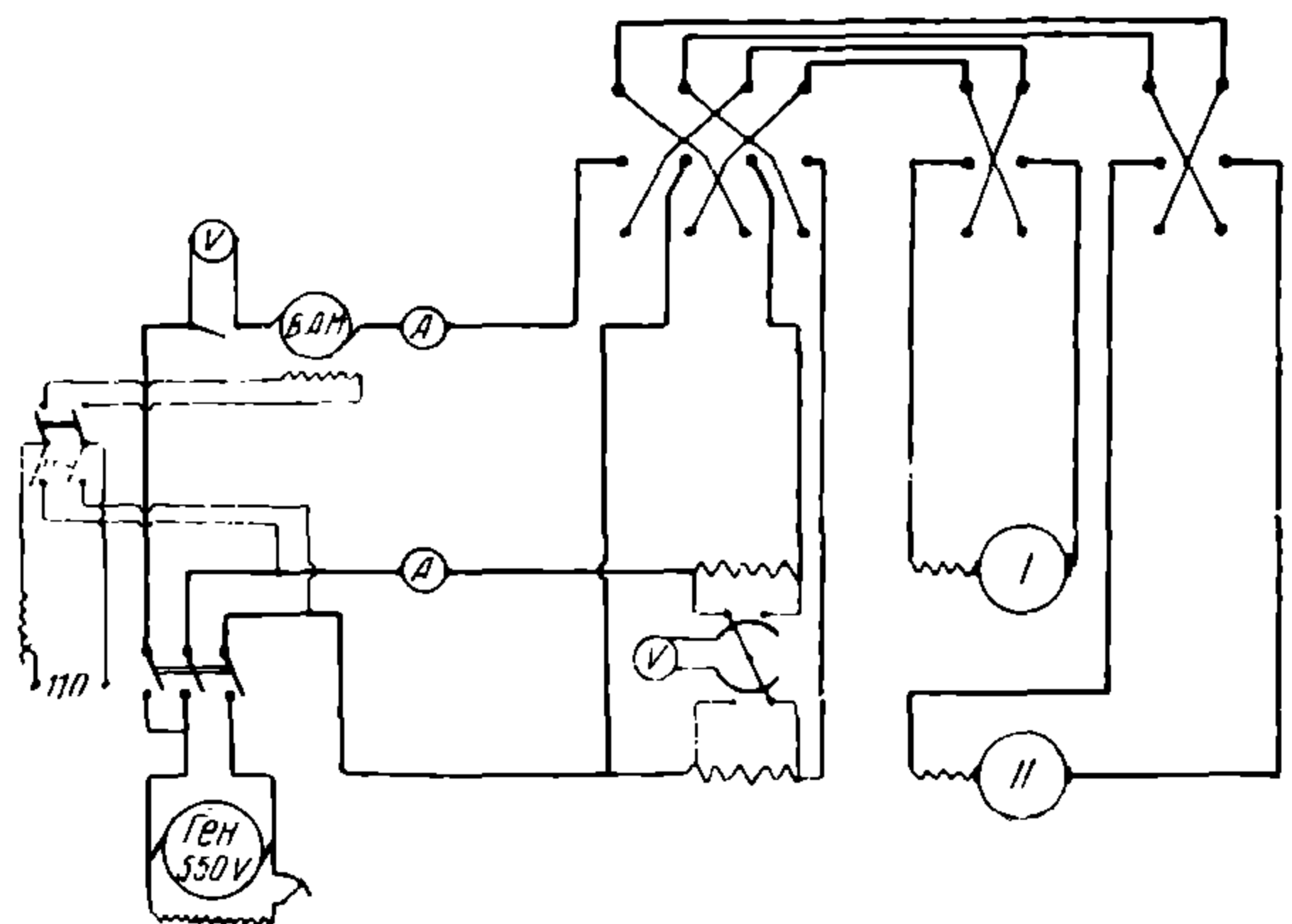
$I_m$  — ток, проходящий через двигатель в амперах,

$\sum p$  — сумма потерь в двигателе в ваттах.

При косвенном методе определения к. п. д. магнитные и механические потери вычисляют опытным путем при условии, что ток возбуждения и число оборотов двигателя соответствуют точкам номинальной работы последнего.

Это испытание производится по методу холостого хода, и двигатель включается по схеме шунтового двигателя.

Ток в цепи возбуждения регулируется так, чтобы он соответствовал определенным точкам номинального режима двигателя. Соответственно данному току в цепи возбуждения и числу оборотов двигателя подводится напряжение.



Фиг. 239.

Коэффициент полезного действия, полученный на испытании, не должен отличаться от гарантированного более чем на 1 %.

Для сокращения расхода электрической энергии при испытании двигателей обычно пользуются схемой фиг. 239. В данной установке оба двигателя I и II соединяются механически так же, как и в первом случае.

Питание двигателя I происходит от сети 550 в от специального генератора. В цепь генератора включен вольтодобавочный агрегат ВДМ, покрывающий потери, происходящие в испытуемых двигателях.

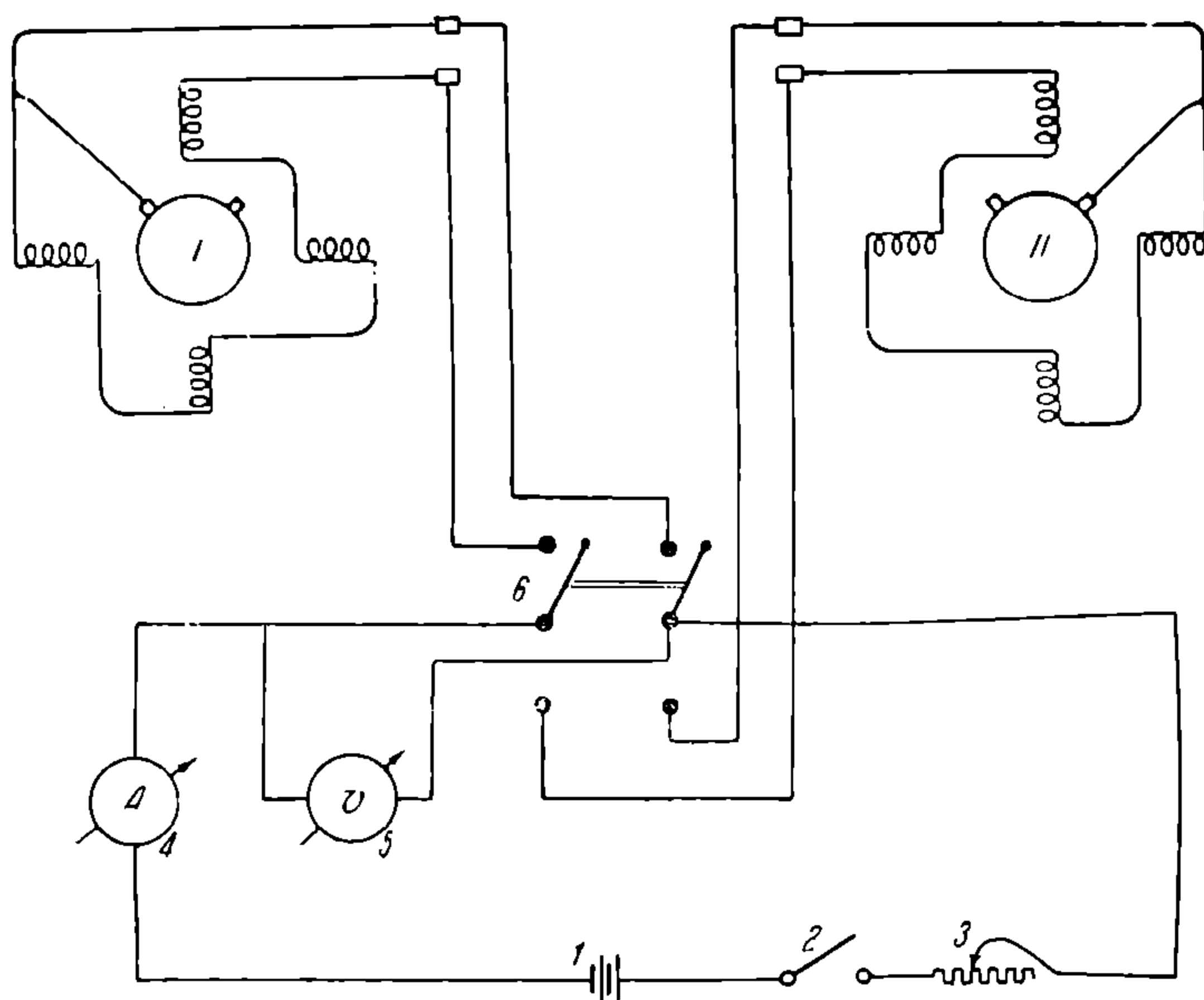
В данной схеме отсутствует нагрузочный реостат, поглощающий электроэнергию, отдаваемую двигателем-генератором II, поэтому расход электрической энергии здесь меньше, чем при схеме фиг. 237

## 126. Испытание двигателей в условиях эксплуатации

Тяговые двигатели иногда подвергаются испытаниям в условиях эксплуатации на вагоне.

При испытании двигателя на вагоне приходится определять нагрев его частей.

Измерение температуры нагрева двигателя можно производить непосредственным измерением термометром или термопарой. Для измерения нагре-



Фиг. 240.

тых частей двигателя прикасаются термометром или термопарой к наиболее горячему месту двигателя. Головка термометра при измерении должна быть обернута фольгой, а для предупреждения теплоотдачи покрывается войлоком или ватой.

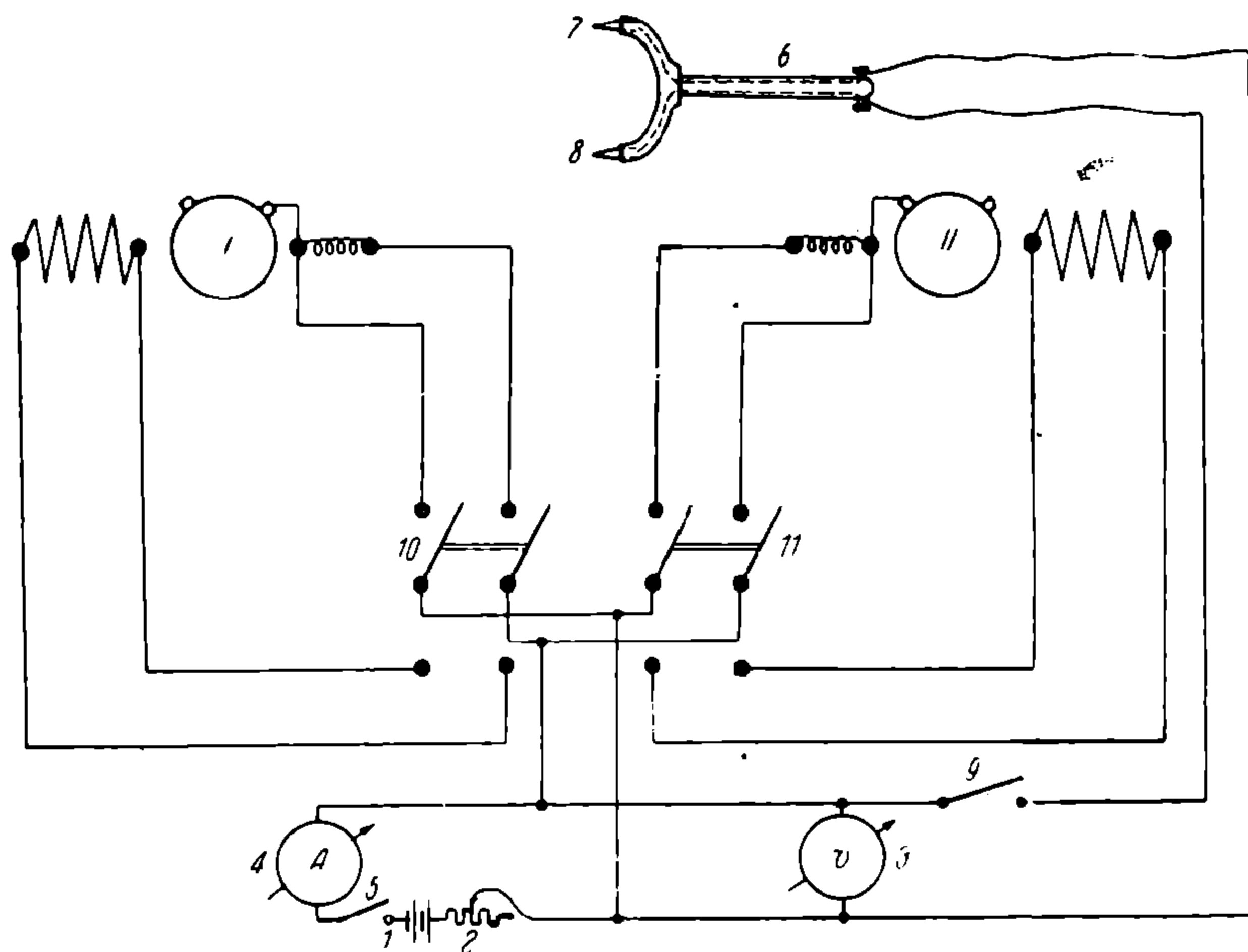
Данные измерения температуры записываются в журнал испытания. Способ измерения температуры непосредственно термометром или термопарой

является недостаточно точным, поэтому более точные измерения температур производятся методом электрического сопротивления.

Этот метод состоит в том, что определяется изменение сопротивления холодной и нагретой обмотки якоря или катушек и по измеренному сопротивлению вычисляется температура нагрева.

Измерение сопротивления обмоток можно производить или помощью мостика или точных вольтметра с амперметром.

Измерение сопротивления добавочных катушек при помощи вольтметра и амперметра можно делать по схеме, указанной на фиг. 240.



Фиг. 241.

Составляется цепь из аккумулятора 1 с рубильником 2, добавочным сопротивлением 3, прецизионных амперметра 4 и вольтметра 5. К двухполюсному переключателю 6 присоединяются катушки от одного и другого двигателей.

Для измерения сопротивления обмотки якоря и катушек необходимо пользоваться схемой фиг. 241.

Аккумулятор 1 соединяется с добавочным сопротивлением 2, прецизионным вольтметром 3 и амперметром 4, однополюсным рубильником 5. Деревянная штанга 6 с медными контактами 7 и 8 цепи присоединяется через рубильник 9 к цепи с аккумулятором.

К переключателю 10 подводятся провода от главных и добавочных катушек первого двигателя и к переключателю 11 от главных и добавочных катушек второго двигателя.

Деревянная штанга с медными контактами служит для измерения сопротивления обмотки якоря. Для этой цели в канавке на коллекторе около петушков керном делаются две отметки против центров угольных щеток;

таким образом расстояние между контактами 7 и 8 получается равным числу коллекторных пластин, деленному на четыре.

Контакты 7 и 8 имеют заостренные концы с поверхностями по  $0,5 \text{ мм}^2$ , каковыми они входят в углубления на коллекторных ламелях, нанесенные керном.

Измерения сопротивлений двигателей должны производиться сперва у охлажденных двигателей при температуре охлажденного воздуха. Перед этим измерением вагон двое суток не работает на линии, после чего при помощи термометра проверяется температура отдельных частей двигателя и окружающего воздуха. При равенстве этих температур можно производить измерение сопротивлений двигателей. Измерение это производится два-три раза и результаты берутся как средние арифметические величины. Второе измерение сопротивлений производится у нагретых двигателей.

При этом измерении заставляют вагон работать или в обычных его эксплуатационных условиях или же производится испытание с искусственной нагрузкой, соответствующей определенному числу пассажиров (двойное число сидящих пассажиров).

Измерение сопротивлений у нагретых двигателей производится в часы максимумов при наибольшем наполнении вагонов пассажирами. Эти измерения производятся не менее трех раз, после чего берутся средние результаты. Результаты измерений сопротивления холодных обмоток записываются в специальном журнале (табл. 22).

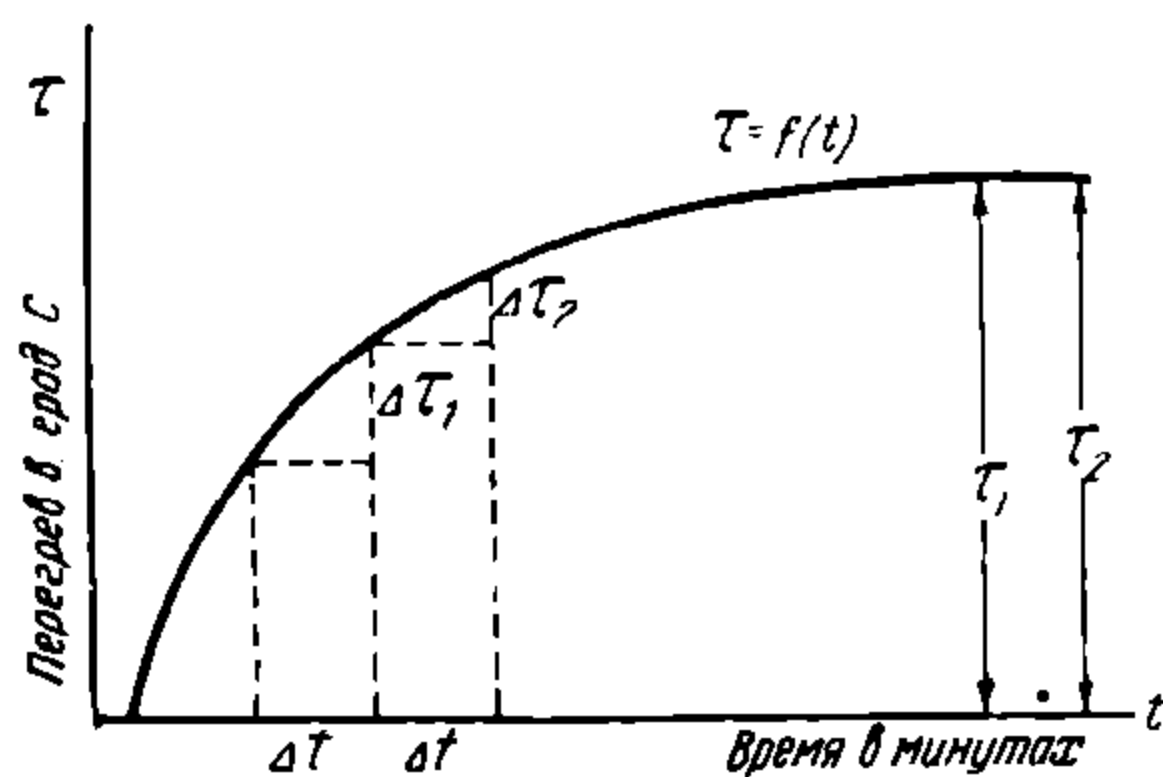
Т а б л и ц а 22

Наименование обмоток двигателя	Первый двигатель			Второй двигатель			Температура обмотки по термометру	Температура воздуха по термометру
	Показание вольтметра в вольтах $E$	Показание амперметра в амперах $A$	Сопротивление в омах $R$	Показание вольтметра в вольтах $E$	Показание амперметра в амперах $A$	Сопротивление в омах $R$		
1. Якоря измер. 1 .								
" " 2 .								
" " 3 .								
Сопротивление:								
2. Добав. катуш. 1								
" " 2								
" " 3								
Сопротивление:								
3. Главн. катушек измер. 1 .								
" " 2 .								
" " 3 .								
Среднее сопротивление:								

При испытании поезд или вагон должен делать нормальные остановки в пути и соблюдать заданную для данного маршрута эксплуатационную скорость.

Сопротивление главных и добавочных катушек измеряется в конце каждого рейса на конечной остановке. Коллекторные люки двигателей должны быть закрыты при испытании.





Фиг. 242.

Измерение сопротивления якоря производится два или три раза после установления теплового режима в катушках, после чего берутся средние результаты измерения.

Для выяснения установившегося теплового режима строится температурная кривая  $\tau = f(t)$  (фиг. 242). Если при этом в течение часа изменение температуры будет не более  $2^\circ \text{C}$ , можно считать тепловой режим установившимся.

При производстве всех измерений необходимо соблюдать все правила безопасности.

Результаты измерений и вычислений записываются в табл. 23.

Таблица 23

Наименование обмоток двигателя	Первый двигатель					Второй двигатель					Примечание
	Показание вольтметра в вольтах $E$	Показание амперметра в амперах $A$	Сопротивление в омах $R$	Перегрев $\tau^\circ \text{C}$	Температура коллектора	Показание вольтметра в вольтах $E$	Показание амперметра в амперах $A$	Сопротивление в омах $R$	Перегрев $\tau^\circ \text{C}$	Температура коллектора	
Главные катушки 1											Сопротивление
" 2 .											
" 3 .											
" 4 .											
Средние . . . . .											Сопротивление
Добавочные катушки 1 .											
2 .											
3 .											
Средние .											

## 127. Предварительный выбор мощности тягового двигателя

### Определение длительной мощности

Длительную мощность тягового двигателя определяем по работе, развиваемой двигателем на ободах колес поезда при пробеге одной тонны веса поезда всего маршрута в двух направлениях (в обе стороны).

Работа, совершаемая двигателем, будет:

$$A = A_1 + A_2 + A_3, \quad (198)$$

где  $A_1$  — работа, отнесенная на 1  $m$  веса поезда, идущая на преодоление сопротивления пути и подъемов;

$A_2$  — энергия, теряемая в тормозах на 1  $m$  веса поезда при остановках;

$A_3$  — энергия, теряемая в реостатах на 1  $m$  веса поезда.

В свою очередь

$$A_1 = 2f \sum l_0 + f \sum l_1 + \sum l_1 i_1 \text{ кг/м}$$

$$A_2 = n \left[ \frac{1000 k \cdot v_m^2}{9,81 \cdot 2} - l_m (f + i_s) \right] \text{ кг/м}$$

$$A_3 = n \left[ \frac{1000 k \cdot v_n^2}{9,81 \cdot 2} + l_n (f + i_s) \right] \text{ кг/м.}$$

После подстановки значений  $A_1$ ,  $A_2$  и  $A_3$  получим выражение длительной мощности

$$W_i = G \left\{ L (f + i_s) + n \left[ \frac{1000 k \cdot v_m^2}{9,81 \cdot 2} - l_m (f + i_s) + \frac{1000 k \cdot v_n^2}{9,81 \cdot 2} + l_n (f + i_s) \right] \right\} \frac{9,81 \cdot K_{ef} \cdot K_3}{m \cdot T \sqrt{p} \cdot 1000 \eta}, \quad (199)$$

где  $f$  — среднее сопротивление движению поезда на площадке, включая сопротивление от кривых в  $\text{кг/м}$ ;

$i_s$  — эквивалентный подъем в ‰;

$L$  — длина маршрута в обоих направлениях в  $m$ ;

$l_m$  — длина тормозного пути, отнесенная к одной остановке в  $m$ ;

$l_n$  — длина в метрах каждого участка, проходимого под реостатами;

$n$  — число перегонов на маршруте в обоих направлениях;

$k$  — коэффициент инерции вращающихся масс;

$v_m$  — скорость начала торможения в  $\text{км/час}$ ;

$v_n$  — скорость выхода на автоматическую характеристику в  $\text{км/час}$ ;

$K_{ef}$  — коэффициент, определяющий увеличение мощности за счет перехода от средненагревательных токов к среднеквадратичным;

$G$  — вес поезда в  $t$ ;

$K_3$  — коэффициент, учитывающий разницу в теплоотдаче двигателя и в напряжении при переходе от режима работы на станде к режиму работы на линии;

$m$  — число двигателей;

$T$  — время пробега поездом маршрута в сек.;

$p$  — отношение времени работы двигателя под током ко всему времени пробега рейса.

$\eta$  — коэффициент полезного действия зубчатой передачи.

Нагрузка поезда пассажирами подсчитывается по нормам ВТАБ: кроме сидящих пассажиров принимается на каждого стоящего пассажира из расчета  $0,4 \text{ м}^2$  внутри кузова и  $0,22 \text{ м}^2$  на площадках от свободной для стояния площади.

Вес пассажира принимается в  $70 \text{ кг}$ .

Сопротивление движению  $f$  определяется как средняя величина по нормам ВТАБ —  $f_m = 9 \text{ кг/м}$  для моторных и  $f_b = 6 \text{ кг/м}$  для прицепных вагонов.

Учитывая сопротивление от кривых, можно при расчете принимать  $f_m = 10 \text{ кг/т}$  и  $f_b = 7 \text{ кг/т}$ .

Среднее сопротивление определяется по формуле:

$$f = \frac{G_m f_m + G_b \cdot f_b}{G}. \quad (200)$$

Эквивалентный подъем определяется или по формуле Б. Б. Гартенштейна

$$i_{\text{э}} = \left[ \frac{2f \sum l_0 + \sum l_1 + \sum l_1 i}{L} - f \right], \quad (201)$$

или как средневзвешенный подъем по формуле

$$i_{\text{э}} = \frac{\sum i l}{\sum l},$$

где  $i$  — значение подъемов на отдельных участках пути;

$l$  — длины отдельных участков, соответствующие этим подъемам в метрах.

Скорость выхода на автоматическую характеристику берется по данным тяговых двигателей.

Скорость начала торможения для расчета принимается около  $30 \text{ км/час}$ .

Длина тормозного пути  $l_m$  — определяется из формулы:

$$l_m = \frac{v_m^2}{2 \cdot 3,6^2 \cdot b}, \quad (202)$$

где  $b$  — замедление при торможении в  $\text{м/сек}^2$ .

Длина участка, проходимого под реостатами, определяется из формулы

$$l_n = \frac{v_n^2}{2 \cdot 3,6^2 \cdot a}, \quad (203)$$

где  $a$  — ускорение поезда в  $\text{м/сек}^2$ .

Коэффициент инерции вращающихся масс принимается для моторного вагона  $1,1 — 1,14$ , для прицепных —  $1,04 — 1,06$  и для поезда  $1,08 — 1,1$ .

Значения коэффициента  $K_{ef}$  колеблются в пределах  $1,03 — 1,15$ . Для расчета можно принимать  $K_{ef} = 1,1$ .

Коэффициент  $K_3$  выбирается в пределах  $1,15 — 1,2$ .

Коэффициент полезного действия зубчатой передачи принимается в расчете  $\eta = 0,95$ .

Время пробега поездом маршрута  $T$  определяется из соотношения:

$$T = \frac{3,6 \cdot L}{v_{\text{э}}}, \quad (204)$$

где  $v_{\text{э}}$  — эксплуатационная скорость в  $\text{км/час}$ .

Эксплуатационную скорость в расчете следует принимать выше средней с учетом, что движение поезда происходит без выбега.

Время работы двигателя под током  $T_1$  определяется из уравнения:

$$T_1 = T - \frac{n \cdot v_m}{3,6 \cdot a_3} - (n - 2) t_1 - t_2, \quad (205)$$

где  $t_1$  — средняя продолжительность остановки в секундах;  
 $t_2$  — продолжительность двух конечных остановок в секундах.  
 Зная  $T$  и  $T_1$ , можно определить  $p$ :

$$p = \frac{T_1}{T}. \quad (206)$$

Вычислив, по приведенным данным, длительную мощность по формуле (199), можно определить часовую мощность:

$$W_h = \frac{W_i}{0,6 \div 0,7}. \quad (207)$$

Для проверки полученных вычислений  $W_h$  и  $W_i$  определяем последнее по пусковому режиму двигателей.

Пусковая мощность в момент выключения пусковых реостатов определяется по формуле

$$W_n = \frac{F_n \cdot v_n}{367} \text{ квт} \quad (208)$$

или

$$W_n = \frac{G \left( \frac{1000 \cdot \kappa \cdot a}{g} + f \right) v_n}{2 \cdot 367} \text{ квт}, \quad (209)$$

где  $F_n$  — пусковое усилие тяги одного двигателя в кг;  
 $a$  — ускорение поезда;  
 $g$  — ускорение силы тяжести.

Тогда часовая мощность определится

$$W_h = K_1 W_n,$$

где  $K_1$  — коэффициент, дающий соотношение между часовой и пусковой мощностями.

Обычно  $K_1$  берется 0,85 — 0,8.

Для выбранного типа тягового двигателя производится тяговый расчет (см. СЭТ т. III отд. 20) с построением кривых движения.

Построение кривых движения производится для того, чтобы показать пригодность выбранного типа двигателя с точки зрения выполнения поездами заданных скоростей сообщения в эксплуатации.

## 128. Пусковые реостаты

Пусковые сопротивления, применяемые в настоящее время на трамвайных вагонах, состоят из

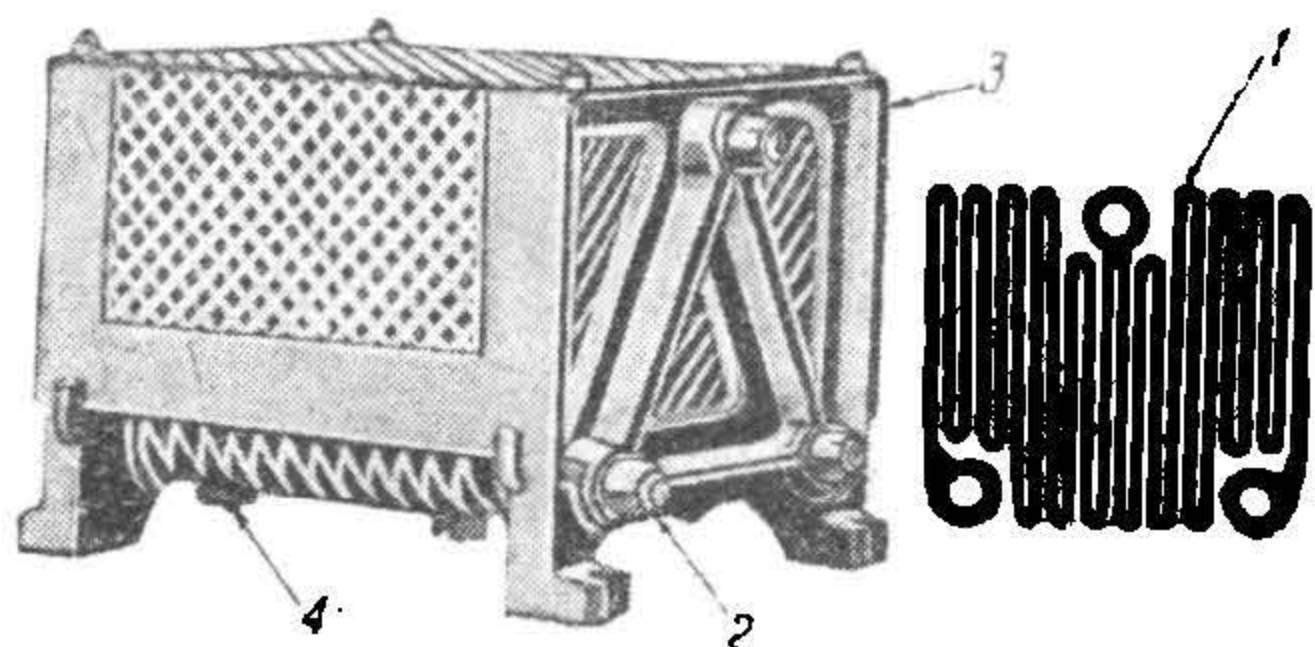
- 1) чугунных литых элементов,
- 2) спиралей проволоки или металлических лент и
- 3) угольных стержней.



Реостаты из чугунных литых элементов являются устаревшим типом и на вновь выпускаемых трамвайных вагонах не устанавливаются.

Реостаты из литых элементов (фиг. 243) изготавливаются из отливки специального чугуна или сплава чугуна с алюминием.

Отлитые элементы 1 (пластины) собираются на железных болтах 2, изолированных миканитовыми шайбами и прокладками. Набранные литые элементы закрепляются на болты в корпусе 3 и составляют отдельные ящики с определенным сопротивлением. К литым пластинам реостата привертываются медные клеммы 4, к которым присоединяются провода от контроллера.



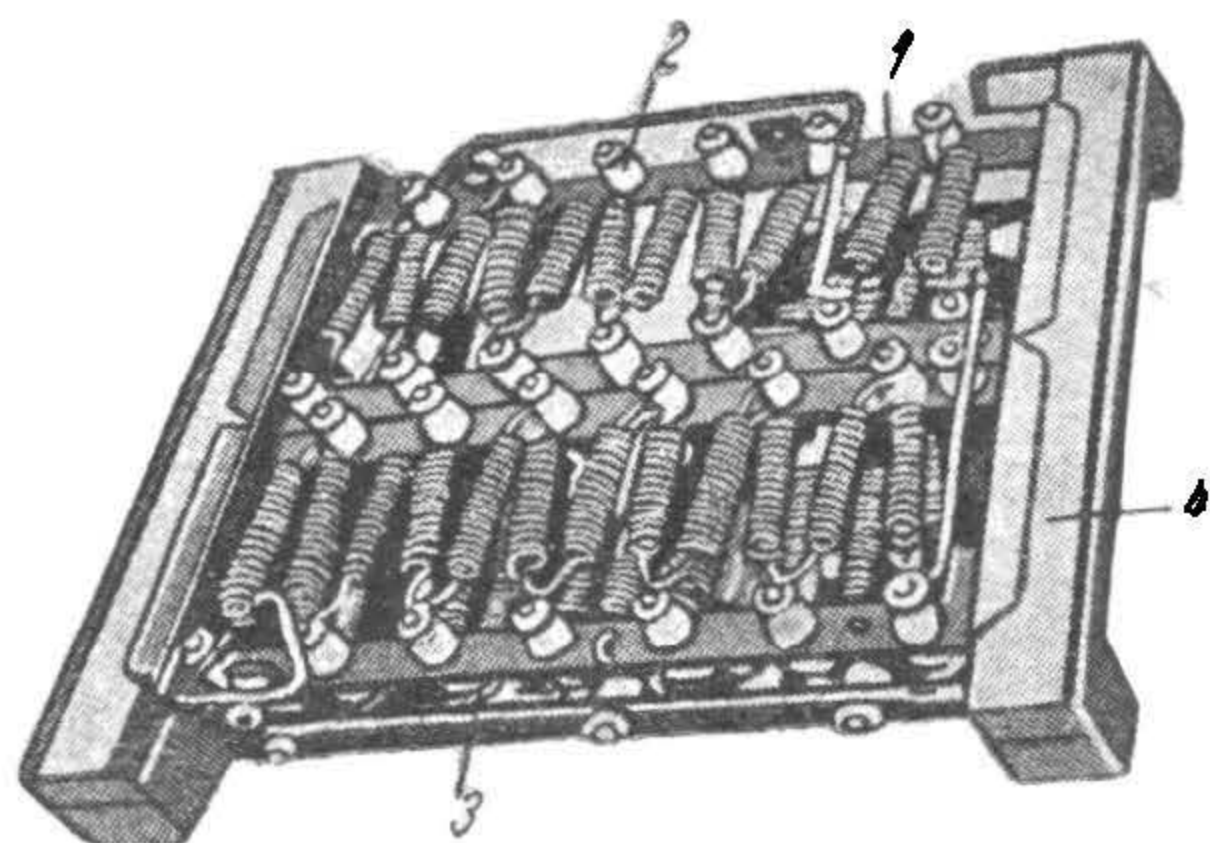
Фиг. 243.

На каждом моторном вагоне устанавливается 3—4 таких ящика внутри вагона под продольными концевыми диванами или чаще под площадками вагона.

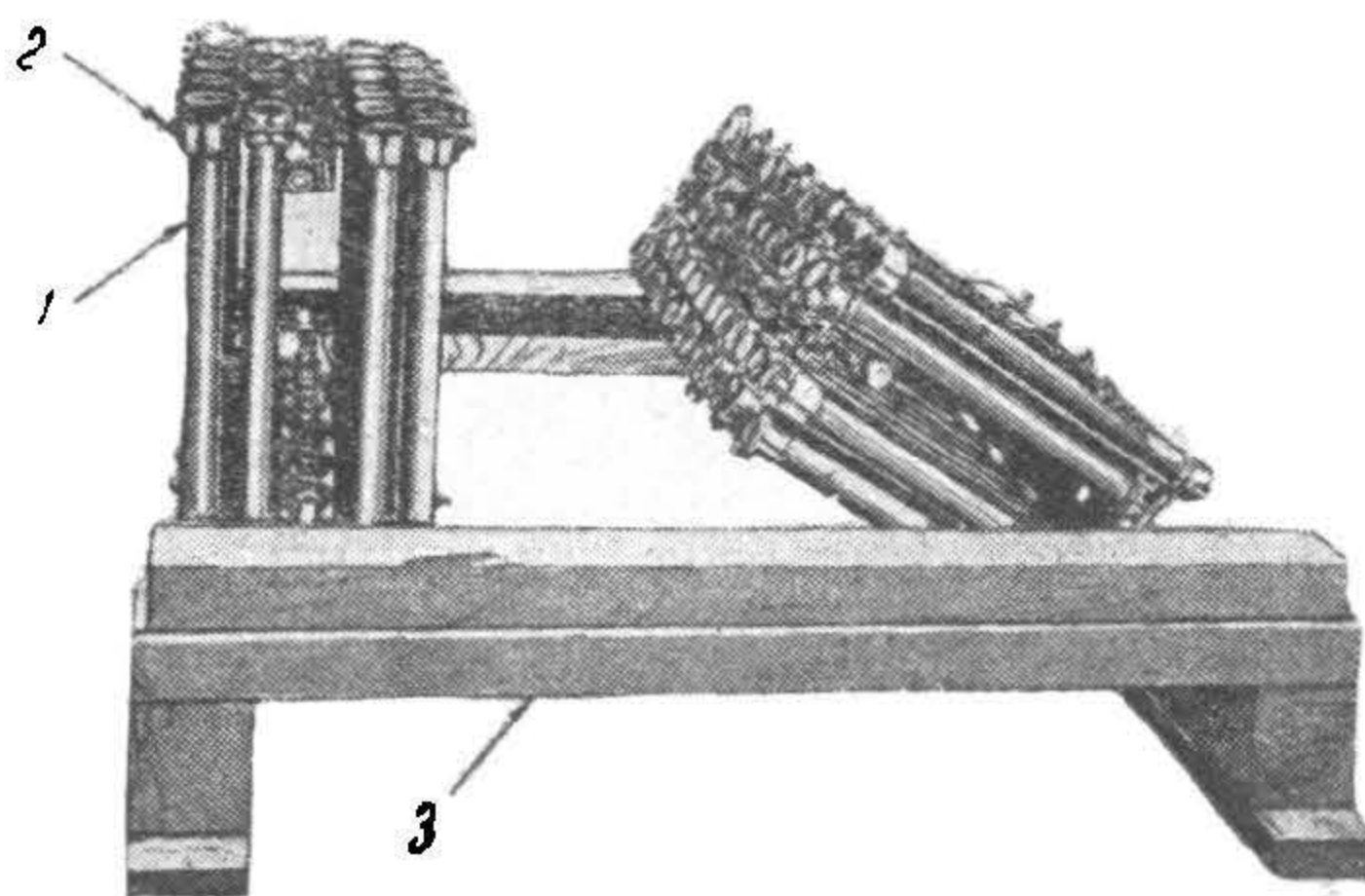
К недостаткам реостатов с литыми элементами относятся

- 1) большой вес по сравнению с. проволочными;
- 2) поломка отдельных элементов реостата от механических сотрясений и ударов вследствие хрупкости металла;
- 3) выпучивание при нагреве пластин, вследствие чего получается замыкание между соседними элементами и последние перегорают;
- 4) замыкание между элементами от грязи и воды, попадающих на реостаты под вагоном.

Проволочные сопротивления (фиг. 244) изготавливаются из никелиновой, реотановой или из другого металла проволоки с высоким удельным сопротивлением.



Фиг. 244.



Фиг. 245.

Проволочный реостат изготавливается из проволочных спиралей диаметром 30—40 мм. Диаметр проволоки для спиралей составляет 3—4 мм. Спирали навиваются с числом витков от 20 до 30. Число спиралей принимается в зависимости от общего сопротивления реостата.

Проволочные спирали 1 укрепляются на фарфоровых роликах 2, установленных на железном каркасе 3, который укрепляется в деревянной раме 4.

К спиральям укрепляются медные клеммы, к которым присоединяются провода от контроллеров.



Проволочные реостаты устанавливаются на крыше вагонов по обеим сторонам токоприемника.

Каждый реостат закрывается сверху железной крышкой, защищающей спирали реостата от попадания на них металлических частей, могущих вызвать замыкание между витками.

Для предупреждения нагревания крыши вагона реостатом проволочный реостат устанавливается на деревянные подкладки, а крыша защищается асбестовым картоном.

Проволочные реостаты не имеют недостатков, присущих чугунным сопротивлениям, поэтому они имеют широкое распространение на современных трамвайных вагонах.

Иногда вместо проволочных спиралей изготавливаются металлические элементы в виде лент, которые по прочности, дешевизне и простоте ухода не уступают проволочным реостатам.

Угольные реостаты (фиг. 245) выпущены заводом „Динамо“ им. тов. Кирова в виде опытных. Угольные реостаты состоят из угольных стержней / диаметром 25 мм и длиной 300 мм.

Угольные стержни укрепляются в медных зажимах 2, на которых укреплены клеммы.

Отдельные секции из угольных элементов укрепляются на изоляторах и монтируются на металлическом каркасе и деревянной раме 3.

Угольные реостаты эксплуатируются на московском трамвае и на троллейбусах.

Угольные реостаты монтируются на крыше вагона, так же как и проволочные реостаты.

## 129. Обслуживание реостатов

Реостаты являются достаточно надежным оборудованием на вагоне, поэтому они не требуют за собой особо тщательного ухода, как например двигатели, контроллеры и пр. Расходы на эксплуатацию реостатов поэтому составляют ничтожную сумму по сравнению с прочими видами электрооборудования вагона.

Реостаты из чугунных элементов, как указывалось выше, получают повреждения от воды и грязи, попадающих на них с мостовой. Поэтому чугунные подвагонные реостаты требуют более внимательного ухода, чем крышечные проволочные или ленточные.

При осмотре подвагонных реостатов обращается внимание на целостность пластин, а также на надежность контактов проводов в клеммах. Ящики реостатов должны быть плотно укреплены к полу площадки. При ослаблении болтов, закрепляющих корпуса реостатов, болты подтягиваются.

Для удаления с пластин пыли периодически, но не реже в 20 дней раз, подвагонные реостаты продуваются сжатым воздухом или ручным мехом.

Крышечные реостаты осматриваются реже подвагонных. При осмотре их обращается внимание на надежность контактов проводов в клеммах. Кроме того при провисании спиралей реостатов от перегрева последние выправляются и подтягиваются до нормального положения спиралей.

В эксплуатации реостатов бывают случаи внутреннего замыкания отдельных элементов реостатов, отчего сопротивление ступеней изменяется.

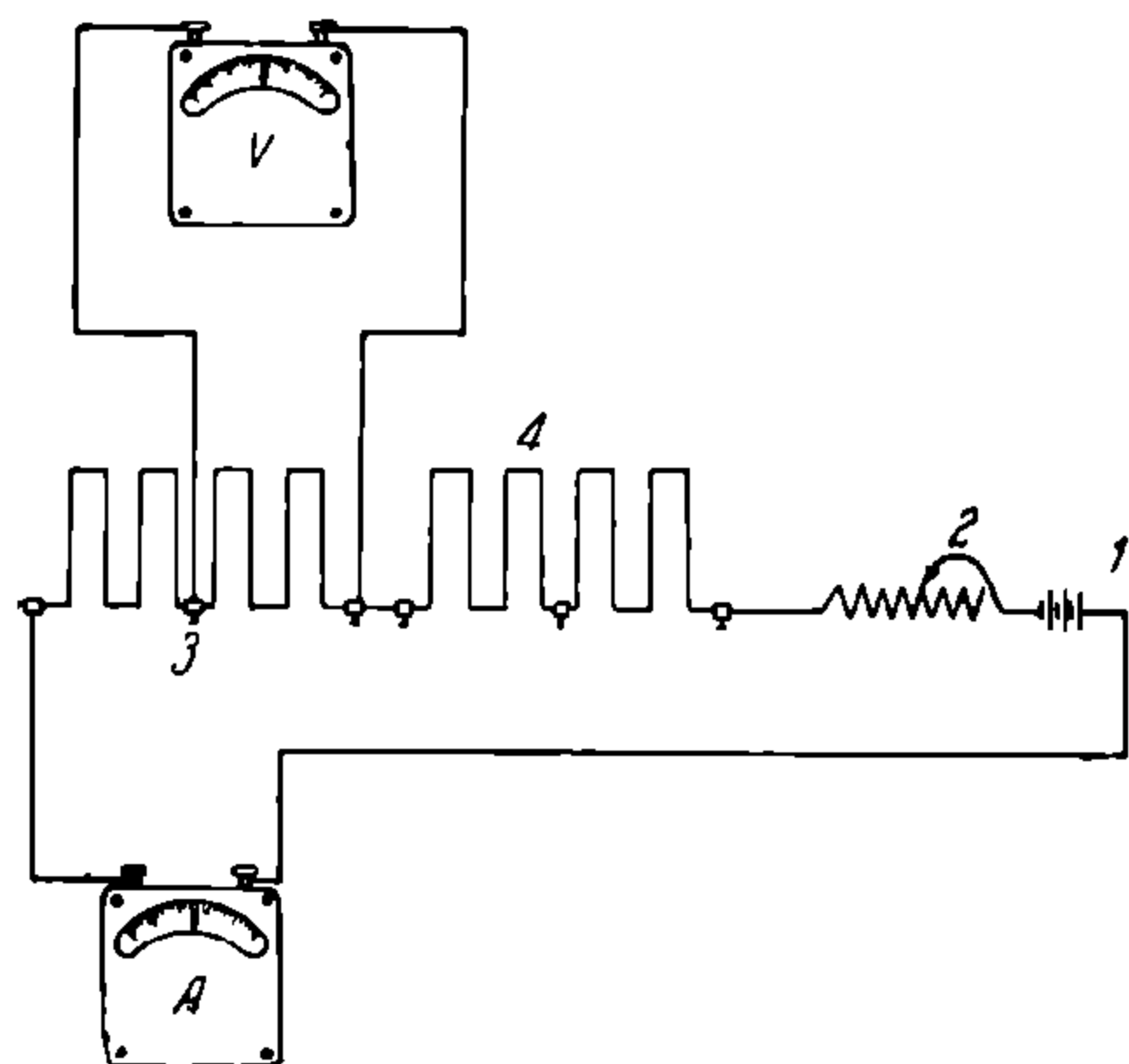
Бывают также случаи неправильной установки клемм на реостатах при их монтаже, вследствие чего сопротивление отдельных ступеней реостата

не соответствует расчетным данным, и при включении контроллера на неправильную реостатную позицию вагон получает ненормальное ускорение. В этом случае нужно проверить все ступени сопротивления реостата.

Измерение ступеней сопротивления производится мостиком Уитстона или др.

Проверку сопротивлений можно производить при помощи прецизионных вольтметра и амперметра по схеме на фиг. 246.

Испытуемый реостат включается последовательно с аккумулятором 1, добавочным сопротивлением 2 и амперметром А. Вольтметр присоединяется к испытуемой ступени реостата (фигура 246).



Фиг. 246.

Замечают показания вольтметра и амперметра, после чего определяют искомое сопротивление

$$r = \frac{e}{i},$$

где  $r$  — искомое сопротивление в омах,  
 $e$  — показание вольтметра в вольтах,  
 $i$  — показание амперметра в амперах.

Полученные результаты после измерения сравнивают с данными испытуемой ступени реостата, и в случае их несоответствия клемма 3 переставляется, и проверка повторяется до тех пор, пока измеренное сопротивление не будет равно данному в таблице сопротивлений для

данного типа реостата. Для более точных вычислений лучше при измерении пользоваться миллиамперметром и милливольтметром.

Ремонт реостатов производится в следующих случаях:

1. При отгорании клемм реостата от пластин или спиралей клеммы устанавливаются новые, и провода в них надежно зажимаются.

2. При замыкании между соседними витками или пластинами реостат разбирается и сгоревшие пластины удаляются и заменяются новыми. Если при этом повреждены миканитовые прокладки, последние заменяются новыми, и после переборки всех пластин ящик собирается.

При перегорании спиралей крышевого реостата сгоревшие спирали вырезаются и вместо них соединяются новые спирали.

3. При замыкании пластин реостата на корпус, вследствие попадания воды от дождя и снега, реостат снимается и, если изоляция между пластинами не пробита, высушивается. Сопротивление между пластинами и корпусом ящика реостата не должно быть менее 1 мегома. В случае пробоя изоляции между пластинами последние перебираются и изоляция восстанавливается.

4. Если часть пластин подвагонного реостата разбита при аварии вагона, все пластины и изолирующие прокладки разбираются, и реостат собирается вновь. При сборке пластин нужно следить, чтобы последние были одного и того же сечения, в противном случае общее сопротивление ящика реостата изменится, и последний необходимо будет перебирать вновь.

### 130. Расчет пусковых реостатов

Для получения плавного разгона поезда под реостатами необходимо, чтобы нарастание скорости происходило постепенно (равномерно-ускоренное движение), т. е. ускорение поезда должно быть величиной постоянной.

Для того чтобы ускорение поезда в период пуска двигателей было величиной неизменной, необходимо выдержать силу тяги поезда в течение этого периода также величиной постоянной. Сила тяги является функцией силы тока двигателя  $F = f(I)$ .

Следовательно для постоянства силы тяги необходимо, чтобы сила тока, потребляемая двигателем в период разгона поезда под реостатами, была величиной постоянной:

$$I_n = \text{const.}$$

В период разгона поезда под реостатами число оборотов двигателя должно постепенно увеличиться от 0 до максимального значения, соответствующего моменту выхода на автоматическую характеристику при данном токе  $I_n$ .

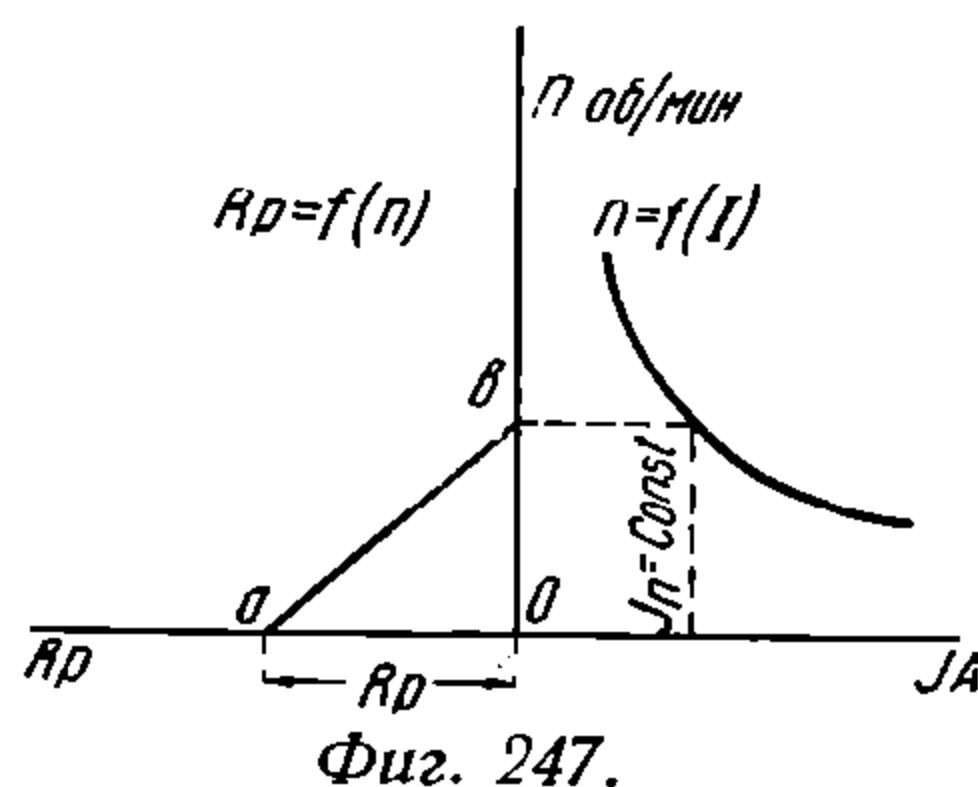
Для выполнения этого условия необходимо, чтобы сопротивление пускового реостата непрерывно уменьшалось пропорционально числу оборотов двигателя.

На фиг. 247 точка  $a$  соответствует моменту пуска ( $n = 0$ ). Пусковое сопротивление включено полностью по мере увеличения числа оборотов двигателя, сопротивление пускового реостата должно непрерывно уменьшаться по прямой линии  $ab$ . Точка  $b$  соответствует моменту выхода на автоматическую характеристику — реостат выключен:

$$R_p = 0.$$

Однако осуществление непрерывного уменьшения сопротивления реостата практически встретило бы значительные затруднения, так как потребовались бы более дорогие и сложные устройства. Поэтому на практике сопротивления реостатов выключаются не непрерывно, а определенными ступенями. При непрерывном изменении сопротивления реостата сила тока в период пуска остается величиной постоянной. Очевидно, что при ступенчатом выключении реостатов сила тока в период пуска будет изменяться в некоторых пределах. Пределы этих колебаний должны быть выбраны с таким расчетом, чтобы отсутствовали резкие толчки при разгоне поезда и среднее значение силы тока в период пуска соответствовало бы желаемой величине пускового тока. Чем большие колебания тока будут выбраны, тем менее плавным будет разгон поезда под реостатами. Таким образом с точки зрения плавного пуска следует стремиться брать возможно меньшие пределы колебания тока, но, с другой стороны, чем меньше будут выбраны эти колебания, тем потребуются большее число ступеней пускового реостата.

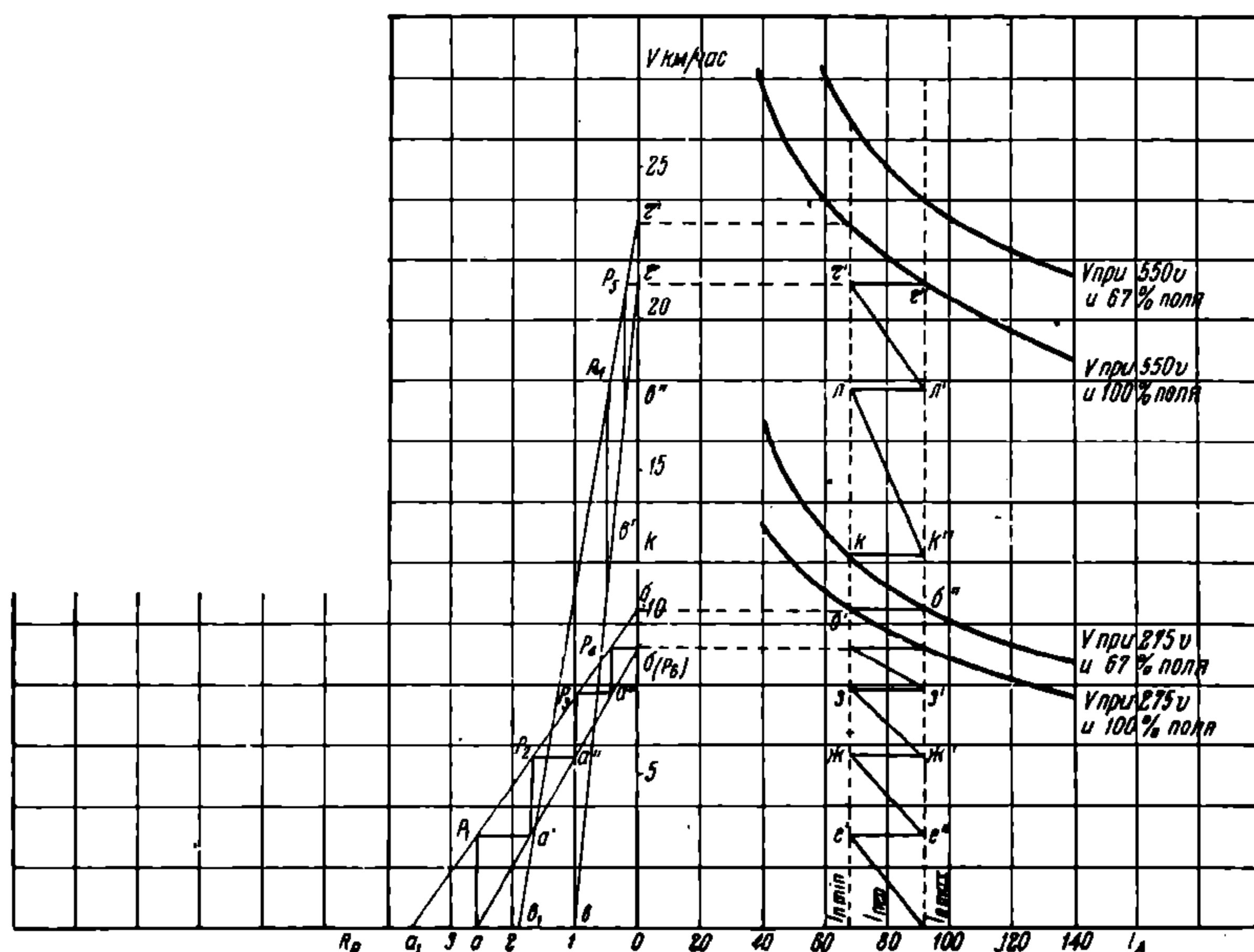
Увеличение же числа ступеней пускового реостата усложняет электрическое оборудование вагона. Обычно в нормальных трамвайных контроллерах бывает 3 или 4 реостатных ступени на последовательном или смешанном соединении двигателей и 2 или 3 реостатных ступени на параллель-



ном. Практикой установлено, что колебания тока выбираются в пределах  $15\text{--}20\%$  в ту или другую сторону от среднего значения величины пускового тока  $I_{n\text{ ср}}$ .

Верхний предел колебания тока —  $I_{n\text{ max}}$  должен быть проверен по условиям сцепления и ускорения, для того чтобы соответствующая ему сила тяги не превосходила предела сцепления. Ускорение поезда не должно превышать величины при нижнем пределе колебания тока, когда поезд должен иметь достаточное ускорение.

Методы расчета, посредством которых можно определить число ступеней пускового реостата, а также величину сопротивления отдельных сту-



Фиг. 248.

пеней, могут быть определены графическим и аналитическим методами. Число ступеней реостата определяется в зависимости от принятых пределов колебания тока.

В практике весьма часто приходится рассчитывать пусковые реостаты для существующих уже контроллеров с определенным числом пусковых ступеней, и тогда задачей расчета является определение величин этих ступеней.

Рассмотрим на примере графический метод расчета ступеней сопротивлений пускового реостата для трамвайного поезда, состоящего из одного моторного четырехосного вагона весом  $21,3\text{ т}$ , оборудованного четырьмя двигателями типа ПТ-35а.

Пуск двигателей смешанно-параллельный. Часовой ток двигателя ПТ-35а  $I_h = 30\text{ А}$ , а его общее сопротивление  $R = 0,4\text{ ом}$ .

На фиг. 248 вправо от оси ординат построены скоростные характеристики двигателя  $v = f(I)$  — зависимость скорости поезда от силы тока,

потребляемого каждым двигателем для полного и половинного напряжений на его зажимах при полном и ослабленном возбуждении, а влево от оси ординат откладываем зависимость сопротивления пускового реостата от скорости поезда.

Пусковой ток двигателя должен быть выбран с таким расчетом, чтобы обеспечить достаточную силу тяги, потребную для сдвига поезда с места, и надлежащее ускорение.

Максимальное значение силы тока в период пуска для двигателей с самовентиляцией может быть принято больше часового тока, так как возможно допустить некоторую перегрузку в начале движения, обычно не свыше 30—40%.

Таким образом для вентилируемых двигателей пусковой ток может быть выбран  $I_{n \max} \leq 1,4 I_h$ , а для двигателей с естественной вентиляцией обычно пусковой ток берется равным часовому.

Верхний предел колебания тока должен быть выбран с таким расчетом, чтобы по возможности был использован полностью сцепной вес поезда. Для этого необходимо определить предел силы тяги поезда по сцеплению. Принимая для средних условий коэффициент сцепления  $\phi = 0,14$  при сцепном весе поезда 21,3 т, определяем наибольшую силу тяги поезда, допустимую по условиям сцепления

$$F_{n \max} = \phi G = 0,14 \cdot 21\,300 = 3\,000 \text{ кг},$$

а на один двигатель

$$F'_{n \max} = 750 \text{ кг},$$

где  $F_{n \max}$  — максимальная сила тяги поезда при пуске;

$F'_{n \max}$  — максимальная сила тяги одного двигателя;

$G$  — сцепной вес поезда;

$\phi$  — коэффициент сцепления.

Из характеристики  $F' = f(I)$  двигателя ПТ-35а фиг. 249 находим, что значению силы тяги  $F'_{n \max} = 750 \text{ кг}$  соответствует сила тока  $I_{n \max} = 92 \text{ а}$ .

Для полного использования сцепного веса поезда принимаем верхний предел колебания пускового тока  $I_{n \max} = 92 \text{ а}$ , который по отношению к часовому току двигателя составит

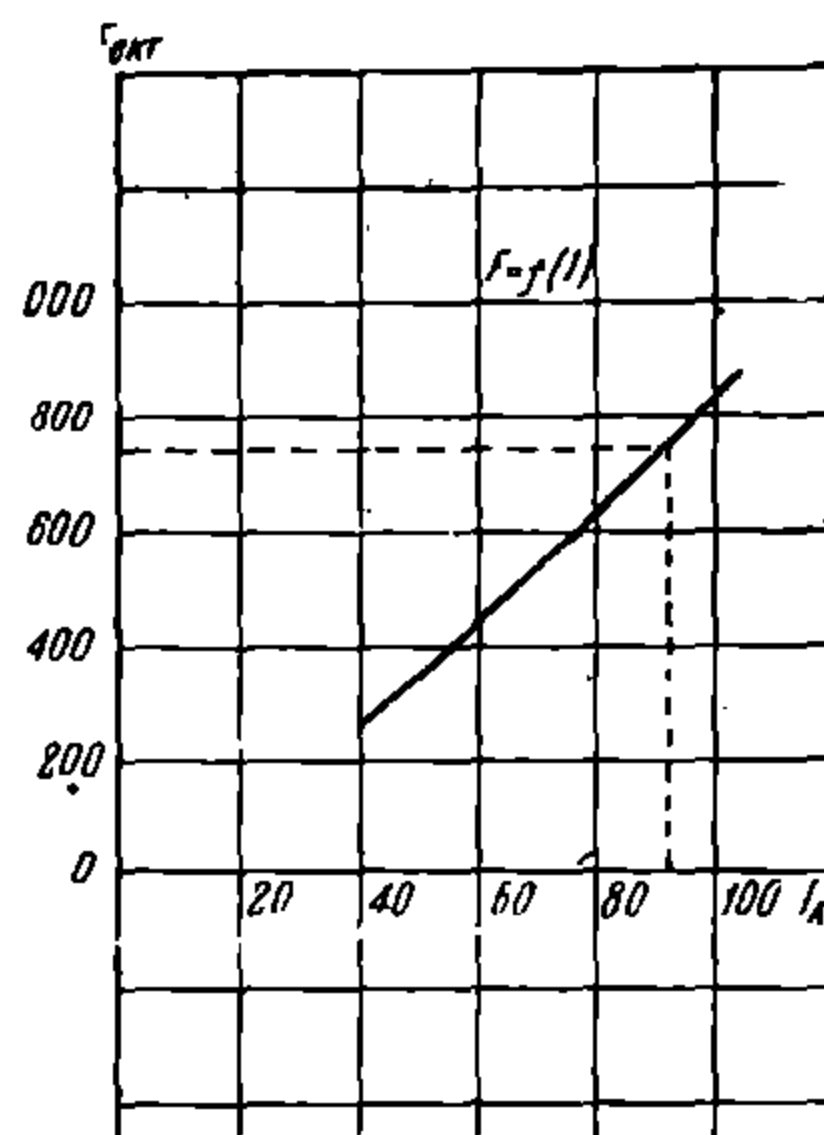
$$\frac{I_{n \max}}{I_h} = \frac{92}{80} = 1,15,$$

что для двигателя с самовентиляцией вполне допустимо.

Задаемся колебанием тока  $\pm 15\%$  и этим устанавливаем тот интервал, за пределы которого сила тока не должна выходить.

Тогда средний пусковой ток двигателя будет:

$$I_{n \text{ ср}} = 92 \cdot \frac{1}{1,15} = 80 \text{ а},$$



Фиг. 249.

НЕ  
УДУН  
(ДІТ)



а нижний предел колебания тока

$$I_{n \min} = 0,85 \cdot 80 = 68a.$$

При последовательном параллельном соединении двигателя (фиг. 278) сопротивление пускового реостата может быть определено из следующего соотношения:

$$V_c = 2I_n R_p + 2V = 2I_n R_p + 2I_n R + 2E_a, \quad (210)$$

где  $V_c$  — напряжение в контактной сети,  
 $R_p$  — сопротивление пускового реостата;  
 $R$  — общее сопротивление двигателя;  
 $I_n$  — пусковой ток двигателя;  
 $V$  — напряжение на зажимах двигателя;  
 $E_a$  — противоэлектродвижущая сила двигателя.

Из формулы 210 имеем

$$R_p = \frac{V_c}{2I_n} - R - \frac{E_a}{I_n}, \quad (211)$$

что дает нам при  $I_n = \text{const}$  прямолинейную зависимость между сопротивлением реостата и скоростью поезда, которая легко может быть построена по двум точкам.

В момент пуска двигателя, т. е. при  $v = 0$ , так как противоэлектродвижущая сила отсутствует ( $E_a = 0$ ), сопротивление пускового реостата при токе  $I_{n \max} = 92a$  согласно формуле 210 будет

$$R_p = \frac{550}{2 \cdot 92} - 0,4 = 2,6 \text{ ом.}$$

Выбрав масштаб сопротивлений, откладываем на фиг. 248 величину  $R_p$  по оси абсцисс (отрезок  $Oa$ ); ее ордината очевидно будет равна нулю, так как в момент пуска  $v = 0$  при выведенном реостате, т. е. при  $R_p = 0$ , сила тока  $I_{n \max} = 92a$  будет соответствовать скорости  $v_n$  выхода на автоматическую характеристику при 275в и 100% поля (отрезок  $Ob$ ). Прямая  $ab$  выражает зависимость  $R_p = f(v)$ ; при  $I_{n \text{ const}} = I_{n \max}$ .

Аналогично предыдущему эту же зависимость при  $I_{n \text{ const}} = I_{n \min} = 68a$  определяет другая прямая  $a_1 b_1$ , которая также может быть построена по двум точкам: при  $v = 0$   $R_p = \frac{550}{2 \cdot 68} - 0,4 = 3,65 \text{ ом}$  — точка  $a_1$  (отрезок  $Oa$ ), при  $R_p = 0$  момент выхода на автоматическую характеристику при токе  $I_{n \min} = 68a$  — точка  $b_1$ .

Так как в действительности сопротивление пускового реостата будет выключаться ступенями, то прямые  $ab$  и  $a_1 b_1$  являются пределами, при соблюдении которых пусковой ток будет изменяться от  $I_{n \max} = 92a$  до  $I_{n \min} = 68a$ .

В пределах найденных прямых линий строим ломаную линию  $aP_1 a'P_2 a''P_3 a'''P_4 b$  так, как это сделано на фиг. 248, которая определяет собой количество и величины всех ступеней пускового реостата. При выключении последней ступени пускового реостата двигатели работают по автоматической характеристике при последовательно-параллельном их соединении и токе

$I_{n \max}$  (точка  $b''$ ), а это подтверждает, что пределы колебания тока выбраны правильно. Если же при выключении последней ступени этого не получилось бы, то пришлось бы повторить построение, выбрав другие пределы колебания тока.

Вполне очевидно, что в момент пуска должно быть включено сопротивление  $Oa$ , т. е. первая ступень реостата. При этом условии через каждую цепь двигателей, соединенных последовательно, пройдет ток  $I_{n \max} = 92a$ , а из сети будет потребляться ток  $2 I_{n \max} = 2 \cdot 92 = 194a$ . Поезд тронется с места, скорость его будет постепенно увеличиваться, а сила тока, потребляемая двигателями, — уменьшаться. Увеличение скорости при езде на первой ступени изобразится прямой  $ee'$ , причем эта скорость может продолжаться до тех пор, пока сила тока не уменьшится до  $I_{n \min} = 68a$ .

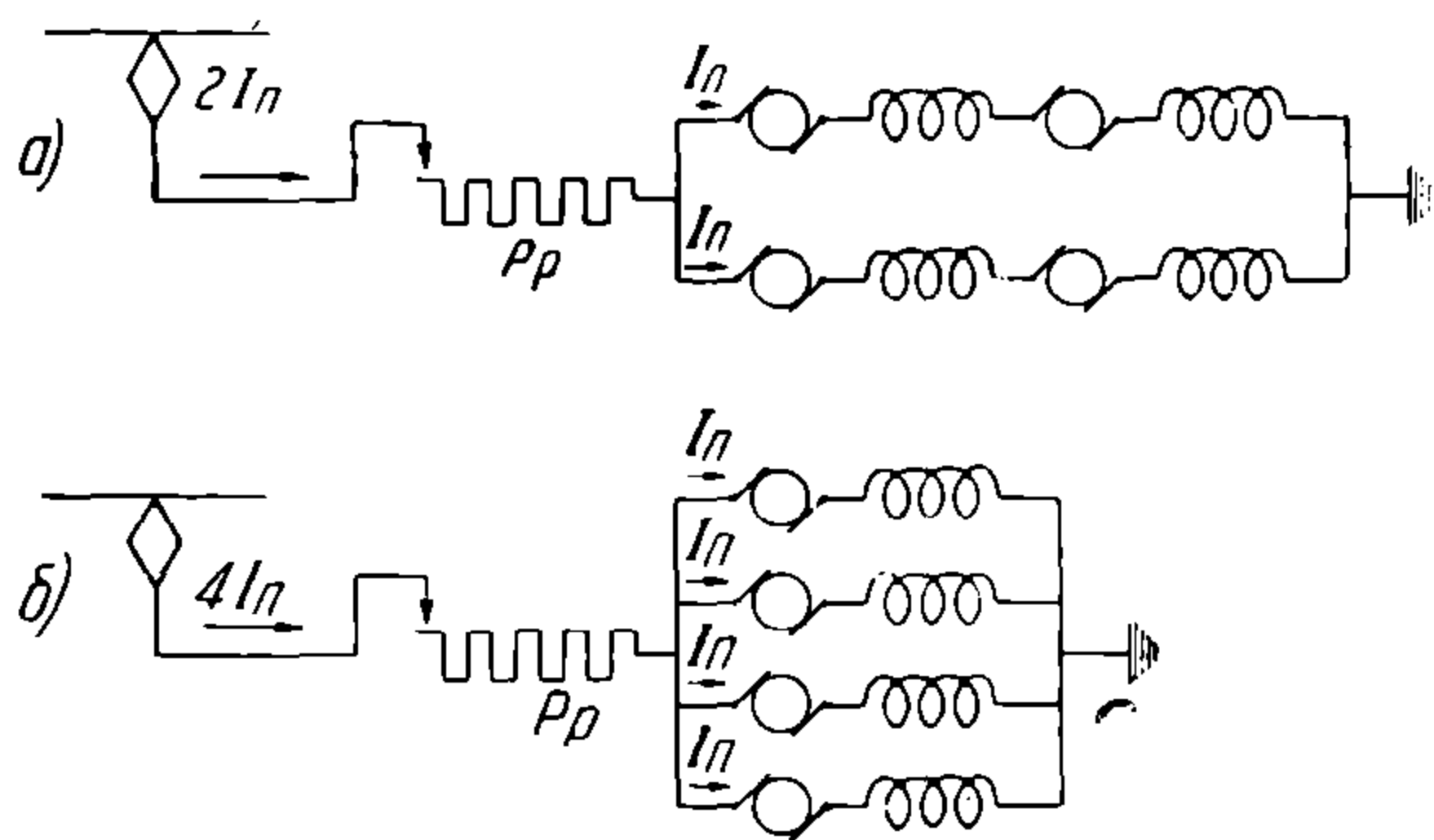
В этот момент (точка  $e'$ ) необходимо вывести часть сопротивления, причем это выключение практически производится настолько быстро, что скорость поезда в этот момент остается величиной постоянной (прямая  $e'e''$ ) и величина необходимого уменьшения сопротивления определится пересечением прямой  $P_1 a_1$ , параллельной оси абсцисс, с прямой  $ab$ , соответствующей  $I_{n \max} = 92a$ . Таким образом будет найдена вторая ступень реостата.

При езде на второй ступени увеличение скорости пойдет по прямой  $e''ж$  и может быть допущено до предела, пока сила тока вновь не уменьшится до  $I_{n \min}$  (точка  $ж$ ).

При езде на реостатных позициях скорость поезда увеличивается, сила тока уменьшается, а сопротивление остается постоянным. При переходе с одной позиции на другую выключается часть сопротивления, сила тока мгновенно увеличивается, а скорость поезда практически остается постоянной. На первой позиции скорость поезда например увеличивается от 0 до 3 км/час; сила тока при этом уменьшается от  $92a$  до  $68a$ ; сопротивление пускового реостата остается неизменным  $P_1 - P_6 = 2,6$  ом. При переходе с первой позиции на вторую выключается часть сопротивления  $P_1 - P_2 = 0,9$  ом, сила тока сразу возрастает от  $68a$  до  $92a$ , скорость поезда практически остается неизменной и т. д.

Определив число ступеней пускового реостата при последовательно-параллельном соединении двигателей, переходим к расчету сопротивлений при параллельном соединении (фиг. 250).

При расчете величин сопротивлений ступеней реостата при параллельном соединении двигателей для упрощения контроллера и кабельной проводки вагона является весьма желательным использовать хотя бы одну из ступеней пускового реостата, найденных для последовательно-параллельного соединения двигателей. Принимая колебания тока при параллельном соединении двигателей такие же, как и при последовательном, т. е.  $\pm 15\%$ , будем иметь те же колебания тока.



Фиг. 250.

При параллельном соединении четырех двигателей соединение пускового реостата может быть определено из следующей формулы

$$U_c = 4I_n R_p + U = 4I_n R_p + I_n R + E, \quad (212)$$

откуда

$$R_p = \frac{U_c}{4I_n} - \frac{R}{4} - \frac{E}{4I_n}. \quad (213)$$

Рассуждая так же, как и ранее, пользуясь формулой (213), построим предельные прямые  $vg$  и  $v_1g_1$ , а именно: для

$$I_n = \text{const} = I_{n \max} = 92a$$

при  $v = 0$ ;  $R_p = \frac{550}{4 \cdot 92} - \frac{0,4}{4} = 1$  ом точка  $v$  (отрезок  $Ov$ ); при  $R_p = 0$  момент выхода на автоматическую характеристику при токе  $92a$  соответствует точке  $g$ .

Точки  $v$  и  $g$  определяют предельную прямую  $vg$  при токе  $I_{n \max} = 92a$ . Для  $I_n = \text{const} = I_{n \min} = 68a$

при  $v = 0$ ;  $R_p = \frac{550}{4 \cdot 68} - \frac{0,4}{4} = 1,9$  ом точка  $v'$  (отрезок  $ov'$ ), при  $R_p = 0$  момент выхода на автоматическую характеристику при токе  $I_{n \min} = 68a$  соответствует точке  $g'$ .

Точки  $v'$  и  $g'$  определяют предельную прямую  $v'g'$  при токе  $I_{n \min} = 68a$ .

Если предположить, что переходные положения с последовательно-параллельного соединения на параллельное будут пройдены мгновенно, то сопротивление, которое необходимо включить на первой реостатной позиции параллельного соединения двигателей, будет выражаться отрезком  $kv'$  ( $P_4 - P_6$ ). Построив в пределах найденных прямых ломаную линию  $v'P_4v''P_5g$  так, как это сделано на фиг. 248, определяем все ступени реостата при параллельном соединении двигателей.

При выключении последней ступени двигатели работают по автоматической характеристике при параллельном соединении двигателей и токе  $I_{n \max} = 92a$  (точка  $g''$ ). Это подтверждает, что пределы колебания тока выбраны правильно, в противном же случае пришлось бы повторить построение.

Результаты расчета, полученные графическим методом, сводим в таблицу 24.

Число реостатных ступеней при последовательном соединении 4, а при параллельном 2. Общее число реостатных ступеней 5, так как одна ступень последовательно-параллельного пуска двигателей, а именно  $P_4 - P_6 = 0,45$  ом, использована на параллельном соединении.

Трамвайный контроллер для данного примера должен иметь 6 реостатных и 4 ходовых позиции, т. е. общее число позиций должно быть 10, что соответствует контроллеру типа ДТ-41.

При расчете пускового реостата для двухосного моторного вагона с последовательно-параллельным пуском порядок расчета остается тот же самый, причем при последовательном соединении двух двигателей сопротивление

Наименование ступени	Сопротивление ступеней в омах	Наименование позиций контроллера	Наименование ступеней сопротивлений	Величина сопротивлений в омах
$P_1 - P_2$	0,9	Последовательно параллельное соединение	$P_1 - P_6$	2,6
$P_2 - P_3$	0,7		$P_2 - P_6$	1,7
$P_3 - P_4$	0,55		$P_3 - P_6$	1,0
$P_4 - P_5$	0,25		$P_4 - P_6$	0,45
$P_5 - P_6$	0,20			
Итого	2,6	Параллельное соединение	$P_4 - P_6$ $P_5 - P_6$	0,45 0,20

пускового реостата может быть определено из следующей формулы:

$$V_c = I_n R_p + 2V = I_n R_p + 2I_n R + 2E, \quad (214)$$

а при параллельном соединении двигателей по формуле

$$V_c = 2I_n R_p + V = 2I_n R_p + I_n R + E. \quad (215)$$

### 131. Шунты

Для регулирования скорости трамвайных двигателей на моторном вагоне устанавливаются шунты. Шунты включаются между клеммами главных катушек возбуждения. Часть главного тока ответвляется в шунты, и при ослабленном магнитном поле скорость двигателя возрастает. На устанавливаемых шунтах подбирается сопротивление с таким расчетом, чтобы ток, проходящий через них, был равен от 25 до 33% от тока  $I_a$ . В редких случаях шунтировка применяется 50% от  $I_a$ .

Раньше для шунтовых реостатов применялось исключительно омическое сопротивление.

Произведенными экспериментальными исследованиями на вагонах установлено, что при наличии омических шунтов, при отрывах дуги от контактного провода, сила тока увеличивается от 25 до 140%. При таком значительном возрастании тока коммутация двигателей ухудшается и возможно образование кругового огня на коллекторе, перебрасывание с щеткодержателя на корпус и пр.

Влияние возрастания нагрузки от экстратока при отрыве дуги парализуется индуктивными шунтами.

Индуктивные шунты изготавливаются в виде катушек из медной изолированной проволоки, заключенной в металлическом корпусе.

Омическое сопротивление индуктивных шунтов при шунтировке поля в 33% берется в пределах 0,15 — 0,16 ом.

На современных тяговых двигателях коммутация настолько устойчива, что при указанных колебаниях тока, порядка 150% от часового тока, никаких вредных последствий на коллекторе в виде кругового огня, сильного искрения с перебрасыванием на корпус и пр. не наблюдается.

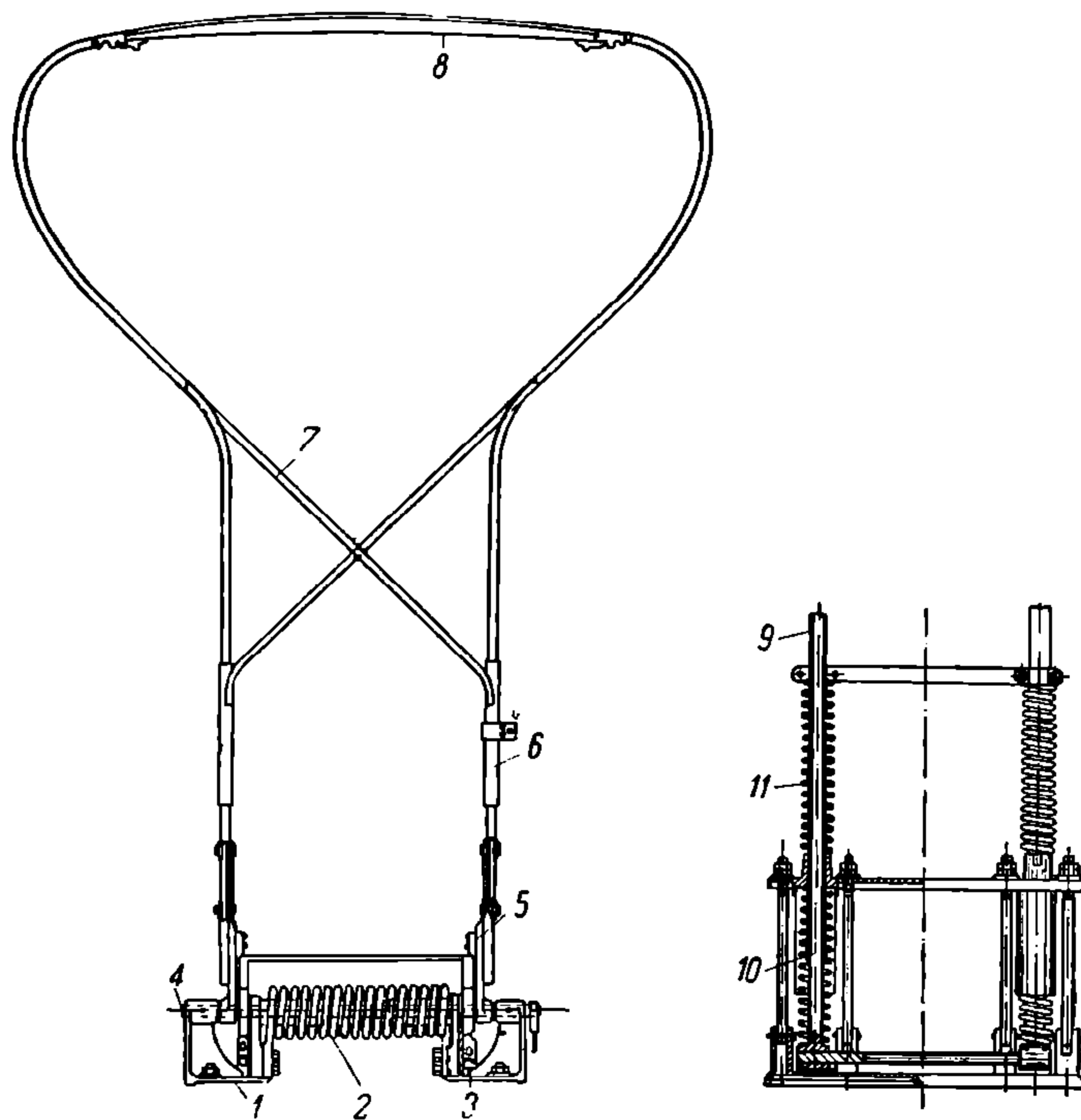
Поэтому для шунтов возможно применять омическое сопротивление.

## 132. Токоприемники

Токоприемники на трамвайных вагонах применяются трех типов:

- 1) дуговые
- 2) роликовые,
- 3) пантографы.

Дуговой токоприемник (фиг. 251) состоит из основания 1, кулисы, снабженной сильной пружиной 2, регулируемой двумя болтами 3. Пружина 2, укреплена на валике 4. К держателям основания 5 укрепляется трубчатая



Фиг. 251.

рама 6 в виде дуги, которая для усиления снабжена крестовиной 7. На верхней части дуги укрепляется контактная вставка 8 токоприемника.

Регулировка нажатия на контактный провод соответствует следующим условиям.

Токоприемник, наклоненный под углом в  $60^\circ$  к горизонтали, под действием пружины уравнивает давление 4—5 кг, направленное по вертикали книзу и приложенное к середине контактной вставки.

Иногда дуговой токоприемник имеет телескопическую часть, позволяющую изменять длину токоприемника, что облегчает перекидывание дуги из одного направления в другое.

Телескопическая часть (фиг. 251) состоит из трубы 9, в которую входят держатели 10. Пружина 11 оттягивает дугу кверху. При переводе дуги трубы 9 опускаются на держателях 10, сжимая пружины 11.



Контактная вставка в настоящее время в СССР изготавливается из алюминия. Профиль этой вставки принимается различный (фиг. 252). Канавки для смазок делаются шириной 12—16 мм.

В настоящее время за границей практикуется применение вместо алюминиевых стальных и угольных вставок.

Угольные вставки (фиг. 253), придавая хорошую полировку контактному проводу, служат довольно продолжительное время. Так, если алюминиевая вставка имеет пробег в 8 000—10 000 км, то при угольной вставке пробег увеличивается до 40 000 км. К недостаткам угольной вставки нужно отнести а) большой вес по сравнению с алюминиевой и б) загрязнение крыши вагона угольной пылью.

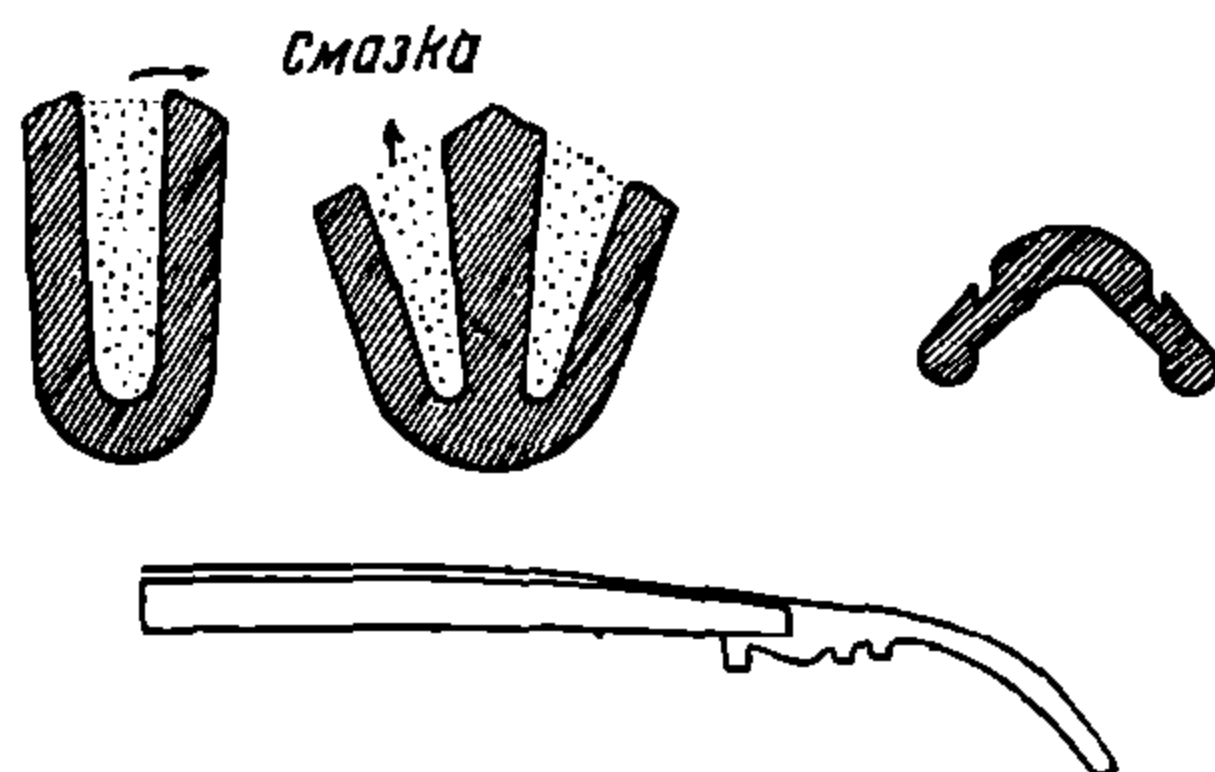
Кроме угольных вставок за границей широко практикуется применение стальных вставок (фиг. 254). Вставка 1 изготовлена из листовой мягкой стали штамповкой.

Для смазки выштампованы две параллельные или одна зигзагообразная канавки 2. Вставка 1 укреплена к противовесу 3,

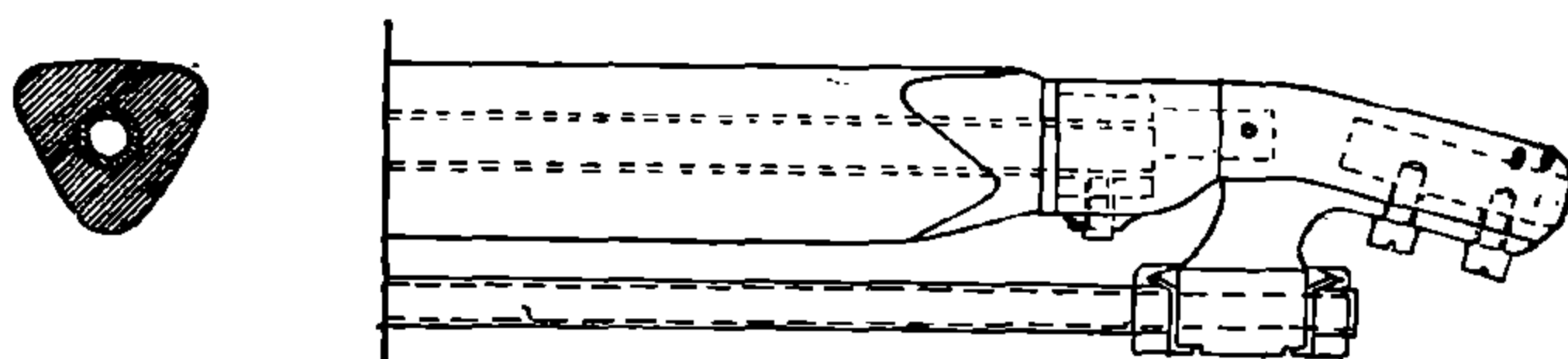
который удерживает ее в горизонтальном положении. К преимуществам этих вставок нужно отнести

- а) быструю приработку вставки по контактному проводу;
- б) продолжительный срок службы вставки, которая выдерживает пробег до 50 000 км;
- в) сравнительно невысокую стоимость;
- г) меньший вес по сравнению с угольной вставкой.

Применение стальных вставок требует особого внимания смазке рабочей поверхности вставки, так как при плохой смазке нарушается шлифовка и вставка подгорает. Смазка должна удерживаться на поверхности вставки и не смываться дождем.



Фиг. 252.



Фиг. 253.

Роликовый токоприемник (фиг. 255) имеет широкое распространение за границей. Он состоит из основания 1 с держателем 2. Держатель 2 оттягивается пружинами 3, степень натяжения которых может регулироваться.

В держатель 2 вставляется штанга 4, на конце которой имеется вилка 5. В вилке 5 на валике 6 вращается ролик.

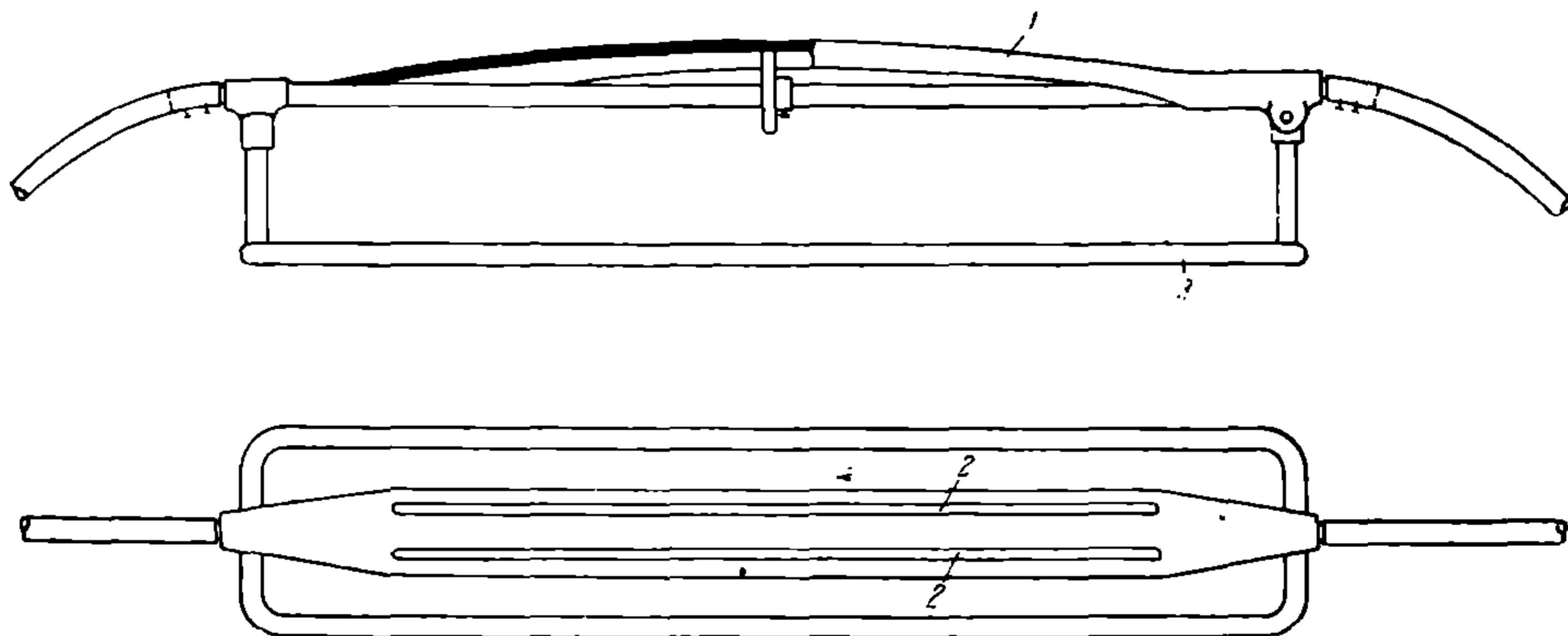
Держатель 2 укреплен в основании 1 так, что может вращаться на 360°.

При нормальной работе ролика износ рабочего провода меньше, чем при скользящих контактах дугового токоприемника, что составляет преимущество роликового перед дуговым токоприемником.

Вместе с тем роликовые токоприемники требуют специальной арматуры и подвески контактного провода.

При неудовлетворительной подвеске провода ролик соскакивает и в большинстве случаев вызывает поломку штанги токоприемника или обрыв рабочего провода.

В ночное время затрудняется постанова ролика при соскакивании его с контактного провода.



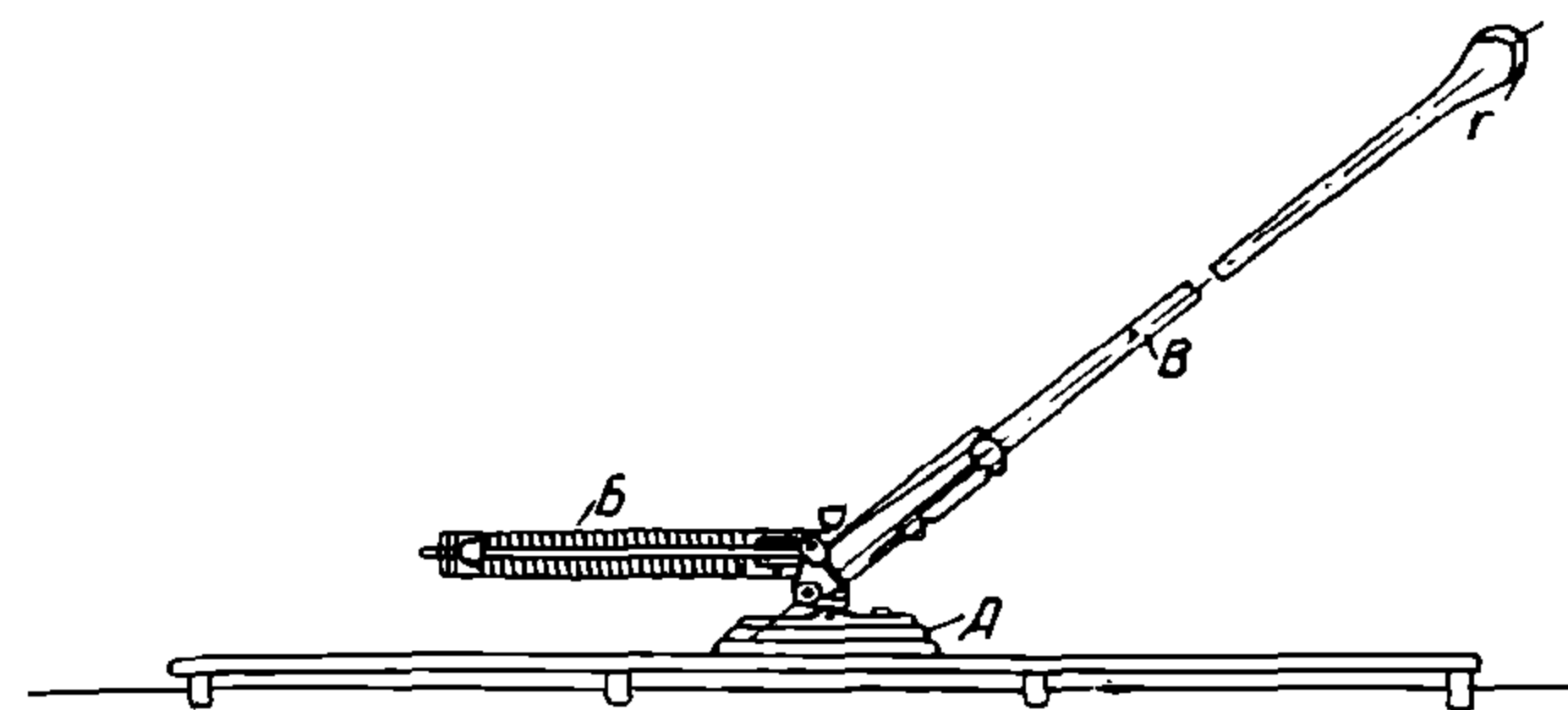
Фиг. 254.

Более совершенным видом токоприемника является пантограф.

Преимущества пантографа перед дуговым и роликовым токоприемниками заключаются в следующем:

1) пантограф годен для безискренного снятия тока при больших скоростях (свыше 35 км/час);

2) при перемене направления движения пантограф не требует перестановки контактной части, как это необходимо при дуговом и роликовом токоприемниках;



Фиг. 255.

3) давление контакта пантографа на провод остается постоянным независимо от высоты подвески рабочего провода.

Указанные преимущества дают возможность широко применять пантографы на загородных маршрутах, где допускается повышенная скорость движения и приходится снимать ток большой силы.

Пантограф (фиг. 256) состоит из железной рамы 1, на которой установлены шариковые подшипники 2. В подшипниках 2 вращаются валы 3, на которых укреплена трубчатая рама 4, имеющая сочленения в шарнирах 5.

Верхняя часть пантографа 6 с контактной вставкой 7 вращается на шариках 8 и пружинами 9 удерживается в вертикальном положении.

Трубчатая рама 4 пружинами 10, укрепленными на эксцентриках валов 3, оттягивается кверху.

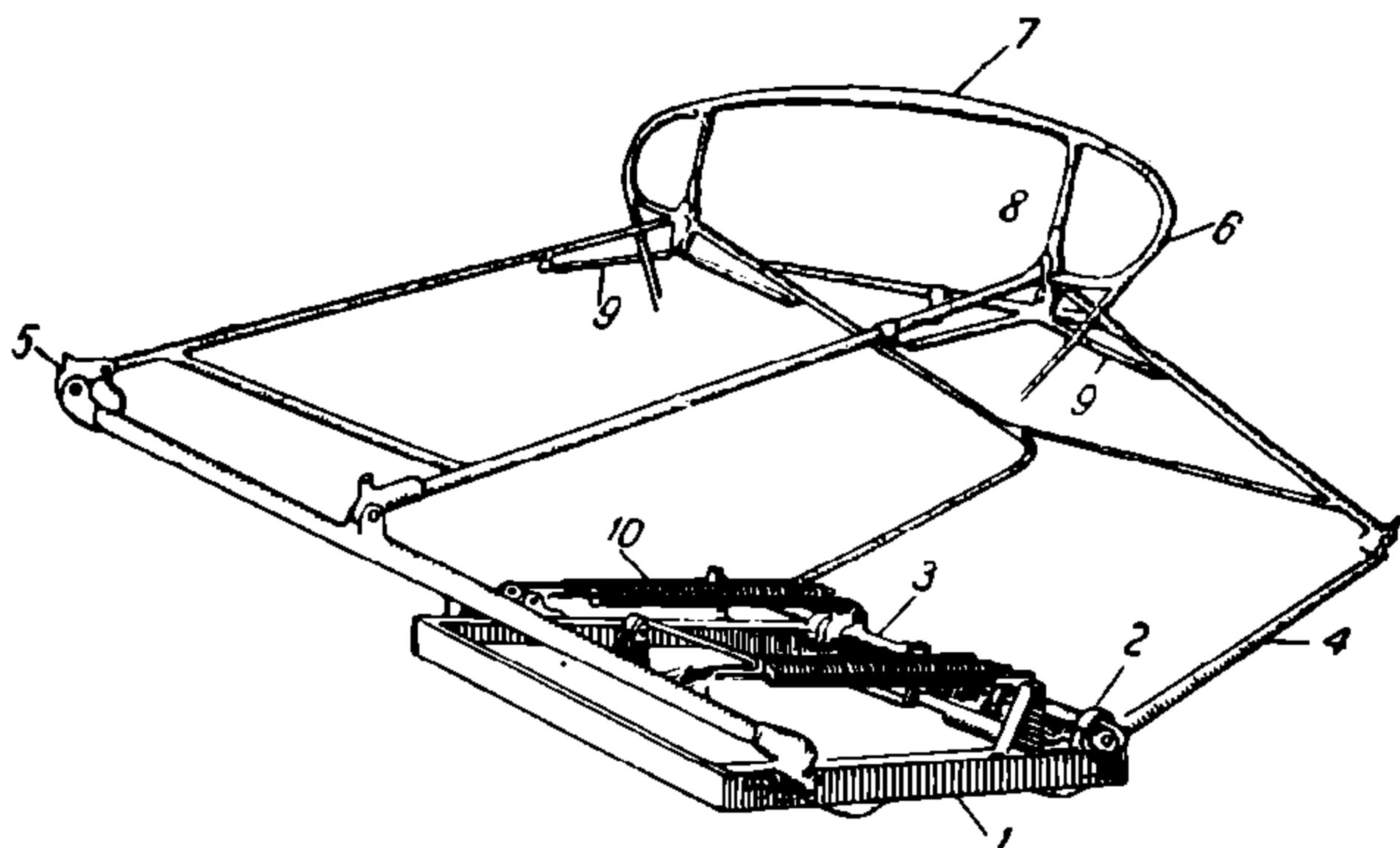
Давление контактной вставки на рабочий провод регулируется и нормально для трамваев составляет 5 — 7 кг.

Для предупреждения от разъедания током все сочленения, шариковые подшипники и шарниры имеют обходные гибкие кабели.

На трамваях СССР пантографы применяются пока на грузовых электровагонах, за границей же они имеют широкое применение на моторных вагонах.

Токоприемники устанавливаются на крыше вагона. Под основание токоприемника подкладываются подкулисные доски.

Для лучшей изоляции токоприемника от крыши вагона подкулисные доски высушиваются и провариваются в олифе.



Фиг. 256.

### 133. Обслуживание токоприемников

Токоприемник требует систематического осмотра ежедневно после работы на линии. При плохом содержании токоприемника последний получает повреждение не только сам, но часто служит причиной обрыва контактного провода, что создает задержки в движении.

При осмотре токоприемника обращается внимание на закрепление провода на плите кулисы и при ослаблении болт подтягивается.

Осматривается штанга роликового токоприемника и при искривлении выправляется. Ролик осматривается и смазывается. При осмотре дугового токоприемника проверяется дуга. Если замечен перекос дуги, то последняя отнимается от кулисы и выправляется.

Осматривается и запиливается рашпилем алюминиевая вставка и закладывается густая смазка в смазочную канавку. Проверяется на дуге укрепление контактной вставки. При ослаблении болтов, крепящих вставку в башмаке, производится закрепление болтов на последнем. Сработавшая алюминиевая вставка до толщины 10 — 12 мм подлежит замене новой.

Производится проверка нажатия контактной вставки токоприемника на провод. Давление от дуги или ролика на контактный провод должно быть в пределах 4 — 5,5 кг. При давлении больше 5 кг контактная вставка изнашивается, а при недостаточном давлении токоприемник отрывается от контактного провода, особенно при больших скоростях, и вставка начинает сильно искрить и подгорать. Подгорание вставки вызывает преждевременный ее износ.

В местностях, подверженных сильным ветрам, это давление должно быть несколько увеличено: до 5 кг летом и 6 кг зимой.

При ремонте дугового токоприемника последний разбирается. Вал кулисы проверяется. При разработке подшипников вала последние завариваются

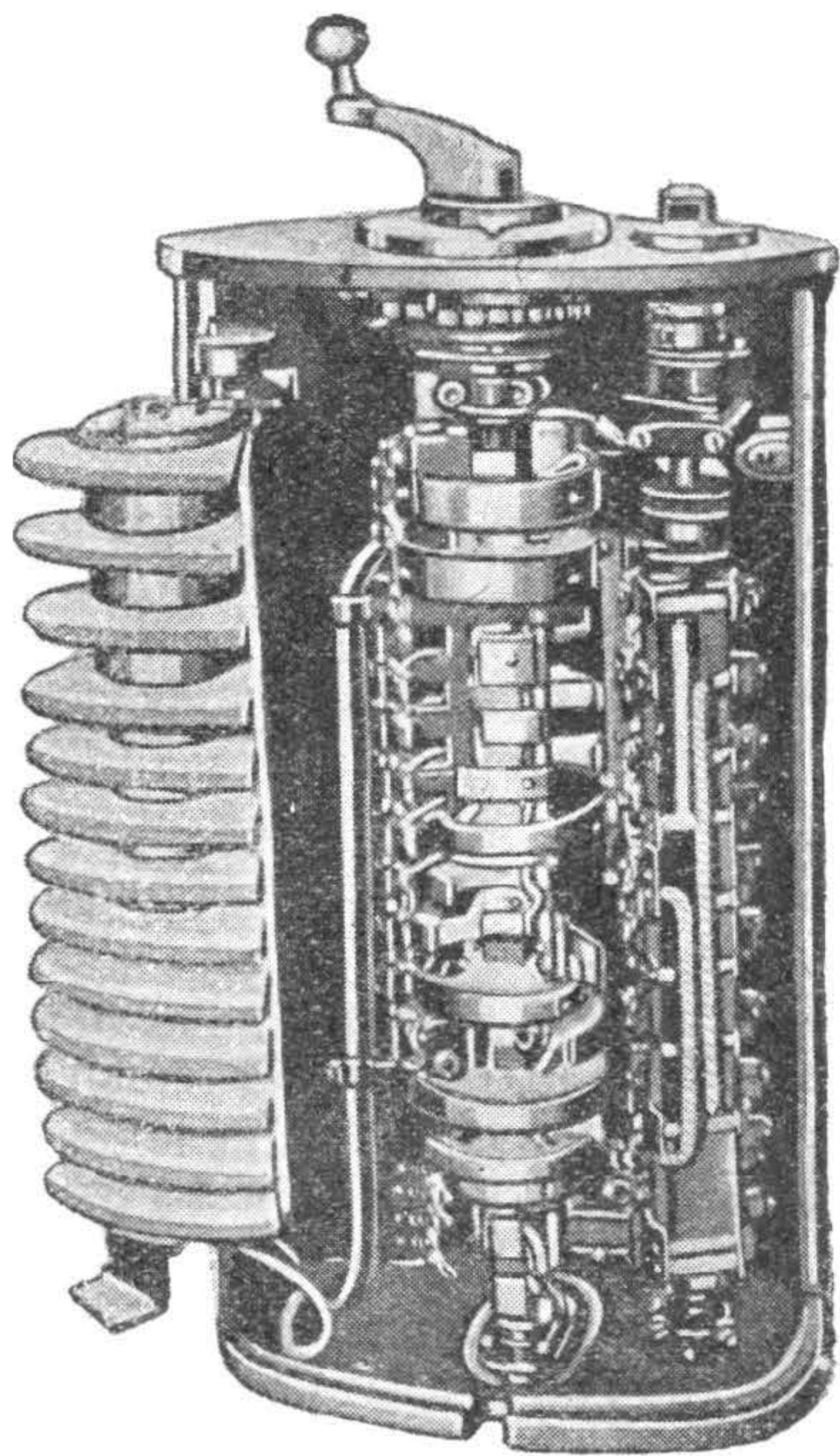


и растачиваются. Согнутый вал выправляется, пружина проверяется. Растянутая или лопнувшая пружина заменяется новой.

Дуга проверяется по шаблону и при искривлении выправляется. Контактная вставка заменяется новой, если толщина алюминия менее 12 мм. Башмаки при разработке дыр для крепящих болтов заменяются новыми. Вновь собранная дуга должна быть отрегулирована, а кулиса смазана.

Подкулисные доски должны быть сухими и проваренными в олифе. Крепление кулисы на подкулисных досках должно быть достаточно надежным. После установки токоприемника с заменой подкулисных досок проверяется сопротивление между кулисой и корпусом вагона. Это сопротивление не должно быть менее 2 мегом.

Роликовый токоприемник при ремонте разбирается. Кулиса и пружины проверяются. Растянутые пружины заменяются новыми. Штанга проверяется и в случае погнутия выправляется. Верхняя часть штанги (вилка), где закрепляется ролик, проверяется. При разработке дыр для пальца ролика последние завариваются и рассверливаются. Допускается износ между пальцем и втулкой штанги не более 1 мм на обе стороны. После сборки проверяется давление ролика на контактный провод.



Фиг. 257.

### 134. Системы управления трамвайными вагонами

Управление трамвайными вагонами осуществляется двумя принципами:

- а) системой непосредственного управления,
- б) системой многих единиц (multiple unit).

При системе непосредственного управления применяются контроллеры.

Контроллером выполняются следующие функции:

- 1) пуск в ход;
- 2) регулирование скорости движения;
- 3) изменение направления движения;
- 4) электрическое торможение.

Контроллеры соединяют тяговые двигатели последовательно и параллельно. Двигатели соединяются с пусковыми реостатами, шунтами и пр. при помощи контактных пальцев.

По принципу действия контроллеры разделяются на 1) контроллеры со скользящими контактами и 2) контакторные контроллеры.

Контроллер со скользящими контактами является одним из старых типов. Такие контроллеры выпускаются на 600 в мощностью до 180 — 200 квт.

На мощность более 200 квт изготовить контроллер с непосредственным управлением и скользящими контактами затруднительно, так как

размеры корпуса получаются значительными и вместе с тем привод для вращения главного барабана контроллера становится чрезвычайно громоздким и тяжелым (фиг. 257).

### 135. Барабанные контроллеры

Основными частями барабанного типа контроллера являются:

- а) главный барабан;
- б) реверсивно-тормозной барабан;
- в) блок-механизм;
- г) переключающий механизм;
- д) искрогаситель;
- е) контактные пальцы;
- ж) корпус с крышкой.

Главный барабан (фиг. 258) представляет собой на старых конструкциях контроллеров стальной вал, на который одет деревянный барабан 1. Деревянный проваренный в олифе барабан сверху покрыт асбестом, на поверхность которого укрепляются латунные сегментодержатели 2, а на последних сегменты 3 из красной меди.

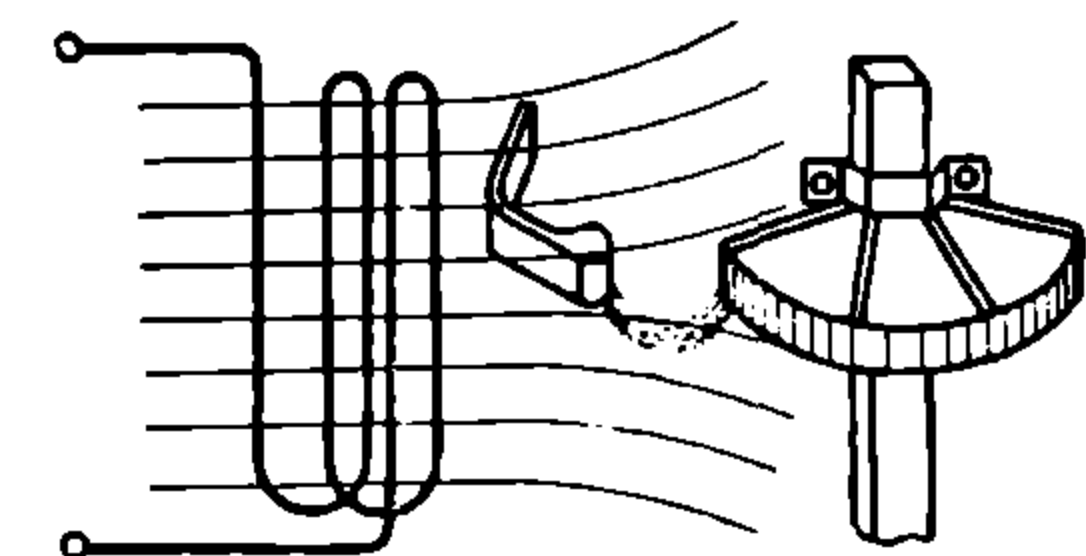
На современных контроллерах главный барабан представляет стальной вал квадратного сечения, опрессованный миканитом или другой изоляцией. На валу с помощью хомутов укрепляются сегментодержатели с сегментами.

Длинные сегменты имеют сменные наконечники. На вал главного барабана насаживается распределительная звезда для фиксации его положений.

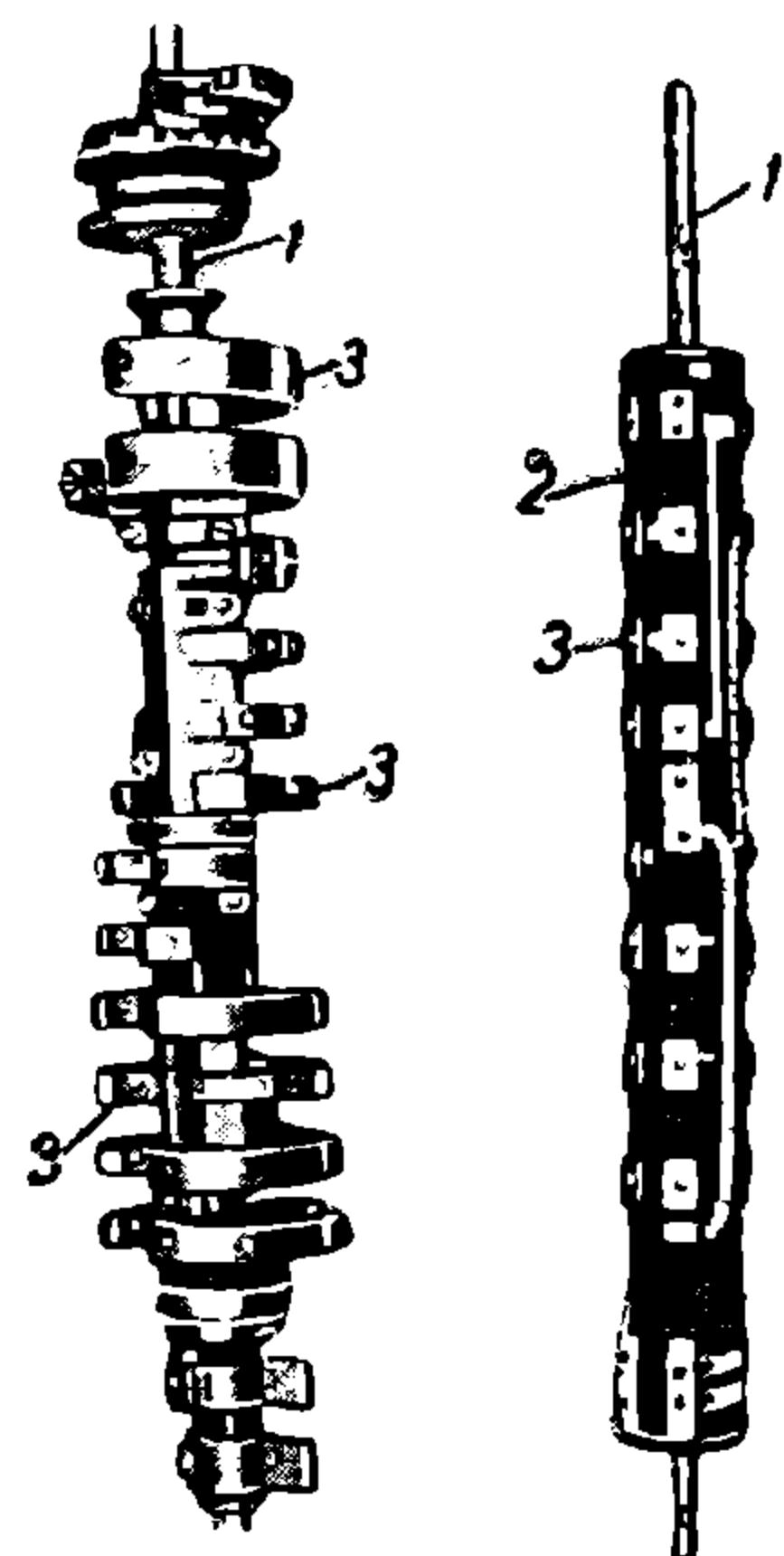
Здесь же помещаются детали защелкивающего механизма, который не позволяет поворачивать главную рукоятку контроллера в направлении хода более чем на одно деление за один толчок руки вагонновожатого.

Реверсивно-тормозной барабан (фиг. 259), так же как и главный, состоит из стального вала 1, деревянного барабана 2 и сегментов 3. При поворотах реверсивно-тормозного барабана осуществляются следующие соединения двигателей:

- 1) „ход вперед“;
- 2) „ход назад“;
- 3) „тормоз вперед“;
- 4) „тормоз назад“.



Фиг. 260.



Фиг. 258.

Фиг. 259.

Кроме того при помощи реверсивно-тормозного барабана возможно отключение одного из двигателей в случае его повреждения.

Для этой цели имеется переключающий механизм, состоящий из диска с эксцентричным штифтом, который, при поворачивании переключающего механизма, поднимает или опускает реверсивно-тормозной барабан.

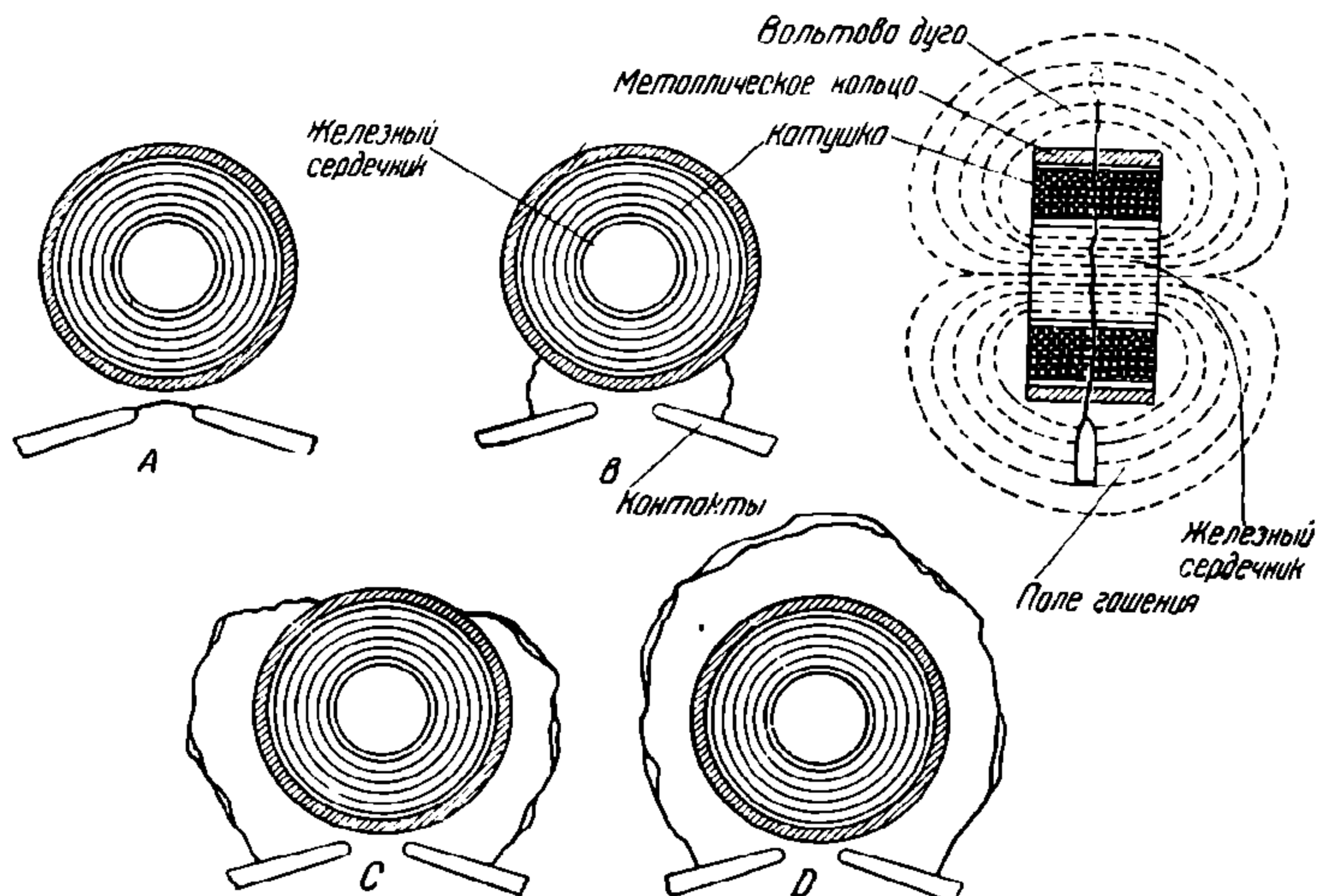
Блок-механизм состоит из системы рычагов и предназначается для блокировки главного и реверсивно-тормозного барабанов. Эта блокировка осуществлена так, что главный барабан возможно повернуть только тогда, когда реверсивно-тормозной барабан поставлен на положение „вперед“ или „назад“



В то же время реверсивно-тормозной барабан возможно повернуть только в том случае, если рукоятка главного барабана стоит на положении „стоп“.

Искрогаситель в контроллере предназначен для гашения разрывающейся вольтовой дуги при выключении контроллера.

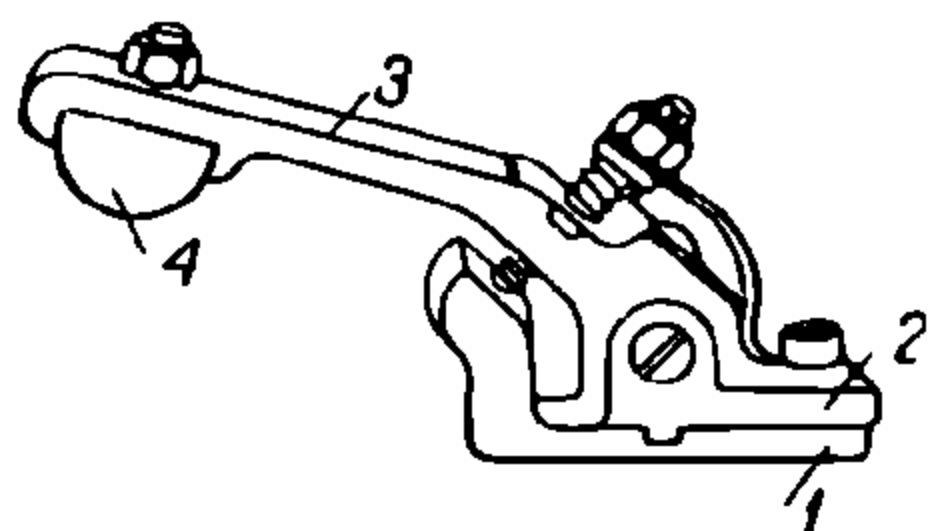
На старых типах контроллера искрогаситель выполнялся в виде одной электромагнитной катушки, укрепленной на корпусе контроллера (фиг. 260).



Фиг. 261.

Вольтова дуга разрывается магнитным полем при удалении пальца от сегмента.

На современных контроллерах искрогашение выполняется в виде катушки с аксиальным полем (фиг. 261). Катушки намотаны на железный сердечник так, что каждая обмотка действует в районе двух соседних пальцев и создает поле вдоль оси барабана. Обмотка катушки заключена в обмотку из медных колец.



Фиг. 262.

При образовании дуги последняя притягивается полем на медное кольцо, разветвляется на две ветви, растягивается и наконец гаснет (фиг. 261).

На катушке в промежутке между пальцами насажены перегородки из изолирующего и огнеупорного материала (асбестонит, этернит и пр.), служащие для разделения соседних пальцев между собой и предупреждающие перебрасывание дуги на токоведущие части контроллера.

Контактные пальцы главного барабана состоят из изолированной стойки 1, на которой укрепляются пальцедержатели 2. В пальцедержателе укрепляются контактные пальцы 3 со сменными сухарями 4 (фиг. 262).

На реверсивно-тормозном барабане пальцы расположены в два диаметрально противоположных ряда, более облегченной конструкции, и не имеют сменных сухарей.

Крышка контроллера 1 (фиг. 263) — съемная, в центре которой проходит вал главного барабана.

На вал главного барабана одевается главная рукоятка 2, имеющая указатель 3, приходящийся против делений, нанесенных на крышке.

Вправо от главной рукоятки проходит реверсивно-тормозной вал, на который одевается малая рукоятка, имеющая три положения:

- а) „вперед“,
- б) „назад“;
- в) „стоп“.

Корпус контроллера изготавливается чугуном литым. Внутри корпуса укрепляются провода, соединяющие пальцы реверсивно-тормозного барабана с пальцами главного барабана.

На фиг. 264 представлена схема ДТ-41 А.

Для упрощения схемы все соединения между одинаково обозначенными зажимами не показаны.

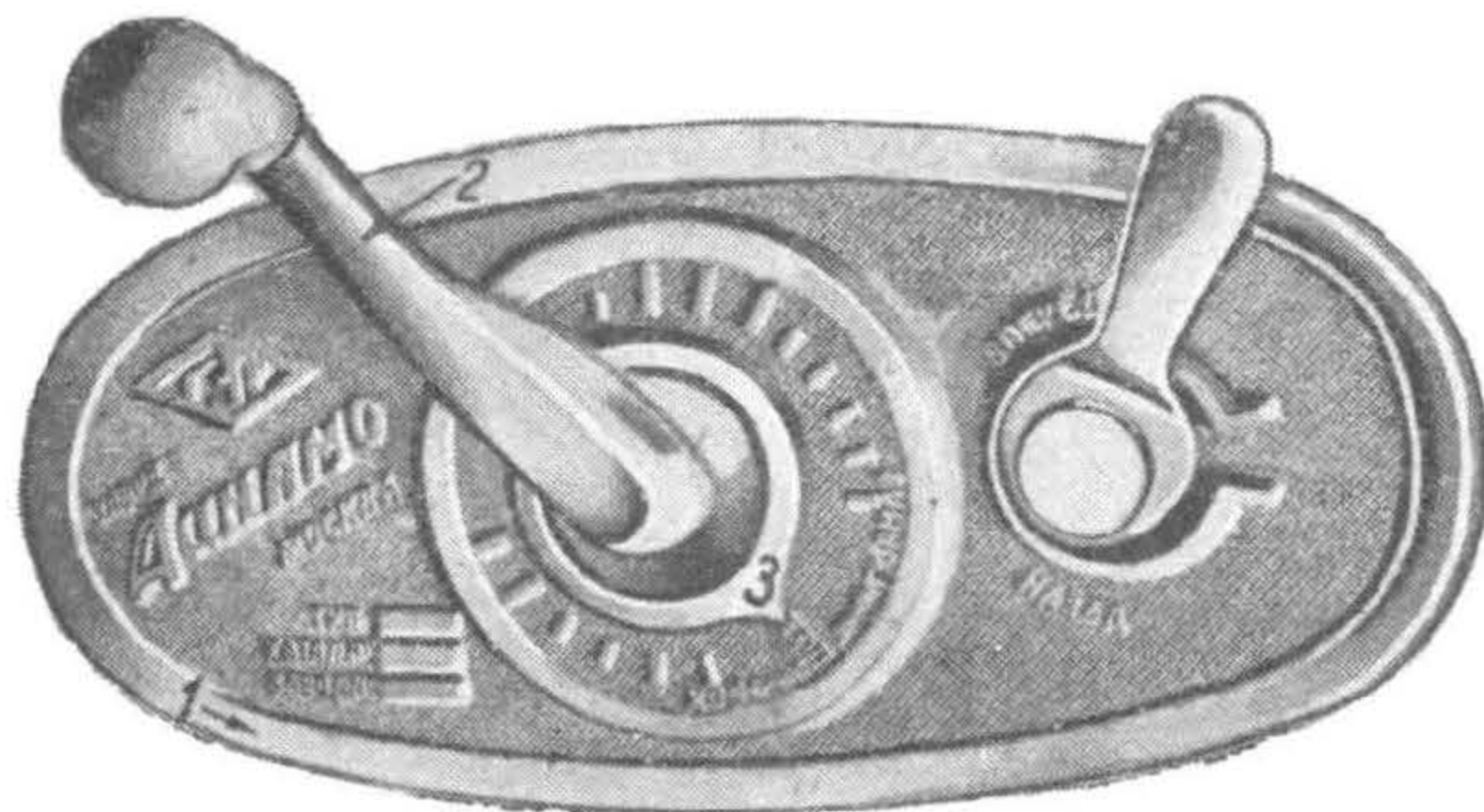
Контроллер ДТ-41 А предназначен для четырехмоторного управления.

Каждые два электродвигателя соединены постоянно между собой параллельно, обе же моторные группы соединяются на первых шести позициях последовательно, а на остальных параллельно.

Первые 4 позиции соответствуют последовательному режиму работы двигателей. Пятая и шестая позиции соответствуют шунтировке поля при последовательном режиме.

Седьмая и девятая позиции соответствуют параллельной работе электродвигателей, и последняя 10 позиция дает шунтировку при параллельном режиме.

Положения от 0 до VI соответствуют электрическому торможению при генеративном режиме двигателей.



Фиг. 263.

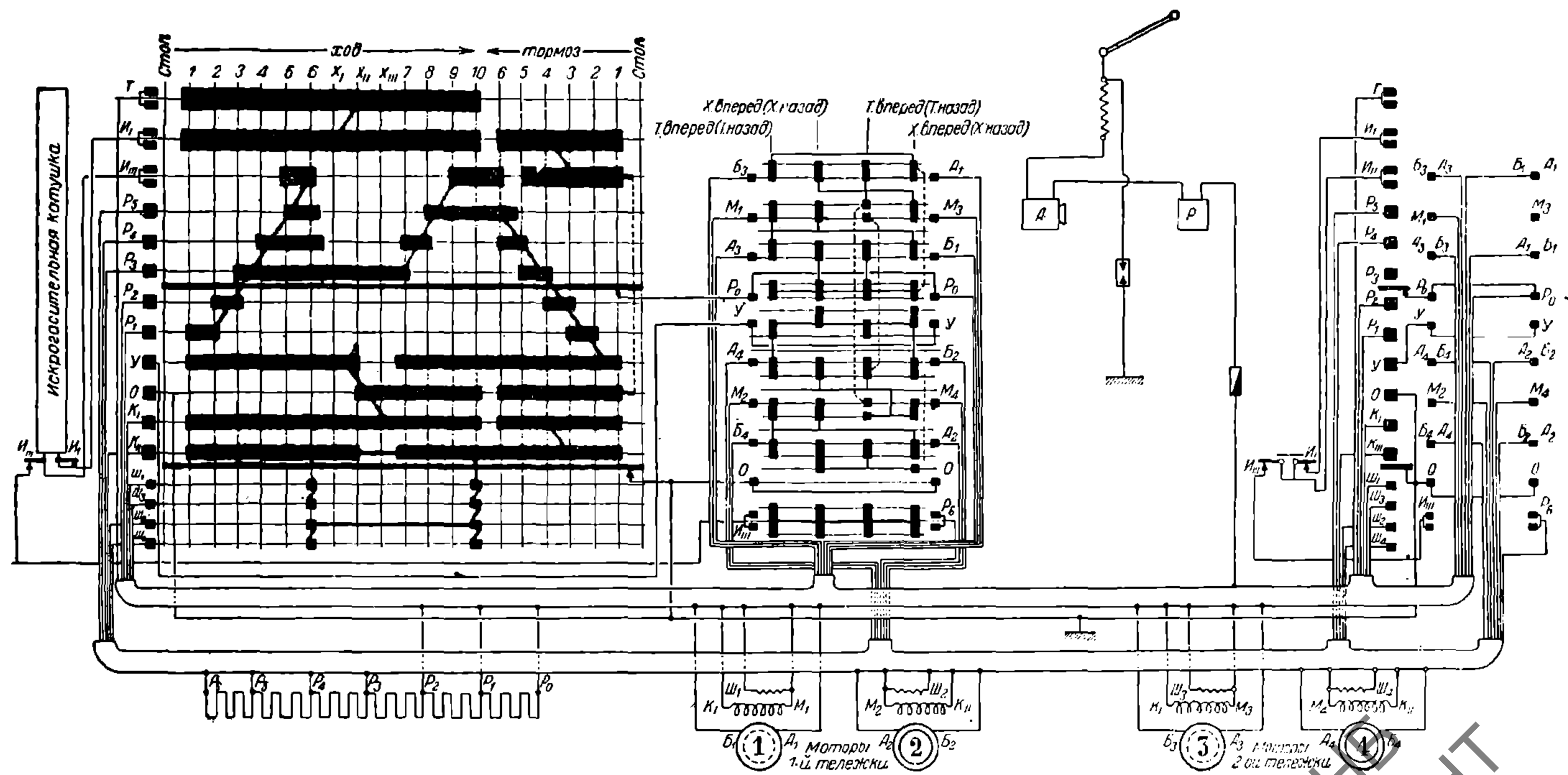
### 136. Контактные контроллеры

В заграничной трамвайной практике для непосредственного управления нашли себе применение контактные контроллеры.

В контактном контроллере (фиг. 265) главный барабан 1 вместо медных имеет фибровые сегменты, с которыми могут соприкасаться ролики 2 рычагов 3. Рычаг 3 имеет ось вращения 4, а в конец 5 рычага упирается пружина 6, прижимающая контакт 7 к неподвижному контакту 8. Неподвижный контакт 8 укреплен в кронштейне 9.

Замыкание контактов 7 и 8 происходит в то время, когда ролик 2 сходит с фибрового сегмента.

При набегании ролика 2 на фибровый сегмент колесо 5 рычага отходит влево и контакты 7 и 8 размыкаются.



Фиг. 264.



Реверсивно-тормозной барабан в этом контроллере имеет то же устройство, что и у барабанных контроллеров.

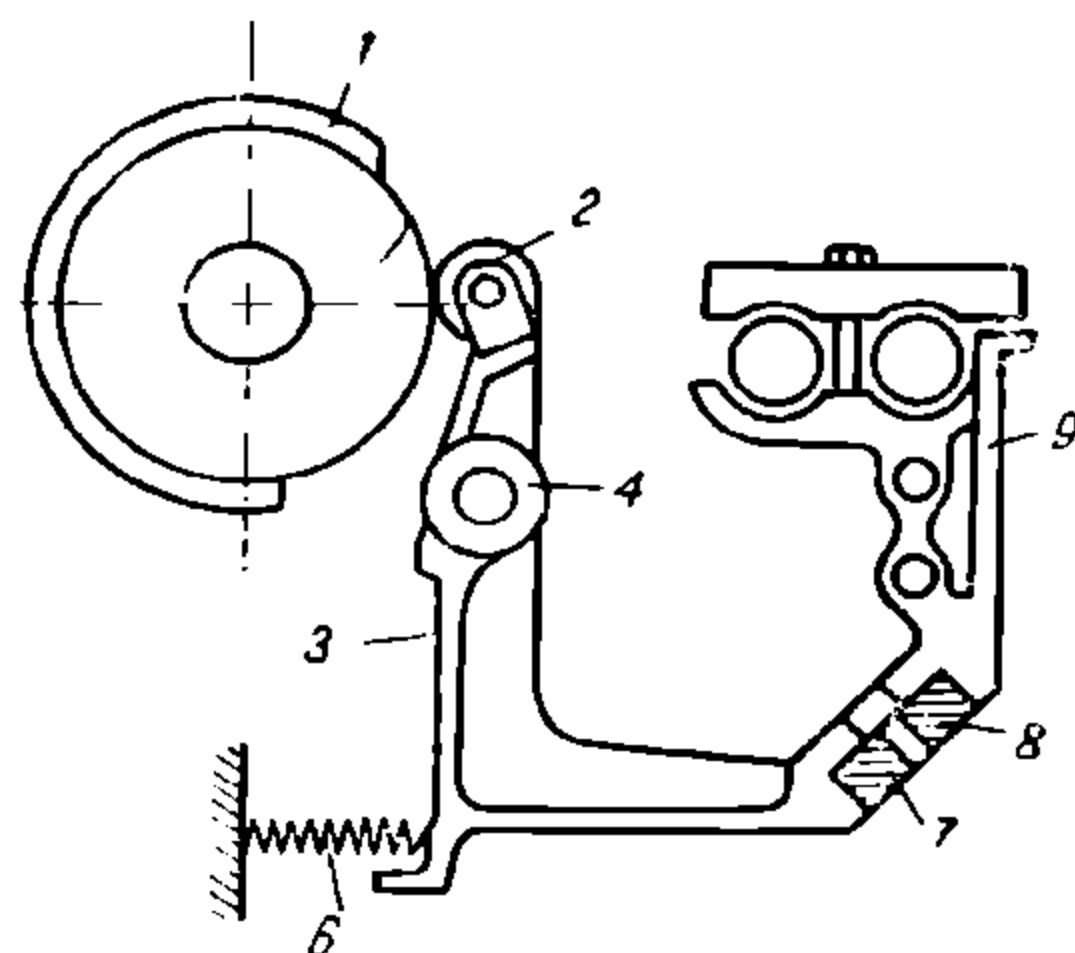
Искрогашение в контакторном контроллере выполняется индивидуальными катушками.

Реверсивно-тормозной и главный барабаны блокированы.

Эксплуатационная практика контакторных контроллеров за границей показала их надежность в работе и невысокие расходы на содержание и ремонт.

Одним из существенных недостатков контакторных контроллеров является бездействие электрического тормоза вследствие окисления контактов 7 и 8.

Этот недостаток контакторных контроллеров вполне устраним при напайке тонких серебряных пластинок на контакты, как это сделала фирма IBC на своих контроллерах.



Фиг. 265.

### 137. Линейный контактор

Линейный контактор является новейшим аппаратом в электрическом оборудовании трамвайного вагона.

Он предназначается для

- 1) замыкания и размыкания силовой цепи,
- 2) размыкания силовой цепи при чрезмерной перегрузке или коротком замыкании.

В схеме электрического оборудования при линейном контакторе необходимы:

- 1) выключатель цепи управления;
- 2) специальная рукоятка на контроллере;
- 3) добавочный контакт заземления в контроллере.

Линейный контактор (фиг. 266) состоит из электромагнитной катушки 1, притягивающей якорь 2. Якорь 2 соединен с подвижным контактом 3, замыкающим неподвижный контакт 4. Для гашения дуги между контактами 3 и 4 имеется искрогасительная катушка 5.

Электромагнитная катушка 6 притягивает якорь 7, вращающийся около точки 8 и оттягиваемый пружиной 9.

Якорь 7 шарнирно соединен с рычагом 10, касающимся попеременно контактов 11 и 12. Якорь 2 механически соединен с приводом к блок-контактам 13 и 14.

Электромагнитная катушка перегрузки 15 притягивает якорь 7. Добавочное сопротивление 16 включено в цепь катушки 6.

На рукоятках контроллеров имеются контакты 17 и 18, замыкающиеся при определенном положении рукоятки.

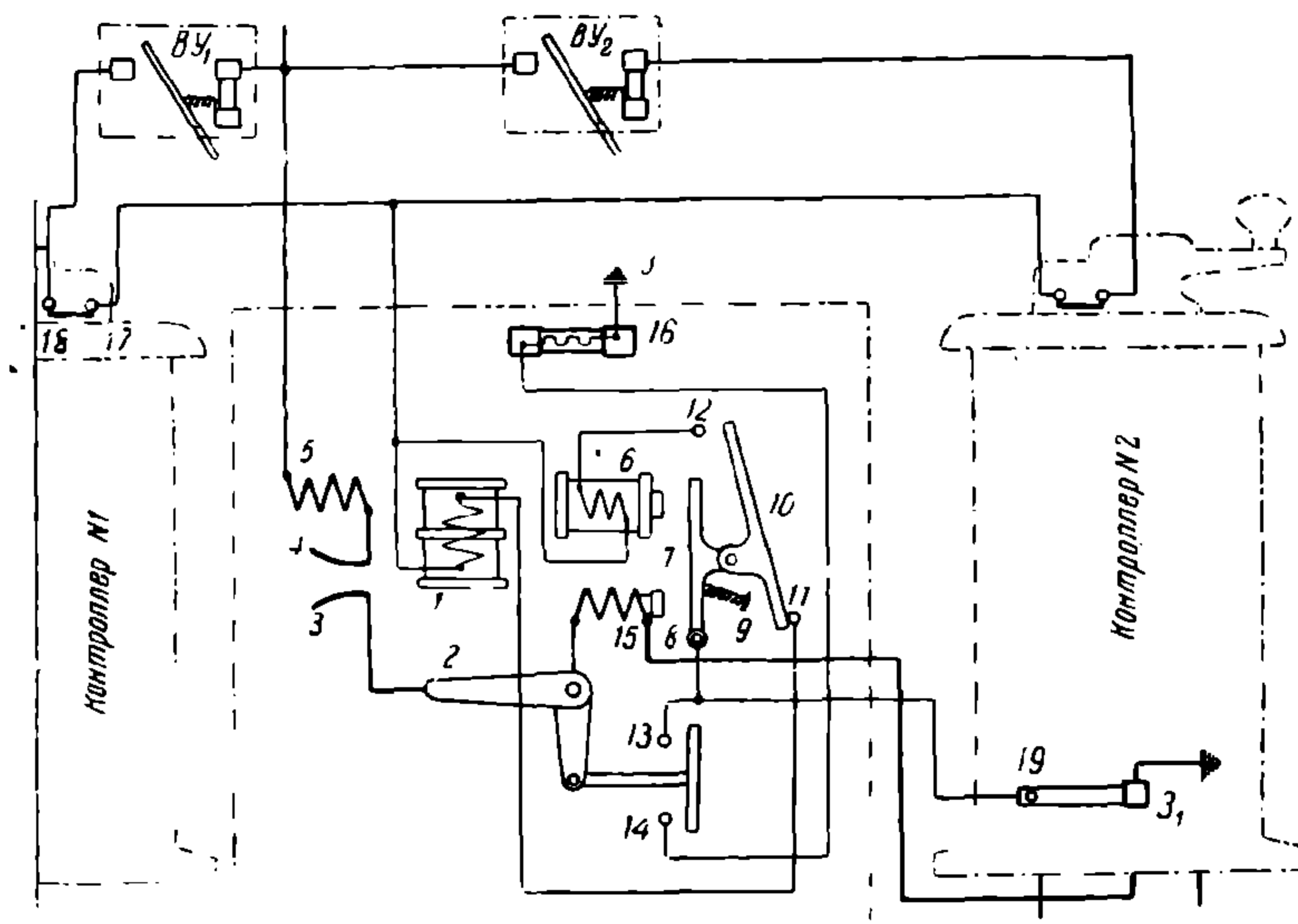
Выключатели управления с плавкими предохранителями включены в цепь линейных контакторов.

Контакт 19 имеется на контроллере в виде пальца.

При повороте рукоятки контроллера на некоторый угол от положения „стоп“ в направлении включения контакты 17 и 18 замыкают вспомогательную цепь контактора.

При начальном вращении большой рукоятки главный барабан остается неподвижным.

При дальнейшем вращении рукоятки главный барабан контроллера движется совместно с рукояткой. Когда рукоятка поставлена на 1-е положение, контакты 17 и 18 замкнуты, и вспомогательная цепь заземляется через палец и сегмент 19 на контроллере ( $T-18-17-1-11-10-8-19$ ).



Фиг. 266.

Катушка 1 притянет якорь 2, блок-контакты 13 и 14 замкнутся, и по силовой цепи  $T-5-4-3-2-15$  в палец  $T_1$  контроллера потечет главный ток.

Вспомогательная цепь  $T-1-11-10-8-13-14-16$  будет закорочена земляным пальцем 19.

При переводе рукоятки с 1-го на 2-е положение заземленный сегмент 19 отсоединится от пальца вспомогательной цепи, и путь тока будет  $T-18-17-1-11-10-8-13-14-16$ . Так как добавочное сопротивление ограничивает ток в служебной цепи, то служебный ток управления на всех последующих позициях контроллера примерно вдвое меньше, чем на первой позиции.

При обратном вращении рукоятки главного барабана на некоторый угол (около  $15^\circ$ ) контакты 17 и 18 размыкаются, и главная цепь контакта 3 и 4 разрывается. Таким образом дальнейшее вращение главного барабана происходит при выключенной главной цепи и следовательно ни пальцы, ни сегменты в контроллере обгорать не будут.

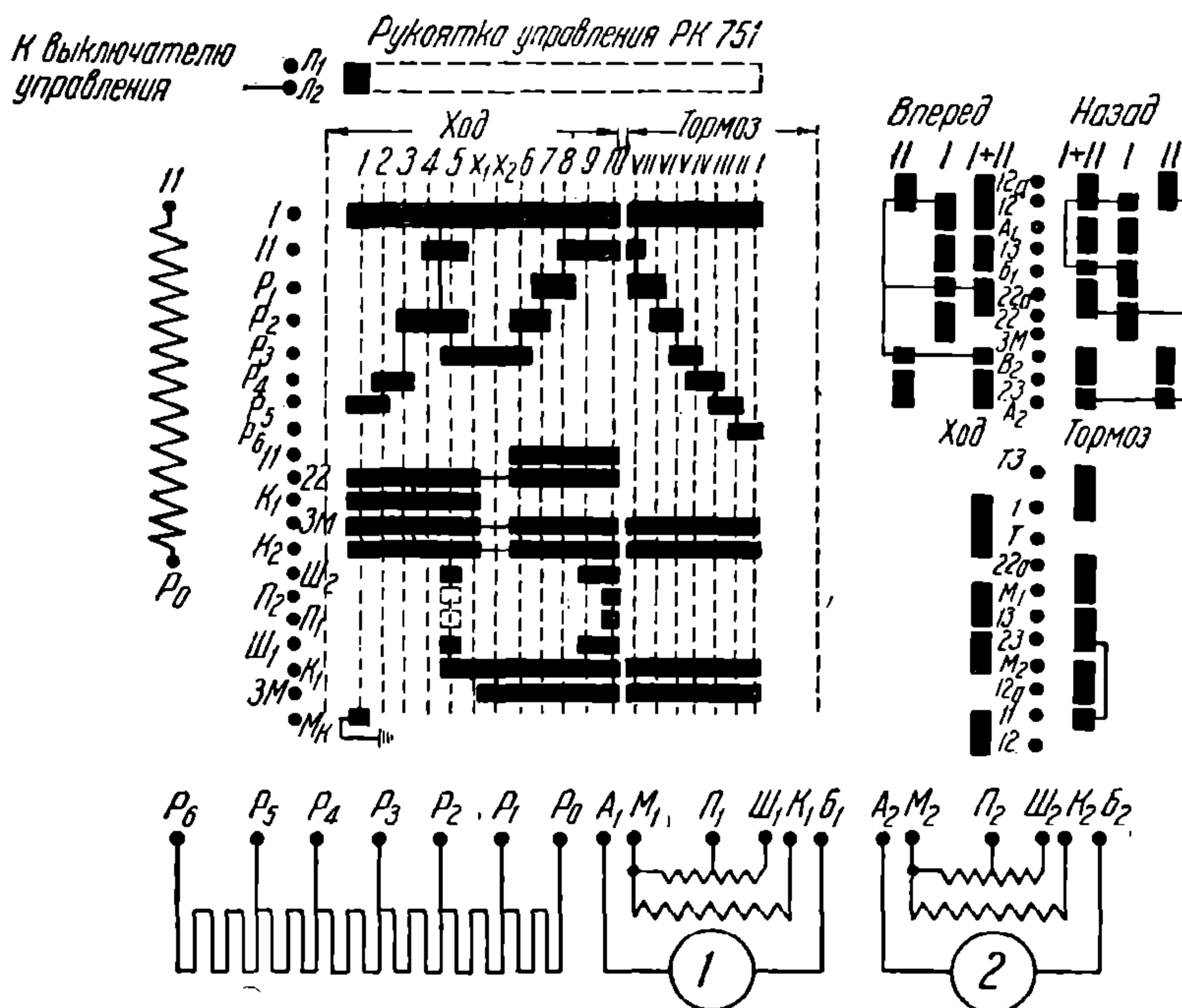
При перегрузке линейный контактор работает следующим образом: при перегрузке силовой цепи катушка 15 притягивает якорь 7, который,



будучи связан механически и электрически с рычагом 10, перемещает последний.

Рычаг 10 замыкает сначала оба контакта 11 и 12 и ослабляет действие катушки 1. Затем рычаг 10 нижним концом разрывает контакт 11 и цепь катушки 1. Контакты 3 и 4 размыкаются (контактор выключен).

Включить контактор можно при постановке большой рукоятки на положение „стоп“ и повороте рукоятки на некоторый угол от положения „стоп“ в направлении движения.



Фиг. 267.

Линейные контакторы испытаны за границей в эксплуатации. Надежность работы контроллеров с линейными контакторами значительно повышается.

В настоящее время завод „Динамо“ им. тов. Кирова разработал конструкцию контроллера типа ДК-72 для схемы с линейным контактором (фиг. 267).

Как видно из схемы (фиг. 267), замыкание главной цепи возможно при соединении контактов  $L_1$  и  $L_2$  и выключении выключателя управления ВУ.

При постановке главного барабана на 1-е положение заземленный сегмент коснется пальца вспомогательной цепи линейного контактора.

При дальнейшем движении большой рукоятки контроллера на вторую и последующие позиции сегмент главного барабана отсоединяется от пальца вспомогательной цепи, которая замыкается на землю через добавочное сопротивление.

Схема контроллера ДК-72 аналогична схеме контроллера ДК-5А и имеет 5 позиций последовательного включения, 5 позиций параллельного и семь позиций электрического торможения.

### 138. Испытание барабанных контроллеров

Каждый контроллер, выпускаемый заводом, должен быть рассчитан на соответствующий длительный ток, который равняется среднему квадратичному значению токов, проходящих через искрогасительную катушку.

Сегменты и пальцы должны быть так рассчитаны, чтобы при длительной суточной работе контроллера температура сегментов вблизи искрогасительной катушки была при наружной температуре  $25^{\circ}\text{C}$  на  $5^{\circ}\text{C}$  ниже температуры плавления вазелина, которым смазывают сухари и сегменты.

Искрогасительная катушка в контроллере не должна перегреваться выше  $70^{\circ}\text{C}$  (нормы ВТАБ).

Продолжительный ток контроллера принимается по американским нормам равным  $80\%$  от суммы длительных токов всех двигателей на моторном вагоне. Разрывной ток в контроллере принимается  $300\%$  от часового тока двигателя.

Собранный контроллер подвергается испытанию изоляции переменным током в 2100 в в течение одной минуты.

Для испытания паек и контактов через контроллер пропускается в течение двух минут контрольный ток, равный сумме часовых токов всех двигателей.

Если в течение испытательного периода плохие контакты дают перегрев, который определяется превышением температуры сегментов, при температуре окружающего воздуха  $25^{\circ}\text{C}$ , до таких пределов, когда начинает плавиться вазелин<sup>1</sup>, такие контроллеры бракуются и контакты исправляются.

### 139. Содержание и ремонт контроллеров

Для нормальной эксплуатации контроллеров последние осматриваются специальными бригадами контроллеристов. При осмотре контроллеров производятся следующие работы:

1. Осматриваются и опробываются рукоятки главного барабана контроллера. Рукоятка должна плотно сидеть на квадрате и не иметь качания. При обнаружении разработки в квадрате рукоятки делается подкладка из листовой латуни или жести.

Указатель на рукоятке должен быть укреплен и занимать положение, соответствующее позициям контроллера.

2. Осматриваются распределительная звезда и блокирующий механизм на главном и реверсивно-тормозном барабанах. Опробывается движение главного барабана при повернутом реверсивно-тормозном барабане. Определяется разработка подшипников главного барабана. При разработке свыше 4 мм подшипники ремонтируются.

3. Осматриваются контактные сегменты и пальцы. При сработке концов сегментов, когда они не касаются сухарей, можно сегменты перевернуть на  $180^{\circ}$  или заменить новыми. Сухари на контактных пальцах и сегменты,

<sup>1</sup> Технический вазелин плавится при  $40^{\circ}\text{C}$ .

имеющие наплав меди, зачищаются личным напильником. Пальцы регулируются от руки. Давление пальца на сегмент должно быть не выше 2,5 кг и не ниже 1,5 кг.

4. Все концы проводов, входящие в контроллер, а также все внутри-контроллерные соединения опробываются. Слабые контакты закрепляются.

5. Искрогасительные катушки и перегородки искрогасителя осматриваются. Сгоревшие перегородки заменяются новыми.

После осмотра все части внутри контроллеров продуваются ручным мехом и очищаются кистью. Копоть и грязь счищаются тряпками. Контактные сегменты и сухари пальцев должны быть смазаны вазелином.

Особое внимание нужно обращать при чистке контроллера на медные опилки, скопляющиеся на кронштейнах для сегментов при опиловке последних. Опилки должны выдуться мехом.

6. Открывающийся кожух контроллера осматривается. Неисправные запоры исправляются, а выгоревшие места асбестовой изоляции восстанавливаются.

7. Главный и реверсивно-тормозной барабаны при помощи волосной кисти, смоченной в бензине, протираются от копоти и грязи. После этой чистки барабаны покрываются электроэмалью, если заметны следы повреждения лакировки.

Обуглившиеся места на главном барабане расчищаются и закрашиваются электроэмалью. Подгоревшие сегменты зашлифовываются личным напильником. При сработке сегмента по длине последний заменяется новым или перевертывается. Сегмент по толщине до 3 мм (толщина новых сегментов 6 мм) подлежит замене новым.

При смене нескольких сегментов главный и реверсивный барабаны необходимо проверить на токарном станке.

8. Просматриваются контактные пальцы с пружинами. Пальцы с лопнувшими пружинами заменяются новыми. Сухари на пальцах, имеющие одностороннюю выработку до 12 мм, необходимо повернуть на 180° и закрепить.

Пружины на пальцах должны быть отрегулированы на соответствующее давление.

Согнутые пальцы должны заменяться новыми. После регулировки сухари и сегменты смазываются вазелином.

9. Искрогасительная катушка очищается от копоти и грязи. Поврежденные места изолируются и закрашиваются асфальтовым лаком.

Искрогасительные перегородки очищаются от нагара (шлака). Лопнувшие или прогоревшие на половину своей толщины перегородки заменяются новыми.

10. На контроллерах, имеющих отщелкивающий механизм, производится осмотр ролика, собачки и пружин.

11. Осматривается заземление корпуса контроллера. Проводник для заземления должен иметь надлежащий контакт.

При нормальных условиях эксплуатации контроллер через 3 года требует капитального ремонта.

При капитальном ремонте контроллер разбирается. Крышка отвертывается от корпуса и снимается. Главный и реверсивно-тормозной барабаны снимаются. Суппорта с пальцами отнимаются от корпуса. Искрогасительная катушка и перегородки снимаются.

Корпус контроллера с укрепленными на нем проводами внутриконтроллерных соединений осматривается. Провода, имеющие поврежденную изо-

ляцию, заменяются новыми и укрепляются на корпусе. После этого изоляция проводов проверяется омметром. Изоляция проводов в контроллере не должна быть ниже 2 мегом.

Отремонтированные провода покрываются асфальтовым лаком.

Провод, заземляющий корпус контроллера, должен быть хорошо припаян к башмаку, а дыра в корпусе контроллера и болт, закрепляющий башмак, должны быть надежно залужены.

Заземляющий провод должен иметь сечение не менее 10 мм<sup>2</sup>.

Механизм, блокирующий реверсивный и главный барабаны, ремонтируется. При разработке муфты и рычага более 2 мм последние ремонтируются.

Отщелкивающий механизм на оси главного барабана проверяется. Собачка, имеющая выработку надставки на 1,5—2,0 мм, заменяется новой. Ослабшие пружины, не возвращающие собачку на место, заменяются новыми.

Распределительная звезда на главном барабане при разработке более 2 мм заменяется. Подшипники главного барабана проверяются. При износе подшипников по вертикальной оси до 4 мм и по диаметру вала более 0,5 мм требуется их замена.

Сегменты, имеющие достаточную толщину, но отгоревшие с одного конца, необходимо повернуть на 180°. Перевернутые концы сегментов должны быть запилены соответственно остальным. Допускается свес сегментов главного барабана с пальцев по высоте не более 0,75 мм.

Включение пальцев должно соответствовать положениям, указанным в схеме. Если при включении главного барабана на одно из положений сегменты не касаются соответствующих пальцев (сегменты короткие), необходимо сегменты переставить обратной стороной или в случае негодности заменить новыми.

После ремонта стоек и сегментов главный барабан устанавливается на токарный станок и сегменты протачиваются, а вал проверяется и при искривлении выправляется.

Контактные пальцы проверяются. Пальцы с лопнувшими пружинами заменяются новыми. Изношенные до 12 мм сухари заменяются новыми. Односторонне изношенные сухари поворачиваются на 180°.

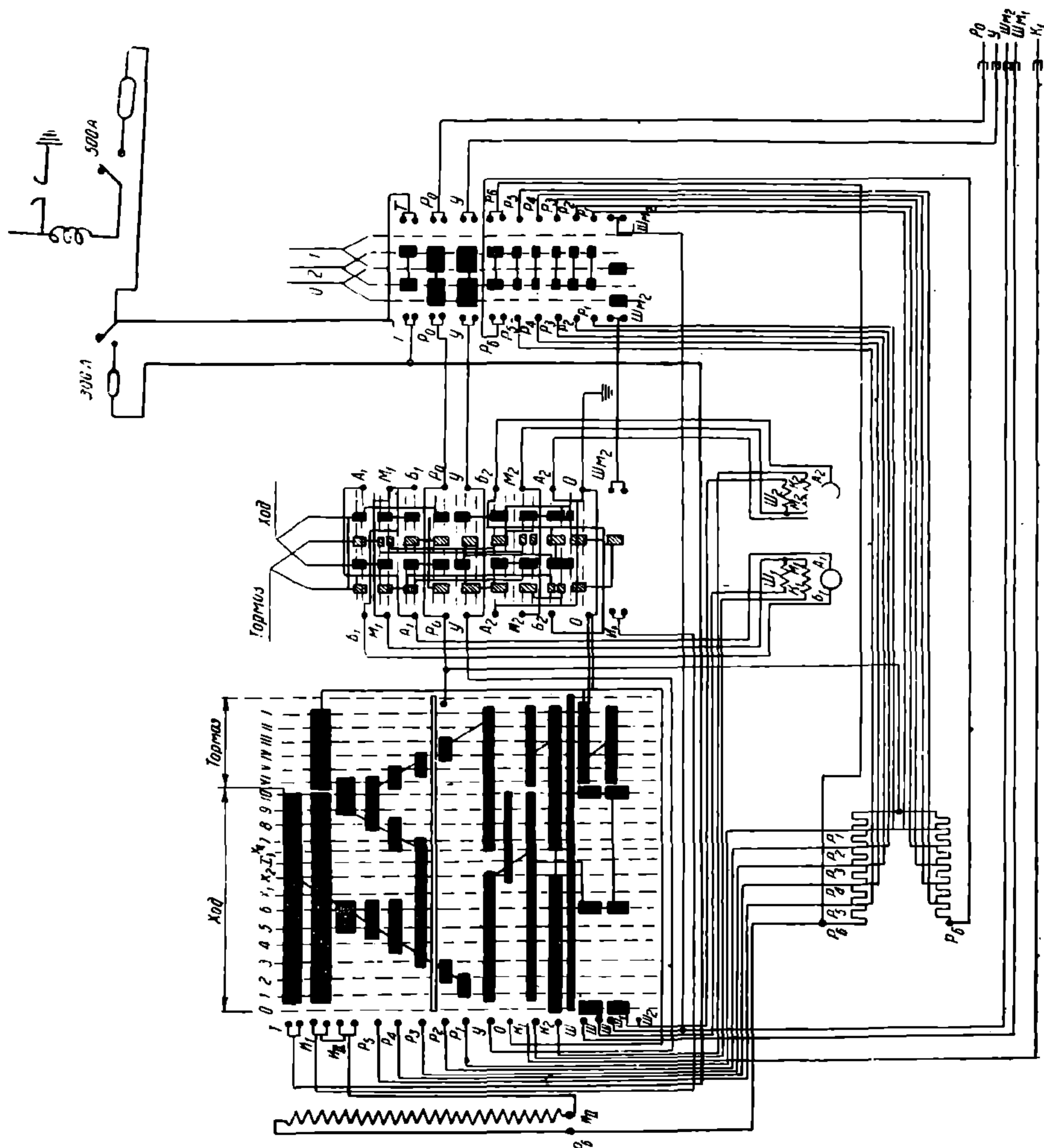
При повреждении главного барабана последний заменяется новым. Дерево для барабана должно быть твердой породы, сухим и хорошо проваренным в олифе. Если кронштейны для сегментов устанавливаются на металлические валы, то при повреждении изоляции (миканита) последняя заменяется новой. Длина всех сегментов проверяется специальными шаблонами. Реверсивно-тормозной барабан подвергается тому же ремонту, что и главный барабан. Механизм, устанавливающий реверсивно-тормозной барабан в положение выключенных двигателей, должен быть опробован. При выработке, допускающей неправильную установку барабана, переключающий механизм ремонтируется так, чтобы при установке барабана на одно из положений, соответствующих выключению одного из двигателей, сдвиг сегмента над пальцем не должен быть более 1 мм.

Изоляция на искрогасительной катушке проверяется. Места с поврежденной изоляцией восстанавливаются, после чего поверхность катушки покрывается асфальтовым лаком. Для проверки витков катушки на замыкание последняя проверяется на трансформаторе. Искрогаситель с перегородками осматривается. Все перегородки, пережатые до половины толщины или лопнувшие, заменяются новыми.

## 140. Управление при двойной тяге

Последнее пятилетие трамвайные предприятия, желая разрешить вопрос увеличения пропускной способности трамвайной сети, пошли на увеличение числа единиц в поезде.

До настоящего времени на большинстве трамваев принят основной состав трамвайного поезда в две единицы, т. е. один моторный и один



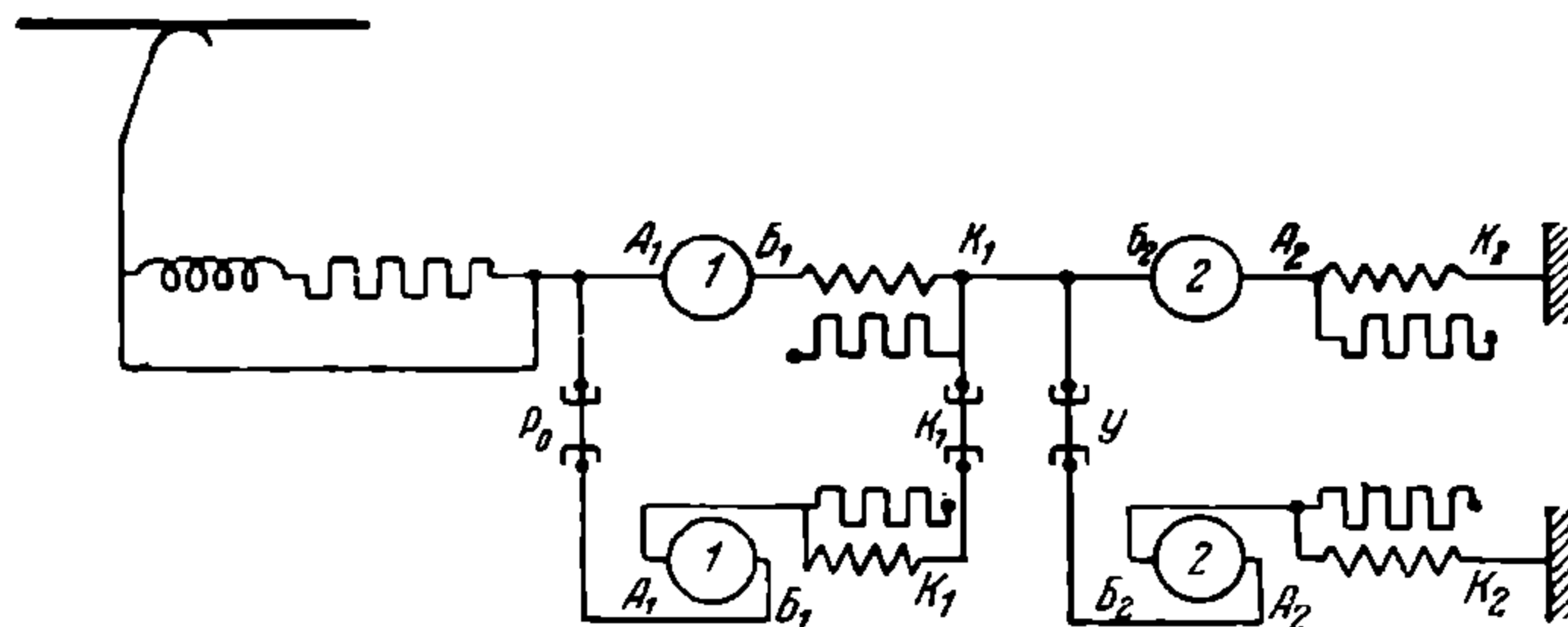
Фиг. 268.

прицепной вагон. Двухвагонный состав при вышеуказанном условии повышения пропускной способности сети не удовлетворяет поставленным требованиям, почему за последние два года в Москве, Ленинграде, Баку и других городах применили тип трехвагонного поезда, состоящего из одного моторного и двух прицепных вагонов. Трехвагонные поезда при одиночной тяге не разрешили поставленной задачи ввиду того, что хотя



емкость поезда и увеличилась, но эксплуатационная скорость последнего уменьшилась. Кроме того применение трехвагонных поездов при одиночной тяге встретило ряд технических затруднений.

Благодаря наличию двух прицепных вагонов в поезде вес поезда возрастает по сравнению с двухвагонным поездом, отчего сцепной вес мотор-

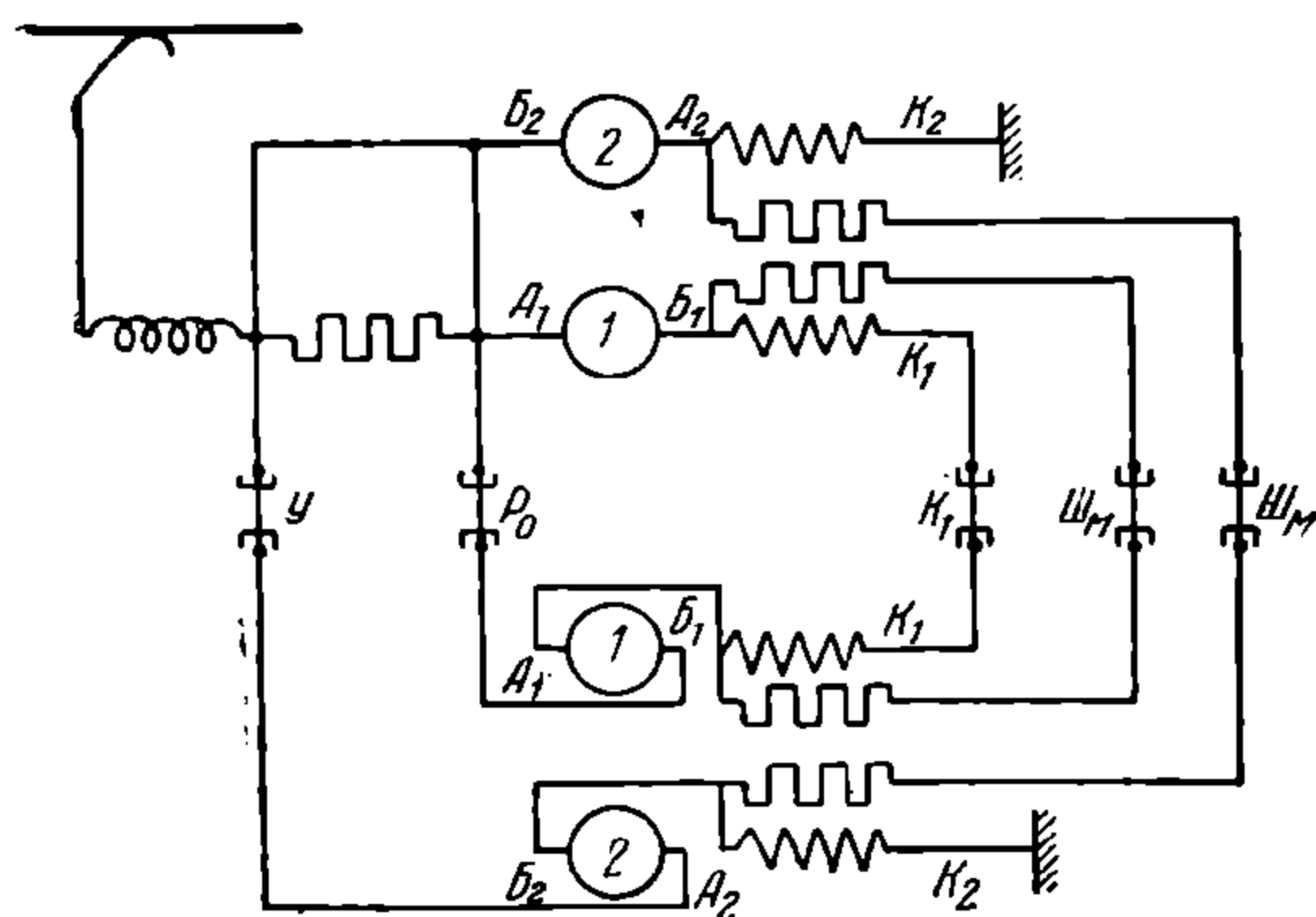


Фиг. 269.

ного вагона на тяжелых профилях путей и при понижении коэффициента сцепления колес с рельсами оказывается недостаточным.

Вместе с тем применение трехвагонных поездов потребовало усиления тяговых приборов (замены пружин) и одновременно увеличило случаи разрыва поездов. Указанные недостатки в эксплуатации трехвагонных поездов такого типа поставили вопрос об ограничении области их применения для трамвайного сообщения.

Эту задачу разрешают поезда двойной тяги, при которой поезд состоит из двух моторных вагонов и одного прицепного или из двух



Фиг. 270.

моторных и двух прицепных вагонов. При таком составе поезда устраняются недостатки, указанные для трехвагонных поездов одиночной тяги. Вместе с тем при наличии двух моторных вагонов в поезде на каждый моторный вагон приходится только половина веса прицепного вагона, вследствие чего ускорение поезда при этом увеличивается против такового при трехвагонном поезде с одиночной тягой, что способствует повышению эксплуатационной скорости. При четырехвагонном поезде двойной тяги скорость

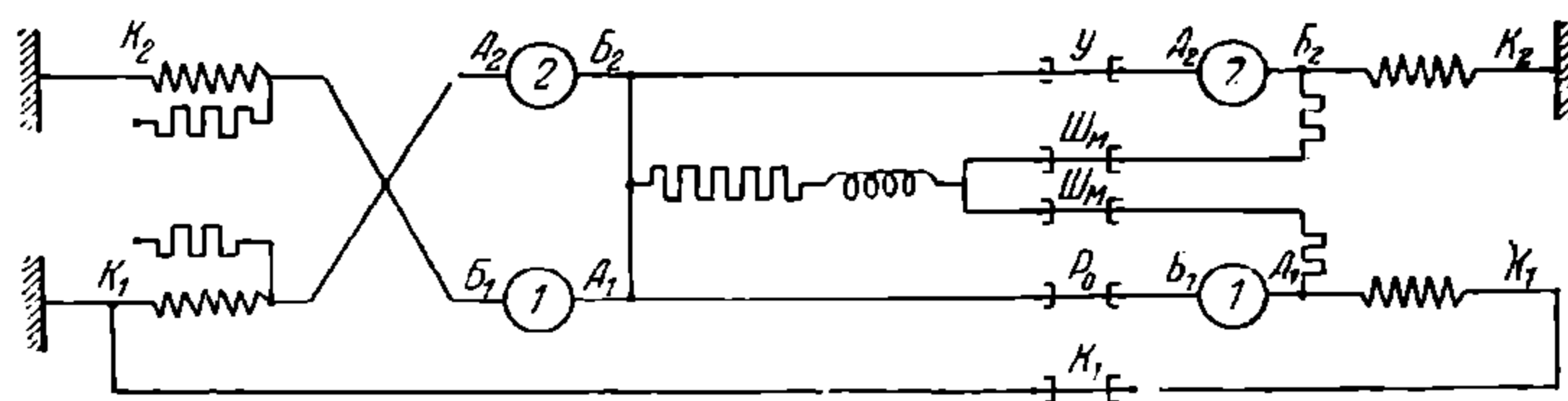
остается та же, что и при двухвагонном поезде. Схема соединения моторных вагонов в поезде двойной тяги осуществляется двумя принципами.

Можно управлять поездом двойной тяги четырехмоторным контроллером, в частности контроллером ДТ-41 со схемой (фиг. 264), принятой для этого контроллера. В этом случае между вагонами должно быть 13-15 междывагонных кабелей, что создает неудобства в эксплуатации, так как

при наличии такого большого количества междугонных кабелей сечением  $25-35 \text{ мм}^2$  трудно изготовить съемное междугонное соединение, которое можно было бы снимать при необходимости отцепки одного неисправного моторного вагона в поезде.

На фиг. 268 показана схема контроллера для соединения моторных вагонов при двойной тяге с помощью пяти кабелей. Эта схема имеет то преимущество, что при наличии пяти междугонных кабелей сечением  $3 \times 35 \text{ мм}^2$  и  $2 \times 10 \text{ мм}^2$  можно иметь надежное отъемное междугонное соединение. Как видно на фиг. 269, при последовательном соединении двигателей на пятом положении двигатели соединены по два параллельно междугонными кабелями  $P_0 K_1$  и  $Y$  и обе группы двигателей соединены последовательно проводом  $K_1 Y$ .

При параллельном включении и шунтировке поля на десятом положении двигатели соединяются так: якоря двигателей  $2, 2$  междугонным кабелем  $Y$ , главные катушки двигателей  $1, 1$  соединены кабелем  $K_1$  и шунты  $Ш_1$  двигателей  $1, 1$  соединены кабелем  $Ш_M$ , а шунты  $Ш_2$  двигателей  $2, 2$  вторым кабелем  $Ш_M$  (фиг. 270).



Фиг. 271.

Электрическое торможение осуществляется для двигателей  $1$  и  $2$  ведущего вагона по циклической схеме, а для двигателей  $1$  и  $2$  ведомого вагона по схеме с уравнильным проводом (фиг. 271).

Преимущество описанной схемы двойной тяги при пяти междугонных кабелях заключается в том, что при бездействии одного из моторных вагонов возможно управление поездом, точно так же как возможно управление при одном отцепленном моторном вагоне.

Последнее обстоятельство имеет важное значение для городов, имеющих пиковые нагрузки в течение суток, когда необходимо выпускать максимальное число поездов с возможно большей емкостью. В этом случае расцепляемая система двойной тяги разрешает эту задачу. В утренние и вечерние часы пиковой нагрузки выпускаются трехвагонные поезда, а в часы наименьшей нагрузки поезда эти расцепляются и курсируют двухвагонными или одиночными.

Система двойной тяги с непосредственным управлением контроллерами ограничивается мощностью тяговых двигателей. При общей мощности всех тяговых двигателей свыше  $200 \text{ кВт}$  затруднительно конструирование контроллера, который при этом становится громоздким и управление которым вагоновожатым усложняется.

Поэтому двойная тяга с непосредственным управлением имеет ограниченное применение и заменяется более гибкой и удобной системой многих единиц.

## 141. Управление поездами по системе многих единиц

Как уже указывалось выше, эксплуатация поездов с большой мощностью тяговых двигателей встречает затруднения в конструировании контроллеров с непосредственным управ-

лением. Эта задача легко разрешается применением системы многих единиц (multiple unit).

Основными преимуществами системы многих единиц перед прочими системами являются:

а) возможность управления всеми вагонами поезда с одного поста управления, в том числе и с прицепного вагона;

б) возможность автоматического пуска;

в) дешевая эксплуатация контакторов, которые изнашиваются меньше обыкновенных контроллеров ввиду лучшего искрогашения;

г) лучшая и надежная защита от перегрузки при коротком замыкании.

Система многих единиц требует наличия следующего основного оборудования:

1) контроллера управления;

2) контакторов;

3) реверсора;

4) междувагонного соединения управления;

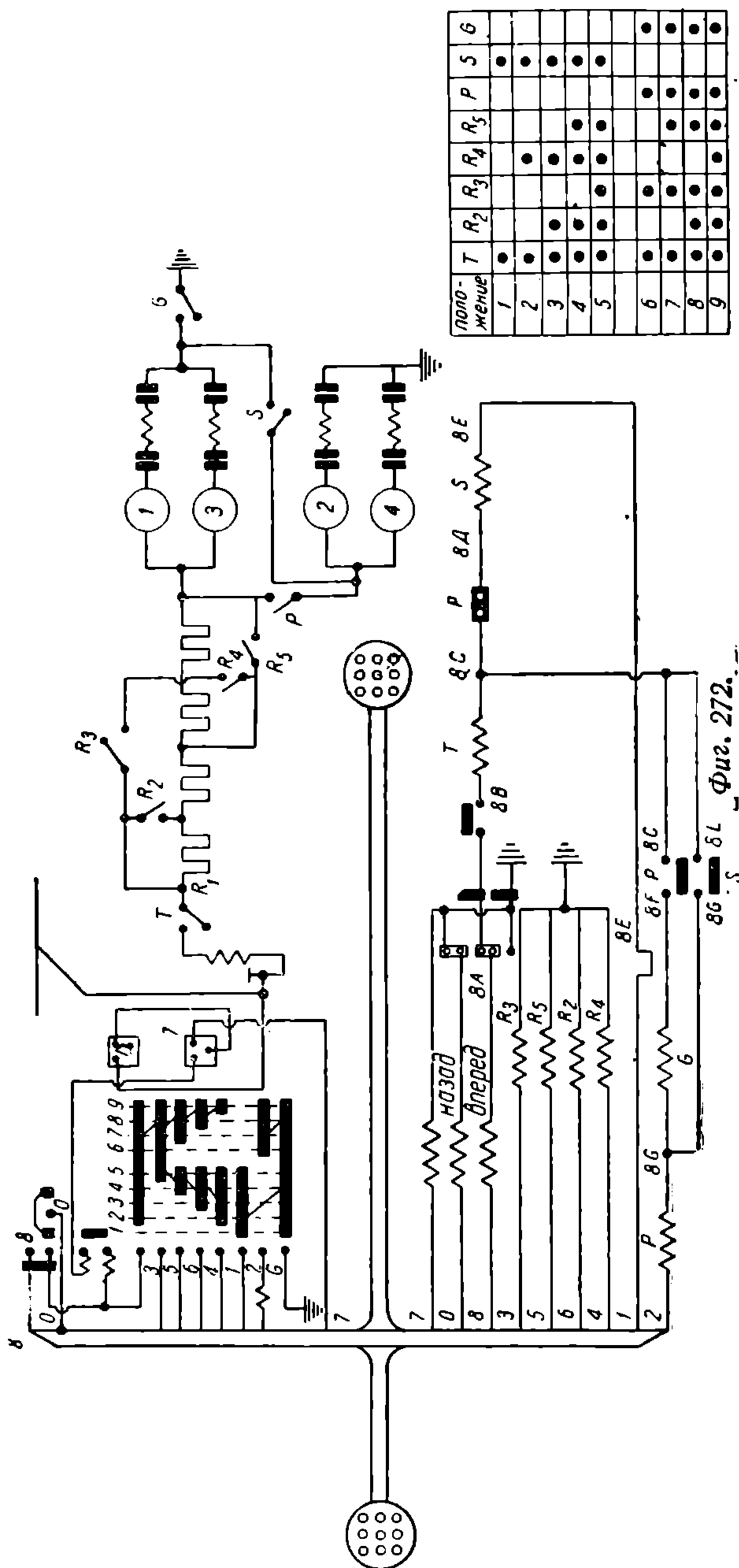
5) выключателя тока управления;

6) реле максимального тока;

7) группового выключателя цепи тока управления, а при автоматическом пуске еще и

8) реле ускорения.

При системе многих единиц тяговые двигатели,



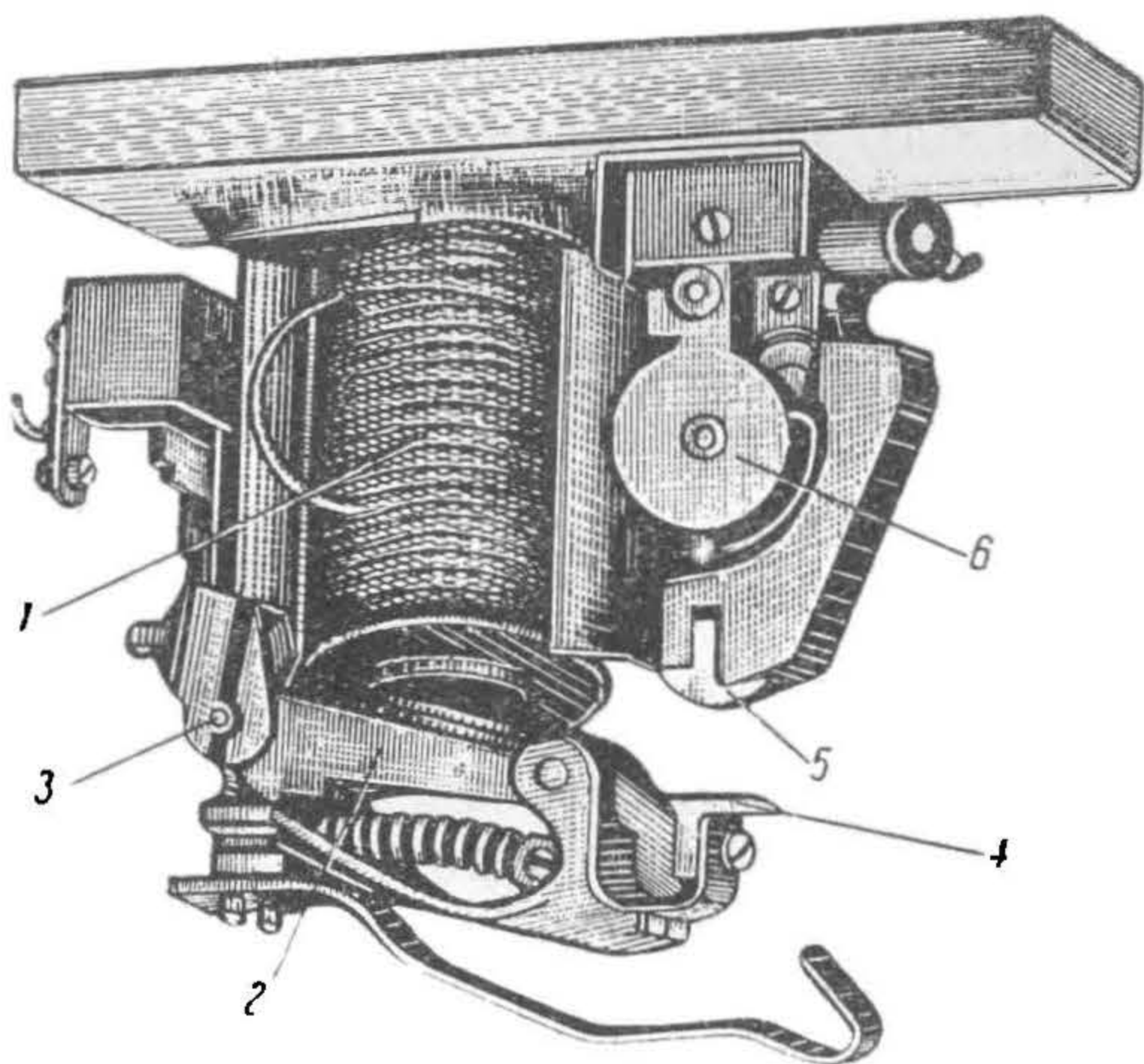


пусковые реостаты, контакторы, реверсор и пр. составляют самостоятельную цепь, называемую силовой, и все приборы управления, как-то: контроллеры, электромагнитные катушки контакторов и реверсоров, групповой выключатель, междувagonные соединения и пр., составляют цепь управления. Цепь управления обычно питается от контактной сети (600 в) и редко от цепи с реостатом, понижающим напряжение до 110 в. На схеме (фиг. 272) показаны силовая цепь и цепь управления.

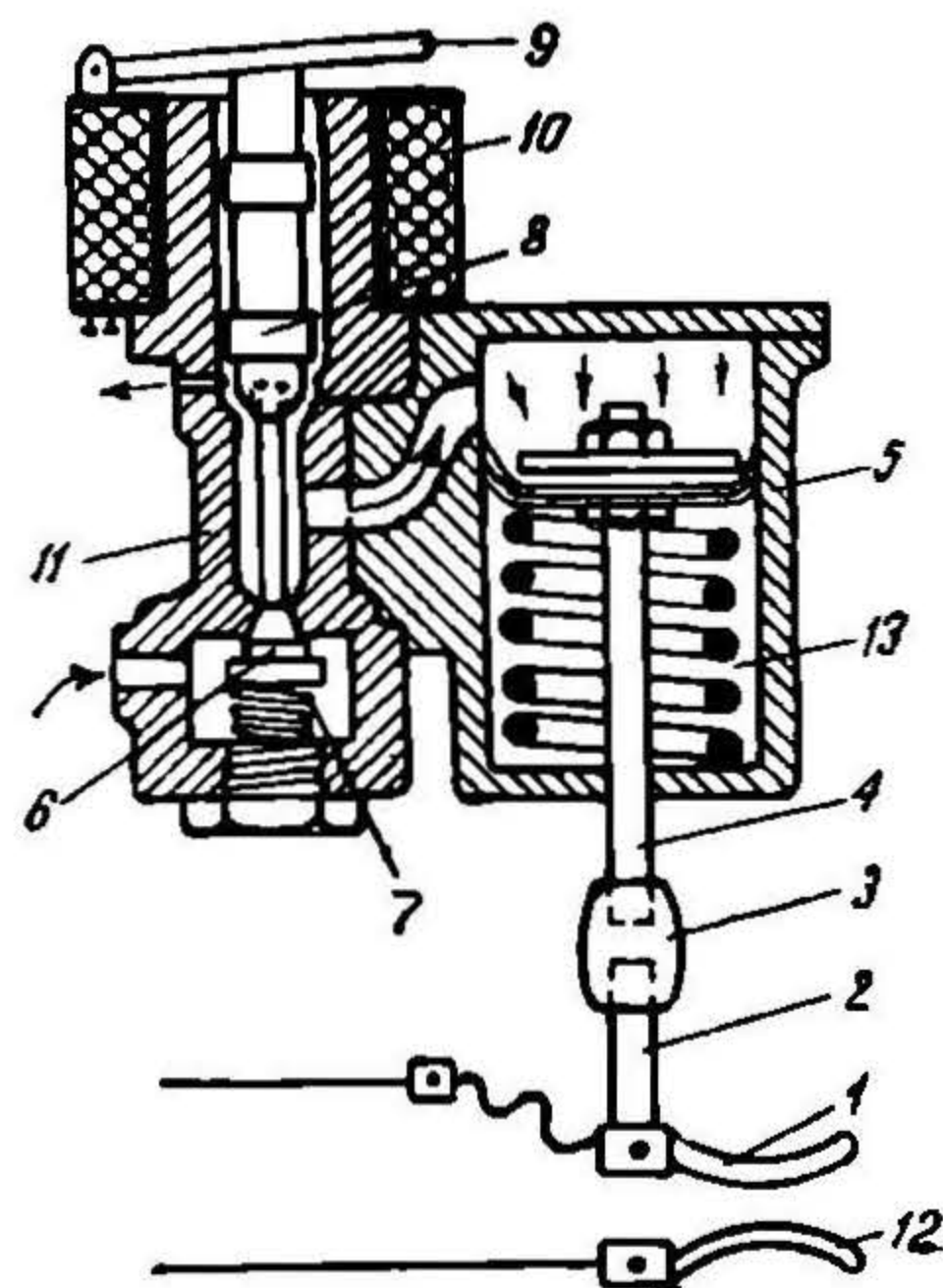
## 142. Аппараты системы многих единиц

Контакторы при системе многих единиц для трамвайного оборудования применяются большей частью с электромагнитными катушками, питаемыми от контактной сети.

Электромагнитный контактор (фиг. 273) состоит из катушки 1, к которой притягивается якорь в виде рычага 2, имеющий ось вращения 3. На конце рычага 2 укреплен подвижной контакт 4, который касается неподвижного контакта 5 с искрогасительной катушкой 6.



Фиг. 273.



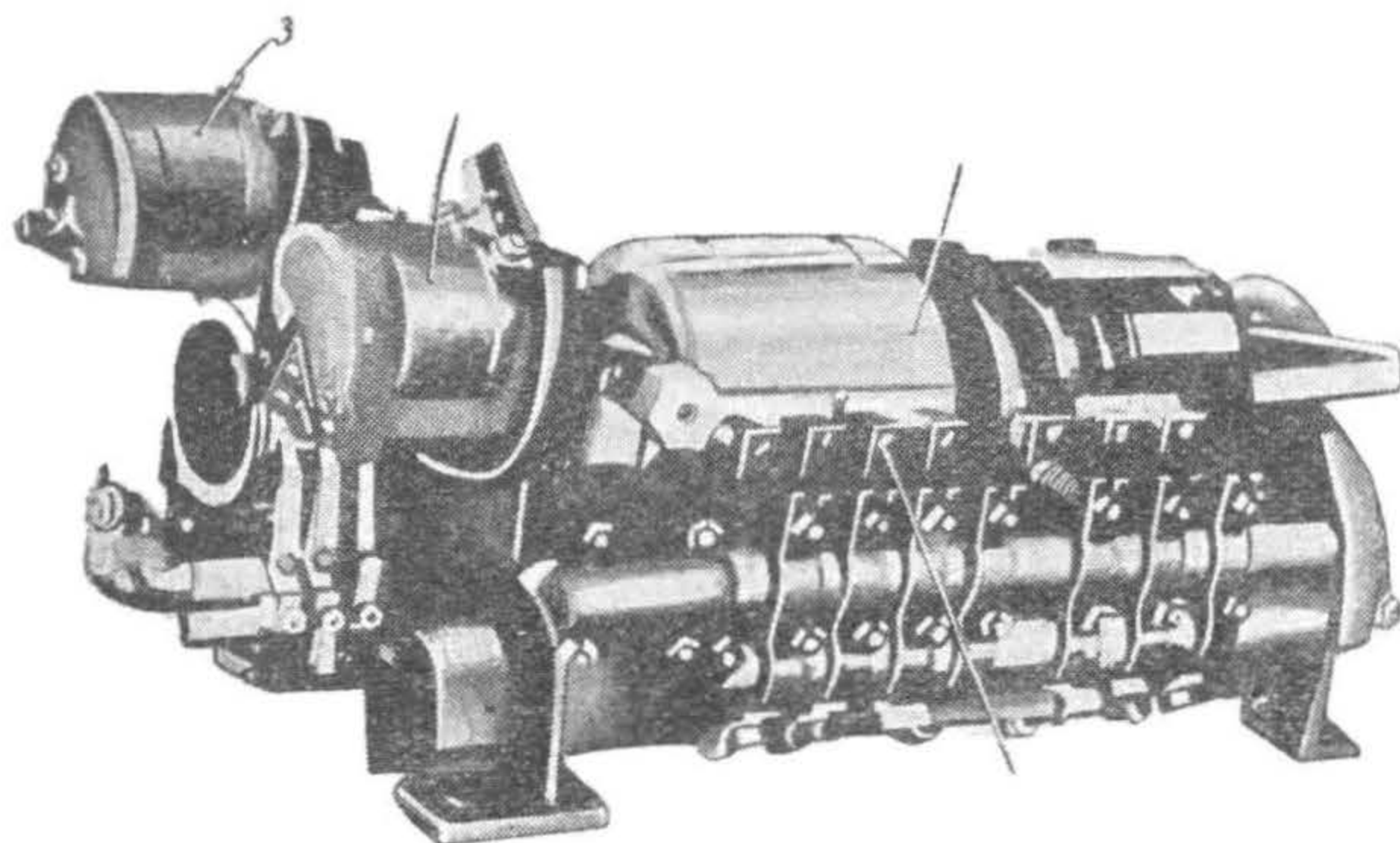
Фиг. 274.

При пропускании тока управления через катушку 1 якорь 2 притягивается и контакты 4 и 5 замыкаются и включают соответствующую часть силовой цепи. Размыкание силовой цепи в контакторе происходит после выключения тока в катушке 1, и контакт 4 отходит от контакта 5 под влиянием собственного веса. Отдельные контакторы помещаются в железном ящике, который подвешивается на кузове вагона. Кроме электромагнитных применяются электропневматические контакторы (фиг. 274).

Устройство электропневматического контактора заключается в следующем. К подвижному контакту 1 присоединяется стержень 2, который входит в бакелитовый изолятор 3, с другого конца которого входит шток 4 воздушного цилиндра 5. Воздушный цилиндр соединен с вентилем, состоящим из чугуна корпуса, внутри которого имеется два клапана. Нижний клапан 6 все время закрыт пружиной 7, и закрывает сжатый воздух



в цилиндр 5. Верхний клапан 8 открыт под действием штока клапана 6, пружины 7, благодаря чему сжатый воздух из цилиндра 5 может сообщаться с атмосферой.



Фиг. 275.

На клапан 8 опирается якорь 9 электромагнитной катушки 10.

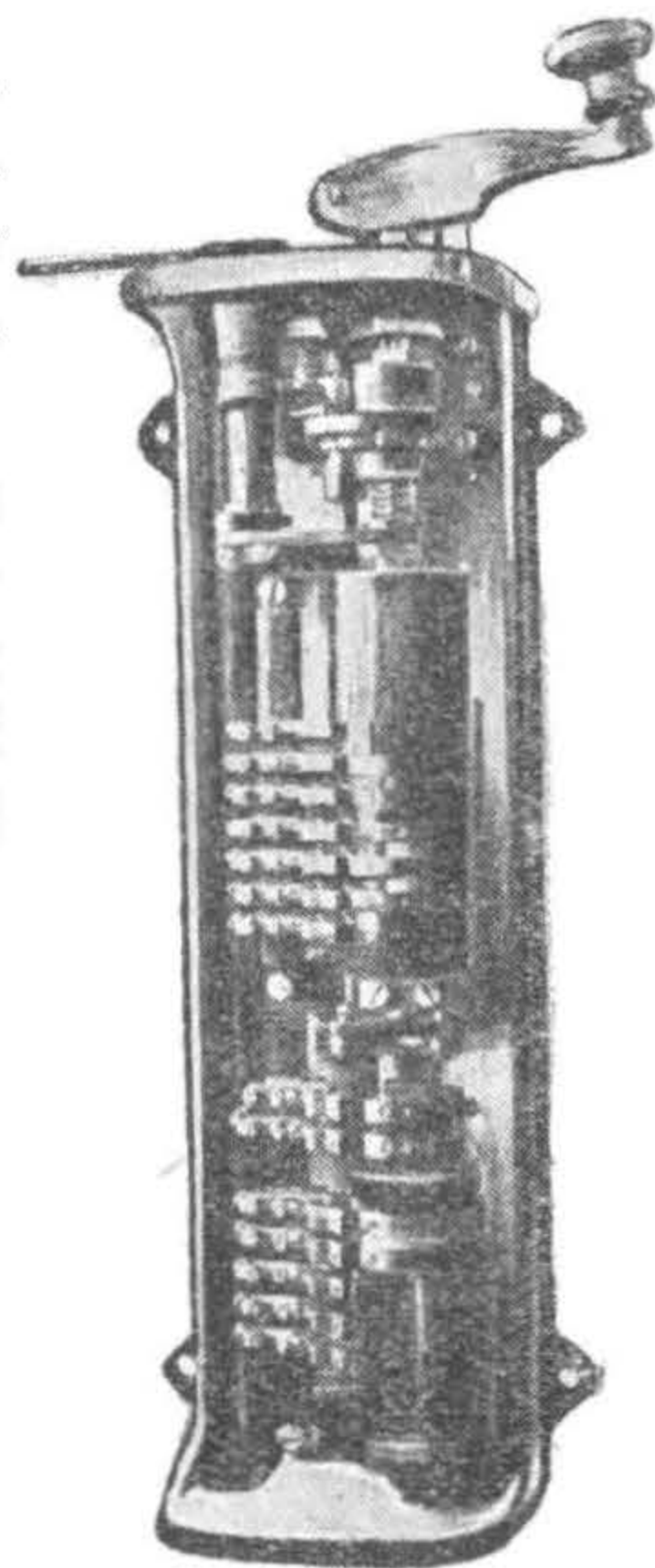
Действие электропневматического контактора заключается в следующем. Если ток управления от контроллера попадает в катушку 10, якорь 9 притянется, надавит на стержень клапана 8 и закроет его, стержень же клапана 8 надавит на клапан 6 и откроет его. Таким образом сжатый воздух из си-

стемы по трубке 11 пойдет через открытый клапан 6 в воздушный цилиндр 5. Шток 4 опустится и замкнет контакты 1 и 12.

Контакты 1 и 12 будут замкнуты, пока клапан 6 будет открыт. Как только ток управления будет выключен, клапан 6 закроет доступ воздуха в цилиндр 5 контактора. Благодаря этому сильная стальная пружина 13 разорвет контакты 1 и 12.

Для того чтобы защитить контакторы от замыкания всей мощности силовой цепи, отдельно устанавливается линейный контактор, благодаря которому исключается необходимость в установке реле максимального тока.

Реверсор (фиг. 275) состоит из барабана 1, на котором укреплены сегменты, могущие касаться контактных пальцев 2. Барабан 1 имеет привод для поворота по часовой и против часовой стрелки на определенный угол. Поворот барабана реверсора происходит от двух электромагнитных катушек 3 и 4, питаемых от цепи тока управления через контроллер. К пальцам 2 подводятся провода силовой цепи от тяговых двигателей (схема фиг. 272). При постановке рукоятки реверсивного вала контроллера на положение „вперед“ по цепи катушки 3 протекает ток управления, катушка возбуждается и привод поворачивает барабан реверсора в положение, соответствующее работе тяговых двигателей „вперед“.



Фиг. 276.

Контроллер управления изготавливается по типу контроллеров с непосредственным управлением (фиг. 276) и состоит из главного и реверсивного барабанов и контактных пальцев. Иногда реверсивный барабан составляет одно целое с главным барабаном и сидит на одном валу с последним.

На ручке контроллера имеются контакты, которые включают цепь управления только в том случае, если большая рукоятка нажата рукой вагонного жителя, в противном случае контакты эти разомкнуты и управление



вагонами невозможно. Эти контакты предназначены для того, чтобы в случае внезапного заболевания вагоновожатого автоматически прекращался ток в цепи управления.

Выключатель тока управления представляет собой обыкновенный ручной выключатель с плавким предохранителем, смонтированным в одном ящике. Он служит для разъединения цепи тока управления от цепи контактного провода.

Разъединитель цепи управления или групповой выключатель (фиг. 277) служит для выключения аппаратов цепи управления, в случае повреждения всех групп двигателей на одном вагоне. В этом случае, хотя на данном вагоне тяговые двигатели и не работают, управление контроллером все же возможно, что создает удобство в эксплуатации.

При повреждении обеих групп двигателей (при четырехмоторном вагоне) вагоновожатый выключает групповой выключатель и продолжает управлять поездом (вторым моторным вагоном) с той же площадки, с которой он управлял раньше, а поврежденный моторный вагон следует как прицепной.

Групповой выключатель состоит из барабана с сегментами, касающимися двух рядов контактных пальцев. Один ряд пальцев соединен с катушками контакторов, а второй — с соединительной коробкой и проводами междугагонного соединения.

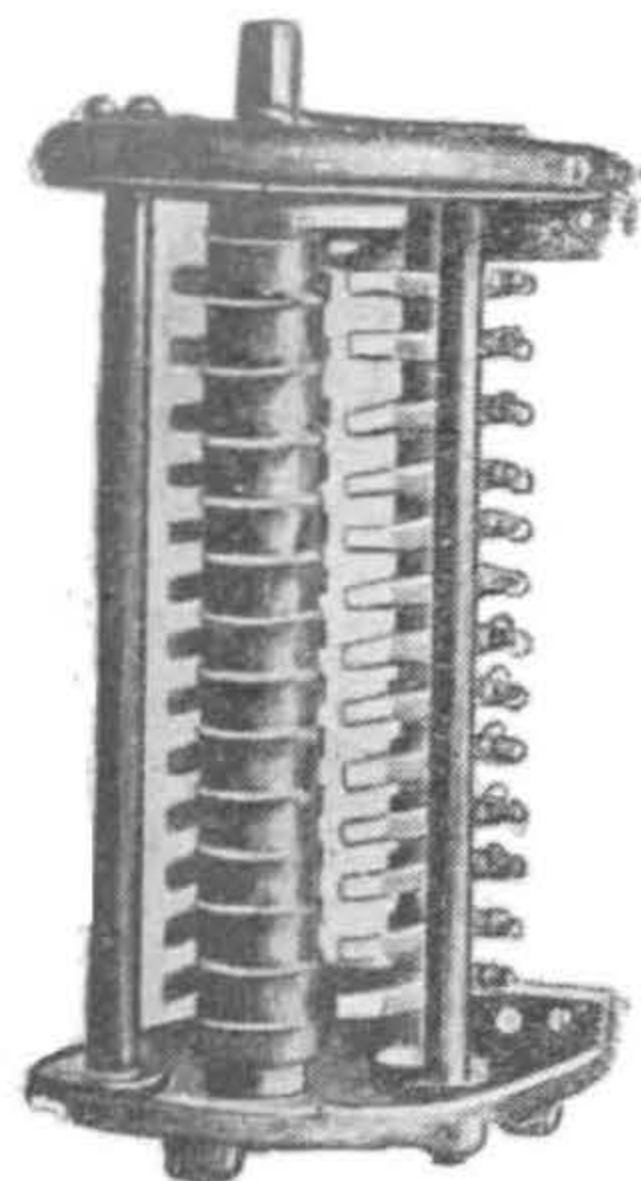
Нормально при исправных двигателях групповой выключатель должен быть включен.

Междугагонное соединение (фигура 278) при системе многих единиц применяется в виде гнезда с отверстиями для нескольких штепселей. Гнездо вставляется в розетку, имеющую штепселя. Два гнезда соединены между собой гибким кабелем, имеющим число проводников по числу штепселей.

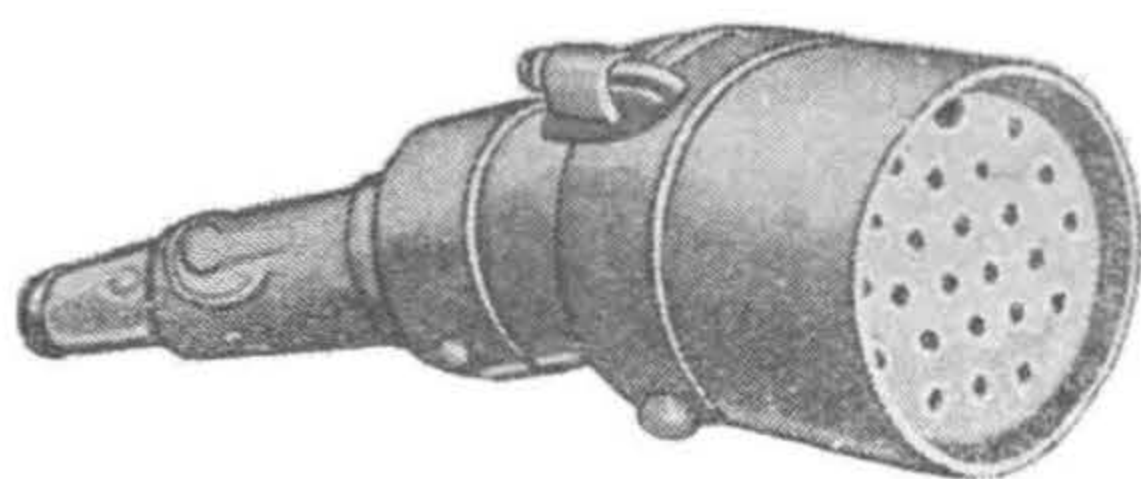
Реле максимального тока применяется в том случае, если отсутствует аппарат, выполняющий функции максимального автоматического выключателя, защищающего силовую цепь от чрезмерной перегрузки и от короткого замыкания. Реле максимального тока (фиг. 279) имеет катушку 1 перегрузки, которая, притягивая якорь 2, размыкает контакты 3 и 4 цепи тока управления.

Для включения максимального реле из кабины вагоновожатого реле максимального тока снабжается вспомогательной катушкой 5, которая при возбуждении током цепи управления притягивает якорь 6 защелки 7, удерживающей якорь 2 в выключенном положении, включает реле максимального тока, замыкая контакты 3 и 4.

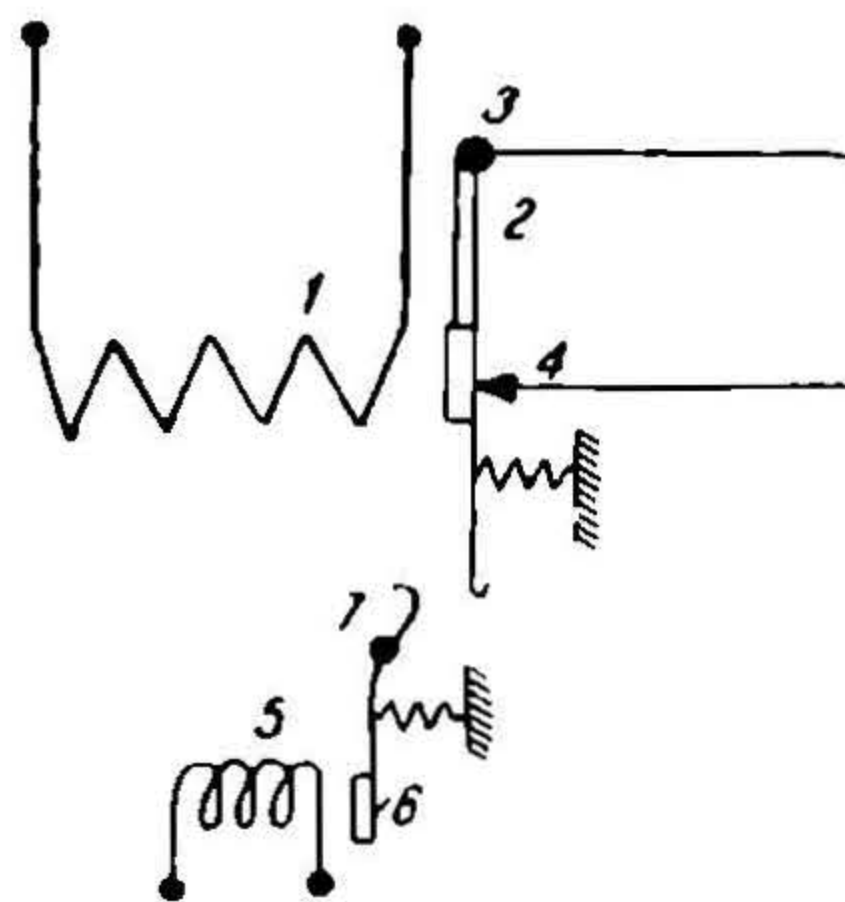
Реле ускорения применяется в случае автоматического пуска двигателей. Наиболее зарекомендовавшее себя в эксплуатации реле ускорения приведено на фиг. 280. В катушку 1 втягивается сердечник 2, соединен-



Фиг. 277.



Фиг. 278.

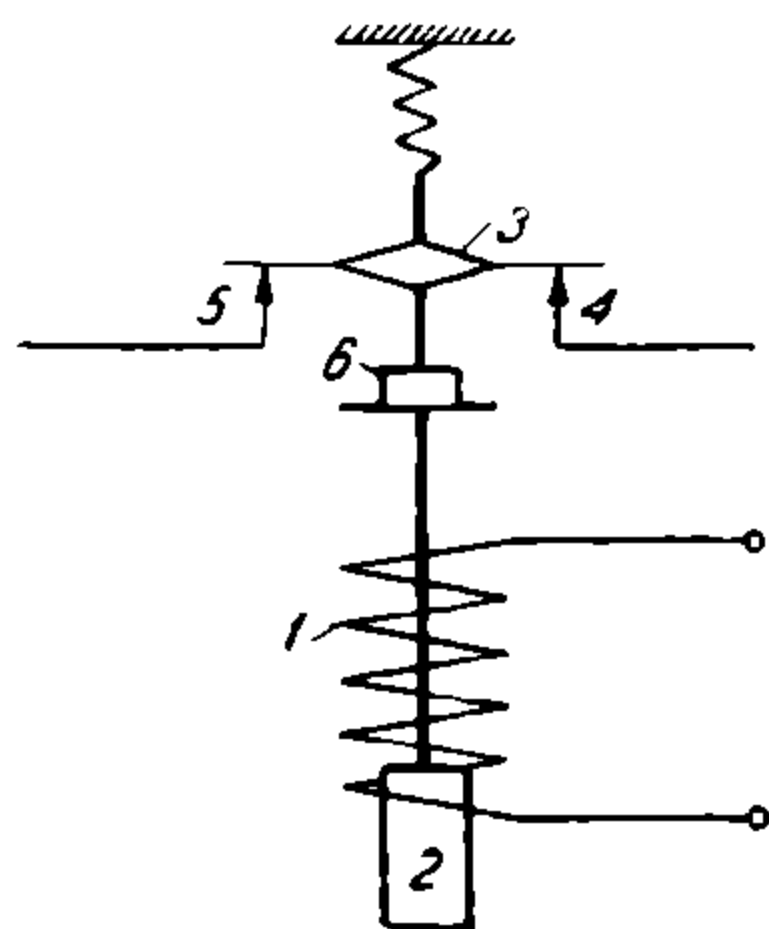


Фиг. 279.



ный с диском 3, замыкающим нижние контакты 4 и 5 под влиянием веса стержня и дополнительного груза 6, изменяя который можно регулировать втягивание стержня в катушку 1.

При прохождении тока при пуске двигателей через катушку 1 последняя втягивает сердечник 2, который поднимается и диском 3 размыкает контакты 4 и 5, соединенные с цепью управления. По мере развития вагоном определенной скорости ток в цепи двигателей уменьшается, сердечник 2 и груз 6, преодолевая действие катушки 1, опускаются, и диск 3 замыкает контакты 4 и 5 цепи управления, которая включает соответствующий контактор, закорачивающий ступень реостата. При этом ток возрастает, катушка 1 опять втягивает сердечник 2, контакты 4 и 5 размыкаются и остаются разомкнутыми до тех пор, пока ток в катушке 1 не уменьшится до такого предела, когда сердечник 2 собственным весом не опустится и не замкнет контакты 4 и 5.



Фиг. 280.

Таким образом диск 3 будет производить попеременно то замыкание, то размыкание контактов 4 и 5 цепи управления до тех пор, пока не будут выключены все ступени пускового реостата.

При наличии автоматического пуска упрощается контроллер, но усложняется цепь управления за счет увеличения блокировочных контактов на контакторах. Грузом 6 регулируется сила тока в катушке 1, при которой происходит замыкание контактов 4 и 5.

### 143. Схема силовой цепи и цепи управления

При включении контроллера на первую позицию ток управления проходит по следующей цепи (фиг. 272): троллей — выключатель тока управления — переключатель ресет — 8 — „Вперед“ — 8A — 8B — T — 8c — 8D — S — 8E — 1 — G. При прохождении тока управления по указанной цепи включаются контакторы T и S. При положении главного барабана контроллера на 9-й позиции ток управления проходит по цепи: троллей — выключатель тока управления — переключатель ресет — 3 — 5 — 6 — 4 — R<sub>3</sub> — R<sub>5</sub> — R<sub>2</sub> — R<sub>4</sub> — G — 8 — „Вперед“ — 8A — 8B — T — 8c — 8F — G — P — 2 — G. На 9-й позиции будут включены контакторы T<sub>1</sub>, P, R<sub>2</sub>, R<sub>3</sub>, R<sub>4</sub>, R<sub>5</sub>, G.

Токопрохождение в силовой цепи будет следующее из первой позиции контроллера: Троллей — катушка максимального реле M — T — R<sub>1</sub> — R<sub>5</sub> —

— двигатели  $\begin{matrix} 1 \\ \diagdown \\ S \\ \diagup \\ 3 \end{matrix}$  — двигатели  $\begin{matrix} 2 \\ \diagdown \\ 4 \\ \diagup \end{matrix}$  — земля. Как видно из схемы тяговые

двигатели работают последовательно. Двигатели при этом соединены по два параллельно в группе, а обе группы двигателей соединены последовательно.

На 9-й позиции токопрохождение в силовой цепи следующее:

Троллей — M — T — R<sub>3</sub> — R<sub>4</sub> — R<sub>5</sub> — P  $\begin{matrix} 1 \\ \diagdown \\ 3 \\ \diagup \end{matrix} G$   $\begin{matrix} 2 \\ \diagdown \\ 4 \\ \diagup \end{matrix}$  земля.

Тяговые двигатели работают все четыре параллельно.

При повреждении одного из двигателей в группе неисправная группа двигателей может быть выключена, и вагон управляется при двух двигателях.

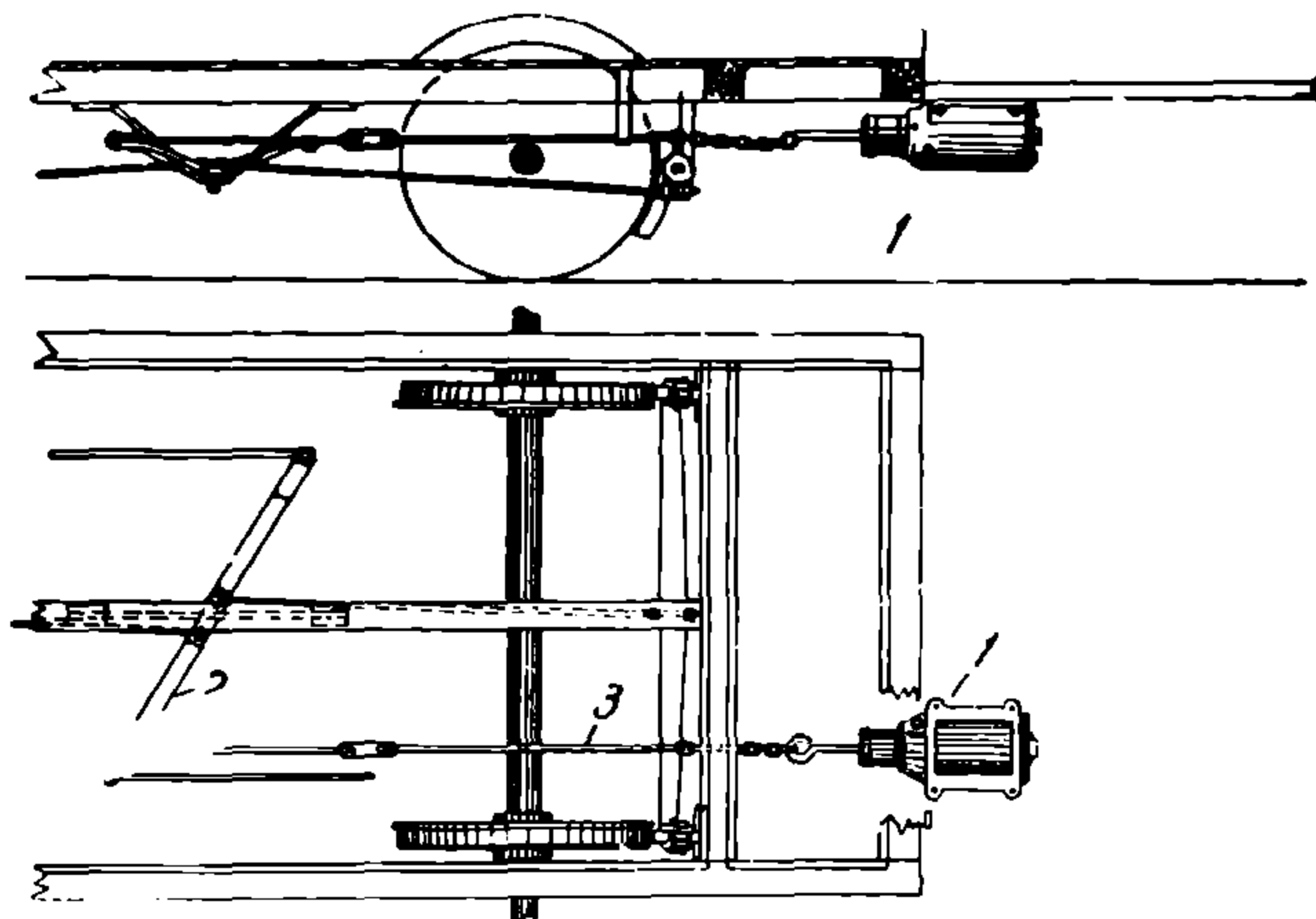
#### 144. Электрическое торможение

Электрическое торможение на трамвайных вагонах осуществляется

- 1) коротким замыканием двигателей;
- 2) электромагнитными тормозами, действующими от контактной сети или током электродвигателей при генеративном режиме;
- 3) при рекуперации энергии.

Торможение коротким замыканием основано на обратимости двигателя в генератор при движении поезда по инерции. Этот вид торможения применяется на трамваях в качестве служебного и экстренного. В городах с легким профилем, как например Берлин, Ленинград и др., тормоз короткого замыкания нашел себе применение в качестве служебного.

В этом случае на прицепных вагонах вместо тормозных цилиндров подвешиваются специальные соленоиды 1, включенные параллельно в цепь электрического торможения моторного вагона. Тормозное усилие от соленоидов рассчитывается в за-



Фиг. 281.

висимости от веса вагона и колеблется от 300 до 750 кг (фиг. 281). Соленоиды приводят в действие тормозную передачу 2 прицепных вагонов тягой 3. Для соединения соленоидов с моторным вагоном имеется специальное междувагонное соединение, состоящее из штепсельных розеток и гибкого кабеля со штепселем. После остановки поезда электрическим торможением вагоновожатый должен затормозить моторный вагон ручным тормозом, если на месте стоянки поезда имеет я уклон.

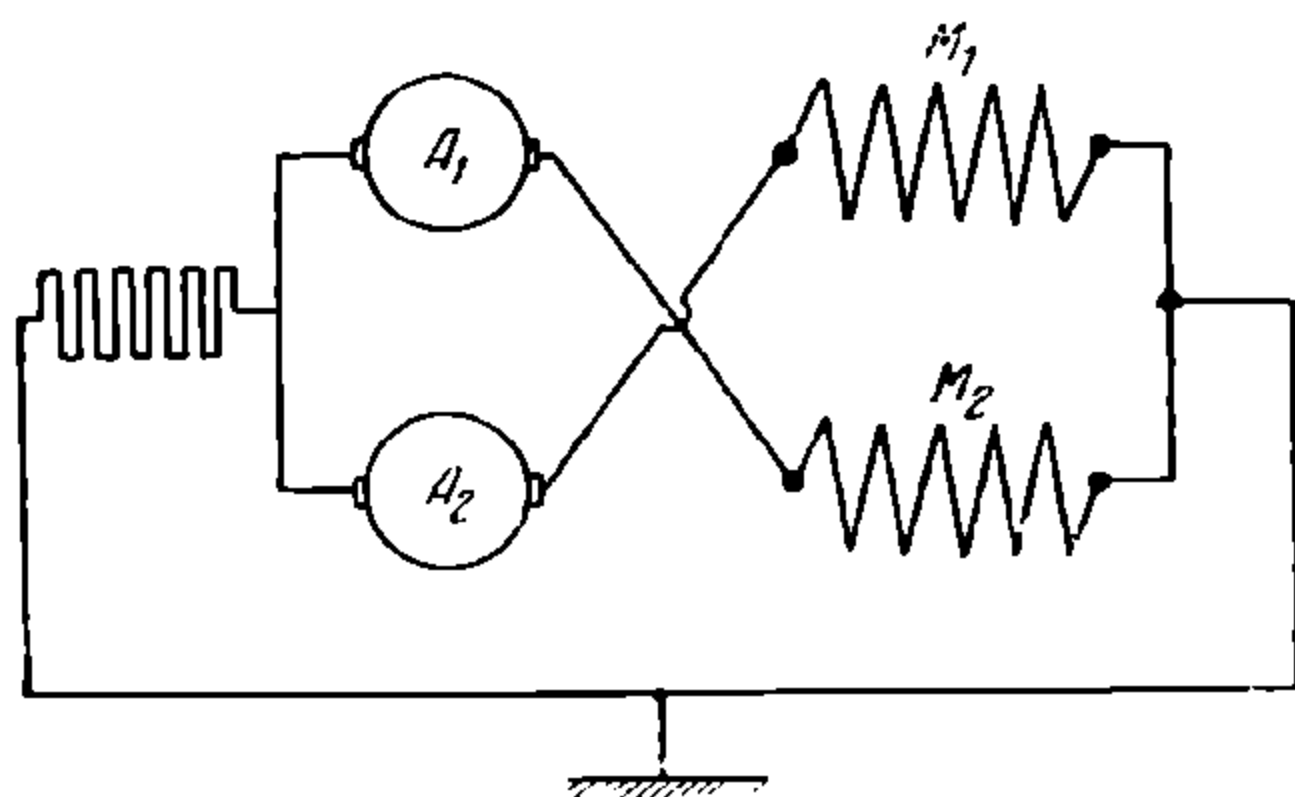
К недостаткам торможения коротким замыканием относятся

- 1) невозможность эффективного торможения при малых скоростях поезда;
- 2) неуверенность вагоновожатого в надежности тормоза, вследствие чего торможение производится на большом тормозном пути с малым замедлением, что влияет на эксплуатационную скорость.

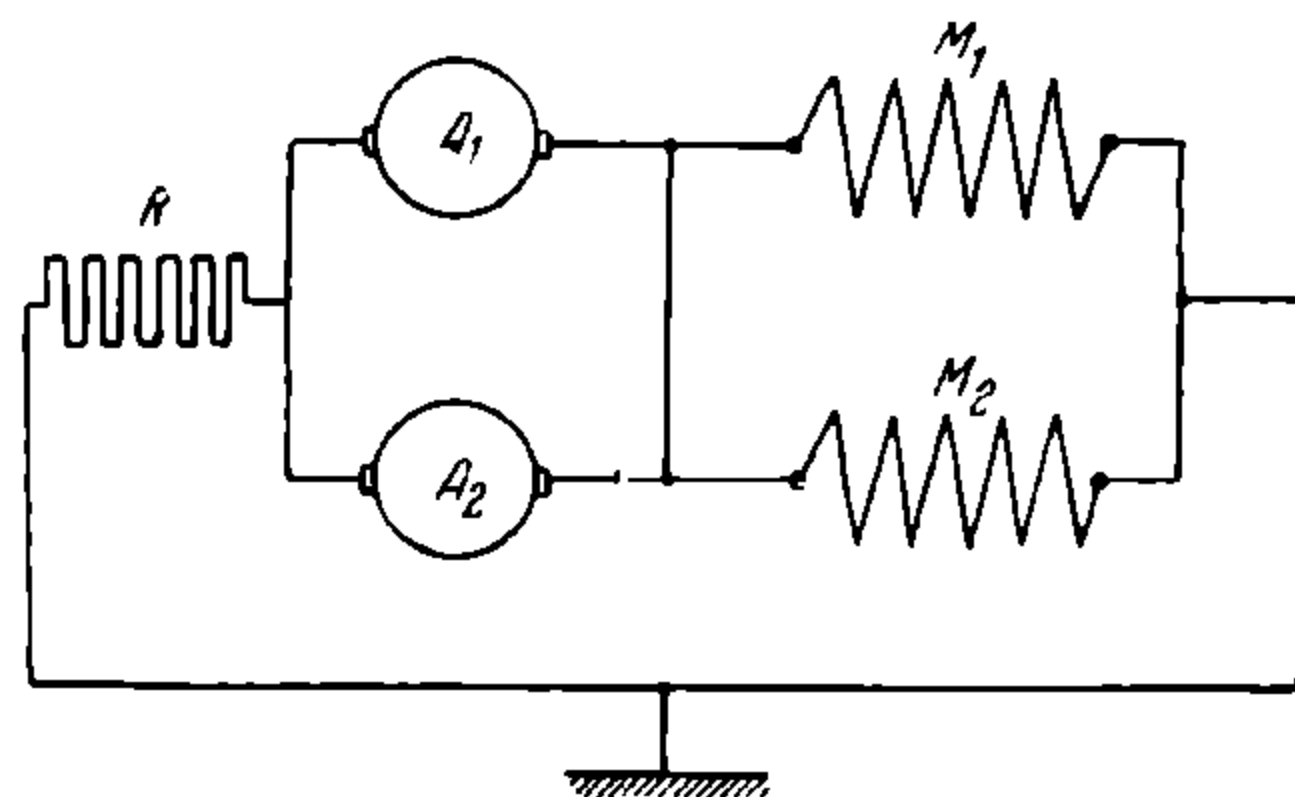
Для электрического торможения коротким замыканием применяется несколько схем:

- 1) циклическая;
- 2) с уравнительным проводом;
- 3) комбинированная и др.

Так как невозможно построить двигатели с совершенно идентичными характеристиками и ввиду того, что диаметры бандажей колесных пар на различных осях могут отличаться друг от друга, параллельная работа двух двигателей как генераторов при электрическом торможении будет неустойчива из-за неравенства электродвижущих сил в якорях двигателей. Это неравенство электродвижущих сил вызовет уравнительные токи, которые будут нарушать электрическое равновесие системы торможения. Для устранения указанных недостатков при электрическом торможении двигатели соединяются так, чтобы возбуждение одного двигателя питалось током другого двигателя. По циклической схеме фиг. 282 всякое изменение тока в якоре  $A_1$  вызовет уравнительный ток через обмотку возбуждения  $M_1$ , вследствие чего нарушенное электрическое равновесие восстановится. При электрическом торможении включаются ступени сопротивлений с таким расчетом, чтобы не получалось при торможении замедлений, беспокоящих пассажиров.



Фиг. 282.



Фиг. 283.

Схема с уравнительным проводом (фиг. 283), так же как и циклическая схема, дает устойчивую работу двух двигателей при электрическом торможении.

Значительно труднее разрешается вопрос со схемой электрического торможения при четырехмоторном управлении.

Основными требованиями схемы электрического торможения являются следующие:

1. Для достижения равномерного нагрева двигателей схема должна обеспечивать равномерность нагрузки отдельных двигателей за все время торможения. Это важно также и с точки зрения торможения, так как у более нагруженных двигателей полное заторможение до „юза“ наступит раньше, чем у менее нагруженных других двигателей.

2. Схема электрического торможения должна предусматривать возможность торможения при повреждении или случайном обрыве цепи одного из двигателей.

3. Торможение должно наступать плавно и без толчков.

На фиг. 284 показана схема электрического торможения при контроллерах ДТ-41, из которой видно, что при повреждении одного из двигателей или обрыве цепи торможение невозможно.

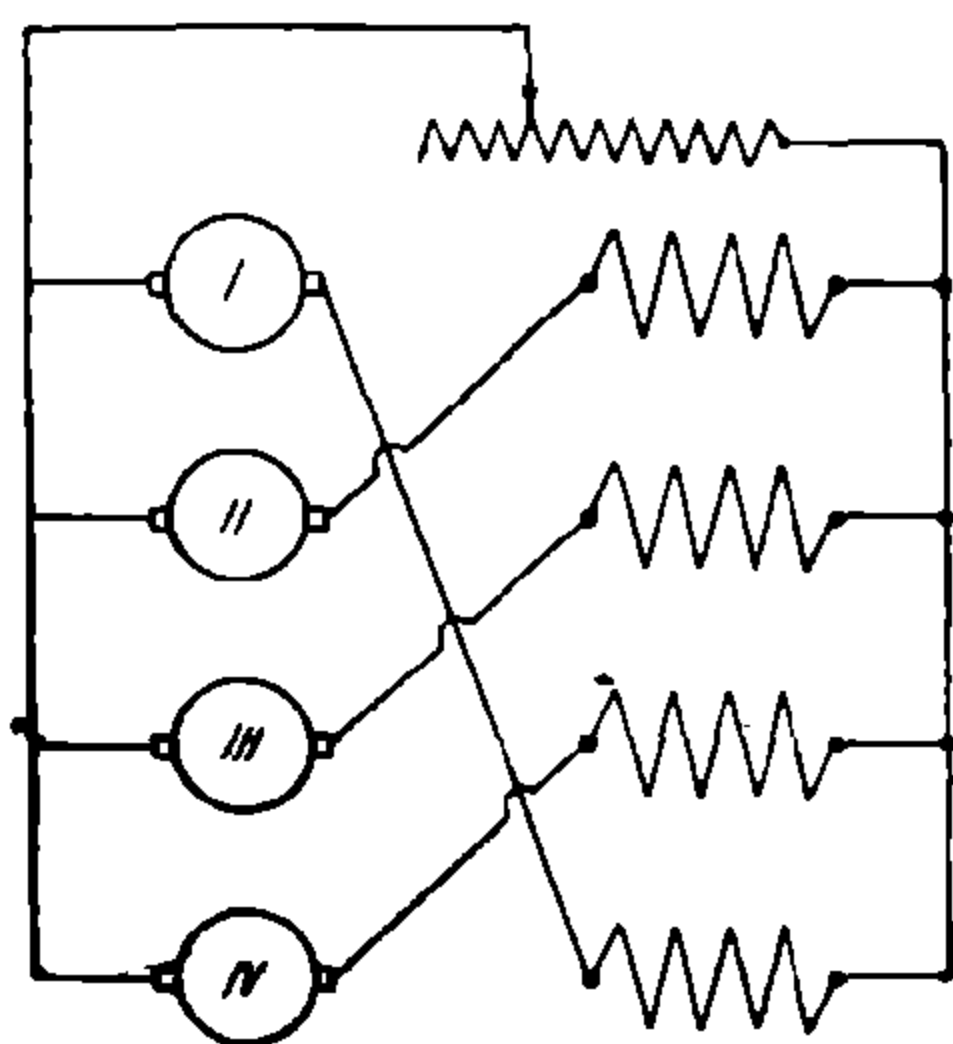
Таким образом эта схема не обеспечивает безопасности движения.

На фиг. 285 представлена комбинированная схема, в которой двигатели I, IV и II, III, попарно соединенные перекрестно, работают параллельно на реостат R.

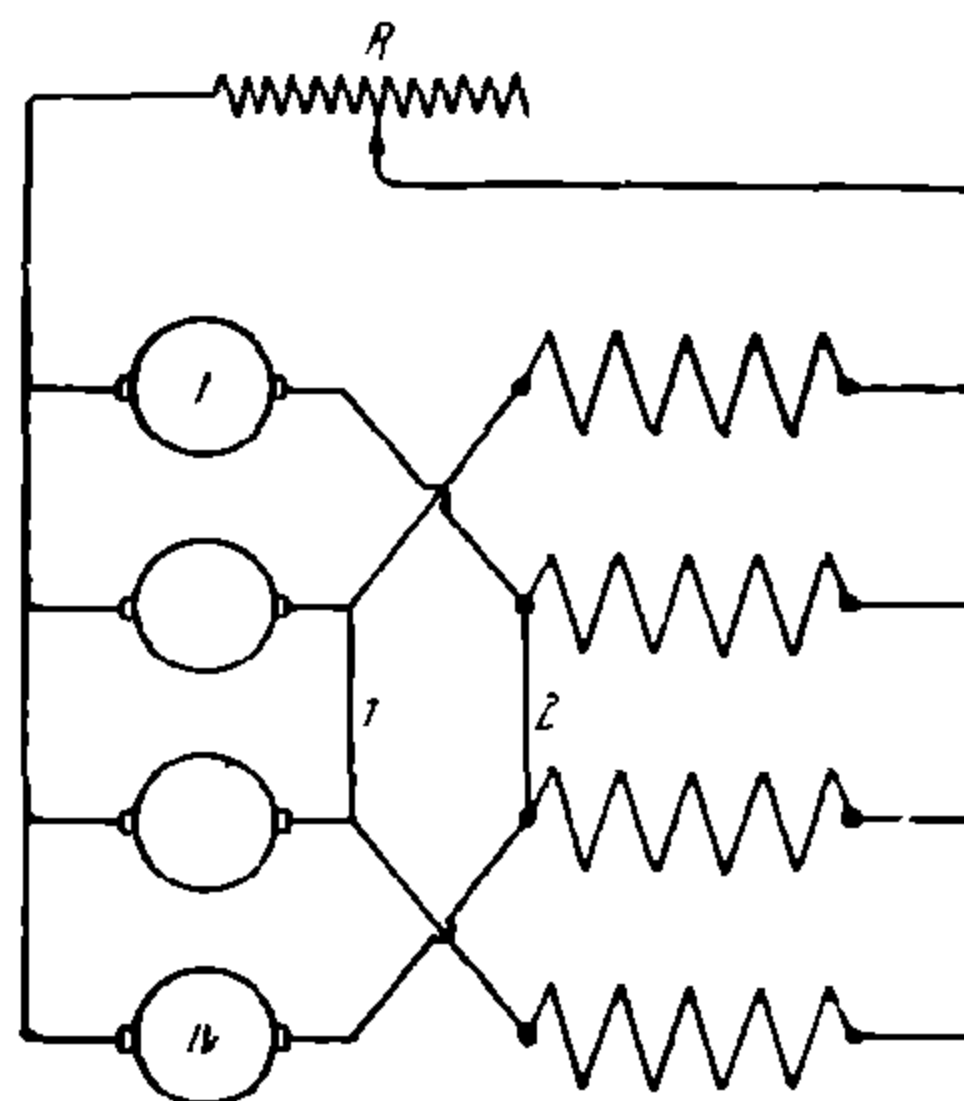
Обе моторные группы соединены между собой уравнительными проводами 1 и 2.

Эта схема также не обеспечивает равномерной нагрузки всех двигателей при торможении.

На фиг. 286 представлена схема фирмы BBC, в которой I и II двигатели соединены перекрестно и кроме своих катушек питают катушки III и IV двигателей, причем ток двигателей I и II проходит через все катушки и через реостаты  $R_1$  и  $R_2$ , служащие уравнительными сопротивлениями.



Фиг. 284.

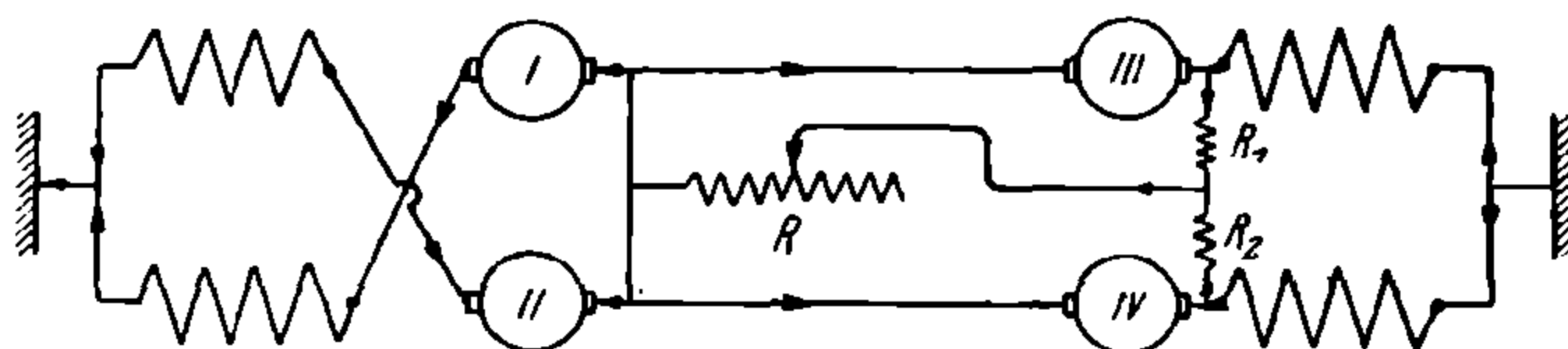


Фиг. 285.

Ток группы двигателей III и IV проходит через тормозной основной реостат  $R$  и сопротивления  $R_1$  и  $R_2$ , вследствие чего в период торможения получается неравномерность нагрузки двигателей.

Электромагнитный тормоз осуществляется в виде электромагнитов с сердечниками из подковообразных башмаков, подвешенных при помощи пружин к тележкам вагона по обеим сторонам кузова (фиг. 287).

Электромагниты могут питаться как от тока двигателей, так и от контактной сети. При пропускании тока через электромагниты сердечники их намагничиваются и притягиваются к рельсам.



Фиг. 286.

На трамваях СССР электромагнитные тормоза испытываются и при получении удовлетворительных результатов будут применяться на трамваях с тяжелыми профилями путей.

Торможение при рекуперации энергии с возвратом ее в сеть в последние годы нашло себе применение на заграничных трамваях, и в настоящее время производятся испытания на трамваях СССР.

К преимуществам этого вида торможения нужно отнести 1) экономию энергии, возвращаемой в сеть при движении поезда на тормозном положении, 2) плавное торможение без действия колодок на бандажи или тор-



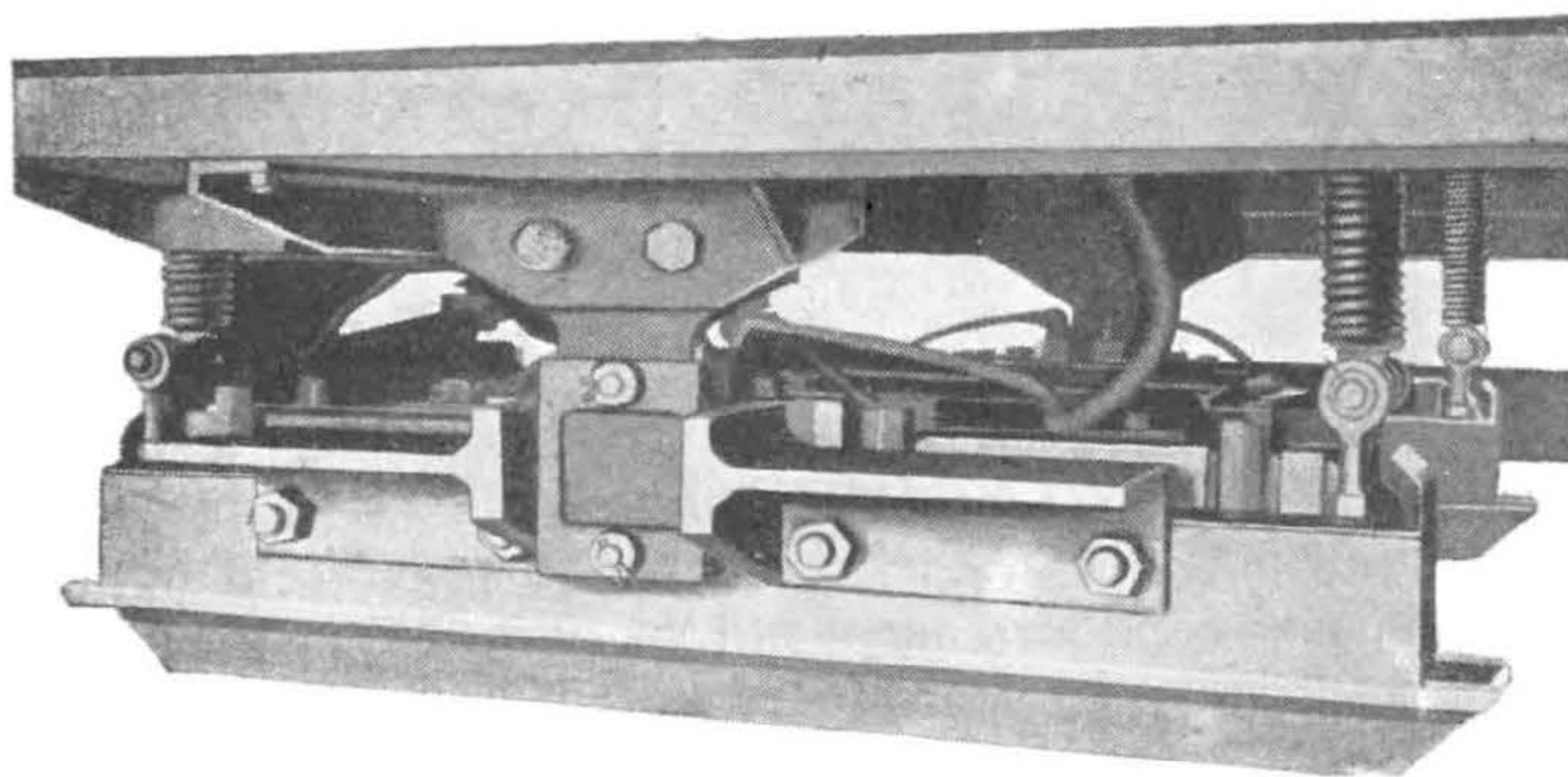
мозные диски, 3) сохранение рельсовых путей и подвижного состава вследствие отсутствия толчков и сотрясений при торможении.

Применяемые до сих пор схемы рекуперативного торможения при помощи вольто-добавочных агрегатов оказались чрезвычайно сложными вследствие наличия большого количества машин и приборов в оборудовании моторных вагонов.

Гораздо легче рекуперативное торможение осуществляется с компаундными тяговыми двигателями.

На главных полюсах компаундного тягового двигателя две обмотки: серийная и шунтовая. Катушки соединены так, что при моторном режиме работы двигателя ампервитки серийных и шунтовых обмоток складываются. При генеративном режиме ампервитки серийных катушек вычитаются из ампервитков шунтового возбуждения.

Таким образом компаундный двигатель при отдаче энергии в сеть превращается в противокомпаундный генератор.



фиг. 287.

Число витков серийной обмотки у компаундного двигателя по сравнению с нормальным серийным двигателем делается значительно меньшее, и недостающие ампервитки серийных катушек компенсируются шунтовыми обмотками.

При росте нагрузки компаундного двигателя серийная обмотка обеспечивает увеличение магнитного потока. При работе же двигателя генератором, при увеличении нагрузки магнитный поток при заданном токе в шунтовой обмотке падает вследствие противодействия серийной обмотки возбуждения и отчасти вследствие реакции якоря.

На фиг. 288 показана характеристика компаундного двигателя ДТ Б-60, применяющегося на московских троллейбусах.

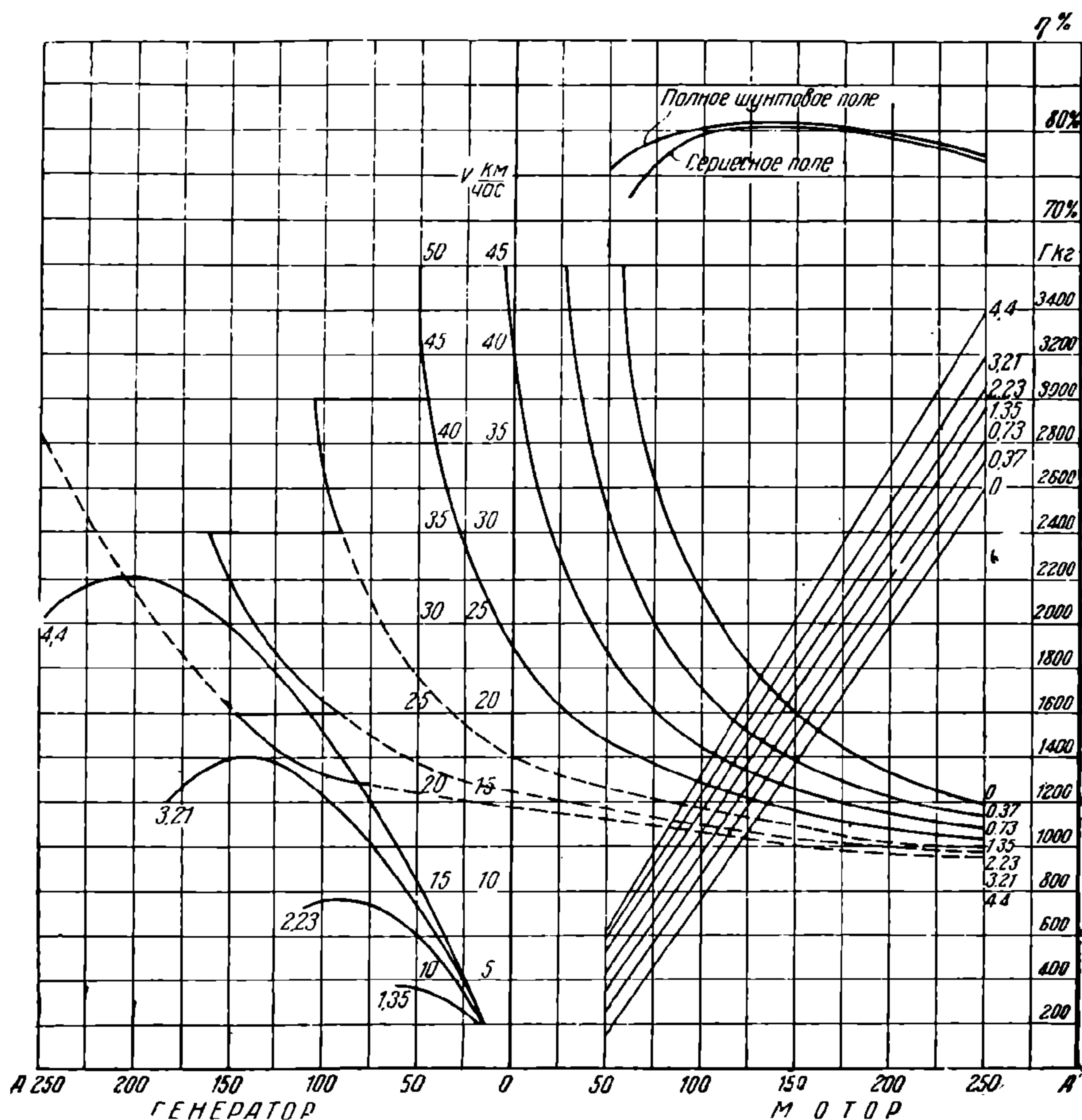
Как видно из характеристики тягового двигателя, рекуперация энергии возможна при скорости 20 км и выше.

Рекуперативное торможение при компаундных двигателях получается следующим образом (фиг. 289).

Кроме пусковых сопротивлений 4 имеется реостат 5, включенный в цепь шунтовых катушек 3.

При включенном контроллере на ездовом положении для торможения рукоятка главного барабана контроллера передвигается на одну, две, три

и т. д. позиции назад. При этом выводится сопротивление 5 из шунтовых обмоток возбуждения 3, отчего возбуждение двигателя возрастает и напряжение на его щетках становится выше такового в контактномпроводе, вследствие чего происходит отдача энергии в сеть и торможение. Отдача энергии в сеть и торможение возможны лишь до определенной



Фиг. 288.

скорости движения вагона (8—10 км/час). Окончательное заторможение поезда осуществляется воздушным или ручным тормозом.

На контроллерах для рекуперативного торможения имеются позиции для электрического торможения коротким замыканием, которыми можно пользоваться при экстренном тормозе.

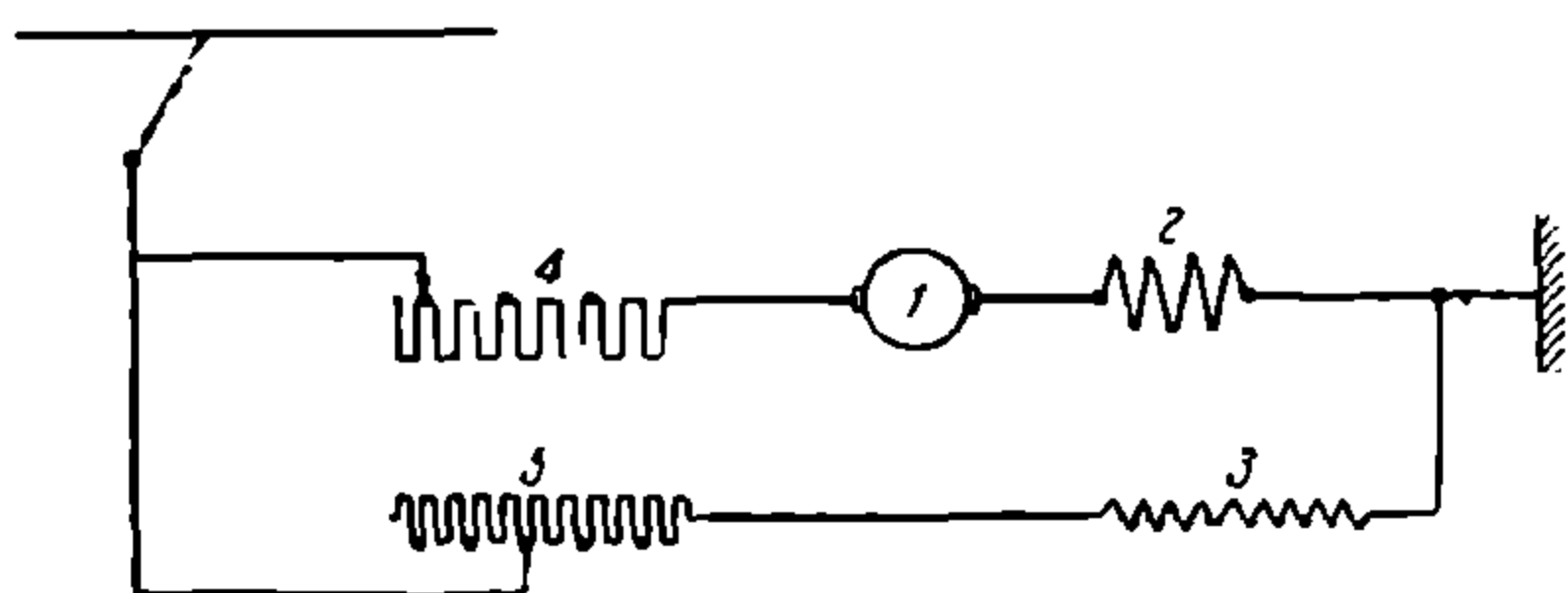
В настоящее время заводом „Динамо“ им. тов Кирова выпущены и испытываются на киевском трамвае компаундные двигатели типа ДТ К-50 на 275 в, 51 квт и 710 об/мин.

Четыре двигателя установлены на четырехосном вагоне. Система управления на данном вагоне по схеме многих единиц с рекуперативным торможением.

На фиг. 290 (вклейка) приводится схема трамвайного моторного вагона с компаундными двигателями с рекуперативным торможением.

При данной схеме на моторном вагоне применяется следующее оборудование:

1. Два контроллера вагоновожатого для управления поездом.
2. Ящик с восемью силовыми контакторами  $G, S, P, TR, R_4, R_2, R_1, R_3$ , и  $LB$ , служащими для замыкания силовой цепи.
3. Ящик с пятью шунтовыми контакторами  $S_2, S_3, S_4, S_5$  и  $S_1$ , служащими для закорачивания ступеней шунтового реостата.
4. Пусковой реостат со ступенями  $R_1, R_2, R_3, R_4, R_5$ .
5. Шунтовой реостат со ступенями  $S_1, S_5, S_4, S_3$  и  $S_2$ .
6. Электромагнитный реверсор, служащий для переключения главного



Фиг. 289.

тока в якорях тяговых моторов.

7. Линейный контактор.

8. Два выключателя цепи тока управления.

9. Переключатель ресет, служащий для включения линейного контактора после действия катушки перегрузки.

10. Реле максимального напряжения, служащего для вклю-

чения добавочного сопротивления в виде двух параллельно соединенных ламп в цепь освещения в периоды повышения напряжения при рекуперации.

11. Соединительные коробки, служащие для присоединения проводников цепи тока управления.

12. Контактры, присоединяющие провода к силовой цепи.

13. Групповой выключатель, разъединяющий цепь управления при неисправных двигателях на вагоне.

14. Громоотвод с индукционной катушкой.

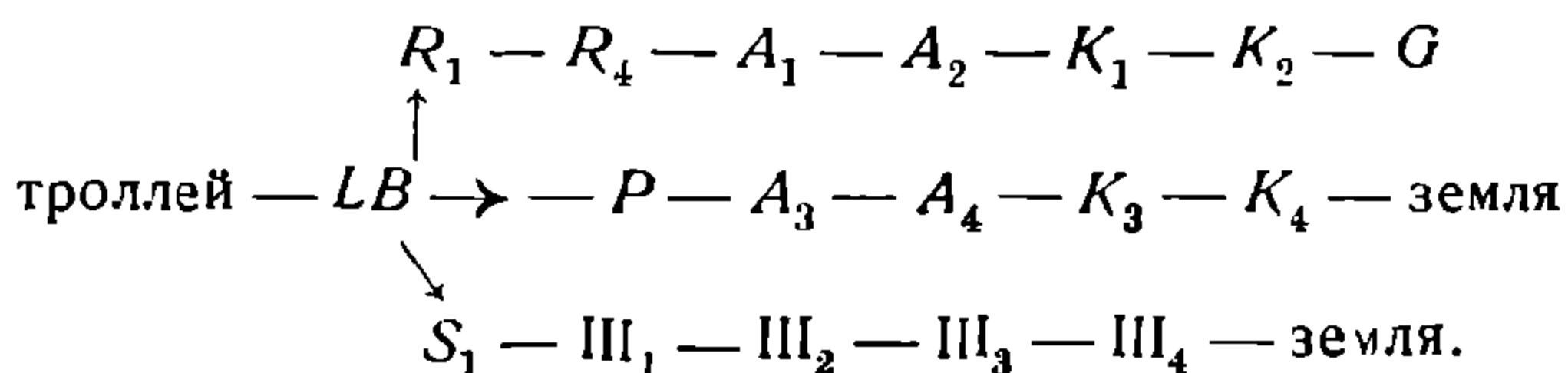
15. Главный разъединитель, отключающий силовую цепь.

16. Плавкий предохранитель в силовой цепи.

Тяговые двигатели работают все четыре последовательно. Шунтовое возбуждение включено с сопротивлением.

При переводе рукоятки главного барабана контроллера с 7 на 5 позицию шунтовые сопротивления закорачиваются контакторами, вследствие чего ток возбуждения в шунтовых катушках увеличивается и напряжение на щетках двигателя возрастает до таких пределов, что возможна рекуперация энергии.

На 13 позиции контроллера токопрохождение в силовой цепи следующее:



Тяговые двигатели работают всегда по два последовательно в группе.



## 145. Автоматические выключатели

Максимальные автоматические выключатели устанавливаются на моторных вагонах и предназначены для защиты электрооборудования от перегрузки и от токов короткого замыкания.

Автоматический выключатель (фиг. 291) состоит из чугунного остова, на котором имеется сердечник 2. На сердечнике одета электромагнитная катушка 3. На главных контактах 4 и 5 укреплены резервные контакты 6.

Якорь 7 притягивается к полюсу 8 и оттягивается пружиной 9, посредством которой можно регулировать автоматический выключатель. Разрывные контакты помещены в искрогасительной камере 10. Провода от силовой цепи подводятся к клеммам 13 и 14. На рычаге 11 укрепляется щетка 12, замыкающая главные контакты 4 и 5. Рычаг 11 снабжен спиральной выключающей пружиной, которая поворачивает рычаг в сторону размыкания контактов.

Разрывной контакт 6 может сменяться в случае его подгорания, вследствие чего главные контакты не обгорают. При замыкании цепи сперва включаются разрывные контакты, а затем главные, а при размыкании раньше размыкаются главные контакты, а затем разрывные.

Гашение вольтовой дуги происходит под действием магнитного поля, создаваемого катушкой.

Регулирование автоматических выключателей производится на предельные нагрузки, допускаемые для тяговых двигателей, при помощи регулировочных винтов.

Пределы тока регулировки устанавливаются приблизительно около двойной суммы часового тока двигателей на вагоне.

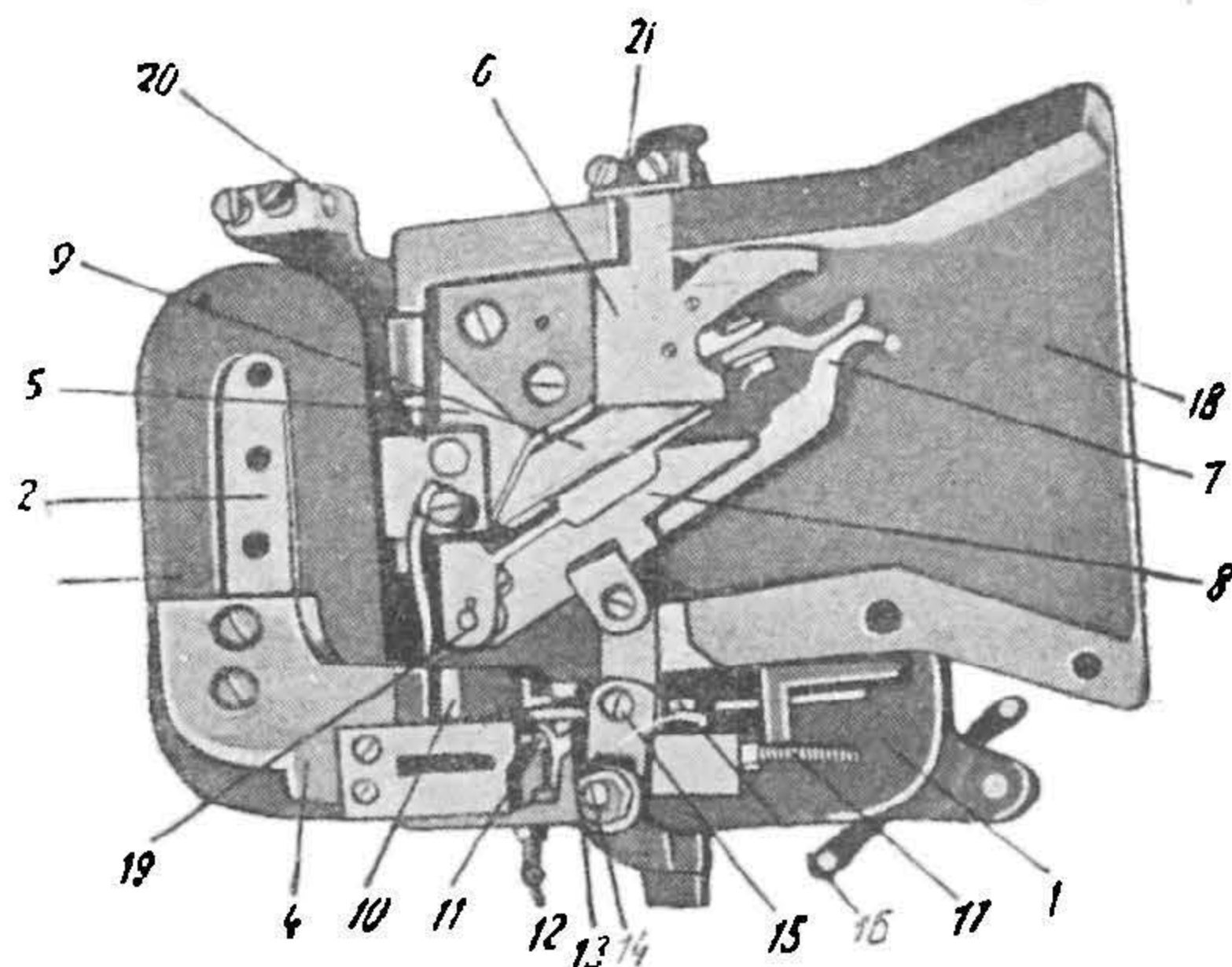
Автоматические выключатели устанавливаются чаще на крыше вагона и иногда на потолке площадки. Для включения и выключения автоматических выключателей вручную имеется ручка с указателем.

Ручки автоматических выключателей сверху покрываются изоляционным составом.

При неизолированных ручках последние должны заземляться.

Более совершенными автоматическими выключателями являются автоматы типа АВ-1А и АВ-1Б, выпущенные заводом „Динамо“ им. тов. Кирова. Автоматический выключатель является более мощным и быстродействующим. При разрыве дуги данный выключатель не дает повторных зажиганий дуги, что наблюдается у старых конструкций автоматов.

Разрывающие контакты замыкаются по принципу контактора. При включенном состоянии автоматический выключатель удерживается защелкой особой формы. Разрывающие контакты сменные. Катушка перегрузки одновременно служит и искрогасительной. Указанные автоматические выключатели типа АВ-1А устанавливаются на потолке площадки вагона.

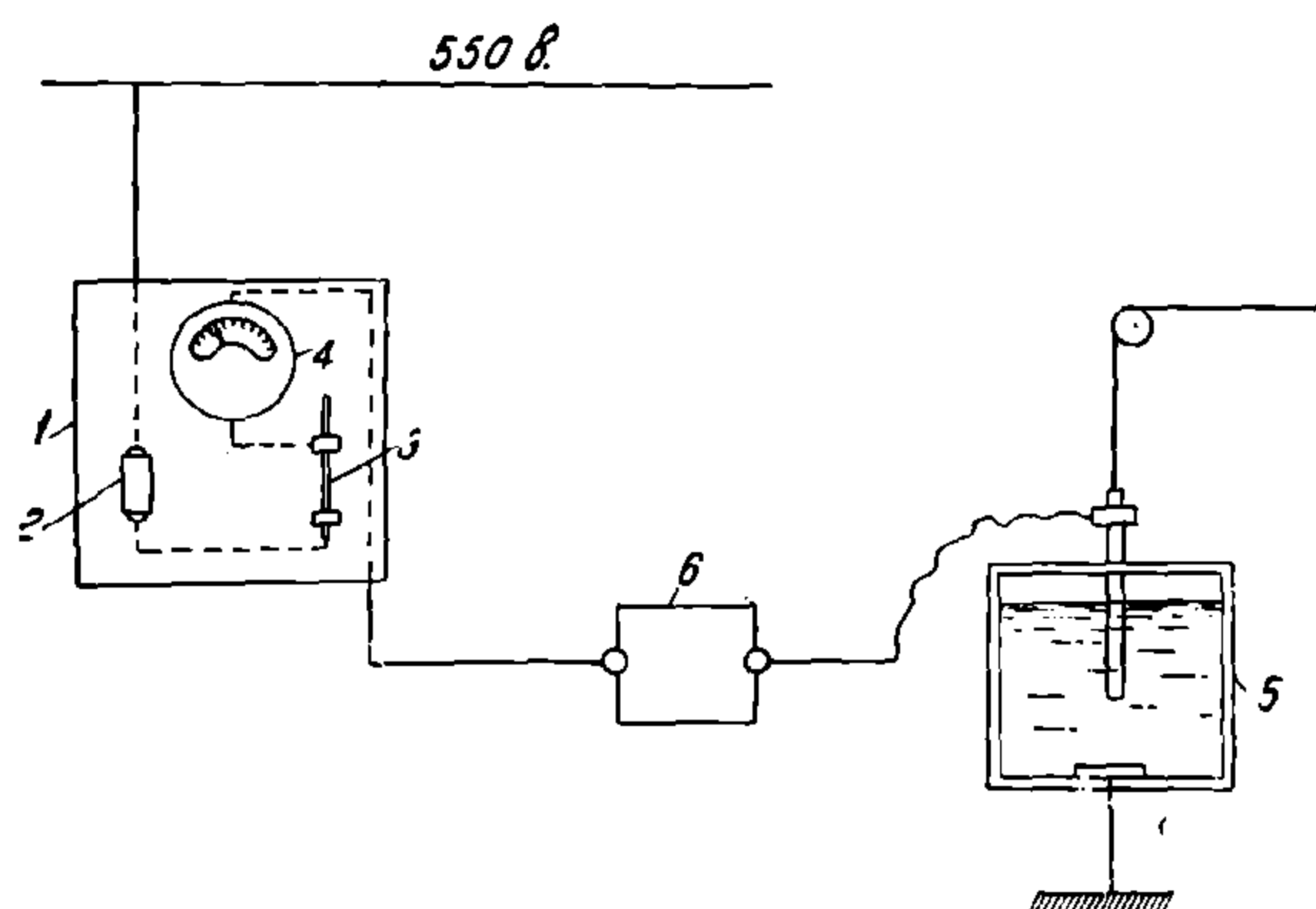


Фиг. 291.

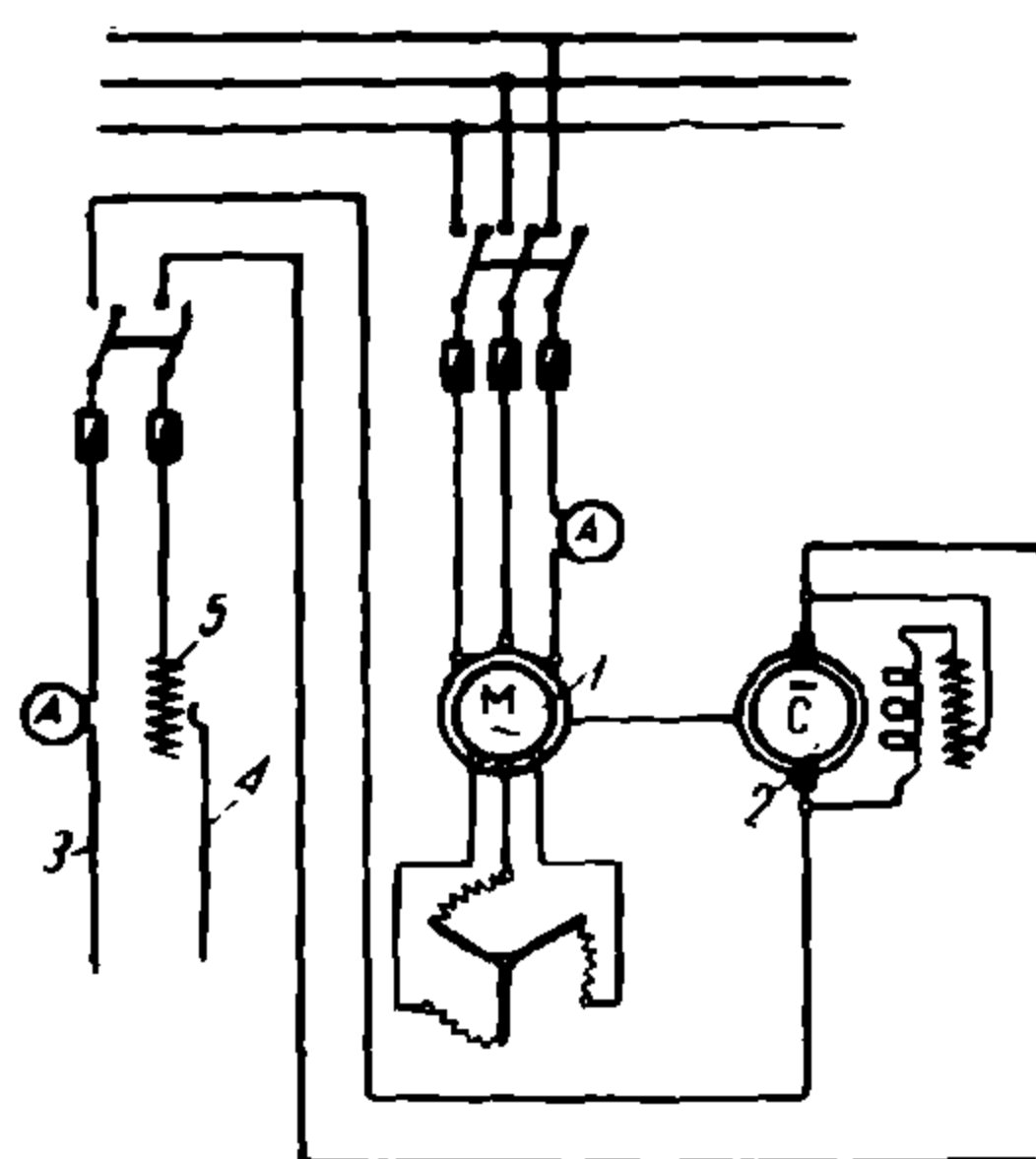
Регулирование автоматических выключателей должно периодически производиться в парках. Для этой цели парк обязан иметь соответствующую установку или оборудование.

Самая примитивная установка, встречающаяся в парках, состоит из смонтированного распределительного щита 1 с плавким предохранителем 2, рубильником 3 и амперметром 4 до 500 а (фиг. 292). Все указанные приборы соединяются последовательно с рабочим проводом и реостатом 5. В указанную цепь включается испытуемый автоматический выключатель 6.

Изменяя сопротивление реостата, замечают по амперметру ток, при котором выключается автоматический выключатель. Путем регулировки пружины автоматического выключателя добиваются необходимой силы тока. Указанный способ регулирования автоматических выключателей неудобен тем, что при испытании благодаря большим токам (300—500 а), создаются значительные толчки тока в контактном проводе, влияющие на нормальную работу подстанции.



Фиг. 292.



Фиг. 293.

Более совершенной установкой для регулирования автоматических выключателей является установка, приведенная на фиг. 293. Данная установка состоит из асинхронного мотора 1 трехфазного тока  $3 \times 220$  в, мощностью 8—10 кВт и генератора постоянного тока 2 на 8—10 в, мощностью 8—10 кВт, соединенных муфтой.

Регулируемый автоматический выключатель присоединяется между проводами 3 и 4, соединенными с амперметром А регулировочным реостатом 5.

Иногда такая установка делается на специальной тележке и может передвигаться, что создает удобство в эксплуатации, так как испытание автоматических выключателей можно производить, не снимая последних с вагона.

Ручные выключатели (рубильники) устанавливаются на одной из площадок при наличии одного автоматического выключателя.

При двух автоматических выключателях и при линейном контакторе надобность в ручном выключателе отпадает.

Конструктивно ручной выключатель выполняется таким же как автоматический, с той лишь разницей, что у рубильника отсутствует регулировочный и защелкивающий механизмы.



## 146. Плавкие предохранители

Плавкий предохранитель, так же как и автоматический выключатель, ограждает силовую цепь от чрезмерной перегрузки и от токов короткого замыкания (фиг. 294).

Предохранители до настоящего времени применяются на трамвае главным образом подвагонные и располагаются под кузовом сбоку. Этот предохранитель состоит из коробки 1, на дне которой устанавливается два зажима 2 и 3 с клеммами, куда подходят провода от силовой цепи.

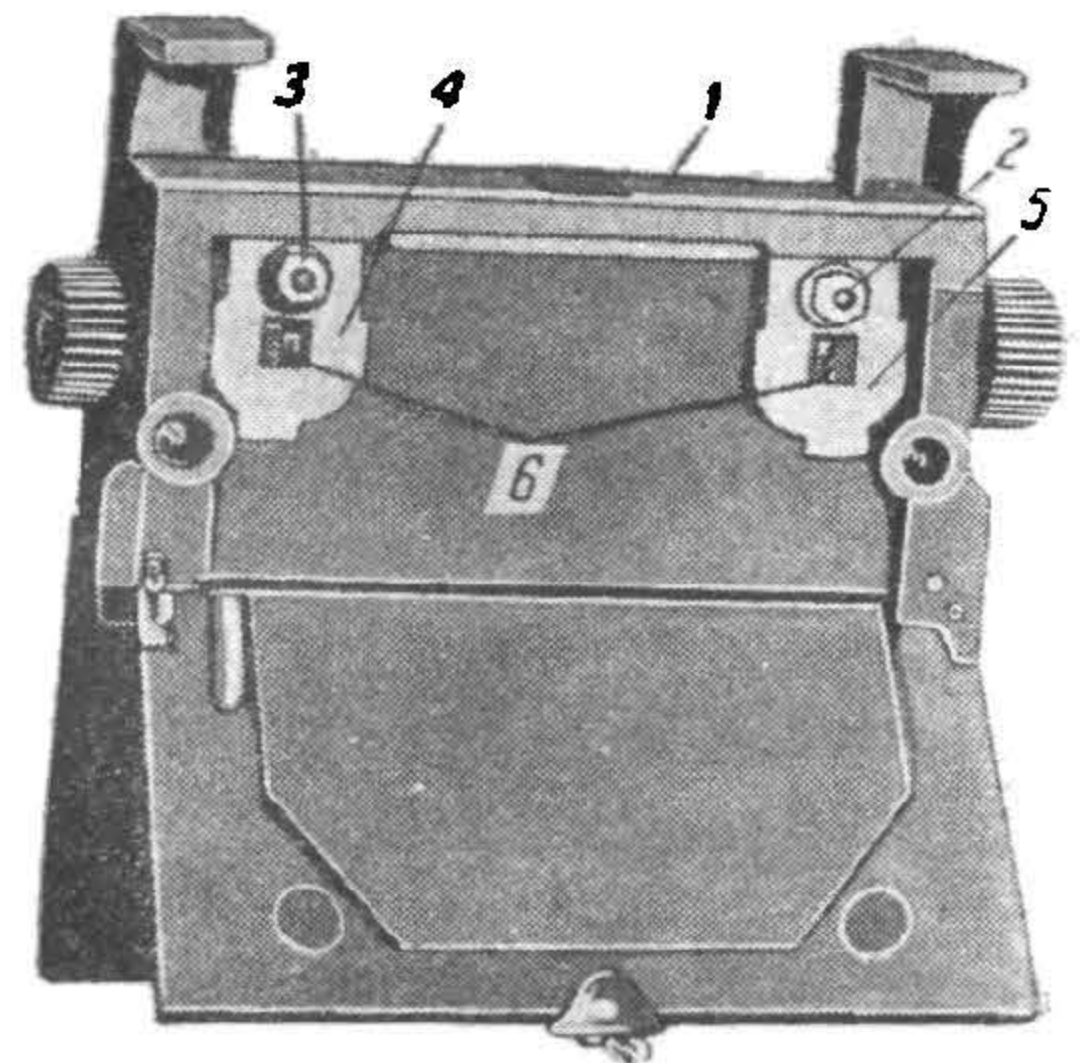
Предохранительная пластина 6 из медной фольги зажимается между контактами 5 и 4. Для гашения дуги при сгорании предохранительной пластины в стенки коробки предохранителя запрессовываются железные пластины, которые создают искрогашение в момент сгорания предохранительной пластины. Дуга при горении пластины выдувается вниз. Подвагонные предохранители благодаря расположению их под вагоном легко загрязняются. При загрязнении токоведущих частей предохранителя получается перебрасывание дуги на корпус вагона. Особенно это наблюдается во время дождя. Кроме того при сгорании предохранительной вставки ввиду близкого расположения предохранителя к металлическим частям кузова дуга перебрасывается на корпус вагона, и при этом сгорает вместе со вставкой и предохранительная коробка.

Иногда плавкий предохранитель устанавливается на крыше вагона.

К недостаткам крышевого предохранителя относится неудобство замены пластины, так как при этом вагоновожатому необходимо подниматься на крышу вагона, что неудобно, особенно в зимнее время.

Предохранительные пластины градуируются на тот же ток, что и автоматические выключатели, однако с выдержкой времени.

Предохранительная пластина должна сгорать через 20—30 секунд при токе, соответствующем выключению автомата.



Фиг. 294.

## 147. Обслуживание и ремонт автоматических и ручных выключателей и плавких предохранителей

Ручные выключатели требуют за собой минимального ухода. Периодически, но не реже как один раз в 20 дней, осматриваются разрывные контакты и в случае их оплавления зачищаются личным напильником. Осматривается также надежность контактов силовых проводов, подходящих к ручному выключателю. Ослабшие контакты закрепляются. Обращается внимание на заземление ручки рубильника. Заземление должно быть надежным, и проводник должен быть зажат плотно винтом. Заземляющий провод должен быть сечением не менее 6 мм<sup>2</sup>.

При ремонте рубильника обращается внимание на состояние контактов. Последние всегда должны быть чистыми и гладкими. Ручка рубильника должна надежно соединяться с рычагом и не иметь качания на квадрате.

Клеммы, куда входят силовые провода, должны быть хорошо залужены. Искрогасительная катушка рубильника должна быть покрыта асфальтовым лаком.

При осмотре автоматического выключателя производятся следующие работы:

1) зачищаются контакты держателя автоматического выключателя в том случае, если поверхность контактов негладкая;

2) проверяется надежность контактов в кабельных башмаках, и в случае плохой пайки концов или ослабления башмака последний плотно закрепляется болтом;

3) защелкивающий механизм должен работать так, чтобы при дрожании якоря во время движения вгона автоматический выключатель произвольно не выключался;

4) электромагнитная катушка должна иметь надежную изоляцию и не иметь обнаженных проводников;

5) рукоятка должна плотно сидеть на квадрате и быть закрепленной; указатель на рукоятке должен соответствовать надписям таблицы на полке площадки.

Заземляющий проводник на ручке автомата должен быть плотно зажат винтом и присоединен к земляному проводу. При ремонте автоматический выключатель подвергается полной разборке. Все снятые части, как-то: держатели выключателя, держатели контактов, держатели пружины, замок, защелка, якорь электромагнита, катушка и пр., должны проверяться по чертежам и изношенные детали заменяться новыми или ремонтироваться.

Медные выключающие контакты, замыкающие силовую цепь, запиливаются и зачищаются личным напильником. Кабельные башмаки для силовых проводов, подходящие к автомату, должны проверяться и перепаяваться.

На электромагнитных катушках восстанавливается наружная изоляция и сверху лакируется асфальтовым лаком.

После капитального ремонта каждый автомат регулируется и проверяется состояние изоляции токоведущих частей автомата на корпус. Сопротивление изоляции автомата от корпуса вагона не должно быть менее 2 мегом.

Силовой предохранитель при осмотре очищается от пыли и грязи, и все изолирующие части предохранителя один раз в 3—4 месяца покрываются спиртовым лаком. Зажимы и клеммы в случае их подгорания зачищаются личным напильником. При ослаблении крепления коробки на кузове вагона последняя надежно закрепляется.

При ремонте предохранитель разбирается. Все части, как-то: клеммы, зажимы и пр., очищаются и опиливаются для придания им гладких поверхностей. Предохранительная пластина, будучи нагрета током, окисляется, вследствие чего пластина уменьшает сечение.

Поэтому такие пластины не выдерживают ток, на который они градуированы, и часто сгорают. Чтобы предупредить это явление, рекомендуется периодически, но не реже как раз в 4 месяца, заменять все старые пластины новыми.

#### 148. Громоотвод и индукционная катушка

Громоотвод защищает электрическое оборудование вагона от перенапряжения при атмосферных разрядах.

Громоотвод (фиг. 295) состоит из основания 1, на котором установлены изоляторы 2, на которых укреплены рогообразные контакты 3 и 4.

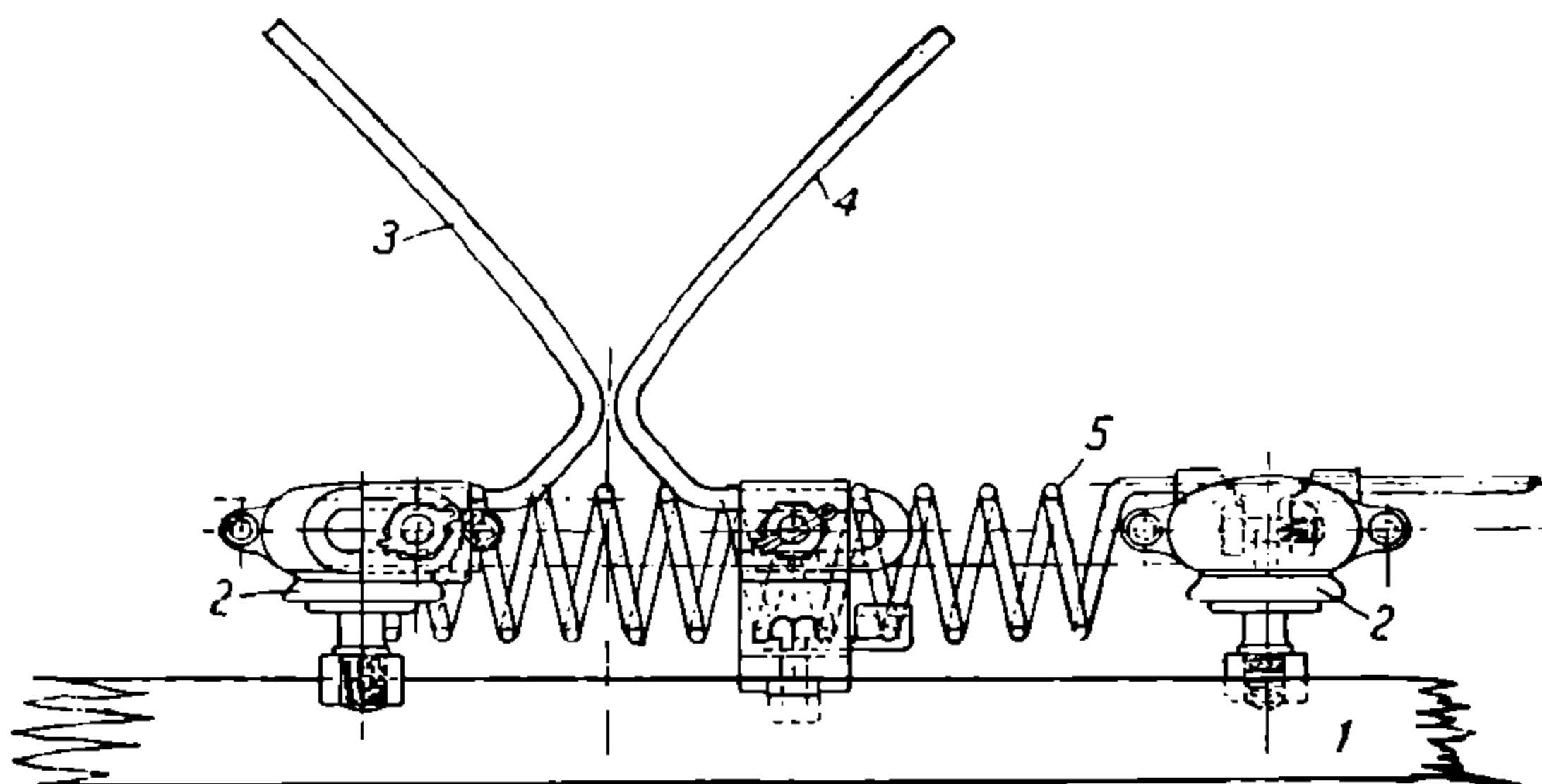


К одному из этих контактов 3 подводится кабель от силовой цепи, а другой контакт 4 соединяется с заземленным проводом. Расстояние между контактами 3 и 4 устанавливается в 3,5—5 мм. Индукционная катушка 5 включена последовательно в силовую цепь и состоит из 10—12 витков медной голой проволоки диаметром 6—7 мм.

Громоотвод с индукционной катушкой устанавливаются на крыше вагона.

Уход за громоотводом чрезвычайно прост. Периодически, но не реже одного раза в 4 месяца, проверяется воздушный зазор между контак-

*Рожковьи громоотвод Сименс и Гальске*



Фиг. 295.

тами 3 и 4. Проверка этого зазора производится специальным щупом толщиной, соответствующей величине воздушного промежутка (3,5—5 мм).

Одновременно с проверкой воздушного зазора осматривается и опробывается надежность крепления силового и заземляющего проводов, и при ослаблении последних провода закрепляются.

## 149. Освещение, отопление и сигнализация

Освещение в трамвайных вагонах выполняется группами по пяти последовательно соединенных ламп.

Провода для освещения применяются для магистрали сечением  $2,5 \text{ мм}^2$  марки ПРГИ, все остальные провода сечением  $1,5 \text{ мм}^2$  марки ПРГН и ПРН.

Провода освещения прокладываются на современных вагонах по потолку в желобе внутри кузова и закрываются деревянными желобами, а на вагонах старых конструкций осветительные провода прокладывались по крыше вагона, а для предупреждения от попадания сырости сверху покрывались промасленным полотном.

При прокладке осветительных проводов соблюдают следующие правила:

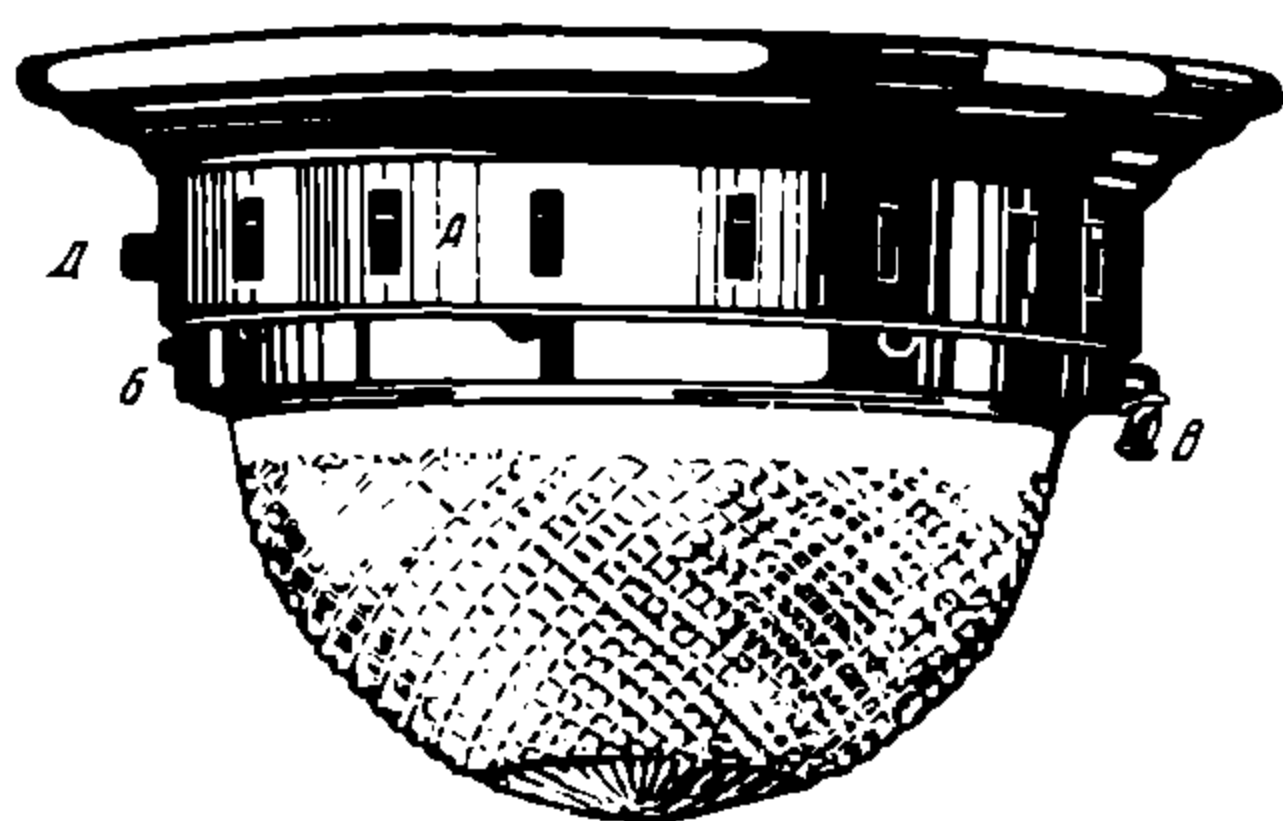
- 1) провода не должны касаться друг друга;
- 2) схема освещения не должна допускать перекрещивания проводов,
- 3) провод для каждой группы должен быть цельным и разрезается только в местах ввода его в патроны.

Патроны для вагонных ламп применяются типа „Эдисон“ и „свана“. Патрон „свана“ имеет преимущественное распространение на трамваях СССР.

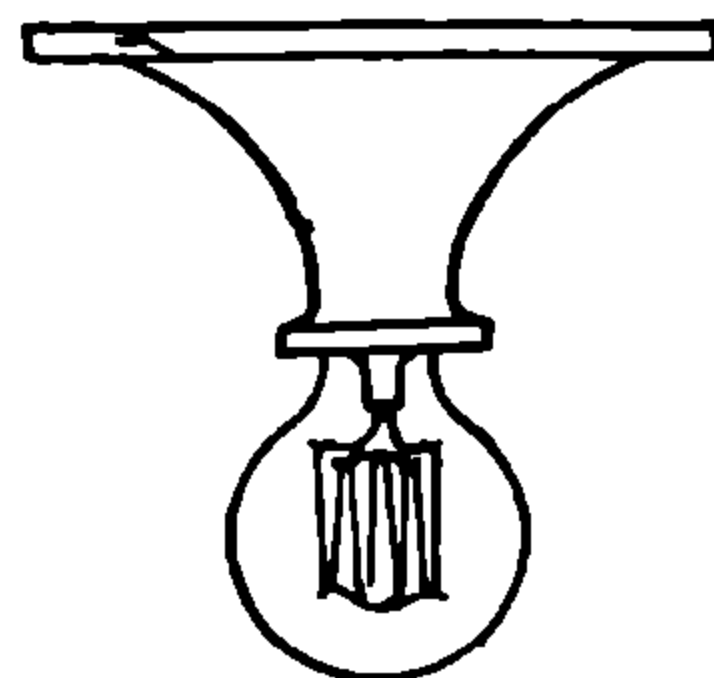
Для облегчения нахождения поврежденной лампы на каждом патроне имеется контрольный штепсель.

Для освещения вагонов применяются лампы напряжением 115—120 в, мощностью 25—60 *вт*.

В настоящее время Комитет по стандартизации разрабатывает стандарт на лампы для трамвайных вагонов. Предполагается выпускать лампы со



Фиг. 296.

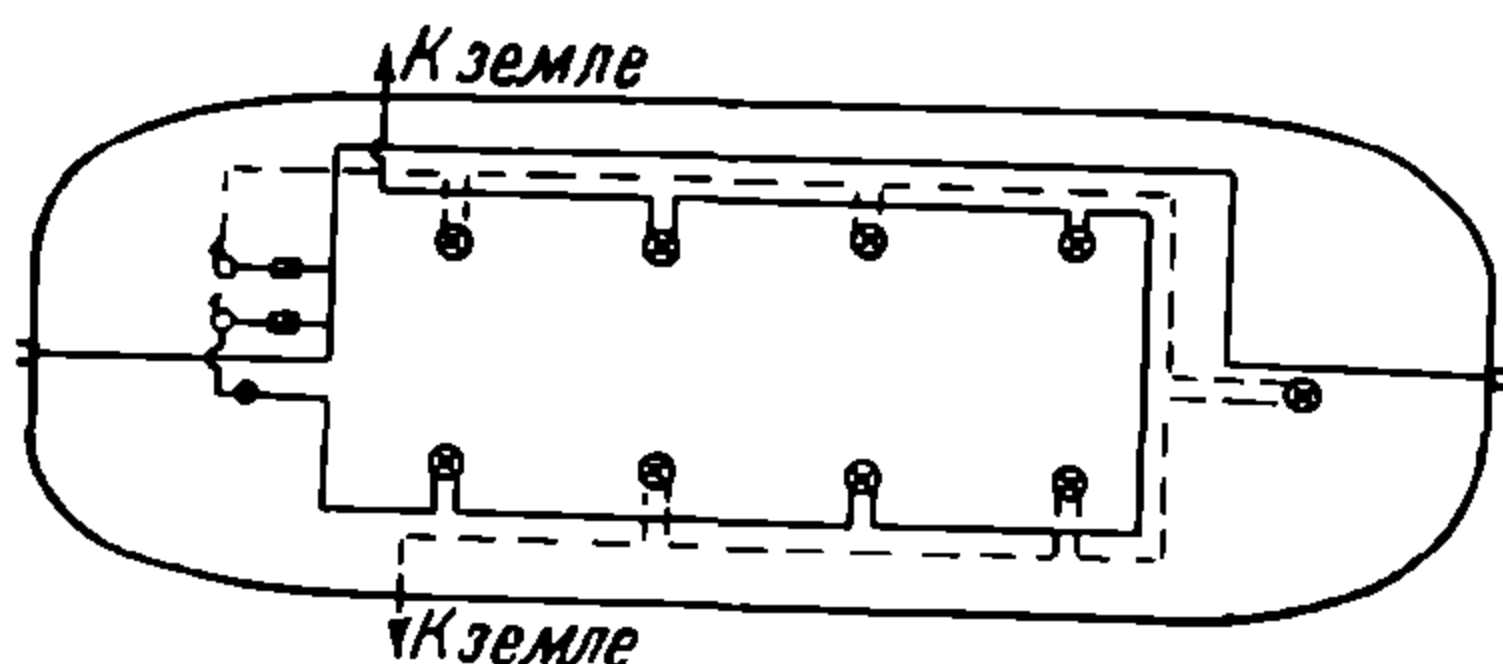


Фиг. 297.

спиральной металлической нитью на 120 в, мощностью в 60 *вт*. Номинальная светотдача таких ламп соответствует 5—5,5 люменов на ватт.

При такой светотдаче освещенность в моторном вагоне при числе горящих 8 ламп достигает 40—50 люкс.

Лампы внутри кузова помещаются в потолочных плафонах, закрытых стеклянными колпаками (фиг. 296), а иногда в специальной открытой armатуре (фиг. 297). На современных вагонах делается отраженное освещение открытыми лампами с рефлекторами, отражающими световой поток на потолок вагона.



Фиг. 298.

Для буферного и сигнальных фонарей приспособляется специальная armатура с рефлекторами и с цветными стеклами.

В моторном вагоне все лампы разбиваются на несколько групп, причем группы состояются из ламп, освещающих кузов, сигнальных ламп и ламп на площадках.

На фиг. 298 приводится схема освещения двухосного моторного вагона. Для освещения внутри вагона имеется 8 ламп, на площадках 2 лампы, в сигнальных фонарях 4 лампы и две лампы в буферных фонарях. Таким образом из 16 ламп составлены три группы.

Первая группа состоит из 5 ламп внутри кузова.

Вторая группа состоит из 4 сигнальных и одной внутри кузова.

Третья группа имеет две лампы на площадках, две внутри кузова и одну в буферном фонаре.

При помощи переключателя можно включать одну из буферных ламп.

На фиг. 299 показана схема освещения четырехосного прицепного вагона. Внутри кузова помещается 8 ламп и на площадках 2 лампы; таким образом имеется две группы.

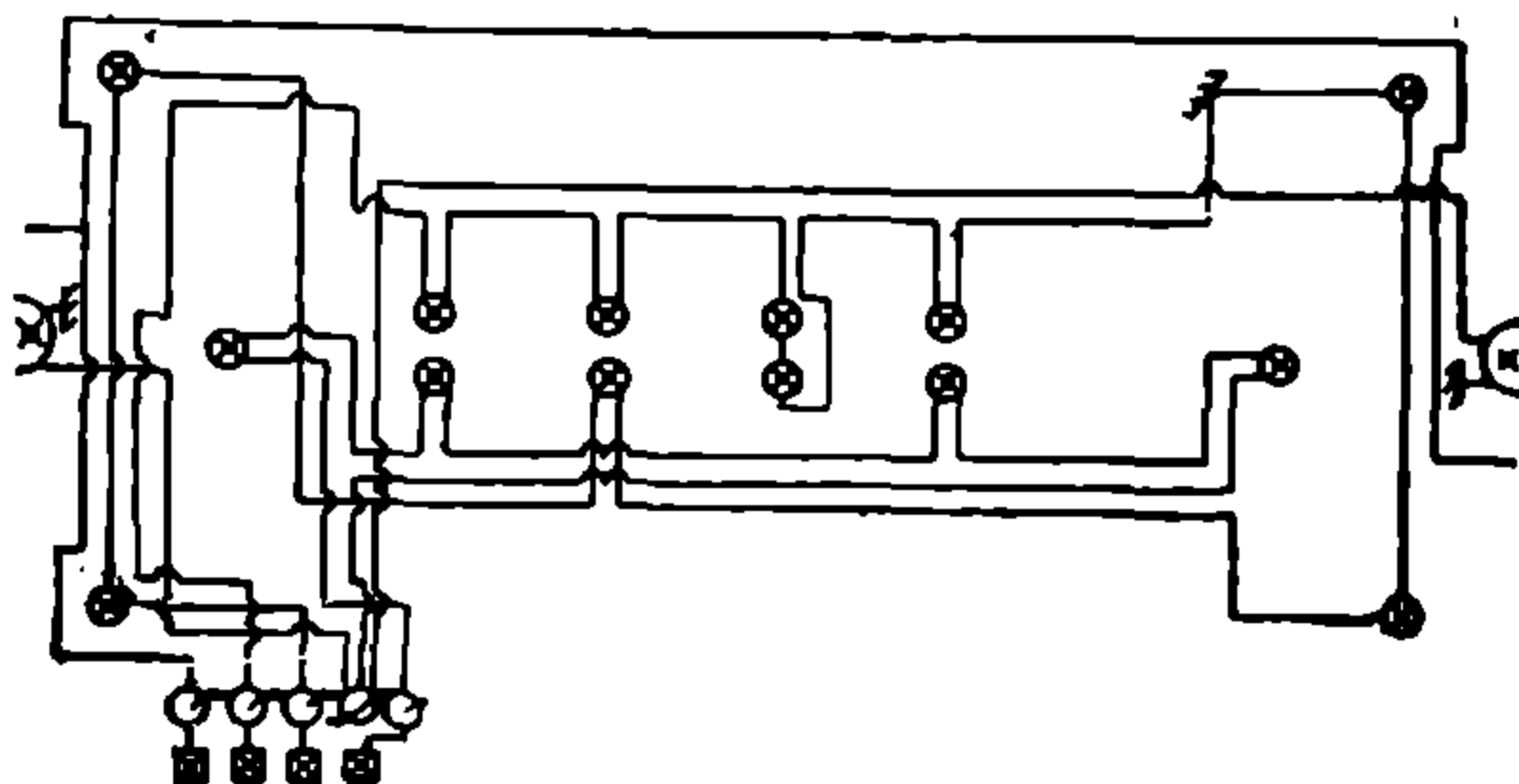
Каждая группа состоит из 4 ламп внутри кузова и одной на площадке. Для соединения моторного вагона с прицепным устраивается междувагонное электрическое соединение.

Междувагонное соединение состоит из штепсельных гнезд (световых букс) (фиг. 300) и междувагонного кабеля.

Штепсельное гнездо состоит из металлического корпуса с крышкой. Внутри корпуса укреплено медное гнездо, к которому присоединяется провод освещения.

Медное гнездо изолировано от корпуса эбонитовой или бакелитовой втулкой.

Кабель междувагонного соединения изготавливается из провода марки ПРГН сечением 4—6 мм<sup>2</sup>. На концы провода припаяны медные штепселя, защищенные снаружи втулками и ручками. Диаметр штепселей соответствует размерам штепсельного гнезда с некоторым допуском на плотность контакта между штепселем и гнездом.

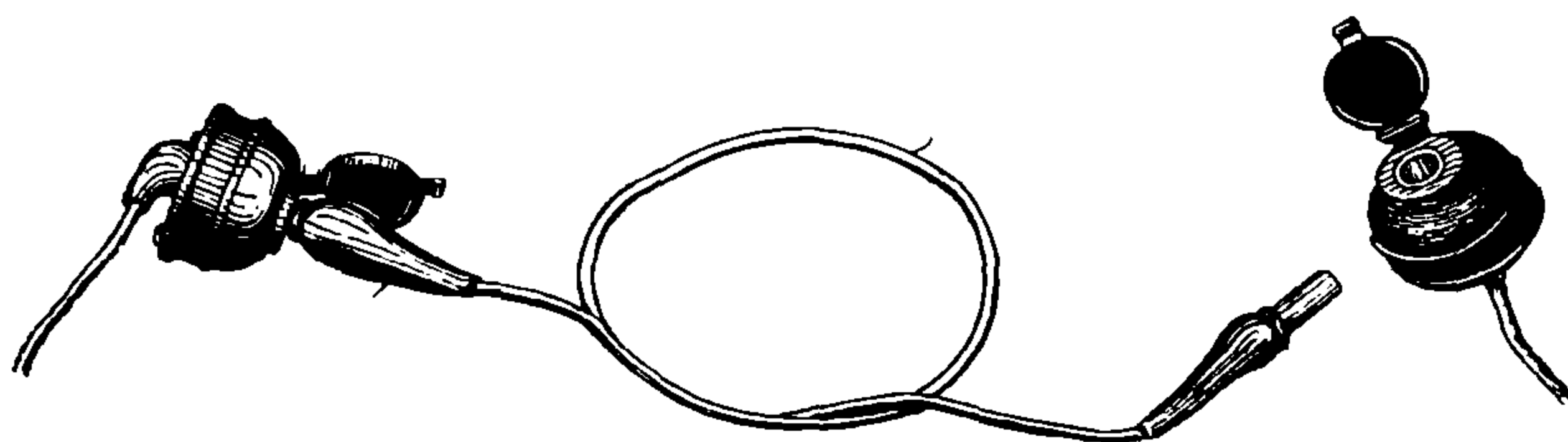


Фиг. 299.

Длина междувагонного соединения для освещения делается от 1 до 1,5 м в зависимости от расстояния между вагонами, а также с учетом свободного прохождения вагонов на кривых предельных минимальных радиусов.

Отопление в трамвайных вагонах осуществляется специальными электрическими печами, расположенными под сиденьями, а иногда используется второй комплект пусковых сопротивлений, который также располагается внутри вагона.

При отоплении вагонов пусковыми реостатами второй комплект пусковых сопротивлений располагается на крыше вагона, он в течение отопительного сезона выключен, а в остальное время включен.



Фиг. 300.

Специальные электрические печи для трамвайных вагонов изготавливаются на 120, 250 в, мощностью в 0,8—1,0 кВт, и включаются в группы.

При расчете отопления в вагонах принимается температура 10—15° С, причем расход электроэнергии для отопления считается 150—250 вт на 1 м<sup>3</sup> вагона внутреннего объема.

Сигнализация внутри вагонов для оповещения вагоновожатого кондуктором на старых конструкциях осуществлялась в виде обыкновенного



звонка, подвешенного на потолке площадки с приводом веревкой. На современных вагонах делается электрическая внутривагонная сигнализация.

При одном моторном вагоне схема электрической сигнализации чрезвычайно проста и состоит из электрического звонка низкого напряжения, питаемого от аккумулятора. Кнопки располагаются в нескольких местах в вагоне у подоконников.

При устройстве электрической сигнализации в поезде схема ее несколько усложняется, особенно при параллельном действии сигналов, подаваемых из вагонов.

На фиг. 301 приведена схема параллельной электрической сигнализации в трамвайных вагонах, разработанная заводом „Динамо“ им. т. Кирова.

На каждом вагоне имеется четыре пары кнопок, размещенных по две у мест кондуктора и посередине вагона.

Из каждой пары кнопок одна ( $K_1, K_2, K_3$ ) служит для подачи сигнала отправления, а другая ( $K'_1, K'_2, K'_3$ ) для сигнала остановки и тревоги.

Все кнопки для сигнала остановки соединены параллельно, точно так же все кнопки сигнала отправления действуют параллельно.

Кроме кнопок на каждом вагоне установлены реле  $P_1, P_2, P_3$ , имеющие три пары контактов, из коих одна пара 1 замкнута и две другие 2 и 3 разомкнуты.

При действии реле пара контактов 1 размыкается, а контакты 2 и 3 замыкаются.

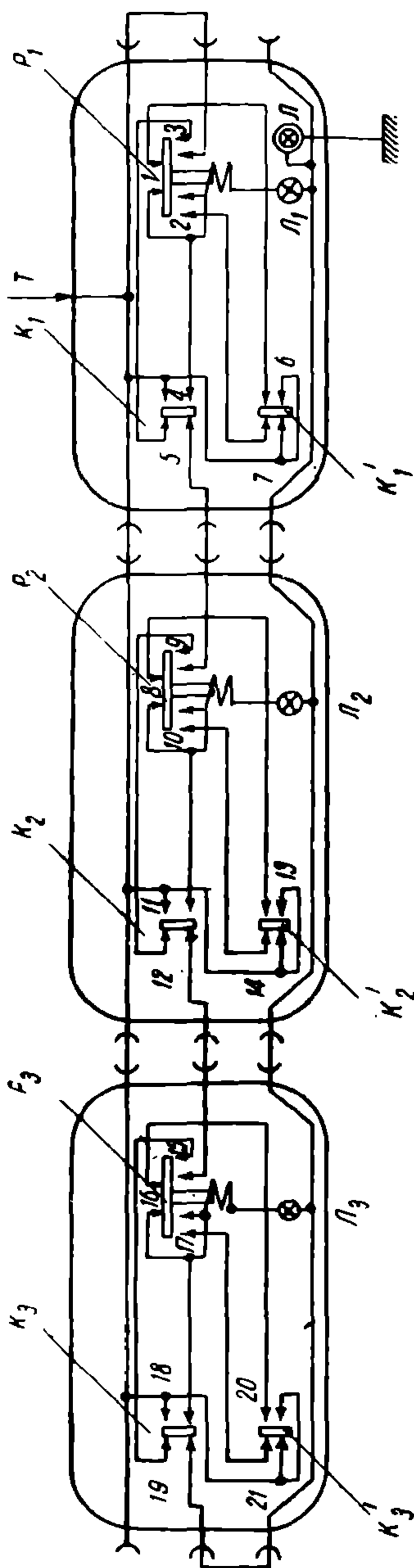
На площадках моторного вагона устанавливается световой или звуковой сигнал, действующий при нажатии любой из кнопок.

При нажатии кнопки отправления сигнал загорается и продолжает гореть. При подаче сигнала тревожной кнопкой лампы начинают мигать.

На вагонах устанавливаются лампы  $L_1, L_2, L_3$ , загорающиеся при подаче сигнала кондуктором и служащие указанием последнему на то, что его сигнал получен вагоновожатым.

При подаче служебного сигнала одним из кондукторов поезда у вагоновожатого заго-

рается лампа  $L$ . Когда же подается сигнал последним кондуктором — эта лампа гаснет, что и служит указанием вагоновожатому на готовность к отправке.



Фиг. 301.

Последовательность подачи сигналов в данной схеме не играет роли, поэтому кондуктор любого вагона подает сигнал в тот момент, когда посадка и высадка пассажиров на его вагоне закончилась.

Предположим, сигналы подаются в такой последовательности: первым подает сигнал кондуктор моторного вагона, вторым — второго прицепного вагона и наконец последним подает сигнал кондуктор первого прицепного вагона.

При такой последовательности подачи сигналов кондуктор нажимает кнопку  $K_1$ , отчего сигнальные лампы  $L$  и  $L_1$  загораются через цепь  $T-4-P_1-L_1-L$ —земля.

При притяжении якоря реле контакты 1 будут разомкнуты, а контакты 2 и 3 будут замкнуты, вследствие чего питание катушки реле при отпуске кнопки  $K_1$  будет происходить через контакты 2.

Вторым нажимает кнопку  $K_3$  кондуктор заднего прицепного вагона, отчего ток пройдет через катушку реле  $P_3$  и лампу  $L_3$ , при этом лампы  $L$  и  $L_1$  продолжают гореть.

Когда же подает сигнал последний кондуктор первого прицепного вагона, кнопка  $K_2$  реле  $P_2$  сработает, и все лампы продолжают гореть до тех пор, пока кнопка  $K_2$  не отпущена.

При отпуске кнопки  $K_2$  замыкается цепь  $T-3-5-9-12-15-18$  по междывагонному соединению  $L$  — земля.

Как видно из схемы, катушки всех реле при этом шунтируются в момент замыкания контактов 12, вследствие чего якоря всех реле отпадают, и лампа  $L$  гаснет, что служит вагоновожатому сигналом отправления. Все остальные лампы также гаснут.

Легко проследить по схеме, что при нажатии тревожных кнопок лампа 9 будет мигать до тех пор, пока кнопка будет нажата кондуктором, подающим тревожный сигнал.

При данной схеме сигнализации в междывагонном электрическом соединении — три провода, из них один может быть использован в качестве осветительного.

При данной сигнализации устраняются задержки на подачу сигнала кондукторами вагонов, вследствие чего стоянка вагонов на остановках сокращается, за счет чего повышается эксплуатационная скорость.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Проф. Лебедев А. Б. Расчеты элементов электрических железных дорог.
2. Проф. Вульф А. В. Электрическая тяга.
3. Проф. Шевалин В. А. Тяговые расчеты электрических железных дорог и трамваев.
4. Дивер А. Т. Электрическая тяга.
5. Вандергюхт Е. Н. и Короткевич М. А. Основы вагоностроения.
6. Труды ВТАБ. I — XII вып.
7. Трамвайный бюллетень за 1928—1931 г.
8. Справочная книга для электротехников, СЭТ, том III
9. Журнал *Verkehrstechnik* за 1931—1934 г.

НБ  
УДУНТ  
(ДІІТ)



Цена 6 р.

Текст сканувала Тараненко Т,В,

НБ  
УДУНТ  
(ДІІТ)