

Проф. В. Б. Медель

**Магистральные
электровозы
постоянного тока**

**ОНТИ • ЛНТИ
1935**

В. Б. МЕДЕЛЬ

~~Секрет~~

МАГИСТРАЛЬНЫЕ ЭЛЕКТРОВОЗЫ ПОСТОЯННОГО ТОКА

ДОПУЩЕНО ГУУЗ НКТП
В КАЧЕСТВЕ УЧЕБНОГО ПОСОБИЯ
ДЛЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ВТУЗОВ

282090
01 017560
Академия Наук СССР
Энергетический институт
им. академика
В. Г. Шендеровича
Библиотека

ГЛАВНАЯ РЕДАКЦИЯ
Энергетической литературы
СИГНАЛЬНЫЙ
31 " VII 1935 г.

ВВЕДЕНИЕ
1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ
2. ЭЛЕКТРИЧЕСКАЯ СИСТЕМА
3. МЕХАНИЧЕСКАЯ СИСТЕМА



ГЛАВНАЯ РЕДАКЦИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЛИТЕРАТУРЫ
МОСКВА 1935 г. ЛЕНИНГРАД

ЭЭ—45-5-2

ТКК № 71 от 29 июля 1935 г.

Рецензент ГУУЗа *Е. С. АВАТКОВ*

Редактор инж. *В. А. РУБЕЦ*

Техн. редактор *К. М. ШЕВЕЛЕВ*

Сдано в набор 3 июня 1935 г. Подписано к печати 14 августа 1935 г. Формат бумаги 72×105¹/₁₆. Тираж 2000. Количество печ. знаков в бум. листе 144096. Количество печатных листов 33. Вклеек 5. Количество учетно-авторских листов 59,55. Энергоредакция № 55/м. Количество бум. листов 16¹/₂. Уполномоченный Главлита В-22563. Заказ № 2495.

4-я типография ОНТИ НКТП СССР „Красный Печатник“. Ленинград, Международный пр., 75а

ПРЕДИСЛОВИЕ

При составлении настоящей книги я старался всемерно придерживаться программ наших вузов в отношении выбора материала, его объема и расположения. Однако некоторые главы пришлось разработать полнее с тем, чтобы дать хотя бы самый необходимый материал для проектирования электровозов.

Как показывает заглавие, книга посвящается электровозам постоянного тока, но при изложении шатунных передач, для того чтобы воспроизвести различные этапы развития этой системы передачи, мне пришлось воспользоваться большим количеством примеров передач электровозов переменного тока.

Я должен особо отметить, что даже самое сжатое изложение динамики электровозов совершенно не укладывалось в намеченные рамки этой книги; поэтому я вынужден был почти вовсе не касаться здесь вопросов динамики и выделить их в подготовленный мной к печати отдельный труд „Динамика электровоза“.

Медель

ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.

Предисловие	3
-----------------------	---

Глава первая

ЭЛЕКТРОВОЗНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

1. Основные типы электровозов в отношении передач	7
2. Электровозы с непосредственной передачей	9
3. Электровозы с трамвайной подвеской двигателей	12
Расчет прочности зубчатой передачи	27
Поверочный расчет зубчатой передачи	—
4. Передача при помощи полой оси и зубчатых колес	31
Передача Вестингауза	32
Передача Сешерона	33
Передача AEG	—
Передача с листовыми рессорами итальянских железных дорог	34
Передача Бухли	35
Передача Эрликон	38
Преимущества и недостатки передачи при помощи полой оси	43
5. Расчет прочности полрой оси	43
6. Расчет упругой передачи от полрой оси к движущему колесу	46
7. Электровозы с вертикальными двигателями	49
8. Двойная зубчатая передача	52
9. Электровозы с групповым приводом	54
10. Усилия в шатунном механизме	57
11. Влияние игры в подшипниках и неправильной сборки	60
12. Сравнение группового и индивидуального приводов	66
13. Передачи без отбойного вала	67
14. Шатуны и спарники	79
15. Уравновешивание масс с относительным движением	86

Глава вторая

ТЯГОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

16. Особенности конструкции тяговых двигателей	89
17. Двигатели с трамвайной подвеской	89
18. Быстроходные двигатели, расположенные на рамах	105
19. Тихоходные двигатели, расположенные на рамах	108
20. Двигатели, непосредственно насаженные на движущую ось	111
21. Основные данные для расчета тяговых двигателей	113
Магнитная цепь	119
22. Ограничение силы тяги электровоза по сцеплению	120
23. Ограничение силы тяги по нагреванию двигателей	133
24. Пуск двигателей и регулирование скорости	135
25. Ослабление магнитного поля	137
26. Электрическое торможение на сопротивления	141
27. Рекуперативное торможение	145
28. Экономическое значение рекуперации	162

Глава третья

РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОЕ УСТРОЙСТВО ЭЛЕКТРОВОЗОВ

29. Электрическая силовая схема электровозов	165
Силовая цепь	165
Соединение двигателей	169
Отключение двигателей	175

	Стр.
Схемы исполненных электровозов	176
Моторный режим	180
Выключение двигателей	186
Регенеративный режим	186
30. Цепь управления	192
Пусковой режим	198
Езда на неполном количестве двигателей	206
Регенеративный режим	207
Рекуперация при последовательном соединении двигателей	208
Рекуперация при последовательно-параллельном соединении двигателей	209
Рекуперация при параллельном соединении двигателей	—
31. Автоматическое управление	219
32. Классификация аппаратуры электровоза	224
33. Токосниматели от третьего рельса	225
34. Пантографы	—
35. Управление и блокировка пантографа	240
36. Пусковые реостаты	242
37. Контактры	252
38. Групповые контактры	257
39. Реверсер	269
40. Отключатель двигателей	272
41. Тормозной переключатель	273
42. Контроллер управления	274
43. Дроссельные катушки и разрядники	282
44. Быстродействующие выключатели	284
45. Измерительные приборы	296

Глава четвертая

ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ЭЛЕКТРОВОЗОВ

46. Классификация вспомогательного оборудования	301
47. Динамотор	302
48. Мотор-компрессор	303
49. Вентилятор	311
50. Мотор-генераторы	312
51. Нагревательные приборы	316
52. Схемы вспомогательного оборудования	318
Питание от высокого напряжения	—
Питание от пониженного напряжения	320
53. Схема управления вспомогательными машинами	323
Управление пантографами	—
Пуск вспомогательных машин	—
Динамотор	324
Вентиляторы	325
Пуск мотор-компрессора	—
Пуск мотор-генератора	328

Глава пятая

МЕХАНИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ ЭЛЕКТРОВОЗА

54. Конструкция рам и поверочный расчет боковин	327
55. Междурамные скрепления	343
56. Цельнолитые и сварные рамы	361
57. Колеса и оси	364
58. Расчет осей	370
Случай трамвайной подвески	—
Расчет оси для случая передачи полой осью	371
Аналитический расчет оси	378
59. Буксы	381
60. Рессорное подвешивание	386
61. Конструкция рессорного подвешивания	396
62. Расчет рессорного подвешивания	402
Рессоры	—
Рессорные подвески	403
63. Примеры рессорного подвешивания электровозов	410
Групповой привод	—
Индивидуальный привод	—

	Стр.
64. Движение электровозов на прямых	420
65. Движение электровозов в кривых	422
66. Графическое вписывание электровозов в кривые	431
67. Тележки	441
68. Тормозное оборудование	469
69. Расчет тормозных передач	473
70. Пневматическое оборудование электровозов	486
71. Кузов электровоза	491
Формы кузова	—
Кузовная рама	—
Пример расчета рамы кузова	493
Полы	—
Каркас и обшивка	504
Окна и двери	505
Перила и лестницы	510
Песочницы	510
Жалюзи	511
Проверка прочности кузова	515
72. Расположение аппаратуры в кузове	519
73. Проверка размеров электровоза по габариту подвижного состава	526

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ЭЛЕКТРОВОЗНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

1. Основные типы электровозов в отношении передач

Электровоз относится к так называемым неавтономным двигателям и представляет собой экипаж, колеса которого приводятся во вращательное движение от электродвигателей, питаемых энергией извне (от электроцентралей), что и характеризует неавтономность электровоза как машины-двигателя:

Электровозы делятся на две основных группы: 1) с индивидуальным приводом каждой движущей оси и 2) с групповым приводом нескольких осей от одного или нескольких моторов.

В первом случае электровозы могут быть:

а) с двигателями, якорь которых непосредственно насажен на движущую колесную ось;

б) с двигателями, якорь которых насажен на полную ось, внутри которой проходит колесная ось;

в) с двигателями, расположенными над движущей осью, и передачей усилия при помощи зубчатой передачи на полую ось, внутри которой проходит движущая ось;

г) с двигателями, расположенными сбоку от своей движущей оси и подвешенными по типу трамвайных;

д) с вертикальными двигателями.

При групповом приводе различают электровозы с чисто шатунной передачей и электровозы с шатунно-зубчатой передачей.

Американская практика перенесла на электровозы с трамвайной практики основную форму передачи усилия от двигателя на движущие оси при помощи зубчатых колес и стала применять на электровозах двигатели подвесного типа. Большие скорости электровозов позволили применить для пассажирской службы двигатели с якорями, непосредственно насаженными на оси, и двигатели с якорями, насаженными на полую ось, через которую проходит движущая ось.

В Европе очень долгое время широко применялись электровозы с одним и двумя двигателями и передачей шатунами на отбойный вал. Это, повидимому, отчасти объясняется тем, что сразу не могли отрешиться от форм, столь укоренившихся в паровозостроении. Если в паровозах для преобразования поступательного перемещения во вращательное шатунный механизм дает наилучшее и наиболее естественное решение, то этого нельзя сказать в отношении электровозов, когда вращательное движение вала двигателя передается на движущие колеса посредством шатунов, хотя в конце концов надо получить опять-таки вращательное движение колес.

Помимо того, как мы увидим ниже, между работой шатунного механизма в паровозах и в электровозах имеется существенное различие в смысле упругости передачи усилий на шатун, чем и объясняются относительно частые поломки шатунов на электровозах, чего не знает паровозная практика.

В электровозах с индивидуальным приводом, ввиду того что каждая ось получает движущее усилие от своего двигателя и должна воспринимать всю его мощ-

ность, весьма важное значение имеет предельная нагрузка на ось. Если обозначим коэффициент сцепления между колесами и рельсами через φ_k , то наибольшее усилие, развиваемое каждой осью, будет $\varphi_k P$, а при n движущих осях наибольшая сила тяги электровоза $F_{k \max}$ будет равна

$$F_{k \max} = n P \varphi_k,$$

где P — нагрузка на движущие оси.

Если мы примем, что наибольшая величина тока по условию удовлетворительной коммутации может быть равна двойной величина тока длительной мощности, то длительная сила тяги определится

$$F_{0.4} = \frac{n}{2} P \varphi_k.$$

Определим теперь возможную длительную мощность электровоза. Зададимся условием¹, что длительная мощность должна развиваться электровозом до скорости, равной 0,6 максимальной. Если обозначим последнюю через V_{\max} , то длительную мощность электровоза найдем равной (в л. с.)

$$N_{0.4} = \frac{F_{0.4} \cdot 0,6 V_{\max}}{270} = \frac{0,3 \varphi_k P n V_{\max}}{270},$$

а длительная мощность каждой оси будет

$$n_{0.4} = \frac{0,3 \varphi_k P V_{\max}}{270}. \quad (1,1)$$

Другими словами, возможность пользования двигателями достаточной мощности — условие, необходимое для получения меньшего веса электрического оборудования на 1 л. с., достигается лишь при достаточно высокой нагрузке на ось и большой скорости электровоза.

При нагрузке на ось 20 t и максимальной скорости пассажирского электровоза 90 km/h, принимая максимальную силу тяги по сцеплению при работе песочницей в 300 kg на 1 t сцепного веса, получим длительную мощность, развиваемую каждой осью, равной

$$n_{0.4} = \frac{0,3 \cdot 90 \cdot 300 \cdot 20}{270} = 600 \text{ л. с.}$$

При допускаемых в Америке нагрузках на ось в 30 t и более высоких скоростях мощность, развиваемая каждой осью, может быть доведена до 1 000 л. с.

Прежде чем перейти к рассмотрению конструкции каждого типа передач и выяснению их преимуществ и недостатков, остановимся коротко на основных требованиях, предъявляемых к электровозу. В дальнейшем, изучая тот или другой тип передачи, мы будем отмечать, в какой мере он позволяет иметь электровоз, удовлетворяющий этим условиям.

Помимо общих требований, предъявляемых к каждой машине, как-то: простота, дешевизна и надежность конструкции, пониженные эксплуатационные расходы, высокий к. п. д., электровоз должен удовлетворять еще ряду требований, вытекающих из условий работы его в качестве железнодорожного двигателя.

Ограничение объемных размеров всякого локомотива железнодорожным габаритом, а веса — прочностью железнодорожного пути и в то же время необходимость иметь высокую мощность локомотива создают нередко большие затруднения при выборе способа передачи усилий от двигателя к движущим колесам, так как передача определяет в известной степени и тип тягового двигателя.

Идеальной представляется такая передача, которая позволяет иметь двигатели, не стесненные габаритом в отношении развития необходимых мощностей и в то же время легко доступные для осмотра и ремонта и защищенные от снега, сырости и пыли.

¹ Это предписывается германскими государственными железными дорогами.

Передача должна давать возможность выбирать наиболее выгодные с точки зрения использования активной массы двигателя скорости и давать высокий к. п. д.

Для того чтобы ослабить вредное воздействие колес электровоза на верхнее строение пути, следует стремиться располагать возможно выше центр тяжести электровоза. В этом отношении преимущество имеет та передача, которая позволяет достаточно высоко располагать двигатели.

На путь оказывает также большое влияние вес незарессоренных частей, непосредственно действующих на путь, поэтому все передачи, которые увеличивают этот вес, имеют большой недостаток в указанном отношении. В дальнейшем, рассматривая отдельные типы передач, мы будем производить оценку их в смысле соответствия изложенным требованиям.

Мы уже наметили основные типы электровозов в отношении привода их (с индивидуальным и групповым приводом) и в отношении способа передачи усилий от двигателя к движущим осям (электровозы с моторами, непосредственно насаженными на движущую ось, на полую ось, с моторами трамвайного типа, с вертикальными моторами, с шатунной и зубчато-шатунной передачей). Теперь остановимся подробнее на каждом виде передачи в отдельности.

2. Электровозы с непосредственной передачей

Электровозы этой группы отличаются простотой выполнения и встречаются в двух вариантах:

- 1) с якорем, насаженным непосредственно на движущую ось;
- 2) с якорем, насаженным на полую ось, внутри которой проходит движущая ось.

Первый вариант передачи был применен впервые на Лондонской подземной дороге в 1889 г., причем на ось передавался непосредственно не только вес якоря, но и вес всего корпуса двигателя. Толчки в пути вызвали быстрое изнашивание всего механизма, и эта конструкция вскоре была оставлена.

Улучшенная Батчелдером (Batchelder) конструкция заключается в том, что магнитная система двигателя устанавливается на раме электровоза, и на движущую ось насаживается только якорь. Электровозы этой системы (gearless) были построены GEC для Нью-Йорк — Центральной железной дороги (постоянный ток 600 V) в количестве 73 шт. Той же фирмой в 1919 г. были построены электровозы gearless большой мощности, в количестве 5 шт., для дороги Чикаго — Мильвоки — Сент-Поль (Ch. — M. — St.-Paul) (напряжение 3 000 V), а затем в Европе для дороги Париж — Орлеан (P.-O.).

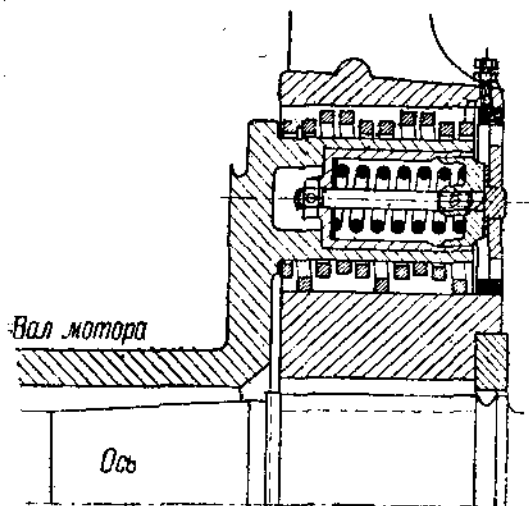
Электровозы типа gearless были построены исключительно для постоянного тока. Этот тип передачи отличается тем, что при толчках в пути междужелезное пространство двигателя все время изменяется, так как полюса двигателей, будучи жестко укреплены к рамам, остаются неподвижными, а якорь вместе с осью следует неправильностям пути.

Для однофазного тока эта система оказалась непригодной, и для получения неизменного междужелезного пространства были применены двигатели, насаженные на полую ось (quill), через которую проходит движущая ось.

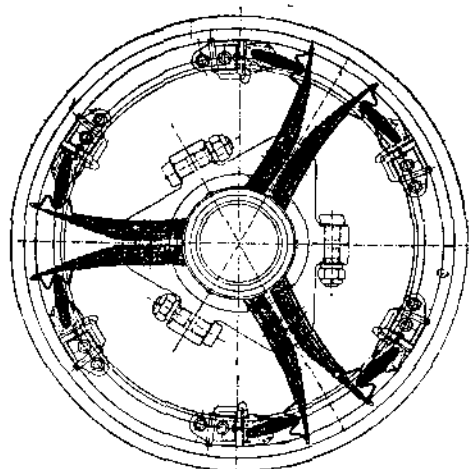
Электровозы в количестве 35 с двигателями, насаженными на полую ось, были построены впервые в 1906 г. для железной дороги New-York — New-Haven and Hartford (однофазный ток 11 000 V). Полая ось с каждой стороны оканчивается дисками с семью пальцами, которые входят в отверстия в колесных центрах движущих осей (фиг. 1, 1). Полая ось устроена разрезной посредине, и каждая половина запрессовывается в тело якоря. Для предупреждения проворачивания якоря относительно полой оси устанавливаются шпонки. Вокруг каждого пальца укладываются рессоры; кроме того, тело пальца высверливается, и в полость также ставится рессора. При помощи этих рессор движущие оси устанавливаются при боковом отклонении в среднее положение. Каркас двигателя также установлен на полой оси, чем и достигается неизменная величина междужелезного пространства, не зависящая от толчков в пути. Для предотвращения вращения вместе с полой осью кар-

кас удерживается рессорой, упирающейся в раму электровоза; эта рессора воспринимает также часть веса каркаса и передает его непосредственно раме.

В 1908 г. электровозы этого типа были построены для постоянного тока 600 V с питанием от третьего рельса и однофазного 11 000 V с питанием от воздушного провода для дороги N-Y — NH and H в количестве 6 шт.



Фиг. 1,1. Передача полый осью на электровозах.



Фиг. 1,2. Передача AEG, испытанная на участке Marienfeld — Zossen.

Большой вес системы и недостаточно упругая подвеска двигателей послужили причиной тому, что в дальнейшем эта конструкция была оставлена.

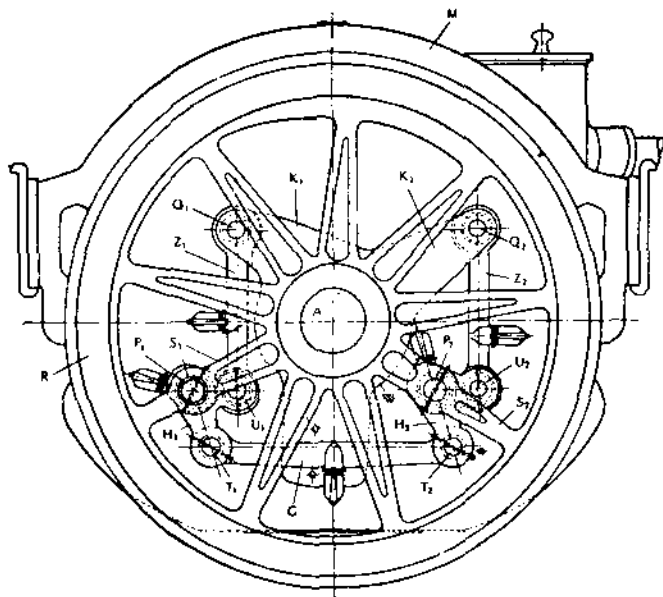
Для передачи усилий от полый оси на движущую ось при испытании электрической тяги под Берлином на участке Marienfeld — Zossen применена конструкция

AEG (фиг. 1, 2). Шесть листовых полурессор своими концами заделываются в разрезную треугольную втулку, надеваемую на полую ось и укрепляемую болтами. Другими своими концами рессоры лежат на опорах, укрепленных на движущих колесах.

При движении в одну сторону усилие от полый оси на движущую передается только одной половиной всего числа рессор, а при движении в обратную сторону работает только вторая половина рессор.

На фиг. 1, 3 изображена примененная в 1900 г. на электровозах типа E-334 итальянских железных дорог рычажная передача завода Ганц в Будапеште.

Двигатель М жестко укреплен на раме электровоза и входит в наддресорное строение, якорь насажен на полую ось W, внутри которой проходит движущая ось А.



Фиг. 1,3. Передача Ганца.

Полая ось несет кривошипы K_1 и K_2 , на которых подвешены сережки Z_1 и Z_2 с коленчатыми рычагами H_1 и H_2 , вращающимися около цапф P_1 и P_2 , запрессованных в теле движущего колеса R .

Передача вращающего момента происходит следующим образом: при вращении якоря, например, против часовой стрелки, коленчатые рычаги H_1 и H_2 вращаются в противоположные стороны в отношении цапф P_1 и P_2 , но так как струнка G не позволяет концам T_1 и T_2 вращаться в разные стороны, происходит сцепление полый оси с движущимися колесами и передача последним вращающего момента.

При перемещении же полый оси параллельно самой себе коленчатые рычаги H_1 и H_2 вращаются в одном направлении по отношению к цапфам P_1 и P_2 , причем это движение происходит таким образом, что благодаря струнке G сохраняется параллельное положение их. Для того чтобы обеспечить угловое перемещение полый оси относительно движущей, цапфы Q_1 , Q_2 , U_1 и U_2 устранивают шаровыми.

Рассмотрим преимущества и недостатки непосредственной передачи с точки зрения основных требований, предъявляемых передачам и изложенных в предыдущем параграфе.

Характерной особенностью этой системы является равенство числа оборотов якоря и движущих колес; поэтому непосредственная передача усилий дает достаточную мощность и оправдывает себя лишь при очень высоких скоростях. По Куммеру¹ при скорости $v = 100 \text{ km/h}$ и отношении диаметра движущих колес к диаметру якоря $D_k : D_a = 1,47$ при различных диаметрах движущих колес могут быть применены двигатели мощностей, указанных в табл. 1.

Поскольку с уменьшением скорости мощность двигателя будет падать, для товарной службы непосредственная передача неприменима из-за невозможности развить достаточную мощность двигателя.

Существенным недостатком непосредственной передачи, препятствующим широкому применению ее для быстроходных электровозов, является низкое расположение центра тяжести электровоза при этой передаче, что вместе с большим весом (у электровозов gearless), непосредственно действующим на верхнее строение, вызывает расстройство железнодорожного пути. Это особенно проявляется при больших скоростях и на кривых.

Правда, на первый взгляд можно предположить, что у электровозов типа gearless вес оси, непосредственно действующий на путь, получится значительно выше, чем у паровозов. В действительности, однако, эти веса почти одинаковы, что объясняется меньшим диаметром колес и большим числом оборотов движущих осей электровозов по сравнению с паровозами (табл. 2).

Статическая нагрузка на ось благодаря большому весу масс, непосредственно воздействующих на путь, на электровозах gearless дороги Ch. — M. — St.-Paul была принята всего 17 t при обычно допускаемой нагрузке на ось 25 t.

Не следует упускать из виду, что к.п.д. электровоза благодаря непосредственной передаче усилия от двигателя движущей оси выше, чем у электровозов с зубчатой передачей (фиг. 1,4), но к.п.д. самого двигателя электровозов gearless ввиду необходимости иметь по конструктивным соображениям для возможности опускания якоря вниз большое междужелезное пространство и только одну пару полюсов ниже, чем у двигателей с зубчатой передачей или шатунной. Непосредственную передачу усилий от двигателя движущим осям приходится применять исключительно для электро-

Таблица 1

Диаметр движущих колес в мм	Диаметр якоря в мм	Сила тяги на обод колес в kg	Мощность двигателя в л. с.
900	610	1 600	600
1 200	820	2 100	800
1 500	1 020	2 650	1 000
1 800	1 220	3 200	1 200

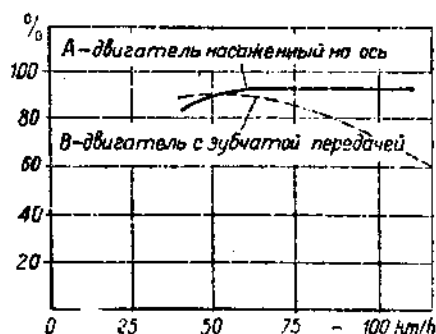
¹ Dr. K u m m e r, Maschinenlehre der elektrischen Zugförderung, стр. 101.

возов большой скорости¹, хотя даже и в этом случае число оборотов настолько мало, что активная часть двигателя получается слишком большого веса и стоимость двигателей весьма высокая.

Таблица 2

Наименование дорог	Нью-Йорк — Центральн.	Ch.—M.— St.-Paul	Примечани
Мощность двигателя в л. с.	500	325	270
Диаметр колес в мм	1118	914	1118
Предельная скорость в км/ч	128	136	104,6
Вес оси с частями, непосредственно действующими на верхнее строение (якорь, буксы и пр.) в кг	5000	2900	4350
			У паровоза Пасифик франц. ж. д. с диаметром колес 2000 мм вес оси с частями, действующими непосредственно, равен 4570 kg

Для железной дороги Ch.—M.—St.-Paul заводом GEC были построены в 1919 г. электровозы gearless с часовой мощностью 3240 л. с. и общим весом 236,4 т (вес электрической части 106,6 т). Стоимость их определилась в 205 000 долларов, в то время как электровозы с двигателями-близнецами, зубчатой передачей и полую осью часовой мощностью 4000 л. с. и общим весом 241 т (вес электрической части 109,8 т) обошлись той же дороге всего по 192 000 долларов. Общий вес электровозов почти одинаковый; разница в цене объясняется исключительно разницей в весе меди, который в первом случае составляет 30 т, а во втором — всего 11 т. Это еще раз подчеркивает, что электровозы gearless могут быть использованы только для пассажирской службы. Недостатки двигателей gearless: 1) при снятии якоря приходится снимать с оси колесо; 2) малое использование активной массы двигателя вследствие низкого числа оборотов и наличия всего одной пары полюсов; 3) неудовлетворительная коммутация, вследствие того что при движении по неправильностям пути происходит



Фиг. 1.4. Коэффициент полезного действия при непосредственной насадке якоря на ось и при зубчатой передаче.

вертикальное перемещение якоря относительно полюсов и изменение между железного пространства, а также битье щеток о коллектор; кроме того, отсутствуют дополнительные полюса; 4) отмеченные выше динамические воздействия на путь вследствие низкого расположения центра тяжести и больших неподрессоренных масс.

У двигателей, насаженных на полую ось, хотя использование активной массы и выше благодаря применению двух пар полюсов, но недостаточно вследствие малого числа оборотов. Условия коммутации нормальные. В динамическом отношении остается недостаток — низкое расположение центра тяжести.

Однако нельзя не отметить следующие преимущества двигателей gearless, непосредственно насаженных на ось: 1) большая доступность осмотра якоря, для чего достаточно только опустить движущую ось и весь якорь открыт для осмотра и исправления; 2) малый расход смазки; 3) отсутствие причин, могущих вызвать колебание системы.

3. Электровозы с трамвайной подвеской двигателей

Применение для электровозов подвески двигателей трамвайного типа с передачей усилий движущим осям при помощи зубчатой передачи дало блестящие результаты. Этот тип подвески двигателей благодаря присущим ему качествам (см.

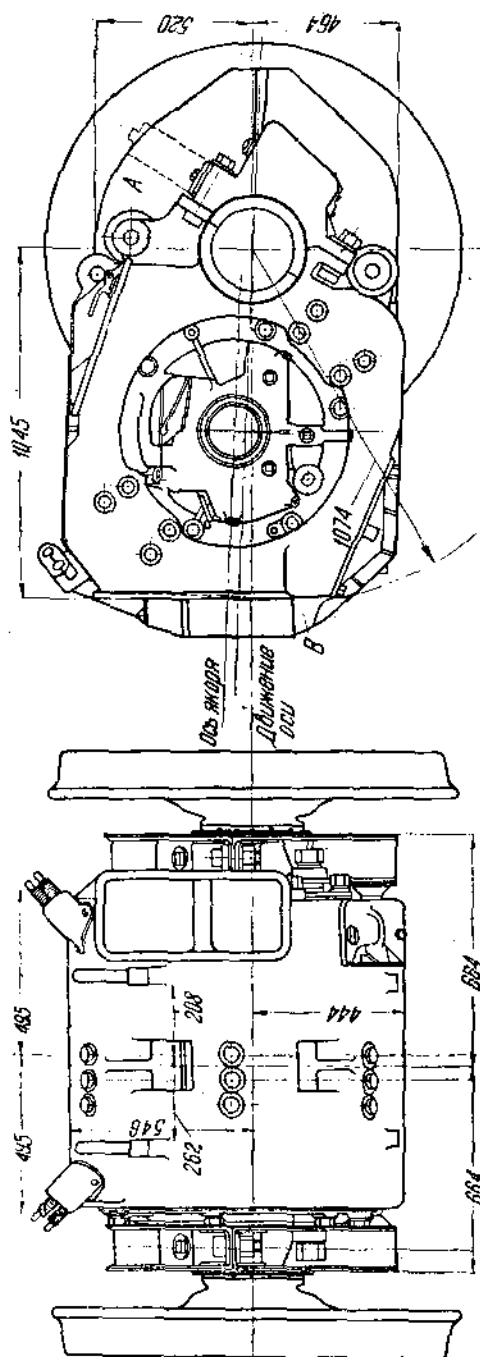
¹ В частности, для электровоза gearless дороги Ch.—M.—St.-Paul диаметр движущих колес был принят равным 1118 мм.

ниже) особенно широко применяется для товарных электровозов и пассажирских со скоростями до 90—100 км/ч и даже выше. Фирмой Сименс-Шуккерт построен для курьерских поездов электровоз с трамвайной подвеской двигателей для скорости 110 км/ч¹.

На фиг. 1,5 дано схематическое изображение трамвайной подвески. Двигатель опирается с одной стороны на движущую ось при помощи так называемых осеоторных подшипников А, другой стороной двигатель подвешивается упруго при помощи рессор опорным носиком В к наддресорному строению.

Передача вращающего момента производится при помощи зубчатых колес: большое зубчатое колесо насаживается на движущую ось, а малое зубчатое колесо — на конец вала якоря. При большой мощности двигателя устраивается двухсторонняя зубчатая передача, т. е. с каждой стороны вала якоря помещается по малой зубчатке. Некоторые фирмы, например, Вестингауз, предпочитают и при больших мощностях применять одностороннюю зубчатую передачу. Следует отметить, что односторонняя зубчатая передача вызывает очень большую нагрузку моторно-осевых подшипников. Кроме того, при односторонней передаче как якорный вал, так и движущая ось получают несколько тяжелее, так как через них передается часть крутящего момента с одной стороны электровоза на другую.

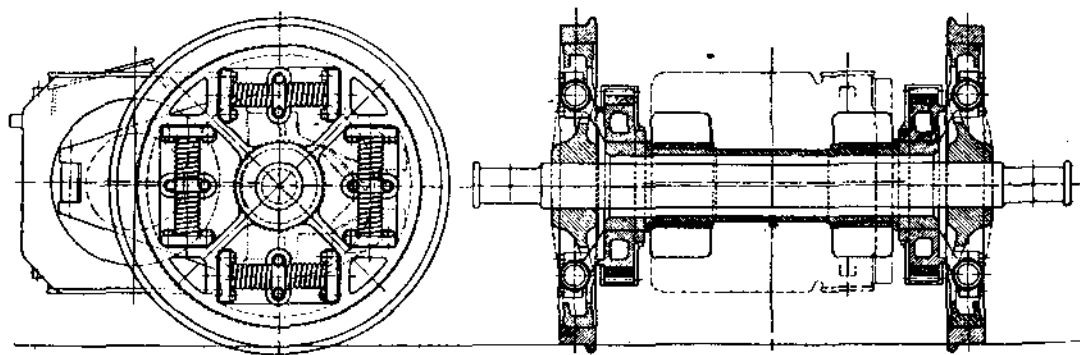
При передаче усилий от двигателей движущим осям при помощи зубчатой передачи двигатель располагается или целиком или частично на наддресорном строении. Движущая ось, будучи незарессоренной, при колебании рессор (прохождение неровностей пути) получает относительно наддресорного строения вертикальное перемещение. Передача должна быть выполнена таким образом, чтобы ее работа не нарушалась при колебаниях рессоры. В трамвайной подвеске это условие выполняется благодаря тому, что двигатель жестко связан с движущей осью при помощи приливов (лап) в каркасе, в которых располагаются упомянутые выше подшипники А, опирающиеся на движущую ось. Одним из недостатков подвески трамвайного типа является значительный вес, жестко передающийся на движущие оси и составляющий до $\frac{5}{8}$ полного веса дви-



Фиг. 1.5. Трамвайная подвеска двигателей. (Двигатель ДПЭ 340 завод Динамо).

¹ См. W. Reichel, Elektrische Lokomotive der Achsfolge B₀—B₀ „Elektrische Bahnen“ № 1, 1933, стр. 1—9.

гателей. Различные неправильности пути вызывают значительные напряжения в зубчатых колесах, увеличивающиеся с увеличением инерции вращающейся массы якоря. Для уменьшения воздействия пути передачу усилия от шестеренки двигателя на движущую ось производят, как мы ниже увидим, эластично, помещая рессоры между венцом с зубцами и телом зубчатого колеса. Кроме того, подвешивание двигателя через поперечную балочку к надрессорному строению (раме) электровоза должно быть достаточно упругим.



Фиг. 1.6.

Для того чтобы ослабить вредное влияние толчков на двигатель и на верхнее строение, было предложено подвешивать двигатель упруго не только к надрессорному строению, но и к движущей оси, или подвешивать двигатель на полую ось, на кото-

рую насаживается также и большое зубчатое колесо. Передача усилий от полую оси движущей оси происходит при этом при помощи спиральных рессор, как изображено на фиг. 1.6. Наибольшее распространение, однако, получила система, в которой упругое соединение предусмотрено между центром зубчатого колеса и его венцом.

Рассмотрим усилия и изменения нагрузки на ось, возникающие при передаче крутящего момента при трамвайной подвеске двигателя (фиг. 1.7).

При направлении движения, указанном стрелкой, двигатель оказывается подвешенным перед своей осью. Пусть вращающий момент, развиваемый осью при силе тяги

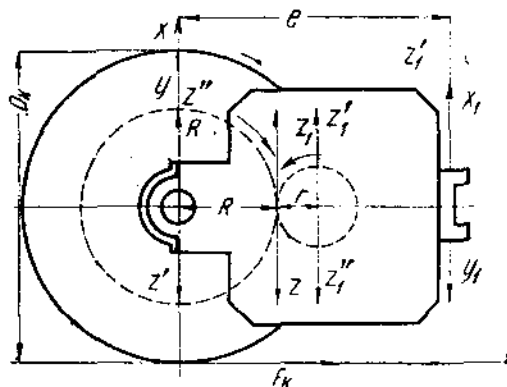
F_k на ободу колес, равен $M = \frac{F_k D_k}{2}$, тогда давление зуба малой шестерни на зуб большой шестерни будет равно

$$Z = \frac{F_k D_k}{2R},$$

где R — радиус делительной окружности большого зубчатого колеса.

С той же силой Z , но противоположно направленной, зуб большого зубчатого колеса давит на зуб малой шестерни.

Приложим в центре движущей оси две противоположно направленные силы, равные силе Z , и обозначим их через Z' и Z'' . Силы Z и Z'' образуют пару и вызывают вращение большого зубчатого колеса вместе со связанной с ним движущей осью. Вследствие реакции рельсов развивается сила тяги F_k .



Фиг. 1.7.

Сила Z' непосредственно давит сверху вниз на ось в месте запрессовки большой шестерни и равна

$$Z' = \frac{F_{\kappa} D_{\kappa}}{2R}. \quad (3,1)$$

Приложим в центре якоря две силы, противоположно направленные и равные силе Z_1 , и обозначим их через Z_1' и Z_1'' .

Силы Z_1 и Z_1'' образуют пару и вызывают в точках опоры двигателя силы Y и Y_1 , причем

$$Y_1 = Y = \frac{Z_1 \cdot r}{e},$$

где e — расстояние между центром оси и центром подвески и r — радиус малого зубчатого колеса.

Силу Z_1' разложим на две силы X и X_1 , приложенные в точках опоры двигателя, причем

$$X = Z_1' \frac{e - (R+r)}{e},$$

$$X_1 = Z_1' \frac{R+r}{e}.$$

Результирующая сила, действующая на ось, равна

$$Z_0 = Z' - Y - X = Z_1' - Z_1' \frac{r}{e} - Z_1' \frac{e - (R+r)}{e} = Z_1' \left[1 - \frac{r}{e} - \frac{e - (R+r)}{e} \right].$$

Преобразуем выражение, находящееся в скобках,

$$1 - \frac{r}{e} - \frac{e - (R+r)}{e} = \frac{e - r - e + R + r}{e} = \frac{R}{e}.$$

Тогда

$$Z_0 = \frac{Z_1' R}{e} = \frac{F_{\kappa} \cdot D_{\kappa}}{2e}. \quad (3,2)$$

Сила, действующая в моторно-осевых подшипниках, направлена вверх и равна

$$X_0 = Y + X = Z_1' \frac{r}{e} + \frac{e - (R+r)}{e} = Z_1' \frac{e - R}{e} = \frac{F_{\kappa} D_{\kappa}}{2R} \frac{e - R}{e}. \quad (3,3)$$

Следовательно, при расположении двигателя перед осью по направлению движения незарессоренный вес оси возрастает на величину $Z_0 = \frac{F_{\kappa} D_{\kappa}}{2e}$ и на ту же величину уменьшается вес наддресорного строения. Действительно, давление у подвески двигателя

$$Z'_0 = -Y_1 + X_1 = -Z_1' \frac{r}{e} + Z_1' \frac{R+r}{e} = Z_1' \frac{R}{e} = \frac{F_{\kappa} D_{\kappa}}{2e}. \quad (5)$$

Точно так же можно найти, если рассматривать случай, когда двигатель расположен за своей осью, что давление на наддресорное строение будет передаваться вниз, а усилие Z_0 будет разгружать незарессоренный вес оси.

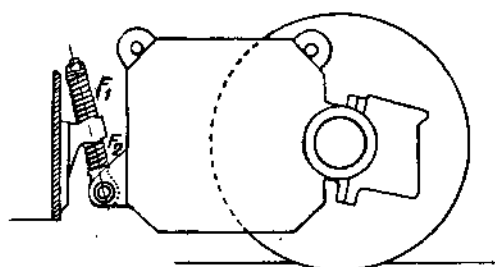
Рессорное подвешивание двигателя к поперечной балочке должно быть выполнено таким образом, чтобы двигатель можно было без труда освободить при выемке его с оси. Кроме того, необходимо предвидеть упоры, которые в случае поломки рессор поддерживали бы двигатель. Наиболее простой способ подвешивания, применяемый при сравнительно малых мощностях, изображен на фиг. 1, 8. Подвеска выполнена из двух рессор, из которых верхняя F_1 воспринимает вес двигателя и его реакцию при движении в одном направлении, а нижняя F_2 — реакцию двигателя при движении в другом направлении. Такая подвеска применяется при двух парах спиральных рессор для двигателей с часовой мощностью до 150—200 kW.

В качестве примера рассмотрим расчет подвески двигателей электровоза сцепного веса 70 т. Нормальная часовая мощность каждого из четырех двигателей с подвеской трамвайного типа — 250 л. с. при числе оборотов $n = 500$ об/мин. Вес двигателя $P = 4\,000$ кг. При двойной мощности $N' = 500$ л. с. число оборотов $n' = 408$.

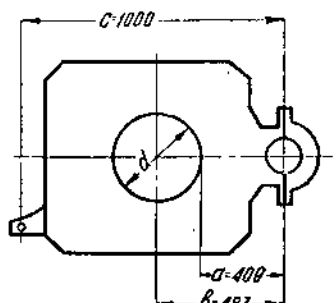
Диаметр шестеренки двигателя $d = 157$ мм. Тангенциальное усилие на окружности шестеренки для максимальной мощности найдем по формуле

$$T = 71\,620 \cdot \frac{2N'}{n'd} = 71\,620 \cdot \frac{2 \cdot 500}{408 \cdot 157} = 11,2 \text{ т.}$$

Основные размеры двигателя показаны на фиг. 1,9.



Фиг. 1,8. Подвеска двигателя на спиральных пружинах.



Фиг. 1,9.

Усилие, передающееся на верхнюю рессору, найдем по формуле

$$S'_{\max} = \left(\frac{a}{c} + \frac{P \cdot b}{c} \right) = \left(\frac{11,2 \cdot 409}{1\,000} + \frac{4 \cdot 487}{1\,000} \right) = 6,6 \text{ т}$$

и на нижнюю

$$S''_{\max} = \left(\frac{Ta}{c} - \frac{Pb}{c} \right) = \frac{1}{2} \left(\frac{11,2 \cdot 409}{1\,000} - \frac{4 \cdot 487}{1\,000} \right) = 2,6 \text{ т.}$$

Для нормальной мощности $N = 250$ л. с. и $n = 500$ об/мин.

Аналогично найдем $S'_n = 1,9$ т и S''_n обезгружена.

На основании приведенного расчета приняты следующие рессоры:

а) верхняя (две рессоры):

радиус витка рессоры	$r = 40$ мм
диаметр железа	$\delta = 25$ мм
число витков	$n = 5$
свободная длина	$l_0 = 183$ мм

и соответственно для нижней также парной рессоры имеем:

$$r = 34 \text{ мм, } \delta = 18 \text{ мм, } n = 5, l_0 = 142 \text{ мм.}$$

Напряжение материала рессор при нагрузке верхней рессоры $S = 1\,000$ кг

$$K = \frac{16r}{\pi \delta^3} S = \frac{16}{\pi} \cdot 1\,000 \cdot \frac{40}{15\,625} = 13 \text{ кг/мм}^2.$$

Прогиб рессор на 1 т нагрузки (гибкость рессоры)

$$g = \frac{4\pi nr^3}{\delta} \cdot \frac{K}{G} = \frac{4\pi \cdot 5 \cdot 1\,600}{25} \cdot \frac{13}{7\,500} = 7 \text{ мм.}$$

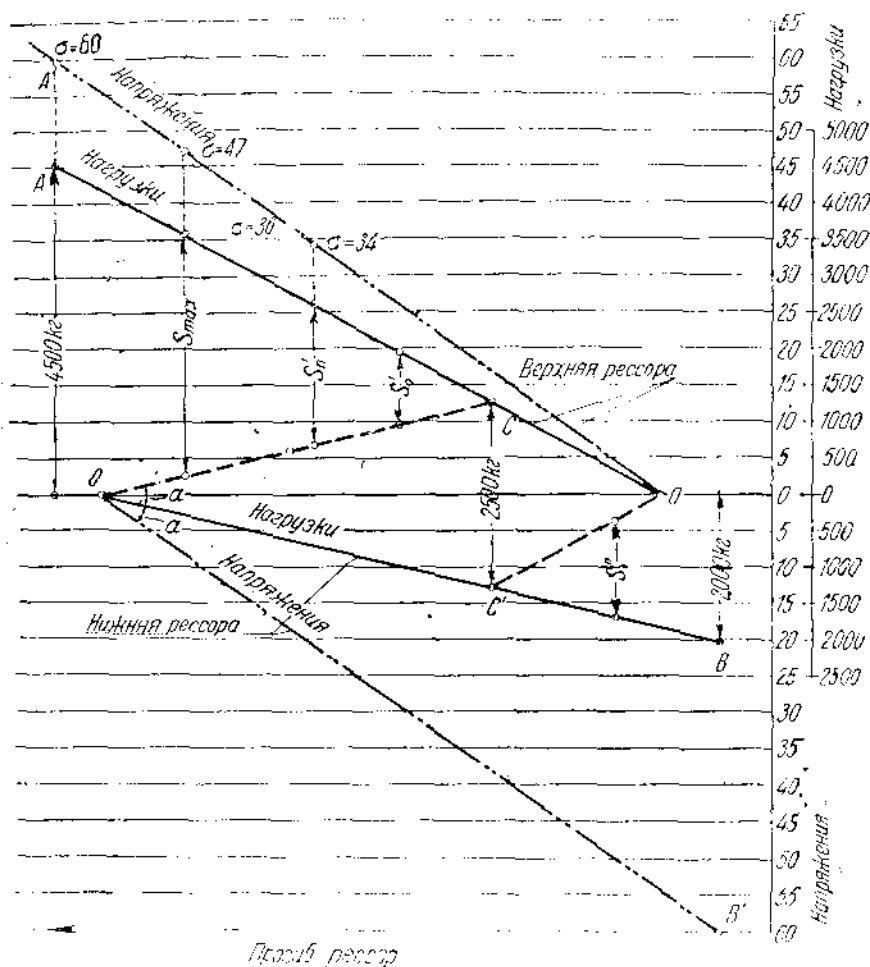
Максимальные и нормальные нагрузки на верхние и нижние рессоры соответственно равны

$$\begin{aligned} S'_{\max} &= 3\,300 \text{ кг,} & S''_{\max} &= 1\,300 \text{ кг,} \\ S'_n &= 1\,900 \text{ кг,} & S''_n &= 0. \end{aligned}$$

При езде без тока на верхнюю рессору передается только часть веса двигателя, т. е. $S'_0 = 1000$ кг.

При учете прогиба рессор следует иметь в виду, что обе пары рессор действуют в противоположных направлениях, почему прогиб каждой из них под действием реакции якоря и веса двигателя будет зависеть также от усилия другой рессоры. График, изображенный на фиг. 1,10, позволяет легко получить прогибы рессор, откладывая характеристики обеих рессор в виде прямых.

Свободная длина нижней рессоры $l_0 = 183$ мм; верхней $l_0 = 142$ мм.



Фиг. 1,10.

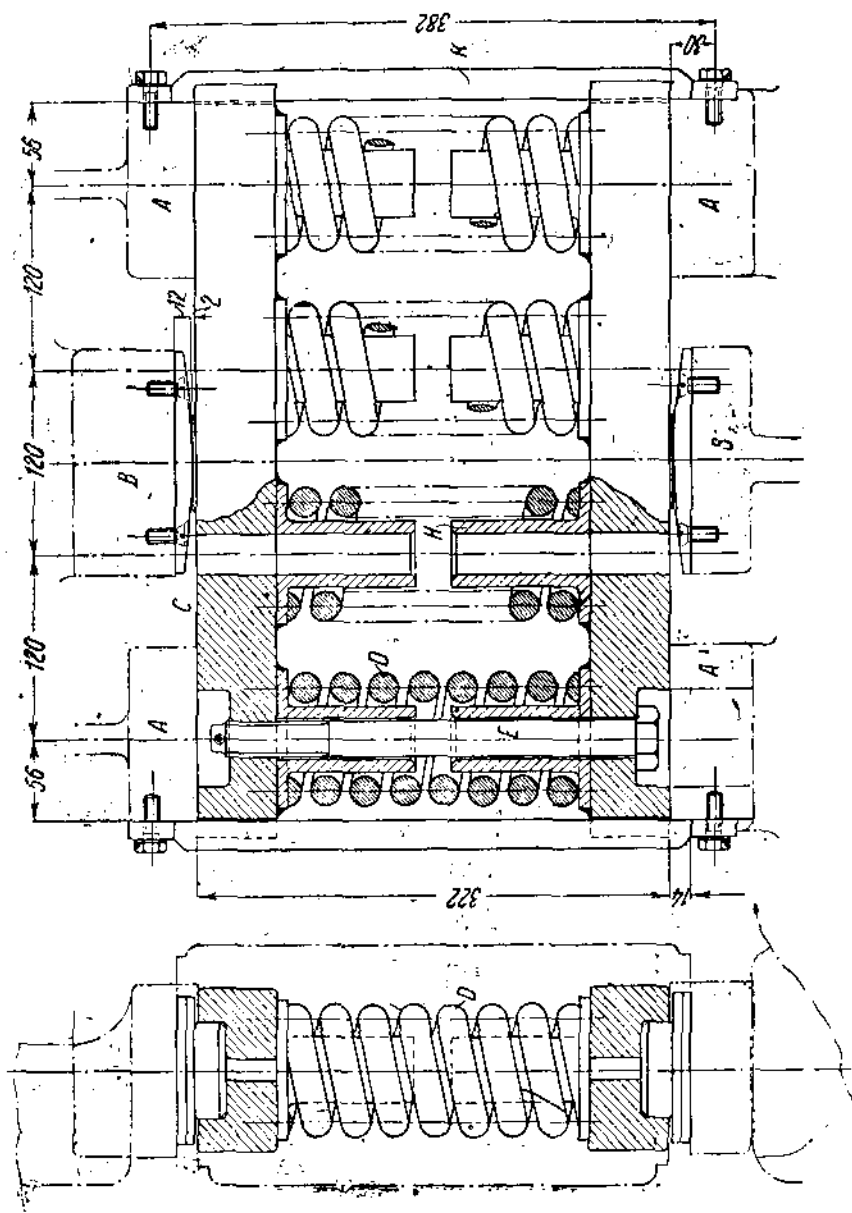
Точка O соответствует положению носика, когда нижняя рессора не нагружена, т. е. ее длина равна 183 мм; точка O' соответствует положению ненагруженной верхней рессоры.

Линия OA — кривая нагрузок верхней рессоры и OA' — соответствующие им напряжения рессор.

Кривые OB' и $O'B'$ — те же характеристики для нижней рессоры. Проводя луч $O'C$ под углом $\angle OO'C = \angle OO'B$, мы для каждого положения носика двигателя найдем внешнюю силу (вес и реакция двигателя) в виде вертикального отрезка между лучами OC и OA , вызывающую опускание носика. При поднимании носика эти силы выражаются отрезками между лучами $C'O$ и $C'B$.

На фиг. 1,11 показано подвешивание двигателя сурамских электропоездов завода ВВС. Упорки A у поперечной поддерживающей балки, служащей одновременно и

междурамным скреплением, образуют вместе с приливами двигателей (носиками) *B* пространство, в которое закладываются стальные литые балочки *C*. Между балочками вложены спиральные рессоры *D*. Рессоры лежат в гнездах, выточенных в балочках *C*, кроме того, через них пропущены болты *E* со втулками *H*, служащими упорками, для ограничения сжатия рессор *D*.

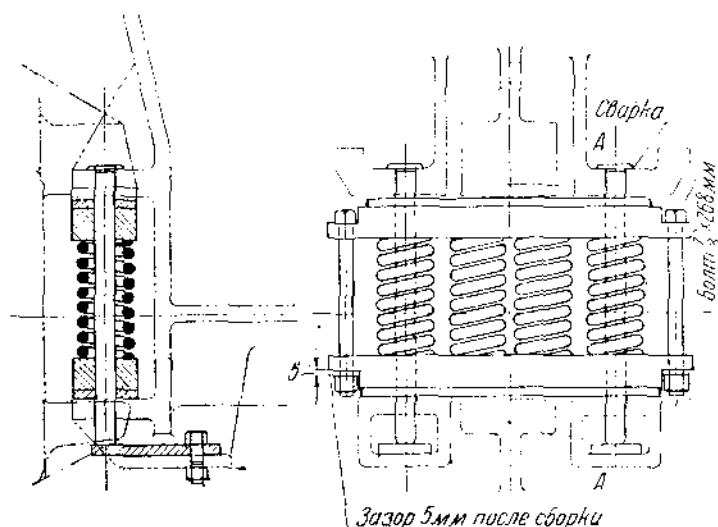


Фиг. 1,11. Подвешивание тяговых двигателей суржских электровозов ВЭС.

В случае поломки рессор балочка *C* ложится на втулки *H* и двигатель, несколько повернувшись вокруг движущей оси, остается закрепленным у поперечной балки.

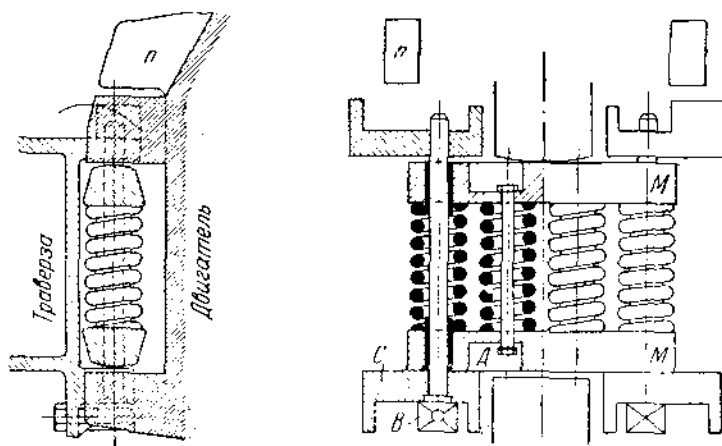
Для выемки двигателя достаточно освободить боковые упорки *k* и вынуть вбок целиком всю подвесную систему, т. е. балочки *C* и рессоры *D*, несколько стянув рессоры болтами *E*, чтобы уменьшить распор между балочками *C*. При прохождении колесной парой односторонних неправильностей пути происходит перекашивание ее относительно рамы, а вместе с тем и перекашивание тягового двигателя, возможность чего обеспечивается цилиндрической формой носика *B*.

На фиг. 1,12 показано подвешивание двигателя сурамских электропоездов по типу ГЕС на четырех спиральных рессорах, закладываемых между балочками. Крайние болты стягивают обе балочки и облегчают постановку рессор на место. Против выпадения балочек и рессор вбок служат болты, устанавливаемые в консолях, отлитых в поперечных междурамных скреплениях.



Фиг. 1,12. Подвешивание тяговых двигателей сурамских электропоездов ГЕС.

На фиг. 1,13 показана подвеска двигателей, примененная на железной дороге Париж—Орлеан (Р—О). Здесь имеются также четыре рессоры между двумя поперечными балочками М. Болты А, пропущенные через средние рессоры, связывают обе балочки. Болты В пропущены через крайние рессоры и через траверсы С и слу-



Фиг. 1,13. Подвешивание тяговых двигателей сурамских электропоездов на железной дороге Париж—Орлеан.

жат для удерживания поперечных балочек с рессорами против выпадания. Для выемки двигателя необходимо несколько подтянуть средние болты А и высвободить крайние болты В.

Рессоры для подвески двигателей рассчитываются таким образом, чтобы при максимальной силе тяги они не срабатывались до конца. Эти рессоры подвержены

действию примерно половины веса двигателя и силы реакции от передачи. Последняя, как мы видели ранее, может быть принята равной

$$Z = \frac{F_{\max} D_k}{2e},$$

где F_{\max} — максимальная сила тяги, развиваемая одной осью, принимаемая обычно равной $\frac{1}{3}$ статического давления на ось (т. е. коэффициент сцепления при расчете принимается равным $\frac{1}{3}$); e — расстояние движущей оси до опоры двигателя на поперечной балочке; D_k — диаметр движущих колес.

Примем $D_k = 1200$ мм, $F_{\max} = 6600$ кг, $e = 1150$ мм, тогда усилие, передающееся на рессоры, будет

$$Z = \frac{F_{\max} D_k}{2e} = \frac{6600 \cdot 1200}{2 \cdot 1150} = 3430 \text{ кг.}$$

Размеры спиральных рессор: диаметр прутка $\delta = 22$ мм, радиус витков $r = 350$ мм, число витков $n = 6,5$.

Напряжение материала рессор

$$K = 16 \cdot \frac{Zr}{\pi \delta^3} = \frac{16 \cdot 350 \cdot 3430}{3,14 \cdot 22^3 \cdot 6,5} = 14,4 \text{ кг/мм}^2.$$

Жесткость рессоры

$$Ж = \frac{\delta^4 G}{64 \pi r^3} = \frac{22^4 \cdot 8500}{64 \cdot 6,5 \cdot 350^3} = 112 \text{ кг/мм},$$

где G — модуль упругости при сдвиге, равный 8500 кг/мм².

При наибольшей силе тяги рессора сожмется на

$$f' = \frac{Z}{Ж} = \frac{3430}{4 \cdot 112} = 7,65 \text{ мм.}$$

Собственный вес двигателя, лежащий на рессорах,

$$5600 \cdot 0,5 = 2800 \text{ кг,}$$

что дает прогиб

$$f'' = \frac{2800}{4 \cdot 112} = 6,25 \text{ мм.}$$

Общий прогиб рессоры при наибольшей силе тяги

$$f = f' + f'' = 13,9 \text{ мм.}$$

Общая высота рессоры для подвешивания двигателей в свободном состоянии $H = 205$ мм.

Таким образом даже при наибольшей нагрузке от реакции и веса двигателя, действующих в одном направлении, рессора сжимается не до конца и остается зазор в

$$205 - 22 \cdot 6,5 - 13,9 = 48,1 \text{ мм.}$$

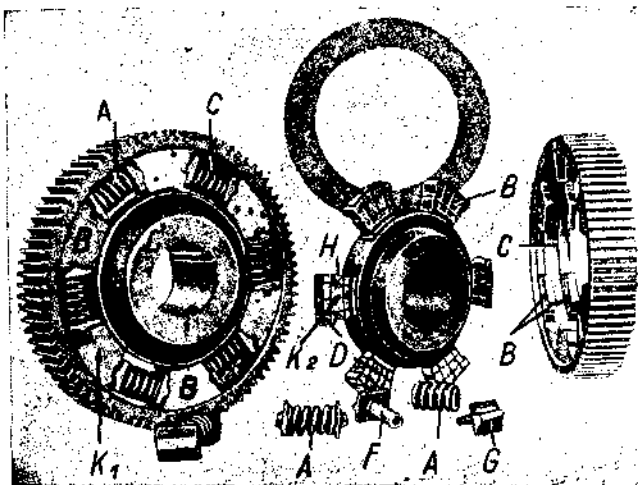
Зубчатая передача устраивается жесткой и упругой.

Жесткая передача вызывает быстрый износ зубчатых колес и моторно-осевых подшипников, которым передаются жестко все толчки, испытываемые движущей осью при прохождении неправильностей пути. При большой мощности двигателя следует поэтому ставить упругую зубчатую передачу.

Двухсторонняя зубчатая передача делается упругой также с тем, чтобы заставить работать обе стороны одинаково даже и при не совсем правильной постановке шестеренок. Однако на электровозах дороги Great Northern на электрифицированной линии Cascade Tunnel в 1909 г. были поставлены неупругие передачи, и в работе они оказались вполне удовлетворительными.

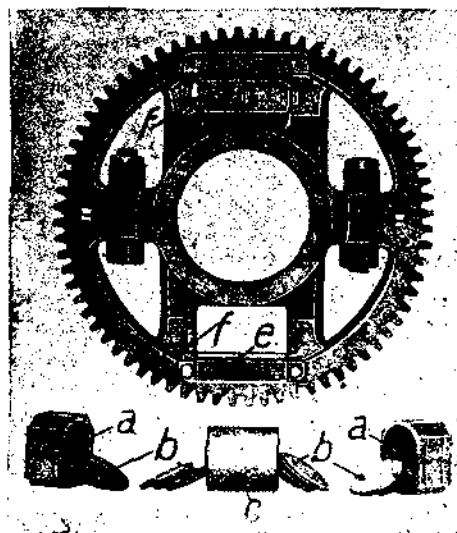
При неупругой двухсторонней зубчатой передаче непременно должны ставиться косые зубцы, обеспечивающие равномерное распределение усилия на обе стороны. При малейших неправильностях в посадке зубчатой передачи косые зубцы вызывают поперечные передвижения якоря и равномерное распределение усилий на оба зубчатых колеса. Эти передвижения могут повлечь к нежелательным ударам в зубчатой передаче, поэтому при больших скоростях желательно ставить упругие зубчатые передачи.

В подавляющем большинстве случаев устраивается пружинящим только большое зубчатое колесо и только в случае небольшого передаточного числа, когда малое зубчатое колесо имеет достаточные размеры, оно также устраивается пружинящим. Пружинящие колеса устраиваются с отъемным венцом, причем последний может быть разрезным и неразрезным. Разрезные венцы допускают легкую смену в случае износа, в то время как для смены неразрезного зубчатого колеса приходится снимать с оси и движущее колесо. При этом, конечно, съемные венцы должны сниматься по направлению внутрь с тем,



Фиг. 1,14. Пружинящее зубчатое колесо Сешерона с неразрезным венцом.

чтобы не было необходимости при смене венцов обоих зубчатых колес снимать с обеих сторон движущие колеса. При очень больших усилиях, передаваемых зубчатыми колесами, трудно сохранить неизменным шаг зубца в том месте, где сделаны разрезы по венцу, и нередко наблюдались поломки зубцов именно около разреза из-за изменения расстояния между зубцами. Мы рассмотрим ниже различные способы укрепления съемных венцов—неразрезных и разрезных.



Фиг. 1,15. Пружинящее зубчатое колесо Сешерона с разрезным венцом.

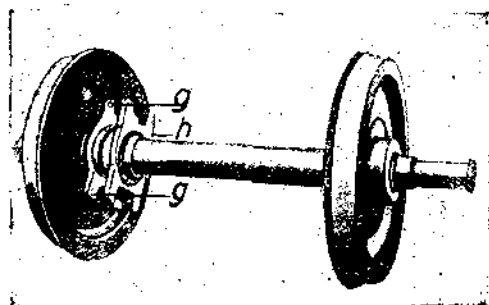
На фиг. 1,14 показана конструкция пружинящего зубчатого колеса Сешерона с неразрезным венцом, с шестью спиральными рессорами *A*, располагаемыми в вырезах тела зубчатого колеса. Венец снабжен парными выступами *B*, между которыми могут проходить выступы *D* в теле зубчатого колеса. С тем чтобы на зубчатое колесо можно было надеть венец, вырезы *C* устраиваются не меньше выступов *D*. В соответствующих вырезах ставятся рессоры *A* на особых втулках *F* и *G* со штифтами, препятствующими

выскакиванию пружины. С обеих сторон ставятся шайбы *J*, укрепляемые штифтами в отверстиях *K*₁ и *K*₂. Пружинящее разрезное зубчатое колесо завода Сешерона изображено на фиг. 1,15—1,17.

Пакет из плоских дисковых рессорных листов *b* помещается в коробку *a*, состоящую из двух половин, имеющих на задней стенке особые упорные выступы.

В середине устанавливается промежуточный барабан *c*, в который входят рессорные пластинки и опираются краями на кольцевой выступ внутри барабана *c*; с другой стороны эти рессоры прижимаются упомянутыми упорками в коробках *a*. Вместо рессорных пластин могут быть поставлены спиральные рессоры. Собранный рессора вставляется в отверстие *d* в теле зубчатого колеса и закрепляется планками *e*.

На ось насаживается втулка *h* с парными поводками *g*; разрезное зубчатое колесо устанавливается (фиг. 1,17) между поводками *g* таким образом, чтобы выступающие части рессорного пакета входили в прямоугольные вырезы в поводках. Обе половинки колеса сболчиваются вместе; неизменное положение одной половины колеса относительно другой достигается постановкой особого фасонного вкладыша в вырезы в теле зубчатого колеса в виде ласточкина хвоста.



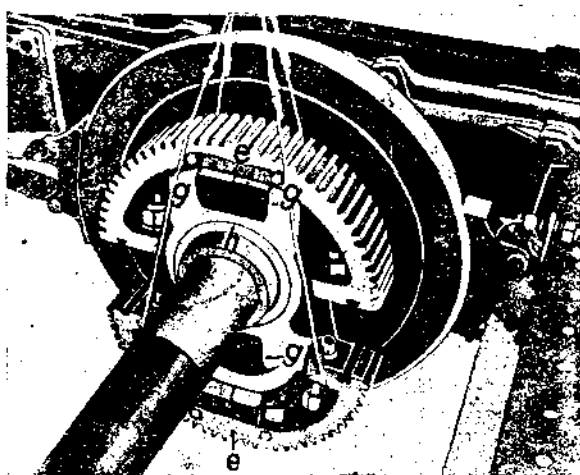
Фиг. 1,16. Пружинящее зубчатое колесо Сешерона с разрезным венцом.

На фиг. 1,18 изображено большое зубчатое колесо с отъемным венцом, примененное на электровозах итальянских железных дорог. Тело зубчатого колеса отливается таким образом, что по своей окружности несет паз *A*, в который вставляется венец, составленный из двух половин и закрепленный 10 болтами.

На фиг. 1,19 изображен отдельно способ затяжки половинок венца при помощи накладок *M*; коническая форма болтов обеспечивает при своевременной подтяжке плотный стык обеих половинок венца. Особое внимание уделено предупреждению разболчивания, так как малейший зазор в стыковом соединении обеих половинок может вызвать поломку зубьев. Тело зубчатого колеса отлито из обыкновенной мягкой стали и расточено для насадки на втулку колеса, венец же и шестеренки отлиты из хромоникелевой стали. Шестеренка изображена на фиг. 1,20.

Благодаря односторонней зубчатой передаче при мощности двигателя в 300 kW ширина зубца получилась в 150 мм.

На фиг. 1,21а изображено большое зубчатое колесо с упругим неразрезным венцом и листовыми рессорами завода Броун (Англия), примененное на первых Сурамских электровозах Сс. Венец



Фиг. 1,17. Пружинящее зубчатое колесо Сешерона с разрезным венцом.

прокатан из хромовой стали следующего химического состава (в %):

Углерод С 0,55—0,65
Марганец Mn 0,7—0,9
Фосфор Р 0,05

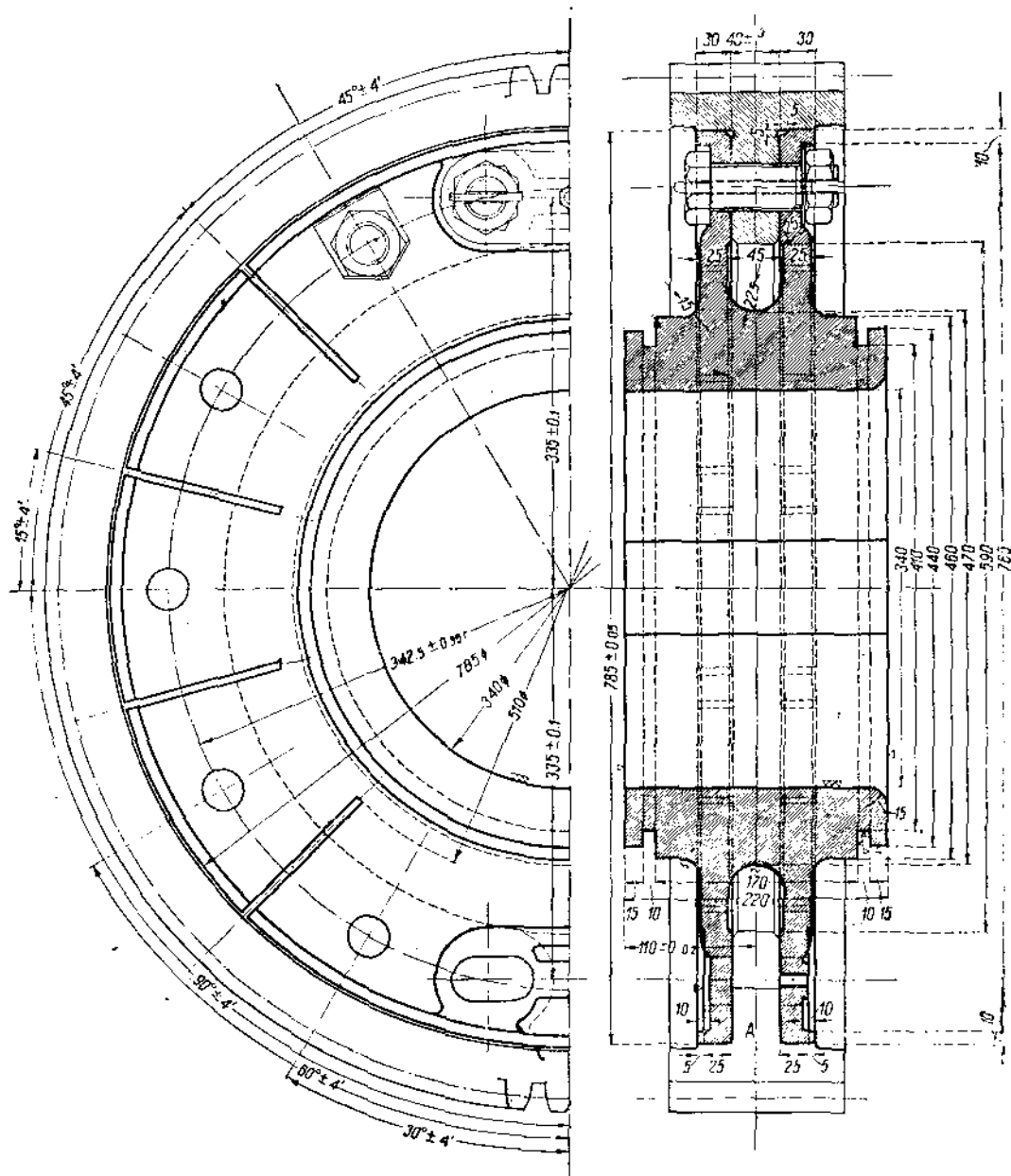
Сера S 0,05
Кремний Si 0,25
Хром Cr 0,6—0,8.

Временное сопротивление этой стали на разрыв 70 kg/mm^2 при удлинении 12% (образец 12,5 мм диаметром и 50 мм длиной).

Центр зубчатого колеса выполнен из стали твердостью 130—190 по Бринеллю следующего химического состава (в %):

Углерод 0,3—0,4
Кремний 0,37
Сера 0,06

Фосфор 0,005
Марганец 0,5—0,8

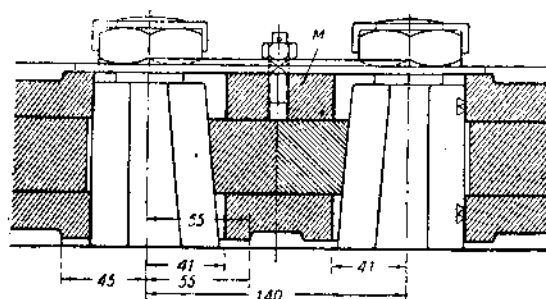


Фиг. 1.18. Зубчатое колесо с отъемным венцом.

Между венцом и центром установлено 25 пачек листовых рессор по 10 шт. в пачке размерами 74×130 мм, толщиной 2 мм. Венец соединяется с центром при помощи двух накладных шайб на заклепках с потайными головками.

Шестеренка (фиг. I, 216) откована из никелевой стали с 3,5% содержанием никеля.

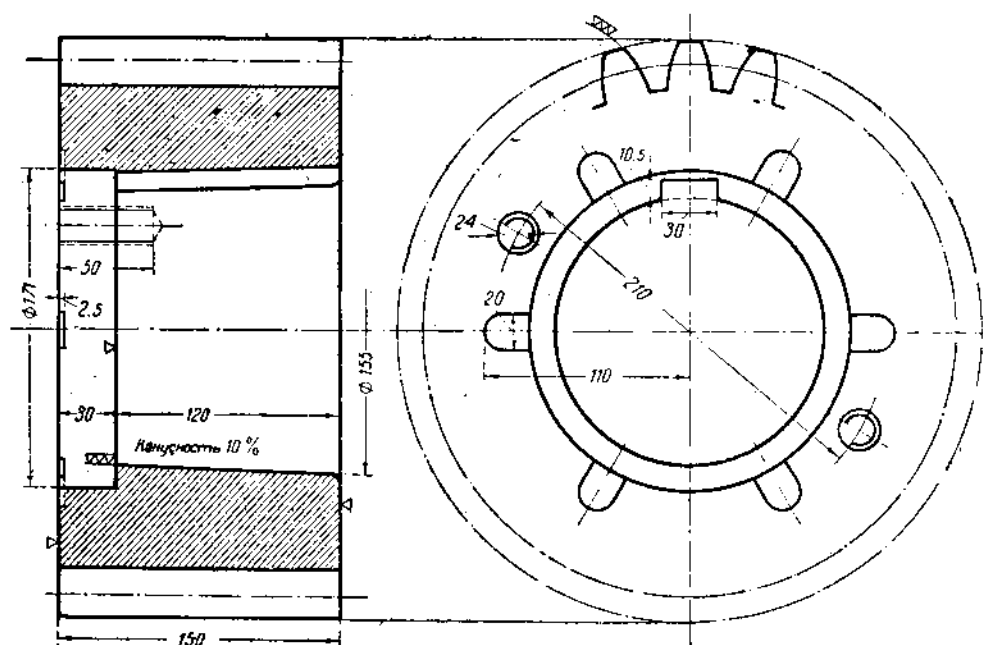
На фиг. 1, 22 показан пакет листовых рессор, примененный для упругой зубчатой передачи на советских электровозах ВЛ и Сс (Сурамский тип). В каждом пакете установлено по восемь рессорных пластин (по две по ширине зубчатого колеса) из хромованадиевой электростали, химического состава $C = 0,4 - 0,5\%$; $Mn = 0,4 - 0,8\%$; $P < 0,04\%$; $S < 0,04\%$; $Cr = 0,8 - 1,1\%$; $V = 0,15 - 0,25\%$.



Фиг. 1,19.

Между рессорными листами находится фасонная цементированная прокладка из стали $C = 0,15 - 0,25\%$; $Mn < 0,5\%$; $P < 0,04\%$; $S < 0,05\%$. Рессорные пакеты устанавливаются с начальным натяжением, что достигается, с одной стороны, тем, что паз в венце зубчатого колеса делается меньшей ширины, чем толщина пакета в свободном состоянии, а с другой стороны, тем, что паз в теле центра зубчатого колеса меньше паза в венце зубчатого колеса. Получающийся таким образом

общий прогиб рессор, расположенных с одной стороны, обозначим f_0 . Если примем, что начальное сжатие всех n рессорных пакетов соответствует силе тяги электро-



Фиг. 1,20.

воза при коэффициенте сцепления φ_k и расстояние верхнего паза тела зубчатого колеса до центра колеса равно r_0 , то величина начального усилия найдется равной

$$T_0 = \frac{P \varphi_k D_k}{2 r_0 n},$$

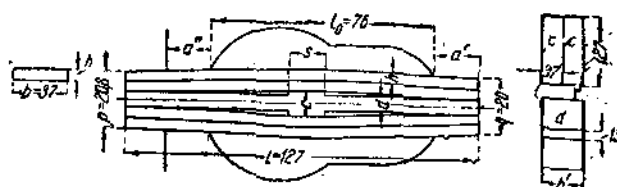
где P — нагрузка на колесо при двухсторонней передаче или на ось — при односторонней передаче. Величину необходимого начального прогиба рессор f_0 найдем из формулы

$$f_0 = \frac{2 T_0 l_k^3}{48 EJ},$$

хромованадиевая сталь с пределом упругости 125 kg/mm^2 ; допускаемое напряжение принято 56 kg/mm^2 .

Правильный подбор материала шестеренки и зубчатого колеса имеет особенно важное значение. На практике употребительны следующие материалы:

Шестеренка	Зубчатое колесо (большое)
Сталь незакаленная, с сопротивлением на разрыв $70-80 \text{ kg/mm}^2$ и удлинением 13%	Стальное литое, сопротивлением на разрыв $50-60 \text{ kg/mm}^2$, удлинение 15-18%
Углеродистая электросталь и хромоникелевая сталь, цементированная и закаленная	Стальное литое, закаленное или венец из закаленной стали
Хромоникелевая сталь, цементированная	Хромоникелевая сталь, цементированная



Фиг. 1,22. Пакет листовых рессор для упругой зубчатой передачи электровозов ВЛ и Сс.

Ниже приведена твердость стали (по Бринеллю), употребляемой для зубчатых колес:

Нормальное стальное литье	твердость 180	на глубине 0,54
Литая шестеренка	230	0,432
Сменный венец	260	0,374
Закаленная электросталь (большое колесо)	480	0,30
Закаленное стальное литье (большое колесо)	600	0,20

Закаленные зубчатые колеса шлифуются, чем достигается особая точность профиля и как следствие бесшумность и значительное повышение к. п. д. передачи.

Ниже приведена заимствованная из книги А. Dover'a „Electrical Traction“ сравнительная таблица физических свойств термически обработанных и необработанных зубчатых колес (табл. 3).

В последнее время входят в употребление зубчатые колеса с винтовым зубом, дающие бесшумную работу; колеса имеют непрерывное зацепление одно с другим, почему усилие с зуба на зуб передается без ударов, совершенно плавно. Угол наклона зубцов около 7° . При косых зубцах, употребляемых при неупругой двухсторонней передаче, угол наклона зубцов доводится до 30° .

На основании своего опыта швейцарские железные дороги считают наиболее пригодным материалом для зубчатых колес хромоникелевую сталь с временным сопротивлением 90 kg/mm^2 и удлинением 14-18%. Большая твердость материала в связи с уменьшением удлинения ведет к частым поломкам зубьев.

Длину зуба не следует делать более 150 мм, так как благодаря зазорам в подшипниках и изгибу вала нельзя рассчитывать, что длинные зубья будут работать по всей длине.

В табл. 4 приведены механические свойства зубчатых колес из стали Nuthall, употребляемой в Америке, а на фиг. 1,23 даны кривые твердости на различной глубине этой стали при различных способах ее термической обработки.

Расчет прочности зубчатой передачи. При расчете зубчатой передачи за наибольшее расчетное усилие принимаем усилие, соответствующее максимальной силе тяги по сцеплению. Таким образом, принимая коэффициент сцепления $\varphi_{\max} = \frac{1}{3}$ и обозначая нагрузку на движущую ось P , диаметр движущего колеса D_k и диаметр делительной окружности D_0 , расчетное усилие получим равным

$$Z = \frac{P \varphi_{\max} D_k}{D_0}.$$

Зубья рассчитываем на изгиб, предполагая, что все усилие воспринимается лишь одним зубом и точка приложения этого усилия находится на расстоянии h от основания зуба, равном высоте самого зуба. Таким образом изгибающий момент будет равен $M = Zh$, а вызываемое им напряжение

$$K_{изг} = \frac{M}{W} = \frac{Zh}{W}.$$

Поверочный расчет зубчатой передачи

Диаметр движущих колес $D_k = 1200$ мм
Диаметр делительной окружности $D_0 = 897$ "
Высота зуба $h = 25$ "
Ширина $b = 25$ "
Длина зуба (ширина зубчатого колеса) $l = 150$ "
Нагрузка на ось $P = 2200$ кг

Принимая максимальный коэффициент сцепления колеса с рельсом $\varphi_{\max} = \frac{1}{3}$, расчетное максимальное усилие на ободу колес найдем равным $P \cdot \varphi_{\max} = \frac{22000}{3} = 7330$ кг.

На зубе это усилие будет (односторонняя зубчатая передача)

$$Z = \frac{7330 \cdot 1200}{897} = 9830 \text{ кг.}$$

Считая, как выше сказано, что все усилие Z приложено к одному зубу на высоте h от основания зуба, изгибающий момент получим равным

$$M = 9830 \cdot 25 = 246000 \text{ кг мм.}$$

Таблица 3

Механические свойства обработанных и необработанных зубчатых колес

Материал	Способ термической обработки	Род металла	Временное сопротивление на разрыв в кг/мм ²	Предел упругости в кг/мм ²	Удлинение (объемное) 50 мм в %	Сужение поперечного сечения в %	Твердость по Бринеллю	Относительная стойкость	Относительная продолжительность службы
Стальное литье	Нет	Содержание углерода среднее	42 — 50	17 — 24	18 — 20	20 — 30	121—150	1,0	1,0
Кованая сталь	Нет	То же	49 — 60	25 — 32	18 — 20	35 — 45	176—196	1,1	1,25
"	Закалка в масле	Высокое содержание С. Однородная структура	77 — 85	57 — 60	10 — 15	25 — 35	300—360	1,4	2,5
"	Специальная	Среднее содержание С. Однородная структура	98 — 105	98 — 105	—	—	420—600	2,0	3,5
"	"	Поверхность с большим содержанием С закаленная; сердцевина малоуглеродистая, вязкая	—	(см. примечание)	—	—	555 650	2,0	5,0

Примечание. Указанные данные не могли быть получены, так как после термической обработки выгезаемые образцы дают различные показатели в зависимости от места взятия пробы.

Таблица 4

Сравнительная таблица материалов Nuthall (Америка) для зубчатых колес

Стальное колесо	Содержание С в %	Способ обработки	Сопротив- ление на разрыв в kg/mm ²	Предел упругости в kg/mm ²	Удлинение в %	Сужение поперечного сечения в %	Твердость по Бринеллю	
							поверхности	сердцевины
Кованое	От 0,15 до 0,25	Цементация До обработки после	32 — 35	15 — 18	25 — 35	30 — 40	118	118
			29 — 35	20 — 21	24 — 30	42 — 43	502 600	134
Кованое	От 0,40 до 0,50	Закалка в воде До обработки после	42 — 53	21 — 28	25 — 30	25 — 35	140	140
			77 — 84	49 — 56	8 — 14	28 — 34	480	230
Кованое	От 0,55 до 0,65	Закалка в масле До обработки после	53 — 56	42 — 49	15 — 20	25 — 35	140	140
			80 — 88	49 — 56	12 — 16	30 — 40	280 360	230
Литое	От 0,35 до 0,45	Закалка с отпуском До обработки после	46 — 53	21 — 28	25 — 30	40 — 50	121 155	121 155
			77 — 84	53 — 60	6 — 10	20 — 25	364 477	260 340
Кованое	От 0,40 до 0,50	Специальная обработка До обработки после	42 — 53	21 — 28	18 — 22	25 — 35	140	140
			95 — 100	67 — 70	8 — 12	25 — 35	418 512	280 340

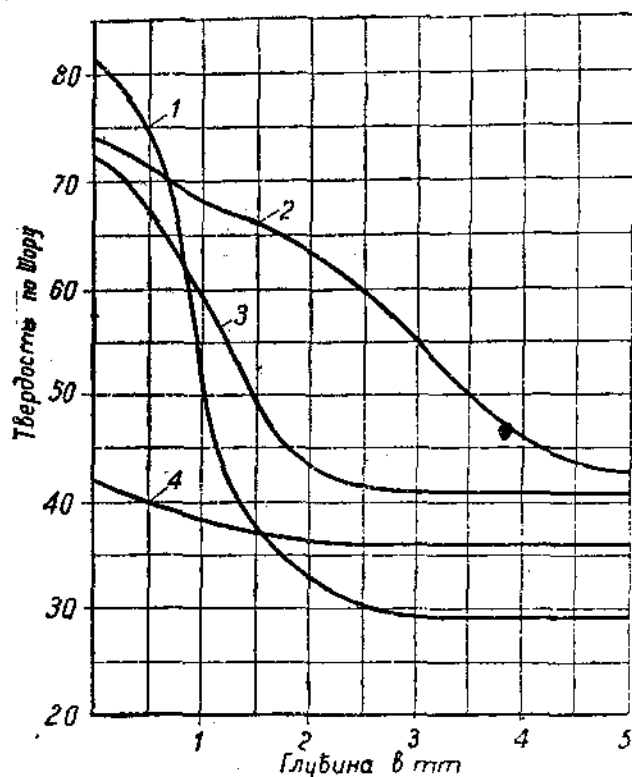
Момент сопротивления зуба в опасном сечении (у основания)

$$W = \frac{1}{6} \cdot 150 \cdot 25^2 = 15\,600 \text{ мм}^3.$$

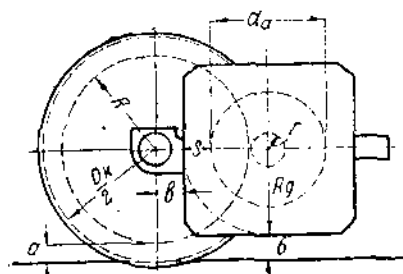
Изгибающее напряжение

$$K_{из} = \frac{246\,000}{15\,600} = 15,8 \text{ кг/мм}^2.$$

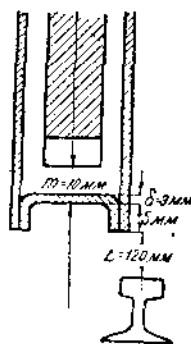
Принимая сталь Nuthall по табл. 4 с сопротивлением на разрыв 75—80 кг/мм², пределом упругости 55—60 кг/мм² и удлинением $\lambda = 8\text{—}10\%$, находим, что коэффициент прочности приблизительно равен 5.



Фиг. 1,23. Твердость стали Nuthall (Америка).



Фиг. 1,24.



Фиг. 1,25.

Приведем основные данные, определяющие зубчатую передачу. Обозначим поперечному диаметру движущих колес через D_* , радиус большого зубчатого колеса — R и радиус шестеренки — r . При выбранной скорости двигателя и соответствующей скорости электропоезда мы имеем вполне определенное соотношение зубчатых колес

$$\frac{R}{r} = i.$$

Радиус большого зубчатого колеса должен быть выбран таким образом, чтобы оставался достаточный зазор a между зубчатым колесом и рельсом (фиг. 1,24).

Примем минимальное расстояние кожуха зубчатки до головки рельсов при новых бандажах $\Delta = 120$ мм; расстояние между низом зубчатого колеса и внутренней поверхностью кожуха $m = 10$ мм (фиг. 1,25), толщину стенок кожуха $\delta = 3$ мм (если предусмотрен сварной кожух, то около $n \approx 5$ мм следует иметь на сварку швов). Таким образом диаметр большого зубчатого колеса будет

$$2R = D_* - 2a = D_* - 2(\Delta + m + \delta + n).$$

Расчетный же диаметр по кругу зацепления будет уменьшен на двойную величину расстояния от верха зуба до линии зацепления, т. е. на величину $2h_1$ (h_1 часто берется равным модулю M , тогда как высота остальной части зуба $h_2 = \frac{7}{6} M$).

Модуль зубчатого колеса определяет прочность зубцов и выбирается в зависимости от усилий на ободе колес.

При усилиях на ободе движущих колес F_k выше 2000 kg модуль берется $M=10$ и выше. Для $F_k < 2000$ kg берется $M=9$ и для малых трамвайных двигателей $M=8$.

Радиусы R большого и r малого зубчатого колеса должны, очевидно, удовлетворять условию

$$R = \frac{Mz_1}{2}, \quad r = \frac{Mz_2}{2},$$

где z_1 и z_2 — числа зубцов соответствующих колес.

Соотношение $\frac{z_1}{z_2} = i$ определяет число оборотов двигателя

$$n = i \cdot n_k,$$

где n_k — число оборотов движущих колес.

С другой стороны,

$$n_k = \frac{V \cdot 1000}{\pi D_k 60},$$

где V — скорость электровоза в km/h. Расстояние между центрами зубчатых колес, равное расстоянию между валом двигателя и движущей осью, носит название центральной и равно

$$C = \frac{M}{2} (z_1 + z_2).$$

В заключение резюмируем преимущества и недостатки трамвайной подвески.

Как и в случае непосредственной передачи при трамвайной подвеске мы встречаемся с ограничением размеров двигателя в зависимости от диаметра движущих колес.

Из фиг. 1,24 видно, что

$$\frac{D_k}{2} = R + a. \quad (3,5)$$

Кроме того, имеем следующие соотношения между радиусами зубчатых колес, централью C и радиусом двигателя R_g

$$R_g + b = R + r = C, \quad (3,6)$$

где b — необходимое расстояние между центром движущей оси и кожухом двигателя, определяемое в зависимости от диаметра оси конструктивными соображениями.

При принятых нами обозначениях скорость движения электровоза выразится в виде

$$V = \frac{D_k \cdot \pi \cdot n \cdot 3,6}{60 i} = \frac{\pi D_k n 3,6 r}{60 \left(\frac{D_k}{2} - a \right)}. \quad (3,7)$$

Кроме того, из уравнений (1,1) и (3,1) имеем

$$R_g = R + r - b = \frac{D_k}{2} + r - (a + b)$$

или, принимая во внимание уравнение (3,2), окончательно получим

$$R_g = \frac{D_k}{2} - (a + b) + V \frac{1 - \frac{2a}{D_k}}{0,12 \pi n}. \quad (3,8)$$

Это уравнение дает зависимость между размером двигателя и диаметром движущих колес.

От этой зависимости мы легко перейдем к зависимости между диаметром якоря D_a , его числом оборотов n , определяющими мощность двигателя, и диаметром движущего колеса D_k . Из фиг. 1,24 следует

$$\frac{D_a}{2} + s = R_g,$$

и, подставляя в уравнение (3,8), получим

$$D_a = D_k - 2a - 2(b + s) + V \frac{1 - \frac{2a}{D_k}}{0,06 \pi n}.$$

Член $2(b + s)$ определяется конструкцией двигателей и для существующих двигателей может быть принят равным $2(b + s) = 0,5 \text{ м}$.

Если середина мотора приподнята на величину h над центром оси, то

$$R_g = \frac{D_k}{2} - \sigma + h,$$

где σ — габаритное расстояние низа мотора до головки рельса.

Проводя оценку трамвайной подвески двигателей с точки зрения основных требований, предъявляемых к локомотивным передачам, мы должны отметить, что большим преимуществом трамвайной подвески перед ранее рассмотренной непосредственной передачей является наличие зубчатой передачи, позволяющей придавать двигателям более высокие скорости, что значительно удешевляет стоимость и понижает вес двигателя.

Хотя при трамвайной передаче мощность двигателя на единицу объема получается выше, чем у двигателей, непосредственно насаженных на ось, благодаря лучшему использованию активной массы двигателя, однако, как мы выше видели, мощность его все же ограничивается диаметром движущих колес и габаритом подвижного состава.

По сравнению с двигателями, непосредственно насаженными на ось или насаженными на полую ось, двигатели при трамвайной подвеске имеют более низкий к. п. д. благодаря дополнительным потерям в зубчатой передаче и особенно при больших скоростях.

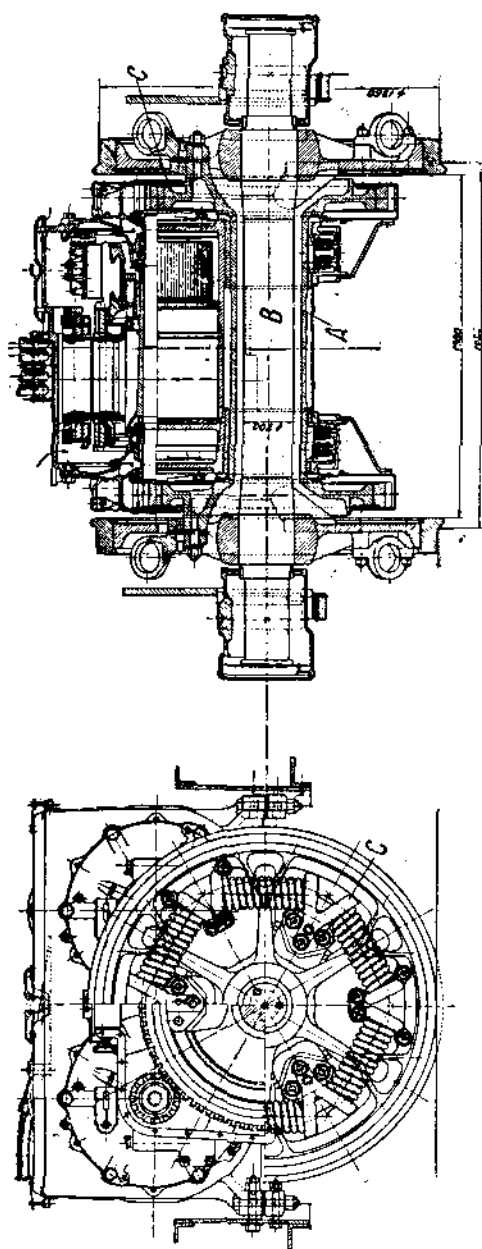
Большим недостатком трамвайной подвески является низкое расположение центра тяжести вследствие низкого расположения самих двигателей, а также вредное воздействие их на путь, поскольку часть веса двигателей передается жестко на путь. Кроме того, как мы уже видели, трамвайная подвеска дает большое усилие от реакции двигателя, которое также передается жестко через ось на верхнее строение пути.

4. Передача при помощи полый оси и зубчатых колес

Этот тип передачи применяется на электровозах с двигателями, расположенными над осями. Расположение двигателей над осями имеет большое преимущество перед двигателями с трамвайной подвеской: сами двигатели оказываются легко доступными для осмотра и ремонта; вместе с тем повышается центр тяжести наддрессорного строения электровоза и оказывается возможным уменьшить расстояние между движущими осями, что позволяет уменьшить длину, а вместе с тем и вес электровоза.

Как уже ранее указывалось, в случае двигателей, непосредственно насаженных на движущую ось, и в случае двигателей с подвеской по типу трамвайной, размеры, а следовательно, и мощность двигателей ограничены размером движущих колес. Для того чтобы повысить мощность, передаваемую на каждую ось, при двигателях, расположенных над осями, можно применять двигатели-близнецы, т. е. с двумя якорями и общим каркасом, значительно увеличивая общую мощность.

Для дорог постоянного тока деление мощности одного двигателя на два имеет особое значение, так как увеличение общего числа двигателей вдвое позволяет иметь значительно большее количество различных группировок двигателей, а следовательно и большее количество скоростей, при которых электровоз может работать без реостатов; в то же время при этом понижается напряжение на коллекторе двигателя.



Фиг. 1,26. Передача при помощи поллой оси.

На фиг. 1,26 изображена конструкция поллой оси при установке двигателей над осями. Через полую ось *A* пропускается с достаточным зазором (35—40 mm) движущая ось *B*. Усилие от двигателя передается поллой оси при помощи укрепленных на ней больших зубчатых колес *C*. Сама полая ось вращается в подшипниках, жестко укрепленных на каркасе двигателя, и передает усилие движущей оси. Таким образом обеспечивается неизменное расстояние между центрами зубчатых колес.

Передача усилий от поллой оси к движущей производится различными способами.

Передача Вестингауза. Передача усилий от поллой оси к движущей производится при помощи шести рессор *a* (фиг. 1,27), расположенных между спицами колеса. Эти рессоры одним концом вставлены в рессорные втулки *b*, укрепленные на движущей оси, а другим концом во втулки *c*, укрепленные болтами к поллой оси. Рессоры работают в зависимости от направления движения на сжатие или на растяжение, почему необходимо предвидеть для возможности растяжения рессоры зазор между спицей и втулкой *c*, вследствие чего рессоры имеют очень малую длину. Слабым местом этой передачи являются спиральные рессоры, часто ломающиеся, так как при прохождении колесами неровностей пути происходит вертикальное перемещение движущей оси внутри поллой и смещение кондов рессор *a*. Поломки этих рессор происходят тем чаще, чем короче рессора и чем хуже содержится железнодорож-

ный путь. На основании статистики¹ подбором соответствующего материала удалось средний пробег спиральных рессор поднять до 350 000 km.

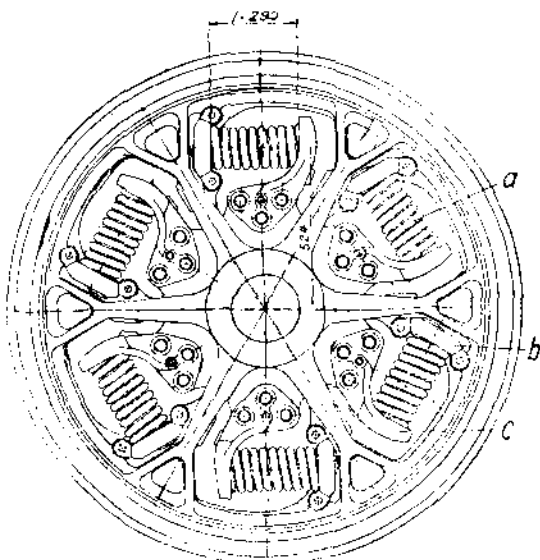
Следует отметить, что при изломе рессор электровоз может продолжать свою работу до ближайшего депо, где производится смена рессоры, и что стоимость замены рессор составляет ничтожную долю (2—3%) всех расходов по ремонту. Для улучшения работы передачи были предложены различные способы и видо-

¹ «Sécheron Mitteilungen» № 1, 1929, Triebwerks Anordnungen der Sécheron Triebfahrzeuge. A. Müller.

изменения этой системы, более или менее предотвращающие частую поломку рессор.

Интересными в этом отношении являются ниже рассмотренные способы передачи.

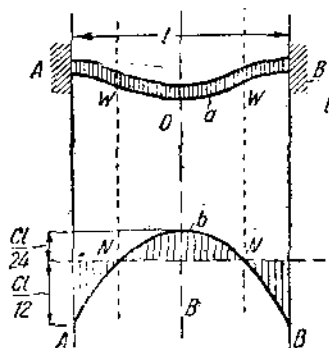
Передача Сешерона. Отличие передачи Сешерона от системы Вестингауза с полым валом заключается в том, что, в то время как в системе Вестингауза каждая из шести рессор одного колеса, передающих усилия от полых осей движущему скату, работает на сжатие или на растяжение в зависимости от направления вращения, половина рессор передачи Сешерона работает при передаче тягового усилия на растяжение, половина на сжатие. Эти рессоры располагаются попарно таким образом, что давят на общую упорку *C* (фиг. 1,26), укрепленную болтами к полых осям; другими своими концами рессоры лежат на тарелках, укрепленных на движущих колесах. Указанное расположение спиральных рессор позволяет придавать им большую длину или иметь значительно меньший диаметр движущих колес, чем в случае передачи Вестингауза. На фиг. 1,26 приведена передача Сешерона, причем минимальный диаметр колес равен 1 350 мм, в то время как при передаче Вестингауза — 1 610 мм.



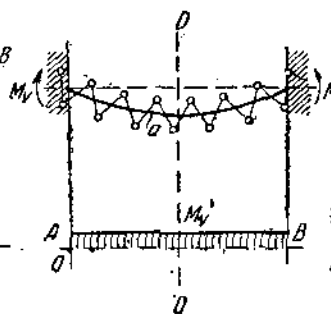
Фиг. 1,27. Передача Вестингауза.

Указанное обстоятельство позволяет применять передачу Сешерона и для тихоходных (товарных) электровозов.

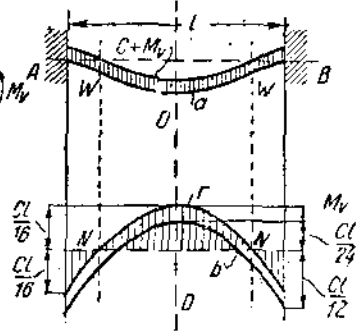
Кроме того, в передаче Сешерона предусмотрена эксцентричная передача сжимающих усилий через рессоры при развитии силы тяги с таким расчетом, чтобы



Фиг. 1,28.



Фиг. 1,29.



Фиг. 1,30.

это усилие в рессорах вместе с усилиями от центробежной силы дало бы наилучшее использование материала рессоры. Примем, что центробежная сила *C* действует как равномерная нагрузка по всей длине рессоры *l*, которую мы можем рассматривать как балку с заделанными концами. Изгибающий момент на опорах от упомянутой нагрузки выразится в виде

$$M' = \frac{Cl}{12}$$

и посредине пролета

$$M'' = \frac{Cl}{24}$$

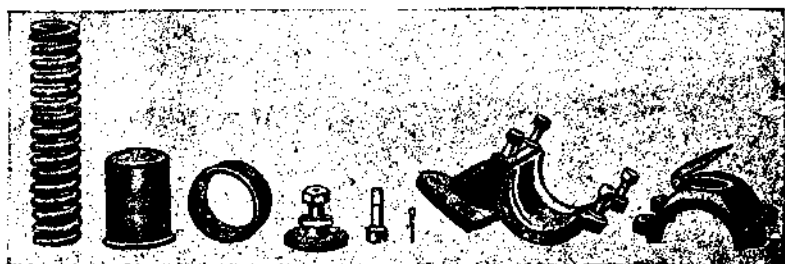
(фиг. 1,28).

Рессора устанавливается, как выше было упомянуто, эксцентрично (фиг. 1,29) и, следовательно, получает изгиб по линии a ; линия моментов M_e имеет вид прямоугольника, высота которого зависит от начального натяжения и эксцентриситета. Последний выбирается с таким расчетом, чтобы результирующий момент от центробежной силы и эксцентричной посадки рессоры дал бы одинаковые по абсолютной величине моменты по концам рессоры и посередине, т. е. так, чтобы

$$M_{\max} = M_A = M_B = M_D = \frac{Cl}{16}$$

(фиг. 1,30), т. е. рессора окажется на 33% менее нагруженной, чем от действия одной центробежной силы ($M = \frac{Cl}{12}$).

В заключение следует отметить, что передача Сешерона требует укрепления рессорных втулок на зубчатом колесе всего в трех местах, вместо шести при передаче Вестингауза. Кроме того, возможность постановки рессор большей длины создает лучшие условия работы их при вертикальных неправильностях рельсового пути.



Фиг. 1,31. Передача АЕГ.

Передача А Е Г. Желая избежать поломок спиральных пружин, завод АЕГ изменил установку этих пружин, применявшуюся заводом Вестингауз. В конструкции АЕГ пружина помещается в двух цилиндрах, заключенных в особую коробку, разрезанную на две половины, сбаливающие вместе (фиг. 1,31). Эта коробка прикрепляется к шайбе полого вала. Оба цилиндра скользят внутри коробки, фланцы же их не позволяют им выйти из коробки. Кольца коробки, в которых скользят цилиндры, а также и поверхности цилиндров, закалены. Общий вид передачи дан на фиг. 1,32. Описанная конструкция упругой передачи от полого вала колесам создает более благоприятные условия работы пружин, предотвращая возможность изгиба их при поперечном перемещении движущей оси относительно полой оси, а также под влиянием центробежной силы. Фотография передачи АЕГ дана на фиг. 1,33. Эта передача установлена на советских быстроходных электровозах 2С_в = 2 ПБ. Следует отметить быстрый износ днищ цилиндров и опорных поверхностей — шайб, прикрепляемых болтами или привариваемых к спицам колес.

Передача с листовыми рессорами итальянских железных дорог. Частые поломки спиральных рессор привели к мысли заменить их листовыми.

На фиг. 1,34 изображена передача с полой осью и листовыми рессорами, примененная на пассажирских электровозах постоянного тока итальянских железных дорог.

Рессоры одним концом заделываются в гнездах полой оси (втулка a служит для ограничения отклонения рессоры), другой конец входит между двумя валиками, укрепленными на центрах движущих осей. Эти рессоры, обладая большим внутренним трением, поглощают в более короткий срок относительные колебания полой и движущей осей¹.

¹ См. „Electrification of Italian Railway“. Доклад инж. Бианки.

Недостатком передачи усилия от полого вала к движущей оси по типу итальянских железных дорог является отсутствие начального натяжения в рессорах, вследствие чего при трогании всегда имеется большое относительное перемещение полого вала и движущей оси.

Кроме рессорного соединения между зубчатым колесом, насаженным на полую ось, и движущим колесом было предложено много систем с рычажным соединением, допускающим большее или меньшее перемещение движущей оси относительно полого вала.

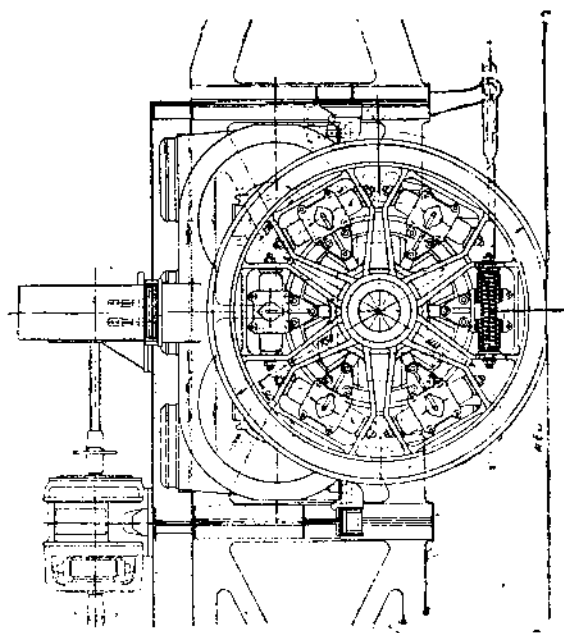
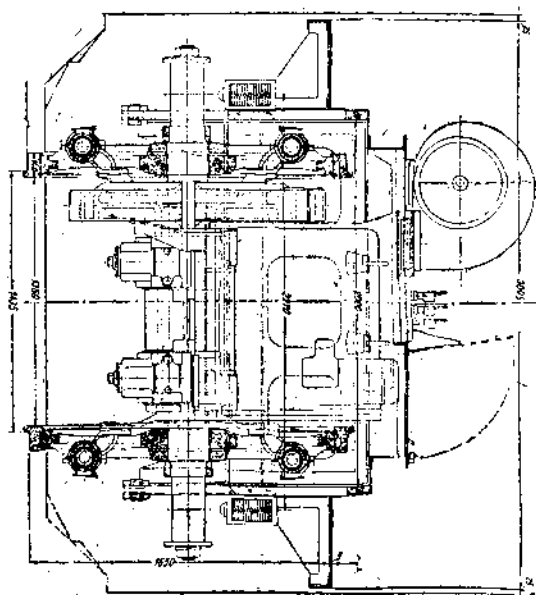
К числу таких систем относятся передачи Шкода-Верке, передача Бухли, получившая широкое распространение, и наконец, передача Эрликон.

Передача Шкода-Верке применена на электровозах типа 1-D₀-1 чехословацких железных дорог и изображена на фиг. 1,35. В основном она представляет уже описанную выше систему завода Ганц с той лишь разницей, что вместо коленчатых рычагов применены прямые рычаги AB и $A'B'$, связанные своими концами стержнем BB' . Середины C и C' стержней связаны серьгами CD и $C'D'$ с зубчатым колесом.

Передача Бухли. Эта передача является чисто рычажной. Особенностью ее является возможность помещения зубчатого колеса снаружи ведущего колеса, что, с одной стороны, сохраняет больше места для помещения двигателя, с другой стороны, позволяет придавать более полные размеры зубчатому колесу, увеличивая его прочность.

При передаче Бухли возможно эксцентричное расположение зубчатого колеса относительно движущей оси. Благодаря этому зубчатое колесо может быть приподнято на величину эксцентриситета e , и следовательно, диаметр зубчатого колеса $2R$ может быть увеличен на $2e$. Если соответственно диаметр малого зубчатого колеса $2r$ уменьшить на $4e$, то вместо отношения зубчатой передачи $i = \frac{R}{r}$ будем иметь

$$i' = \frac{2(R+e)}{2(r-2e)} = \frac{R+e}{r-2e}.$$



Фиг. 1,32. Передача АЕГ.

Если же окажется достаточно иметь отношение

$$i = \frac{R+e}{r-e},$$

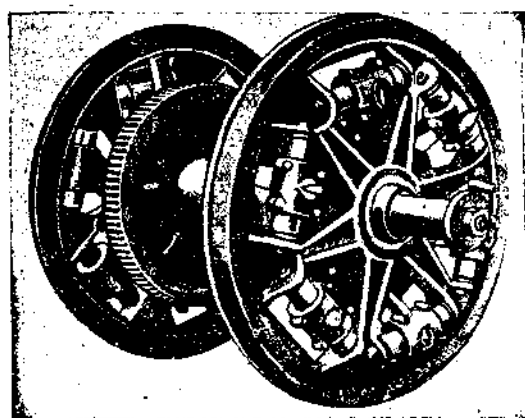
то соответственно диаметр мотора D_m может быть увеличен на $2e$, а следовательно, может быть увеличена и его мощность.

Конструкция передачи изображена на фиг. 1,36. Через отверстия A в теле зубчатки проходят шаровые цапфы, запрессованные на движущем колесе. На цапфы надеваются подвески B из хромоникелевой стали, нижним своим концом прикрепляемые к рычагам, имеющим вращение около валиков D и на другом конце несущим зубчатые сегменты S . Ось малого зубчатого колеса располагается над соответствующей движущей осью.

Описанная конструкция передачи позволяет движущей оси менять в известных пределах свое положение по отношению к раме как в вертикальном, так и поперечном направлении, облегчая установку электровоза в кривых. В то же время эта передача, несмотря на ее эксцентричное положение, передает вращательное движение движущим осям с постоянной угловой скоростью.

Благодаря большой свободе движений в передаче неодинаковая толщина бандажей не нарушает распределения тяговых усилий по колесам.

Усилия от двигателя передаются эластично на движущие колеса благодаря пружинам, находящимся на малом зубчатом колесе между втулкой его, насаживаемой на вал мотора, и венцом зубчатого колеса (на фиг. 1,38 видны указанные пружины, нормально закрытые особым диском, прикрепленным шурупами к телу зубчатого колеса).



Фиг. 1,33. Передача AEG.

Передача Бухли требует тщательного смазывания всех частей. Для этой цели смазка заливается вниз кожуха (фиг. 1,37) зубчатой передачи через пробку t , а также в карманы a через трубки b . Смазка, увлекаемая при вращении зубчатого колеса, стекает в тот или другой карман в зависимости от направления вращения. Оба кармана соединяются между собой и с насосом d трубкой c . У входа в трубку c ставятся фильтры u . Насос d , приводимый в действие от большого зубчатого колеса, получает масло из карманов a , подает его далее через канал e в поддерживающую цапфу и в подшипники f большого зубчатого колеса. Затем масло собирается в круговых каналах h и g и поступает в трубку m и оттуда в подшипники ведущих пальцев M или через канал p в подшипники сегментных рычагов. Масленка S служит для смазки деталей упругой шестеренки. После продолжительной стоянки электровоза перед отправлением смазка заливается в насос d через трубку q .

Вал двигателя вместе с малым зубчатым колесом опирается в трех точках: кроме двух моторных подшипников имеется третья опора для укрепления малого зубчатого колеса на вспомогательной раме, параллельной главной. В вспомогательной раме устанавливается также опора большого зубчатого колеса. Таким образом и шестеренка и большое зубчатое колесо оказываются закрепленными неподвижно по отношению друг к другу. Такая конструкция дает безукоризненное зацепление зубчатых колес, но в то же время требует очень жесткой связи между рамами, препятствующей малейшему искривлению рам и заклиниванию моторных валов.

На электровозах $2C_0 + C_0/2$ испанских железных дорог применена передача Бухли с внутренним расположением зубчатых колес (фиг. 1,38). В этом случае большое зубчатое колесо вращается на полной оси и образует собой коробку, внутри которой помещается весь механизм передачи.

При передаче Бухли благодаря возможности давать некоторое относительное перемещение движущим осям можно применять тележки Цара-Краусса и Краусса-Гельмгольца, что в случае больших скоростей имеет крупные преимущества, так как такие тележки находят так же спокойны, как и двусосные тележки. На электровагонах 1-D₀ 1 с передачей Бухли германских железных дорог были применены тележки Краусса-Гельмгольца. На опытах на линии Bitterfeld—Leipzig были достигнуты скорости до 122 км/ч, причем электровагон имел совершенно спокойный ход, вход в кривые происходил совершенно плавно.

Передача Бухли была применена заводом ВВС для электровагонов 2С1 швейцарских железных дорог с предельной скоростью 90 км/ч. Передача установлена с одной стороны.

В июне 1926 г. для германских железных дорог был построен электровагон 1 D₀ 1 с системой Бухли, с часовой мощностью 2 400 л. с. (длительной 2 000 л. с.) и предельной скоростью 110 км/ч (передача также односторонняя).

Во Франции система Бухли применена на электровагонах железной дороги Париж—Орлеан, где скорости достигают 125 км/ч.

В случае передачи Бухли с выносом зубчатой передачи впереди оси и при эксцентриситете e между движущим и большим зубчатым колесом имеем следующие соотношения (фиг. 1,39):

$$\frac{D}{2} + \Delta + \frac{d}{2} = R + r + e.$$

Расстояние Δ от круга катания колес до вала двигателя включает высоту гребня бандажа и игру рессор; в общей сложности

$$\Delta + \frac{d}{2} \approx 120 - 150 \text{ мм.}$$

Далее имеем

$$R = \frac{D}{2} + e - b.$$

Из обоих уравнений находим

$$r = \Delta + \frac{d}{2} - 2e + b. \quad (4,1)$$

Минимальная величина радиуса шестеренки двигателя найдется равной (при $b = 160 \text{ мм}$ и $e_{\max} = 30 \text{ мм}$)

$$r_{\min} = 120 - 2 \cdot 30 + 60 = 220 \text{ мм,}$$

а при эксцентриситете $e = 0$

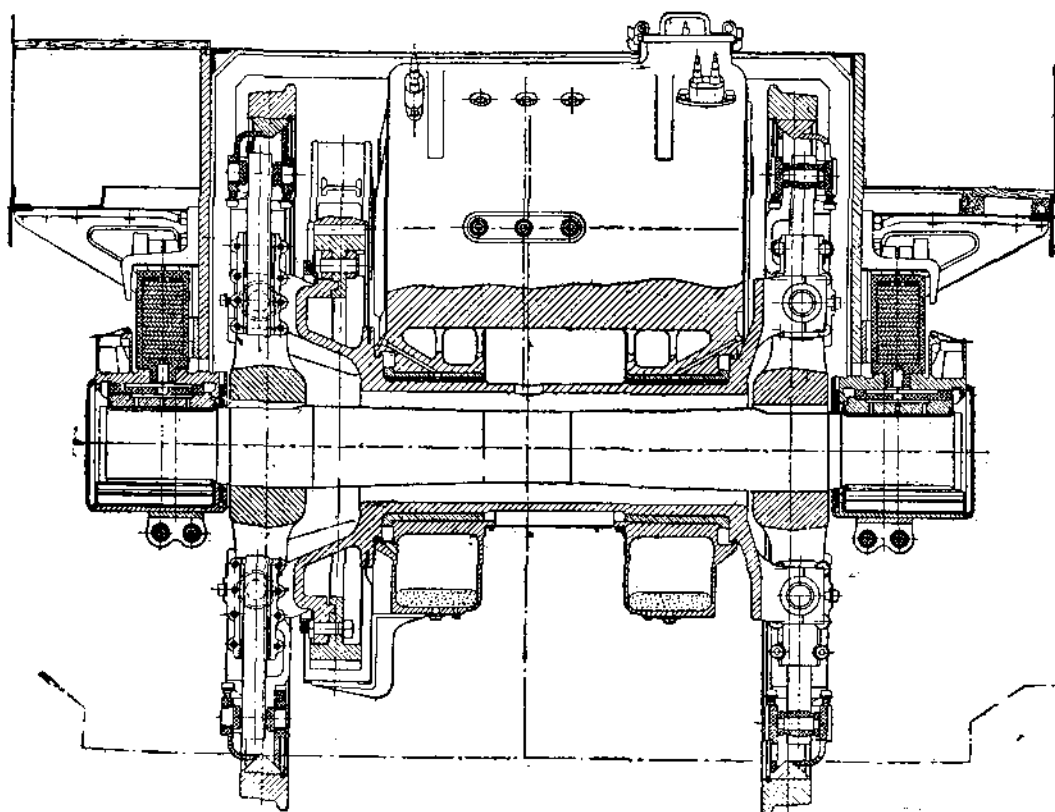
$$r_{\min} = 120 + 160 = 280 \text{ мм,}$$

Таблица 5

Отношение зубчатой передачи на электровагонах с передачей Бухли

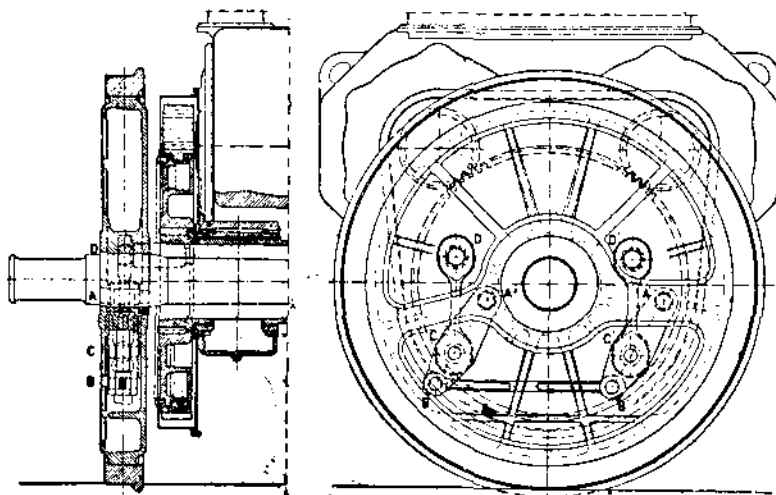
Наименование железных дорог	Диаметр движущих колес D_k в мм	Отношение зубчатой передачи	Предельная скорость	Мощность двигателя в л. с.
Пенсильванская	1 830	1:2,326	145	1 250
Североиспанские	1 560	1:3,43	110	540
Париж—Орлеан	1 750	1:2,55	125	900
Great Indian Peninsula Ry	1 752	1:3,24	120	810
Паулиста	1 600	1:3,24	—	795

Как видно из уравнения (4,1), необходимо ставить шестеренку достаточно большего диаметра даже при большом диаметре движущих колес. Поэтому, приходится назначать небольшое отношение зубчатой передачи или же переходить



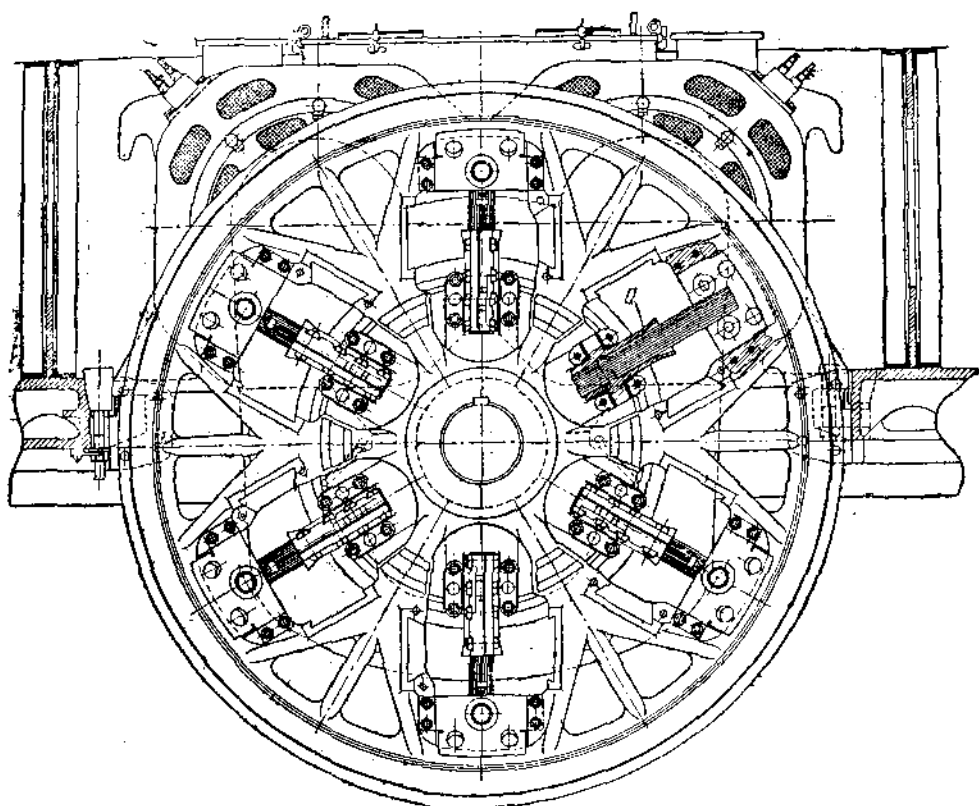
Фиг. 1,34. Передача итальянских

к установке зубчатых колес между движущими колесами, т. е. применять полую ось, как это было сделано на Северной испанской железной дороге (табл. 5).



Фиг. 1,35. Передача Шкода-Верке.

Передача Эрликон. На фиг. 1,40, *a* и *b* показана передача Эрликон, примененная на электровозе 2-С₀-2 железной дороги Great Indian Peninsula Ry(GIP).



железных дорог.

* Двигатели-близнецы 1 передают свое усилие при помощи малой шестеренки 2 на венец большого зубчатого колеса 3 и от него при помощи пружин 4 на центр зубчатого колеса 3' и на полую ось 5. Полая ось отлита вместе с коробкой 6 на противоположной большому колесу стороне. Эта коробка несет кулисы 7, в которых ходят кулисные камни 8; в последних помещены цапфы 9 рамы 10, 11. Эта рама связана при помощи подвесок 12, несущих по концам шаровые цапфы 13, с пальцами 17, запрессованными в движущем колесе 18. Рама сделана разрезной в точках 14 для возможности снятия ее с движущей оси, которую она обхватывает.

Таблица 6

Напряжения в передаче Эрликон

Наименование элементов	Удельное давление в kg/cm^2	Материал	Напряжения на изгиб в kg/cm^2	Материал
Цапфа А шаровая поверхность . . .	132	Сталь по	925	Сталь
" А цилиндрическая поверхность . . .	175	бронзе		"
Цапфа В шаровая поверхность . . .	132	Сталь по	390	"
" В цилиндрическая поверхность . . .	158	бронзе		"
Цапфа С диаметром 50 мм	—	—	422	"
Цапфа D	—	—	72	"
Кулисный камень	135	Сталь по стали		"

Особенностью этого типа передачи является, таким образом, односторонняя зубчатая передача, поскольку на другой стороне устанавливается сама передача.

На фиг. 1,40, с отдельно изображена рама ВСВС с подвесками АВ. Если обозначим усилия, передающиеся пальцам А, запрессованным в движущем колесе,

через P_1 , расстояние между пальцами через a , а усилия, приложенные к кулисам, через — P_2 при расстоянии между ними b , то при передаче вращающего момента на полую ось получим

$$M = P_1 a = P_2 b,$$

На фиг. 1,40, с даны численные значения усилий в различных элементах передачи, развиваемых в электровозе 2-С₀-2 железной дороги GIP. Напряжения в отдельных элементах при передаче тягового усилия, соответствующего коэффициенту сцепления 33% нагрузке на ось 20 т, даны в табл. 6.

Выше в табл. 7 приведены веса отдельных частей передачи; при нагрузке на ось в 20,425 т незарессоренный вес составляет 3 825 kg.

Передача Эрликон дает равномерное вращение движущего колеса при эксцентричной установке движущей оси внутри полой и при взаимном поперечном перемещении их; однако при установке движущей оси под углом к полой имеет место периодическое опережение и замедление вращения одной оси по отношению к другой. Величина взаимного перемещения, измеряемая по делительной окружности большого зубчатого колеса, составляет обычно тысячные доли миллиметра, т. е. лежит в пределах точности изготовления зубчатых колес, но при наиболее неблагоприятных условиях может дойти до 1 мм, что вызывает колебательные вращения масс якоря и связанных с ним частей по отношению к движущим колесам.

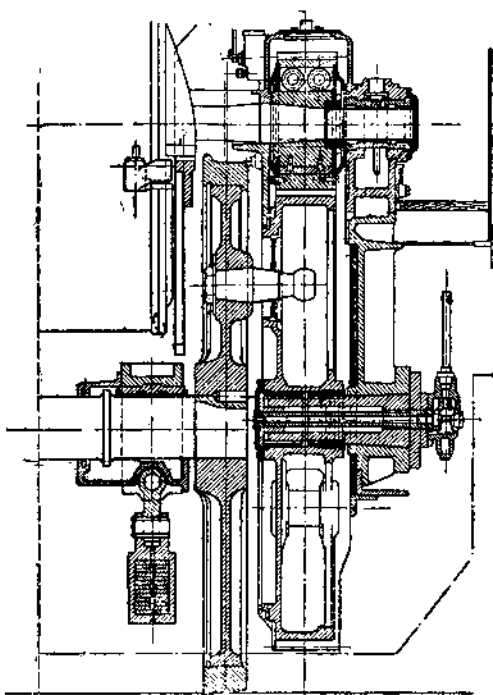
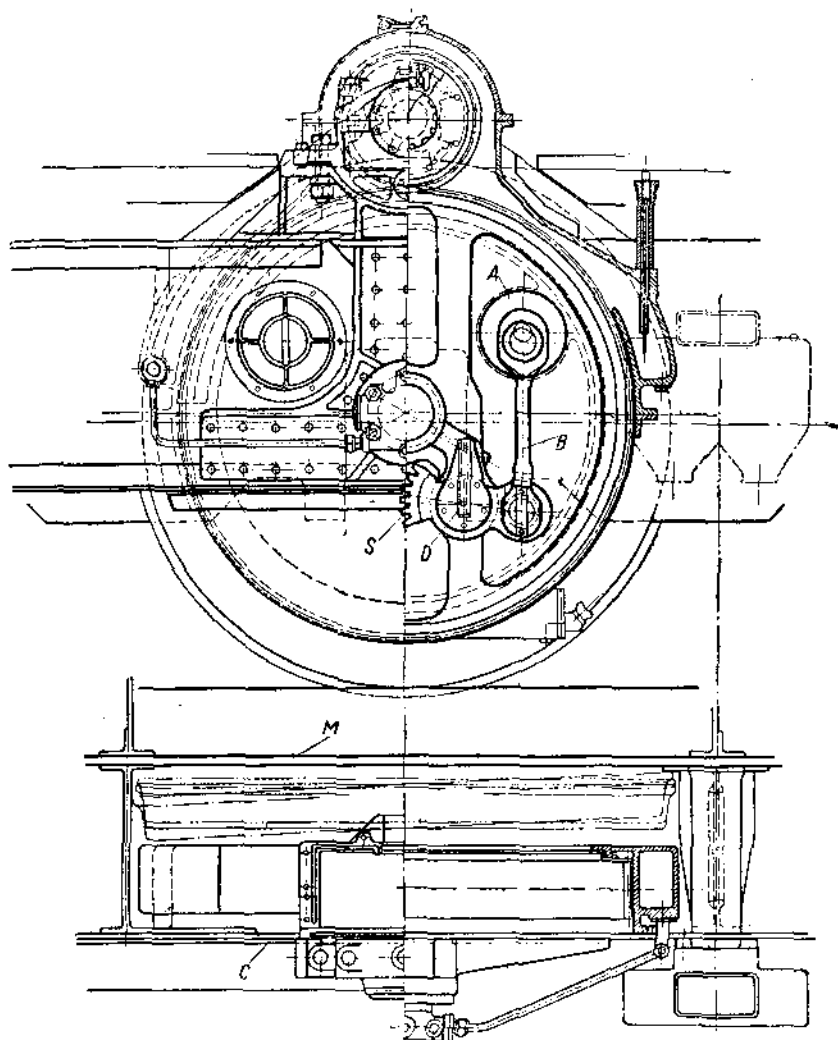


Таблица 7
Вес передачи Эрликон

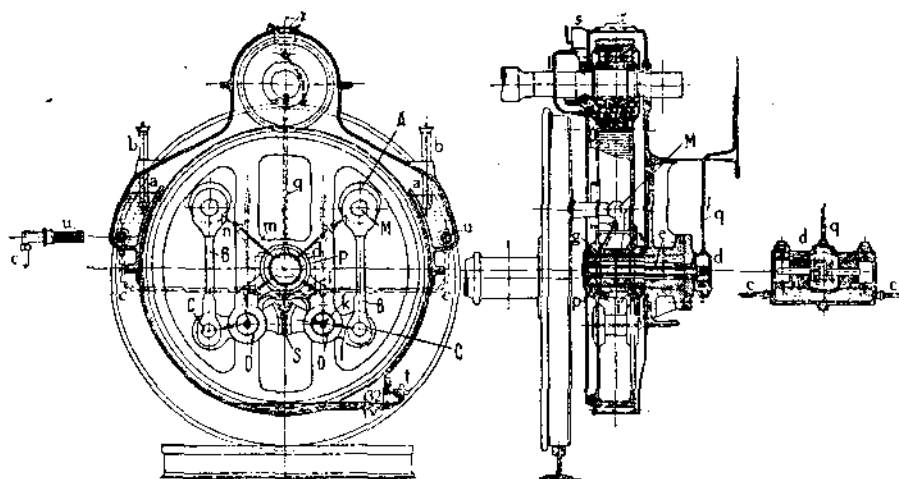
Спецификация деталей		Примечание	
А. Передача		Незарессоренный вес составляет:	
Рама	74,0 kg	Ось с колесами	3 240 kg
4 кулисных камня	5,5 "	Пальцы	95 "
2 цапфы к ним	5,1 "	Буксы	240 "
2 подвески с 4 шаровыми сочленениями	54,5 "	Рессоры (75% веса)	250 "
2 цапфы к подвескам	6,1 "		
	145,2 kg		3 825 kg
Б. Полая ось с коробкой для передачи			
Полая ось и коробка	648,0 kg		
Крышка к коробке	177,0 "		
4 кулисы	41,6 "		
4 крышки для осмотра	47,3 "		
Болты, смазочный насос и масляные трубки	73,1 "		
	987,0 kg		

На электровозах 2B₀ + B₀2 серии 242 BE ж. д. Париж — Лион — Средиземное море (PLM)¹ и на электровозах 2C₀ + C₀2 той же железной дороги серии 262 AE заводом Эрликон была применена рычажная-рессорная система передачи усилий от

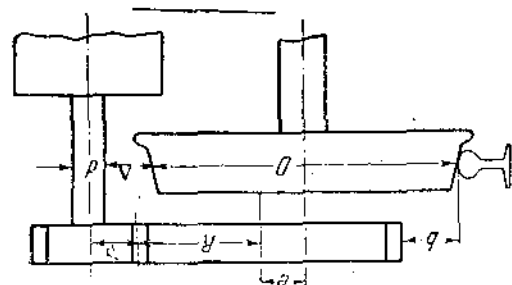
¹ См. Génie Civil, 1923, стр. 593, а также Bull. Oerlikon, 1933, март.



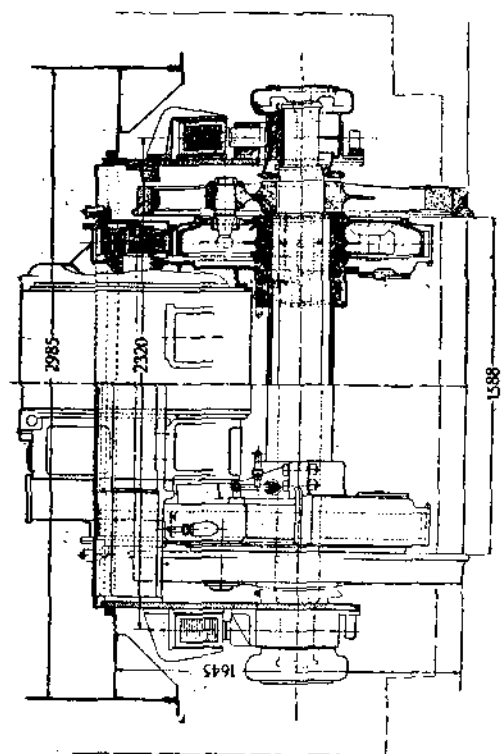
Фиг. 1.36. Передача Бухли.



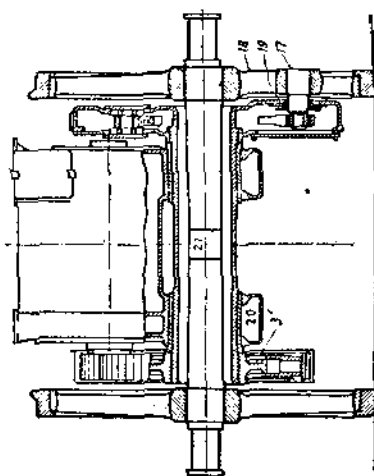
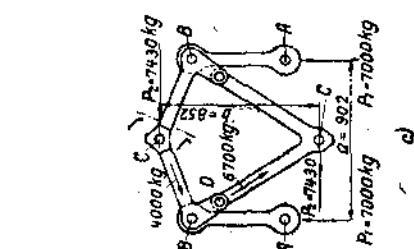
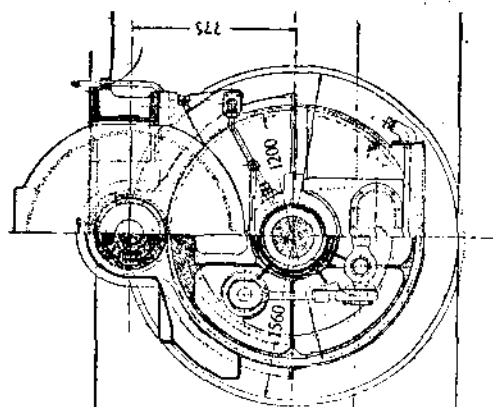
Фиг. 1.37. Передача Бухли.



Фиг. 1,39.



Фиг. 1,38.



б)

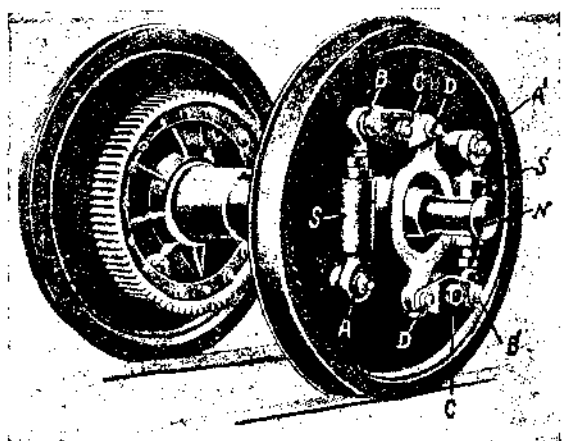
а)

Фиг. 1,40. Передача Эрликона рычажная.

полых осей к движущей (фиг. 1, 41). На большом зубчатом колесе со стороны движущего колеса запрессовываются два пальца C и C' , расположенные по диаметру, на движущем же колесе запрессовываются пальцы A и A' . На пальцы A и A' надеваются упругие подвески S и S' . Упругость этих подвесок достигается установкой внутри полых цилиндров пружин. На другом конце D и D' подвесок S и S' укрепляются коромысла BD и $B'D'$, качающиеся около упомянутых пальцев C и C' , запрессованных в зубчатое колесо. Концы D и D' коромысел соединены между собой рычагом DD' , имеющим в середине кольцо для пропуска осевой шейки N .

Преимущества и недостатки передачи при помощи полых осей. В начале настоящего параграфа мы уже отметили, что расположение двигателей на раме над осями является большим преимуществом этого типа передачи, так как двигатели хорошо защищены от пыли и снега и легко доступны для осмотра. Высокое расположение двигателей повышает центр тяжести электровоза, что, как указывалось, уменьшает вредное воздействие электровоза на верхнее строение пути. Кроме того, благодаря укреплению двигателя целиком на раме вместе с полых осью удается довести до минимума непосредственно действующий на верхнее строение вес.

В отношении мощности, которую можно получить при этом типе передачи то, поскольку и здесь имеется зубчатая передача, мы имеем то же самое ограничение размеров двигателя, что и при трамвайной подвеске. Однако здесь представляется возможность удваивать мощность, передающуюся на одну ось, путем применения двигателей-близнецов. Эта мощность, однако, может быть использована при обычных нагрузках на ось 20—23 т только при высоких скоростях. Этим объясняется широкое распространение передачи при помощи полых осей для быстроходных электровозов.



Фиг. 1, 41. Передача Эрликона рычажная-рессорная.

5. Расчет прочности полых осей

Полая ось при передаче усилий от двигателя через зубчатые колеса движущей оси подвергается скручиванию. Принимаем для расчетов, что максимальная сила тяги соответствует коэффициенту сцепления $\varphi_k = \frac{1}{3}$. При нагрузке на ось, равной P , получим $F_{k \max} = \frac{1}{3}P$.

При диаметре движущих колес, равном D_k , вращающий момент получим равным

$$M = \frac{F_k \cdot D_k}{2} = \frac{PD_k}{6}.$$

На фиг. 1, 42 изображена полая ось электровоза 2-С₀-2 итальянских железных дорог с односторонней зубчатой передачей. Если допустить, что весь вращающий момент передается через полую ось, то последняя подвергается скручиванию под действием момента $M = \frac{PD_k}{6}$; обозначая наружный и внутренний диаметры наибо-

причем

$$\cos \alpha_1 = \cos \alpha_2 = \sqrt{1 - \left(\frac{b}{2c}\right)^2},$$

где b — расстояние между осями моторных валов и c — централь.

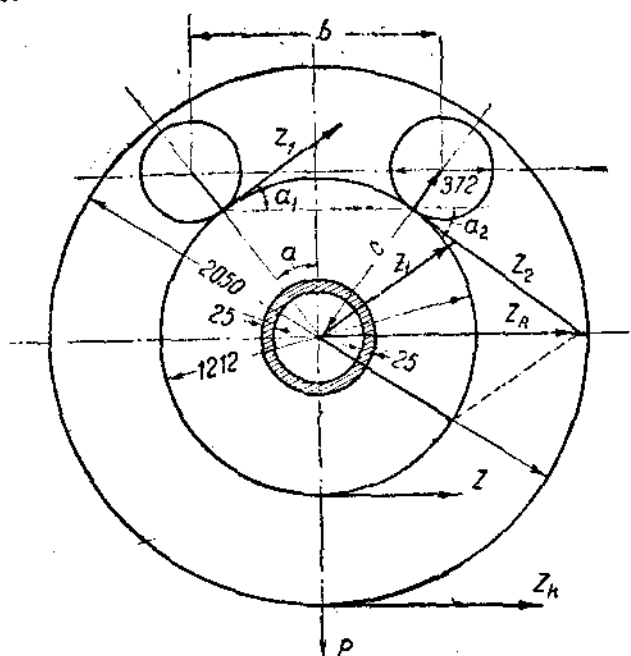
В случае односторонней зубчатой передачи усилие Z_R вызывает неодинаковые давления на шейках полой оси. Эти давления, как видно из фиг. 1,44, равны

$$R_1 = \frac{Z_R m}{n}$$

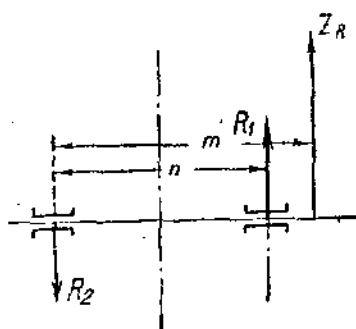
и

$$R_2 = Z_R - \frac{Z_R m}{n} = -Z_R \frac{m-n}{n},$$

где m — расстояние между зубчатым колесом и серединой более удаленной шейки, а n — расстояние между шейками.



Фиг. 1,43.



Фиг. 1,44.

Обозначая длину шейки полой оси l_0 и диаметр ее d_0 , удельное давление на проекцию шейки получим равным

$$p = \frac{Z_R m}{n} \cdot \frac{1}{l_0 d_0}.$$

Это давление во избежание нагрева шеек не должно превышать 12—14 kg/cm^2 (на электровозе Е-326 итальянских железных дорог оно равно 12,4 kg/cm^2).

Работу трения в шейках при максимальной скорости V_{\max} определим следующим образом:

Пусть мощность, развиваемая одной движущей осью, при V_{\max} км/ч равна N kW, тогда соответствующая сила тяги на ободу колес будет

$$F_k = \frac{1,36 N \cdot 75 \cdot 3600}{100 V_{\max}}.$$

Исходя из силы тяги на ободу колес, определяем усилие на зуб Z в случае одно-моторного привода оси или равнодействующую Z_R от давления обеих шестеренок в случае моторов-близнецов и находим, как ранее было указано, удельное давление на шейку p . Принимая коэффициент трения в шейках $f = 0,07$, мощность трения на единицу поверхности проекции найдем по формуле

$$L_{v_{\max}} = f \frac{V_{\max} \cdot p \cdot d_0}{3,6 \cdot D_k} \approx 0,02 \frac{V_{\max} p d_0}{D_k}. \quad (5,2)$$

Величина $L_{v_{\max}}$ не должна превышать 1,5 $\text{kg} \cdot \text{cm/sec}$.

6. Расчет упругой передачи от поллой оси к движущему колесу

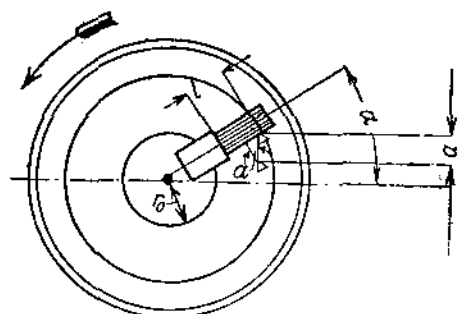
Рессоры, служащие для передачи вращающих усилий от поллой оси к движущим колесам, подвергаются действию крутящего момента M , максимальная величина которого определяется условием сцепления движущих колес. Если обозначим нагрузку на ось P , максимальный коэффициент сцепления φ_{\max} , то максимальный крутящий момент будет

$$M_{\max} = P \cdot \varphi_{\max} \cdot \frac{D_k}{2},$$

где D_k — диаметр движущих колес.

Кроме того, рессоры подвержены дополнительным нагрузкам при относительном вертикальном перемещении движущей оси внутри поллой оси.

В качестве примера приведем расчет листовых рессор передачи, примененной на электропозах типа 326 итальянских железных дорог (фиг. 1,34). Найдем зависимость между вертикальным перемещением движущей оси относительно поллой оси и деформациями рессор.



Фиг. 1,45.

Пусть l — свободная длина рессоры;

a — величина вертикального перемещения оси;

α — угол, составляемый рессорой с горизонталью.

При вертикальной просадке рессоры a свободная длина рессоры может быть приближенно принята равной (фиг. 1,45)

$$l_n = \sqrt{l^2 + a^2} - 2la \sin \alpha.$$

В этом случае стрела прогиба будет равна

$$f_n = a \cos \alpha.$$

Пусть на расстоянии l_n от места закрепления рессоры будет приложена некоторая сила P_n' ; тогда изгибающий момент в некотором сечении на расстоянии x от места закрепления рессоры будет равен

$$M_n = P_n' (l_n - x).$$

Уравнение упругой линии рессоры будет

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{P_n' (l_n - x)}{EJ}.$$

После интегрирования получаем

$$y = \frac{P_n'}{2EJ} \left(l_n x^2 - \frac{x^3}{3} \right)$$

или, полагая

$$y = a \cos \alpha \text{ и } x = l_n,$$

получим

$$P_n' = \frac{2EJa \cos \alpha}{\frac{2}{3} l_n^3} = \frac{3EJa \cos \alpha}{l_n^3}. \quad (6,1)$$

Пусть под влиянием просадки a шесть рессор получат свободную длину, соответственно равную l_1, l_2, \dots, l_6 . Тогда расстояние r_n точек приложения тех же сил относительно центра колеса найдем равным

$$r_n = r_0 + l_n,$$

где r_0 — расстояние от центра колеса до заделки рессоры при совпадении центра колеса с центром поллой оси, а величина l_n для каждой оси может быть определена по формуле

$$l_n = \sqrt{l^2 + a^2 - 2la \sin \alpha}.$$

Обозначая момент, передаваемый через полую ось, через M_e , и усилия, испытываемые отдельными рессорами от действия момента M_e , через P_n'' , можем написать уравнение в следующем виде:

$$M_e = \sum P_n'' r_n.$$

Так как движущий момент M_e вызывает одинаковый прогиб рессор, мы вправе с выводом формулы (6,1) написать

$$f = \frac{P_1'' l_1^3}{3EJ} = \frac{P_2'' l_2^3}{3EJ} = \frac{P_3'' l_3^3}{3EJ} = \frac{P_4'' l_4^3}{3EJ} = \frac{P_5'' l_5^3}{3EJ} = \frac{P_6'' l_6^3}{3EJ}.$$

Таким образом для определения шести неизвестных усилий, приложенных к рессорам от действия момента M_e , т. е. сил P_1'' , P_2'' , P_3'' , P_4'' , P_5'' и P_6'' , имеем шесть следующих уравнений:

$$P_1'' r_1 + P_2'' r_2 + P_3'' r_3 + P_4'' r_4 + P_5'' r_5 + P_6'' r_6 - M_e = Q,$$

$$\frac{P_1'' l_1^3}{3EJ} = \frac{P_2'' l_2^3}{3EJ}, \quad \frac{P_1'' l_1^3}{3EJ} = \frac{P_3'' l_3^3}{3EJ},$$

$$\frac{P_1'' l_1^3}{3EJ} = \frac{P_4'' l_4^3}{3EJ}, \quad \frac{P_1'' l_1^3}{3EJ} = \frac{P_5'' l_5^3}{3EJ}, \quad \frac{P_1'' l_1^3}{3EJ} = \frac{P_6'' l_6^3}{3EJ}.$$

Решая совместно эти уравнения, найдем

$$P_1'' = \frac{M_e}{r_1 + r_2 \left(\frac{l_1}{l_2}\right)^3 + r_3 \left(\frac{l_1}{l_3}\right)^3 + r_4 \left(\frac{l_1}{l_4}\right)^3 + r_5 \left(\frac{l_1}{l_5}\right)^3 + r_6 \left(\frac{l_1}{l_6}\right)^3}$$

и

$$P_2'' = P_1'' \left(\frac{l_1}{l_2}\right)^3; \quad P_3'' = P_1'' \left(\frac{l_1}{l_3}\right)^3; \quad P_4'' = P_1'' \left(\frac{l_1}{l_4}\right)^3; \quad P_5'' = P_1'' \left(\frac{l_1}{l_5}\right)^3 \text{ и } P_6'' = P_1'' \left(\frac{l_1}{l_6}\right)^3.$$

Общая нагрузка каждой рессоры будет

$$P_n = P_n' + P_n''.$$

По этой формуле определяем величину усилий рессор при просадке, соответствующей вертикальному перемещению движущей оси в поллой на $a = 35$ мм (т. е. на величину полного зазора). Рессора состоит из 13 листов ($n = 13$) шириной $b = 70$ мм и высотой $h = 5$ мм; момент инерции рессоры

$$J = \frac{nbh^3}{12} = \frac{13 \cdot 70 \cdot 5^3}{12} = 9477 \text{ мм}^4.$$

Принимая первоначальную длину рессоры $l = 280$ мм, определяем по формуле

$$l_n = \sqrt{l^2 + a^2 - 2la \sin \alpha}$$

длину каждой из шести рессор при просадке равной $a = 35$ мм при угле наклона первой рессоры к горизонту соответственно равном $\alpha = 0^\circ, 15^\circ, 30^\circ$ и 45° , кроме того, определяем величину r_1, r_2, r_3, \dots по формуле

$$r_n = l_n + r_0, \quad \text{где } r_0 = 510 \text{ мм.}$$

Вычисленные таким образом величины r_n и l_n даны в первых двух столбцах табл. 8.

Далее, для упрощения расчета приведены отношения $\left(\frac{l_1}{l_n}\right)^3$ для углов $\alpha = 0,15^\circ$, 30° и 45° , а затем определена величина P' и P'' по вышеприведенным формулам при вращающем моменте

$$M_e = \frac{P\varphi_{\max} D_k}{2} = \frac{21000 \cdot 0,3 \cdot 2050}{2} = 6\,460\,000 \text{ kg} \cdot \text{mm}.$$

Таблица 8

Угол α	0°	15°	30°	45°
r_1 mm	791	782	773	766
r_2 "	760	756	755	756
r_3 "	760	766	773	782
r_4 "	791	800	808	815
r_5 "	820,5	824	825	824
r_6 "	820,5	815	808	800
l_1 mm	281	272	263	256
l_2 "	250	246	245	246
l_3 "	250	256	263	272
l_4 "	281	290	298	305
l_5 "	310,5	314	315	314
l_6 "	310,5	305	298	290
$(l_1/l_1)^3$	1	1	1	1
$(l_1/l_2)^3$	1,42	1,34	1,24	1,19
$(l_1/l_3)^3$	1,42	1,19	1	1,34
$(l_1/l_4)^3$	1	0,83	0,688	0,71
$(l_1/l_5)^3$	0,745	0,66	0,582	0,66
$(l_1/l_6)^3$	0,745	0,71	0,688	0,83
P_1' kg	900	960	950	840
P_2' "	640	345	0	-345
P_3' "	-640	-840	-950	-960
P_4' "	-900	-790	-650	-500
P_5' "	-335	-170	0	170
P_6' "	335	500	650	790
P_1'' kg	725	810	880	795
P_2'' "	1025	1080	1090	1060
P_3'' "	1025	950	880	950
P_4'' "	725	670	605	565
P_5'' "	540	530	515	525
P_6'' "	540	570	605	650
P_1 kg	1625	1770	1830	1635
P_2 "	1665	1425	1090	715
P_3 "	385	125	-130	-10
P_4 "	-175	-125	-45	65
P_5 "	205	360	515	695
P_6 "	875	1070	1255	1440

Сумма $P' + P''$ дает общее усилие рессоры. При принятом направлении движения наибольшая величина P' , как видно из табл. 8, соответствует $\alpha = 30^\circ$, а именно

$$P_{\max} = 1\,830 \text{ kg}.$$

Изгибающий момент в месте заделки рессоры

$$M_{\max} = P_{\max} l = 1\,830 \cdot 263 = 481\,290 \text{ kg} \cdot \text{mm},$$

и наибольшее напряжение материала рессор

$$K_{из} = \frac{M_{max} \cdot \frac{h}{2}}{J} = \frac{481\,290 \cdot 5}{9\,477 \cdot 2} = 127 \text{ kg/mm}^2.$$

Наибольший прогиб рессоры будет равен

$$f_{max} = \frac{M_{max} l^3}{3EJ} = \frac{481\,290 \cdot 283^3}{3 \cdot 20\,000 \cdot 9\,477} = 59 \text{ mm}$$

При движении в обратную сторону усилия P'' будут направлены в противоположную сторону. Давая в табл. 8, величинам P'' отрицательные значения, получим следующие величины для $P = P' + P''$ (табл. 9).

Таблица 9

Угол α	0°	15°	30°	45°
P_1	175	150	— 70	45
P_2	— 385	— 735	— 1 090	— 1 405
P_3	— 1 685	— 1 800	— 1 830	— 1 910
P_4	— 1 625	— 1 460	— 1 265	— 1 065
P_5	— 875	— 700	— 515	— 355
P_6	— 205	— 70	0	— 140

Для этого случая максимальное усилие (по абсолютной величине) получается при 45° и равно $P_3 = 1\,910 \text{ kg}$.

Изгибающий момент в месте заделки рессоры

$$M_{max} = 1\,910 \cdot 272 = 519\,520 \text{ kg} \cdot \text{mm}.$$

Наибольшее напряжение получим равным

$$K_{из} = \frac{M_{max} \cdot \frac{h}{2}}{J} = \frac{519\,520 \cdot 5}{9\,477 \cdot 2} = 137 \text{ kg/mm}^2.$$

Следует, однако, иметь в виду, что это напряжение соответствует наибольшей величине $\alpha = 35 \text{ mm}$, в действительности же $\alpha = 12\text{—}20 \text{ mm}$ и таким образом напряжение $K_{из}$ будет значительно ниже.

7. Электровозы с вертикальными двигателями

Электровозы этого типа впервые появились во Франции на Южных железных дорогах-1923 г. Сначала в эксплуатации были два электровоза, а затем было заказано еще восемь с некоторыми изменениями, потребовавшимися в результате опытов с первыми электровозами.

Электровоз имеет три движущие оси¹. На каждую ось передаются усилия от двух вертикальных двигателей (фиг. 1,46). Конические зубчатые колеса насаживаются на пустотелую ось диаметром в свету 329 mm. Зазор между движущей и полой осями равен 40 mm. Полая ось связана с движущей осью эластично: на своих концах полая ось несет четырехугольные вертикальные плоскости, соединяющиеся посредством пружин с двумя ушками промежуточного диска. Два другие ушка этого диска также посредством рессор соединяются с колесом.

На каждой полый оси насажены два зубчатых колеса. Конические шестеренки обоих двигателей, передающие вращение на одну ось, вращаются в противоположные стороны. Двигатели работают при напряжении 500 V на коллекторе, и соеди-

¹ См. Locomotive électrique à grande vitesse de la Cie Midi. „Revue Générale de Ch. de fer“, 1928, май.

⁴ Магистральные электровозы.

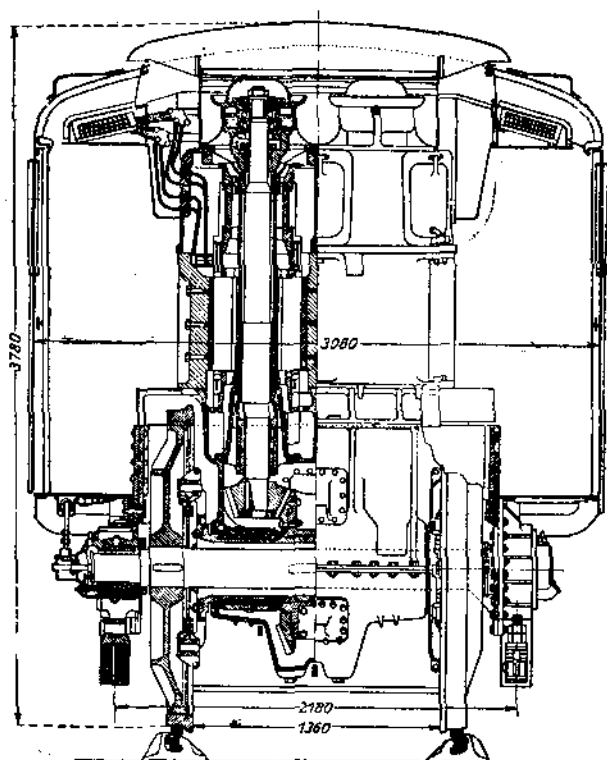
нены последовательно в группы по три. Двигатели-близнецы имеют общий каркас прямоугольной формы, разделенный пополам средней продольной перегородкой. Каждый двигатель имеет четыре главных и четыре дополнительных полюса. Диаметр якоря 475 мм, длина его вместе с коллектором 1330 мм. Сверху на каркас надеваются крышки, несущие подшипники для вала двигателя и имеющие отверстия для прохода вентиляционного воздуха. Щеткодержатели прикрепляются к каркасу, с боковых сторон которого устроены отверстия для осмотра коллектора и щеток.

Часовая мощность всех двигателей 2100 л. с., длительная 1500 л. с. При передаточном числе 3,5 при часовой мощности развивается сила тяги на ободах

колес 6750 кг и скорость 78 км/ч, а при длительной мощности сила тяги на ободах колес равна 5000 кг при скорости 85 км/ч.

Описанные электровозы оказались вполне удовлетворительными в эксплуатации. Служебная скорость их составляет 120 км/ч (диаметр колес 1750 мм). Во время опытных поездок скорость достигала 130 км/ч; при этом не было замечено никаких опасных вибраций.

В 1925/26 г. электровозы с вертикальными двигателями, также для скорых поездов, появились на австрийских железных дорогах. На этих электровозах были применены одиночные двигатели, по одному на каждую движущую ось (фиг. 1,47). Усилие от двигателя передается на полую ось. Полая ось посередине образует барабан T , на который насаживается зубчатое колесо K_2 . На движущую ось A в части, проходящей внутри барабана, насаживается массивное кольцо K с двумя запрессованными цапфами Z_1 и Z_2 , на которые надеты подвески H_1 и H_2 (фиг. 1,48).



Фиг. 1,46.

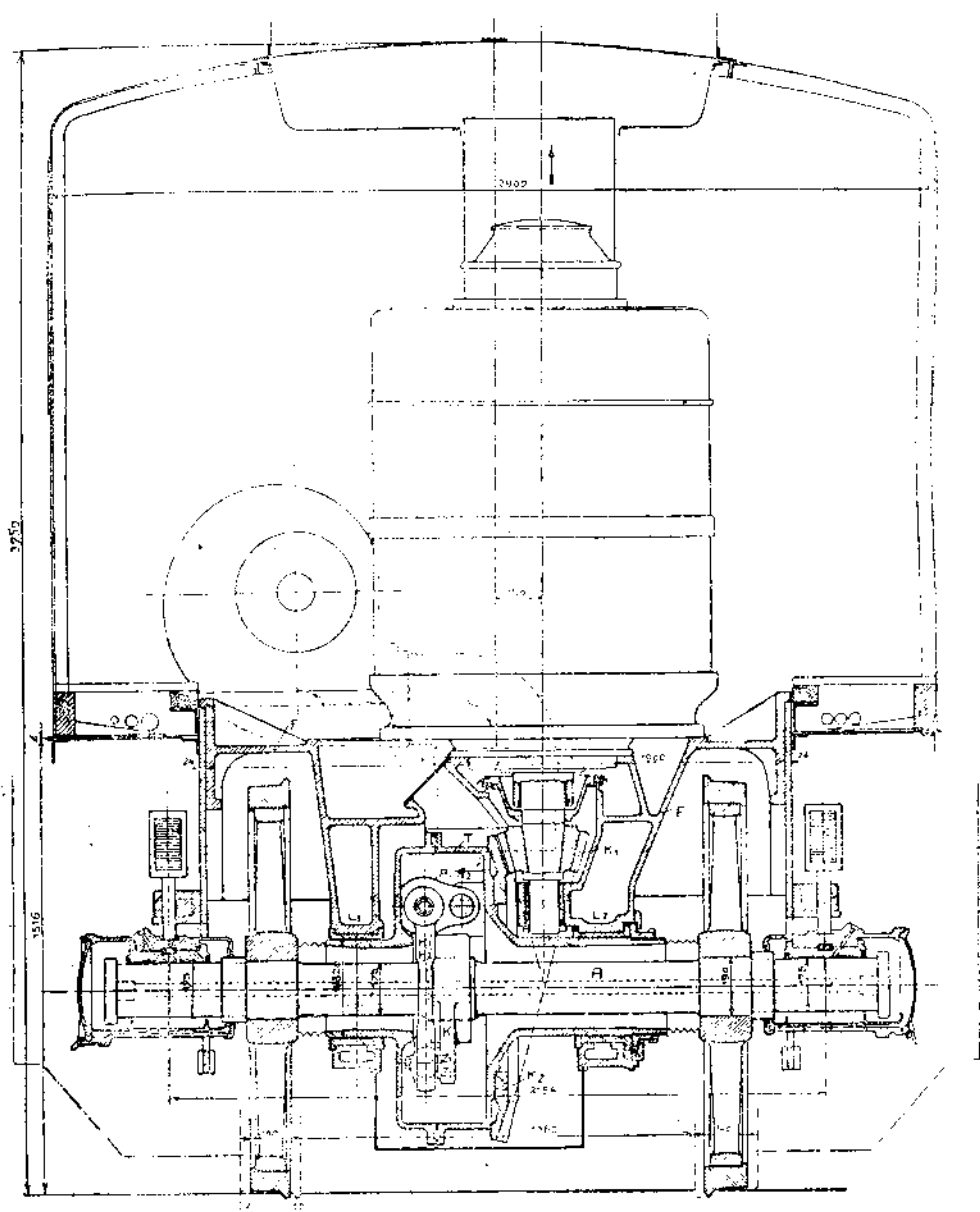
На верхнем своем конце подвески несут сержки A_1 и A_2 , при помощи которых вся система валиком соединяется с кронштейнами полой оси. Как легко видеть, соединение полой и движущей осей получается благодаря шарнирам, подвижным в различных направлениях, обеспечивающих, однако, передачу вращающего момента.

Сам двигатель вместе с зубчатой передачей K_1 опирается на литое междурамное крепление F , образующее подшипники L_1 и L_2 для вращения полой оси. Эта система передачи усилий (часовая мощность 410 kW) вполне оправдала себя в работе.

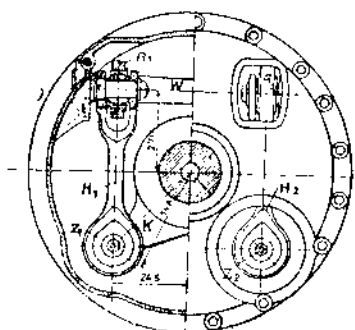
Конечно, основным условием удовлетворительной работы зубчатой, и в особенности конической, передачи является точность сборки, на что при монтаже следует обратить особое внимание.

Преимущество электровозов с вертикальными моторами заключается в следующем:

Наличие свободного места для размещения вертикальных двигателей позволяет значительно повысить мощность, передаваемую на каждую ведущую ось. По подсчетам южных французских дорог эта мощность двигателя без особых затруднений может быть доведена до 1000 л. с.



Фиг. 1,47. Вертикальные двигатели электровозов австрийских железных дорог.



Фиг. 1,48. Передача усилия от полной оси на движущую ось (к фиг. 1,47).

Установка вертикальных двигателей над рамами значительно повышает центр тяжести надрессорного строения, что увеличивает период поперечных и продольных колебаний надрессорного строения и создает спокойный ход экипажа, уменьшая в то же время боковые усилия при входе экипажа в кривую.

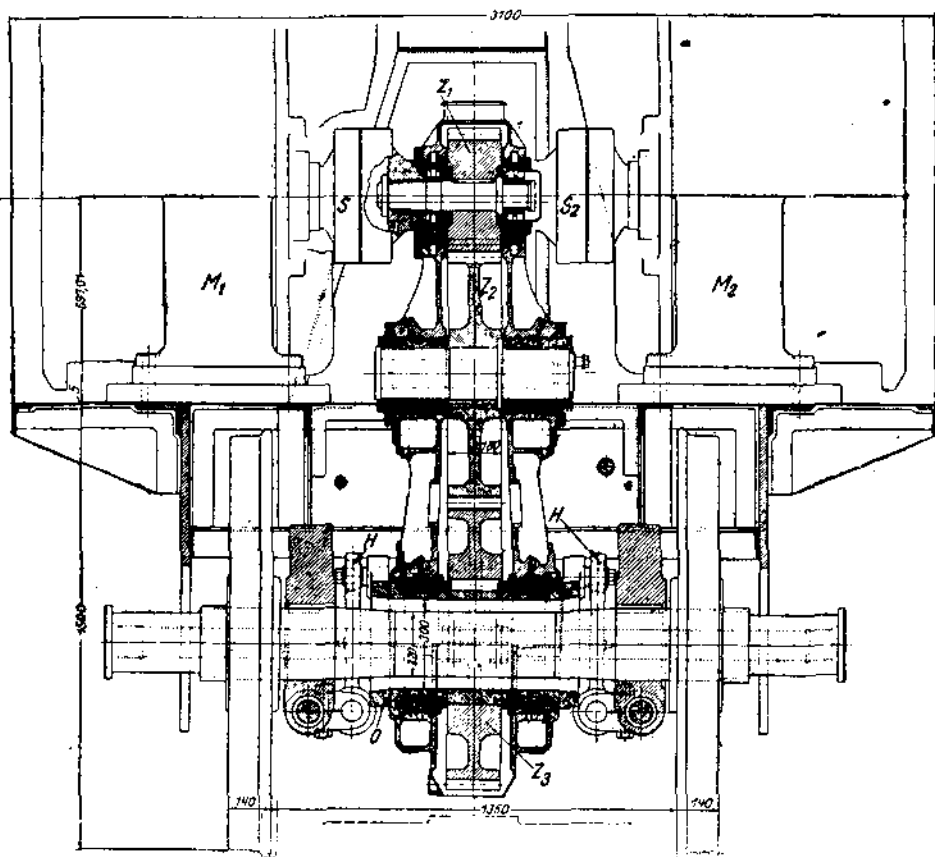
Применение двух зубчатых передач в каждой оси от двигателей-близнецов позволяет получить взаимоуравновешенные системы и избежать неуравновешенных боковых сил.

Наконец, все части двигателя легко доступны, что удешевляет ремонт их и осмотр.

Недостатком является наличие очень ответственной конической зубчатой передачи.

8. Двойная зубчатая передача

Двойная зубчатая передача, преследующая цель получения возможно более высоких скоростей и лучшее использование активной массы двигателей, не получила широкого распространения на электровозах магистральных дорог. Причиной тому является общее стремление по возможности свести до минимума применение на



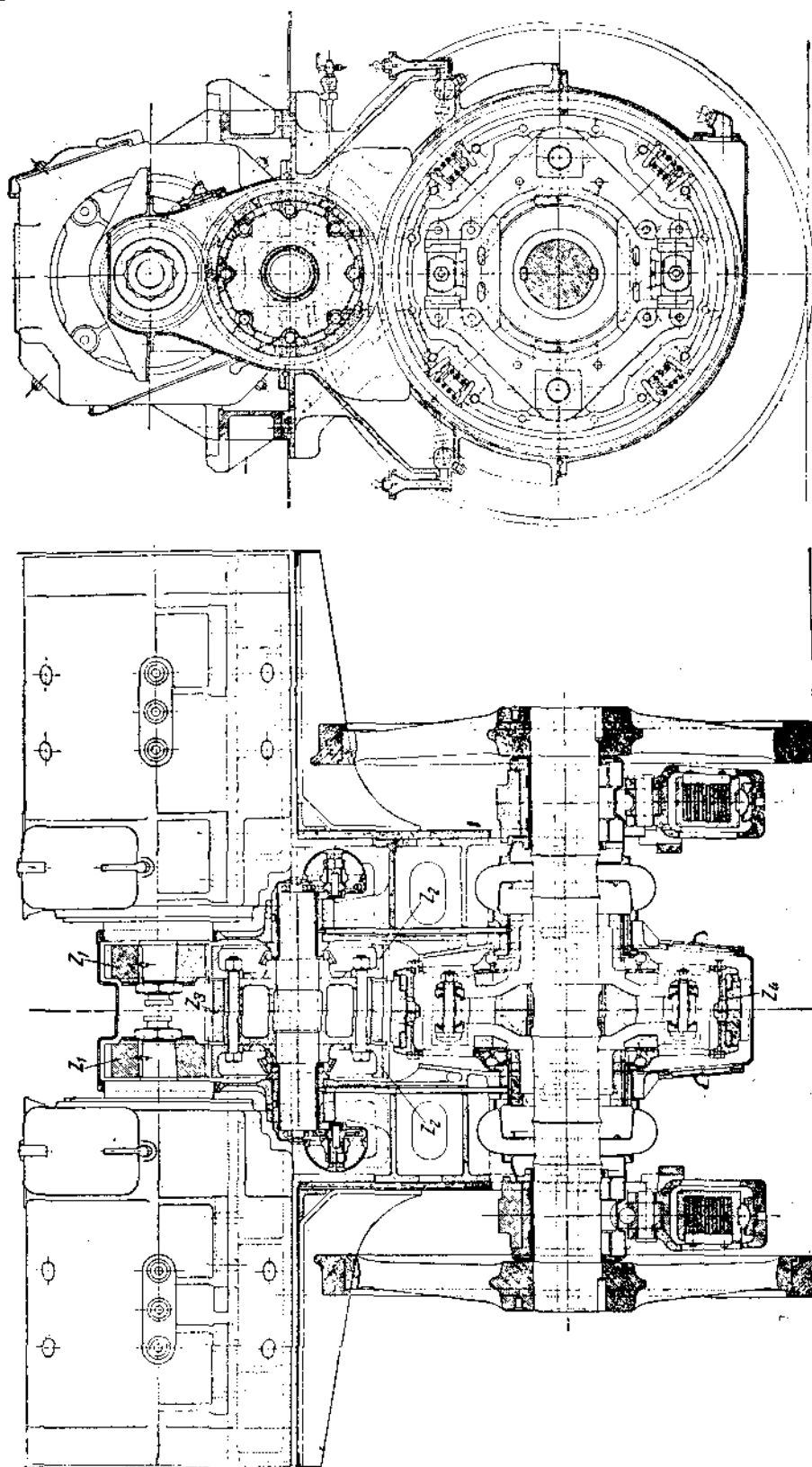
Фиг. 1,49. Передача с промежуточным зубчатым колесом.

электровозе частей, требующих особого надзора и ухода в эксплуатации¹. Включение промежуточного зубчатого колеса позволяет расположить двигатели выше и поднять, таким образом, центр тяжести, что является преимуществом этой передачи.

На фиг. 1,49 показана передача с промежуточным зубчатым колесом, примененная заводом Бергман на электровозах 2 D₀1 германских железных дорог².

¹ См. Sachs, „Elektrische Vollbahnlokomotiven“, стр. 126.

² „El. Bahnen“, 1928, стр. 209.



Фиг. 1,50. Двойная зубчатая передача электровоза Винтертур.

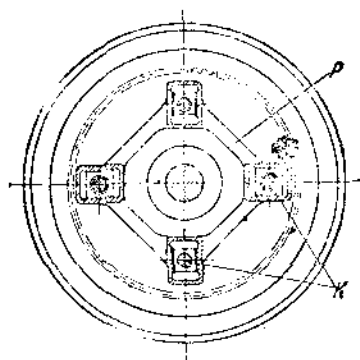
Над каждой осью установлено высоко на рамах по два двигателя M_1 и M_2 . Внутренние концы валов двигателей при помощи муфт S_1 и S_2 соединены с малым зубчатым колесом Z_1 . Усилие от малого зубчатого колеса передается через промежуточное Z_2 на большое зубчатое колесо Z_3 , насаженное на полую ось O . Полая ось передает усилие движущей оси при помощи подвесок H .

Недостатком описанной передачи является известное ограничение размеров двигателя зубчатой передачи, и кроме того, промежуточное зубчатое колесо работает в крайне невыгодных условиях, имея одновременное зацепление минимум на двух зубцах (вверху и внизу). Так как работа его зависит от степени точности обработки сцепляющихся с ним двух зубчатых колес, не удастся получить спокойного хода промежуточного зубчатого колеса.

От описанных недостатков свободна двойная зубчатая передача с двумя независимыми друг от друга зацеплениями.

По этому принципу выполнена передача завода Винтертур, примененная на электровозах 2С₀1 железной дороги Great Indian Peninsula Ry¹, изображенная на фиг. 1,50.

Два двигателя, приводящие в движение одну ось, располагаются над осью. На внутренних концах валов двигателей насажены зубчатые колеса Z_1 , сцепляющиеся



Фиг. 1,50.

с двумя зубчатыми колесами Z_2 , насаженными на общую ось. На этой оси насажено третье зубчатое колесо Z_3 , расположенное между упомянутыми двумя зубчатыми колесами и скрепленное с ними болтами. Среднее зубчатое колесо сцепляется с зубчатым колесом Z_4 , насаженным на полую ось, передающей усилие движущей оси.

В первой зубчатой передаче, т. е. шестеренке двигателя со своим зубчатым колесом, применены косые зубы. Подшипники двигателя выполнены без боковой игры; поперечные перемещения, вызванные косым расположением зубов, совершает ось, на которой насажена группа из трех зубчатых колес.

Среднее колесо выполнено с прямыми зубами; сцепляющееся с ним зубчатое колесо снабжено упругим зубчатым венцом.

Передача между полым валом и движущей осью выполнена с четырьмя кулисами K и жесткой четырехугольной рамой P (фиг. 1,51).

Два кулисных камня укреплены на рычаге, насаженном на движущей оси, а два других, диаметрально расположенных, связаны с полую осью и зубчатым колесом.

Все зубчатые колеса и части передаточного механизма, подвергающиеся трению, помещены в замкнутой и наполненной маслом коробке, служащей одновременно и междурамным скреплением.

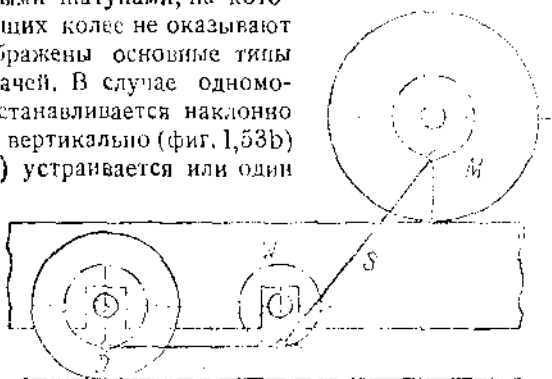
9. Электровозы с групповым приводом

Как уже выше указывалось, электровозы с групповым приводом устраиваются либо с чисто шатунной передачей, либо с зубчато-шатунной передачей.

При чисто шатунной передаче число оборотов двигателя должно быть равно числу оборотов движущих колес. Двигатели получаются вследствие этого сравнительно тихоходными, тяжелыми и дорогими. Однако размеры двигателя не стеснены ни рамами, ни скатами, как в случае подвесных двигателей. Усилие от двигателя M передается шатуном S на отбойный вал W , а затем при помощи спарников T на сцепные оси (фиг. 1,52). При шатунной передаче необходимо иметь промежуточный отбойный вал, так как двигатель зарессорен на раме; поэтому соединить его непосредственно шатунами с движущими осями, имеющими по отношению к раме

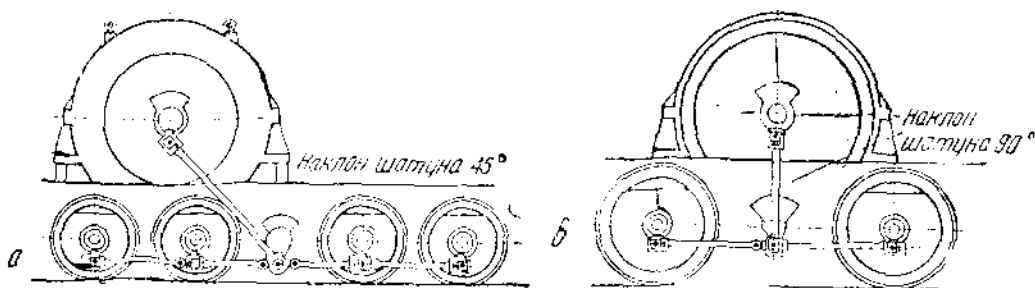
¹ См. „Schweiz Bauz.“, 1927, стр. 294.

вертикальные перемещения, нельзя. В противном случае при прохождении колесами вертикальных неровностей пути неизбежны были бы поломки шатунов. Отбойный вал располагается, как и тяговый двигатель, на раме и этим самым обеспечивается неизменное расстояние между пальцами кривошипов моторного вала и отбойного. Поскольку же отбойный вал располагается на той же высоте, что и движущие колеса, они соединяются горизонтальными шатунами, на которые вертикальные перемещения движущих колес не оказывают влияния. На фиг. 1,53 и 1,54 изображены основные типы электропоездов с чисто шатунной передачей. В случае одномоторного привода (фиг. 1,53) шатун устанавливается наклонно под углом 30° и более (фиг. 1, 53a) или вертикально (фиг. 1,53b). При двухмоторном приводе (фиг. 1,54) устраивается или один отбойный вал посередине между спаренными осями (фиг. 1, 54 a) или два отбойных вала, расположенных в стороне осей (фиг. 1, 54 b) или между спаренными осями. Эта конструкция применена на электропоездах постоянного тока 650 В линии Varesina группы 32.



Фиг. 1,52.

При чисто шатунной передаче максимальное число оборотов движущих колес $n_{\max} = 350 - 400$ мин. Минимальный диаметр колес в 1000—1050 мм определяется конструктивным выполнением головки шатуна, насаженного на палец в движущем колесе, из условия сохранения минимального габаритного расстояния его до головки рельса.



Фиг. 1,53.

Если принять предельную скорость на окружности якоря $v_a = 50$ м/сек, то максимальный диаметр якоря найдется равным

$$d_{\max} = \frac{60 v_a}{\pi n_{\max}} = \frac{60 \cdot 50}{3,14 \cdot 350} = 2,7 \text{ м.}$$

Обычно максимальное число оборотов двигателя на 70% выше числа оборотов при длительной мощности n_{∞} , т. е.

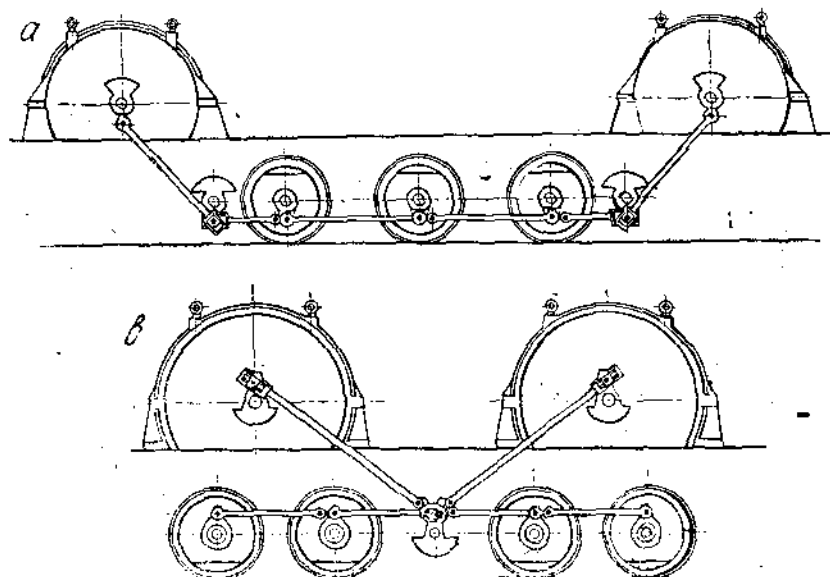
$$n_{\max} = 1,7 n_{\infty}.$$

Приняв длину железа якоря $l = 0,35 - 0,30$ м и машинную постоянную при мощности свыше 1000 кВт (постоянный ток) равной $C = 25 \cdot 10^{-2}$, найдем предельную мощность двигателя

$$N_{\max} = \frac{d^2 \cdot l \cdot n_{\max}}{C \cdot 1,7} = \frac{2,7^2 \cdot 0,35 \cdot 350}{25 \cdot 10^{-2} \cdot 1,7} \approx 2000 \text{ кВт.}$$

Для возможности применения быстроходных двигателей и лучшего использования активной части двигателя применяется шатунно-зубчатая передача. При этом

усилие от двигателя M передается при помощи зубчатой передачи Z к отбойному валу W , последний передает усилие при помощи спарников T движущим осям (фиг. 1,55). Отбойные валы часто располагаются в одном уровне с движущими осями;



Фиг. 1,54.

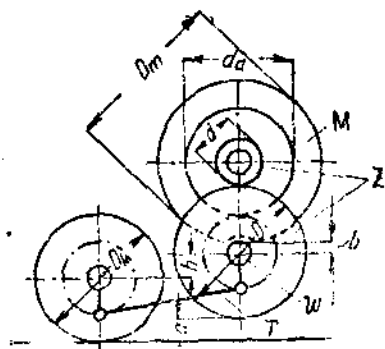
в таком случае между размерами двигателя и движущими осями имеется то же соотношение, что и при индивидуальной зубчатой передаче. С целью увеличить размеры двигателя отбойный вал располагают несколько выше движущей оси. На фиг. 1,55 это возвышение обозначено буквой h . Найдем влияние возвышения h на размеры двигателя.

Обозначая через D_k — диаметр движущих колес;

D_m — диаметр двигателя;

D — диаметр большого зубчатого колеса, насаженного на отбойный вал;

d — диаметр шестеренки двигателя,



Фиг. 1,55.

можем написать

$$D_k + 2h = D + 2a,$$

где a — необходимый зазор между большим зубчатым колесом и головкой рельса.

Кроме того, имеем

$$D + d = D_m + 2b,$$

откуда

$$D_m = D_k + 2[h - (a + b)] + d.$$

Зависимость между скоростью электровоза V , km/h диаметром D_k и числом оборотов в минуту движущих колес n может быть представлена в следующем виде:

$$V = \frac{D_k \cdot n \cdot \pi \cdot 3,6}{i \cdot 60} = \frac{D_k}{D} \cdot \pi n \cdot 0,06 d,$$

где $i = \frac{D}{d}$ есть передаточное число.

После преобразований окончательно имеем

$$D_m = D_n - 2(a + b - h) + V \frac{1 + \frac{2(h-a)}{D_n}}{0,66 \pi n}.$$

Обозначив диаметр якоря d_a , и положив $D_m - d_a = 2s$, получим

$$d_a = D_m - 2s = D_n - 2(a + b - s - h) + V \frac{1 + \frac{2(h-a)}{D_n}}{0,66 \pi n}. \quad (9,1)$$

10. Усилия в шатунном механизме

Перейдем к рассмотрению тех усилий, которые имеют место в шатунных передачах.

Кривошипы двигателей, как и в случае двухцилиндровых паровозов, насаживаются под углом в 90° друг к другу, однако между работой паровозного и электровозного шатунного механизма имеется коренное отличие.

Паровозный шатунный механизм представляет собой в кинематическом смысле незамкнутую статически определенную систему, в то время как шатунный механизм электровоза является замкнутой статически неопределимой системой. В паровозе наибольшие усилия шатунов определяются давлением пара в цилиндрах, в замкнутой же системе электровоза усилия шатунов зависят от упругих деформаций системы и могут, как мы видим ниже, достигать при известных условиях очень больших величин. Помимо того шатунный механизм в паровозе имеет части сравнительно небольших масс. Упругое действие пара в цилиндрах при переменном движении механизма поглощает энергию, способную вызвать колебания отдельных его элементов. В шатунном механизме электровоза имеются большие вращающиеся массы и в то же время отсутствуют элементы, способные поглощать периодически меняющиеся усилия и колебательные движения, достигающие опасных размеров.

Все указанное объясняет, почему при применении на электровозах шатунов, оправдавших себя в течение долгих лет на паровозах, появились осложнения. При известных скоростях на электровозах наблюдались колебания, часто настолько сильные, что требовалась тщательная проверка всего механизма передачи, и только после проверки и уничтожения игры в механизме можно было считать безопасной дальнейшую работу этих электровозов. Указанные явления наблюдались как на электровозах однофазного тока, так и трехфазного, почему можно считать, что влияние рода тока в данном случае исключено.

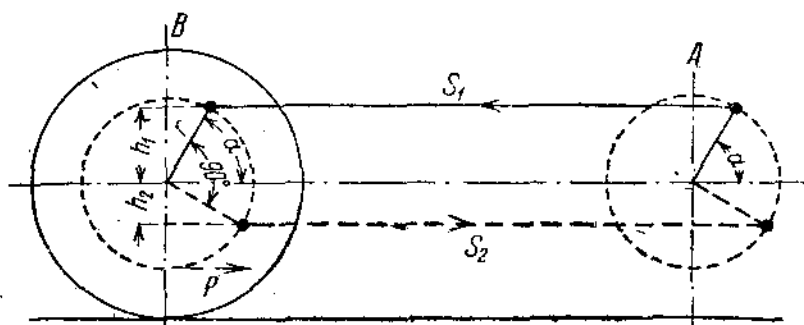
Рассмотрим сначала элементарную систему передачи, состоящую из якоря двигателя с насаженными под углом 90° друг относительно друга кривошипами, двух шатунов и отбойного вала. Совершенно аналогичной является передача усилий от отбойного вала движущим осям, с той лишь разницей, что в первом случае оба вала (двигателя и отбойный вал) имеют подшипники, жестко укрепленные в раме электровоза, во втором же случае движущие оси соединены с рамами при помощи рессор. Отбойный вал и движущие оси необходимо располагать в одной горизонтальной плоскости или допускать лишь незначительное повышение отбойного вала над движущими осями, чтобы игра рессор оказывала наименьшее влияние на работу передачи в целом. Повышенное расположение отбойного вала вызывает периодическую разгрузку и перегрузку движущих осей, что сопровождается нередко заметным продольным колебанием электровоза.

Рассмотрим простейший шатунный механизм, а именно передачу усилий с отбойного вала A (фиг. 1,56) на движущую ось B при помощи двух шатунов.

При рассмотрении сил в шатунной передаче будем считать, что сила тяги на валу двигателя постоянна. Обозначим усилия (фиг. 1,56), направленные вдоль обоих шатунов, через S_1 и S_2 . Угол α , пройденный кривошипом, будем отсчитывать от горизонтального положения кривошипа. Принимая угловую скорость вращения отбойного вала ω , мы можем для некоторого момента времени t (отсчитывая это

время от прохождения кривошипом своего начального положения) выразить угол α в виде

$$\alpha = \omega t.$$



Фиг. 1, 56.

Принимая, что усилия, передаваемые на оба шатуна, равны P —усилию на ободе колес (или на валу двигателя), отнесенному к радиусу кривошипа r , можем написать уравнение вращающего момента

$$Pr = S_1 h_1 + S_2 h_2$$

или, так как

$$h_1 = r \sin \omega t$$

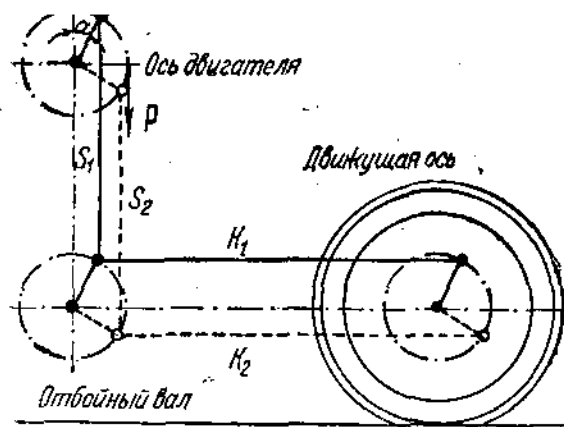
и

$$h_2 = r \cos \omega t,$$

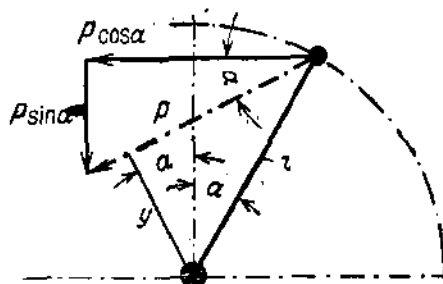
то

$$P = S_1 \sin \omega t + S_2 \cos \omega t. \quad (10,1)$$

Усилия, передаваемые отдельными шатунами, пропорциональны деформациям этих шатунов. Пусть под влиянием удлинения шатунов отбойный вал с кривошипами переместился на угол α ; пройденные кривошипами дуги будут равны $r\alpha$. Удлинения шатунов как проекции дуг $r\alpha$ на направления шатунов будут равны $r\alpha \cdot \sin \alpha$ и $r\alpha \cdot \cos \alpha$.



Фиг. 1, 57.



Фиг. 1, 58.

Таким образом мы имеем следующее уравнение:

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{r\alpha \cdot \sin \alpha}{r\alpha \cdot \cos \alpha} = \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha}. \quad (10,2)$$

Решая совместно уравнения (10,1) и (10,2), получим

$$P = S_1 \sin \alpha + S_1 \frac{\cos^2 \alpha}{\sin \alpha},$$

откуда

$$S_1 = P \sin \alpha, \quad (10,3)$$

$$S_2 = P \cos \alpha. \quad (10,4)$$

Таким образом величина усилий, передаваемых шатунами, следует синусоиде, меняя свое значение от нуля и до $\pm P$, т. е. при мертвом положении одного кривошипа усилие передается целиком другим кривошипом.

Когда двигатель электровоза располагается на раме, усилие от него передается сначала первым шатунным механизмом на отбойный вал и вторым шатунным механизмом — на движущие оси. Таким образом мы имеем шатуны между валом двигателя и отбойным валом и спарники от отбойного вала к движущим осям. Здесь могут представиться два случая: а) двигатель располагается над отбойным валом, шатуны вертикальны, б) двигатель расположен в стороне по отношению к отбойному валу, шатуны наклонны к горизонтали.

В первом случае (фиг. 1,57), обозначая через P усилие кривошипов двигателя, равное усилиям кривошипов отбойного вала и кривошипов движущих осей, получаем усилия, передаваемые шатунами

$$S_1 = P \sin \alpha \text{ и } S_2 = P \cos \alpha,$$

а усилия, передаваемые спарниками,

$$K_1 = P \cos \alpha \text{ и } K_2 = P \sin \alpha.$$

Цаффы кривошипов отбойного вала испытывают усилие R , равное равнодействующей сил S_1 и K_1 ,

$$R = \sqrt{K_1^2 + S_1^2} = \sqrt{(P \cos \alpha)^2 + (P \sin \alpha)^2} = P.$$

Угол θ направления этого усилия R по отношению к горизонтальному направлению найдем из уравнения

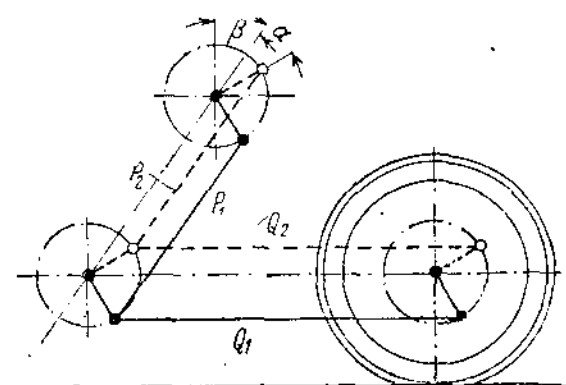
$$\operatorname{tg} \theta = \frac{P \sin \alpha}{P \cos \alpha} = \operatorname{tg} \alpha.$$

Момент, передаваемый отбойным валом с одной стороны на другую, равен (фиг. 1,58)

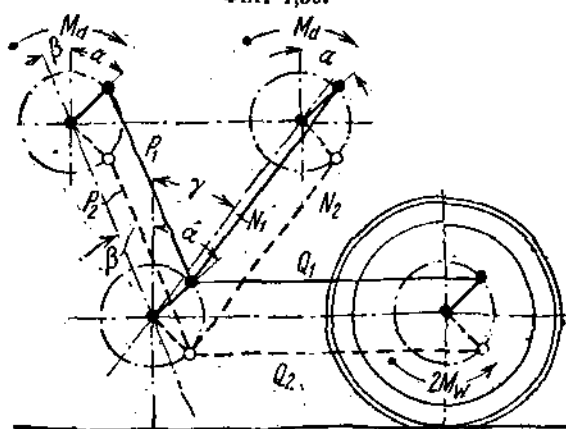
$$M = Py,$$

но, так как

$$y = r \cos 2\alpha,$$



Фиг. 1,59.



Фиг. 1,60.

то

$$M = Pr \cos 2\alpha.$$

Передача усилий с одной стороны на другую обусловлена тем, что при мертвом положении кривошипа одной стороны работает лишь другая сторона. Вращающий момент M меняет свое направление два раза в течение одного оборота.

В случае наклонного расположения шатунов (фиг. 1,59) усилия шатунов равны

$$P_1 = P \cos \alpha \text{ и } P_2 = P \sin \alpha,$$

а усилия, передаваемые спарниками,

$$Q_1 = P \sin (\alpha + \beta) \text{ и } Q_2 = P \cos (\alpha + \beta),$$

где β — угол наклона шатунов.

Усилие, испытываемое цапфой кривошипа отбойного вала, равно

$$N = P \cos \beta. \quad (10,5)$$

Рассмотрим еще случай, когда два двигателя работают на общий отбойный вал (фиг. 1,60).

Усилия, передаваемые шатунами обоих двигателей, будут

$$P_1 = P \sin (\alpha + \beta), \quad N_1 = P \sin (\gamma - \alpha)$$

и

$$P_2 = P \cos (\alpha + \beta), \quad N_2 = P \cos (\gamma - \alpha),$$

где β и γ — углы наклона шатунов обоих двигателей.

Усилия, передаваемые спарниками,

$$Q_1 = 2P \cos \alpha \text{ и } Q_2 = 2P \sin \alpha.$$

Для того чтобы определить усилие, испытываемое пальцем кривошипа отбойного вала, будем рассматривать всю систему передачи, как состоящую из двух отдельных шатунных механизмов, передающих усилия каждым от своего двигателя. Каждый из шатунных механизмов сообщит пальцу кривошипа отбойного вала усилие

$$R_1' = P \cos \beta \text{ и } R_2' = P \cos \gamma.$$

Направление этих усилий составляет с горизонталью углы

$$\varphi' = \alpha + \beta \text{ и } \varphi'' = \gamma - \alpha.$$

Равнодействующую усилий R_1' и R_2' найдем из равенства

$$R^2 = P^2 (\cos^2 \beta + \cos^2 \gamma - 2 \cos \beta \cos \gamma \cos \psi),$$

где $\psi = 180^\circ - (\alpha + \beta + \gamma - \alpha) = 180^\circ - (\beta + \gamma)$.

Произведя преобразования, окончательно получим

$$R = 2P \cos^2 \beta, \quad (10,6)$$

т. е. усилие, испытываемое пальцем кривошипа при неизменной нагрузке двигателей, есть величина постоянная при всех положениях пальца кривошипа.

11. Влияние игры в подшипниках и неправильной сборки движущего механизма

Пусть имеем простой шатунный механизм, состоящий из двух параллельных шатунов (фиг. 1,61), кривошипы которых насажены под углом 90° . Для простоты примем игру в подшипниках пальцев кривошипов двигателя и отбойного вала сосредоточенной в одном месте — в конце шатунов. На фиг. 1,61 тонкими линиями показано такое расположение шатунов, когда по обе стороны пальца имеется з.

Для того чтобы рассматриваемая система могла передавать усилие, необходимо, чтобы пальцы кривошипов прошли дополнительно углы φ_1 и φ_2 до зацепления с шатунами. Эти углы при одинаковом зазоре s у обоих шатунов будут неодинаковы и зависят от угла ωt отклонения кривошипа, который будет отсчитываться от некоторого начального положения OO' . Для определения углов φ_1 и φ_2 имеем уравнения

$$r\varphi_1 = \frac{s}{\sin \omega t} \quad \text{и} \quad r\varphi_2 = \frac{s}{\cos \omega t}. \quad (11,1)$$

Тот палец, который раньше приходит в зацепление с шатуном, воспринимает (при абсолютно жестком механизме) всю работу, затем через некоторый промежуток времени другой палец зацепляется с своим шатуном и тогда первый прекращает работу. Такое чередование работы одного и другого шатуна легко проследить по так называемой тангенциальной диаграмме, изображенной на фиг. 1,62.

На этой диаграмме отложены величины $r\varphi_1$ и $r\varphi_2$ по уравнениям (11,1) в функции угла кривошипа ωt .

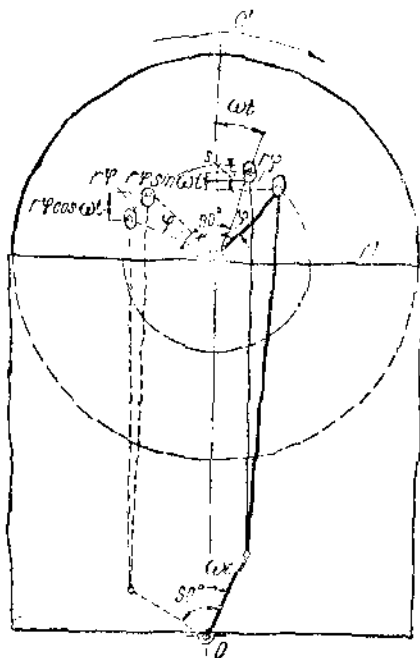
Из этой диаграммы следует, что в точках α, β, γ следует смена работающих шатунов. Один из них работает на участках $\alpha\beta, \beta\gamma$, другой в остальное время — $\alpha\beta$ и т. д.; таким образом при абсолютно жестком шатунном механизме одновременно работает только один шатун.

В действительности имеют место деформации отдельных деталей механизма, что дает на некотором участке одновременную работу обоих шатунов. Влияние упругости механизма на диаграмме фиг. 1,62 может быть отмечено следующим образом:

Работа шатуна начинается в тот момент, когда с ним приходит в соприкосновение его кривошинный палец, однако при упругости всего механизма, для того чтобы палец смог передать на шатун некоторое усилие, он должен пройти еще некоторый дополнительный угол, соответствующий деформации механизма под влиянием этого усилия, другими словами, на диаграмме мы должны рассматривать зацепление не по кривой $\alpha\alpha$, а по некоторой другой — am , расположенной выше первой. В точке m происходит соприкосновение уже другого пальца со своим шатуном, и последний, деформируясь, начинает постепенно забирать нагрузку от первого шатуна. В точке n вся нагрузка переходит уже ко второму шатуну и таким образом участок mn характеризуется одновременной работой обоих шатунов. Нетрудно видеть, что, чем выше нагрузка и чем большей упругостью обладает шатунный механизм, тем длительнее будет период совместной работы обоих шатунов.

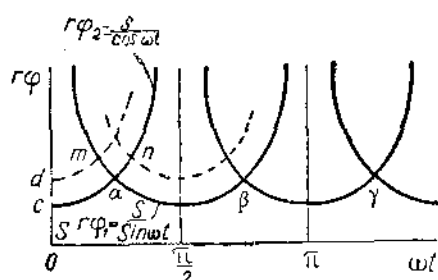
Мы рассмотрели распределение работы между шатунами для случая простого шатунного механизма. От него уже нетрудно перейти к более сложному механизму, состоящему из шатунов, передающих усилие на отбойный вал, и спарников, соединяющих отбойный вал с движущимися колесами (фиг. 1,63).

Обозначим угол наклона шатуна к горизонту через γ ; от этого угла зависит распределение усилий между шатунами. Усилие, передаваемое шатуном, обозначенным на фиг. 1,63 сплошной линией, возникнет в тот момент, когда палец кривошипа двигателя пройдет зазор s_1 и коснется рабочей части подшипника шатуна A , а спарник B , пройдя зазор s_2 — пальца движущей оси. Для исследования работы системы совместим тангенциальные диаграммы систем A и B одна под другой, как указано на фиг. 1,64, причем для системы A тангенциальная диаграмма сдвигается на угол $\gamma = 30^\circ$

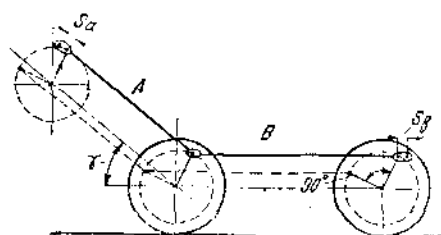


Фиг. 1,61.

относительно диаграммы B (фиг. 1,64). Такая совмещенная диаграмма позволяет установить для различных углов ωt , происходит ли передача усилий через правую или левую систему или частично через ту и другую стороны и отбойный вал. Действительно, нетрудно видеть, что при положении IIa работают одновременно передний шатун и спарники, в положении IVb —задний шатун и передние спарники и в положении III —одновременно оба шатуна и передние спарники.

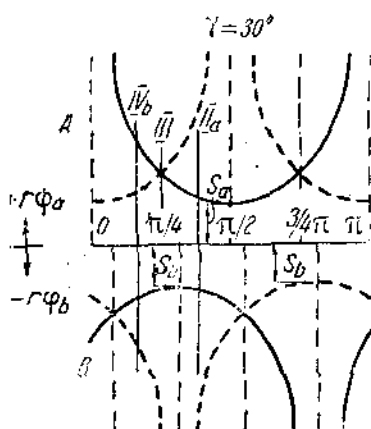


Фиг. 1,62.



Фиг. 1,63.

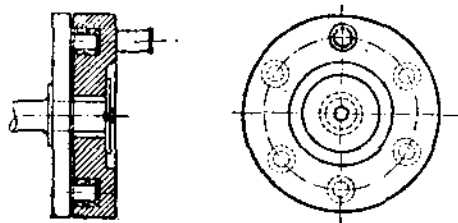
Кроме игры в подшипниках на распределение усилий между шатунами оказывают большое влияние неправильности в сборке шатунного механизма, как-то: 1) отклонение длины шатунов от теоретической, т. е. когда длина шатунов не соответствует расстоянию между пальцами кривошипов; 2) отклонение угла расположения пальцев кривошипа от теоретического, т. е. 90° ; 3) отклонение в длине кривошипа от теоретического.



Фиг. 1,64.



Фиг. 1, 65.



Фиг. 1,66. Пружинящий отбойный вал ГЭС.

Перечисленные неправильности в шатунном механизме не только вызывают отступления в распределении усилий между шатунами от теоретического, но могут явиться причиной значительных перенапряжений в отдельных элементах передачи. Так, если один шатун окажется короче или длиннее теоретического, то это вызовет соответственно удлинение или укорочение его вместе с деформациями и остальных элементов шатунной передачи. Вызываемые этими деформациями напряжения будут равны произведению упругости данного элемента в направлении его деформации на величину самой деформации. Дополнительные напряжения от неправильной сборки шатунного механизма непрерывно меняются по величине. Эти изменения носят пульсирующий характер и являются причиной вынужденных колебаний как самого передаточного механизма, так и всего электровоза в целом.

Все это требует особенно тщательного выполнения механической части электровоза вплоть до шлифовки буксовых челюстей в собранном электровозном экипаже на особых станках: так, малейшие неисправности в механизме нередко влекут за собой поломки шатунов. В эксплуатации приходится следить за тем,

чтобы в подшипниках механизма не получалось бы недопустимая игра, что также ведет к тяжелым последствиям вплоть до искривления и обрыва шатунов. Усиление отдельных элементов бесполезно, так как это увеличивает жесткость, а следовательно, и усилие, приходящееся на данный элемент; в действительности отмечаются случаи увеличения повреждений после усиления механизма.

Более рациональным является включение в шатунный механизм упругих элементов (пружин) и также демпферов — механизмов, способных поглощать импульсы колебательных движений, неизбежных при шатунной передаче.

Установка рессор в головках шатуна, как изображено на фиг. 1,65, позволяет ослабить или свести до нуля последствия от ошибок в размерах деталей шатунного механизма. Однако сильно ограниченные размеры пружин ведут к перенапряжению их материала и частым поломкам. Кроме того, железнодорожная практика отмечает недостаточное поглощение пружинами импульсов колебательных движений, вследствие чего затухание колебаний не происходит достаточно энергично.

Устройство пружинящих отбойных валов, примененное ГЭС, показано на фиг. 1,66. Оно представляет большие конструктивные трудности и не получило широкого распространения. Сравнительно большое распространение получили пружинящие зубчатые колеса (фиг. 1,67).

Следует отметить, что одной упругости механизма недостаточно, необходимо также, чтобы он поглощал энергию, вызывающую колебания в системе. Это достигается тем, что устраивают большие поверхности трения. Достигнуть поглощения пружинами всей энергии колебаний не представляется возможным, так как это потребовало бы постановки пружин слишком больших размеров. Для того чтобы пружины действительно соответствовали своему назначению, необходимо, чтобы начальное натяжение их не было слишком высоким. Величина трения R также должна находиться в некотором определенном соотношении с коэффициентом пружины c . Вихерт рекомендует¹ отношения $\frac{R}{c} = 0,43 \cdot 2\sigma_0$, где σ_0 — величина отклонения по тангенциальной диаграмме. При самом неблагоприятном случае, т. е. одновременной игре в подшипниках s и ошибке в длине шатуна f

$$2\sigma_0 = (s + f) \sqrt{2} - (s - f) = 0,41s + 2,41f.$$

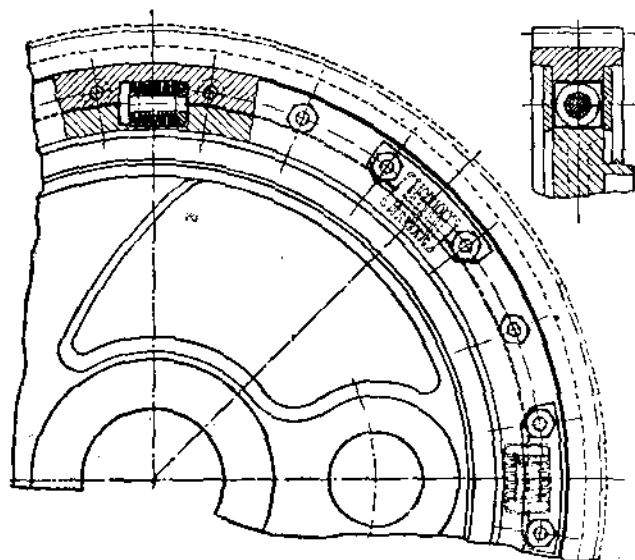
Пусть передача усилий происходит при помощи пружинящего зубчатого колеса с шестью пружинами, расположенными на расстоянии $R_0 = 505$ мм от центра. При радиусе кривошипа $r = 300$ мм коэффициент шести пружин c' , отнесенный к радиусу кривошипа, будет

$$c' = 6c \frac{R_0}{r} = 6 \cdot 590 \frac{505}{300} = 10\,000 \text{ кг/см},$$

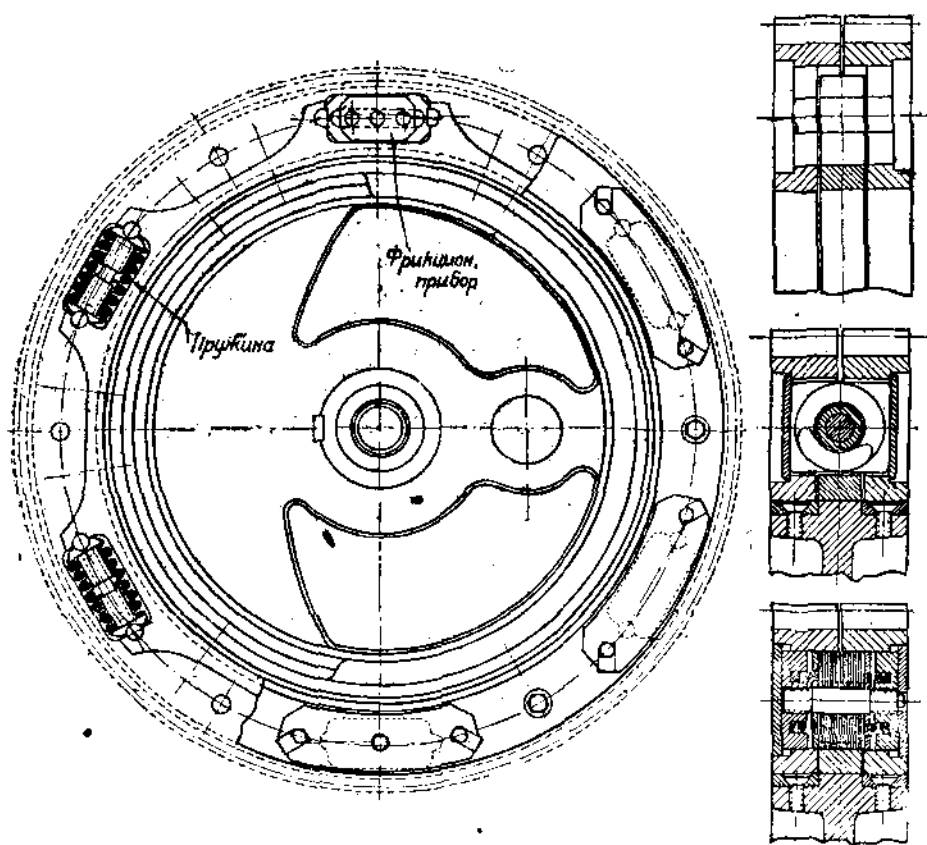
где $c = 590$ кг/см.

Примем, далее, что игра в подшипниках s достигает 2,5 мм и $f = 1$ мм, тогда $2\sigma_0 = 0,41 \cdot 2,5 + 2,41 \cdot 1 = 3,45 \text{ мм} = 0,345 \text{ см}$.

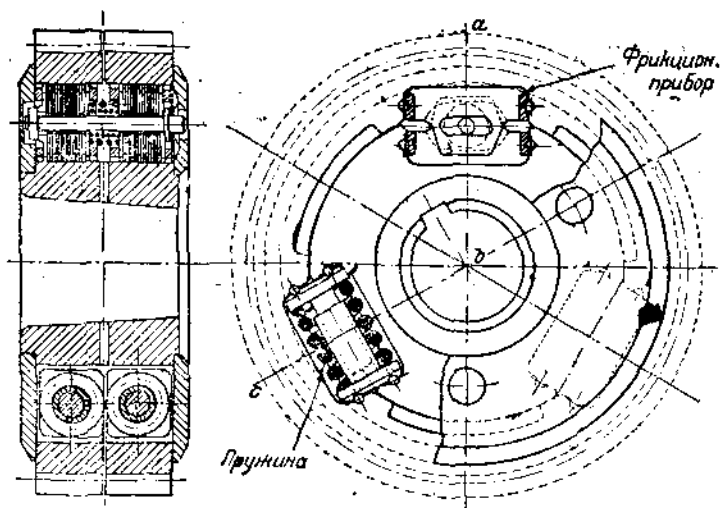
¹ См. Theorie der Schüttelschwingungen, A. Wichert, 1924.



Фиг. 1,67.



Фиг. 1,68. Пружинящее зубчатое колесо ВВС.



Фиг. 1,69. Пружинящее малое зубчатое колесо ВВС.

По Вихерту $\frac{R}{c}$ должно быть равно

$$\frac{R}{c} = 0,43 \cdot 2 \sigma_0 = 0,43 \cdot 0,345 = 0,148;$$

при $c = 10\,000$ кг/см найдем, что отнесенное к $r = 300$ мм $R_{r=300} = 1\,480$ кг.

Относя же эту величину к $r = 505$ мм, т. е. к окружности, где действительно располагаются фрикционные приборы, получим

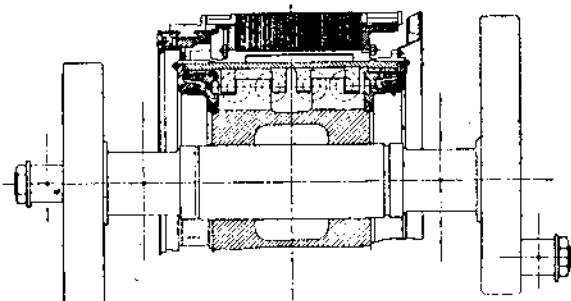
$$R_{r=505} = \frac{1\,480 \cdot 300}{505} = 865 \text{ кг.}$$

На электровозе В + В германских железных дорог были установлены два фрикционных аппарата с сопротивлением на 50% выше расчетного, т. е. равным

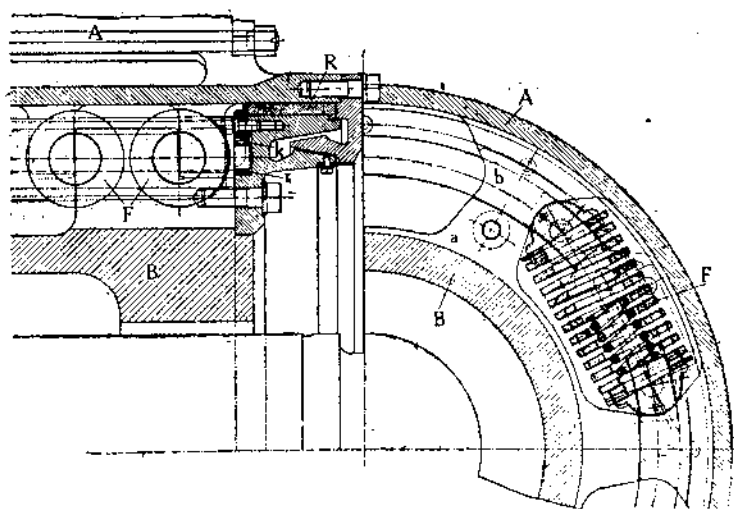
$$\frac{865}{2} \cdot 1,5 = 650 \text{ кг,}$$

после чего прекратились заметные колебания шатунного механизма.

На фиг. 1,68 изображено пружинящее большое колесо завода ВВС с разрезным посередине через все зубцы венцом. Палец кривошипа запрессовывается в теле самого колеса. Колесо снабжено шестью гнездами, в которых поставлены четыре пружины и два пластинчатых фрикционных прибора (демпфера).



Фиг. 1,70. Упругая посадка якоря электровоза 1D1 железной дороги Париж-Орлеан.



Фиг. 1,71.

Пружинящая малая шестеренка того же типа и сконструированная по тому же принципу, но всего с двумя пружинами и одним фрикционным прибором, изображена на фиг. 1,69.

Устройство одинаковых гнезд для пружин и фрикционных приборов значительно упрощает обработку таких зубчатых колес. Между венцом и телом зубчатого колеса ставятся бронзовые кольца, хорошо смазываемые, по которым происходит относительное скольжение венцов.

Особенно удачной оказалась упругая посадка якоря на валу двигателя, примененная на электровозах 1D1 железной дороги Париж-Орлеан и изображенная на фиг. 1,70 и 1,71.

По всей окружности имеется 6×4 спиральных рессор F , опирающихся с одной стороны на приливы a втулки якоря B , а с другой стороны на приливы b подвижной части якоря A . Скольжение этой части якоря, несущей железные пакеты и обмотку, происходит по бронзовым кольцам R .

12. Сравнение группового и индивидуального приводов

Резюмируем все изложенное по обоим видам передач. В отношении развиваемых мощностей мы должны отметить, что при индивидуальной передаче предельная мощность, развиваемая каждой отдельной осью, с одной стороны, ограничена условием сцепления этой оси с рельсом, с другой стороны — конструктивными условиями передачи и габаритами. Первое ограничение — по сцеплению — относится собственно к развиваемой осью силе тяги. Однако последняя при заданной скорости и определяет предельную мощность, которую может развивать каждая ось в зависимости от нагрузки ее на рельс и коэффициента сцепления. Мы уже отметили выше, что в случае двигателей-близнецов, имеющих высокую мощность, а также при вертикальных двигателях, полная мощность их может быть использована только при высоких скоростях, т. е. на быстроходных электровозах.

Второе ограничение мощности по габариту и зубчатой передаче относится не в одинаковой мере ко всем двигателям с индивидуальной передачей. Двигатели с непосредственно насаженным на движущие оси якорем в этом отношении являются совершенно неудовлетворительными. У двигателей с зубчатой передачей — с трамвайной подвеской и с полкой осью ограничение мощности может дать себя почувствовать только при очень высокой нагрузке на ось и больших скоростях; вообще же говоря, при этих передачах можно получить ту мощность, которая требуется для электровозов. Подтверждением этому служит то обстоятельство, что все наиболее мощные электровозы, а именно американские, выполнены с индивидуальным приводом.

Более того, как выше указывалось, в случае двигателей-близнецов и вертикальных двигателей их мощность может быть получена не ниже той, которая вообще может быть использована по условиям сцепления.

В случае простой шатунной передачи мы видели, что максимальная мощность двигателя может быть получена порядка 2000 kW при максимальной окружной скорости якоря $va = 50$ m/sec и предельном числе оборотов движущих колес $n = 350$ в минуту. Вообще же говоря, двигатели при этой передаче могут быть хорошо использованы лишь при больших скоростях, порядка 75 km/h и выше при минимальном диаметре колес 1000—1100 mm. В противном случае получается недостаточное число оборотов двигателей.

Не безынтересно отметить здесь, что железные дороги нередко испытывают затруднения в обслуживании чрезмерно больших двигателей специального типа, для которых нужно соответствующим образом оборудовать мастерские, и предпочитают поэтому обслуживать несколько большее число двигателей, но с меньшим диаметром якоря.

Стремление иметь даже при сравнительно невысоких допускаемых нагрузках на оси индивидуальные двигатели, заставляет прибегать к некоторым промежуточным решениям. В Австрии, где нагрузка на ось была еще несколько лет назад всего 14,5 t¹, пришлось применить следующую конструкцию: электровоз типа 0-5-0 имеет три движущие средние оси с двигателями трамвайного типа, остальные оси являются спаренными. Благодаря тому что здесь совершенно отсутствуют шатуны и отбойные валы, а передача усилий от трех двигателей на три оси происходит непосредственно при помощи зубчатых колес, усилия в спарниках весьма ничтожны.

На крайние спарники приходится всего лишь $\frac{1}{5}$ мощности электровоза, а на средние спарники $\frac{1}{15}$, в то время как, например, при двух двигателях, передающих

¹ См. „Entwicklung des Einzelachsantriebes für Lokomotiven durch die Österreichische Siemens-Schuckert-Werke,“ „ETZ“ 1928, № 48, стр. 1733—1738.

усилие через треугольник на среднюю ось электровоза типа Лечбергской железной дороги, средние спарники передают по $\frac{2}{5}$ всего усилия электровоза, а крайние по $\frac{1}{5}$.

Неоспоримым преимуществом группового привода является полная защищенность двигателя от снега и большая доступность двигателя для осмотра и смазки. Однако следует признать, что у электровоза с одиночным приводом, но с двигателями, расположенными над осями, двигатели защищены от снега в той же мере, как при групповом приводе, и у них в достаточной мере обеспечена возможность сравнительно легкого обслуживания. Таким образом защищенность от снега и легкая доступность не является исключительным преимуществом двигателей группового привода. С другой стороны, необходимо отметить, что низкое положение головки шатуна является известным недостатком группового привода.

Конечно, стремление получить возможно более высокое положение центра тяжести и легко доступный для ремонта и осмотра двигатель оказали не малое влияние на то, что шатунная передача имела долгое время широкое распространение, несмотря на ее недостатки, заключающиеся в отмеченных выше значительных перенапряжениях в шатунном механизме при недостаточно точной сборке его и при игре в подшипниках. Однако в шатунно-спарниковом механизме необходима особая точность обработки и тщательность сборки. Ранее мы отмечали тот эффект в смысле снижения напряжений в механизме, который получается при включении в систему упругих элементов совместно с фрикционными амортизаторами. Далее следует отметить, что при шатунной передаче в системе вращающегося якоря двигателя, упругой передачи и массы электровоза появляются вынужденные колебания, которые при критической скорости могут вызвать значительное подергивание и влияние электровоза, перенапряжения в механизме и заметное увеличение сопротивления движению.

Высокий центр тяжести, обусловливаемый групповым приводом, является преимуществом этого типа электровозов, в особенности для пассажирских электровозов; для товарных же, работающих с малыми скоростями, это, однако, большого практического значения не имеет. Сам же групповой привод создает добавочные необрессоренные массы, что вызывает вместе с колебаниями вредное воздействие на путь, с которыми нельзя не считаться. Наиболее совершенной в смысле воздействия на путь является передача с полой осью, позволяющая до минимума снизить необрессоренные массы.

Электровозы с индивидуальным приводом склонны к несколько большему буксованию, чем электровозы с групповым приводом (со спаренными осями). Однако при правильной конструкции электровоза и правильном сбалансировании его осей можно достигнуть весьма высокого коэффициента использования сцепного веса.

Следует отметить, что в случае электровозов постоянного тока на 3 000 V, когда хотя два двигателя остаются включенными всегда последовательно, очень легко нарушается одинаковое распределение нагрузок между двигателями; в результате наблюдается буксование отдельных скатов. В этом отношении большое преимущество имеют двигатели-близнецы, между которыми имеется механическая связь, не допускающая относительного вращения якорей обоих двигателей.

Сравнение коэффициента сцепления электровозов с индивидуальным приводом с коэффициентом сцепления электровозов со спаренными осями показывает, что первые электровозы находятся в несколько худших условиях. Однако на основании опыта итальянских железных дорог,¹ имеющих оба типа электровозов, очень заметной склонности к буксованию электровозов с индивидуальными двигателями не замечается.

13. Передачи без отбойного вала

Помещение отбойного вала между движущими осями или по концам вызывает удлинение рамы электровоза, а следовательно, и удорожание конструкции. Необходимость иметь подшипники для отбойного вала с высокой точностью обработки,

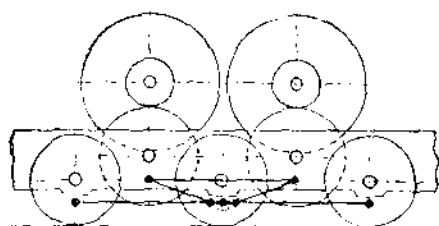
¹ См. Bianchi, „Some data concerning railway electrification in Italy.“ (Journal of Institution of El. Eng., март 1931, стр. 378).

требующие особенно внимательного наблюдения в эксплуатации и не допускающие заметной игры, является также недостатком систем с отбойными валами. Этим объясняется стремление получить системы без отбойных валов, наиболее старой из которых является система Кандо.

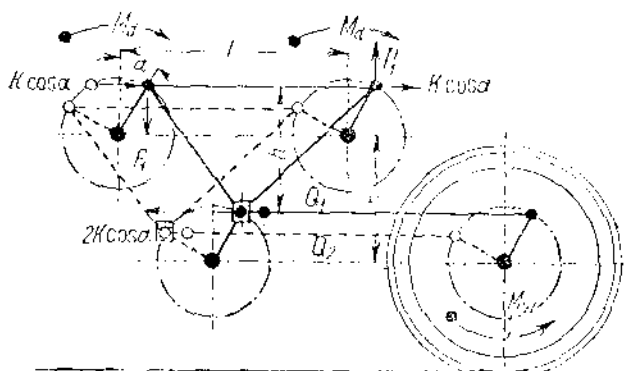
Эта конструкция впервые была применена инж. Кандо для Вяткинской железной дороги и представляет собой треугольную раму, соединяющую кривошипы двух приподнятых валов двигателей или зубчатых колес с кривошипом движущей оси. При этом валы двигателей расположены относительно движущей оси симметрично (фиг. 1,72).

Подшипник кривошипа движущей оси имеет свободное вертикальное перемещение в вырезе рамы Кандо; это является характерной особенностью рамы Кандо. Вследствие зазоров между подшипником и рамой вверх и вниз рама передает только горизонтальные силы. Незначительным трением боковых стенок подшипников можно при этом пренебречь. Обозначим горизонтальные усилия через Q_1 и Q_2 (фиг. 1,73). Пусть момент сопротивления на движущих осях будет M_w , а вращающий момент каждого из двух двигателей — M_d . Если пренебречь потерями в передаточном механизме, то можно написать

$$M_w = 2M_d.$$



Фиг. 1,72.



Фиг. 1,73.

Для установившегося движения имеем следующее уравнение моментов:

$$2M_d = M_w = Q_1 r \cos \alpha + Q_2 r \sin \alpha,$$

но, как и в случае простой шатуновой передачи,

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha},$$

почему

$$2M_d = Q_1 r \left(\cos \alpha + \frac{\sin^2 \alpha}{\cos \alpha} \right) = Q_1 \frac{r}{\cos \alpha}. \quad (13,1)$$

Если усилие на пальцах кривошипа двигателей обозначим K , то, принимая во внимание, что

$$M_d = K \cdot r,$$

уравнение (13,1) сможем переписать в виде

$$2Kr = Q_1 \frac{r}{\cos \alpha},$$

откуда найдем

$$Q_1 = 2K \cos \alpha \quad (13,2)$$

и также

$$Q_2 = 2K \sin \alpha. \quad (13,2')$$

При симметричном расположении двигателей относительно связанной рамой Кандо движущей оси к кривошипам обоих двигателей приложены равные горизонтальные $K \cos \alpha$ и вертикальные P_1 . Беря момент сил относительно одного из пальцев кривошипа, получим для одной стороны уравнение

$$P_1 l = 2Kh \cos \alpha,$$

откуда

$$P_1 = 2K \frac{h}{l} \cos \alpha.$$

Давления, испытываемые пальцами кривошипов двигателей, найдутся как равнодействующие сил P_1 и $K \cos \alpha$:

$$N = \sqrt{(K \cos \alpha)^2 + P_1^2} = K \cos \alpha \sqrt{1 + \frac{4h^2}{l^2}}. \quad (13,3)$$

Наибольшая величина N_{\max} получается при $\cos \alpha = 1$:

$$N_{\max} = K \sqrt{1 + \frac{4h^2}{l^2}}.$$

На практике обычно $\frac{h}{l}$ колеблется в пределах $\frac{1}{6} - \frac{1}{4}$, так что

$$N_{\max} = 1,03 - 1,05 K.$$

Направление силы N определяется из уравнения

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{P}{K \cos \alpha} = \frac{2K \frac{h}{l} \cos \alpha}{K \cos \alpha} = 2 \frac{h}{l}, \quad (13,4)$$

где φ — угол, образуемый силой N с горизонталью.

Скручивающий момент на валу двигателей для передней стороны равен

$$M = Nr \cos(\varphi - \alpha) = Kr \sqrt{1 + \left(\frac{2h}{l}\right)^2} \cos \alpha \cos(\varphi - \alpha),$$

т. е. момент M меняется вместе с углом α . Максимальные и минимальные значения этого момента равны соответственно

$$M_{\max} = Kr \sqrt{1 + \left(\frac{2h}{l}\right)^2} \cos^2 \frac{\varphi}{2} = \frac{Kr}{2l} \left(\sqrt{l^2 + 4h^2} + l \right) \quad (13,5)$$

и

$$M_{\min} = -Kr \sqrt{1 + \left(\frac{2h}{l}\right)^2} \sin^2 \frac{\varphi}{2} = \frac{Kr}{2l} \left(\sqrt{l^2 + 4h^2} - l \right). \quad (13,6)$$

Таким образом скручивающий момент меняется по синусоиду в зависимости от угла α и равен нулю при

$$\alpha = \frac{\pi}{2}; \frac{3\pi}{2}; \varphi + \frac{\pi}{2} \text{ и } \varphi + \frac{3\pi}{2}.$$

Для другой стороны моменты имеют ту же величину, но по фазе они сдвинуты на 90° .

На фиг. 1,74 изображена треугольная передача Кандо, примененная на электровозах 1-С-1 серии 364 швейцарских железных дорог. Высота центров двигателей над серединой движущих осей равна 220 mm.

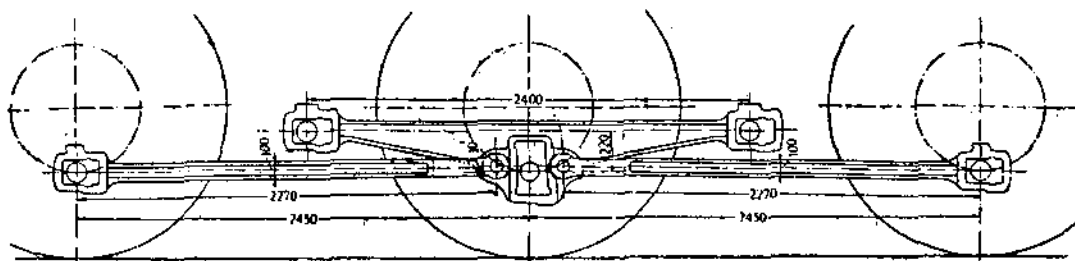
При большой высоте двигателей над движущими осями вместо сплошной треугольной рамы применяют сквозную раму (фиг. 1,75). Эта конструкция была применена на однофазных электровозах южных французских железных дорог. Подсчеты показывают, что при одинаковом вращающем моменте обоих двигателей горизон-

тальный пояс треугольника не испытывает напряжений, а укосины передают усилия, равные

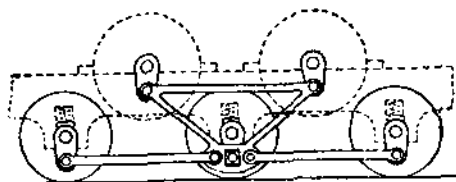
$$P = \frac{Z}{\sin \beta},$$

где β — угол наклона укосины¹.

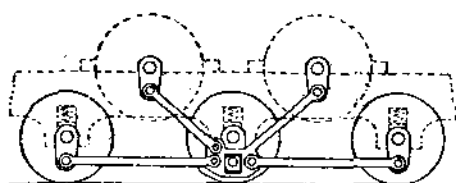
То обстоятельство, что горизонтальный пояс в треугольной системе при одинаковом вращающем моменте обоих двигателей не испытывает напряжений, привело к V-образной системе, которая является статически определимой. Поскольку все



Фиг. 1, 74.

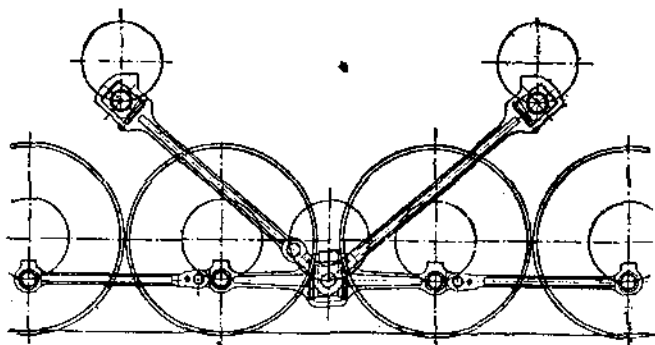


Фиг. 1, 75.



Фиг. 1, 76.

же моменты обоих двигателей могут быть не вполне одинаковыми, одна из укосин соединяется шарнирно с кулисной рамой (фиг. 1, 76), к которой также шарнирно прикрепляются спарники других спаренных осей. Система, будучи статически определимой, не подвергается перенапряжениям материала при неодинаковой длине укосин или игре в подшипниках.



Фиг. 1, 77.

изменения расстояния при прогибе рессор между жестко укрепленными на рамах двигателями и движущими осями, имеющими вертикальные перемещения. Недостатком кулисного механизма является большая потеря смазки, особенно при больших скоростях вследствие центробежной силы и недостаточно надежная защита трущихся поверхностей от попадания пыли.

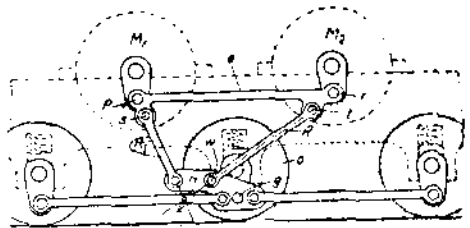
Рассмотрим теперь треугольные системы, в которых кулиса заменена рычажным механизмом. К таким системам относится новая система Кандо и передача Бианки.

На фиг. 1, 77 показана передача V-образной системы электровоза 1-D-1 железной дороги Париж—Орлеан; кулиса расположена посредине спарникового дышла.

Во всех рассмотренных системах передачи без отбойного вала применялась кулиса для компенсирования

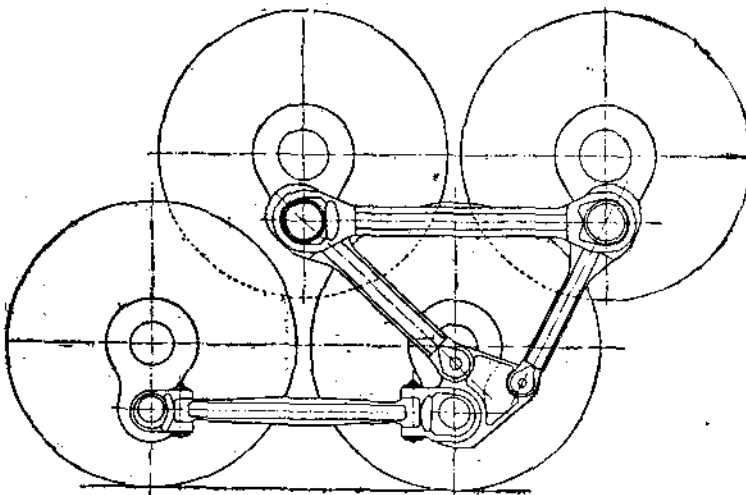
¹ Статья Бухли в „Schweiz. Bauzeitung“, 1912, стр. 18.

В передаче Кандо двигатели M_1 и M_2 (фиг. 1,78) жестко укреплены на рамах, и пальцы их кривошипов p и r жестко связаны горизонтальным спарником e . Для передачи усилий на палец g движущей оси O служат наклонные шатуны R и R_1 , которые, с одной стороны, соединены в точках s и t со спарником e , а на другом конце с рычагом, надетым свободно на палец g ведущего колеса. Благодаря жесткости рамы eRR_1n в горизонтальном направлении, горизонтальные силы передаются на палец g колеса O , так же как и в случае жесткой рамы. При изменении прогиба рессор происходит вертикальное перемещение оси O и пальца кривошипа g по отношению к раме электровоза или стержню e . При этом рычаг n вместе с пальцем g будет иметь перемещение около мгновенного центра вращения x , лежащего на пересечении направлений R и R_1 . Так как точки x и g лежат на одной горизонтали, то перемещение происходит вертикально. На фиг. 1,79 изображена описанная передача Кандо, примененная на электровозе Е 401 типа 2В + В2 железной дороги Париж — Орлеан.



Фиг. 1,78.

На фиг. 1,80 изображена передача Бианки. Оба кривошипа двигателей соединены горизонтальной штангой S_1 , к которой в шарнирах a и b укреплены наклонные шатуны S_2 и S_3 . Последние своими нижними концами c и d соединены с рычагами Z и W , совершающими колебания около точек e и f на спарниках K .



Фиг. 1,79. Передача Кандо.

Концы h и g рычагов Z и W соединены коротким маятником L таким образом, что оба рычага Z и W могут вращаться только на один и тот же угол, но в противоположных направлениях.

Рычаги имеют такие размеры, что $ec = fd$ и $eg = fh$. Шатуны S_2 и S_3 образуют равнобедренный треугольник с вершиной, лежащей на средней линии спарников K . Через ту же точку проходит и средняя линия маятника L .

Следовательно, от кривошипов двигателя на движущую ось через систему передаются только горизонтальные силы. При вертикальном перемещении движущей оси происходит вращение шатунов S_2 и S_3 около точек a и b и вращение точек g и h рычагов Z и W в противоположных направлениях, не вызывая никаких напряжений в передаточном механизме. Горизонтальные составляющие усилий передаются полностью шатунами движущим осям, вследствие того что при горизонтальном перемещении штанги S_1 наклонные шатуны S_2 и S_3 не могут вращаться около точек a

и h , так как они не могут вызывать соответствующего вращения рычагов Z и W , с которыми связаны их нижние концы.

Обе системы, Кандо и Бианки, применимы при отношении $\frac{h}{l}$, равном 2,5 и выше, но требуют значительного числа лишних напф вращения, особенно система

Бианки. Необходимость особенно тщательного ухода и смазки во избежание изнашивания и расхлябывания механизма является недостатком этих систем.

При шатунно-зубчатой передаче применимы те же способы передачи усилий при помощи шатунов или треугольных систем, описанные выше. Шатуны в этом случае соединяются с кривошипом большого зубчатого колеса.

Условия работы шатунов, рассмотренные для чисто шатунного привода, конечно, остаются совершенно аналогичными и для передач, где между шатуном и двигателем имеется зубчатая передача.

В случае смешанной передачи применяется также и треугольная рама с кулисой, как показано схематически на фиг. 1,81. В этом случае оба двигателя передают свое усилие на большие зубчатые колеса, располагаемые симметрично относительно средней оси. Кривошип этой оси скользит в кулисе, кривошпы же больших зубчатых колес соединены при помощи треугольной рамы.

Эта система применена на электровозах 1C1 серии 11204 швейцарских железных дорог¹ и на различных сериях электровозов итальянских железных дорог.

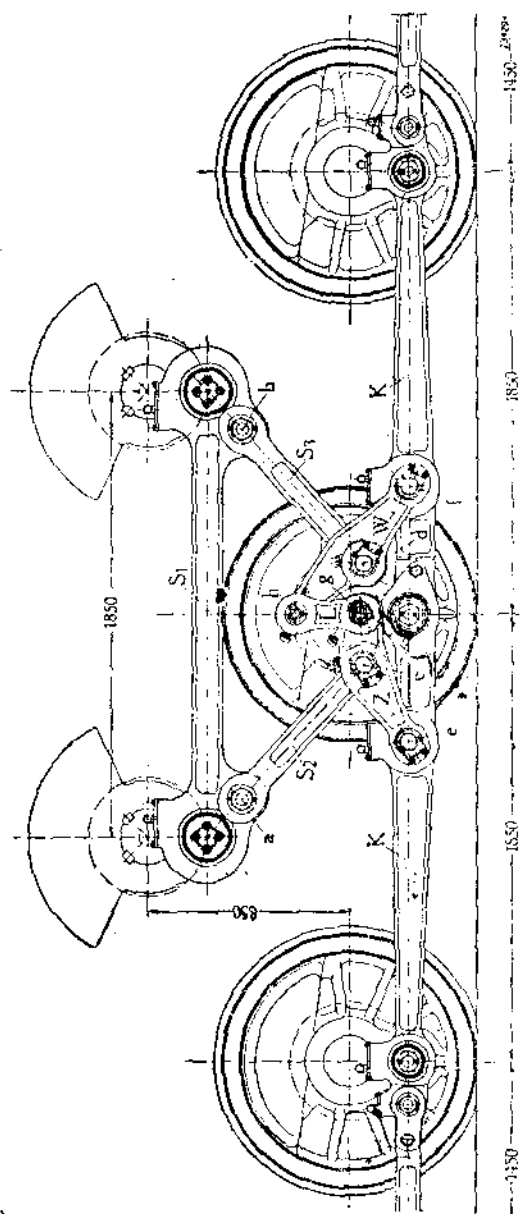
Треугольная рама применяется также и в случае одного большого зубчатого колеса, тогда другой конец рамы соединяется с отбойным валом, как показано на фиг. 1,82. Спарник при этом присоединяется в некоторой промежуточной точке треугольной рамы между кулисой и кривошипом большого зубчатого колеса².

Эта система применена на электровозе типа 1C1 серия 14251 швейцарских железных дорог³. При передаче усилий Q от двигателя спарнику образуется пара сил с плечом h , равным расстоянию между кривошипом большого зубчатого колеса и средней линией ab спарника (фиг. 1,83).

¹ „Schweiz. Bauz.“, 1919, стр. 110 и „ETZ“ 1922.

² Теоретическое изучение этой передачи см. в статье Клейнова в журнале „ЕКВ“, 1913, стр. 351.

³ „Е и. М“, 1920, стр. 373, „ETZ“ 1922, стр. 144, также „Schweiz. Bauz.“, 1920, стр. 229.



Фиг. 1,80. Передача Бианки.

Эта пара сил вызывает вертикальные силы в пальцах кривошипов, с которыми соединяется рама. Плечо момента вертикальных сил равно расстоянию b между пальцами E и C . Так как горизонтальные силы должны целиком восприниматься движущими колесами, т. е. колесом D и спарником C , то отбойный вал E должен иметь возможность свободного горизонтального перемещения. С этой целью его подшипники P устраиваются качающимися около точки O (фиг. 1,82) с боковым упором M в виде пружины, удерживающей подшипники в среднем положении. Начальное натяжение этой пружины такое, что она может воспринимать только небольшие горизонтальные усилия, необходимые для вращения отбойного вала. Полное же горизонтальное движущее усилие воспринимается, как указывалось, движущей осью и спарником.

Вместо треугольной рамы с кулисой могут быть применены треугольные бескулисные передачи Кандо или Бианки, соединяющие или кривошипы двух больших зубчатых колес или кривошип одного большого зубчатого колеса и отбойный вал с движущей осью. Последняя передача применена на электровозе типа Е серии 1280 на австрийских железных дорогах¹.

Нередко при шатунно-зубчатой передаче вал с зубчатым колесом располагается почти на высоте движущих колес и усилия последним передаются непосредственно от шатуна. Эта система получила большое распространение. Характерным является весьма небольшое возвышение центра зубчатого колеса над центрами движущих осей.

На фиг. 1,84 изображена указанная шатунно-зубчатая передача, примененная на электровозах С-С железной дороги Great Indian Peninsula Ry. Два двигателя M_1 и M_2 , расположенные на тележке, передают усилие на большое зубчатое колесо C , связанное шатунами S с движущей осью III . Расположение двигателей по концам тележки диктуется необходимостью помещать всю аппаратуру в средней части кузова; такое расположение двигателей вызывает сильное влияние тележек и всего электровоза, и с этой точки зрения предпочтение следует отдать расположению двигателей у внутренних концов тележки, каковое принято на электровозах 1-С-1 швейцарских железных дорог².

На фиг. 1,85 показано конструктивное выполнение передачи, примененной на электровозах 1В + В1 завода Маффей в Мюнхене германских железных дорог. Подшипник ведущего пальца выполнен из двух половин с натяжными клиньями. Оба спарниковых подшипника неразрезные, причем у ближайшей к двигателю оси подшипник представляет собой запрессованную в тело спарника втулку. Подшипник другой оси устанавливается в головке с двумя клиньями для перестановки.

Рассмотрим влияние прогиба рессор на напряжение в шатуне. Схематически передача изображена на фиг. 1,86.

Пусть A и B — кривошипы движущих осей; C — кривошип зубчатой передачи; точка D — соединение шатуна Z со спарником.

Нетрудно видеть, что изменению прогиба рессор движущих осей следует изменение длины шатуна Z , что вызывает дополнительные напряжения материала. Рассмотрим зависимость этих напряжений от величины h и x при некоторой конструктивной высоте H .

Обозначим изменение длины шатуна Z соответственно λ_A , λ_B и λ_C , когда одна из точек A , B или C перемещается на величину e вертикально. Нетрудно видеть, что:

$$\lambda_A = e \frac{v}{a} \sin(\varphi + \alpha), \quad (13,7a)$$

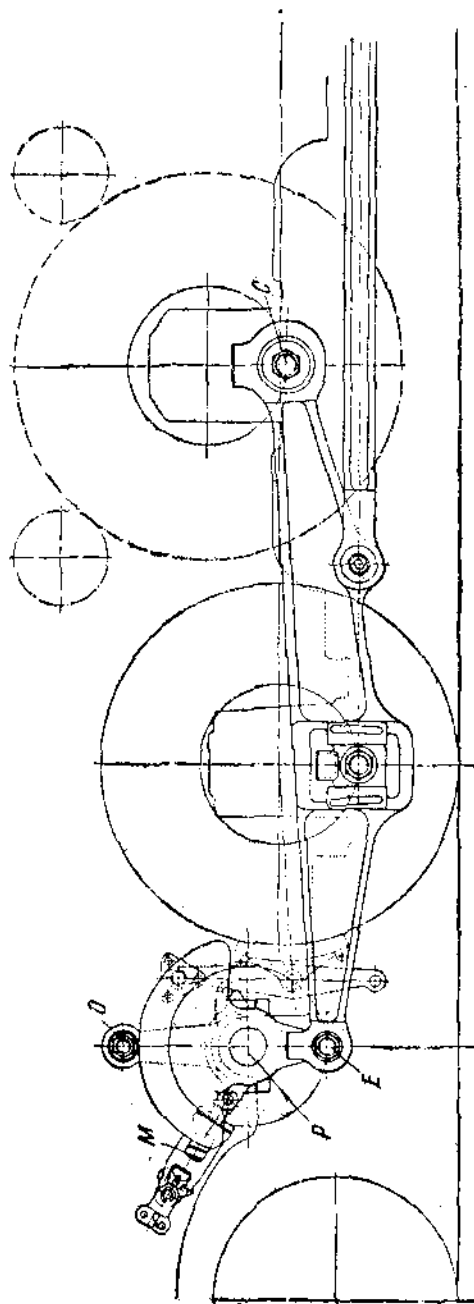
$$\lambda_B = e \frac{u}{a} \sin(\varphi - \alpha) \quad (13,7б)$$

¹ „Е. и. М“, 1926, стр. 386.

² „ЕТЗ“, 1922, стр. 120.



Фиг. 1,81. Передача треугольной рамой с кулисой.



Фиг. 1,82.

и

$$\lambda_c = e \sin \alpha. \quad (13,7в)$$

При этом:

$$\operatorname{ctg} \alpha = \frac{a+b}{H-h}, \quad (13,8)$$

$$y = h + (H-h) \frac{x}{a+b} \quad (13,9)$$

и

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{y}{a-x}, \quad (13,10)$$

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{y}{x}, \quad (13,11)$$

$$H = \frac{x}{\cos \varphi}, \quad (13,12)$$

и

$$v = \frac{a-x}{\cos \varphi}. \quad (13,13)$$

Из уравнений (13,7б) и (13,7в) после преобразования получим

$$\lambda_c = e \sqrt{\frac{1}{1 + \left(\frac{a+b}{H-h}\right)^2}}$$

С достаточной точностью можно считать

$$\lambda_c = e \frac{H-h}{a+b}.$$

Таким образом λ_c в зависимости от H выражается прямой (фиг. 1,87), причем при $h=0$ величина

$$\lambda_c = \frac{eH}{a+b}$$

и при $h=H$ имеем

$$\lambda_c = 0.$$

Из уравнений (13,11) и (13,12) найдем

$$\begin{aligned} \lambda_B &= \frac{ex}{a} \left[\frac{\sin \varphi \cos \alpha - \cos \varphi \sin \alpha}{\cos \varphi} \right] = \\ &= e \frac{h}{a} \cos \alpha + \\ &+ e \frac{x(H-h)}{a(a+b)} \cos \alpha - e \frac{x}{a} \sin \alpha. \end{aligned}$$

Так как приближенно можно принять

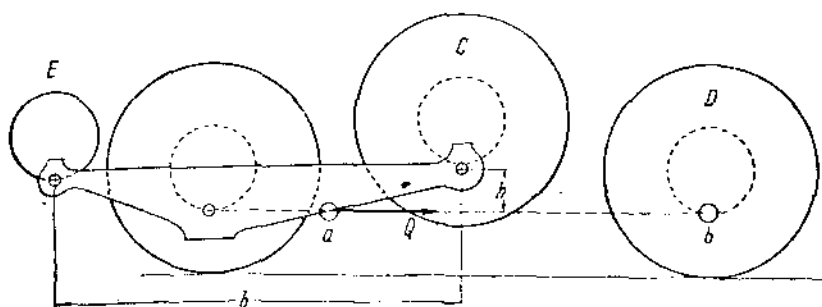
$$\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha = \frac{H-h}{a+b} \text{ и } \cos \alpha = 1,$$

то получим окончательно

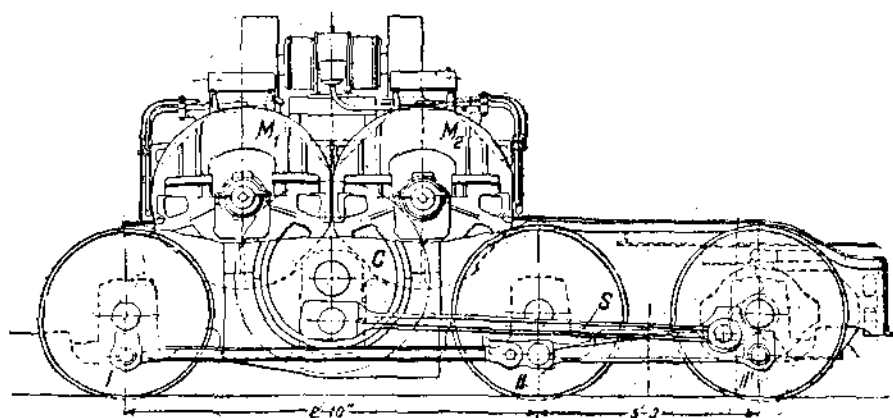
$$\lambda_B = e \frac{h}{a}.$$

Зависимость λ_B от h нанесена на фиг. 1,87 в виде линии OP . Наконец, для удлинения λ_A получим

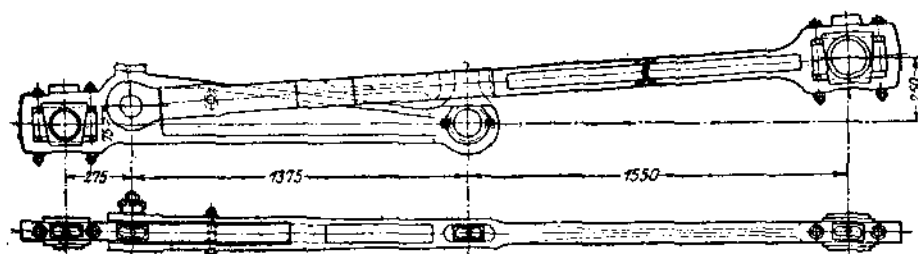
$$\lambda_A = e \frac{a-x}{a} \left[\frac{\sin \varphi \cos \alpha + \cos \varphi \sin \alpha}{\cos \varphi} \right] = e \frac{a-x}{a} \left[\frac{h + \frac{H-h}{a+b} x \cos \alpha + \sin \alpha}{a-x} \right]$$



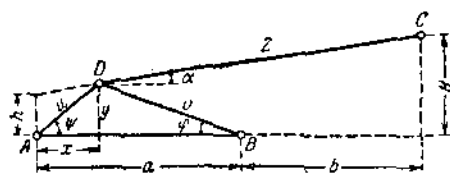
Фиг. 1, 83.



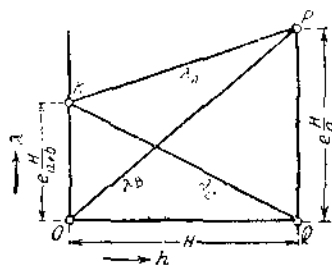
Фиг. 1, 84. Шатунно-зубчатая передача.



Фиг. 1, 85.



Фиг. 1, 86.



Фиг. 1, 87.

или приближенно

$$\lambda_A = e \left[\frac{h}{a} + \frac{H-h}{a+b} \right] = \lambda_B + \lambda_C,$$

т. е. величина λ_A выражается суммарной линией величин λ_B и λ_C , т. е. прямой KP .

Приведенные исследования показывают, что изменения длины шатуна при вертикальном перемещении точек A , B и C не зависят от горизонтального расстояния x точки D от точки A . Наименьшее изменение длины испытывает шатун при $h = 0$, при этом

$$\lambda_B = 0 \text{ и } \lambda_A = \lambda_C = \frac{eH}{a+b}.$$

Изменение длины будет тем больше, чем больше величина H по сравнению с $(a+b)$.

При движении электровоза следует ожидать значительно большего вертикального перемещения точки C от качания наддрессорного строения, чем вертикальных перемещений осей A и B .



Фиг. 1,88.

Таким образом абсолютно наименьшая величина изменения длины шатуна Z имеет место при $h \neq 0$. Наименьшие дополнительные напряжения материала шатуна получают, если шатун имеет максимальную длину при заданном расстоянии между

движущимися осями, т. е. при возможно большем приближении конца шатуна к точке A .

В передаче, изображенной на фиг. 1,85, принято $e = 10$ мм, при этом были получены следующие удлинения:

$$\lambda_A = 0,96 \text{ мм; } \lambda_B = 0,355 \text{ мм; } \lambda_C = 0,606 \text{ мм.}$$

Такие удлинения поглощаются упругими деформациями механизма, пока при принятых скоростях импульсы колебаний лежат в небольших пределах. По этим соображениям рекомендуется рассмотренную передачу применять для товарных тихоходных электровозов¹.

При одном зубчатом колесе применяется также треугольная рама с кулисой. В этом случае, как показано на фиг. 1,88, оба конца рамы соединяются с движущимися осями, а находящаяся в вершине треугольника кулиса соединяется с кривошипом зубчатого колеса. Эта система характеризуется передачей усилий от двигателя всего двум движущим осям и применена на электровозах типа В-В на пробном участке Seebach — Wettingen², на электровозе В-В германских железных дорог³, на шведских железных дорогах⁴, на электровозах 1В-В1 швейцарских железных дорог⁵ и норвежских железных дорогах⁶.

Конструктивное выполнение этой передачи, примененное на электровозе бернской железной дороги, приведено на фиг. 1,89.

Недостатком системы является большая чувствительность к колебаниям прогиба рессор отдельных осей. Так, если одна из движущих осей вследствие неровности пути поднимается, например, на высоту f (фиг. 1,90), то точка C должна переместиться на величину y по горизонтали вправо, что неизбежно вызовет ущемление кулисы. На основании фиг. 1,90 (учитывая, что величина h невелика по сравнению с l) можно написать

$$i = \frac{h^2}{2c},$$

$$CE = f \frac{c}{l}, \quad g = CE \frac{b}{c} = f \frac{b}{l}$$

¹ Dr. K. Vossius, „El. Bahnen“, 1927, стр. 287.

² „E и M“, 1919, стр. 247.

³ „AEG Mitteilungen“, 1918, стр. 1 и 1929, стр. 25.

⁴ См. „E и M“, 1921, стр. 477.

⁵ См. „ETZ“, 1922, стр. 120.

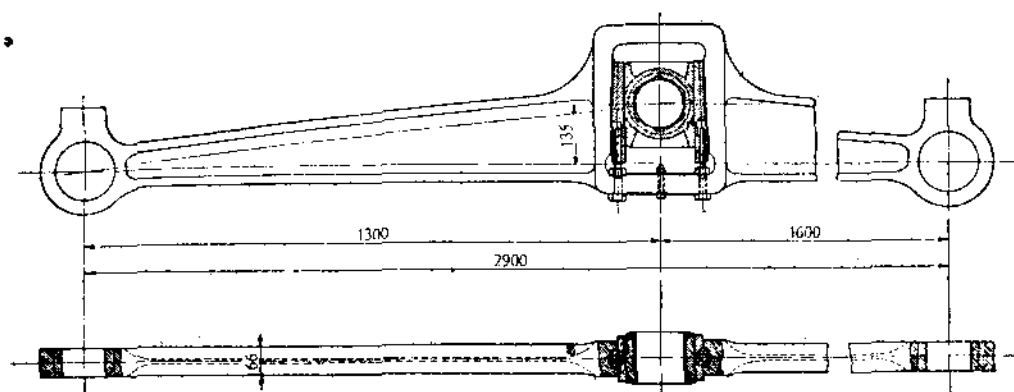
⁶ См. „BBC Mitteilungen“, 1921, стр. 92.

далее

$$i + y = \frac{(g + h)^2}{2c}$$

и окончательно

$$y = \frac{fb}{2ic} \left(\frac{fb}{l} + 2h \right). \quad (13,14)$$



Фиг. 1, 89.

Если палец кривошипа зубчатого колеса расположен симметрично по отношению к обоим движущим осям, то

$$a = b = \frac{l}{2} \approx c,$$

тогда

$$y = \frac{f^2}{2l} + \frac{hf}{l} \quad (13,15)$$

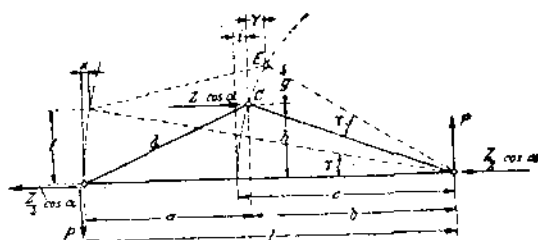
или, пренебрегая малой величиной первого члена, получим

$$y = \frac{hf}{l}.$$

Таким образом при $\frac{h}{l} = \frac{1}{10}$ при изменении прогиба рессоры всего $f = 25$ мм точка C должна иметь горизонтальное перемещение, равное $y = 2,5$ мм.

Так как каждое вертикальное перемещение оси отзывается жестким толчком на движущем механизме, систему рекомендуется применять на электровозах с ограниченной скоростью и не допускать превышения h более чем $\frac{1}{15} l$.

На фиг. 1,90 показаны силы, действующие в движущем механизме. Вследствие вертикальной игры в кулисно-механизме — последний передает горизонтально направленную силу, величина которой равна $Z \cos \alpha$.

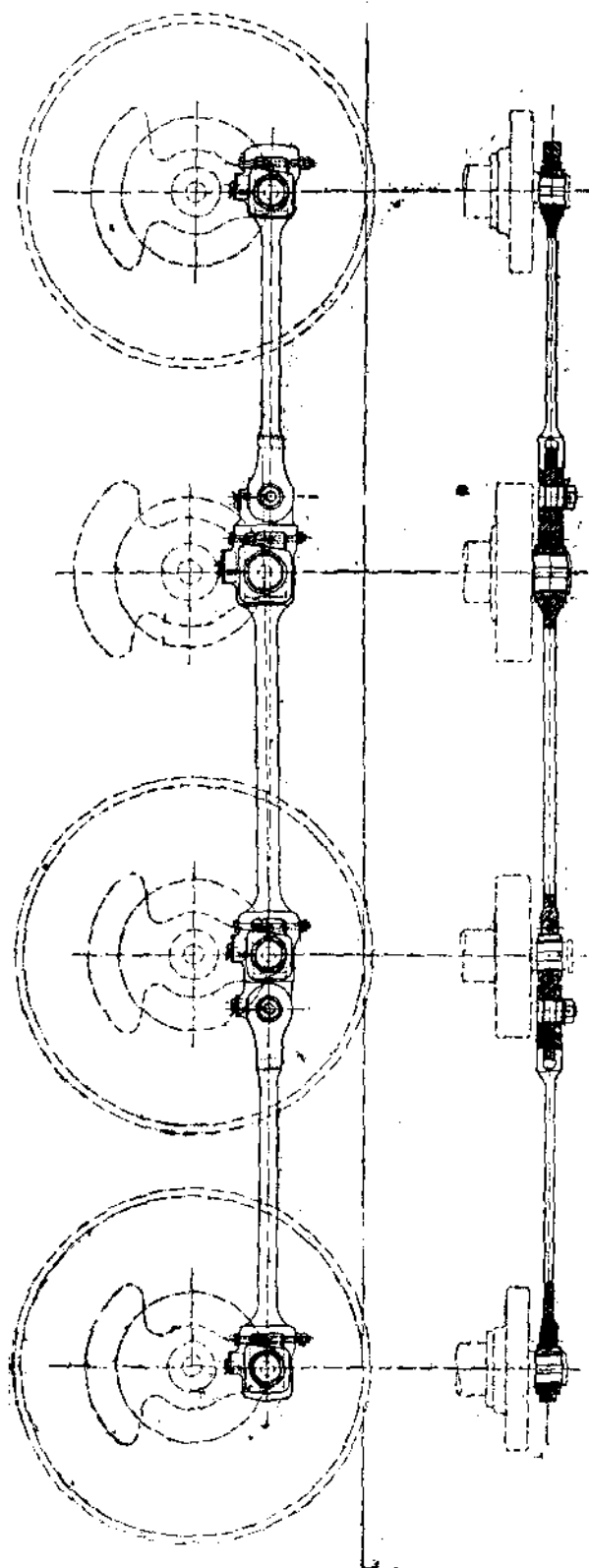


Фиг. 1, 90.

Пальцы движущих осей воспринимают горизонтальные усилия, равные $\frac{Z \cos \alpha}{2}$. Кроме того, в движущем механизме действует пара сил благодаря возвышению точки C над линией AB с моментом $Z \cos \alpha \cdot h$.

Эта пара сил вызывает вертикальные реакции в пальцах движущих осей.

$$P = \frac{Zh \cos \alpha}{l}.$$



Фиг. 1, 91.

Равнодействующая R усилий, действующих на палец движущих осей, равна

$$R = \sqrt{P^2 + \left(\frac{Z \cos \alpha}{2}\right)^2} = \\ = \sqrt{\left(\frac{Zh \cos \alpha}{l}\right)^2 + \left(\frac{Z \cos \alpha}{2}\right)^2} = \\ = \frac{Z}{2} \cos \alpha \sqrt{1 + \frac{4h^2}{l^2}}, \quad (13,16)$$

причем максимальная величина

$$R_{\max} = \frac{Z}{2} \sqrt{1 + \frac{4h^2}{l^2}}.$$

Эта сила R , меняя периодически свою величину, сохраняет все время свое направление, определяемое углом δ с горизонталью, равным

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{2P}{Z \cos \alpha} = \frac{2h}{l},$$

т. е. остается все время направленной параллельно наклонной стороне AC или AB .

Вертикальная составляющая этой силы вызывает периодическую разгрузку и перегрузку движущих колес.

В том случае, когда ось отбойного вала или зубчатого колеса лежит на одной линии с серединами движущих осей, передача усилий производится исключительно горизонтальными спарниками.

На фиг. 1, 91 схематически показана такая передача от двух двигателей и зубчатого колеса, расположенных между второй и третьей движущей осью товарного электровоза $C + C$ германских железных дорог. Двигатели вместе с общим большим зубчатым колесом могут располагаться также и впереди движущих осей.

Для того чтобы при относительных вертикальных перемещениях некоторых осей спарники не испытывали дополнительных усилий (как балка на нескольких опорах при изменении высоты опор), должны быть

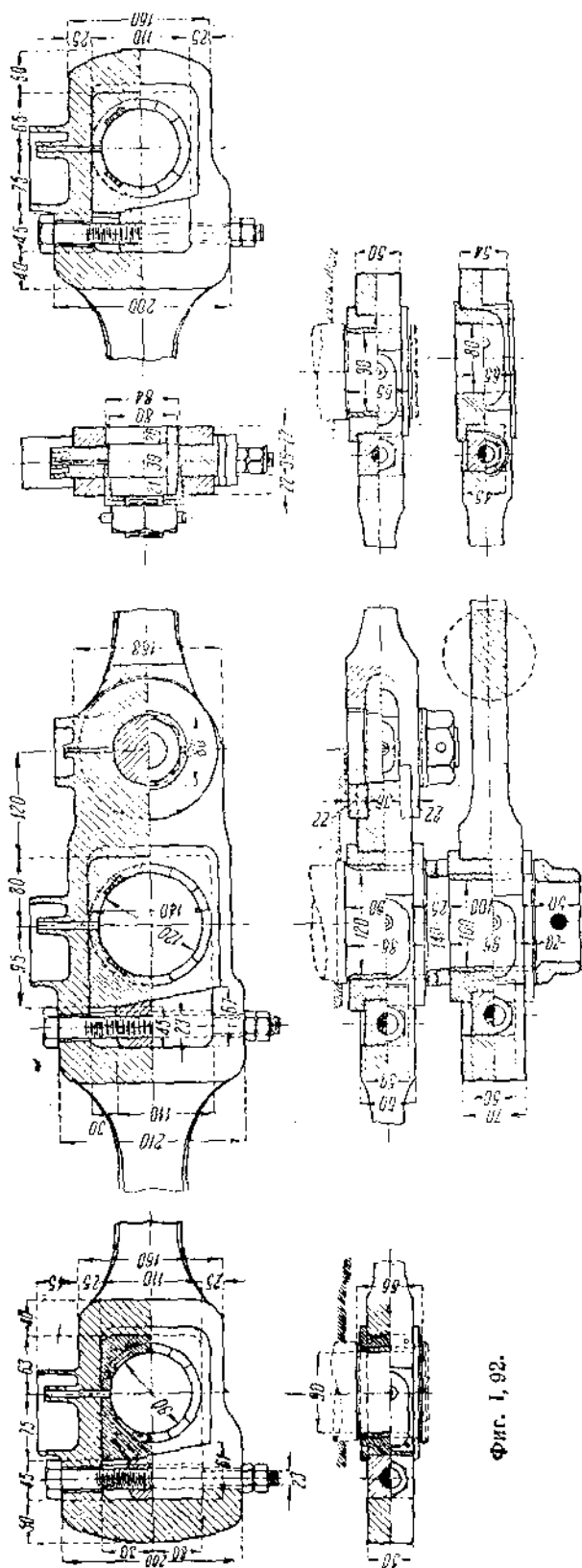
введены в систему шарниры, число которых равно $(n-2)$, где n — число спариваемых кривошипов.

Это правило относится ко всем системам передач, имеющим спарники.

14. Шатуны и спарники

Шатуны и спарники (дышла) должны быть возможно более легкими с целью облегчения уравнивания их, поэтому при проектировании им придают форму бруса, равного сопротивлению с переменным двутавровым сечением. Расчет, как мы увидим ниже, ведется на сжимающие и растягивающие усилия, а также на действие центробежной силы и собственного веса дышла. При проверке по формуле Эйлера коэффициент прочности принимается равным 1,4—2 для шатуна и 2—5 для спарников.

Особенно опасными являются резкие переходы с одного сечения на другое и острые канты. Практика показывает, что они в большинстве случаев вызывают поломки. Дышла выполняются с открытыми и закрытыми головками. Закрытые головки отличаются большей прочностью, простотой и меньшим весом. На фиг. 1,92 даны дышла с закрытыми головками для трех спаренных осей. Нажимной клин снабжен винтом для перестановки его. Часто применяется более простая конструкция в виде клина, неизменное положение которого фиксируется болтом α , проходящим через ушко в теле дышла (фиг. 1,93). Очень простая конструкция дышля под подшипника изображена на фиг. 1,94. Круглые неразрезные буксы запрессовываются в тело дышла и закрепляются против вращения винтами (фиг. 1,95). Эта конструкция требует очень точного исполнения, но имеет то преимущество, что нет необходимости каких-либо перестановок клиньев во время работы электровоза. Перестановка клиньев при невнимательности обслуживающего персонала может



Фиг. 1, 92.

вызвать нагревание букс или нежелательную слабиину их. Материалом для шатунов служит вязкая литая сталь с временным сопротивлением на разрыв $50\text{--}60\text{ kg/mm}^2$ и удлинением 20%.

Для пальцев кривошипов, запрессованных в тело колеса, применяется тигельная сталь с временным сопротивлением 70 kg/mm^2 , однако и для них, так же как и для спарниковых пальцев, рекомендуется применять мягкую сталь с цементированной поверхностью (глубина цементации $1\text{--}2\text{ mm}$) с временным сопротивлением $34\text{--}40\text{ kg/mm}^2$ и 23% удлинения.

Хромоникелевые пальцы требуют особенно тщательной термической обработки; в противном случае они становятся хрупкими, и ломаются в работе.

Длина пальца шатунного кривошипа берется обычно не менее диаметра его, а длина спарникового пальца — около 80% диаметра. Если подшипники, охватывающие пальцы, устраиваются разрезными, то пальцы снабжаются постоянным буртиком. При неразрезанном кольцевом подшипнике буртик у пальца устраивается отъемным на шпильке или гайке (фиг. 1,96). Если для гайки нет достаточного места, то можно рекомендовать конструкцию по фиг. 1,97.

Пальцы работают почти всегда при баббитовой заливке букс.

По указанию германской практики удельное давление на пальцы рекомендуется в пределах $80\text{--}130\text{ kg/cm}^2$ для шатунных пальцев и $50\text{--}90\text{ kg/cm}^2$ для спарниковых пальцев.

Величину трения (удельное давление на шейку в kg/cm^2 , умноженное на скорость скольжения шейки в m/sec) рекомендуется брать по табл. 10.

Допускаемые напряжения на изгиб берутся порядка $12\text{--}15\text{ kg/mm}^2$.

Отбойный вал устанавливается в подшипниках, помещаемых в вырезках рамы. На фиг. 1,98 показан отбойный вал электровозов железной дороги Great Indian Peninsula Ry завода Метро-Виккерс (см. описание передачи стр. 73, фиг. 1,84). На отбойный вал А запрессованы центры В, в которые запрессовываются пальцы кривошипов С. Поскольку в рассматриваемой передаче усилие на отбойный вал от двигателей передается при помощи зубчатой передачи, на центр отбойного вала насажен зубчатый венец D. Вся зубчатая передача заключена в масляную ванну E.

Таблица 10

Электровоз	Товарный	Пассажирский
Для шатунных цапф	140—160	175—200
„ спаренных „	55—60	90—100

В качестве примера приведем расчет шатунного механизма, передающего усилие группе трех спаренных осей (фиг. 1,99).

Пусть давление на каждую спаренную ось будет $P_x = 20\text{ t}$.

Примем диаметр движущих колес $D_k = 1\,220\text{ mm}$, радиус кривошипа $r = 300\text{ mm}$, длину шатуна $l_0 = 2\,856\text{ mm}$, длину спарников $l = 1\,600\text{ mm}$.

При расчете шатунов принимается, что работает лишь одна сторона на полную силу тяги (равную $\frac{1}{3}$ сцепного веса) при положении пальца кривошипа под углом 45° .

Расчетная сила тяги, соответствующая $\frac{1}{3}$ сцепного веса, будет равна

$$F_k = 3P_k \varphi_k = 20 \text{ t.}$$

Усилие Q , передающееся шатуном M , будет равно

$$P = F_k \cdot \frac{D_k}{2r} = 20000 \times \frac{1220}{600} = 40700 \text{ kg.}$$

Для шатуна изображенного на фиг. 1, 100, прием двутавровое сечение. Момент инерции этого сечения относительно горизонтальной оси xx будет

$$J_{xx} = 1142 \text{ см}^4$$

и относительно вертикальной оси yy

$$J_{yy} = 1487 \text{ см}^4.$$

Площадь сечения $\Omega = 69,7 \text{ см}^2$.

Запас прочности на излом по формуле Эйлера равен

$$S_x = \frac{\pi^2 EJ_{xx}}{Pl_0^3}.$$

При длине шатуна $l_0 = 2856 \text{ мм}$ и продольной силе, действующей на шатун $P = 40700 \text{ kg}$, получаем

$$S_x = 7,5$$

и

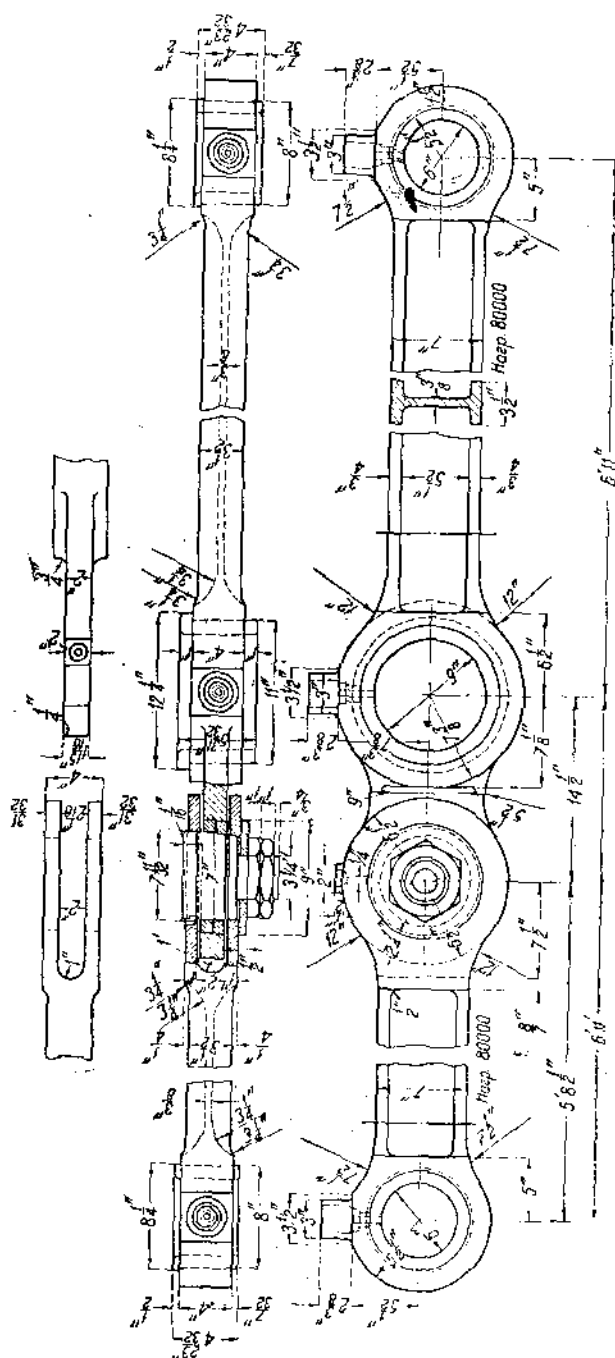
$$S_y = \frac{\pi^2 J_y E}{Pl_0^3} = 3,2.$$

Напряжение на растяжение и сжатие

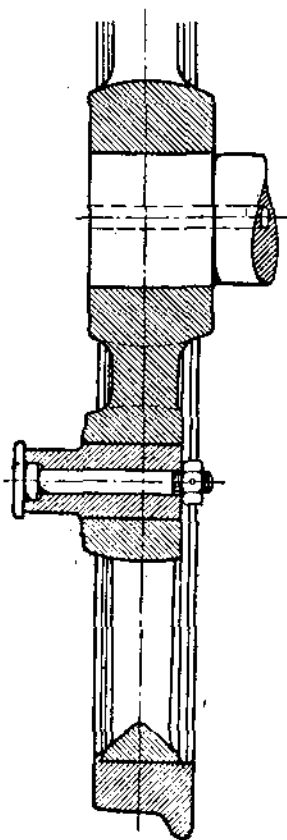
$$K = \frac{P}{\Omega} = \frac{40700}{69,7} \approx 580 \text{ kg/cm}^2.$$

Определим теперь изгибающие напряжения, вызванные действием центробежной силы C . Центробежная сила на единицу длины шатуна определяется по формуле

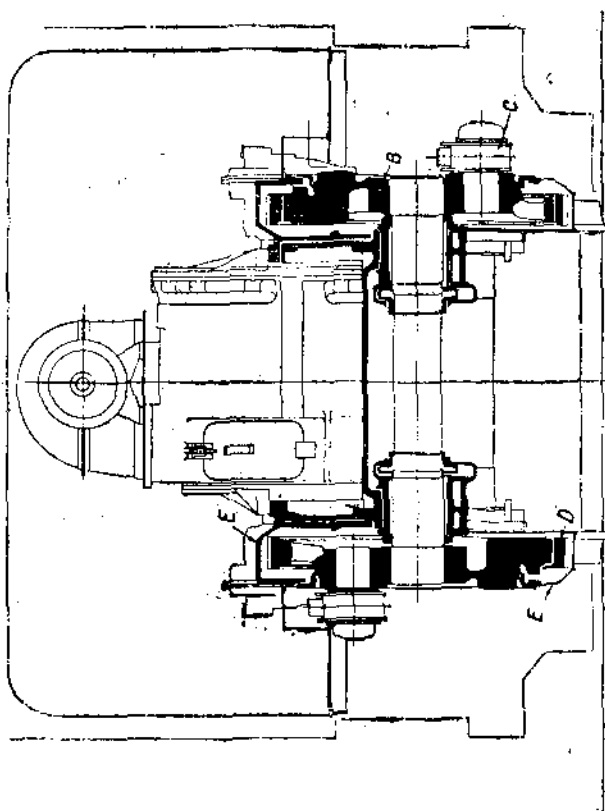
$$c = m\omega^2,$$



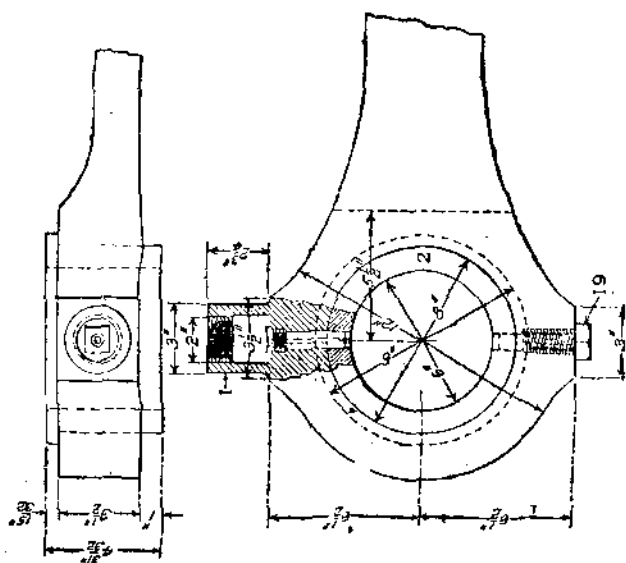
Фиг. 1, 94.



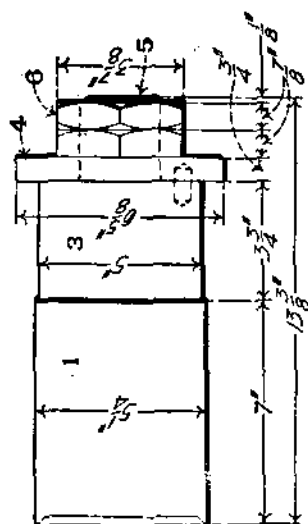
Фиг. 197.



Фиг. 198.



Фиг. 195.



Фиг. 196.

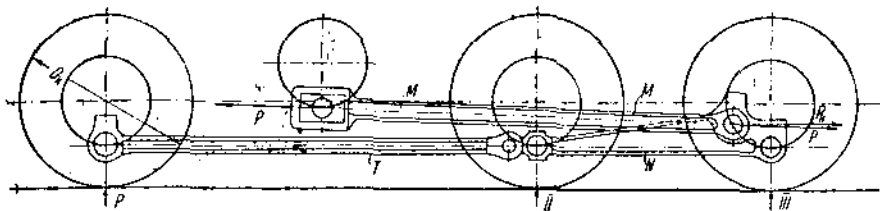
где $m = \frac{G}{gI}$, угловая скорость $\omega = \frac{\pi n}{30}$, n — число оборотов при скорости электроваза v , равное

$$n = \frac{30v}{\pi r},$$

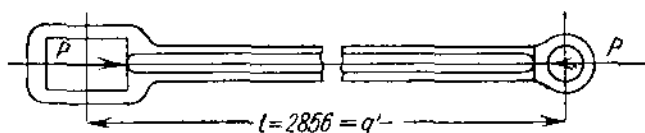
т. е. $\omega = \frac{v}{r}$.

Для рассматриваемого случая принимаем:

$$\begin{aligned} v &= 7,7 \text{ м/сек} & \text{или} & & V &= 27,7 \text{ км/ч}, \\ r &= 300 \text{ мм}, & & & \omega &= \frac{7,7}{0,300} = 25,7. \end{aligned}$$



Фиг. 1,99.



Фиг. 1,100.

Центробежная сила от массы на единицу длины шатуна

$$c = m r \omega^2 = \frac{\gamma Q}{g} r \omega^2 = \frac{8 \cdot 69,7}{9,81} \cdot 30 \cdot 25,7^2 = 10,95 \text{ кг/см}.$$

Полная сила $C = 3125 \text{ кг}$.

Наибольший изгибающий момент

$$M = \frac{cl_0^2}{8} = \frac{10,95 \cdot 285,6}{8} = 111400 \text{ см} \cdot \text{кг},$$

Изгибающие напряжения

$$K_{изг} = \frac{MH}{2J_x} = 550 \text{ кг/см}^2.$$

где H — высота сечения шатуна, равная 115 мм.

Наибольший изгиб у середины $f = 0,375 \text{ см}$.

Расчет спарника N (фиг. 1,101). Усилие P , передаваемое спарником N , раскладываем на два направления: параллельное AB (горизонтальное) — сила P_x — и на перпендикулярное к ней P_y ; для рассматриваемого случая получаем $P_x = 40600 \text{ кг}$ и $P_y = 1500 \text{ кг}$.

Сила P_y вызывает реакции пальцев A и B , соответственно равные

$$A = \frac{P_y \cdot b}{L} \quad \text{и} \quad B = \frac{P_y \cdot (L - b)}{L},$$

где b — расстояние по горизонтали силы P_y до пальца B , $b = 254 \text{ мм}$.

Горизонтальная сила P_x раскладывается на две силы: первая, приложенная у пальца B , вызывает вращение оси III и равна $\frac{1}{3} P_x$, вторая сила, приложенная к пальцу A , вызывает вращение двух первых осей и равна $\frac{2}{3} P_x$.

Благодаря эксцентричному приложению силы P_x у пальца C , связанного с шатуном, и вызываемых ею сил $\frac{2}{3}P_x$ и $\frac{1}{3}P_x$ появляются у пальцев A и B две вертикальные силы K . Силы K найдем из уравнения

$$P_x a - KL = 0,$$

где a — расстояние по вертикали между пальцами B и C , равное 152 мм.

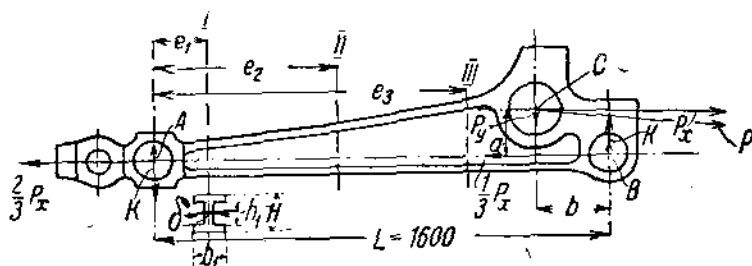
Тогда

$$K = \frac{P_x a}{L} = \frac{40\,600 \cdot 152}{1\,600} = 3\,860 \text{ kg.}$$

Найденные силы вызывают изгиб спарника в горизонтальной плоскости.

Спарник N имеет по своей длине переменное сечение. Проверку на изгиб производим для трех сечений I , II и III , находящихся на расстоянии $e_1 = 170$ мм, $e_2 = 610$ мм, $e_3 = 1\,100$ мм от пальца A .

Для сечения I имеем высоту $H_1 = 12,1$ см, $h_1 = 9,0$ см ширину полки $b_1 = 7,0$ см, толщину стенки $\delta_1 = 19,2$.



Фиг. 1,101.

Момент сопротивления

$$W_1 = \frac{B_1 H_1^3 - (b_1 - \delta_1) h_1^3}{6 h_1} = 135 \text{ cm}^3.$$

Площадь сечения $\Omega = 44,2 \text{ cm}^2$ и расстояние от нейтральной оси сечения до линии $ABc_1 = 0,098 \text{ cm}$.

У других сечений меняется только высота H и h , а именно

$$H_2 = 16,1 \text{ cm}, \quad h_2 = 12 \text{ cm}$$

и

$$H_3 = 22,8 \text{ cm}, \quad h_3 = 18,7 \text{ cm}.$$

Соответственно получаем моменты сопротивления сечения II и III

$$W_{II} = 211 \text{ cm}^3 \quad \text{и} \quad W_{III} = 362 \text{ cm}^3.$$

Площади сечений $\Omega_2 = 51,8 \text{ cm}^2$ и $\Omega_3 = 64,7 \text{ cm}^2$ и расстояния $c_2 = 2,95 \text{ cm}$ и $c_3 = 6,3 \text{ cm}$.

Изгибающие моменты в этих сечениях равны:

$$M_I = (K - A)e_1 - \frac{2}{3}P_x(a - c_1) = 35\,800 \text{ cm} \cdot \text{kg},$$

$$M_{II} = 141\,000 \text{ cm} \cdot \text{kg} \quad \text{и} \quad M_{III} = 227\,000 \text{ cm} \cdot \text{kg}.$$

Напряжения на изгиб получатся соответственно равными:

$$K_{изг} = \frac{M_I}{W_1} = \frac{35\,800}{135} = 267 \text{ kg/cm}^2,$$

$$K_{изг} = \frac{M_{II}}{W_2} = \frac{141\,000}{211} = 668 \text{ kg/cm}^2.$$

$$K_{изг} = \frac{M_{III}}{W_3} = \frac{227\,000}{362} = 627 \text{ kg/cm}^2.$$

Сжимающие напряжения получаем соответственно равными:

$$K_{сж}^I = \frac{\frac{2}{3} P}{\Omega_1} = \frac{\frac{2}{3} \cdot 40\,600}{44,2} = 614 \text{ kg/cm}^2,$$

$$K_{сж}^{II} = \frac{\frac{2}{3} P}{\Omega_2} = \frac{\frac{2}{3} \cdot 40\,600}{51,8} = 523 \text{ kg/cm}^2,$$

$$K_{сж}^{III} = \frac{\frac{2}{3} P}{\Omega_3} = \frac{\frac{2}{3} \cdot 40\,600}{64,7} = 418 \text{ kg/cm}^2.$$

Ввиду небольшой длины спарника N проверку его на продольный изгиб и на изгиб от центробежной силы не производим.

Расчет спарника T . Через спарник передается сила тяги, максимальная величина которой определяется сцеплением одной оси, с нагрузкой $P_k = 20\,000 \text{ kg}$

$$Q = \frac{1}{3} \cdot P_k \cdot \frac{D_k}{r} = \frac{1}{3} \cdot 20\,000 \cdot \frac{1\,200}{2 \cdot 300} = 13\,320 \text{ kg}.$$

Принимаем двутавровое сечение:

$$H = 10,2 \text{ см}, \quad b = 7,6 \text{ см},$$

$$h = 6,4 \text{ см}, \quad \delta = 0,95 \text{ см}.$$

Момент инерции сечения относительно оси XX

$$J_{xx} = \frac{BH^3 - (B - \delta)h^3}{12} = 526 \text{ см}^4$$

и относительно вертикальной оси YY

$$J_{yy} = \frac{HB^3 - h(B - \delta)^3}{12} = 140 \text{ см}^4.$$

Площадь сечения $\Omega = 35 \text{ см}^2$.

Напряжение на сжатие и растяжение получаем равным

$$K_{сж} = \frac{Q}{\Omega} = \frac{13\,320}{35} = 388 \text{ kg/cm}^2.$$

Изгибающий момент от центробежной силы определяем, как и в первом случае, равным

$$M = \frac{mr\omega^2 l_2^3}{8} = \frac{10,95 \cdot 279,4^3}{8} = 53\,800 \text{ см} \cdot \text{kg},$$

где l_2 — длина спарника, равная $l_2 = 2\,794 \text{ мм}$.

Напряжение на изгиб

$$K_{изг} = \frac{MH}{2J_x} = \frac{53\,800 \cdot 10,2}{2 \cdot 526} = 523 \text{ kg/cm}^2.$$

Проверяем на продольный изгиб по формуле Эйлера. При продольном изгибе по оси XX запас прочности

$$\sigma_x = \frac{\pi^2 J_x E}{Q l_2^3} = 10,8;$$

при изгибе по оси YY

$$\sigma_y = \frac{\pi^2 J_y E}{Q l_2^3} = 5,0.$$

15. Уравновешивание масс с относительным движением

Вращающиеся части в электровозах с шатушной передачей (пальцы кривошипов, шатуны и спарники) требуют уравновешивания для спокойного хода электровоза. Назовем угловую скорость через ω и выделим в колесном скате элемент массы m на расстоянии ρ от оси вращения; очевидно, его скорость будет $\omega\rho$, а центробежная сила $m\omega^2\rho$.

Если допустить, что диаметрально противоположно этой массе существует на том же расстоянии ρ от оси вращения такая же масса m , то центробежная сила ее $m\omega^2\rho$ будет направлена прямо противоположно первой. Таким образом эти две силы постоянно уравновешивают друг друга. То же самое, очевидно, будет иметь место и в том случае, когда обе массы, не будучи равны, находятся, однако, на таких расстояниях ρ и ρ' от оси вращения, что центробежные силы их равны, т. е. когда

$$m\omega^2\rho = m'\omega^2\rho'$$

или

$$m\rho = m'\rho'.$$

Следовательно, все вращающиеся массы могут быть полностью уравновешены.

Однако для спокойного хода электровоза требуется, чтобы все центробежные силы, действующие на надрессорное строение и действующие на незасоренные части, были бы уравновешены независимо друг от друга. Это требование возникает в связи с тем, что участие рессор в передаче уравновешивающих сил может повлечь за собой нежелательные колебания надрессорного строения.

В отличие от паровозных машин в электровозе имеются исключительно вращающиеся массы, к числу которых относятся не только массы, непосредственно лежащие на скатах, но и детали, передающие свою центробежную силу через кривошипные пальцы на скаты или вал двигателя. Пусть имеем шатун AB (фиг. 1,102), вращающийся с угловой скоростью ω . Развиваемые каждой элементарной массой шатуна dm центробежные силы складываются в общую, приложенную в центре тяжести, силу $S = m\omega^2r$, где m — масса всего шатуна. Сила S передается на оба пальца кривошипа A и B в виде сил S_a и S_b , равных соответственно

$$S_a = S \frac{b}{a+b} = m\omega^2r \frac{b}{a+b}$$

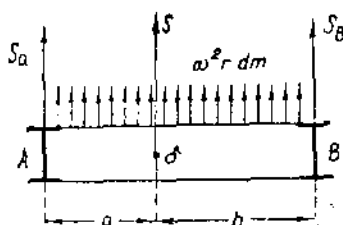
и

$$S_b = S \frac{a}{a+b} = m\omega^2r \frac{a}{a+b}.$$

Если к пальцу кривошипа примыкают одновременно спарники с обеих сторон и шатуны, необходимо определить долю подлежащего уравновешиванию усилия от каждого спарника или шатуна, приходящуюся на указанный палец, и произвести геометрическое сложение усилий. Полученное таким образом результирующее усилие R действует в плоскости шатунов или спарников и должно быть уравновешено противовесом массы G с центром тяжести, находящимся на расстоянии r_0 от центра вращения. Для выбора G и r_0 имеем уравнение

$$R = Pr\omega^2 = Gr_0\omega^2,$$

где P — часть веса шатуна, дающая силу R , и r — радиус кривошипа. Противовес G располагается под углом 180° к силе R . Кроме того, необходимо иметь противовесы для уравновешивания пальца кривошипа и втулки, в которую запрессовывается палец. При расположении противовеса на движущих колесах происходит смещение плоскости действия силы и центробежных сил от пальца, кривошипа колеса и противовеса. Первая действует в плоскости шатунов, вторая в



Фиг. 1,102.

плоскости, проходящей через центр тяжести пальца с кривошипом колеса, а центробежная сила противовесов — в плоскости колеса.

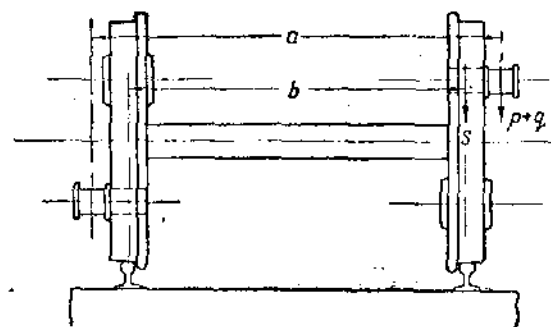
Как уже выше упоминалось, отдельно подлежит уравновешиванию группа масс, входящих в наддресорное строение, и группа масс незарессоренных. Комбинирование противовесов каждой из упомянутых групп и расстановка их должна дать наиболее легкие противовесы.

В качестве примера рассмотрим уравновешивание электровоза типа С-С. Усилие от двигателя, расположенного на движущей тележке, передается при помощи зубчатого колеса шатуном на крайнюю движущую ось и при помощи спарников на остальные оси (фиг. 1,103).

Определим центробежные усилия от спарников и шатунов, приходящиеся на раз-

личные пальцы кривошипов. Поскольку спарники устраиваются с шарнирами, распределение нагрузки на отдельные пальцы является задачей, статически определимой.

На фиг. 1, 103 показана схема усилий, приходящихся на пальцы от движущего механизма. Подсчет усилий на пальцы II и III оси от совокупного действия спарников и шатуна произведен путем построения веревочного многоугольника.



Фиг. 1, 104.

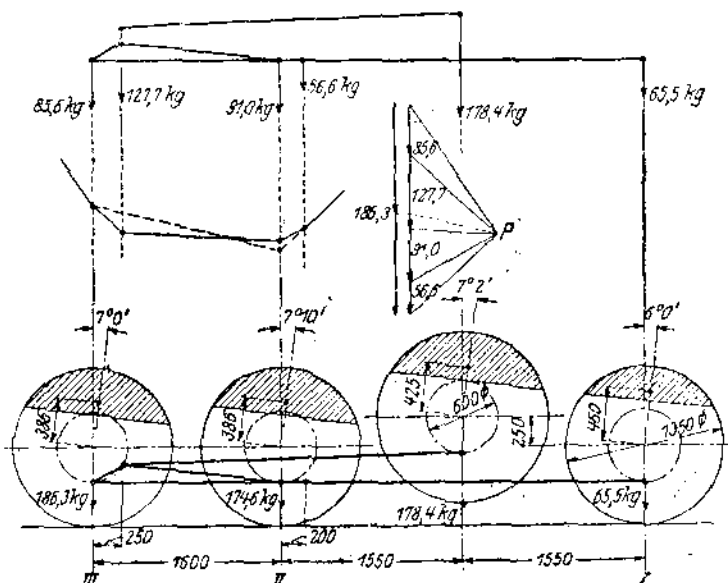
соответственно q_1 , q_2 , q_3 и q_4 , а вес запрессованной части пальца и втулки s_1 , s_2 , s_3 и s_4 .

Обозначим расстояние между средними плоскостями шатунов — a (фиг. 1,104), между центрами тяжести запрессованных частей пальца — b и между центрами тяжести противовесов — c . Тогда противовес, необходимый для помещения на колесе рассматриваемой стороны электровоза, найдем из уравнения

$$G = \frac{(p+q)a + sb}{c}.$$

На другой стороне необходимо поставить противовес в плоскости колес весом

$$g = G - (p + q - s).$$



Фиг. 1,103.

Согласно подсчетам находим, что усилия от спарников на пальцы трех движущих осей соответственно равны $p_1 = 65,5$ kg, $p_2 = 174,6$ kg и $p_3 = 186,3$ kg, а на палец кривошипа зубчатого колеса $p_0 = 178,4$ kg.

Помимо этих усилий имеется еще центробежная сила от пальца кривошипа и его запрессованной части. Веса пальцев обозначим для различных осей и зубчатого колеса

Противовес для трех движущих осей и для зубчатого колеса найдем из следующего расчета:

а) для первой оси при $p_1 = 65,5$ kg; $q_1 = 15,5$ kg; $s_1 = 63$ kg и $a = 1,80$ mm; $b = 1,618$ m и $c = 1,54$ m получим

$$G_1 = \frac{(65,5 + 15,5) \cdot 1,8 + 63 \cdot 1,618}{1,54} = 162 \text{ kg}$$

и

$$g_1 = 162 - (65,5 + 15,5 + 63) = 17 \text{ kg.}$$

Результирующий противовес

$$G_1' = \sqrt{G_1^2 + g_1^2} = \sqrt{162^2 + 17^2} = 163 \text{ kg,}$$

при этом

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{17}{162}, \quad \alpha_1 = 6^\circ 0'.$$

Для второй оси имеем $p_2 = 174,6$ kg; $q_2 = 12,4$ kg; $s_2 = 63$ kg, тогда

$$G_2 = \frac{(174,6 + 12,4) \cdot 1,8 + 63 \cdot 1,618}{1,54} = 286 \text{ kg,}$$

$$g_2 = 286 - (174,6 + 12,4 + 63) = 36 \text{ kg}$$

и

$$G_2' = \sqrt{286^2 + 36^2} = 289 \text{ kg, } \operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{36}{289}, \quad \alpha_2 = 7^\circ 10'$$

и для третьей оси

$$p_3 = 186,3 \text{ kg, } q_3 = 16,5 \text{ kg и } s_3 = 63 \text{ kg,}$$

$$G_3 = \frac{(186,3 + 16,5) \cdot 1,8 + 63 \cdot 1,623}{1,54} = 303 \text{ kg,}$$

$$g_3 = 303 - (186,3 + 16,5 + 63) = 37,2 \text{ kg,}$$

$$G_3' = \sqrt{303^2 + 37,2^2} = 306 \text{ kg, } \alpha_3 = 7^\circ 0',$$

и наконец, противовес у зубчатого колеса, для которого

$$p_0 = 178,4 \text{ kg; } q_0 = 26,2 \text{ kg; } s_0 = 72 \text{ kg; } a_0 = 179,5 \text{ cm;}$$

$$b_0 = 160,7 \text{ cm и } c_0 = 153 \text{ cm,}$$

получим

$$G_0 = \frac{(178,4 + 26,2) \cdot 179,5 + 72 \cdot 160,7}{153} = 316 \text{ kg}$$

и

$$g_0 = 316 - (178,4 + 26,2 + 72) = 39 \text{ kg,}$$

$$G_0' = \sqrt{316^2 + 39^2} = 318,5 \text{ kg; } \operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{39}{316}, \quad \alpha_0 = 7^\circ 2'.$$

Радиус центра тяжести противовесов колес трех движущих осей определился соответственно равным $r_1 = 460$ mm; $r_2 = 386$ mm; $r_3 = 386$ mm. Соответственно действительный вес противовесов будет:

$$G_1 = 163 \frac{300}{460} = 106,2 \text{ kg,}$$

$$G_2 = 289 \frac{300}{386} = 225 \text{ kg,}$$

$$G_3 = 306 \frac{300}{386} = 238 \text{ kg.}$$

ГЛАВА ВТОРАЯ

ТЯГОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

16. Особенности конструкции тяговых двигателей

При проектировании тяговых двигателей должно быть обращено особое внимание на получение возможно меньшего веса, в особенности у тех двигателей, часть веса которых передается непосредственно жестко на оси, что вызывает значительные напряжения в верхнем строении пути. Наиболее радикальным средством для уменьшения веса является искусственная вентиляция этих двигателей. В отношении вентиляции различают двигатели самовентилирующиеся и с искусственной вентиляцией. В последнем случае воздух по трубопроводам подается в двигатели от особых вентиляторов, приводимых в движение от отдельного двигателя.

Вентиляция тяговых двигателей является одним из наиболее существенных вопросов электрической тяги, достаточно упомянуть, например, что на первых электровозах (1904 г.) постоянного тока 600 V дороги New-York Central заводом GEC были установлены двигатели без вентиляции, при этом при часовой мощности электровозов в 2 200 л. с. длительная мощность получалась равной всего 800 л. с. или всего около 36%, тогда как в электровозах постройки 1913 г. при введении искусственной вентиляции удалось при часовой мощности в 2 320 л. с. получить длительную мощность в 1 760 л. с., или около 76%, а на электровозах постройки 1914 и 1917 гг. при часовой мощности 2 600 л. с. довести длительную мощность до 2 000 л. с., т. е. до 80%. Это соотношение между часовой и длительной мощностью в настоящее время считается для искусственной (независимой) вентиляции нормальным.

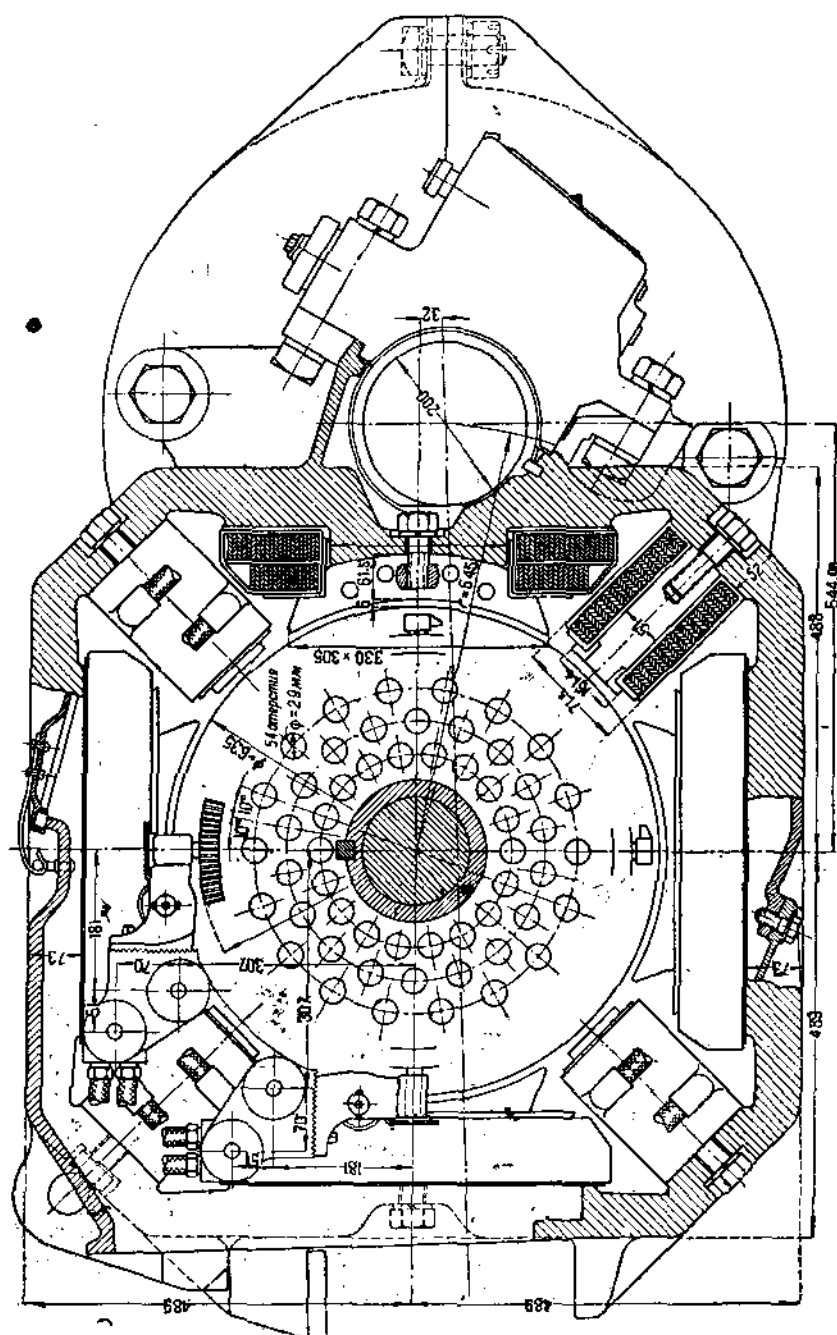
Далее, при проектировании двигателей следует стремиться к получению возможно меньшего размера двигателя при заданной его мощности, последнее имеет особое значение для двигателей, помещаемых между колесами при передаче полной осью или при трамвайной подвеске. В этом случае размеры, а следовательно, и мощность двигателей ограничивается диаметром движущих колес и шириной колес. Эти оба типа двигателей — с трамвайной подвеской и с передачей при помощи полной оси — являются характерными тяговыми двигателями как в отношении расчетных параметров, так и в отношении конструкции и производственных процессов. Кроме того, очень часто удается основной тип мотора с трамвайной подвеской применять и для передачи полной осью, изменив применительно к типу передачи каркас; так, например, на электровозах постоянного тока итальянских железных дорог типа 326 с передачей при помощи полной оси применены те же самые двигатели с указанной выше модификацией каркаса, что и на товарных электровозах типа 626 с трамвайной подвеской. У нас основной сурамский тип двигателей ДПЭ-340 применен с изменением корпуса двигателя для передачи при помощи полной оси для быстроходного электровоза 2С₀ 2.

Поэтому особенности конструкций и производственных процессов тяговых двигателей мы отметим при изучении двигателей с трамвайной подвеской как основного типа тягового двигателя.

17. Двигатели с трамвайной подвеской

На фиг. II,1 даны продольный и поперечный разрезы тягового двигателя ДПЭ-340, применяемых в СССР на магистральных электровозах. Различают два основных вида двигателей с трамвайной подвеской: это — с разъемными корпусами и не-

В верхней части корпуса устраивается люк для осмотра и ухода за коллекторами и щетками.



Фиг. 11,а. Тяговый двигатель ДПЗ-340.

Если двигатель снабжен двумя парами щеток, то для осмотра их и смены устраивается люк также и в нижней части. Вентиляционные отверстия покрываются двумя рядами металлических плотных сеток.

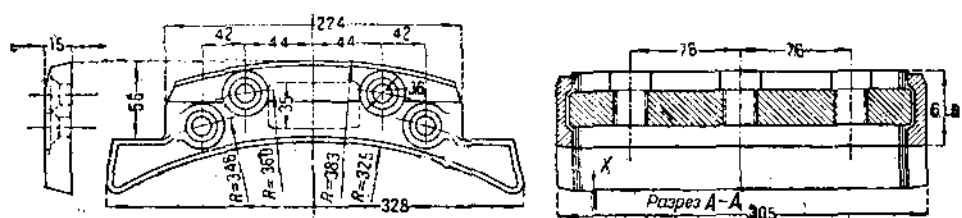
Со стороны движущей оси в осто́ве двигателя устраиваются углубления, в которые вставляются половинки вкладышей осемоторных подшипников, другие половинки вставляются в шапки осемоторных подшипников, прикрепляемые при помощи болтов

к олову двигателя. Разрезы подшипников и их вкладышей не должны находиться в одной плоскости.

Между двумя подшипниками устанавливается желоб, покрывающий эту часть оси и предохраняющий осевые подшипники от попадания пыли.

Главные полюса располагаются по вертикальной и горизонтальной осям, а дополнительные — на осях под 45° к горизонтали, при этом центральная может иметь меньший размер благодаря тому, что колесная ось глубже заходит в тело каркаса двигателя, поскольку в этом месте нет силовых линий. Кроме того, поскольку дополнительные полюса требуют меньшую постель, каркас получает меньшие скосы углов, и поэтому размеры каркаса оказываются меньшими и особенно, что имеет большое значение, этим уменьшается высота двигателя, ограничивающая при данном размере движущих колес мощность двигателя. Некоторые заводы, впрочем, предпочитают дополнительные полюса располагать по вертикальной и горизонтальной осям, а главные — в промежутках (берлинские пригородные железные дороги).

Главные полюса устраиваются обычно с сердечниками из листов динамного железа толщиной 0,7 мм, сжатого под прессом и стянутого болтами или заклепками, крайние листы ставятся большей толщины.



Фиг. II,2. Укрепление сердечника двигателя ДПЭ-340.

Дополнительные полюса выполняются большей частью литыми. Полюса прикрепляются к каркасу при помощи шурупов (болтов). Вследствие толчков и тряски, которым подвержены тяговые двигатели, требуется особенно прочное укрепление сердечника полюса к корпусу двигателя, поэтому часто в листах сердечника штампуются отверстия, через которые в собранном сердечнике пропускается сплошной железный брус. В этом брус делается нарезка и ввертываются болты, прижимающие все листы сердечника равномерно к корпусу двигателя.

На фиг. II,2 изображено указанное укрепление сердечника, примененное на двигателе ДПЭ-340 сурамского типа.

Для обмотки полюсов употребляется полосовая медь, причем катушки главных полюсов наматываются широкой стороной. В качестве изоляции употребляется миканитовая или асбестовая лента, идущая параллельно с медной полоской, реже медь обматывается лентой.

Если обмотки главных полюсов состоят из двух расположенных по высоте полюса катушек, то полюсу меди выгибают с середины с таким расчетом, чтобы концы были достаточной длины для получения верхней и нижней катушек и начинают наматывать сначала одну, затем другую катушку, которые оказываются уже соединенными с внутренней стороны. Перед тем как намотать предпоследний виток, закладывается крепительная скоба и изоляция в том месте, где должен закончиться последний виток катушки, к последнему витку приклепывается и напаяется патрон для крепления соединительных кабелей. Крепительные скобы удерживают катушки от разматывания. Снаружи катушки обматываются асбестовой лентой и особенно тщательно в тех местах, где присоединены патроны.

После этого катушки подвергаются просушке и компаундированию. Просушка производится при $120 - 150^\circ$ под возможно большим вакуумом с тем, чтобы после подачи массы последняя заполнила бы все промежутки.

Компаундная масса представляет собой черный асфальтовый состав водонепроницаемый и высокого изолирующего качества с температурой плавления $95 - 105^\circ \text{C}$.

Для того чтобы уменьшить высоту катушек дополнительных полюсов, они наматываются из полосовой меди на ребро, хотя это и представляет известные затруднения и требует после намотки выправления выпучин меди у закруглений малого радиуса путем шлифовки или под прессом. Для сообщения меди первоначальной гибкости необходимо катушку, выгнутую на ребро, подвергать отжигу в печи температурой, непрерывно повышающейся до 150° с последующим охлаждением в воде.

Для присоединения кабеля припаивается к последнему витку патрон. Катушки дополнительных полюсов не компаундируются.

Отоженная катушка растягивается и погружается в шеллаковую ванну, а затем и прокладывают изоляцию — миканит или асбестовую бумагу; собранную таким образом катушку нагревают до температуры $80-85^{\circ}$ и ставят под пресс так, чтобы начал выступать наружу шеллак, подтягивая при этом болты стягивающих тисков. Снаружи катушки изолируются асбестовой лентой и подвергаются пропитке лаком в течение 8—10 час. при температуре около 100° . Особенное внимание должно быть обращено на тщательное и надежное соединение катушек, допускающее, однако, в случае необходимости легкую смену их.

Для обеспечения плотного прилегания полюсных катушек рекомендуется прилив на каркасе двигателя иметь не только под сердечник полюса, но и под катушки, обрабатывая их соответствующим образом.

Очень распространено укрепление катушек при помощи прокладок, заполняющих все пространство между катушкой и каркасом. Эти прокладки при неправильной обработке частей могут оказаться большой толщины и вызывать недостаточную передачу теплоты от катушек каркасу и перегревание полюсов. Помимо того прокладки с течением времени уплотняются и катушки начинают болтаться. Предпочтительнее между каркасом и катушками устанавливать прокладку толщиной, определяемой соображениями изоляции, и катушку прикреплять к каркасу при помощи клемм и болтов.

Иногда под катушками устанавливаются пружинящие подкладки (применено у нас у двигателей Северных железных дорог). Этот способ имеет, однако, тот недостаток, что при ослаблении пружин катушки начинают ерзать и изоляция быстро портится. Кроме того, всякие прокладки, а тем более пружинящие, увеличивают размеры каркаса двигателя. На двигателях ДПЭ-340 сурамского типа эти прокладки совсем не ставятся, а катушки, будучи установлены на свои места, разогреваются пропусканием электрического тока и сжимаются прессом с одновременным подтягиванием болтов, при помощи которых сердечник прикрепляется к каркасу двигателя.

В случае разрезных корпусов двигателей соединения между катушками должны быть проложены внутри двигателя таким образом, чтобы при открывании его не требовалось равнивать их. Подводящие кабели обшиваются кожей, и отверстие в каркасе для пропуска их внутрь должно быть плотно заделано во избежание проникновения сырости и пыли.

Якорь набирается из динамного железа толщиной 0,5 мм с потерями 3—3,6 W/kg при 10 000 G, причем железо изолируется лаком или бумагой. При лакировке железо предварительно подогревается до температуры $50-60^{\circ}$, затем уже подвергается лакировке, проходя между вальцами, и второму нагреву до $250-300^{\circ}$ в течение 3—4 мин. Толщина слоя лака около 0,004—0,006 мм.

Железо штампуется с отверстиями для аксиальных вентиляционных каналов.

Вентиляционные каналы рекомендуется устраивать круглой формы — это в большей степени обеспечивает заполнение воздухом всего сечения. Штамповку производят сначала штампом, высекающим вентиляционные каналы и отверстие для насадки на втулку, а затем уже пазы. После штамповки листы с той стороны, где получаются заусеницы, шлифуются, так как острые кромки могут легко повлечь повреждение изоляции. Крайние листы берутся большей толщины — до 1,5 мм.

Обычно железо якоря насаживается не непосредственно на ось, а на втулку, спрессовывается и зажимается шайбой с гайкой. Благодаря указанной конструкции можно легко снять якоря с вала. Необходимо следить, чтобы якорные каналы не имели бы туликов и не перекрывались бы нажимной шайбой или кольцом, устраивая в последних в случае надобности соответствующие вырезы.

Обмотка якоря применяется почти исключительно последовательная с двумя параллельными цепями, редко — параллельно последовательная. При двух цепях можно иметь равновесие даже при не совсем уравновешенных магнитных цепях.

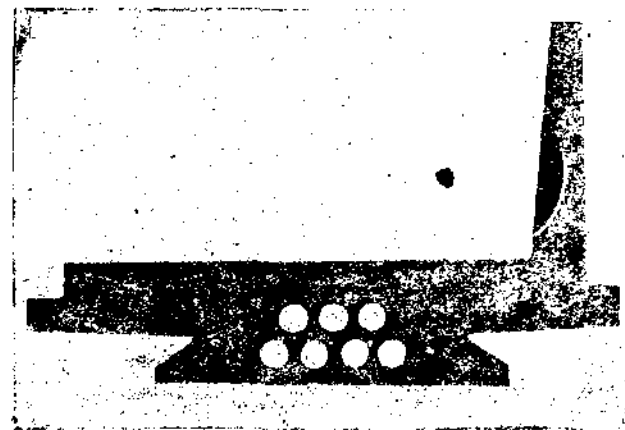
Для удовлетворительной коммутации необходимо иметь насыщенную магнитную цепь при сравнительном слабом поле якоря, а также иметь дополнительные полюса; последние позволяют применять мягкие графитовые щетки (что уменьшает износ коллектора) и широко пользоваться ослаблением магнитного поля для регулирования скоростей.

Обмотка якоря с целью лучшего использования сечения впадин изготавливается из меди прямоугольного сечения. Чтобы уменьшить потери от токов Фуко, которые при сильном магнитном поле достигают значительной величины, проводники иногда устраиваются разрезными и скрученными.

Изолируются проводники миканитовой лентой. При изолировании отдельных проводников миканитовой лентой надо употреблять, хотя бы в местах загибов проводников (у головок секций), шелковую миканитовую ленту и обматывать эти места уже после выгиба проводников.

Изолированные отдельные проводники обматываются миканитовой лентой и подвергаются прессовке, предварительно высушенные в течение 12—16 час. в сушильной печи при температуре в 100° .

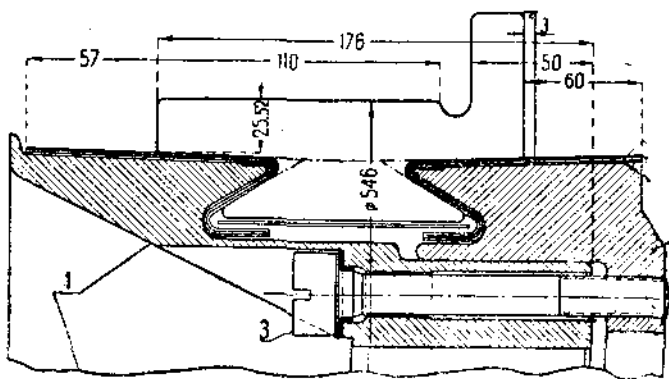
Для этого секция закладывается в пресс и через нее пропускается ток, разогревающий настолько секцию, чтобы обеспечить под прессом монолитность всей запрессованной части. Затем секция снова оборачивается миканитовой лентой и подвергается опрессовке в паровом прессе в той части, которой она лежит в пазах; подогрев секции производится паром и опрессовка длится 20—25 мин., затем производится охлаждение секции пропусканием вместо пара воды в течение 7—10 мин., и только после полного охлаждения секция вынимается.



Фиг. 11,4а.

После опрессовки места выгибов секции подвергаются дополнительной изоляции миканитовой лентой или асбестовой.

Высокое напряжение тяговых двигателей заставляет с особой тщательностью изолировать коллектор и якорь. Сегменты коллектора удлиняются и получают фартук, при помощи которого они соединяются с обмоткой (фиг. 11,4); таким образом торцевая сторона якоря, обращенная к коллектору, образует гладкую поверхность, препятствуя образованию дуги от коллектора к железу якоря. Промежуток между втулкой коллектора и нажимной якорной шайбой заполняется обмоткой бечевкой с лаком, и покрывается сверху лентой, затем ставится изоляция в виде миканитовой



Фиг. 11,4.

товой ленты или в виде прессованных колпачков на якорные шайбы как с коллекторной, так и с противоположной стороны.

Чтобы предохранить изоляцию секции от механического повреждения о край пазов, с обоих концов паза в концах укладываются миканитовые коробчатой формы прокладки.

Для удерживания обмоток в пазах последние закрываются деревянными клиньями; однако при плохом качестве дерева и неточной пригонке клинья выходят из пазов вместе с обмотками, что влечет за собой аварию двигателей. Следует предпочитать бандажирование якоря. Бандажная проволока накладывается плотными витками в пазы в якоре, получаемые применением нескольких листов меньшего диаметра, чем остальные.

Укладку секций в пазы рекомендуется производить в нагретый до 65° якорь, при этом во всех загибах секции следует вставить миканитовые прокладки. После прокладки нижних секций ставятся временные клинья по концам пазов и ставятся в печь для нагревания до $100-110^{\circ}$, затем стягивают временной бандажной проволокой выступающие из пазов концы секций, уложив, однако, во избежание повреждения изоляции, листовой прессшпан толщиной в $1,5-2$ мм.

Временные бандажи и клинья снимаются только после того, как якорь совершенно остынет.

После прокладки изоляции поверх нижней секции производится закладка верхних секций в разогретом до 65°C якоре с прокладкой миканита между соседними секциями и в местах загибов отдельных секций. После этого якорь, как и в первом случае, нагревается до $100-110^{\circ}$ и накладываются временные бандажи, которые удаляются, как только якорь остынет.

Припайка проводов к коллектору производится либо отдельно каждого провода, либо путем погружения коллектора в ванну с расплавленным припоем.

Окончательные бандажи наматываются из стальной проволоки диаметром 2 мм. Во время бандажировки якорей необходимо, чтобы стальная проволока все время

Таблица II

Диаметр проволоки в мм	Сила натяжения в kg
0,6	50—60
1,1	150—200
1,5	250—300
1,8	450—500

находилась бы под одним и тем же натяжением, что легко достигается постановкой на бандажировочный станок натяжного приспособления, состоящего из блоков, снабженных ленточными тормозами. У тормозов имеются специальные гайки для регулирования тормозного усилия. Сила натяжения бандажной проволоки зависит от положения тормозной гайки и измеряется динамометром.

В табл. II даны натяжения проволоки при различном диаметре ее.

Для лучшего использования места, в особенности у подвесных двигателей, располагаемых между колесами, якорные подшипники устраиваются входящими с одной стороны в коллектор, а с другой стороны — во фланец якоря, служащий для укрепления секций обмоток якоря. Подшипниковые щиты устраиваются исключительно цельными, так как это единственно может предупредить проникновение смазки внутрь двигателя. Правда, эта конструкция требует при смене подшипников отнятия шестеренки, однако это, равно как и постановка шестеренок на обточенный по конусу конец вала двигателя при соответственном приспособлении для снятия шестеренок, не вызывает каких-либо затруднений.

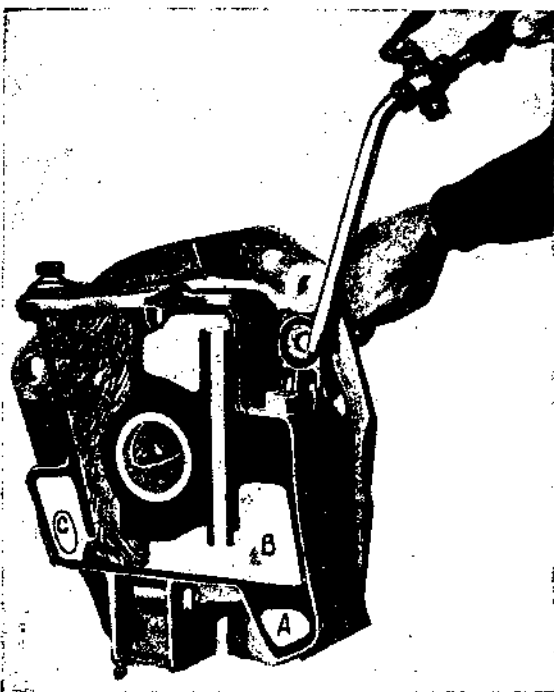
В Германии на тяговых двигателях ставятся исключительно роликовые подшипники; в Англии и в Америке применяются также, и в особенности для крупных двигателей, подшипники скользящего трения. Последние легко переносят тряску и резкие толчки, неизбежные в железнодорожной службе, в то время как поломка каленого ролика в роликовом подшипнике вызывает осадку якоря на полюса и аварию двигателя. Роликовые подшипники почти не требуют за собой ухода, расходуют очень мало смазки, что является их большим преимуществом, однако требуют очень тщательной сборки и должны быть так сконструированы, чтобы была обеспечена плотность против проникновения в них влаги и грязи.

При установке роликовых подшипников один подшипник воспринимает помимо радиальных усилий также и усилия, направленные вдоль вала двигателя.

Материалом для подшипников скольжения служит бронза с баббитовой заливкой. В случае применения хрупких баббитов следует в подшипниках обрабатывать канавки в виде ласточкина хвоста против выпадания баббита. Само собой разумеется, что баббитовую заливку бронзового вкладыша подшипников скольжения следует делать толщиной менее величины междужелезного пространства с тем, чтобы при выплавлении баббита подшипник начинал работать на бронзе без повреждения якоря о полюса.

При подшипниках скольжения следует отдать предпочтение смазке при помощи шерстяных концов, так как кольцевая смазка оправдывает себя только при условии возможности придать подшипникам достаточно большие размеры с тем, чтобы иметь надлежащее уплотнение против просачивания масла.

На двигателях ДПЭ-340 сурамских электровозов применены так называемые подшипники с постоянным уровнем масла. В этих подшипниках глубина масла в камере для набивки остается постоянной, пока в резервуаре имеется еще масло. Для масла и набивки имеются два отдельные отверстия, поэтому в камеру для набивки не может попадать грязь. Маленькое отверстие для заливки маслом плотно закрывается крышкой, прижимаемой пружиной. Камера для набивки имеет отверстие, закрываемое крышкой, удерживаемой болтом. Подшипник, изображенный на фиг. II, 5, приготовлен к заливке. Камеры В и С, в которых поддерживается постоянный уровень масла, разделены внизу плотно набитыми концами. Доступ воздуха в камеру С возможен через отверстие в верхней части камеры, а в камеру В — через отверстие у носика для заливки масла.



Фиг. II, 5. Подшипник с постоянным уровнем смазки.

Камера А соединена каналом, расположенным сзади В, с масляным резервуаром, последний соединен с камерой В трубкой, на нижнем конце которой имеется ниппель для определения уровня масла. Этот ниппель устанавливается на заводе таким образом, чтобы все время поддерживалась определенная глубина масла.

Для добавления масла в подшипник вводится в отверстие для масла до камеры А наконечник наполнителя, соединенного с масляным баком, при этом масло идет под давлением из камеры А через канал, расположенный сзади В, в резервуар, выталкивая оттуда воздух через соединительную трубу в камеру В и наружу через канавку на трубке наполнителя.

Таким образом уровень масла поднимается до верха соединительной трубки (фиг. II, 6) и начинает стекать далее по ней в камеру В, пока не заполнит ее целиком.

Постепенно путем просачивания масла через набивку выравнивается уровень масла в камерах В и С. По мере израсходования масла уровень его в камере В падает ниже ниппеля на нижнем конце соединительной трубки, открывая доступ воздуха в резервуар и тем самым давая возможность маслу течь из резервуара через канал, расположенный сзади камеры В, и через А в камеру В, пока уровень масла не закроет ниппель.

Помимо наполнения масла под давлением предусмотрена заливка непосредственная через упомянутое отверстие, в таком случае подшипник работает как обычный тип подшипника, т. е. с переменным уровнем.

Осемоторные подшипники устраиваются бронзовые с баббитовой заливкой, также со смазкой постоянного уровня (фиг. 11,7). Рекомендуется производить

испытания плотности подшипника против просачивания смазки, для чего подшипник на продолжительное время заливают газойлем (в случае если он просачивается, подшипник должен быть забракован).

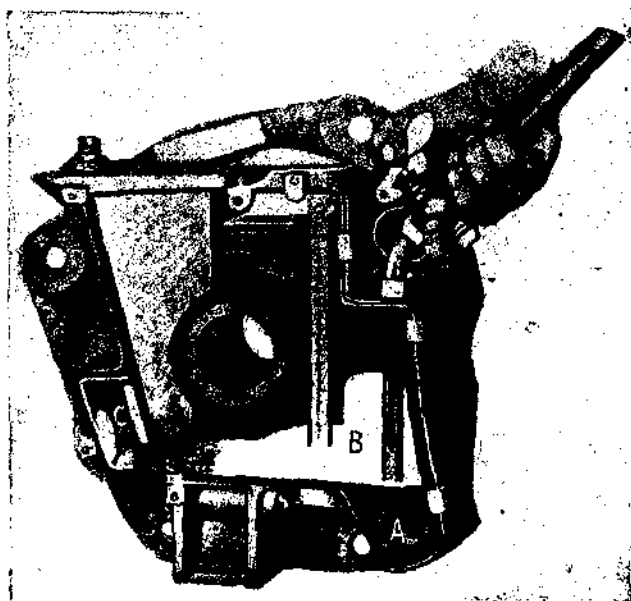
На фиг. 11,8 показана смазка осемоторных подшипников, примененная на сурамских электровозах завода ВВС. 12-линейный ламповый фитиль *A*, заделанный в прямоугольной рамке *B* с отверстием 28×21 мм, прижимается к осевой шейке *D* коленчатым рычагом *E* при помощи пружины *F* с силой в 0,75 кг.

В последнее время замечается стремление применять роликовые подшипники и для осевых букс; последнее усложняет соединение двигателей с землей, являющейся обратным проводником. На фиг. 11,9 дана

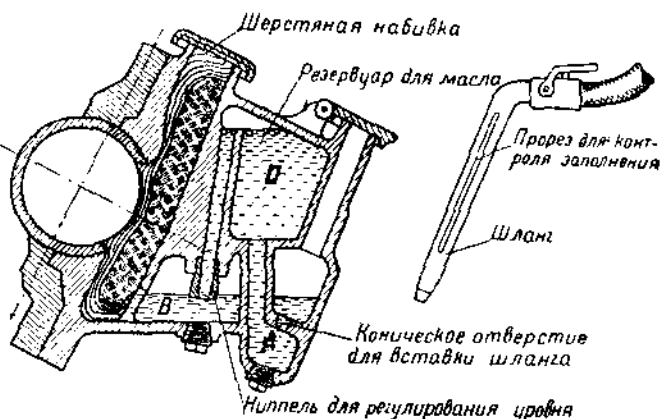
схема расположения проводов силового (рабочего) тока. Цифрами 1 и 2 обозначены якоря с коллекторами, 3 и 4 обозначают обмотки главных и дополнительных полюсов, 5 — клемма заземления. В зависимости от положения контакторов провода *aa* и *bb* соединяются или последовательно между собой и с заземляющим проводом *c* (присоединение к раме электровоза) или же параллельно с проводом *c*.

При обычных скользящих подшипниках у осей рабочий ток проходит без затруднения в рельсы, однако опыт и практика показывают, что при прохождении большого тока через роликовые подшипники поверхность катания последних сильно портится, несмотря на закалку. В местах прохождения тока остаются явные следы, поэтому в случае применения роликовых подшипников на осях должно

быть обеспечено прохождение тока в рельсы помимо этих подшипников. С этой целью на осях устанавливаются кольца, через которые при помощи щеток ток передается на ось и в рельсы. На фиг. 11,10 показано такое разрезное медное кольцо, примененное заводом Эрликон. При установке такого кольца на оси должно быть обращено особое внимание на хороший контакт, для чего поверхность соприкосновения



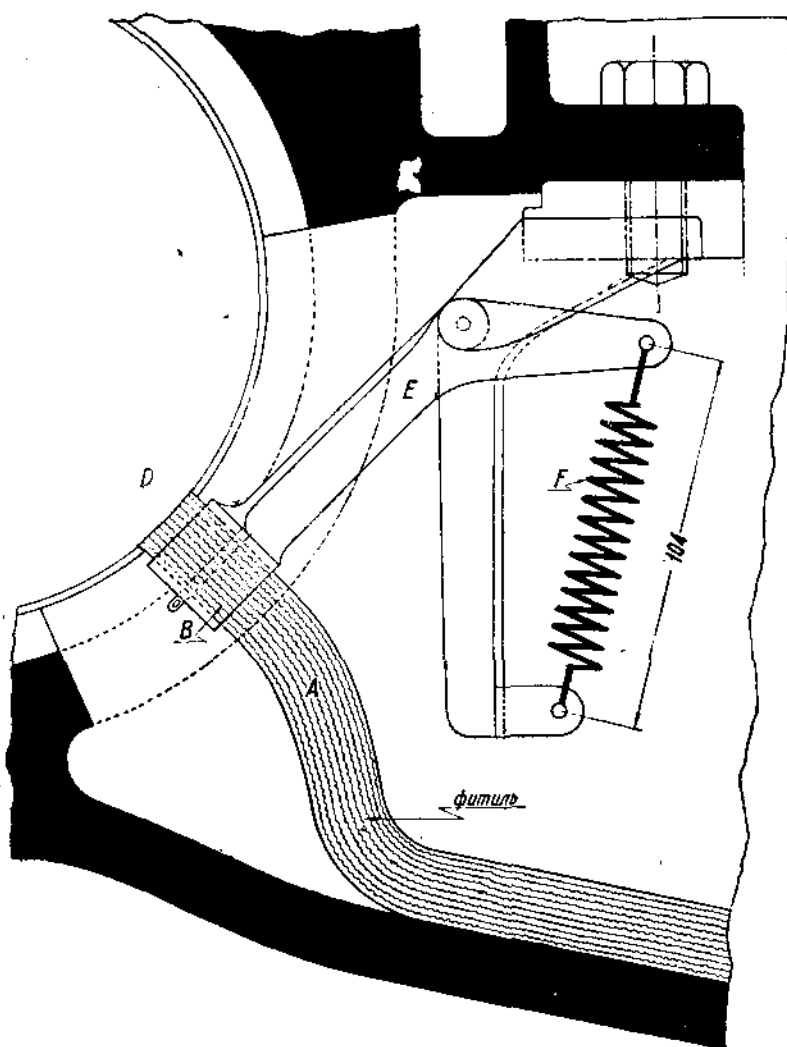
Фиг. 11,8. Подшипник с постоянным уровнем смазки.



Фиг. 11,7.

покрывается электропроводной мастикой. Массивные металлические щетки соединяются кабелем с шиной заземления или рамой, если все провода заземления присоединяются к ней. Такие кольца заземления должны устанавливаться не менее чем на двух осях.

Исправная коммутация двигателей в большой мере зависит от конструкции щеткодержателей. При установке щеткодержателей следует обращать особое внимание, чтобы при открывании крышек люков корпуса двигателей можно было бы



Фиг. 11,8.

легко вынуть щетки и осмотреть прикрепление медной плетенки, кроме того, под щетками должно оставаться достаточно места, чтобы без затруднения можно было бы зачищать коллектор и даже подшлифовывать его.

Применять дерево и вообще горючие материалы в качестве изолирующего вещества щеткодержателей от корпуса двигателя не следует, нужно отдавать предпочтение фарфоровым изоляторам.

Щеткодержатели на фарфоровых изоляторах прикрепляются к корпусу двигателя или поодиночке или попарно при помощи особого мостика.

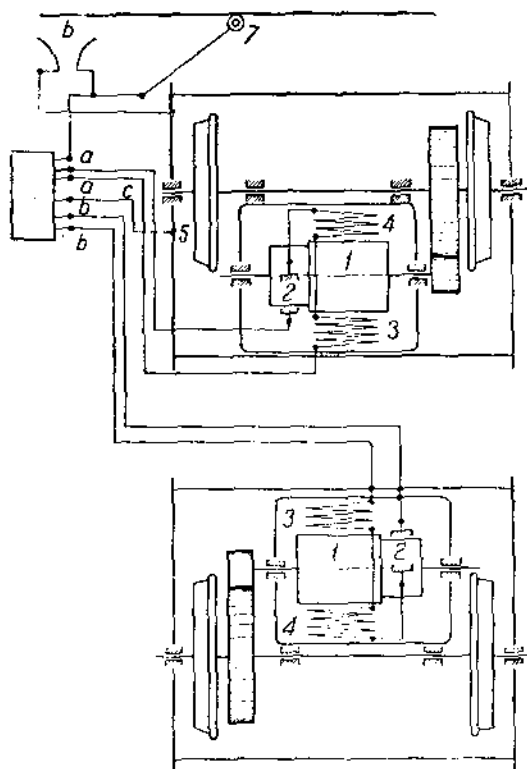
Помимо фарфоровых изоляторов ставятся миканитовые и стеатитовые прокладки. Отверстия для пропускания болтов часто устраиваются овальными, для того

чтобы иметь возможность небольшого перемещения щеткодержателей. С целью получения большей прочности и проводимости щеткодержатели устраиваются из прессованной латуни.

На фиг. 11,11 изображен латунный корпус щеткодержателя *A* двигателя ДПЭ-340, который прикрепляется болтом *B* к кронштейну *C*, причем поверхности соприкосновения их сделаны зубчатыми, чтобы можно было передвигать корпус щеткодержателя вверх и вниз с этой целью отверстие под болт, которым он прикрепляется к кронштейну, имеет овальную форму.

Приспособление для нажима на щетку состоит из храповика, регулирующего давление пружины *F* пальца, непосредственно нажимающего на щетку силой 2,6—3 kg. Стальной литой кронштейн снабжается отверстиями, стенки и дно которых покрываются слюдяной изоляцией, и в эти отверстия под давлением 3—4 t запрессовываются

пальцы *P* с нарезкой под болт на одном конце. Таким образом палец изолируется от кронштейна, находящегося под напряжением. В нарезку пальца заворачиваются болты, при помощи которых щеткодержатель прикрепляется к корпусу двигателя. На свободный конец пальца надевается фарфоровый изолятор *J* на шеллаке. Эти изоляторы препятствуют переброске тока с кронштейна на корпус двигателя.



Фиг. 11,9.



Фиг. 11,10.

Угольные щетки для тяговых двигателей должны удовлетворять ряду условий, вытекающих из специфического характера работы их на электровазгах. В железнодорожной службе щетки подвергаются все время толчкам и в особенности у двигателей, расположенных на осях, поэтому большое внимание должно быть обращено на механическую прочность щеток, что проверяется испытанием их на изгиб.

Щетки, брошенные с силой на деревянный пол, не должны ломаться, или вернее крошиться. Щетки, не выдержавшие этого примитивного испытания, ни в коем случае не могут быть допущены в работу, так как небольшие отколовшиеся кусочки могут вызвать короткие замыкания у концов пластин, вызывающие дальнейшую порчу двигателей.

В железнодорожной службе особенно часто отмечается явление „стирания коллектора“, которое выражается в том, что перед этим исправно работавший коллектор в течение нескольких минут быстро стирается на несколько миллиметров одновременно с быстрым стиранием углей. Это явление сопровождается сильным

образованием угольной пыли и имеет место обычно после продолжительной езды без тока. Причины этого явления не установлены точно, во многих случаях надо, однако, полагать, что это является следствием недоброкачества углей. Интересно отметить, что описанное явление чаще наблюдается на коллекторах малого диаметра, хотя окружная скорость их меньше, чем коллекторов большого диаметра.

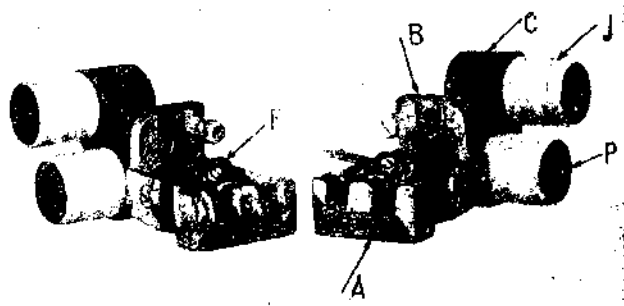
Материал коллектора — медь сопротивлением на разрыв не менее 35 kg/mm^2 — должна быть достаточной твердости (по Бринеллю выше 100) и давать возможность при приработке щеток образованию той особенной полировки, которая обеспечивает правильную коммутацию, минимальное трение и нагревание коллектора. Каждый сорт щеток придает особую полировку коллектору, присущую лишь данному сорту; щетка другой марки, поставленная на место сносившейся, несмотря на хорошую полировку якоря, дает вначале неудовлетворительную работу, пока она не образует своей полировки на коллекторе. Полировка зависит от скорости на коллекторе и тока, проходящего через щетку. Твердость щеток должна быть в соответствии с твердостью меди коллектора; стирание последнего требует обточки и шлифовки его, что вызывает удорожание содержания и ремонта электровозов; рациональнее заставлять стираться сильнее щетки за счет уменьшения износа коллектора, однако чрезмерное стирание щеток дает сильное образование пыли, что засаривает якорь при неудовлетворительной вентиляции двигателя и может вызвать закупоривание вентиляционных каналов.

В отношении электрических свойств щеток важнейшим является способность их выдерживать перегрузки.

При трогании с места двигателям приходится выдерживать, хотя и кратковременную, но значительную перегрузку; обычно обмотка якоря в состоянии в течение нескольких секунд выдерживать двойную величину тока часовой мощности, очевидно, и щетки должны быть в состоянии выдерживать также двойную плотность тока, т. е. до 25 A/cm^2 , принимая плотность тока в щетках при часовой мощности в $10 - 12 \text{ A/cm}^2$. Правда, при кратковременных сильных перегрузках можно мириться с раскаливанием уголков щеток, так как это продолжается очень короткое время.

Помимо того щетки должны иметь достаточно высокое сопротивление для тока в поперечном направлении, образующегося при прохождении щетки с одной пластинки коллектора на другую благодаря напряжению между пластинками; затем для улучшения коммутации должно быть достаточное омическое сопротивление от меди коллектора к щеткам и в обратном направлении. Можно смело сказать, что раз только удастся получить щетки с большим поперечным сопротивлением, тем самым появится возможность удешевить стоимость всего двигателя, благодаря уменьшению размеров его на единицу мощности. Безукоризненно выполненный двигатель может при неудачном выборе щеток в течение сравнительно короткого времени оказаться совершенно непригодным для дальнейшей службы, почему особенно важно тщательное наблюдение за работой щеток в течение всего времени службы двигателя.

Убедившись в достаточной прочности щеток путем механического испытания их в лаборатории, сначала устанавливают небольшое количество для наблюдения за работой щеток в условиях повседневной службы, сопряженной с ударами, чередующимися нагреванием и охлаждением. При этом электрические свойства их установлены быть еще не могут, так как распределение тока между прежними оставшимися на коллекторе щетками и новыми пробными будет зависеть от сопротивления их. Однако, если пробные щетки показали в работе достаточную механическую проч-



Фиг. 11,11. Щеткодержатели двигателя ДПЭ-340.

ность, можно сменить уже все щетки на новые и наблюдать неустанно за их работой. Концы таких щеток часто закрашивают с тем, чтобы электровозная бригада сменяла их лишь в случае крайней необходимости. Путем периодического обмера щеток после 500—1000 km пробега устанавливается скорость их износа. Следует иметь в виду, что в случае электродвигателей постоянного тока большое значение имеет полюсность щеток. Точно так же при сравнении качества углей следует учитывать вес поезда, от которого зависит износ щеток.

Благодаря толчкам, всегда имеющим место в железнодорожной службе двигателя, щетки должны прижиматься к коллектору с большей силой, чем в стационарных машинах, это вызывает значительное нагревание коллектора от трения по сравнению с нагреванием от тока, к тому же последний лишь сравнительно короткие промежутки имеет большую величину, тогда как нагревание от трения имеет место непрерывно в течение всего времени работы электровоза.

Во избежание перегрева коллектора должен быть обеспечен достаточный отвод выделяющегося тепла; при недостаточности охлаждения путем естественной теплопередачи необходима искусственная вентиляция коллектора. Охлаждающий воздух должен поступать не только в достаточном количестве, но и под достаточным давлением, так как известно, что при вращении коллектора замечается увлечение воздуха последним и рассеивание к периферии.

В отношении охлаждения, как уже указывалось, различают двигатели самовентилирующиеся и с принудительной (независимой) вентиляцией. Двигатели мощных электровозов устраиваются исключительно с принудительной вентиляцией; воздух для охлаждения их подается вентилятором, причем забор воздуха, засасываемого вентилятором, устраивается таким образом, чтобы избежать попадания пыли и снега, от которых так страдают самовентилирующиеся двигатели, имеющие вентиляторы в самом двигателе.

Основное различие обоих способов вентиляции двигателей заключается в том, что у самовентилирующихся двигателей количество охлаждающего воздуха зависит от числа оборотов двигателя и при стоянке вентиляторы не работают, в то время у двигателей с принудительной вентиляцией количество воздуха может регулироваться в зависимости от развиваемой двигателем мощности и степени нагрева его и в случае надобности двигатель может энергично охлаждаться на стоянке.

Кроме того, вентиляторы, встроенные внутрь двигателя, занимают место за счет размеров активной части двигателя.

По данным Закса (Sachs) наибольшие мощности самовентилирующихся двигателей достигают следующих величин в зависимости от напряжения на зажимах при 600 об/мин (табл. 12):

Таблица 12

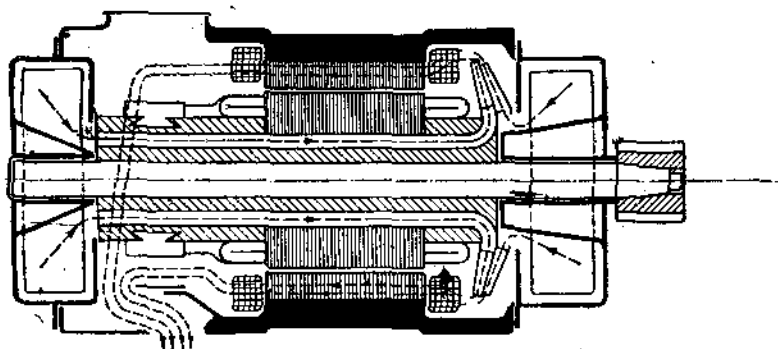
	Наибольшая длительная мощность в л. с.		
	600 V	1 500 V	3 000/2 V
Для колес в 1 000 м	90	74	64
Для " в 1 432 "	190	155	135

В то же время на электровозах типа $2B_0B_0 + B_0B_0$ железной дороги Ch.—M.—St.-Paul удалось установить двигатели с принудительной вентиляцией мощностью 425 л. с. при 446 об/мин¹, а на сурамских электровозах ВВС установлены двигатели часовой мощности 517 л. с. при 580 об/мин или длительной мощности 435 л. с. при 610 об/мин.

Расположение вентиляторов у самовентилирующихся двигателей у различных заводов различное и каждое имеет свои недостатки и преимущества. В случае поста-

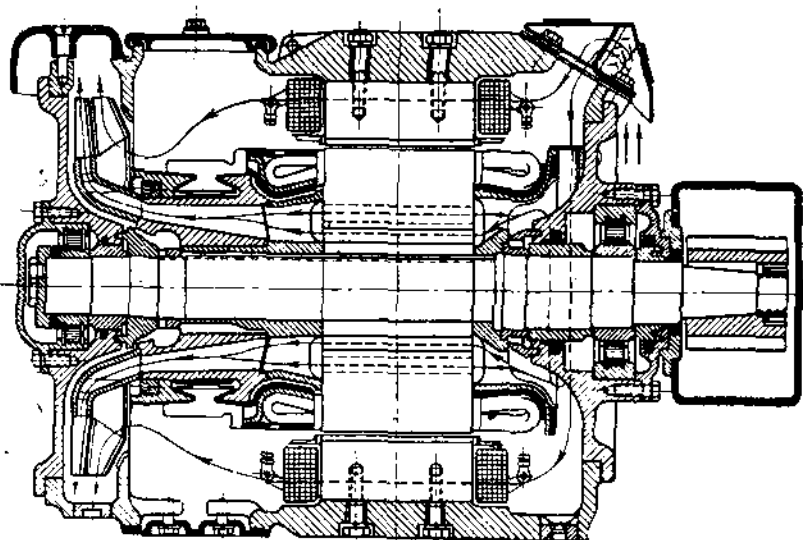
¹ Gen. El. Review, 1916, стр. 929.

новки вентилятора со стороны коллектора и засасывания воздуха со стороны, противоположной коллектору, пыль, неизбежно засасываемая с воздухом, приходит в соприкосновение с коллектором, наиболее капризной частью двигателя, в последнюю очередь.



Фиг. II,12. Схема вентиляции тягового двигателя.

При расположении вентиляторов со стороны, противоположной коллектору, и засасывании воздуха со стороны коллектора, облегчается выемка якоря, так как при выемке якоря не приходится удалять шестерню и щеткодержатели, если имеется односторонняя зубчатая передача. Однако при этом расположении вентилятора много пыли осаждается на коллекторе и, кроме того, угольная пыль от щеток забивается в каналах якоря.



Фиг. II,12а. Схема вентиляции тягового двигателя.

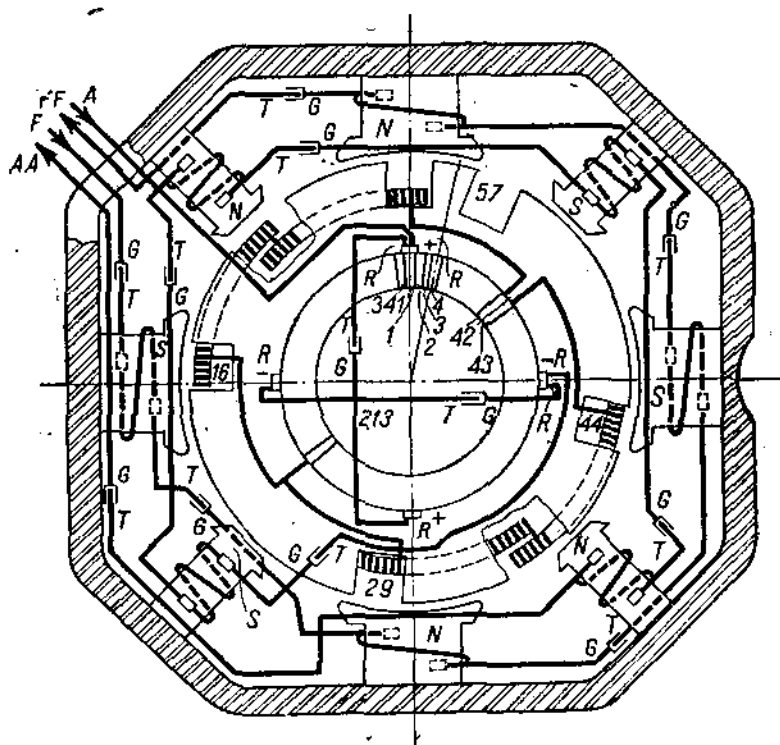
Вентиляция двигателей бывает последовательно-параллельная (ВВС) и параллельная. Завод ВВС располагает в своих крупных тяговых двигателях вход воздуха у боковых щитов подшипников со стороны коллектора и с противоположной коллектору стороны, эти отверстия располагаются около оси. Воздух, засасываемый со стороны коллектора, проходит по якорным каналам и соединяется со струей, поступающей с противоположной стороны коллектора, и вместе с ней охлаждает магнитные катушки, поверхность якоря и коллектор и выходит наружу (фиг. II,12). Таким образом необходимо устанавливать двухкамерный вентилятор, который работает и как всасывающий и как нагревательный. Выходное отверстие, расположен-

Таблица 13

Основные данные тяговых двигателей

Тип двигателя	Железная дорога Париж—Орлеан Электропоезда №				Сурам- ский перевал
	1—80	101—180	201—208	224—240	
Тип двигателя	GE-276	TM-3301	DK-87	LC-3500	ДПЭ-340
Напряжение в В	1 350	1 350	1 350	1 350	1 500
Часовая мощность (нагрев 120°) в л. с.	410	430	373	410	462
Соответствующий ток в А	250	267,5	225	252	250
Соответствующая скорость в km/h	43	47	43,8	44,2	30,7
Соответствующее число оборотов в минуту	570	650	540	600	605
Длительная мощность в л. с.	380	375	310	365	408
Соответствующий ток в А	200	240	195	225	220
Соответствующая скорость в km/h	46	48,5	46,5	46,5	33,0
Соответствующее число оборотов в минуту	610	665	580	625	630
Вес двигателя с зубчатой передачей в т	4,2	4,74	4,465	4,800	5,6
Вес двигателя без зубчатой пере- дачи в т	3,72	4,20	4,00	4,29	—
Вес двигателя на 1 л. с. з. мощности в kg на 1 л. с.	10,2	11,0	12,65	11,7	—
Вес двигателя длительной мощности в kg на 1 л. с.	12,7	12,3	14,50	13,10	—
Якорь:					
диаметр наружный в мм	540	660	610	680	635
диаметр внутренний в мм	175	315	185	224	180
Число пазов	43	87	67	73	57
Размеры пазов в мм ²	56×15,59	61×11,2	57×13	54×13	57,9×14,5
Полезная длина жел. в мм	383	280	330	265	305
Число проводников в пазу	14	8	10	10	12
Диаметр вала якоря в мм	134	155	128	140	140
Род обмотки	Последо- вательная	Последо- вательная	Последо- вательная	Последо- вательная	Последо- вательная
Коллектор: диаметр в мм	460	580	543	590	546
Число пластин	301	347	335	365	341
Толщина пластин в мм	4,1	4,01	4,32	4,0	—
Длина коллектора (полезная) в мм	97	168	128	134	110
Число щеткодержателей	4	2	4	4	4
Число углей и размер их в мм	2/45×16	3/50×15	2/57×16	2/47×20	2/50×25
Толщина миканита между пласти- нами в мм	0,7	1,2	0,8	0,8	—
Главные полюса:					
число полюсов	4	4	4	4	4
ширина полюсов в мм	294	388	328	350	330
Число витков на полюс	62	61	73	68	67
Сечение проводника в мм ²	32×2,5	37×1,9	35,5×2,97	31×1,6	35×2,67
Междужелезное пространство в мм	6	6	4,75/6,35	9	6
Сечение полюсов в см ²	750	580	735	572	615
Площадь полюсного башмака в см ²	1 130	945	1 080	925	1 006
Дополнительные полюса:					
число их	4	4	4	4	4
Число витков на полюс	49	56	49,5	60	55
Сечение проводника в мм ²	28×3,15	37×1,8	33,6×3,3	74×1,3	30,5×3,05
Междужелезное пространство в мм	9	9	6,35	7	6
Сечение полюсов в см ²	146	114	117	106	155
Сопротивление в Ω при 25° С:					
якоря	0,081	0,127	0,098	0,083	0,124
главных полюсов	0,075	0,063	0,094	0,068	0,0725
дополнительных полюсов	0,038	0,038	0,032	0,031	0,0362

ное внизу двигателя, защищено частой сеткой от попадания посторонних предметов. В вентиляции фирмы AEG (параллельного типа) сохраняется тот же принцип прохождения воздухом коллектора в последнюю очередь, но так как воздух поступает с противоположной стороны коллектора, то потока обратного направления нет и воздух при входе делится сразу на два потока, из которых один омывает магнитные полюса, поверхность якоря и коллектор, другой же поток сначала проходит по каналу, расположенному с торца якоря, а затем устремляется в якорные каналы и под коллектор; соединяясь с первым, поток выходит наружу со стороны коллектора, где и располагается однокамерный вентилятор (фиг. II, 12а).



Фиг. II, 13. Схема соединения обмоток полюсов тягового двигателя.

Американские же формы GEC, Вестингауз ставят вентиляторы с противоположной стороны коллектора и засасывают воздух со стороны коллектора, направление потоков — параллельное, а именно один поток омывает обмотку якоря и магнитные катушки, а другой проходит через якорные каналы.

Подробные данные двигателей подвешенного типа некоторых товарных электровазов приведены в табл. 13.

Продольный и поперечный разрезы двигателя ДПЭ-340 были даны на фиг. II, 1. На фиг. II, 13 показано соединение обмоток полюсов его.

18. Быстроходные двигатели, расположенные на рамах

Этот тип двигателей распадается на простые двигатели и двигатели-близнецы. Поскольку имеется зубчатая передача, эти двигатели являются быстроходными, как и двигатели с трамвайной подвеской.

Американская практика стала делить мощность, передаваемую на одну ось на два двигателя, которые при этом всегда соединяются последовательно, и таким образом на коллекторе уже будет половинное напряжение. Хотя конструктивно двигатели-близнецы в исполнении и несколько сложнее, однако деление мощности на два якоря позволяет давать якорю большее число оборотов, и таким образом

оказывается, что вес двигателей-близнецов не более веса одного двигателя суммарной мощности.

Двигатели-близнецы впервые были применены заводом Вестингауз на электровазе железной дороги N-J — NH and H для однофазного тока.

Впоследствии двигатели-близнецы были применены на электровазах постоянного тока дороги Ch. — M. — St. Paul. Вес двигателя этой дороги с полой осью, зубчаткой и кожухом для зубчатки составил 11,5 t, без полых же осей и лап, при помощи которых передается вращающее усилие колесам, — 9,5 t. Вес частей, непосредственно действующих на путь, в данном случае вес самой оси с колесами и упорами для рессор, подшипниками составляет всего 3,553 t на ось.

Двигатели изолированы на полное напряжение в контактном проводе на 3 000 V, рабочее же напряжение благодаря последовательному соединению не менее четырех моторов равно всего 750 V.

Оба якоря имеют один общий каркас с одним центральным отверстием для впуска охлаждающего воздуха из трубопровода. Двигатели снабжены двойной вентиляцией, а именно вентиляционный воздух нагнетается через трубопровод от вентиляторов, расположенных по концам электроваза, и кроме того, на валу каждого якоря насажен также свой вентилятор. Воздух, поступающий в двигатель, омывает прежде всего коллектор, затем обмотки полюсов и якоря и параллельно протекает по воздушным каналам якоря и выталкивается наружу со стороны зубчатой передачи. Насколько велико участие вентилятора, насаженного у якоря, можно судить по тому, что при отсутствии работы независимых вентиляторов он один дает возможность нагружать двигатель до 70% его нагрузки, благодаря этому специальные вентиляторы работают лишь при большой нагрузке двигателей, пуск их производится автоматически при помощи термостатов, когда температура двигателей достигает 100°.

На табл. 14 приведены основные данные двигателей-близнецов постоянного тока.

Таблица 14

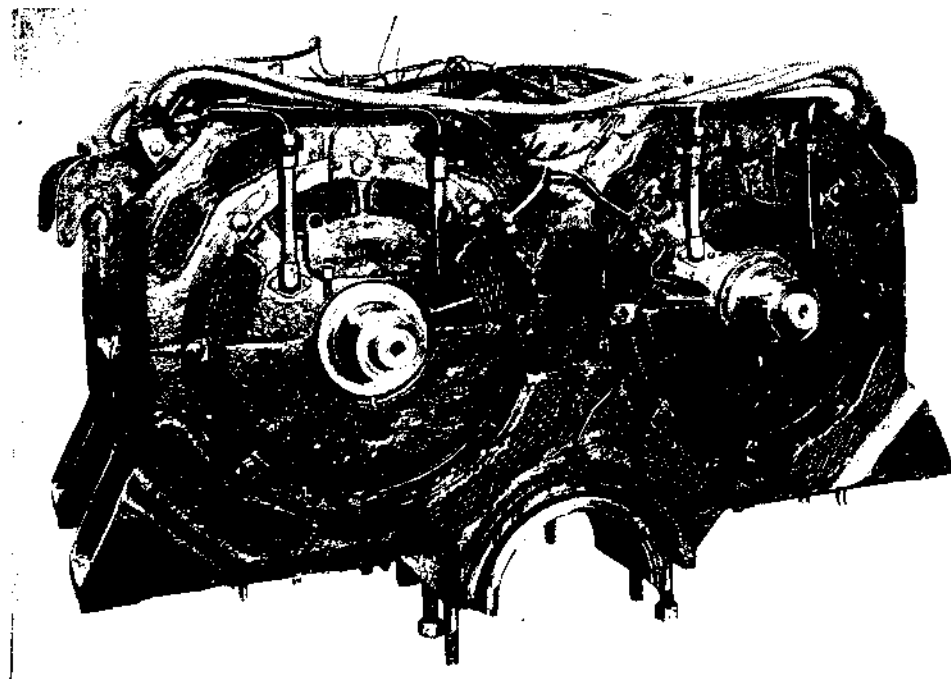
Основные данные двигателей близнецов

Часовая мощность и число об/мин	Длительная мощность и число об/мин	Число полюсов	Напряжение на коллекторе каждого якоря	Переда- точное число	Вес без зубчатой передачи	Где установлены
667 л. с. 490 об/мин	533 л. с. 570 об/мин	2×4	$1/2 \cdot 3\,000$	21 : 92	9 500	Электровазы 2C ₀ 1-1C ₀ 2 Железная дорога Ch.—M.—St. Paul
600 л. с. 635 об/мин	435 л. с. 760 об/мин	2×4	$1/4 \cdot 1\,500$	24 : 85	6 200	2C ₀ 2 Железная дорога Northern Eastern
486 л. с. 610 об/мин	408 л. с. 670 об/мин	2×4	$1/2 \cdot 3\,000$	1 : 3,55		2C ₀ 2 итальянских ж. д.
924 л. с. 605 об/мин	816 л. с. 680 об/мин	2×4	$1/2 \cdot 3\,000$	1 : 3 025		Электроваз ПБ (СССР)

На фиг. П,14 показаны двигатели-близнецы, установленные на пассажирских электровазах 2C₀2 итальянских железных дорог. Как уже указывалось ниже, эти двигатели имеют совершенно одинаковые якоря, что и двигатели с подвеской трам-

вайнго типа, установленные на товарных электровозах типа $B_0B_0B_0$ линии Беневенто — Фоджиа итальянских железных дорог.

Каждая половина каркаса сдвоенного двигателя имеет восьмигранную форму, сохраняющуюся от первоначального типа двигателя с трамвайной подвеской, однако обе половины отлиты в одно целое и снабжены внизу приливом для образования подшипника под полую ось и опорными лапами N (фиг. II,15а). Эти лапы высту-



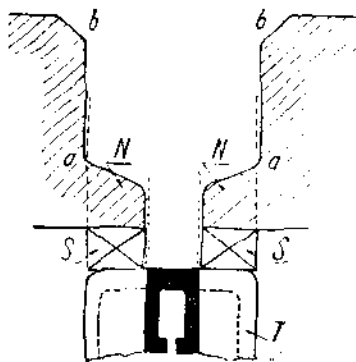
Фиг. II,14.

пают за боковые грани ab всего каркаса и двигатель устанавливается ими на междурамное скрепление T (поперечины), в которых устанавливаются вырезы таких образом, чтобы лапы двигателя свободно проходили через вырезы и двигатель можно было бы опустить вниз вместе с полую и движущей осями. Нормально под лапы пропускаются балочки S , перекрывающие указанные вырезы в поперечинах и удерживающие двигатель на раме. Для облегчения установки двигателя устанавливаются клинья, укрепляемые, как и поддерживающие балочки, болтами.

К быстроходным двигателям, расположенным на рамах, относятся также двигатели, передающие свое усилие на промежуточный вал с большим зубчатым колесом и далеетреугольной рамой или шатунами на движущие оси. Благодаря наличию зубчатой передачи эти двигатели строятся на большое число оборотов, в механическом и электрическом отношении полностью напоминают стационарные двигатели с шестью и семью полюсами и почти исключительно устраиваются с принудительной вентиляцией.

На табл. 15 приведены основные данные некоторых двигателей этого типа.

В отношении последних приведенных в табл. 15 двигателей ВВС, построенных для железной дороги Париж—Орлеан (электровозы № 501 и 502), подробные данные приведены в табл. 16. Двигатели расположены между рамами, передача Бухли.



Фиг. II,15.

Таблица 15

Часовая мощность и число оборотов	Длительная мощность и число оборотов	Охлаждение	Число полюсов	Напряжение	Зубчатая передача	Вес без зубчатой передачи	Где установлены
585 л. с. 760 об/мин	500 л. с. 810 об/мин	Принудительная вентиляция	6	1/2-1 500	44:135	4 250	Электропоз 1D ₀ 1 Яп. ж. д.
375 л. с. 550 об/мин	300 л. с. 610 об/мин	То же	6	1/2-1 500	44:123	3 850	Электропоз 1D ₀ 1 Нидерл. ж. д.
900 л. с. 530 об/мин	790 л. с. 560 об/мин	" "	6	1 350	56:126	7 500	Электропоз 2D2 № E-501 железной дороги Париж—Орлеан

Таблица 16

	Электропоз № 501	Электропоз № 502
Часовая мощность при 1 350 V (перегрев на 120°) в л. с.	900	900
Соответствующая скорость в km/h	65,5	63,7
Длительная мощность при 1 350 V в л. с.	800	800
Соответствующая скорость в km/h	68,0	66,5
Размеры двигателей:		
высота в мм	1 360	1 360
ширина „	1 280	1 280
длина „	1 360	1 360
Вес двигателей в т	7,54	7,54
Диаметр движущих колес в мм	1 750	1 750
Якорь: диаметр наружный/внутренний в мм	450/480	850/480
Число пазов (размер)	81/(35 mm × 13,5 mm)	81/(35 mm × 13,5 mm)
(Число проводников в пазу) сечение в мм²	(2 · 7) 12,1	(2 · 7) 12,1
Полезная длина железа в мм	430	430
Обмотка	Последовательная	Последовательная
Коллектор: диаметр в мм	760	760
Число пластин толщиной в мм	567/4,2	567/4,2
Полезная длина коллектора в мм	124	124
Число щеткодержателей	6	6
Число углей (размеры сечения)	3/(30 × 20 mm²)	3/(30 × 20 mm²)
Главные полюса, число их	6	6
Число витков полюса (сечение провода)	10 + 9 + 4/(9 × 20 mm²)	10 + 9 + 4 (9 × 20 mm²)
Междужелезное пространство в мм	7,5	7,5
Сечение полюсов в см²	1,155	1,155
Дополнительные полюса, число их (сечение в см²)	6 (50)	6 (50)
Число витков на полюс (сечение)	21/(6 × 30 mm²)	16/(9 × 20 mm²)
Междужелезное пространство в мм	16	16
Сечение полюсов в см²	160	160

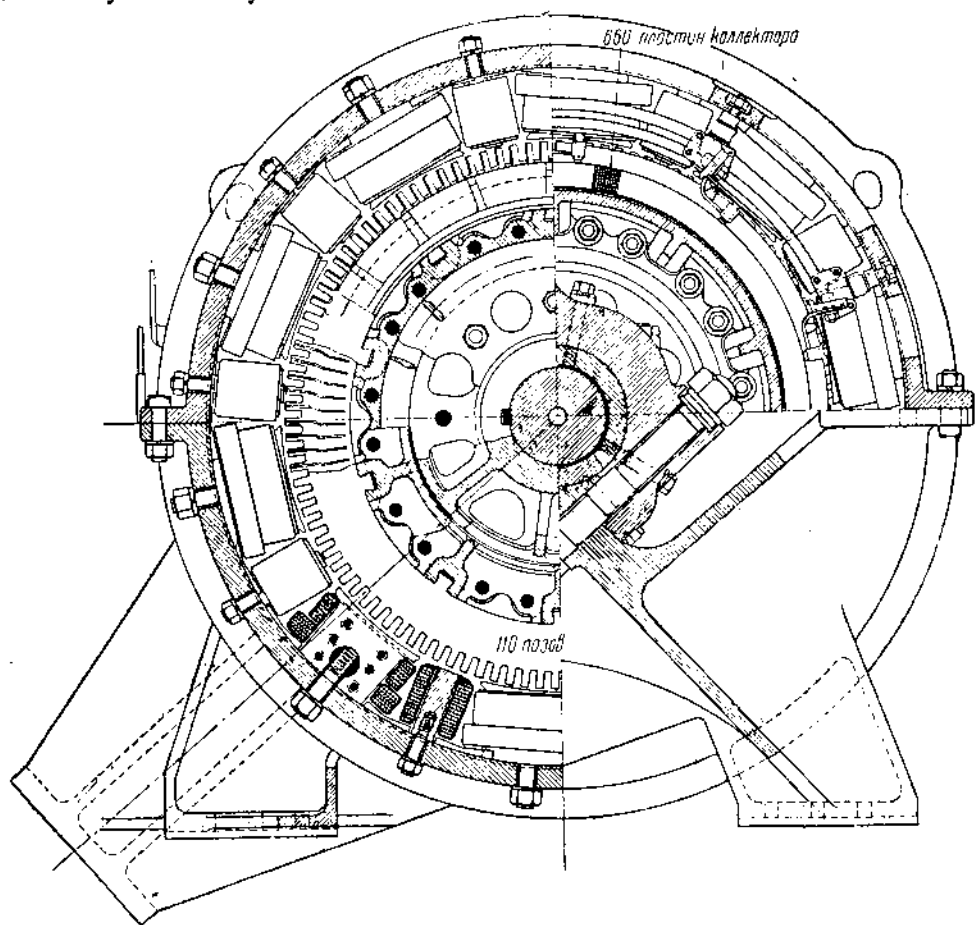
19. Тихоходные двигатели, расположенные на рамах

Эти двигатели применяются при непосредственной шатунной передаче (без зубчатой передачи) и нашли широкое распространение на электропозах однофазного тока. В тот же период, когда стал распространяться постоянный ток высокого напряжения, уже стало замечаться стремление применять индивидуальную передачу, чем и объясняется небольшое количество электропозов постоянного тока с тихоходными двигателями и шатунной передачей.

В конструктивном отношении двигатели этого типа совершенно не отличаются от машин стационарного типа и снабжаются обычными опорными подшипниками.

На фиг. II,16 дан разрез двигателя постоянного тока 600 V мощностью 2 000 л. с. электровоза для пассажирской службы Пенсильванской железной дороги, а на фиг. II,17—общий вид двигателя с противовесом для уравнивания шатуна.

Помимо опорной плиты, посредством которой двигатель укрепляется на рамах электровоза, каркас отлит заодно с укосинами, расположенными в направлении действия усилий шатунов.



Фиг. II,16.

В табл. 17 приведены данные некоторых тихоходных двигателей постоянного тока. Двигатели эти устраиваются открытого типа и без искусственной вентиляции.

В электровозах с шатунной передачей и с высокорасположенными двигателями, усилия от которых передаются при помощи длинных шатунов, двигатели жестко укрепляются болтами на рамах с тем, чтобы сохранить неизменное расстояние между валом двигателя и отбойным валом. Деформации рамы, вызывающие изменения расстояния между указанными валами, поглощаются игрой в подшипниках и деформациями шатунов.

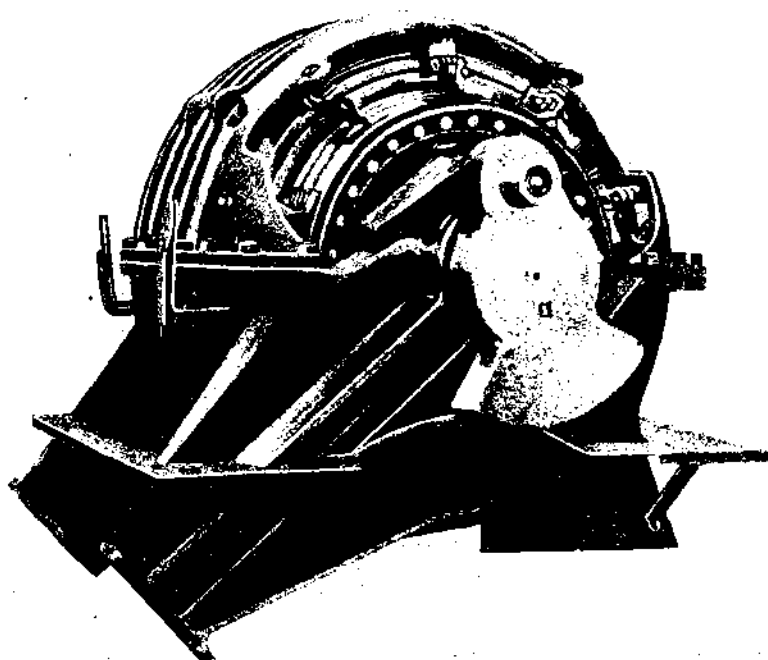
Когда двигатели располагаются на небольшой высоте и усилия передаются короткими шатунами, образующими треугольные рамы (Кандо, Бианки), деформации шатунов недостаточны и подшипники будут испытывать большие перегрузки и быстро изнашиваться, поэтому в этих случаях применяют упругое подвешивание двигателей. На фиг. II,18 изображена подвеска двигателя, примененная на электровозах типа 1C1 (группа E331) и 1D1 (группа 431, итальянских железных дорог) с передачей треугольной рамой Кандо.

Двигатель имеет подвижность в вертикальном и горизонтальном направлениях опираясь на два коленчатых рычага *l* при помощи подвесок *г*. Рычаги *l* могут вращаться около шарниров, укрепленных на междурамном скреплении.

Таблица 17

Часовая мощность и число оборотов	Длительная мощность и число оборотов	Число полюсов	Напряжение на борнах в В	Вес двигателя kg	Где установлены
175 л. с. 470 об/мин	152 л. с. 500 об/мин	6	750	2 500	Электровозы С-С железной дороги Вергина
680 л. с. 310 об/мин	550 л. с. 350 об/мин	10	600	10 375	Электровозы 1С1 группы Е320 и Е321 итальянских железных дорог
900 л. с. 180 об/мин	600 л. с. 215 об/мин	10	600	16 000	Электровозы 1D1 тип Е21 железной дороги Париж--Орлеан

Свободные концы рычагов *l* связаны между собой штангой *з* таким образом, что вращение рычагов *l* может совершаться только в противоположных направлениях.



Фиг. П, 17.

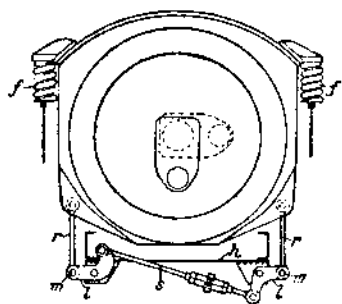
При правильно подобранном соотношении отдельных размеров можно получить практически одинаковые перемещения точек *т*. Наверху двигатель опирается через спиральные рессоры *г* на рамы.

Как нетрудно видеть, описанное подвешивание двигателя допускает вертикальные и горизонтальные перемещения двигателя относительно рамы, препятствуя, однако, вращению двигателя.

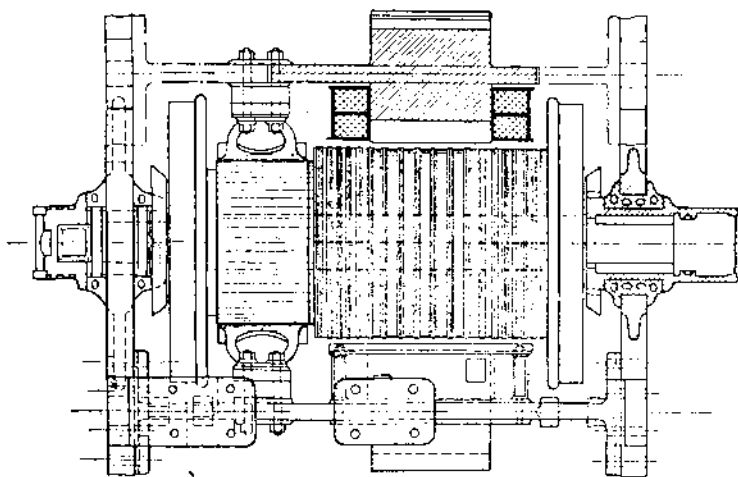
20. Двигатели, непосредственно насаженные на движущую ось

Двигатели, непосредственно насаженные на движущую ось (типа gearless) впервые, как уже упоминалось выше, были построены в 1904 г. для железной дороги постоянного тока 600 V New-York Central. Двигатель этот изображен на фиг. II,19.

Впоследствии этот тип двигателей (CE-100) был применен для дороги Ch. — M. — St.-Paul заводом ГЕС. Двигатели изолированы на 3 000 V, рабочее же напряжение на коллекторе их не превышает 1 000 V, так как всегда не менее трех двигателей соединены последовательно. Каждая ось с колесами диаметром 1 118 mm (пассажирские электровозы) вместе с насаженным на ось якорем весит 4,35 t. Полюса двигателей выполнены из железных листов, обмотка их состоит из двух катушек, что обеспечивает лучшую вентиляцию. Для возможности вертикального перемещения якоря относительно полюсов, укрепленных на междурамных поперечных балочках (фиг. II,20) ласточкиным хвостом, необходимо было выбрать довольно большое междужелезное пространство, а именно 3,2 mm с каждой стороны в наиболее узком месте. Этот зазор позволяет путем опускания выкатывать ось вместе с якорем, не снимая полюсов. Щеткодержатели укреплены на поперечных балочках вместе с полюсами. Магнитный поток, пересекающий якорь, замыкается сверху особой стальной доской достаточного сечения, расположенной над всеми двигателями одной тележки. Помимо того непрерывность магнитного потока в пределах не только одной тележки, но и всего электровоза, достигается благодаря упругим стержням большого сечения, располагаемым в верхней части тележек.



Фиг. II,18.



Фиг. II,19. Двигатели, непосредственно насаженные на ось.

Двигатели защищены от попадания посторонних тел при помощи железных листов толщиной с боков в 5 mm и толщиной снизу в 12 mm. Вентиляция двигателей производится от особых вентиляторов, расположенных над каждым двигателем и приводимых от отдельных двигателей (по одному на каждый вентилятор).

Впоследствии двигатели gearless были применены во Франции на опытном электровозе № 601 железной дороги Париж — Орлеан.

Полезная длина коллектора в мм	319
Число щеткодержателей	2
Число углей/размер	5/(56 × 25 мм²)
Главные полюса: число	2
Число витков полюса/поперечные размеры проводника	142/(60 × 4,2 мм²)
Междужелезное пространство в мм	12 до 53
Сечение полюсов в мм²	1 600

21. Основные данные для расчета тяговых двигателей

Необходимость иметь при стесненных габаритах тяговых двигателей максимальную мощность и минимальный вес заставляют при расчете их пользоваться значительно более высокими электрическими и магнитными нагрузками, чем при расчете стационарных машин.

Ниже мы приводим основную формулу и коэффициенты для расчета по этим формулам моторов.

Пусть дано напряжение на зажимах U и часовая мощность двигателя P , к. п. д. η ; от этих данных переходим к э. д. с. $E = 0,97 V$ и току $I = \frac{1000 P}{\eta U}$

$$(\eta = 0,90 \div 0,92).$$

Под E мы понимаем э. д. с. двигателя при полной нагрузке, при отсутствии же реакции якоря при холостом ходе она имеет несколько иную величину.

Основное уравнение э. д. с. имеет вид

$$E = \frac{Nn\Phi p}{60 \cdot 10^8 a}, \quad 21,1$$

где n — число оборотов якоря в минуту;

N — число проводников;

Φ — магнитный поток, выходящий из одного полюса, в единицах;

p — число пар полюсов; в двигателях трамвайного типа обычно $p = 2$, а в быстроходных, расположенных на рамах, целесообразно принимать $p = 3$ и даже 4;

a — число параллельных цепей тока.

Магнитный поток может быть выражен следующей формулой:

$$\Phi = \frac{\beta \pi D_a L_a B_e}{2p}, \quad 21,2$$

где B_e — магнитная индукция в междужелезном пространстве;

D_a и L_a — диаметр и длина активной части якоря;

β — отношение длины магнитного полюса к полюсному шагу, или коэффициент магнитного перекрытия, а выражение $\frac{\pi D_a}{2p}$ есть полюсной шаг и $b_n = \frac{\beta \pi D_a}{2p}$ — ширина полюса.

Обозначим число ампервитков на 1 см длины периферии якоря через F , тогда

$$F = \frac{N I}{2 \pi a D_a},$$

откуда

$$N = \frac{2 \pi a F D_a}{I}. \quad 21,3$$

Подставляя найденные величины Φ и N в уравнение (21,1), получим

$$E = \frac{2 \pi a F D_a}{I} \frac{n}{60} \frac{\beta \pi D_a L_a B_e p}{2 p 10^8 a}, \quad 21,4$$

откуда получаем

$$D_a^2 L_a = 608 \frac{10^8}{\beta F B_e} \frac{E I}{n}. \quad 21,5$$

В правой части уравнения имеем произведение $D_a^2 L_a$, пропорциональное объему активной части якоря, в левой же части уравнения величины F и B_e , которыми при расчетах приходится задаваться, а также выражение $\frac{EI}{n}$ — так называемая удельная мощность двигателя.

Таким образом мы видим, что объем активной части пропорционален удельной мощности двигателя при некоторых выбранных величинах F и B_e . Коэффициент

Таблица 18

D_a	B_e	β
400	9 000	0,65 — 0,69
500	9 500	0,67 — 0,70
600	9 750	0,69 — 0,715
700	10 000	0,695 — 0,725

β определяется конструктивными соображениями и равен $\frac{2}{3}$ до $\frac{3}{4}$ и увеличивается с уменьшением междужелезного пространства. Так как в тяговых двигателях обычно устанавливаются дополнительные полюса, величину β не следует назначать более 0,7, лучше 0,65. Часто B_e выбирается таким образом, чтобы полюсный наконечник перекрывал целое число зубцов, в противном случае будет иметь место вертикальное колебание магнитного потока. Величина B_e магнитной индукции в междужелезном пространстве

в тяговых двигателях назначается равной 8 000 — 10 000 и даже 11 000 G (большая величина для подвесных, особенно стесненных габаритом, двигателей).

В табл. 18 даны средние значения B_e и β для выполненных двигателей в зависимости от диаметра якоря D_a .

В якоре магнитная индукция достигает 15 000 G, в полюсах 17 000 — 18 000 G, в зубцах даже 22 000 — 23 000 G.

Величина F в случае дополнительных полюсов принимается равной 350—450 для двигателей с независимой вентиляцией и 250—350 для самовентилирующихся двигателей.

Иногда для определения основных размеров тягового двигателя мотора D_a и L_a пользуются зависимостью приведенной кубатуры якоря от часового момента $M_{\text{час}} = 973 \text{ kW/h}$, каковая выражается следующими эмпирическими уравнениями:¹

$$D_a^3 L_a (\text{в dm}^3) = 5 + 0,25 M_{\text{час}} \text{ для самовентилирующихся моторов } V \leq 1500 \text{ V}$$

$$D_a^3 L_a \text{ „ „ } = 4 + 0,22 M_{\text{час}} \text{ для моторов с независимой вентиляцией } V < 1500 \text{ V}$$

$$D_a^3 L_a \text{ „ „ } = 2 + 0,19 M_{\text{час}} \text{ то же } V \leq 3000 \text{ V.}$$

Остается сказать несколько слов о числе оборотов двигателя n и соотношении длины L_a и диаметра D_a активной части якоря.

Прежде всего при проектировании тяговых двигателей следует иметь в виду необходимость получения возможно меньшего веса двигателей, что позволяет часто значительно уменьшить общий вес электровоза и понизить существенным образом стоимость его. Для получения возможно меньшего веса активной части двигателя следует стремиться иметь большее число оборотов.

Число оборотов двигателя, как мы ранее видели, определяется принятым типом передачи движущего усилия на оси электровоза.

В случае чисто шатунной передачи число оборотов движущих колес равно числу оборотов двигателя, при этом стараются выбрать возможно меньший диаметр движущих колес D_k с тем, чтобы иметь большее число оборотов при заданной скорости $V \text{ km/h}$, определяемое из уравнения

$$n = \frac{1000 V}{60 \pi D_k} \quad (21,6)$$

где D_k выражено в метрах.

Однако условия работы шатунного механизма не позволяют увеличить числа оборотов выше некоторого предела.

¹ „Электрическая тяга“ № 4, 1933 г. Иоффе, „Современные тяговые двигатели с точки зрения их параметров“.

В случае чисто зубчатой передачи или шатунно-зубчатой передачи указанная выше формула получает вид

$$n = \frac{1000}{60\pi D_k} V i, \quad (21,7)$$

где i — отношение числа оборотов шестеренки и большого зубчатого колеса.

Для более полного использования активной массы двигателей назначается возможно большое число оборотов двигателя, другими словами, следует большое зубчатое колесо выбирать возможно большего диаметра. Диаметр $2R$ большого зубчатого колеса зависит от диаметра движущих колес D_k , а именно, как выше указывалось, по условию габарита низ кожуха зубчатого колеса должен отстоять по вертикали от головки рельса на некоторую величину Δ ; далее, обозначим высоту зуба над начальной окружностью большого зубчатого колеса через h' , расстояние от зубчатого колеса до кожуха через m , толщину стенки кожуха δ , можем написать следующее уравнение:

$$2R = D_k - 2(\Delta + m + \delta + h').$$

Обозначив скорость, соответствующую часовой мощности V_k км/ч, можем определить число оборотов движущих колес n_k диаметром D_k (в метрах) по формуле

$$n_k = \frac{V_k \cdot 1000}{\pi D_k \cdot 60}. \quad (21,8)$$

При расчетах зубчатой передачи задаются некоторым модулем M^1 (для мощных электровозных двигателей $M = 10 - 12$ мм).

Наименьший диаметр $2r$ зубчатого малого колеса определяется по конструктивным соображениям и условию прочности. Для мощных электровозных двигателей индивидуального привода диаметр малого зубчатого колеса при непружинящем венце должен быть около 200 мм (20 зубцов при модуле $M = 10$). Для малых моторов при $M = 7$ минимальное число зубьев 14.

В табл. 19 даны величины диаметра малого зубчатого колеса $2r$ в зависимости от часовой мощности двигателя и крутящего момента $M_{\text{час}}$.

Кроме того, диаметры зубчатых колес, определяющие центральный двигатель, связаны следующим уравнением:

$$R + r = C,$$

где C — центральный.

Высота зуба берется $h_z = 2,2 M$ и шаг $t = M \pi$.

Подобранные по вышеизложенным соображениям диаметры зубчатых колес определяют число оборотов двигателя.

Чем выше окружная скорость якоря, тем выше э. д. с., развиваемая в проводниках, почему число последних может быть уменьшено, а следовательно, и может быть взят меньший диаметр якоря. Окружная скорость имеет, однако, свой предел, определяемый прочностью самого якоря и коллектора. При шатунной передаче, где диаметр якоря не стеснен зубчатой передачей, при большой мощности диаметр якоря получается столь большим, что, несмотря на небольшое число оборотов двигателя, окружная скорость якоря V_a может достигнуть предельной величины, принимаемой обычно до 50 м/сек.

У электровозных двигателей с трамвайной подвеской диаметр якоря колеблется в пределах $D_a = 500 - 730$ мм, а величина окружной скорости якоря w_a до 20 — 25 м/сек.

¹ Модуль есть шаг зацепления, деленный на π .

Скорость коллектора берется максимум 20 м/сек, т. е. ниже обычно назначаемых для стационарных машин, ввиду сотрясений, имеющих место при работе электровоза, что заметно ухудшает условия работы коллектора. Кроме того, на скорость коллектора может иметь значение и род службы электровоза. Если электровоз предназначен для езды с поездами с редкими остановками и большой скоростью, условия работы коллектора чрезвычайно тяжелы и это следует учитывать при назначении предельной скорости коллектора. Малое число оборотов имеет то преимущество, что небольшие неправильности, не устранимые на коллекторе при малом числе оборотов, реже проходятся щетками, почему не вызывают колебаний щеткодержателей со щетками, характерными при малых коллекторах с большим числом оборотов; эти колебания особенно ухудшают условия коммутации.

Наконец, как мы ранее уже указывали, следует увеличивать число полюсов двигателя, так как, чем больше число полюсов, тем меньше магнитное поле одного полюса, а следовательно, и меньше сечение железа, проводящего магнитный поток. Мощность якоря увеличивается пропорционально активной длине якоря, вес же возрастает значительно медленнее, так как с увеличением активной части якоря вес головок якоря не меняется; вот почему и следует по возможности увеличивать длину якоря, уменьшая диаметр его. Однако и тут есть граница, а именно с удлинением якоря ухудшаются условия охлаждения средних зон якоря, и таким образом при большой длине якоря должны быть достаточного сечения каналы для прохода воздуха, что уже определяет минимальный диаметр якоря. Когда двигатель должен быть расположен между рамами, длина его оказывается весьма ограниченной и тем более, когда приходится помещать с одной или с обеих сторон зубчатые колеса. Надо помнить, что подшипники также сильно стесняют длину якоря, почему при проектировании двигателя можно рекомендовать наметить все детали двигателя, влияющие на длину якоря и оставшееся свободное место целиком использовать для якоря. Назначив длину якоря L_a , определяем из формулы (21,5) диаметр якоря D_a . Для электровозных двигателей с трамвайной подвеской обычно $\frac{L_a}{D_a} = 0,4 - 0,5$, однако диаметр якоря окончательно может быть установлен лишь при расположении всех проводников по периферии.

Число проводников определяется по формуле

$$N = \frac{60 \cdot 10^8 \cdot aE}{n\Phi p},$$

где магнитный поток Φ определяется из формулы (21,2), раз только мы зададимся величинами β и B_p . При этом следует учитывать, что длина активной части якоря (железа) меньше L_a на величину изоляции между железными листами, поэтому длина якоря для определения магнитной индукции в железе берется равной $L_n = kL_a$, где коэффициент k равен 0,95 при лакировке листов и $k = 0,91$ при изоляции бумагой.

Якоря тяговых двигателей обычно обматываются последовательно, редко последовательно-параллельно с эквипотенциальными соединениями. Последовательная обмотка двигателей должна употребляться тогда, когда хотят иметь в двигателях трамвайного типа лишь одну пару щеток, что значительно облегчает осмотр их при общей малой доступности двигателей этого типа.

Если полная величина тока равна I , то ток в проводниках якоря будет

$$i_a = \frac{I}{2a}. \quad (21,9)$$

По этому току подбирается сечение проводников, задаваясь плотностью тока в $\gamma = 4 - 4,5$ А/мм² и до 7 А/мм² у двигателей с принудительной вентиляцией,¹ с таким, однако, расчетом, чтобы фактор нагревания якоря при часовой мощности, т. е. произведение

¹ См. Sachs, Elektrisch Vollbahnlokomotiven, стр. 244.

$$\gamma F = \frac{2N}{\pi D} \gamma \quad (21,10)$$

не превышал бы 1500—1800 для двигателей самовентилирующихся и 2000 максимум 2200 для двигателей с независимой вентиляцией и до 3000 у двигателей, расположенных на рамах.

Физический смысл этого фактора следующий: потери меди в якоре

$$I r_a^2 = I^2 \frac{Nl}{57 \cdot 4 q_a},$$

где l — длина проводника в м;

q_a — его сечение в мм^2 .

Преобразуя, получим

$$I r_a^2 = \frac{I}{2 q_a} \cdot \frac{IN}{2 \pi D_a} \cdot \frac{\pi D_a \cdot l}{57} = \gamma F \frac{\pi}{57} D_a l,$$

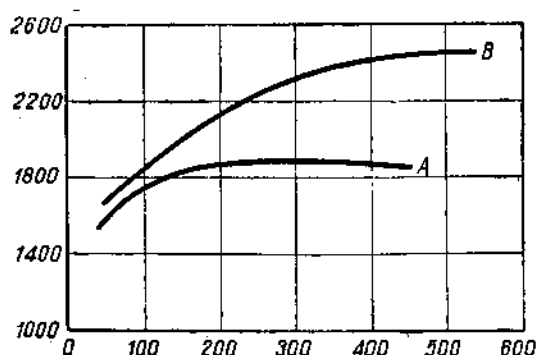
откуда

$$F \lambda = \frac{I^2 r_a}{D_a l} \cdot \frac{57}{\pi}.$$

Таким образом фактор нагрева якоря γF есть отношение потерь меди якоря к поверхности его обмотки. На фиг. II,21 даны значения γF для различной мощности двигателя (кривая A относится к изоляции класса А, а кривая B — к изоляции двигателя класса В) (см. Иоффе „Современные тяговые двигатели с точки зрения их параметров“, „Электрическая тяга“ № 4, 1933).

В качестве проводников у тяговых двигателей берется медь прямоугольного сечения (квадратная, чаще полосовая), что позволяет значительно сократить размеры пазов. В каждом пазу укладывается до $u = 10—12$ проводников, тогда число пазов определится равным

$$e = \frac{N}{u}. \quad (21,11)$$



Фиг. II,21.

В тяговых двигателях для постоянного тока до 1500 В удастся устраивать по одному витку $z = 1$ (по два проводника) между пластинами коллектора, так что при полном числе проводников N , которое непременно должно быть четным, число витков, а равно и число пластин коллектора, будет

$$N_k = \frac{N}{2z} = \frac{N}{2}.$$

При этом напряжение между пластинами коллектора бывает $e_k = 12—20$ В, в исключительных случаях при напряжении на коллекторе 3000 В во вспомогательных машинах оно доходит до 30 В, для тяговых моторов рекомендуется не превышать 20—22 В. Для того чтобы иметь хорошую коммутацию при наибольшем токе, соответствующем двойному при часовой мощности, следует, чтобы произведение $e_k F_{\max}$, являющееся фактором коммутации, не превышало бы определенной величины. Напряжение между пластинами коллектора e_k равно

$$e_k = \frac{U \cdot 2p}{N_k} \quad (21,12)$$

и F_{\max} — число амперпроводников на 1 см окружности периферии якоря определяется по формуле

$$F_{\max} = \frac{i_{\max} N}{\pi D_a}, \quad (21,13)$$

где $i_{\max} = 2i_n$ (i_n — ток в проводниках при часовой мощности ¹).

Магнитная индукция на $\frac{1}{3}$ высоты от основания зуба принимается как средняя величина для всего зуба, она равна

$$B_z = \frac{u' \Phi}{0,9 L_a u_{1/3} \cdot b_n}, \quad (21,14)$$

где коэффициент 0,9 учитывает изоляцию между железными листами.

$u_{1/3}$ — ширина зуба на $\frac{1}{3}$ высоты;

b_n — ширина полюса равна

$$b_n = \frac{\beta \pi D_a}{2p}$$

u' — шаг паза по периферии

и L_a — длина активной части якоря. В тяговых двигателях магнитная индукция в зубцах на высоте $\frac{1}{3}$ от основания достигает 21 000 — 22 000 G, причем меньшая величина относится к частоте $f = \frac{pn}{60}$ свыше 20 Hz, а большая для меньшей частоты. Вышим пределом B_z , следует считать 23 000 G.

Для определения радиальной толщины железа якоря по формуле

$$kB_a L_a c = \frac{\Phi}{2},$$

где c — искомая толщина железа и k — упомянутый выше коэффициент, учитывающий изоляцию между листами, задаются величиной B_a индукцией в якоре в пределах 11 000 — 15 000 G, максимум — 16 000 G (найденная толщина железа якоря с увеличивается на воздушные каналы).

Данные для расчета коллектора.

Если число пар щеток q , то ток, снимаемый одной группой щеток, будет

$$i_1 = \frac{I}{q}.$$

Площадь щеток определяется исходя из плотности тока при нормальной твердости угольных щеток в 6 — 8 и до 10 A/cm² и при твердых щетках 3 — 6 A/cm².

Диаметр коллектора d_k определяют исходя из скорости на периферии 10 — 16 m/sec и максимально 20 m/sec.

Максимальный диаметр коллектора равен диаметру якоря, уменьшенному на глубину впадин h , т. е.

$$d_k = D - 2h. \quad (21,15)$$

Если обозначим число пластин коллектора N_k , то толщину их найдем

$$b_k = \frac{\pi d_k}{N_k} - \Delta,$$

где Δ — толщина изоляции между пластинами. Обычно толщина изоляции составляет 0,8 — 1 мм и толщина пластин 4 — 5 мм. Ширина щеток выбирается с таким

¹ Нетрудно видеть, что $e_k F = \frac{N_i a}{\pi D} \cdot \frac{2pE}{N_k}$, но так как $i_n = \frac{I}{2}$, $N = 2N_k$ и $\pi D_a = 2pT$, то $e_k F = \frac{2N_k I}{2pT} \cdot \frac{2pE}{N_k} = \frac{IE}{T}$, т. е. произведение $e_k F$ равно мощности, деленной на полюсное деление.

расчетом, чтобы они перекрывали одновременно не более 3—4 пластин, т. е. $b_{щ} = (3 - 4) (b_k + \Delta)$. Длина коллектора l_k определяется числом μ и длиной щеток $a_{щ}$. Между щетками оставляют зазор в 5 мм и на полочку до края коллектора до 15 мм, т. е. $l_k = \mu a_{щ} + 20$. Нормальные размеры щеток даны в табл. 20.

Магнитная цепь. Для более точного изучения магнитной цепи следует учитывать магнитное рассеивание у полюсов, зубцов якоря и в вентиляционных каналах. Если обозначим междужелезное пространство через δ , то магнитный поток рассеивания около полюсов может быть принят по Гопкинсону (Hopkinson) в виде полосы шириной, равной $0,8 \delta$.

Если величина δ неодинакова по всей ширине полюса, то берется средняя величина. Для учета вентиляционных каналов якоря и впадин существует много эмпирических формул (см. *Machines electriques*, стр. 286, Mauduit), однако для подсчетов можно принимать приближенно магнитное рассеивание, которое происходит на

площади, равной $\frac{1}{2} - \frac{2}{3}$ каналов и впадин, т. е. из полной площади полюса вычитать $\frac{1}{2} - \frac{1}{3}$ площади каналов и впадин.

Таким образом если ширина полюса $b_n = \frac{\beta \pi D}{2p}$ покрывает n_0 впадин и по длине полюса имеется n' вентиляционных каналов общей шириной $n\delta'$, то площадь магнитного потока в междужелезном пространстве согласно изложенному будет

$$S_e = \left(\frac{\beta \pi D}{2p} + 2 \cdot 0,8 \delta - \frac{1}{3} n_0 b \right) \left(L_n - \frac{1}{3} n \delta' \right), \quad (21,16)$$

и таким образом получим магнитную индукцию в междужелезном пространстве

$$B_e = \frac{\Phi}{S_e}.$$

Необходимое число ампервитков для создания магнитного потока в этой части цепи определится равным

$$AW_e = \frac{B_e \cdot 2\delta}{\frac{4\pi}{10}} = \frac{B_e \cdot 2\delta}{1,256} \quad (21,17)$$

или

$$AW_e = 0,8 \delta B_e k_1,$$

где δ в см и k_1 — коэффициент Картера, равный

$$k_1 = \frac{10 \delta + t_1}{10 \delta + z_1},$$

где t_1 — шаг поверху зубцов;

z_1 — ширина паза.

Для определения площади сечения железа полюсов S_n по формуле

$$S_n = \frac{1,2 \Phi}{B_n}$$

принимают величину магнитной индукции B_n в пределах 16 000 — 17 000 Г (максимум 18 000 Г) (1,2 коэффициент Гопкинсона, учитывающий магнитное рассеивание).

Если сечение яра S_j , то величина индукции в нем по формуле

$$B_j = \frac{\Phi \cdot 1,2}{2 S_j}.$$

обычно берется в пределах $B_p = 14\,000 - 16\,000$ Г. Для определения по длине магнитного потока в отдельных частях магнитной цепи и по кривой намагничивания необходимого числа ампервитков можно пользоваться приведенными в табл. 21 данными для динамного железа и стали. На фиг. II,22 дана кривая зависимости ампервитков от B для стали по предписаниям итальянских железных дорог.

Таблица 21
Динамное железо

B	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
6 000	2,5	2,5	2,5	2,6	1,6	2,7	2,7	2,8	2,8	2,9
7 000	3,0	3,0	3,1	3,2	3,3	3,4	3,5	3,6	3,7	3,8
8 000	3,8	3,9	4,0	4,0	4,1	4,1	4,2	4,2	4,3	4,4
9 000	4,5	4,6	4,7	4,9	5,0	5,2	5,3	5,5	5,6	5,7
10 000	5,8	6,0	6,2	6,4	6,6	6,8	7,0	7,2	7,4	7,6
11 000	7,8	8,0	8,2	8,4	8,6	8,8	9,1	9,4	9,7	10,0
12 000	10,3	10,6	10,9	11,2	11,4	11,6	11,9	12,2	12,6	13,0
13 000	13,5	14,0	14,5	15,0	15,6	16,2	16,9	17,6	18,4	19,2
14 000	20,0	20,9	21,9	23,0	24,2	25,6	26,8	28,9	29,6	31,0
15 000	32,5	34,5	36,5	39,0	41,5	44,0	46,5	49,0	51,5	55,0
16 000	58,5	62,0	65,5	69,0	73,0	77,4	81,0	85,0	89,0	93,0
17 000	97,0	103,5	108	112	117	122	127	132	138	143
18 000	149	155	162	170	178	186	194	202	210	219
19 000	228	237	246	257	269	281	294	308	322	336
20 000	350	364	378	393	408	423	439	457	476	495
21 000	515	535	556	577	598	620	643	666	689	712
22 000	735	759	783	807	831	855	880	905	930	955
23 000	980	1 006	1 032	1 058	1 085	1 110	1 135	1 165	1 195	1 230

С т а л ь

4 000	1,6	1,7	1,7	1,7	1,7	1,8	1,8	1,8	1,8	1,9
5 000	1,9	1,9	1,9	2,0	2,0	2,0	2,0	2,1	2,1	2,1
6 000	2,2	2,2	2,2	2,3	2,3	2,4	2,4	2,5	2,5	2,5
7 000	2,6	2,7	2,7	2,8	2,8	2,9	2,9	3,0	3,0	3,1
8 000	3,2	3,2	3,3	3,4	3,5	3,6	3,7	3,8	3,9	4,0
9 000	4,1	4,2	4,4	4,5	4,6	4,8	5,0	5,1	5,3	5,5
10 000	5,6	5,8	6,0	6,2	6,4	6,6	6,8	7,0	7,2	7,4
11 000	7,6	7,9	8,2	8,4	8,7	9,0	9,3	9,6	9,9	10,2
12 000	10,5	10,8	11,1	11,5	11,8	12,2	12,6	13,0	13,4	13,8
13 000	14,2	14,7	15,2	15,8	16,4	17,0	17,6	18,2	18,8	19,4
14 000	20,1	20,9	21,7	22,5	23,4	24,3	25,3	26,5	27,7	29,0
15 000	30,4	31,8	33,4	35,2	37,1	39,0	41,0	43,5	46,0	48,5
16 000	51,0	53,5	56,0	59,0	62,0	65,0	68,0	71,0	74,0	78,0

Необходимо предвидеть на реакцию якоря дополнительные ампервитки на главных полюсах.

Часто дополнительное число ампервитков берется равным 20% от AW_a (ампервитков якоря).

Для определения сечения проводников обмотки полюсов принимают плотностью тока $3,2$ А/мм² при напряжении менее $1\,500$ В, $2,6 - 2,7$ А/мм² — при напряжении выше $1\,500$ В.

При определении размеров катушек необходимо учитывать возможность разбухания их, так, если катушка состоит из двух слоев меди размерами $b \cdot h$ по шесть витков с изоляцией между витками асбестовой лентой толщиной $0,2$ мм и изоляцией снаружи толщиной $4,5$ мм, размеры катушки получим равными: высота

$$H = (2h + t + 4,5 \cdot 2) 1,05,$$

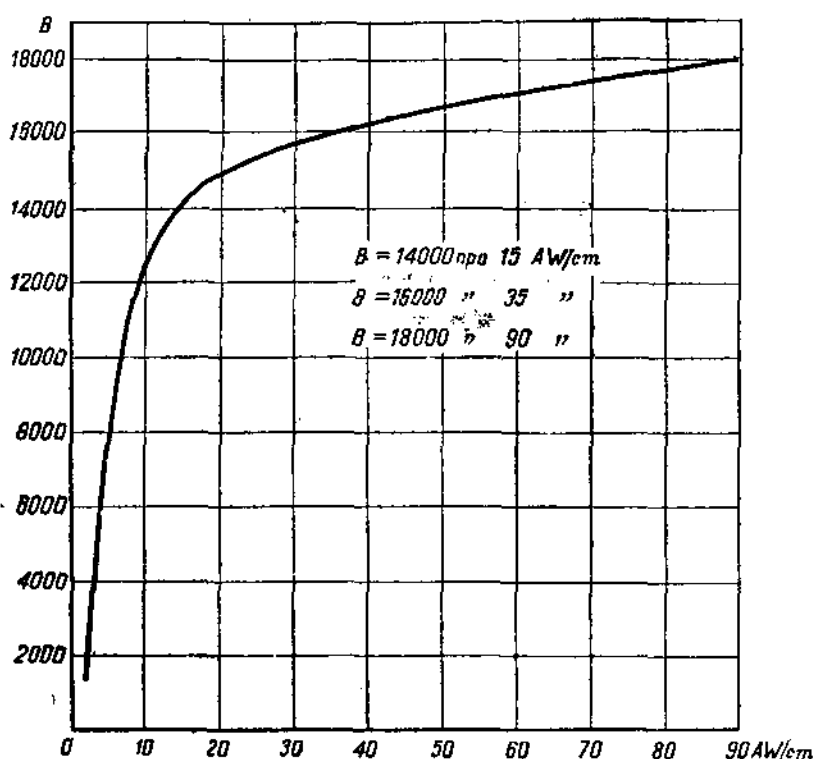
где t — толщина прокладки между слоями и коэффициент $1,05$ учитывает разбухание катушки, ширина катушки

$$B = [(b + 0,2) h + 4,5 \cdot 2] \cdot 1,1,$$

где коэффициент $1,1$ учитывает разбухание катушки.

Чтобы предотвратить перегрев магнитных катушек, охлаждающая их поверхность

$$S = S_1 + S_2 + (S_3 + S_4) 0,3,$$



Фиг. 11,22.

отношенная на 1 W потери, должна быть не менее 8—12 cm^2/W ; S_1 и S_2 обозначают площадь сторон катушки, свободно омываемых воздухом, а S_3 и S_4 прилегающих к стенкам (фиг. 11,23).

Ширина наконечника дополнительного полюса берется равной полуторному шагу пазов, т. е.

$$b_{дон} = 1,5 t = \frac{\pi D_a}{n}, \quad (21,18)$$

а длина та же, что и главных или несколько ниже.

Число ампервитков дополнительных полюсов берется равным

$$AW_{дон} = AW_a + 0,8 B_{дон} \delta_{дон} k_1 + \Sigma AW_{жс.л},$$

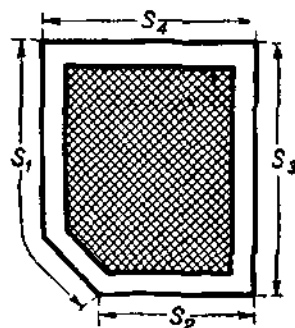
где AW_a — ампервитки якоря $AW_a = \frac{Ni_a}{4p}$;

$0,8 B_{дон} \delta_{дон} k_1$ — ампервитки, идущие на воздушный зазор $\delta_{дон}$ дополнительных полюсов при индукции $B_{дон} \approx$

10 000 G и $AW_{жс.л}$ — ампервитки на железо, k_1 — коэффициент Картера. Часто приближенно считают $AW_{дон} \approx 1,35 AW_a$.

Нагрев двигателя

Нагревание якоря двигателя проверяется по потерям в меди якоря W_j , по потерям в железе на гистерезис W_h и токи Фуко W_f .



Фиг. 11,23.

Сопротивление медного провода длиной 1 м и сечением 1 мм² может быть принято для средних температур машины в 0,02 Ω, таким образом потери Джоуля

$$W_j = 0,0002 \frac{N L_a}{S} I^2 = 0,0002 \gamma F \pi D_a L_a. \quad (21,19)$$

Если же учитывать также и нагревание головок обмотки, то полное сопротивление обмотки якоря R будет при $2a$ параллельных цепей

$$R = 0,0002 \frac{N}{2a} \cdot \frac{L_a + L_0}{S}, \quad (21,20)$$

где S — сечение проводника;

L_0 — длина проводника в головке обмотки,

Потери в меди якоря выразятся в виде

$$W_j = 0,0002 N \frac{L_a + L_0}{4a^2 S} I^2. \quad (21,21)$$

Потери от трения щеток

$$W_b = 0,9 v_k \omega,$$

где v_k — скорость на коллекторе и ω — площадь щеток.

Потери на гистерезис определяются по формуле Steinmetz'a

$$W_h = 631 \eta \frac{f}{100} \left(\frac{B}{1000} \right)^{1,6}, \quad (21,22)$$

где η — коэффициент Steinmetz'a;

V — объем железа в dm³.

По этой формуле определяются отдельно потери на гистерезис для железа якоря и зубцов.

Потери на токи Фуко можно определить по формуле

$$W_f = \frac{50}{\rho} \left[\epsilon_f \frac{f}{100} \cdot \frac{B}{10000} \right]^2 V, \quad (21,23)$$

где ϵ — толщина железных листов;

ρ — сопротивление их в μΩ/см;

$f = \frac{n p}{60}$ — частота перемагничивания;

V — поперечному объем.

Для динамного железа при этом можно принимать следующие коэффициенты (табл. 22).

Таблица 22

Сорт железа	Потери в W/kg	Коэффициент Steinmetz'a η	ρ в μΩ см	Примечание
Обычное	4,3	0,0018	12	Потери в W даны для частоты 50 Hz и индук- ции 10000 G
Высшего качества . . .	2,2	0,0012	40	
"	2,0	0,0010	50	

Толщина железа берется 0,4 — 0,5 мм.

Потери на токи Фуко в проводниках обычно оцениваются в 30 — 80% от потерь Джоуля в зависимости от сечения проводников.

Сумма всех потерь в якоре — $W = W_j + W_h + W_f + W_b$.

В случае открытых двигателей, расположенных на раме электровоза, температуру нагрева якоря над окружающей средой найдем по формуле

$$\theta = \frac{CW}{S_r(1 + 0,001 V) + S_r'}, \quad (21,24)$$

где C — коэффициент, зависящий от характера двигателя, для открытых можно принимать $C = 350 - 400$, для полужакрытых $C = 500$;

S_r — площадь, подверженная охлаждению благодаря вращению машины со скоростью V и равная $S_r = \pi D_a L_a$, а также внутренняя в каналах;

S_r' — дополнительная площадь (торцевых сторон).

Приведенная формула позволяет лишь с грубым приближением установить возможную температуру нагрева двигателя, в действительности температура по всей массе якоря неодинакова, теплота от середины массы двигателя течет на периферию и к фронтальным поверхностям.

Разность температур θ_1 между двумя конаксиальными цилиндрическими поверхностями, расположенными на расстоянии x_1 друг от друга, выражается формулой

$$\theta_1 = \frac{\xi_1 x_1}{2\lambda_1},$$

где ξ_1 — потери, превращающиеся в теплоту в ваттах на 1 см^3 объема; λ_1 — теплопроводность, каковая может быть принята в направлении к периферии якоря, равной 0,59.

Разность температур между фронтальной поверхностью и точкой A , находящейся на расстоянии y от фронтальной поверхности, выразится аналогично $\theta = \frac{\xi_1 y}{2\lambda_1}$, но теплопроводность λ_2 в поперечном направлении значительно меньше и равна всего 0,05 — 0,01 λ_1 , т. е. в среднем в 50 раз меньше, чем по направлению к периферии.

Аналогично происходит распространение теплоты изолированными проводниками вдоль проводников с коэффициентом теплопроводности $\lambda_3 = 4,37$ (в ваттах, через площадь в 1 см^2 на расстоянии 1 см) и поперек через изоляцию, с коэффициентом $\lambda_4 = 0,0012$. Обозначая количество теплоты, выделяемое в проводниках ξ_2 , найдем разность температур точки, находящейся на расстоянии x' от периферии и y' от фронтальной поверхности якоря, по формулам

$$\theta_1' = \frac{\xi_2 x'}{2 \cdot 0,0012}$$

$$\theta_2' = \frac{\xi_2 y'}{2 \cdot 4,37}.$$

Разность температуры окружающего воздуха и поверхности якоря на основании опытов Отт¹ может быть определена в случае дважды покрытой лаком поверхности по формуле

$$\theta = \frac{W}{S} \cdot \frac{333}{1 + 0,00107 v_b},$$

где W — количество теплоты, передающейся через поверхность S , в W/sec ;

V_b — скорость протекающего воздуха в cm/sec .

Проверка нагревания якоря иногда производится путем определения охлаждающей поверхности паза на 1 W потерь¹.

На длине паза, равной 1 см, выделяются потери в меди, равные

$$i_a^2 \cdot \frac{1}{100 \cdot 57 \cdot q_a} \cdot u,$$

где u — число стержней в пазу;

i_a — ток в параллельной ветви.

¹ См. А. Б. Иоффе, Современные тяговые двигатели с точки зрения их параметров "Электрическая тяга" № 4, 1933.

При установившемся длительном режиме необходимо, чтобы эти потери были отведены через стенки и дно паза общим периметром, равным p мм. Обозначим через a — охлаждающую поверхность паза, приходящуюся на 1 Вт потерь, тогда мы можем написать

$$\frac{p}{10} \frac{1}{a} = i_a^2 \cdot \frac{1}{100 \cdot 57 \cdot q_a} \cdot u, \quad (21,25)$$

откуда

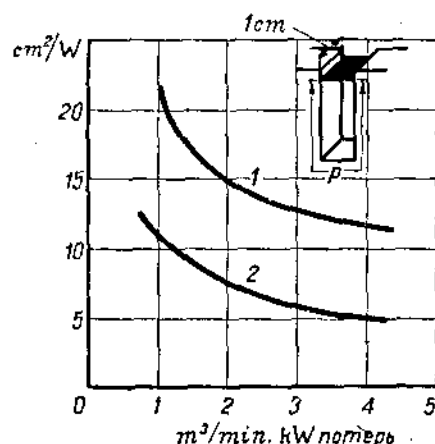
$$a = \frac{570 p}{i_a^2 \cdot u}.$$

Вводя коэффициент, учитывающий увеличение сопротивления обмотки при $+105^\circ \text{C}$, найдем

$$a = \frac{405 p}{S_a i_a u} \text{ см}^2/\text{Вт},$$

где S_a — плотность тока в обмотках якоря при длительном режиме.

На фиг. II,24 нанесены кривые a для самовентилирующихся двигателей (кривая 1) и для двигателей с независимой вентиляцией (кривая 2) в функции от расхода охлаждающего воздуха в $\text{м}^3/\text{мин}$ на 1 кВт потерь.



Фиг. II,24.

Следует оговорить, что здесь не учитываются потери в железе, поэтому этот метод может дать положительные результаты при определенном соотношении потерь в железе и потерь в меди, что зависит от индукции в зубцах, которую рекомендуется выдерживать на $\frac{1}{3}$ высоты зуба порядка 21 000 Г при числе периодов $f = 25$ и 20 000 Г при $f = 30$ и 19 000 Г при $f = 35$.

Потери в коллекторе складываются из:

а) потерь на поверхности соприкасания щеток с коллектором, которая равна

$$W_j' = 2 E_k I, \quad (21,26)$$

где E_k — потери напряжения под щетками, равные 0,6—1 В;

б) потерь трения, равных

$$W_f' = 9 \cdot 81 q \cdot 2 q \delta p \frac{v_k}{100}, \quad (21,27)$$

где q — коэффициент трения, равный 0,3 для угольных щеток;

δ — поверхность опоры первой группы щеток;

p — давление щеток, равное 0,2—0,3 кг/см²;

v_k — скорость на периферии коллектора в м/сек.

Температура нагрева коллектора определится по формуле

$$\theta_k = 200 \frac{W_j' + W_f'}{S_k^* (1 + 0,001 v) + S_k'}, \quad (21,28)$$

где S_k — поверхность, охлаждаемая воздухом, протекающим со скоростью v м/сек;

S_k^* — торцевая поверхность коллектора.

Для определения температуры коллектора по отношению к охлаждающему воздуху применяют формулу Отт'а, но с иным коэффициентом, благодаря тому что поверхность коллектора чистая и не покрыта лаком или компаундной массой, как у якоря. Для коллектора формула Отт'а имеет вид

$$\theta = \frac{W_k}{S} \frac{283}{1 + 0,0025 V}. \quad (21,29)$$

Для того чтобы коллектор не перегревался, размеры его выбираются таким образом, чтобы площадь его, отнесенная на 1 W потерь, была бы не менее 0,4—0,6 см²/W, т. е.

$$\frac{d_{\text{к.т.к.}}}{W_{\text{к}}} \geq 0,4—0,6,$$

где $W_{\text{к}} = W_{\text{к}'} + W_{\text{к}''}$ для двигателей с независимой вентиляцией и от 0,7 до 1,3 см²/W — для самовентилирующихся двигателей.

Потери в обмотках полюсов найдем по формуле

$$W_{\text{к}} = I^2 (R_1^2 + R_2^2), \quad (21,30)$$

где R_1 — сопротивление главных полюсов;

R_2 — вспомогательных.

Нагревание обмоток полюсов может быть определено по формуле

$$\Theta_{\text{н}} = 300 \frac{W}{S_{\text{н}}},$$

где $\Theta_{\text{н}}$ — температура катушки на периферии;

$S_{\text{н}}$ — величина внешней цилиндрической поверхности. Для определения температуры $\Theta_{\text{в}}$ во внутреннем слое катушки, находящемся на расстоянии e см от периферии, можно пользоваться формулой

$$\Theta_{\text{в}} = (1 + 0,15 e) \Theta_{\text{н}}. \quad (21,31)$$

Определим количество воздуха, необходимое для охлаждения мотора. Пусть C теплоемкость воздуха равна 1,2 кал/м³°C,

Δt — перегрев воздуха: 35°С для самовентилирующихся и 22°С для двигателей с независимой вентиляцией, тогда количество воздуха Q в м³/мин, необходимое при искусственной вентиляции, для отвода 1 kW потерь может быть найдено по формуле

$$Q = \frac{60 W}{C \cdot \Delta t} 1,2, \quad (21,32)$$

где 1,2 — коэффициент, учитывающий неравномерность обдувания. Sachs (см. Elektrische Vollbahnlokomotiven, стр. 241), считает расход воздуха в минуту на 1 kW потерь 2—2,2 м³. Для самовентилирующихся моторов расход воздуха на 1 kW потерь 1—1,5 м³/мин. В Америке считается количество охлаждающего воздуха в зависимости от диаметра якоря

$$Q \text{ фут}^3/\text{мин} = 110 D_{\text{я}} (\text{дюйм}),$$

что даст в метрической системе

$$Q \text{ м}^3/\text{мин} = 122,5 D_{\text{я}} (\text{м}). \quad (21,33)$$

Если давление воздуха в см вод. ст. обозначим p , к. п. д. вентилятора и двигателя $\eta_{\text{в}}$, то мощность двигателя вентилятора может быть найдена по формуле

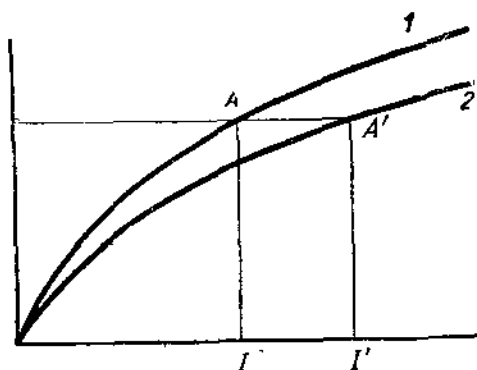
$$N_{\text{вент}} = \frac{10 \cdot p \cdot q \cdot 9,81}{60 \eta} = 16 \cdot 35 \frac{pq}{\eta_{\text{в}}}, \quad (21,34)$$

где $N \approx 0,40$. Площадь отверстий двигателя для ввода и вывода охлаждаемого воздуха $S_{\text{вх}}$ и $S_{\text{вых}}$ определяются по формулам

$$S_{\text{вх}} = \frac{q}{60 v_{\text{вх}}} \quad (21,35)$$

и

$$S_{\text{вых}} = \frac{q}{60 v_{\text{вых}}}, \quad (21,36)$$



Фиг. 11,25.

где скорости воздуха

$$v_{вх} = 12 \text{ м/сек и } v_{вых} = 8 \text{ м/сек.}$$

Построение магнитной и скоростной характеристик

По данным магнитной цепи, т. е. длине участков с различной магнитопроводимостью, легко может быть определено необходимое число ампервитков возбуждения для получения не только магнитного потока Φ , соответствующего нормальной мощности, но и $\frac{3}{4}$, $\frac{1}{2}$ и $\frac{1}{4}$ Φ нормального потока и построить так называемую магнитную характеристику машины (кривую намагничивания), т. е. кривую зависимости магнитного потока или напряжения при постоянном числе оборотов машины от тока возбуждения.

Для этого определяют индукцию в различных частях магнитной цепи (в зубцах, якоре, ярме, полюсах и воздушном зазоре) обычно в $\frac{5}{4}$, $\frac{3}{4}$, $\frac{2}{2}$ и $\frac{1}{4}$ Φ и соответствующее количество ампервитков $AW_{\text{эл}}'$, необходимое для создания этого магнитного потока. По числу витков главных полюсов $W_{\text{л}}$ легко найти ток, необходимый для создания того или иного потока, т. е.

$$I' = \frac{AW_{\text{эл}}'}{W_{\text{л}}}.$$

Далее строят зависимость $\Phi = f(I)$, т. е. магнитную характеристику, соответствующую холостому ходу. При нагрузке благодаря реакции якоря число ампервитков $AW_{\text{эл}}'$ для получения того же магнитного потока должно быть соответственно увеличено обычно на 25% числа ампервитков реакции якоря, т. е.

$$\Delta AW_{\text{эл}}' = 0,25 AW_{\text{я}}',$$

где $AW_{\text{я}}'$ — реакция якоря, соответствующая данному току I' .

Общее число ампервитков для получения магнитного потока при нагрузке найдется равным $AW_{\text{эл}}' + 0,25 AW_{\text{я}}'$ и соответственно ток

$$I = \frac{AW_{\text{эл}}' + 0,25 AW_{\text{я}}'}{W_{\text{эл}}}. \quad (21,37)$$

Таким образом, если на фиг. II, 25 кривая I соответствует холостому ходу, то кривая $\Phi = f(I)$ при нагрузке легко может быть построена из кривой I . Пусть для получения магнитного потока Φ при холостом ходе необходим ток I , а при нагрузке машины — I' . Тогда простым переносом точки A , соответствующей магнитному потоку Φ при холостом ходе параллельно оси абсцисс до пересечения с ординатой, соответствующей I' , найдем точку A' , принадлежащую магнитной характеристике машины при нагрузке, и таким образом по точкам мы можем построить полную характеристику (2) при нагрузке.

По характеристике (2) легко может быть построена скоростная характеристика машины, т. е. основная зависимость

$$n = f(I), \quad M = \varphi(I) \quad \text{и} \quad \eta = \psi(I)$$

для нормального напряжения на зажимах двигателя U .

Для этого для различной величины тока обычно $I' = \frac{1}{4} I$, $\frac{1}{2} I$, $\frac{3}{4} I$ и $\frac{5}{4} I$ и двойной нормальной величины (2 I) тока определяют падение напряжения

$$e = I' \sum R + e_0,$$

где $\sum R$ — сумма сопротивлений цепи двигателя в горячем состоянии;

e_0 — падение напряжения на щетках $e_0 = 3 \text{ В}$;

э. д. с. машины будет $U - e = E$.

Для некоторого тока I' по кривой 2 (фиг. II,25) мы можем определить магнитный поток Φ' и то число оборотов машины n' , которое при этом будет соответствовать напряжению E , а именно

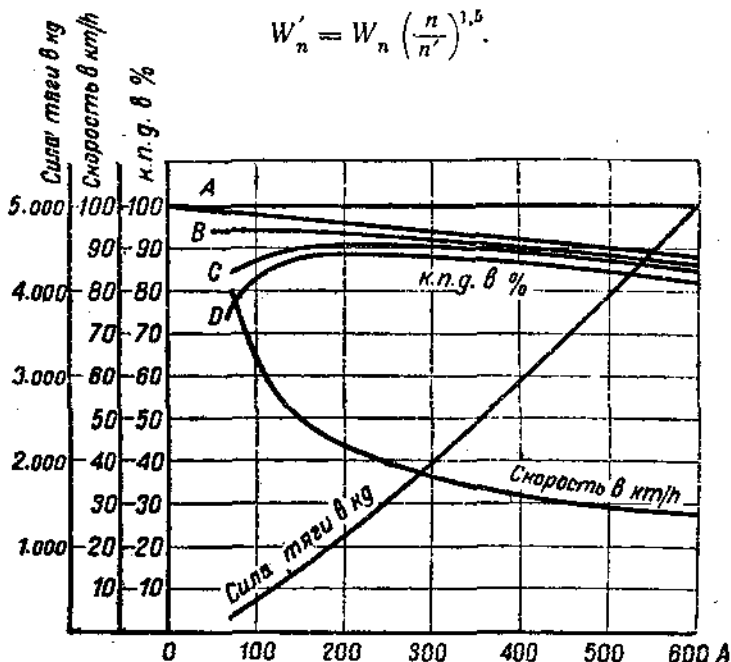
$$n = \frac{80 \cdot 10^8 aE}{\Phi N p},$$

к. п. д. двигателя на валу его

$$\eta = \frac{UI - \sum W}{UI},$$

где в сумму потерь $\sum W$ входят не только ранее перечисленные потери W_p, W_h, W_j, W_b , но и потери на трение в подшипниках при n' оборотах. При нормальной мощности они составляют $W_n = 8\%$, для другого числа оборотов n' найдем W_n по формуле

$$W'_n = W_n \left(\frac{n}{n'} \right)^{1.5}.$$



Фиг. II,26. Характеристика двигателей электровоза железной дороги Париж — Орлеан.

Крутящий момент на валу двигателя находим по формуле

$$M = 0,975 \cdot \frac{\eta_m \cdot UI}{n},$$

где η_m — к. п. д. двигателя.

Обозначая отношение зубчатой передачи i , к. п. д. зубчатой передачи η_z , крутящий момент на ободе движущих колес найдем равным

$$M = 0,97 i \cdot \eta_m \eta_z U \frac{I}{n},$$

а сила тяги на ободе колес

$$F_k = \frac{2M}{D_k} = \frac{2 \cdot 0,975 i \cdot \eta_m \cdot \eta_z UI}{D_k n},$$

где D_k — диаметр движущих колес.

На фиг. II,26 даны кривые силы тяги, скорости и к. п. д. в функции от величины тока двигателя GE-277/750/550 завода Thompson-Houston, установ-

ленного на моторных вагонах дороги Париж — Орлеан, обслуживающего Парижский пригородный участок этой дороги.

На том же чертеже даны отдельные потери двигателя, а именно:

A — потери Джоуля в %;

B — потери в железе в %;

C — потери на трение и в вентиляторах;

D — в зубчатой передаче.

Приведенные на фиг. II,26 кривые представляют собой главную характеристику двигателя в отношении его тяговых свойств. Отметим, что очень часто характеристика двигателя дается

в виде зависимости вращающего момента и числа оборотов от тока, потребляемого двигателем.

Если η_k к. п. д., учитывающий сопротивление электроваза как экипажа, то соотношение между касательной силой тяги F_k (на ободу колес) и силой тяги на крюке F_n напишется в следующем виде:

$$F_n = F_k \eta_k.$$

Мы в дальнейшем будем изучать силу тяги на ободу движущих колес электроваза, т. е. величину F_k . Тяговой характеристикой электроваза будем назы-

вать кривые силы тяги в зависимости от скорости электроваза V , т. е. кривую

зависимости

$$F_k = f(V).$$

Как известно, эта зависимость является основной для производства тяговых расчетов.

Имея характеристику двигателя и зная число двигателей и способ передачи усилий от вала двигателя к движущим колесам, нетрудно построить тяговую характеристику электроваза.

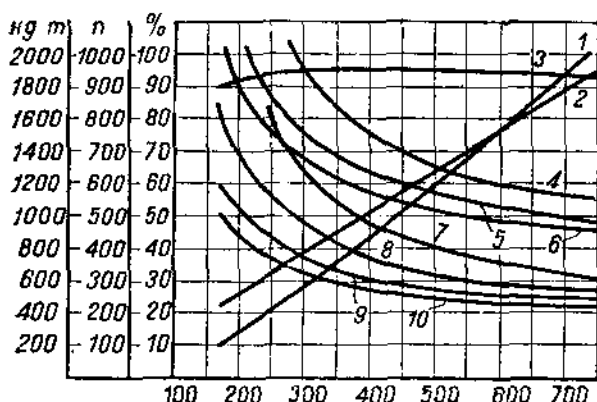
У двигателей, непосредственно насаженных на движущие оси (система gearless), а также в случае чисто шатунной передачи, число оборотов двигателя равно числу оборотов движущих колес. В таком случае, обозначая через n число оборотов в минуту двигателя, D_k — диаметр движущих колес по кругу катания в м, скорость электроваза в км/ч, найдем по формуле

$$V \text{ км/ч} = \frac{\pi D_k n \cdot 60}{1000}. \quad (21,38)$$

Мы, однако, ранее видели, что с целью лучшего использования активной массы двигателя последние конструируются с наивыгоднейшим числом оборотов и необходимая скорость электроваза достигается соответствующим подбором диаметра колес и зубчатой передачи. Обозначая i передаточное число зубчатой передачи и попрежнему диаметр движущих колес D_k , скорость электроваза мы можем выразить в виде:

$$V \text{ км/ч} = \frac{\pi D_k n \cdot 60}{1000 i}. \quad (21,39)$$

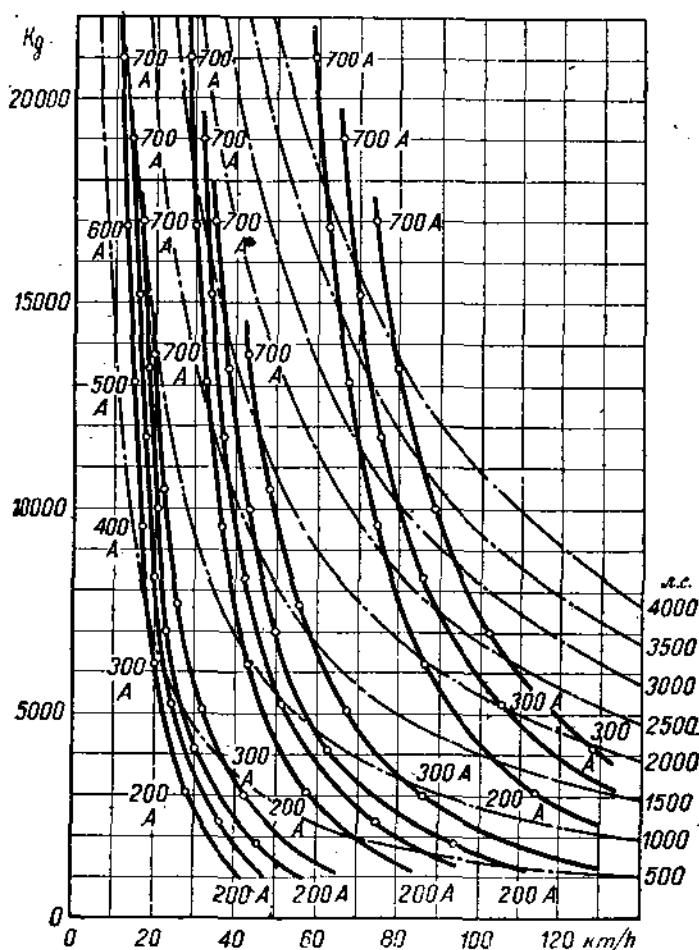
Переходим теперь к определению силы тяги электроваза. Пусть на электровазе установлено μ двигателей и при некоторой скорости электроваза V' , соответ-



Фиг. II,27. Характеристика двигателей электроваза Е 501 железной дороги Париж — Орлеан.

ствующей числу оборотов двигателя n , полезный вращающий момент в шкг будет M . При зубчатой передаче с передаточным числом i и при к. п. д. передачи η_m уравнение, дающее равенство вращающих моментов на валу двигателя и на ободе движущих колес электровоза, напишется в виде

$$\eta_m \mu M i = \frac{F_{\kappa} D_{\kappa}}{2}.$$



Фиг. 11,28. Тяговые кривые электровоза Е501 железной дороги Париж—Орлеан.

Откуда сила тяги на ободе колес электровоза найдется равной

$$F_{\kappa} = \frac{2\eta_m i M \mu}{D_{\kappa}}. \quad (21,40)$$

Таким образом мы можем для ряда скоростей V определить силу тяги F_{κ} и построить так называемую тяговую характеристику электровоза, т. е. кривую

$$F_{\kappa} = f(V)$$

для параллельного и последовательного соединения двигателей, а равно и для различных ступеней ослабления магнитного поля.

На фиг. 11,27 даны характеристические кривые двигателей завода ВВС, поставленных на электровозах Е-501 железной дороги Париж—Орлеан.

Основные данные этого двигателя:

Часовая мощность	900 л. с.,	соответствующее	число оборотов	508
Длительная	800 " "	"	"	528

На двигателях предусмотрено ослабление магнитного поля в 100, 78 и 62%, а при параллельном соединении двигателей (напряжение на коллекторе 1350/2 В) — 100, 61, 48%. Электровоз снабжен четырьмя такими двигателями с передачей Бухли, передаточное число 2,55. Диаметр движущих колес $D_k = 1750$ мм.

Пользуясь этими данными, построим кривые силы тяги на ободе колес в зависимости от скорости электровоза для различных соединений двигателей и для различной величины магнитного поля, пользуясь формулой

$$F_k = \frac{2\eta_n i M_\mu}{D_k},$$

где (для рассматриваемого электровоза) $i = 2,55$;

$D_k = 1750$ мм;

μ — число моторов, равное 4.

Другими словами $F_k = 11,68 M$, т. е. величины вращающего момента, приведенные на фиг. II,27, умножаем на 11,68.

Соответствующие скорости электровоза

$$V = \frac{\pi D_k n \cdot 60}{1000 i} = \frac{3,14 \cdot 1750 \cdot 60 n}{1000 \cdot 2,55} = 0,129 n$$

найдем путем умножения n , числа оборотов двигателя, на 0,129. Полученные таким образом кривые приведены на фиг. II,28.

Найденная сила тяги электровоза не может быть, однако, использована полностью ввиду ограничения по сцеплению движущих колес с рельсами, по нагреванию двигателей и по искрению на коллекторе. Рассмотрим подробнее указанные ограничения силы тяги.

22. Ограничение силы тяги электровоза по сцеплению

Ограничение силы тяги по сцеплению в координатах $F_k V$ выражается некоторой кривой, уравнение этой кривой имеет вид

$$F_{k \max} = 1000 \eta \cdot \varphi_k \cdot P_k, \quad (22,1)$$

где φ_k — коэффициент сцепления колес с рельсами, зависящий от скорости;

P_k — сцепной вес электровоза в т;

η — коэффициент использования сцепного веса. Остановимся подробнее на отдельных величинах, входящих в формулу (22,1).

Коэффициент сцепления φ_k зависит не только от φ_0 коэффициента трения покоя бандажа о рельс, но и от степени равномерности передачи вращающего момента двигателя на обод движущих колес электровоза. Если обозначим степень неравномерности коэффициентом $1 + \mu$, выражающим отношение наибольшего значения F_k , к среднему за один оборот, то коэффициент сцепления может быть выражен в виде

$$\varphi_k = \varphi_0 (1 + \mu). \quad (22,2)$$

Для коэффициента φ_0 можно пользоваться следующей табл. 23, заимствованной из американского справочника „Electric Railway Handbook“, изд. 1915 г., стр. 144.

Здесь уместно сказать несколько слов о коэффициенте сцепления при больших скоростях. В паровозной практике этот вопрос затрагивается мало, ввиду того что при больших скоростях там сила тяги не достигает большой величины вследствие неизбежного мятая пара, а кроме того, ограниченные размеры котла не позволяют при больших скоростях реализовать большие наполнения и большую силу тяги. В электровозной тяге вопрос о коэффициенте сцепления при больших скоростях по вполне понятным соображениям играет большую роль.

В Германии были произведены опыты с целью определения зависимости коэффициента сцепления от скорости. На фиг. II,29 даны результаты опытов Wichert'a¹. На том же планшете тонкой линией нанесены результаты, полученные Мюллером в 1923 г.²

Таблица 23

Коэффициент сцепления при различном состоянии рельсов

Состояние рельсов	Без применения песка	С применением песка
Сухие и чистые рельсы	0,25—0,30	0,35—0,40
Чистый сильно влажный рельс	0,18—0,20	0,22—0,25
Масляный и влажный рельс	0,15—0,18	0,22—0,25
Оледенелый рельс	0,15	0,20
Легкий снег на рельсах	0,10	0,15

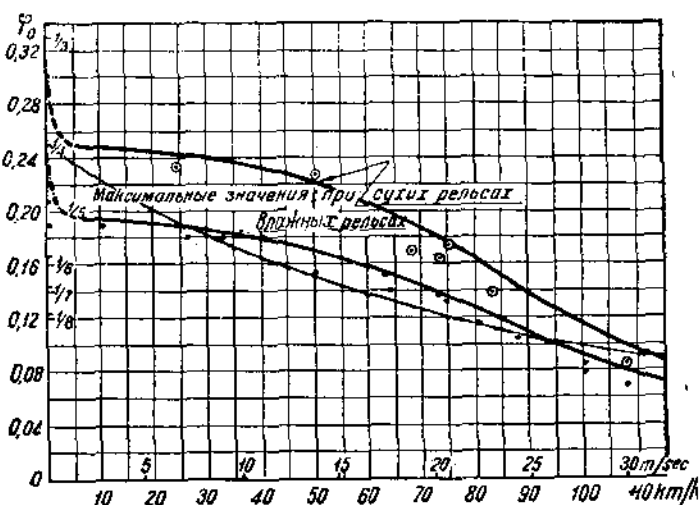
На фиг. II,30 показаны значения коэффициента сцепления, полученные на испытаниях на Лечбергской и С.-Готтардской железной дороге. Точки на кривых обозначают те максимальные (не средние) значения, при которых еще не замечалось буксование, те же величины коэффициента сцепления, при которых уже наблюдалось буксование, обозначены буквой *S*. По полученным точкам проведены кривые I и II, причем первая кривая относится к хорошему состоянию рельсов (сухие, чистые рельсы), а кривая II — к мокрым рельсам.

На фиг. II, 31 наложены кривые коэффициента сцепления, полученные Wichert'ом в Германии (кривые 1 и 2), а также из упомянутых опытов на швейцарских железных дорогах (кривые 3 и 4). Эти кривые дают большую сходимость при скорости 70—80 км/ч³. Кроме того, нанесена кривая 5 проф. Лебедева, дающая средний расчетный коэффициент сцепления.

Реализация указанных значений коэффициента сцепления в эксплуатации практически не всегда имеет место: в связи с неравномерностью тягового усилия эксплуатационный коэффициент сцепления всегда ниже физического.

Коэффициент равномерности силы тяги электровозов зависит прежде всего от способа передачи усилий от двигателя на колеса.

Пусть усилие от двигателя передается на отбойный вал и от последнего посредством параллельных спарников — движущим колесам. В этом случае, как мы видели ранее, благодаря всегда имеющей место в действительности игре в передаче, деформациям ее и влиянию вращающихся масс вращающий момент двигателя, переданный на отбойный вал, не сохраняет своего постоянства. Передача усилий при помощи зубчатой передачи (при двигателях с трамвайной подвеской, а также пере-



Фиг. II,29. Коэффициент сцепления по опытам Вихерта и Мюллера.

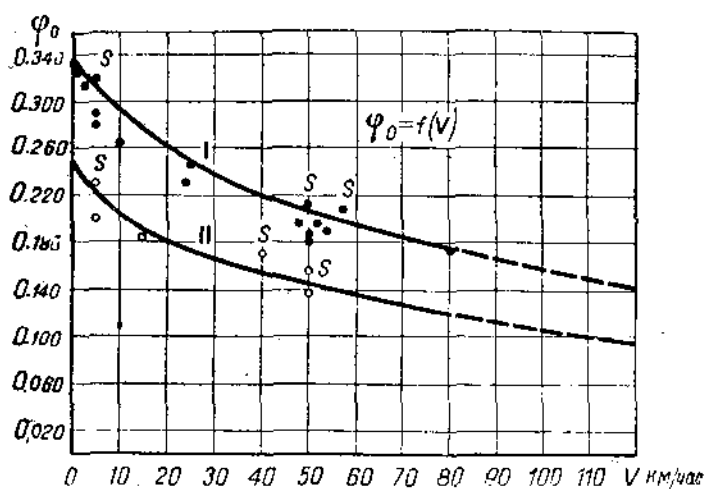
¹ См. Die 1D₁ Lokomotiven der Deutschen Reichsbahn g. A. Wichert, O. Michel, Elektrische Bahnen, 1927, стр. 73—94.

² См. „BVC Mitteilungen“ Baden, 1923, стр. 109.

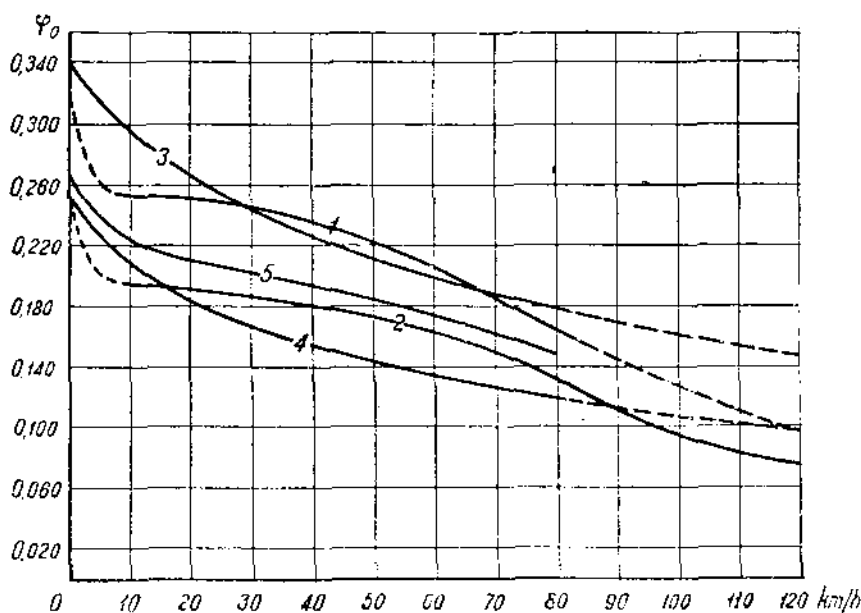
³ См. „Secheron Mitteilungen“ № 1, 1929, стр. 15.

дача полной осью) происходит достаточно равномерно, и коэффициент $(1 + \mu)$ может быть принят равным единице.

Большее значение имеет неравномерность силы тяги при изменении скорости путем изменения сопротивления реостатов, к тому же на практике это имеет место



Фиг. 11,30. Коэффициент сцепления по опытам швейцарских железных дорог.



Фиг. 11,31.

при разгоне поезда, т. е. тогда, когда требуется особенно большое сцепление движущих колес электровоза с рельсами. Сильное влияние на степень использования сцепного веса электровоза оказывает число ступеней при регулировании скоростей и их выбор.

Когда у электровоза выбрано слишком малое число ступеней или они неудачно расположены, при переходе с одной ступени на другую получают заметные толчки силы тяги. Однако в неравномерности силы тяги паровоза и электровоза имеется коренное различие: в паровозе равномерность силы тяги сказывается во все время

езды под паром, в электровозе же неравномерность силы тяги при переходе с одной ступени на следующие имеет место только при разгоне, в другое же время, когда электровоз работает в пределах автоматической характеристики этих излений нет.

Переходим теперь к коэффициенту η использования сцепного веса.

При езде нагрузка колес, вообще говоря, не сохраняет постоянной величины. При шатунной передаче неравномерность нагрузки между спаренными осями не оказывает влияния на сцепление колес с рельсами, если общая нагрузка всех спаренных колес остается без изменения, т. е. не имеет места передача части нагрузки сцепных осей на бегунковые, однако при индивидуальной передаче так называемая динамическая разгрузка отдельных осей не позволяет полностью использовать сцепной вес электровоза: буксование начинается у наиболее разгруженной оси, поскольку сила тяги этой оси падает, увеличивается сила тяги остальных осей, что приводит в свою очередь к их буксованию. Если обозначить наименьшую динамическую нагрузку оси через P_0 , а статическую нагрузку через $P_{ст}$, то коэффициент использования сцепного веса $\eta = \frac{P_0}{P_{ст}}$ и кривая ограничения силы тяги при индивидуальной передаче будет иметь вид [формула (22,1)]

$$F_{к\max} = 1000 \eta \varphi_k P_{к*}$$

Коэффициент сцепления для работы на руководящем подъеме принимается обычно равным $18\% = 1/5,5$ для моторной езды (для коротких расстояний можно временно допускать 20%) с учетом неравномерности нагрузки на оси. При рекуперации берется пониженный коэффициент сцепления, равный $0,15$, по причине большого эффекта, оказываемого в этом случае неодинаковым диаметром движущих колес и разницей в характеристиках двигателей. При трогании с места после внезапной остановки на подъеме коэффициент сцепления может быть повышен до $25-30\%$ при условии пользования песочницей.

В настоящее время принято рассчитывать сцепной вес таким образом, чтобы он до известной степени защищал двигатели, т. е. давал при хорошем состоянии рельсов силу тяги по сцеплению несколько меньшую, чем максимальное усилие тяги двигателей, так, чтобы колеса буксовали при превышении силы тяги свыше допустимой по двигателям.

Завод ГЭС принимает, что максимальное усилие тяги на ободу колес, соответствующее троганию с места, при малых скоростях должно быть равно 30% сцепного веса, что соответствует силе тяги при часовой мощности в 15% от сцепного веса.

В новейших электровозах указанное соотношение между часовой силой тяги и сцеплением до известной степени выдерживается. Так, например, коэффициент сцепления при часовой мощности составляет:

в электровозах	Great Northern	16,4%
"	Norfolk and Western	16,4 и 18,1% (для двух типов электровозов)
"	Virginia	17,1%
"	Мексиканская железная дорога	18,8%

23. Ограничение силы тяги по нагреванию двигателей

В то время как мощность паровозных машин ограничивается котлом и может превышать мощность последнего лишь на короткое время, мощность электровозов ограничивается нагреванием тяговых двигателей. Мощность, которую без вреда для двигателей может развивать электровоз, зависит от времени, в течение которого двигатели находятся под нагрузкой.

Давая тяговую характеристику в виде диаграмм силы тяги, в зависимости от скорости, как мы делаем в случае паровозов, мы должны на кривые $F_k = f(V)$ нанести кроме прямой ограничения по сцеплению кривые мощности при различной продолжительности работы, например, длительной, часовой, получасовой и т. д.

Участки кривой $F_* = f(V)$ между кривыми мощностей дают величины силы тяги и скорости, которые можно развивать в течение различного времени.

На фиг. II,32 дана характеристика электровоза 2С + С2 железной дороги Париж — Орлеан. Точки F_0 , V_0 соответствуют длительной мощности, а точки F_1 , V_1 — часовой, некоторый режим F' электровоз может выдержать тем большее время, чем точка F' ближе к F_0 .

То обстоятельство, что мощность электровоза определяется продолжительностью режима работы, требует при подсчете необходимой по условиям предстоящей работы электровоза мощности также указания времени работы при том или ином режиме.

Для предварительного определения потребной мощности электровоза исходят из условий ведения поезда, заданного веса на перегоне заданного профиля и скорости движения. При этом целесообразно составить таблицу протяжения различных встречающихся на дороге подъемов. Эта таблица позволяет определить так называемый

руководящий подъем, на котором обычно электровоз развивает нормальную (часовую) мощность. По условиям требуемой пропускной способности определяется скорость электровоза на руководящем подъеме, а также его мощность.

По найденной мощности электровоза подбираются уже двигатели большей частью из числа имеющихся типов.

Некоторые специфические условия работы электродвигателя требуют установления определенной зависимости между силой тяги или мощности двигателей и сцепным весом.

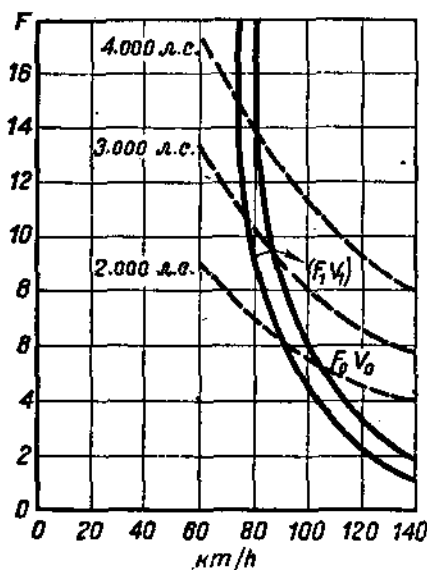
Мы ранее видели, что максимальная сила сцепления при трогании поезда на предельном подъеме соответствует порядка 25% от сцепного веса; некоторые специалисты (например D. Klepnow, завод AEG, Henningsdorf) считают даже возможным эту величину повысить до 30%. Если примем отношение максимальной силы тяги к силе тяги, соответствующей часовой мощности, равным двум, то коэффициент сцепления, соответствующий часовой силе тяги, получится равным ~ 15%. В действительности, как мы ви-

дели выше, последнюю величину можно доводить до 18%. Пользуясь этими значениями, можно по сцепному весу найти силу тяги часовой мощности и по заданной скорости найти требуемую мощность электровоза.

После предварительного выбора мощности электровоза производится проверка принятых двигателей на нагревание их на эксплуатационных перегонах.

Очень широко применяется для такого рода проверок метод квадратичного тока. Правда, следует оговорить, что этот метод не является точным; особенно при больших колебаниях мощности по следующим соображениям:

1. Нагревание двигателя зависит от величины всех потерь за исключением потерь в подшипниках, вентиляторе и зубчатой передаче. Когда мы считаем нагревание двигателя по квадратичному току, то мы учитываем только джоулевы потери.
2. Охлаждение самовентилирующегося двигателя зависит от скорости вращения его, что не имеет отражения в этом методе расчета, даже если принять, что для всех нагрузок сохраняется одно и то же отношение между потерями Джоуля и полными потерями. Средний квадратичный ток не дает точных указаний о степени нагревания двигателя, однако этот метод дает достаточную точность для производства практических расчетов. Для определенного перегона производится тяговые расчеты, а именно на основании тяговой характеристики электровоза строится диаграмма скоростей, времени и тока для различных пунктов перегона. Если диаграммы построены в функции времени, то на них можно нанести также кривую температур, пользуясь данными нагревания и охлаждения двигателей для различных режимов.



Фиг. II,32.

24. Пуск двигателей и регулирование скорости

Основными условиями всякого способа регулирования скоростей являются: надёжность работы, экономичность и лёгкость управления, кроме того, каждое такое изменение скорости должно следовать одно за другим спокойно и без толчков, чтобы, с одной стороны, не причинять вреда или неудобства пассажирам, а с другой — не повредить самого электровоза. Далее, следует позаботиться о лёгком и удобном обслуживании, а также о легкодоступном для наблюдения размещении необходимых приборов и т. п.

Число оборотов двигателей, а вместе с тем, следовательно, и скорость электровоза, зависит от э. д. с. двигателя, т. е.

$$n = k \frac{E}{\Phi N}. \quad (24,1)$$

Но величина э. д. с. E при постоянной величине тока зависит в свою очередь от сопротивлений в цепи двигателя, если R_a — сопротивление якоря, R_i — сопротивление обмоток полюсов, R_r — сопротивление реостатов, то

$$E = U - I(R_a + R_i + R_r), \quad (24,2)$$

другими словами, меняя сопротивление реостатов, можно менять скорость двигателя и электровоза.

Другой способ регулирования числа оборотов двигателей состоит в изменении напряжения на зажимах путем переключения двигателей с последовательного на последовательно-параллельное или параллельное соединение. Наконец, как это следует из формулы (24,1), число оборотов двигателя можно менять путем изменения величины магнитного потока. Рассмотрим подробнее все способы изменения скоростей.

Применение реостатов влечет за собой значительные потери энергии, вследствие чего этот способ регулирования скорости применяется только при трогании с места. Преимуществом этого способа является простота схемы включения и возможность иметь какое угодно число ступеней для осуществления плавного трогания с места.

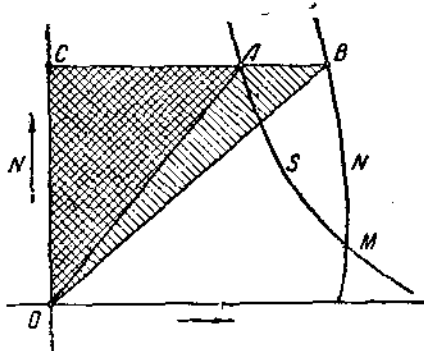
Двигатели последовательного возбуждения имеют преимущество перед шунтовыми в том смысле, что благодаря их характеристической кривой, близкой к гиперболе постоянной мощности, выход на характеристику при пуске происходит ранее, чем у шунтового двигателя, в связи с чем уменьшаются пусковые потери в реостатах. Последнее можно видеть из схемы фиг. II,33, на которой кривые AM и BM представляют характеристики мощности $N = j(V)$ серийного и шунтового двигателей с одинаковой длительной мощностью. Как видно из схемы, выключение реостатов при серийном двигателе происходит при скорости, соответствующей точке A , в то время как при шунтовом двигателе разгон при помощи реостатов продолжается до точки B : так как $CB \gg CA$, то и потери во втором случае выше.

Потери в реостатах могут быть значительно понижены при применении последовательно-параллельного пуска двигателей, при котором в начале пуска все двигатели соединяются последовательно, а затем — параллельно. При достаточном количестве двигателей не менее четырех, допускающих на коллекторах полное напряжение в контактном проводе, при пуске можно иметь двойное последовательно-параллельное переключение, в этом случае в начале движения все двигатели включаются последовательно, затем группы двигателей, соединённых между собой последовательно, соединяются параллельно, наконец, все двигатели соединяются параллельно.

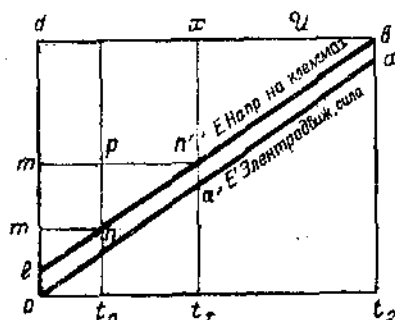
Экономическое преимущество последовательно-параллельного пуска двигателей видно на фиг. II,34. Напряжение на зажимах дано линией E и э. д. с. линией E' , в зависимости от времени t , в предположении абсолютно плавного регулирования сопротивления реостатами, при постоянном напряжении в контактной сети (прямая U) и постоянном токе I .

Прямая eb показывает, до какого напряжения должно быть снижено при помощи реостатов напряжение U в контактном проводе при параллельном включении

двигателей. Полезная мощность в этот период движения равна $E'I$, т. е. произведению ординат E' на постоянную величину тока I , а полезная энергия, развиваемая в период времени t , выражается площадью $oa't_1$, потери же в реостатах — в виде площади $en'xde$. Однако в случае параллельного включения двигателей напряжение подавалось равное U (отрезок bd), а в случае последовательного (двух двигателей или двух групп двигателей) оно будет равно $\frac{V}{2}$ (отрезка om), поэтому величина всей израсходованной энергии при параллельном включении двигателей за время t_1 выражается площадью $odxt_1$, а в то время как при последовательном включении вся израсходованная за время t_1 энергия выражается площадью $om'n't_1$, а потерянная в реостатах — площадью $em'n'$. В течение второго периода пуска от момента времени t_1 до t_2 при параллельном соединении двигателей будут такие же условия, как и в первом случае — чисто параллельного пуска, а следовательно, потерянная, использованная и общая энергия будут иметь такие же значения, как и в первом случае; а именно общая энергия будет выражаться площадью t_1xbt_2 , а потерянная в реостатах площадью — $n'xb$.



Фиг. 11,33.



Фиг. 11,34.

Таким образом, сравнивая пуск при параллельном соединении двигателей и при последовательно-параллельном, мы приходим к заключению, что во втором случае потери в реостатах меньше, чем в первом, на величину, выражаемую прямоугольником $m'dxn'$, т. е., почти в два раза, составляя около $\frac{1}{4} - \frac{1}{3}$ всей израсходованной энергии.

Нетрудно убедиться, что в случае двойного последовательно-параллельного пуска потери в реостатах выразились бы за три периода начального движения $oa't_1$, t_1t_2 и t_2t_3 соответственно площадями $em'n'$, pn' и $m'xb$, в общем процентов на 18 ниже, чем при простом последовательно-параллельном пуске.

Благодаря большим потерям в реостатах последние применяются для регулирования скорости исключительно при трогании с места для разгона поезда, но не для движения по перегону, почему они рассчитываются на нагревание в течение короткого времени.

Таким образом электровозы постоянного тока имеют ограниченное число экономических скоростей, так как оно зависит от числа возможных группировок двигателей. В настоящее время тяговые двигатели постоянного тока строятся для напряжения не свыше 1500 В на коллекторе, поэтому в случае напряжения в контактном проводе 3000 В в группе должно быть не менее двух двигателей, соединенных последовательно. В случае 1500 В в контактном проводе все двигатели могут быть присоединены параллельно к полному напряжению 1500 В.

Применение двигателей-близнецов особенно рекомендуется при высоком напряжении (3000 В), так как при этом получается возможность иметь большее число группировок двигателей, а следовательно, иметь большее число экономических скоростей.

В случае обычных двигателей, допускающих напряжение на коллекторе 1500 В при напряжении в контактной сети 1500 В, при четырех двигателях возможны

следующие соединения: а) последовательное (все четыре двигателя соединены последовательно); б) последовательно-параллельное (по два двигателя соединены последовательно и получившиеся таким образом две группы соединены параллельно); в) параллельное (все четыре двигателя соединены параллельно)¹.

При напряжении на коллекторе в 750 V можно иметь лишь последовательное и параллельное соединения двух групп, состоящих из двух последовательно соединенных двигателей (пассажирские электровазы железной дороги Явы типа 1B + B1 и товарные $B_0 + B_0$).

При шести двигателях в том же напряжении 1 500 V в контактной сети можно уже при напряжении на коллекторе 750 V иметь три экономичных скорости, соответственно трем группировкам двигателей: а) шесть двигателей соединены последовательно; б) три группы из двух последовательно соединенных двигателей соединены параллельно; в) две группы из трех последовательно соединенных двигателей соединены параллельно между собой. Эта группировка применена на электровазе № 601 железной дороги Париж — Орлеан (см. Parodi, Electrification partielle du réseau de chemin de fer P. — O.).

При напряжении в контактном проводе 3 000 V и напряжении на коллекторе 1 500 V четыре двигателя образуют две группы по два в каждой, которые можно соединять последовательно и параллельно, а следовательно, иметь две экономичных скорости (электровазы № 10100—10200 железной дороги Ch. — M. — St.-Paul завода GEC).

При том же направлении в контактном проводе 3 000 V при шести двигателях и напряжении на коллекторе 1 500 V можно иметь три группировки двигателей: последовательную и две группировки последовательно-параллельные (3×2 и 2×3 двигателя) (сурамские электровазы).

В случае шести двигателей-близнецов или 12 отдельных двигателей то же число экономичных скоростей можно иметь при напряжении на коллекторе 750 V, имея три группы по четыре последовательно соединенных двигателя. При напряжении на коллекторе 1 000 V 12 двигателей могут быть соединены следующим образом:

- 1) 12 двигателей соединяются последовательно;
- 2) две группы, каждая из шести двигателей, соединяются параллельно;
- 3) три группы, каждая из четырех двигателей, соединяются параллельно;
- 4) четыре группы из трех двигателей соединяются параллельно; эта схема применена на электровазах № 10250 железной дороги Ch. — M. — St.-Paul.

25. Ослабление магнитного поля

Ослабление магнитного поля впервые было применено в 1898 г. заводом GEC путем параллельного включения реостатов в обмотку возбуждения как при последовательном, так и при параллельном соединении двигателей. Этот способ, однако, не нашел распространения ввиду обнаруживающейся неудовлетворительной работы, и только после введения в двигателях дополнительных полюсов оказалось возможным пользоваться ослаблением магнитного поля в широких пределах.

Ослабление магнитного поля может быть получено следующими способами:

- 1) путем последовательно-параллельного переключения обмоток полюсов;
- 2) путем шунтирования части обмоток полюсов;
- 3) путем выключения части обмоток полюсов.

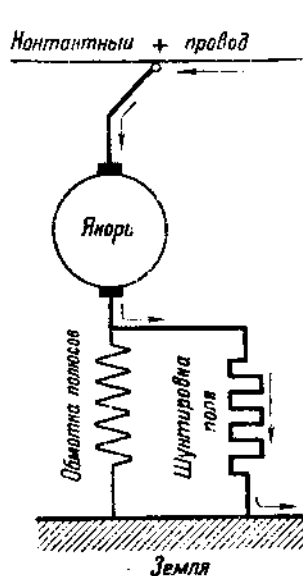
Первый способ ослабления магнитного поля заключается в том, что обмотки четырех полюсов сначала соединяют последовательно, затем две группы по два полюса параллельно. Таким образом сначала по полюсным обмоткам протекает полный ток якоря, а при параллельном включении ток разветвляется и через каждую обмотку проходит ток, равный половине тока, проходящего через якорь.

¹ Пассажирские электровазы железной дороги Париж — Орлеан № 401, 402, 501 и товарные электровазы той же дороги № 1—240 (см. „Electrification partielle de chemin de fer Paris — Orléan“. Parodi, *Révue Gen. de ch. de fer*, 1927.

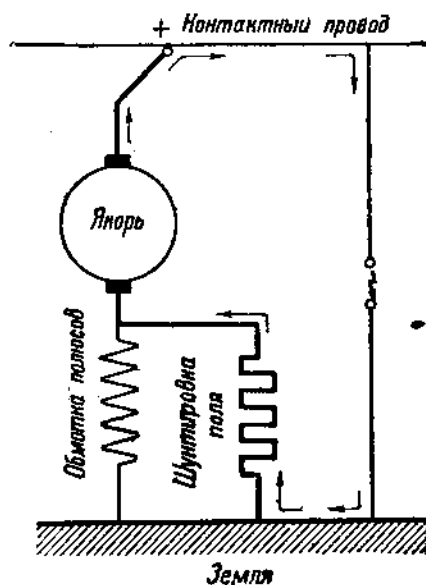
Недостаток этого способа заключается в том, что ослабление поля может производиться лишь одной ступенью и дает сразу 50% ослабления, что, как мы увидим ниже, не всегда даже допустимо. Кроме того, при этом способе получается очень сложная схема.

Ослабление магнитного поля путем шунтирования его на сопротивления имеет то преимущество, что позволяет без больших затруднений изменять ступени ослабления поля путем изменения сопротивления шунта, если впоследствии по условиям работы они окажутся неудачно подобранными, в то время как при ослаблении поля путем отключения части витков установленные первоначально ступени могут быть изменены только путем перемотки полюсных катушек.

Число отходящих от двигателя проводов при ослаблении поля путем выключения части обмоток получается больше, чем при шунтировании поля, что является также недостатком ослабления поля методом отключения, однако, с другой стороны, шунтирование поля легко может вызывать круговой огонь на коллекторе при



Фиг. 11,35.



Фиг. 11,36.

отрыве пантографа от провода или при коротком замыкании на линии, если не принять соответствующих мер предосторожности. Причина этого явления становится ясной при рассмотрении фиг. 11,35, изображающей схему тягового двигателя с шунтированным полем. При нормальной работе ток протекает частично по обмотке полюсов, частично через шунт. При отрыве пантографа сначала исчезает ток в шунте и якоре, а затем через некоторое мгновение прекращается ток в обмотках полюсов. Как только пантограф снова коснется контактного провода, ток в обмотках полюсов устанавливается благодаря самоиндукции с некоторым запозданием, в то время как через якорь и шунт благодаря отсутствию достаточной противо-э.д.с. протекает мгновенно ток большой величины. Для ослабления этого явления, сопровождающегося сильным искрением коллектора, устраиваются индуктивные шунты.

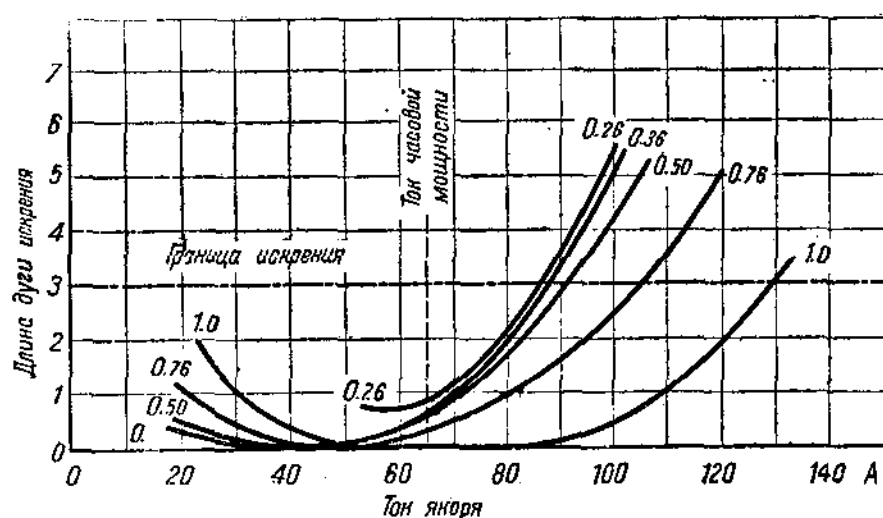
Как показывает практика эксплуатации и специальные опыты, чем больше ослабление поля, тем меньше допустимая продолжительность отрыва пантографа от контактного провода. При сильном ослабленном поле даже кратковременный отрыв пантографа может вызвать круговой огонь на коллекторе, если не установлено индуктивное сопротивление.

Образование кругового огня на коллекторе может быть вызвано также коротким замыканием на линии, если шунтирование поля производится при помощи

неиндуктивного сопротивления. Характер происходящих при этом явлений хорошо виден из фиг. II,36.

При коротком замыкании через якорь и шунт протекает ток большой величины, в то время как через обмотки полюсов, имеющие высокий коэффициент самоиндукции, возрастание тока сильно отстает от тока якоря, следствием чего является такое искрение на коллекторе, которое легко может вызывать круговой огонь. В случае применения индуктивных шунтов, рассчитанных на одинаковое возрастание тока в обмотках полюсов и в шунтах, подбирается соответствующим образом коэффициент самоиндукции шунта, составляющий обычно 100—125% коэффициента самоиндукции обмоток полюсов. Отметим, что одновременно явление короткого замыкания на линии вызывает размагничивание машины.

Как известно, для получения хорошей коммутации необходимо, чтобы напряжение обмотки якоря, коротко замкнутой щетками, было возможно более низким; это условие соблюдается тем лучше, чем меньше ток якоря по отношению к вели-



Фиг. II,37.

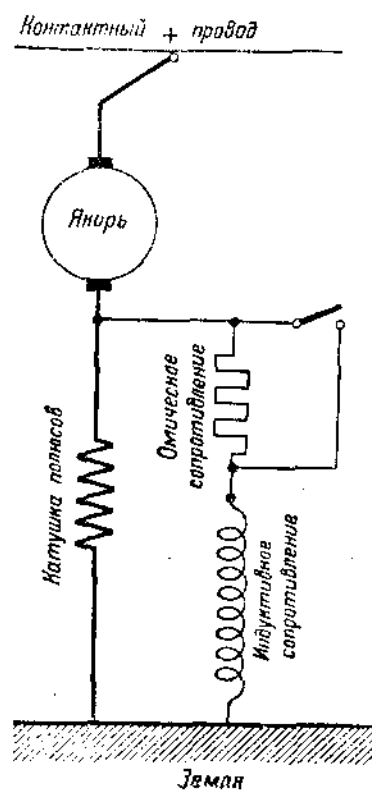
чине магнитного поля. Следовательно, при ослаблении магнитного поля при сохранении одного и того же крутящего момента двигателей условия коммутации ухудшаются. Поскольку ослабление поля вызывает искажение магнитного потока машины, равносильное сдвигу щеток, коммутация ухудшается. Ослабление магнитного поля может достигать 50%. При последовательном соединении двигателей, когда напряжение на зажимах составляет лишь часть нормального напряжения, может быть допущено и большее ослабление магнитного поля — до 30—35% полного поля¹.

Большой интерес представляют изображенные на фиг. II,37 и полученные опытным путем кривые зависимости длины дуги искрения коллектора при различной величине тока для различного ослабления магнитного поля. Пунктирная линия, параллельная оси абсцисс, представляет предельную величину длины дуги искрения (3 мм) и пересечение ее с кривыми показывает, что при полном магнитном поле максимальный ток равняется двойной величине тока, соответствующей часовой мощности, при ослаблении же поля в 50% перегрузка против часовой должна быть не более 50%.

Однако, как показывают проведенные кривые, работа двигателя без чрезмерного искрения возможна при дополнительных полюсах при ослаблении поля до 36%.

¹ На практике применяются следующие степени ослабления поля: 100%, 75% и 50%. На электровозах железной дороги Париж — Орлеан № 402 применены при двигателях с компенсационной обмоткой следующие степени ослабления поля: 100%, 79%, 59%, 37% и 25%.

При необходимости иметь ослабление поля более, чем в 60% нормального, следует предвидеть хотя бы одну промежуточную ступень перехода с полного поля на ослабление в 60%. Для получения этой промежуточной ступени пользуются последовательным включением индуктивного и омического сопротивлений, выключая последнее во второй ступени (фиг. II,38).

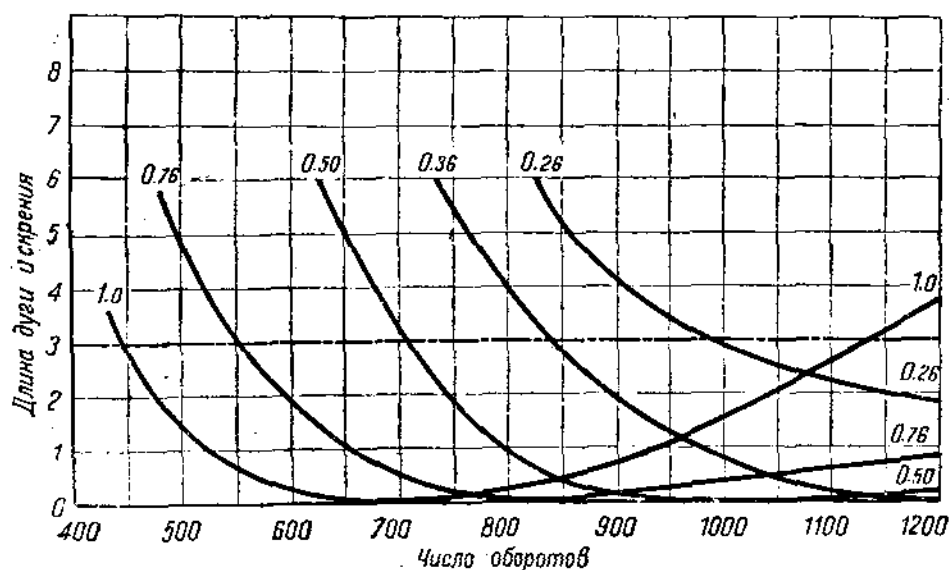


Фиг. II,38.

Опытные кривые влияния n —числа оборотов двигателя на коммутацию—показаны на фиг. II,39, из которой следует, что при малом числе оборотов, т. е. при большом токе, двигатель работает лучше без ослабления поля, и наоборот, при большом числе оборотов, и следовательно, малом токе искрение уменьшается при ослаблении поля.

При решении вопроса о выгоде ослабления магнитного поля нужно иметь в виду следующее: вращающий момент двигателя пропорционален произведению магнитного поля и тока в якоре, величина же вращающего момента определяется данными условиями движения, т. е. весом поезда, профилем и скоростью. Поэтому при одинаковых условиях движения вместе с ослаблением поля неизбежно должен возрасти ток в якоре. Поэтому, несмотря на меньшее время хода по перегону, нагревание двигателя может оказаться более высоким, нежели при езде без ослабления магнитного поля.

Вопрос о преимуществах того или иного способа ведения поезда решается путем тяговых расчетов и построения кривых расхода энергии на перегонах при езде с ослаблением поля и без ослабления.



Фиг. II,39.

Можно считать, что езда на тяжелых подъемах с ослаблением поля ведет к перегреву двигателя и дает небольшой выигрыш в скорости, наоборот, при езде

на равнинном профиле езда с ослаблением магнитного поля ведет к значительному повышению скорости и сокращению, таким образом, времени хода поезда без чрезмерного нагревания двигателей. При частых троганиях и коротких перегонах (пригородное движение) ослабление магнитного поля ведет к более быстрому возрастанию скорости, и следовательно, позволяет выключать раньше ток, что дает экономии в расходе энергии. Ослабление магнитного поля при последовательном соединении двигателей может дать некоторое снижение расхода энергии при трогании с места. Действительно, как мы ранее видели, при последовательно-параллельном переключении двигателей потеря энергии в реостатах выражалась площадями треугольников AOB и BCD (фиг. II,40). При наличии ослабления магнитного поля участок BB' проходится без реостатов путем повышения скорости за счет ослабления поля. Таким образом общая потеря в реостатах уменьшается на величину площади BB_1C_1C .

§ 26. Электрическое торможение на сопротивлении

Различают два основных принципа электрического торможения: 1) на сопротивлении и 2) с возвращением энергии в сеть (рекуперация).

Торможение на сопротивление заключается в том, что тяговые двигатели на уклоне работают как генераторы энергии, которая поглощается сопротивлениями, приключенными к борнам машин. Отличаясь своей простотой, этот способ не получил, однако, широкого распространения на электровозах вследствие того, что он требует очень больших размеров сопротивления, особенно при затяжных уклонах, значительно больших, чем пусковые, работающие под током лишь короткое время. Пусть на уклоне i требуется поддерживать постоянную скорость V км/ч поезда весом Q ; обозначая удельное сопротивление поезда через w , получим ускоряющее усилие спускающегося поезда равным

$$B = Q (i - w),$$

при постоянной скорости движения. Это ускоряющее усилие должно быть равно тормозящему, соответствующая мощность, отнесенная к генераторам (тяговым двигателям), получится равной

$$P = \frac{BV}{270} \eta_l \text{ в л. с.,}$$

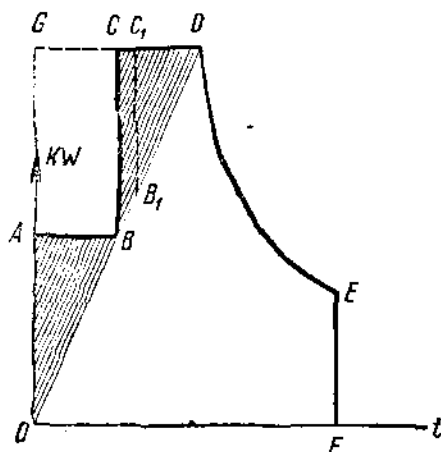
где η_l — к. п. д. передачи от обода колес к валу двигателя.

Мощность на зажимах двигателя при к. п. д. двигателя η_m получится равной

$$W = \frac{BV}{1,36 \cdot 270} \eta_l \eta_m \text{ в кВт.} \quad (26,1)$$

Пусть характеристика тягового двигателя как генератора $E_a = f(I)$ изображается кривой E_a (фиг. II,41), на основании ее мы можем, как известно, построить внешнюю характеристику $E_x = f(I)$ для различных скоростей (числа оборотов n). Беря произведения E_x и I , найдем кривую $W = E_x I$ в функции от тока I ; эти кривые $W = \varphi(I)$ для различного числа оборотов построены слева на диаграмме фиг. II,41.

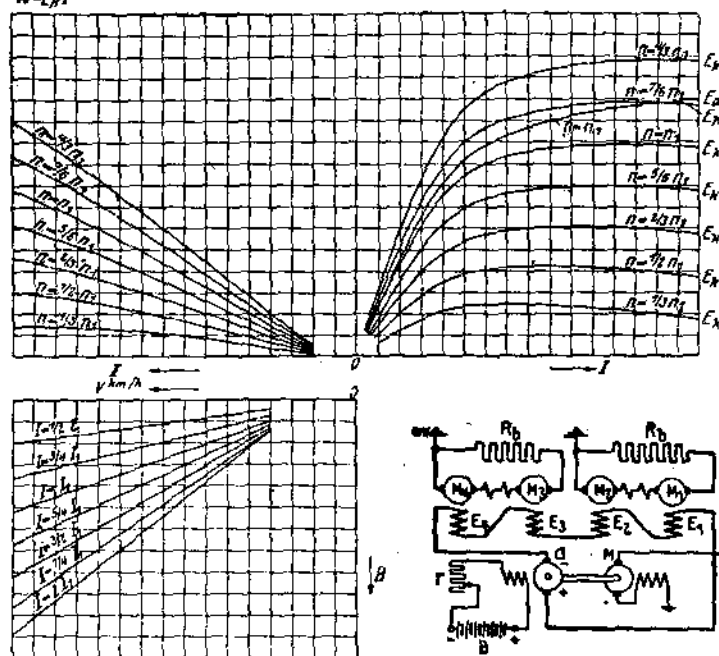
Последнюю диаграмму можно легко перестроить на зависимость тормозной силы B по уравнению (26,1) от скорости V для различных значений тока I (для различных ступеней торможения).



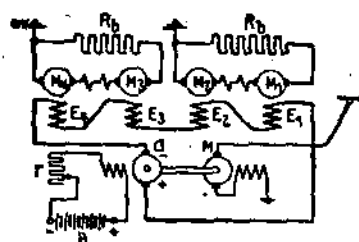
Фиг. II,40.

Эта последняя характеристика торможения при последовательном возбуждении тяговых двигателей дана в третьем квадранте фиг. II,41. Из тормозной диаграммы следует, что торможение на сопротивления устойчиво лишь при большом токе, при малом же токе кривая зависимости $B = f(V)$ при $I = \text{const}$ идет слишком полого.

$W = E_a I$



Фиг. II,41.



Фиг. II,42. Схема реостатного торможения с независимым возбуждением машин.

постоянным сопротивлениям R_b . Обмотки полюсов их E_1 , E_2 , E_3 и E_4 соединены все последовательно и питаются от специального генератора G ; меняя возбуждение этого генератора, можно плавно регулировать тормозной эффект. Зависимость между током возбуждения I_a тяговых двигателей, тормозным моментом и скоростью может быть построена на основании основной характеристики тягового двигателя $E_a = f(I_a)$, т. е. зависимости его э. д. с. от числа оборотов (скорости) и возбуждения I_a двигателя. С другой стороны, обозначая сопротивление якоря r_a и пренебрегая изменением его, а равно и тормозного сопротивления R_b от температуры, можем написать

$$E_a = I_a (r_a + R_b).$$

Таким образом характеристическая кривая $E_a = f(I_a)$ служит и кривой зависимости $I_a = f'(V)$, но в другом масштабе. Эта зависимость для различных скоростей дана на фиг. II,43 в квадранте I, на основании этих кривых строим зависимость

$$I_a = f'(V)$$

для различного тока возбуждения I_a .

От зависимости

$$I_a = f(V).$$

легко перейти к зависимости

$$B = f(V).$$

Определяя B по формуле

$$B = \frac{270 I_a^2 R_b}{786 V \eta_m \eta_t}.$$

¹ См., „BBC Mitteilungen“, 1926, стр. 187; также Sachs, Elektrische Vollbahnlokomotiven, стр. 274 и далее.

Тормозное усилие регулируется сопротивлением, подключаемым в цепь тяговых двигателей, что сильно усложняет схему.

На основании изложенного торможение на сопротивление применяется при независимом возбуждении тяговых двигателей от отдельного генератора, что позволяет иметь большее постоянство

тормозного усилия и лучшую регулировку его. Схема такого торможения, примененная заводом BBC¹ для электровазов 1D₀1, изображена на фиг. II,42.

Якоря M_1 , M_2 , M_3 и M_4 тяговых двигателей попарно последовательно при-

соединены к по-

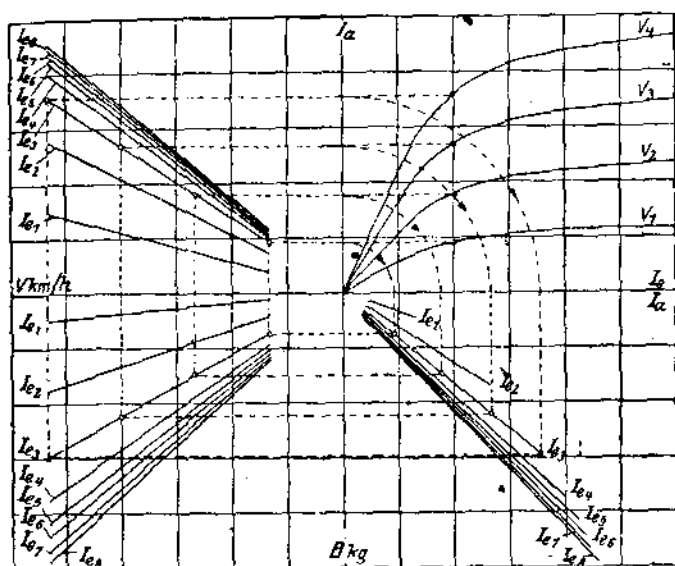
Эта зависимость нанесена в квадранте III, а на квадранте IV показана зависимость

$$B = f(I_a),$$

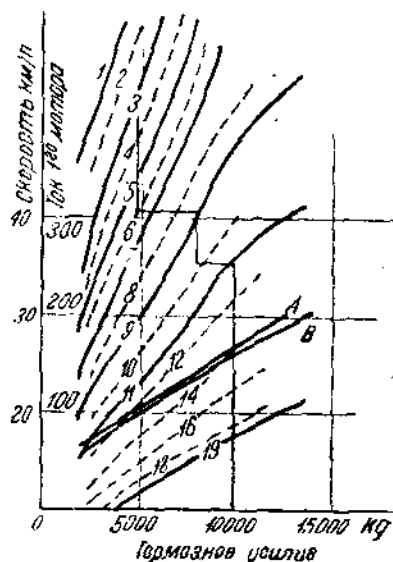
вытекающая из предыдущей зависимости.

Недостатком этой системы является то обстоятельство, что питание возбуждения производится от контактного провода. Поэтому в случае отсутствия напряжения в контактном проводе торможение невозможно. Этот недостаток можно избежать, применяя привод генератора G от осей электровоза или устанавливая вместо мотор-генератора аккумуляторную батарею.

Торможение на сопротивление применено на электровозах $B_0 + B_0$ Е 4101 и Е 4601 на французских южных железных дорогах¹.



Фиг. 11,43. Характеристика реостатного торможения
фиг. 11,42.



Фиг. 11,44.

При торможении на сопротивление четыре двигателя соединяются в две группы по два. Оба двигателя каждой группы соединяются параллельно, их же сопротивления сначала последовательно, а затем параллельно.

Для того чтобы предотвратить работу одного двигателя в качестве генератора на другой двигатель, их обмотки возбуждения перекрещены, т. е. ток якоря одного тягового двигателя протекает по обмотке возбуждения другого тягового двигателя. Это обеспечивает стабильную работу системы.

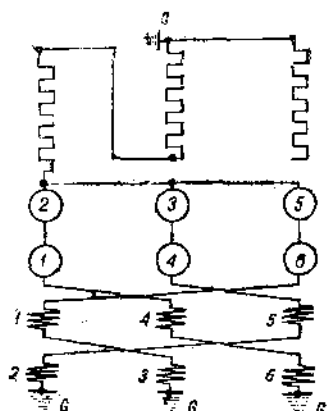
Изменение скорости и тормозного усилия производится путем включения и выключения отдельных секций сопротивлений и одновременно путем ослабления магнитного поля (на трех первых ступенях тормозного режима) с тем, чтобы при легком весе поезда можно было иметь более высокую скорость.

Для охлаждения сопротивлений, где поглощается до 1 000 kW энергии, предусмотрена искусственная вентиляция, температура сопротивлений держится постоянной в 300° С. На фиг. 11,44 даны кривые тормозного усилия в зависимости от скорости. Ступенчатая линия дает предел по нагреву сопротивлений. Кривая А дает величину тока при 20% ослаблении магнитного поля и В — при полном поле.

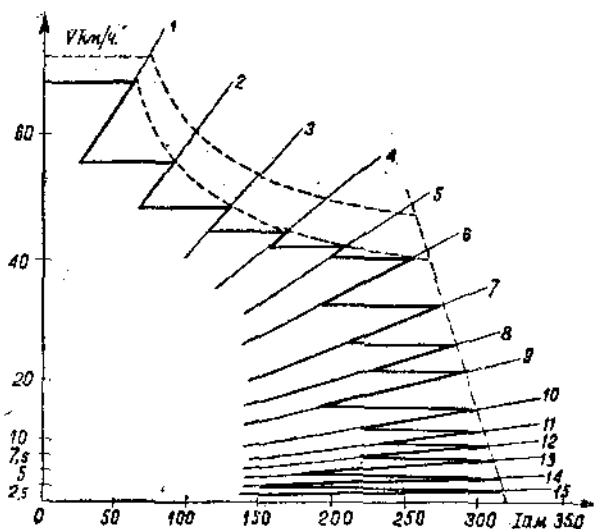
Как видно на фиг. 11,44, при скоростях до 35 km/h тормозные усилия меняются от 0 до 10 000 kg, при скоростях от 0 до 40 km/h соответственно от 0 до 8 000 kg и при скоростях до 50 km/h — до 5 000 kg.

¹ См. „Die neuen Lokomotiven g. $B_0 + B_0$ (1 500 V) der Midi Eisenbahn — Ges.“, Lebourcier Elektrische Bahnen, 156, 1932, июль.

На советском стандартном электровозе ВЛ-19 применено также реостатное торможение. Оно предусмотрено, однако, только при одном параллельном соединении трех групп по два двигателя в группе, что дает возможность, используя двигатели на полное напряжение на коллекторе 1500 В,



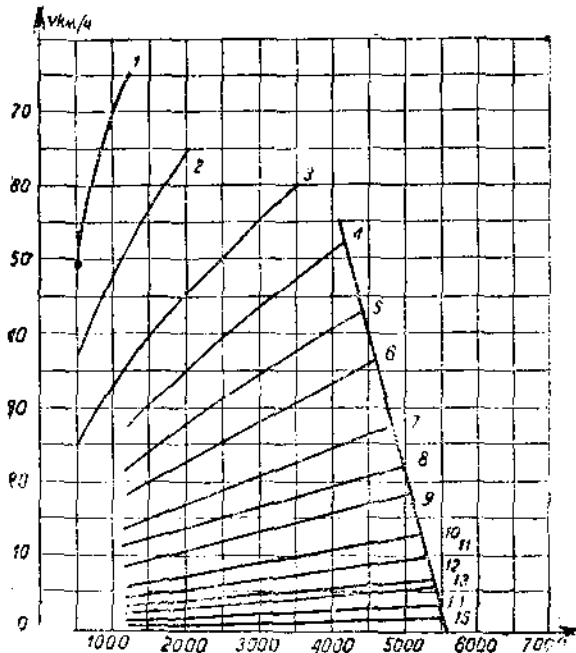
Фиг. II.45.



Фиг. II.46.

не вводить ограничения напряжения по условиям изоляции цепи на 3000 В, как это необходимо было бы при последовательном соединении более двух двигателей.

Так как генераторы последовательного возбуждения не могут устойчиво работать параллельно на общее сопротивление, была принята схема с двойной циклической перестановкой обмоток возбуждения, как показано на фиг. II, 45, при этом увеличение тока в цепи одной группы двигателей вызывает увеличение возбуждения, а следовательно, и тока в других группах двигателей, и таким образом имеет место автоматическое выравнивание нагрузок отдельных групп.



Фиг. II.47.

На электровозе ВЛ-19 предусмотрено 15 ступеней реостатного торможения, кривые торможения для этих ступеней показаны на фиг. II, 46. Скорости, при которых происходит торможение, лежат в пределах 50—21½ км/ч. При высоких скоростях торможение может производиться только на первых позициях контроллера, так как ток ограничен уже коллектором двигателей.

Зигзагообразная жирная линия на фиг. II, 46 дает процесс торможения, при котором полностью использованы сцепление колес

с рельсами и максимальное допускаемое усилие по коллектору. Кривые тормозных усилий и функции от скорости для различных позиций контроллера даны на фиг. II, 47. Совершенно по аналогичной схеме производится реостатное торможение быстроходного советского электровоза ПБ ходовой формулы 2С₀ 2.

§ 27. Рекуперативное торможение

Рекуперация энергии, т. е. возвращение ее в сеть при электрическом торможении, легче всего может быть осуществлена при постоянном токе в случае двигателей с шунтовым возбуждением, однако, как уже выше указывалось, в настоящее время для тяговых целей употребляются почти исключительно двигатели последовательного возбуждения. Эти двигатели при работе их генераторами при том же направлении вращения, что и при моторной езде, требуют в отличие от шунтовых переключения обмоток полюсов или якоря.

Процесс рекуперации заключается в том, что тяговые двигатели при повышенном возбуждении развивают э. д. с. более высокую, чем напряжение в контактной сети, благодаря чему ток, вырабатываемый тяговыми двигателями, направляется в сеть.

Следует отметить, что при езде под уклон при условии торможения всего поезда мощность двигателя не используется полностью, так как часть потенциальной энергии поглощается сопротивлением поезда. Пусть удельное сопротивление движения поезда будет w кг/т, а к. п. д. передачи от двигателя к движущим осям будет η_t ; тогда при уклоне электрическая мощность двигателей, работающих генераторами при рекуперации, составит всего

$$\frac{i - w}{i + w} \eta_t^2$$

от мощности двигателей при езде на подъем.

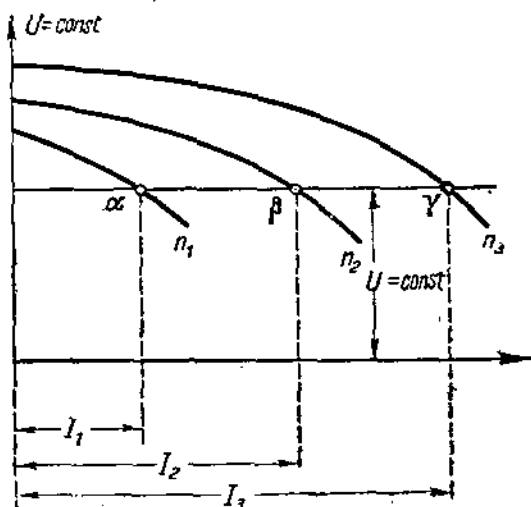
Например, при $w = 3$; $i = 15$ и $\eta_t = 0,95$ получим

$$\frac{i - w}{i + w} \eta_t^2 = \frac{15 - 3}{15 + 3} \cdot 0,95^2 = 0,60.$$

Практически представляется возможным использовать только такую схему в отношении возбуждения двигателей, которая дает устойчивый процесс рекуперации. Устойчивость системы торможения требует, чтобы отдаваемое в сеть количество энергии возрастало по мере возрастания скорости поезда. Электровозы с шунтовым возбуждением рекуперируют вполне устойчиво, что следует из самой характеристики шунтовых генераторов. На фиг. II, 48 нанесены характеристики шунтовых генераторов при возрастающем числе оборотов. Для того чтобы определить величину рекуперированного тока при некотором напряжении в контактном проводе U , пересечем наши характеристики прямой, параллельной оси абсцисс, соответствующей напряжению $U = \text{const}$; в результате получим, что с увеличением числа оборотов генератора, или, что то же, по мере возрастания скорости, увеличивается сила рекуперированного тока.

Характеристика генератора последовательного возбуждения, как известно, выражается кривыми, данными на фиг. II, 49. Проводя, так же как и в предыдущем случае, прямую $U = \text{const}$, мы увидим, что ток падает с увеличением числа оборотов генератора, т. е. количество рекуперированной энергии будет падать с увеличением скорости спускающегося под уклон поезда. Другими словами, электровозы при последовательном возбуждении двигателей, работающих в качестве генераторов, рекуперируют неустойчиво.

Далее, рекуперация серийных двигателей практически оказывается невозможной ввиду неизбежных колебаний напряжения в контактной сети; так, например, если напряжение в сети падает, то рекуперированный ток быстро возрастает благодаря увеличению разности между э. д. с. и напряжением в контактной сети; примерно при падении напряжения в 10% ток может возрасти (в зависимости от сопротивления двигателей) на 100%. Такое возрастание тока могло бы быть задержано путем



Фиг. II, 48.

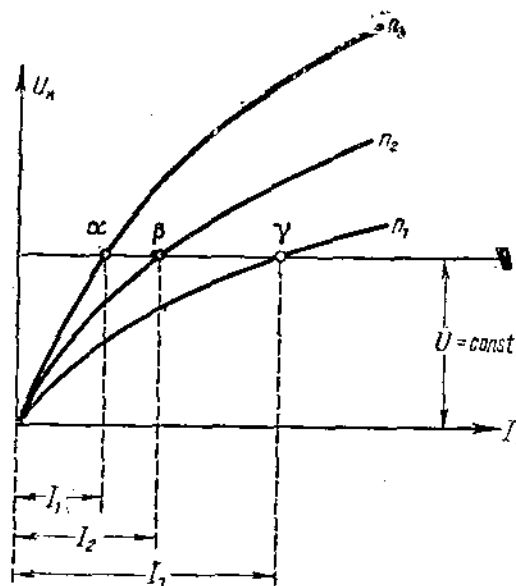
ослабления возбуждения, в действительности, однако, у серийных машин, наоборот, возбуждение возрастает с увеличением рекуперированного тока.

Еще более опасен случай повышения напряжения в контактном проводе: ток при этом быстро падает, а вместе с тем падает и тормозное усилие. Так как одновременно падает возбуждение машин и развиваемая э. д. с., то машина с малой э. д. с. оказывается в конце концов присоединенной к полному напряжению контактной сети, благодаря чему получают токи короткого замыкания, которые, хотя и развивают тормозящее усилие, однако, само собой разумеется, недопустимы. Если машина при этом не будет отключена от сети, то она перемагнитится в противоположном направлении; э. д. с., будучи одинакового знака с напряжением в контактной сети, вызовет дальнейший рост тока.

Рассмотрим теперь возможность рекуперации при параллельном включении обмоток возбуждения тяговых двигателей на сеть. Так как обмотки полюсов се-

риесных двигателей рассчитаны при нормальной работе двигателей на малое падение напряжения, то, очевидно, при параллельном присоединении их к сети необходимо вводить добавочное сопротивление, тогда при одинаковом токе в якорях и обмотках полюсов к. п. д. рекуперации будет равен нулю, т. е. будет иметь место торможение на сопротивление.

Соединяя все обмотки полюсов последовательно, мы снизим потерю энергии на возбуждение и получим возможность иметь некоторую отдачу энергии в рабочую сеть при параллельном возбуждении серийных двигателей. В этом отношении можно было бы пойти дальше и подразделить обмотки полюсов на секции, которые при нормальной работе двигателей между собой были бы соединены параллельно, а с якорными обмотками последовательно, при рекуперации же параллельное возбуждение



Фиг. 11,49.

состояло бы из ряда последовательно соединенных между собой секций обмоток полюсов. Помимо усложнения при этом конструкции двигателей здесь следует иметь в виду влияние изменения напряжения в контактном проводе во время рекуперации при параллельном возбуждении двигателей. Пусть, например, напряжение в контактном проводе упало, как уже выше упоминалось, должен возрасти тормозной ток и вместе с тем должно было бы упасть возбуждение, если бы цепь возбуждения не обладала высоким коэффициентом самоиндукции, что задерживает падение тока возбуждения. Отсюда следует, что омическое и индуктивное сопротивления в цепи якорей двигателей и в цепи возбуждения, т. е. $R_a L_a$ и $R_e L_e$, должны быть таковы, чтобы скорость возрастания или уменьшения токов в этих цепях при изменении напряжения в контактной сети U были бы одинаковы. Изменения тока в обмотках якоря и возбуждения могут быть выражены следующими уравнениями:

$$\Delta i_a = \frac{\Delta U}{R_a} \left(1 - e^{-\frac{R_a t}{L_a}} \right),$$

$$\Delta i_e = \frac{\Delta U}{R_e} \left(1 - e^{-\frac{R_e t}{L_e}} \right).$$

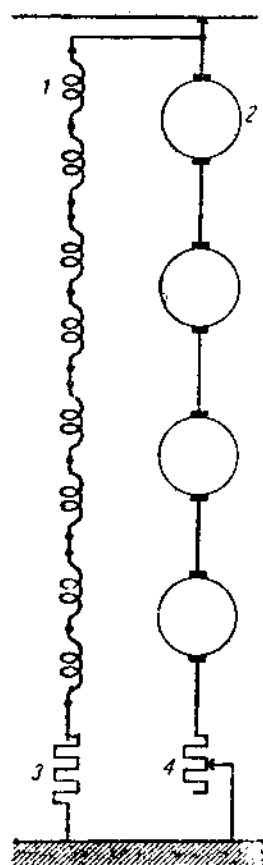
Из этих уравнений следует, что вышеуказанное условие будет выполнено, если для обеих цепей будем иметь следующее соотношение:

$$R_a : L_a = R_r : L_r.$$

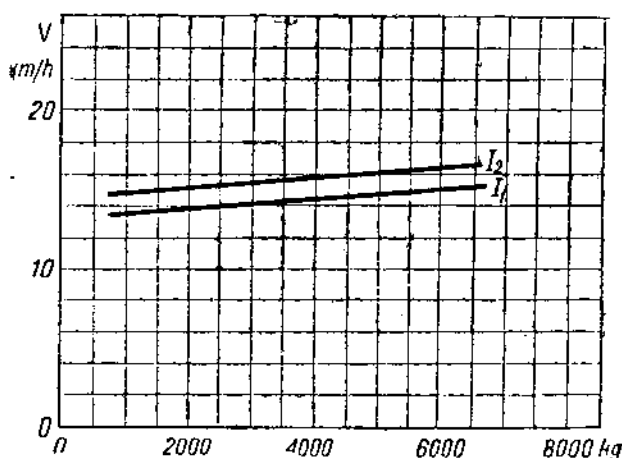
Однако для получения этого соотношения в цепь возбуждения необходимо включать дополнительное омическое сопротивление. Абсолютное равенство величины $\frac{R}{L}$ для обеих цепей не требуется, иногда рекомендуется даже $\frac{R_a}{L_a} > \frac{R_r}{L_r}$, благодаря

чему при колебаниях напряжений ток устанавливается скорее в цепи возбуждения, чем в цепи якорей, что, как известно, смягчает толчки тока.

При оценке способов рекуперации большое значение имеет характеристика рекуперации, т. е. зависимость тормозной силы от скорости при постоянном напряжении в контактной сети. Как выше было указано, для того чтобы процесс торможения происходил устойчиво, необходимо, чтобы с увеличением скорости тормозное усилие возрастало, это имеет место при параллельном возбуждении двигателей, когда с увеличением скорости растет э. д. с., а вместе с тем и величина рекуперированного тока, а следовательно, и тормозное усилие. Включая в цепь якорей регулируемое сопротивление, тем самым можно менять наклон характеристики рекуперации и влиять на процесс рекуперации, повышая или понижая тормозное усилие при некоторой установившейся скорости движения поезда.



Фиг. II,50.



Фиг. II,51.

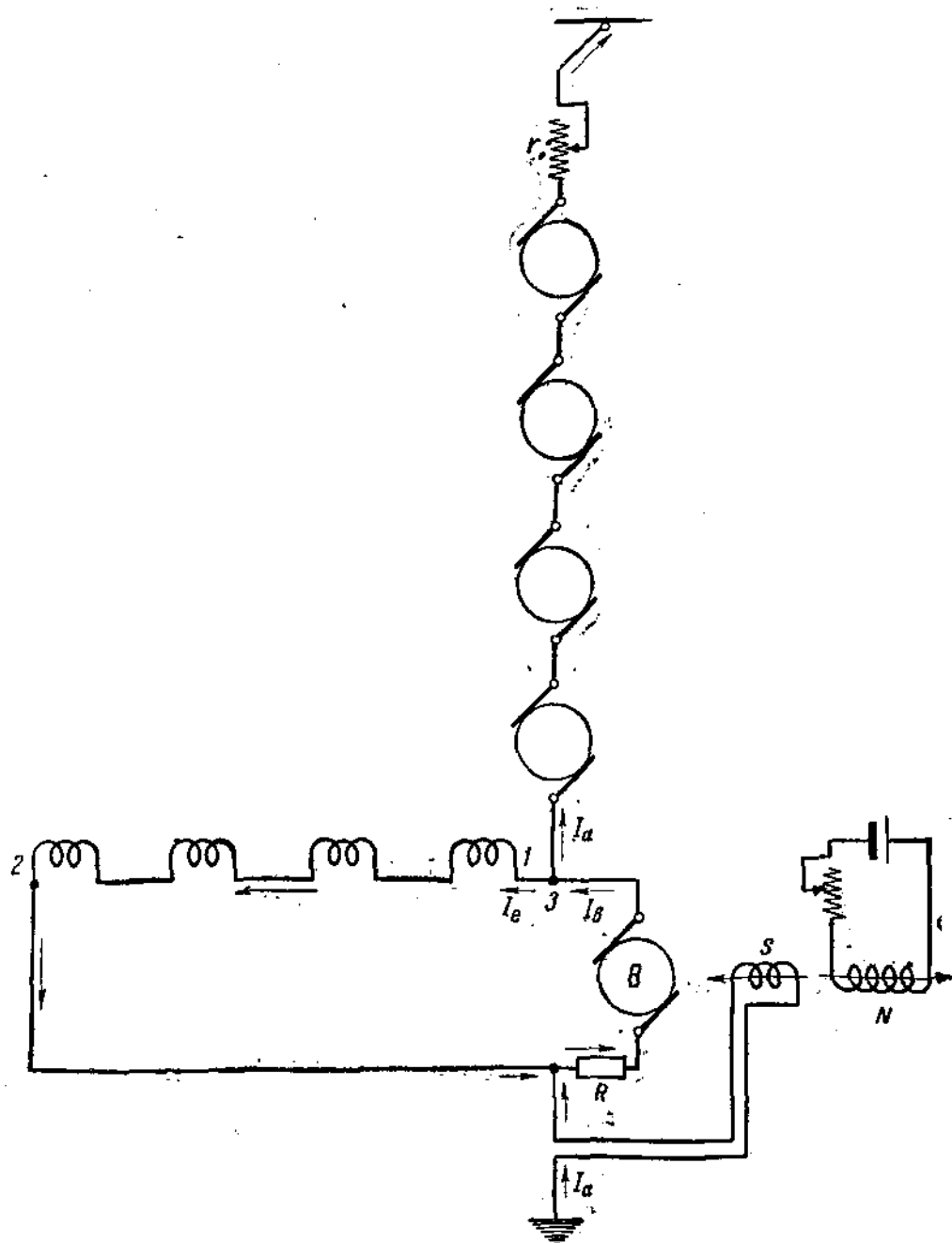
Указанный способ рекуперации был применен заводом BBC на итальянской железной дороге Biella-Ogona¹.

На фиг. II,50 дана схема рекуперации при параллельном соединении обмоток возбуждения к контактной сети, на фиг. II,51 дана характеристика рекуперации. Следует отметить, что этот способ рекуперации имеет то преимущество, что в случае отключения контактной сети от подстанции при порче ее или при отрыве пантографа двигатели оказываются замкнутыми на обмотки полюсов и добавочные сопротивления и тормозное действие не прекращаются, в этом случае мы имеем не что иное, как торможение на сопротивление.

Недостатком рекуперации с параллельным возбуждением двигателей является, как уже ранее было указано, низкий к. п. д., в этом отношении рекуперация с независимым возбуждением имеет большие преимущества.

¹ См. „BBC Mitteilungen“ № 6, 1929.

При рекуперации с независимым возбуждением, т. е. от постороннего возбудителя, может быть несколько вариантов, в зависимости от способа включения возбудителя, а именно он может быть приключен таким образом, что через возбудитель

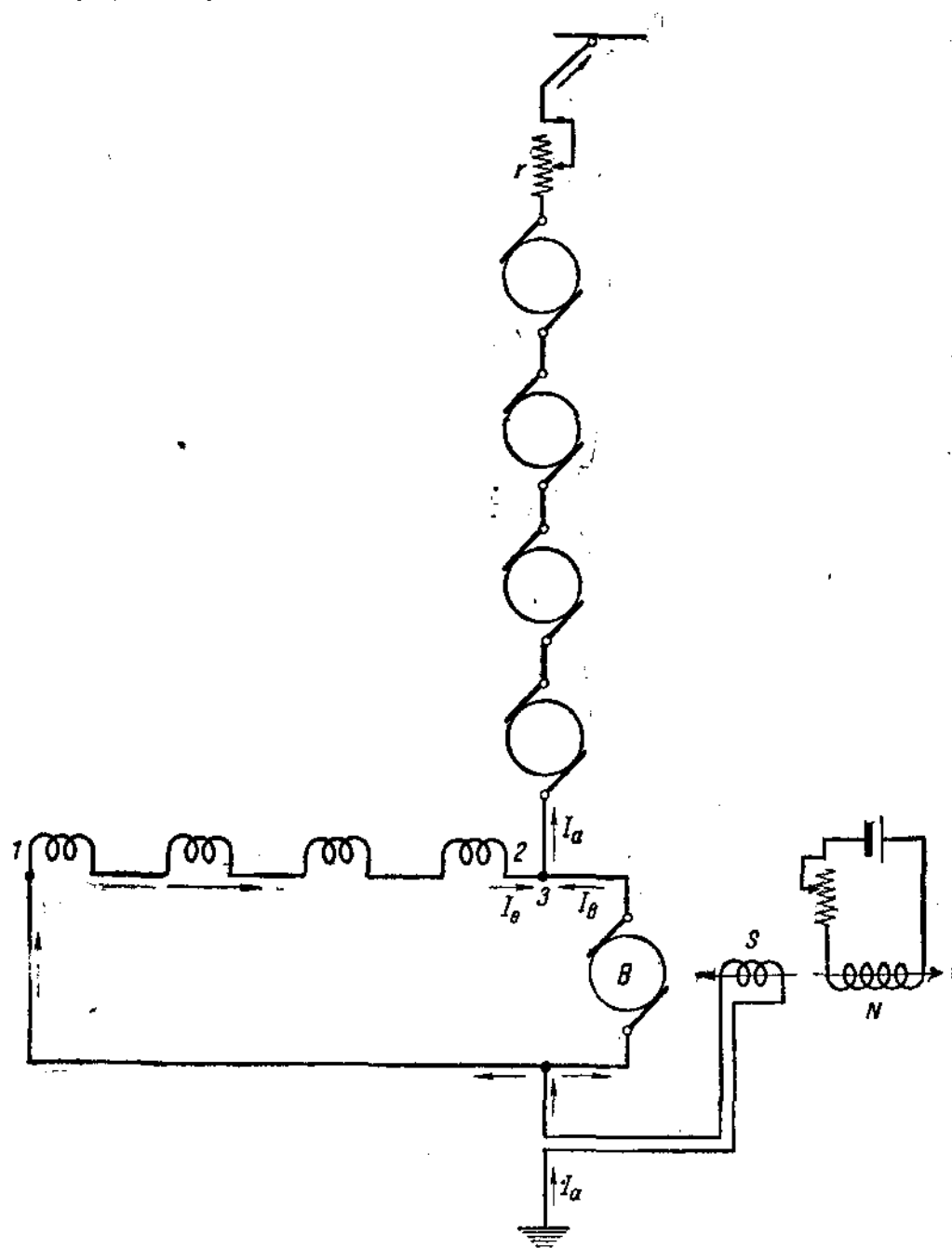


Фиг. 11,52.

протекает ток I_b , равный: 1) сумме токов возбуждения I_e и рекуперированного I_a' , т. е. $I_b = I_e + I_a'$ (фиг. 11,52); 2) разности токов $I_b = I_a - I_e$ (фиг. 11,53), и наконец, 3) рекуперированному току $I_b = I_a$.

На фиг. 11,54 дано направление токов при моторной езде. Сравнивая схемы фиг. 11,52 и 11,54, нетрудно убедиться, что для перехода на рекуперацию по пер-

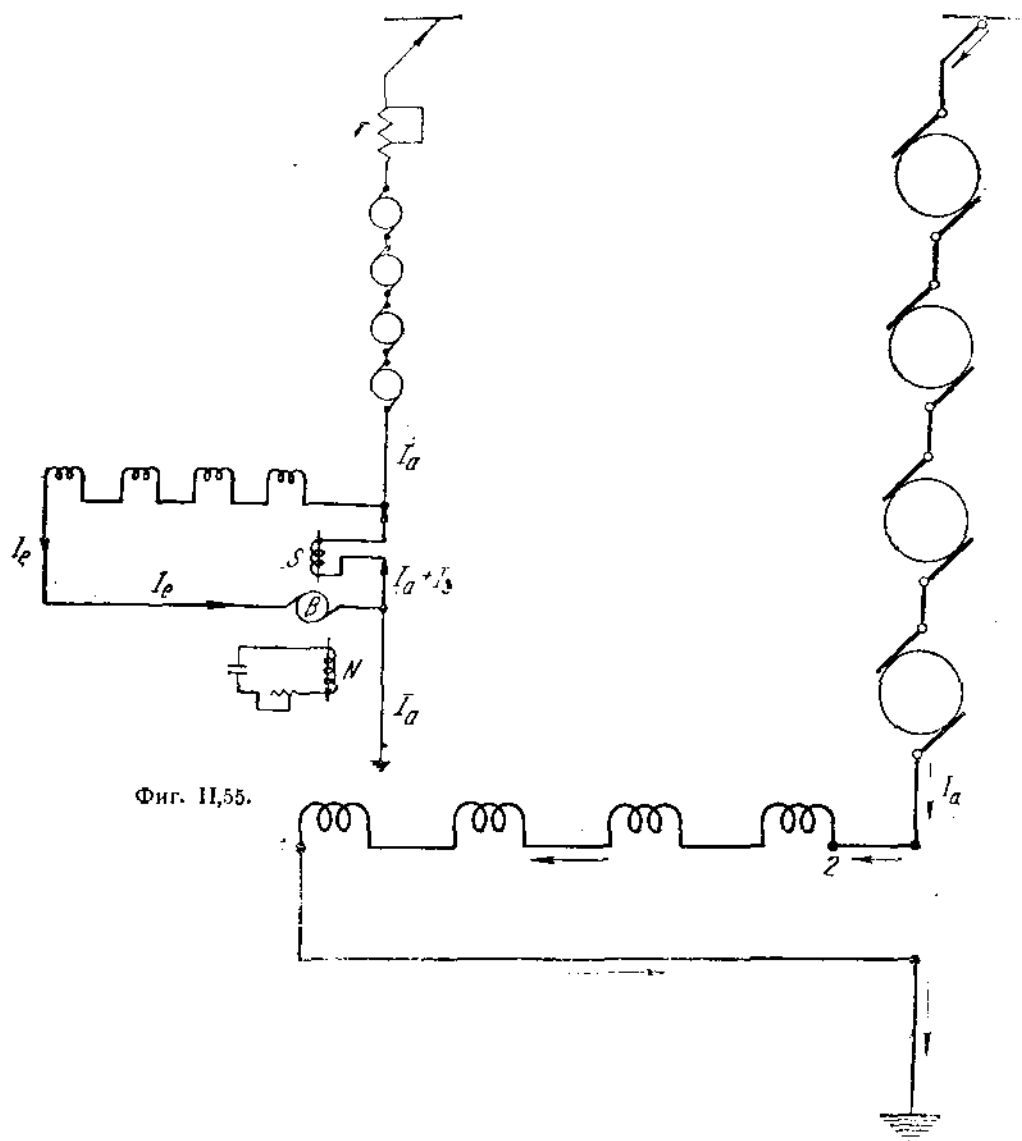
вomu способу достаточно только присоединить к цепи группу возбуждения. Генератор возбуждения имеет независимую обмотку возбуждения и противокомпаундную обмотку s , питаемую рекуперированным током. Последняя служит для смягчения толчков



Фиг. II,53.

ков тока при торможении при колебаниях напряжения в контактном проводе. Действительно, как только сила рекуперированного тока начинает быстро возрастать, увеличивается ток в противокомпаундной обмотке, что влечет за собой снижение напряжения возбуждения и снижение рекуперированного тока и обратно.

При втором способе рекуперации, когда $I_a = I_a - I_e$ (схема фиг. II,53), приходится при переходе на рекуперативный режим прежде всего переключать обмотки полюсов тяговых двигателей и после этого лишь подключать группу возбуждителя, таким образом по сравнению с первым способом здесь мы имеем некоторое усложнение в переключении при переходе с одного режима на другой, что отражается,



Фиг. II,53.

Фиг. II,54.

естественно, и на выполнении тормозного переключателя. Однако это окупается тем, что возбуждатель получается меньшей мощности благодаря тому, что через него протекает ток $I_b = I_a - I_e$, а не $I_b = I_a + I_e$, как в первом случае.

На фиг. II,55 дана третья схема рекуперации. В этом случае ток, протекаемый через возбуждатель, равен току возбуждения, т. е. $I_b = I_a$. Генератор же возбуждения имеет, как и ранее, две обмотки возбуждения: независимого возбуждения и противокомпаундную для сглаживания толчков тока при колебании напряжения в контактной сети. При этом способе рекуперации не требуется переключения обмоток полюсов тяговых двигателей при переходе с моторного режима на реку-

перативный и обратно, по сравнению с первой схемой (фиг. II, 52) здесь возбудитель получается значительно меньшего размера, так как по нему протекает только ток возбуждения I_a .

Во всех трех схемах смягчение толчков достигалось противокомпаундной обмоткой s .

По первой схеме построены электровозы железной дороги Ch.—M.—St.-Paul типа 2В₀—В₀+В₀—В₀2 (серия 10200) (см. Gen. El. Review 1916, стр. 942) фирмой ГЕС.

Найдем для первой схемы зависимость тормозного усилия от величины рекуперированного тока I_a и скорости поезда, причем для простоты примем, что имеется только один двигатель¹. Пусть U — напряжение контактного провода, E_a — э. д. с., развиваемая тяговыми двигателями, работающими как генераторы при числе оборотов n , R_a — сопротивление якоря и дополнительных полюсов, R_f — то же главных полюсов, $2p$ — число полюсов моторов, $2a$ — число параллельных ветвей якоря, N — полное число проводников якоря и Φ — магнитный поток, I_b — ток возбудителя, I_a — рекуперированный ток.

При работе в пределах прямолинейной части характеристики справедливо следующее уравнение

$$E_a = \frac{nN\Phi p}{60 \cdot 10^8 \cdot a} = kn\Phi = k_1 n (I_b - I_a) = E + I_a R_a - R (I_b - I_a), \quad (27,1)$$

$I_a = I_b - I_a$ — ток, протекающий через полюса тяговых двигателей. Для случая, когда рекуперированный ток I_a равен нулю, получим

$$E_a = k_1 n_0 I_b = U - R_f I_b,$$

где n_0 — число оборотов, тяговых двигателей при $I_a = 0$. При $n > n_0$ будет иметь место регенерация энергии, а при $n < n_0$ будет иметь место моторный режим.

Коэффициент k_1 , таким образом, равен

$$k_1 = \frac{E_a}{n_0 I_b} = \frac{U - R_f I_b}{n_0 I_b}.$$

Из уравнения (27,1) следует

$$n I_b k_1 - n I_a k_1 = U + I_a (R_a + R_f) - R_f I_b.$$

Откуда

$$\begin{aligned} I_a &= \frac{n I_b k_1 - U + R_f I_b}{R_f + R_a + n k_1} = \frac{\frac{n}{n_0} (U - R_f I_b) - (U - R_f I_b)}{R_f + R_a + n k_1} = \\ &= \frac{n - n_0}{n_0} \cdot \frac{U - R_f I_b}{R_f + R_a + n k_1} = \frac{k_1 I_b (n - n_0)}{R_f + R_a + n k_1}. \end{aligned} \quad (27,2)$$

Если обозначим через M_g — тормозной момент на валу двигателей, работающих генераторами; η_m — механический к. п. д. тяговых двигателей при регенеративной работе; n и $E_a I_a$ — соответствующие моменту M_g — число оборотов и мощность тяговых двигателей, то

$$E_a \cdot I_a = \eta_m M_g n k_2,$$

где $k_2 = 1,03$, если M_g выражено в kg. Пользуясь уравнением (27,1) и (27,2), мы можем написать

$$\begin{aligned} M_g &= \frac{E_a I_a}{\eta_m k_2 n} = \frac{k_2 (I_b - I_a) I_a}{\eta_m k_2} = \frac{k_1}{\eta_m k_2} \left[I_b - \frac{k_1 I_b (n - n_0)}{R_f + R_a + n k_1} \right] \left[\frac{k_1 I_b (n - n_0)}{R_f + R_a + n k_1} \right] = \\ &= \frac{k_1^2}{\eta_m k_2} \cdot \frac{I_b (n - n_0) (U + R_a I_b)}{(R_f + R_a + n k_1)^2} = \frac{k_2}{\eta_m} \cdot \frac{n - n_0}{(R_f + R_a + n \cdot k_1)^2}, \end{aligned} \quad (27,3)$$

¹ См. Sachs, „Elektrische Vollbahnlokomotiven“, стр. 277—279.

где

$$k_3 = \frac{k_1^2 I_b (U + R_a I_b)}{k_2} \quad (27,4)$$

Уравнения (27,2) и (27,3) дают зависимость рекуперированного тока I_a и тормозного момента M_g от числа оборотов n при различной величине тока возбудителя I_b в пределах прямолинейной части характеристики.

Если в вышеупомянутых уравнениях положить R_f и $R_a = 0$, $\eta_m = 1$, то получим

$$I_a = I_b \frac{n - n_0}{n} \quad (27,5a)$$

и

$$M_g = \frac{U}{k_2} I_b \frac{n - n_0}{n^2} \quad (27,6b)$$

На фиг. П,56 построены аналитически без учета насыщения железа величины I_a и M_g в зависимости от n для разного тока возбудителя I_{b1} , I_{b2} , I_{b3} и т. д. Рекуперированный ток I_a растет сначала быстро, а затем медленно с увеличением скорости, тормозной же момент быстро возрастает до максимума, величина которого легко определяется дифференцированием уравнения (27,6b)

$$M_{\max} = \frac{k_1 I_b^2}{4 k_2}$$

при $n = 2n_0$ и при $I_a = \frac{1}{2} I_b$, а затем медленно падает.

После достижения максимального тормозного момента при дальнейшем увеличении скорости режим становится неустойчивым, так как с увеличением скорости падает тормозной момент. Это является большим недостатком рассмотренного способа рекуперации.

Для получения точной характеристики рекуперативного торможения приходится производить построение по отдельным точкам магнитной характеристики.

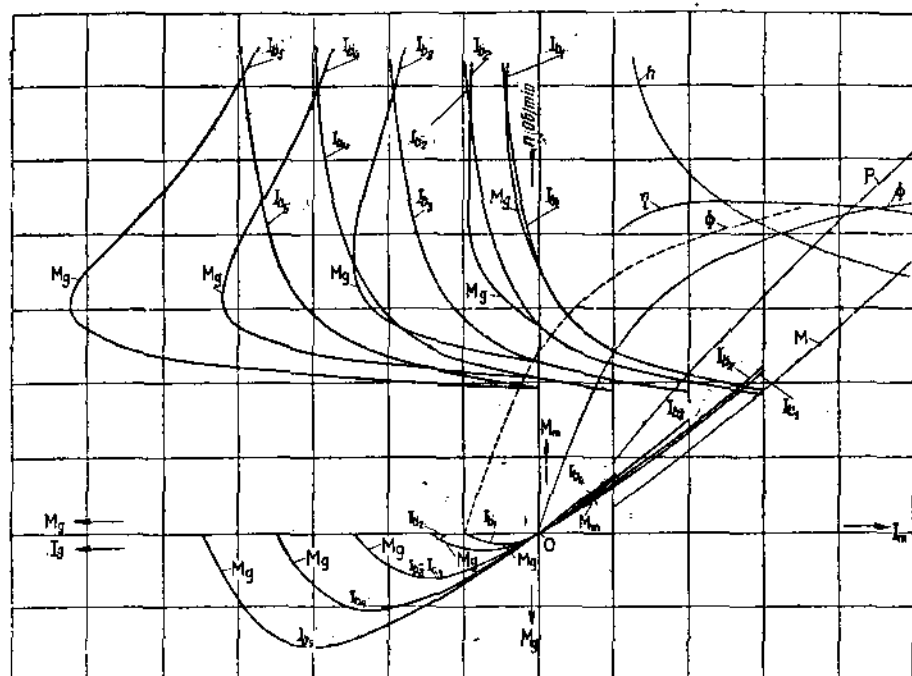
На фиг. П,57 в первом квадранте даны для моторной езды кривые числа оборотов n , моторного момента M , мощности P на валу двигателя и магнитного потока Φ в зависимости от тока I_m силовой цепи. Кривая числа оборотов подсчитана из кривой Φ по уравнению

$$n = \frac{E_a \cdot 60 \cdot 10^8 \cdot a}{N \Phi p}$$

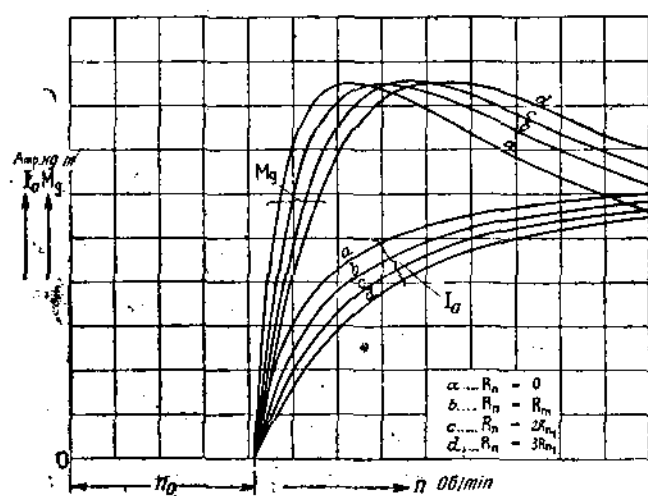
Для того чтобы построить кривые числа оборотов для различной величины тока возбудителя I_{b1} , I_{b2} и т. д., необходимо перенести влево кривую Φ на величину тока возбудителя, I_{b1} , I_{b2} и т. д., который при моторном режиме имеет то же направление, что и ток якоря, и определить кривую числа оборотов по вышеуказанному уравнению, эта кривая делится осью ординат на две части — правая соответствует моторной езде (как компаундного двигателя), а левая (второй квадрант) — рекуперативному режиму.

Из новых кривых магнитного потока Φ (на фиг. П,57 нанесена пунктиром только одна кривая Φ , соответствующая I_{b1}) и соответствующих величин I_a можно определить аналитическим путем зависимость вращающего момента от тока I_a , т. е. зависимость $M = f(I_a)$, по формуле

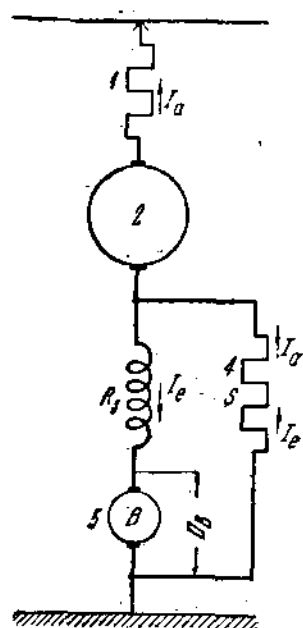
$$M = \frac{p}{2\pi \cdot 9,81 a} I_a N \Phi \cdot 10^{-8} \quad (27,7)$$



Фиг. 11,57. Тормозная характеристика по схеме фиг. 11,52.



Фиг. 11,58. Тормозная характеристика по схеме фиг. 11,52.



Фиг. 11,59.

Построенные таким образом кривые моментов в правой части положительны и дают моторный момент, в левой — отрицательны (регенеративное торможение).

Во втором квадранте фиг. II,57 даны тормозные моменты при различном токе возбудителя I_e в зависимости от числа оборотов n . Иногда кроме грубого регулирования торможения путем изменения тока возбудителя I_e применяется дополнительное плавное регулирование путем изменения сопротивления R_s в главной силовой цепи. На фиг. II,58 даны кривые тормозного момента при различных сопротивлениях R_s . Изменение последнего, как видно из фиг. II,58, не влияет на величину максимального тормозного момента M_{\max} , а лишь на скорость, при которой наступает M_{\max} .

Кроме противокомпаундных обмоток для смягчения толчков тока употребляется так называемое стабилизирующее сопротивление. Схема для этого способа рекуперации дана на фиг. II,59. Последовательное соединение якорей и обмоток возбуждения при рекуперации остается тем же, что и при нормальной работе двигателей. Стабилизирующее сопротивление S включается параллельно с обмоткой возбуждения тяговых двигателей и якорем возбудителя так, что через него протекает сумма токов рекуперации I_a и возбуждения I_e , направление токов показано на фиг. II,59. Обозначая U_B — напряжение возбудителя, получим

$$U_B = (I_e + I_a) R_s + I_e R_f,$$

откуда

$$I_e = \frac{U_B - I_a R_s}{R_s + R_f}, \quad (27,8)$$

где R_s — стабилизирующее сопротивление и R_f — сопротивление обмотки возбуждения тяговых моторов.

Из этой формулы (27,8) следует, что с увеличением тока I_a (рекуперированного) уменьшается I_e — возбуждение двигателей, а следовательно, должно автоматически упасть и I_a , т. е. стабилизирующее сопротивление автоматически сглаживает толчки рекуперированного тока. Это вытекает и из следующих рассуждений.

Из рассмотрения цепи возбудителя видно, что напряжение его равно падению напряжения в стабилизирующем сопротивлении и обмотке возбуждения. Допустим, что напряжение возбудителя остается неизменным при изменении проходящего по нему тока, что практически можно допустить благодаря тому, что возбудитель является машиной с независимым возбуждением, и кроме того, снабжен серийной компаундной обмоткой. Если теперь напряжение в контактной сети по какой-либо причине понизится, то рекуперированный ток возрастает. При этом возрастает и падение напряжения в стабилизирующем сопротивлении. Так как напряжение на зажимах возбудителя не изменилось, то в этом случае на долю обмотки возбуждения придется меньшая доля напряжения, и следовательно, ток в ней уменьшится. Уменьшение тока возбуждения вызовет уменьшение э. д. с. машины, и следовательно, рекуперированный ток также уменьшится. Если же, наоборот, напряжение в сети повышается, что вызывает уменьшение рекуперированного тока, понизится ток в стабилизирующем сопротивлении и соответственно понизится падение напряжения в нем. Ток в обмотке возбуждения при этом возрастет, что вызовет увеличение рекуперированного тока.

Из вышеизложенного видно, что ток возбуждения можно регулировать не только возбуждением возбудителя, но также и величиной стабилизирующего сопротивления. Действительно, если мы изменим величину стабилизирующего сопротивления, например увеличим его, то падение напряжения в нем также увеличится, что вызовет уменьшение тока в обмотке возбуждения. Таким образом при увеличении стабилизирующего сопротивления мы уменьшаем ток возбуждения и наоборот, при уменьшении стабилизирующего сопротивления ток возбуждения увеличивается. Указанное свойство используется при переходе на различные включения двигателей.

На фиг. II,60 дана подробная схема рекуперации электровоза завода Вестингауз железной дороги Ch. — M. — St.-Paul № 10300. Стабилизирующее сопротивление включается последовательно с якорями тяговых двигателей M_1, M_2, M_3 и M_4 .

стает и вместе с тем растет напряжение на борнах двигателей. Когда машинист увидит по показанию амперметра, что напряжения выравнялись (ток в силовой цепи отсутствует), он устанавливает рукоятку главного контроллера в положение 14, выключая таким образом все реостаты из силовой цепи, переводя далее рукоятку в положение 16, он выключает реле равновесия и устанавливает рукоятку реостата в зависимости от рукоятки контроллера для положений его 15, 16 и 17. Положение 16 является нейтральным и соответствует неподвижному положению рукоятки реостата. С увеличением скорости, как только напряжение на борнах машин станет выше напряжения в контактном проводе, начнется рекуперация. Регулирование тормозного усилия производится следующим образом: при перемещении рукоятки контроллера из положения 16 в 17 происходит пуск в ход двигателя, который, вращаясь, выключает часть сопротивления реостата возбуждения возбудителя, при перестановке же рукоятки контроллера из положения 16 в 15 имеет место включение тем же двигателем в цепь возбуждения.

Таким образом реостат R управляется двигателем через рукоятку главного контроллера, а именно путем повторного перемещения рукоятки главного контроллера из положения 16 в положение 15 или 17, и обратно, каждый раз включается или выключается сопротивление в цепи возбуждения и устанавливается то или иное тормозное усилие. Раз установленное тормозное усилие сохраняется все время, пока машинист не переставит при помощи рукоятки контроллера реостат.

Описанный способ рекуперации имеет следующие преимущества: отсутствие толчков при переходе к рекуперации благодаря наличию реле (balancing relay), постепенное изменение тормозного усилия благодаря большому количеству ступеней реостатов (57 контактов) и простой способ перестановки реостата из одного положения в другое путем перемещения рукоятки контроллера из положения 16 в 17 или 15.

Наличие стабилизирующего сопротивления смягчает толчки тока во время рекуперации.

Во время рекуперации двигатели защищаются от перенапряжения при помощи реле напряжения, которое при чрезмерном возрастании напряжения включает все сопротивление реостата в цепь возбуждения возбудителя и ток возбуждения как самого возбудителя, так и ток возбуждения тяговых двигателей понижается, вместе с этим понижается напряжение на клеммах двигателей.

При рекуперации со стабилизирующим сопротивлением, т. е. по схеме фиг. II, 61 в отношении функциональной зависимости между тормозным моментом, рекуперированным током и числом оборотов тягового двигателя нет принципиального отличия по сравнению со схемой фиг. II, 55. Сохраняя прежние обозначения и принимая U_b — напряжение на клеммах возбудителя, можем написать ¹

$$U_b = I_a(R_s + R_f) + R_f I_a \quad (27,9)$$

и э. д. с. тягового мотора E_a

$$E_a = U + I_a(R_s + R_a) + I_b R_s, \quad (27,10)$$

где R_s — величина стабилизирующего сопротивления.

I_a — ток рекуперированный.

Откуда получаем

$$I_a = \frac{(E_a - U)(R_s + R_f) - U_b R_s}{R_s R_f + R_s R_f + R_a R_f}. \quad (27,11)$$

В полученном уравнении (27,11) имеется зависимость I_a и I_b в скрытом виде, поскольку E_a зависит от магнитного потока Φ , т. е. от тока возбуждения I_b .

Для построения тормозных характеристик поступают следующим образом: определяют для постоянных значений U_b и R_s на основании уравнения (27,11) для различных величин I_a — соответствующие E_a , а из уравнения (27,10) соответственно I_b . По полученной величине I_b находят из кривой намагничивания двигателя вели-

¹ Sachs, Elektrische Vollbahnlokomotiven, стр. 282.

чину Φ , которая вместе с E_a определяет число оборотов n , а следовательно, и скорость электровоза.

Тормозное усилие B , измеренное на ободу колес, может быть найдено из уравнения

$$B = \frac{270 \cdot U I_a}{736 V \eta_m \eta_t} = 0,366 \frac{U I_a}{V \eta_m \eta_t},$$

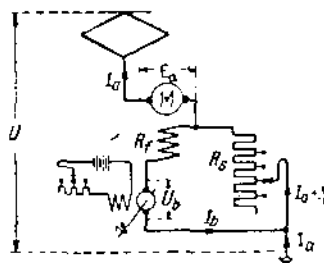
где η_m — к. п. д. тягового двигателя при генераторном режиме;

η_t — к. п. д. передачи.

Указанным способом построены тормозные кривые фиг. II, 62 для электровоза ($C_0 + C_0$) типа 161ДЕ железной дороги Париж—Лион—Средиземное море с двигателями с трамвайной подвеской часовой мощностью 360 л. с. Тормозное усилие сильнее меняется со скоростью только на тех ступенях, на которых стабилизирующее сопротивление имеет большую величину, на ступенях с малыми значениями стабилизирующих сопротивлений при изменении тормозного усилия и рекуперированного тока скорость изменяется незначительно. При большом сопротивлении R_s (фиг. II, 61) небольшое изменение рекуперированного тока I_a вызывает сравнительно сильное изменение тока возбуждения тяговых двигателей $I_b = I_s$. При малой же величине R_s ток I_b имеет большую величину и дальнейшее изменение магнитного потока Φ благодаря насыщению происходит очень медленно. Указанное ясно видно из фиг. II, 63, полученной непосредственно из уравнения (27,9). Мало устойчивый режим при больших сопротивлениях R_s требует особого внимания со стороны машиниста, однако, с другой стороны, определенная зависимость между I_a и I_b при больших сопротивлениях дает противокомпаундирующее действие при колебаниях напряжения в контактной сети: действительно, как видно из фиг. II, 63, с возрастанием рекуперированного тока I_a при падении напряжения контактной сети U сейчас же падает ток возбуждения I_b , а следовательно, и напряжение U_a , снижая тем самым I_a до тех пор, пока не установится снова равновесие, согласно уравнению (27,10). Обратно, как только падает величина тока I_a при повышении напряжения в контактной сети, растет ток возбуждения I_b , а вместе с тем и ток I_a . Таким образом сопротивление R_s стабилизирует тормозной режим при колебании напряжения контактного провода.

Прямая OM , проходящая через начало координат, соединяет точки прямых, зависимости $I_b = f(I_a)$, соответствующие $\frac{I_b}{I_a} = 2,5$, при этом число ампервитков поля превышает на 60% число ампервитков якоря, что по условию допустимой степени искажения поля следует считать предельным¹.

Нередко в качестве возбуждателя при рекуперации применяется один из тяговых двигателей, этот способ возбуждения применен на электровозах 1 $B_0 - C_0 + C_0 - B_0$ 1 типа 10250 железной дороги Ch.—M.—St.-Paul², а также на электровозах 2 $B_0 + B_0$ 2 (тип. 208) и $B_0 - B_0$ — типа 200 железной дороги Паулиста³, и наконец, на электровозах $C_0 - C_0$ Северных испанских железных дорог⁴. Схема, применяемая заводом GEC, дана на фиг. II, 64. Обмотки возбуждения тяговых двигателей I, II, III питаются от тягового двигателя IV, работающего в качестве возбуждателя. Для усиления тормозящего действия необходимо постепенно уменьшать сопротивления r_1 и r_2 , при этом уменьшение сопротивления r_3 влечет за собой главным образом увеличение тока I_a , протекающего в обмотке возбуждения IV двигателя, что дает увеличение напряжения и тока возбуждения I_b остальных тяговых двигателей, работающих в качестве генераторов на контактную сеть. Умень-



Фиг. II, 61. Схема рекуперативного торможения.

¹ См. Sachs, Elektrische Vollbahnlokomotiven, стр. 284.

² См. „Gen. El. Review.“ 1918, стр. 362.

³ См. „Gen. El. Review.“ 1921, стр. 9 и 620, 1922, стр. 174.

⁴ См. „Gen. El. Review.“ 1924, стр. 658.

шение сопротивления r_1 вызывает также возрастание тока возбуждения I_a . Все это приводит к возрастанию тока I_a , рекуперированного в сеть.

Сопротивление r включается в первый момент при переходе на рекуперативную работу по следующим соображениям:

В момент, предшествующий процессу рекуперации, при параллельном соединении двух групп двигателей (например, по два двигателя последовательно в каждой группе) напряжение, приходящееся на каждый двигатель, будет равно $\frac{U_k}{2}$.

После пересоединения машин на тормозной режим (когда происходит переключение машин с параллельного соединения на последовательное) в первый момент времени суммарное напряжение всех машин оказалось бы равным

$$\frac{U_k}{2} \cdot 3 = 1,5 U_k.$$

Для того чтобы не получить при этом переключении большого толчка тока, необходимо включить последовательно сопротивление, задача которого будет заключаться в снижении напряжения, в данном случае:

$$1,5 U_k - U_k = 0,5 U_k.$$

По мере усиления торможения это сопротивление r может быть затем закорочено. Это сопротивление включается обычно и при всех других схемах рекуперации (фиг. II,52, II,53, II,55).

При этой системе в момент рекуперации в качестве генераторов используется лишь часть тяговых машин (одна из них работает в качестве возбудителя), что несколько ослабляет тормозной эффект.

Обычно стабилизирующее сопротивление выбирается равным от 1 до 1,25 сопротивления всех обмоток возбуждения, включенных в цепь возбудителя, потери энергии в этом сопротивлении несколько понижают к. п. д. Чтобы избежать этого, фирма BBC применяет вместе со стабилизирующим сопротивлением в цепи генератора возбуждения 5 сидящий на одном валу с ним мотор-стабилизатор 6 (фиг. II,65). Наличие в цепи стабилизирующего сопротивления индуктивности имеет то преимущество, что заставляет колебания тока I_a и тока возбуждения I_f происходить примерно с одинаковой скоростью, в то время как при отсутствии индуктивного сопротивления в цепи стабилизирующего сопротивления при быстром возрастании тока I_a ток возбуждения I_f возрастает со значительным запозданием, уменьшая тем самым эффективность сглаживающего действия стабилизирующего сопротивления. Эта схема (фиг. II,65) применена на электровагонах серии E 625 завода BBC итальянских железных дорог.

Завод Эрликон применяет схему, данную на фиг. II,66, где стабилизирующее сопротивление подразделено на две параллельные ветви с сопротивлениями R_s' и R_s'' , в одну из них включается индуктивное сопротивление S_s и разность потенциалов обеих ветвей используется для компаундирования возбудителя. Рекуперированный ток I_a распределяется по обеим ветвям на токи I_a' и I_a'' , также и ток возбудителя I_f на I_f' и I_f'' . Эта система применена на электровагонах 2B₀—B₀2 (группы 242 BE) и 2C₀—C₀2 (группы 262 AE) железной дороги Париж—Лион—Средиземное море¹ и на электровагонах C₀+C₀ (серия 7001) испанских северных железных дорог.

Для стационарного режима работы этой схемы, который достигается или изменением возбуждения самого возбудителя или изменением сопротивления r , имеют место следующие зависимости (обозначения показаны на фиг. II, 66):

$$E_b = (I_b'' + I_a'') R_s'' + I_b R_f, \quad (27,12)$$

$$E_a = U + I_a (R_a + r) + (I_b'' + I_a'') R_s'' + (I_a'' - I_b'') R', \quad (27,13)$$

$$(I_b' + I_a') R_s' = (I_a'' - I_b'') R' + (I_a'' + I_b'') R_s'', \quad (27,14)$$

¹ См. „Bull. Oerlikon“ № 61/63, стр. 253.

а также

$$I_a = I_a' + I_a'',$$

$$I_b = I_b' + I_b''.$$

Если на основании этих уравнений построить по точкам тормозные характеристики, то найдем, что в этом случае кривые зависимости тормозного усилия от скорости располагаются полого даже при больших значениях сопротивлений (в отличие от характеристик, данных на фиг. II,62).

Эта схема имеет также то преимущество, что при всех группировках двигателей, т. е. при всех скоростях стабилизирующее сопротивление может оставаться постоянным, так как противокомпаундная обмотка возбуждателя при малых скоростях (последовательное соединение тяговых двигателей) оказывает более сильное влияние и делает излишним увеличение стабилизирующего сопротивления при высоких скоростях, т. е. параллельном соединении двух двигателей. Ограничение отношения числа ампервитков поля и якоря величиной 1:2,5 происходит здесь автоматически, если выбрать такое же соотношение омических сопротивлений R_b' и R_b'' .

Несколько особо стоят системы рекуперации, в которых тяговые двигатели во время рекуперации получают совершенно независимое возбуждение.

Устойчивая рекуперация с независимым возбуждением тяговых двигателей возможна только при искусственно вызванном увеличении падения напряжения с увеличением рекуперированного тока. Это достигается путем применения противокомпаундной обмотки для генератора возбуждателя, как показано на схеме фиг. II,67.

В этом случае, например, при падении напряжения контактной сети сначала возрастает рекуперированный ток, что вызывает уменьшение возбуждения генератора возбуждателя, а следовательно, и приостанавливает дальнейшее повышение рекуперированного тока. По приведенной схеме выполнены электровозы $B_0 - B_0$ типа 400 IE Южных французских железных дорог¹.

Если пренебречь насыщенностью железа двигателей и генератора возбуждения, т. е. принять прямолинейную зависимость между магнитными потоками Φ и Φ_b и токами возбуждения, можем написать (фиг. II,67)

$$E_a = U + I_a(r + R_a + r_f) = k_1 \Phi n, \quad (27,15)$$

$$U_b = k_2 \Phi_b = k_2 k_3 (I_n x_n - I_a x_a), \quad (27,16)$$

$$I_b = \frac{U_b}{R_f} = \frac{k_2 k_3 (I_n x_n - I_a x_a)}{R_f}, \quad (27,17)$$

$$\Phi = k_4 I_b x_f = \frac{k_2 k_3 k_4 (I_n x_n - I_a x_a) x_f}{R_f} \quad (27,18)$$

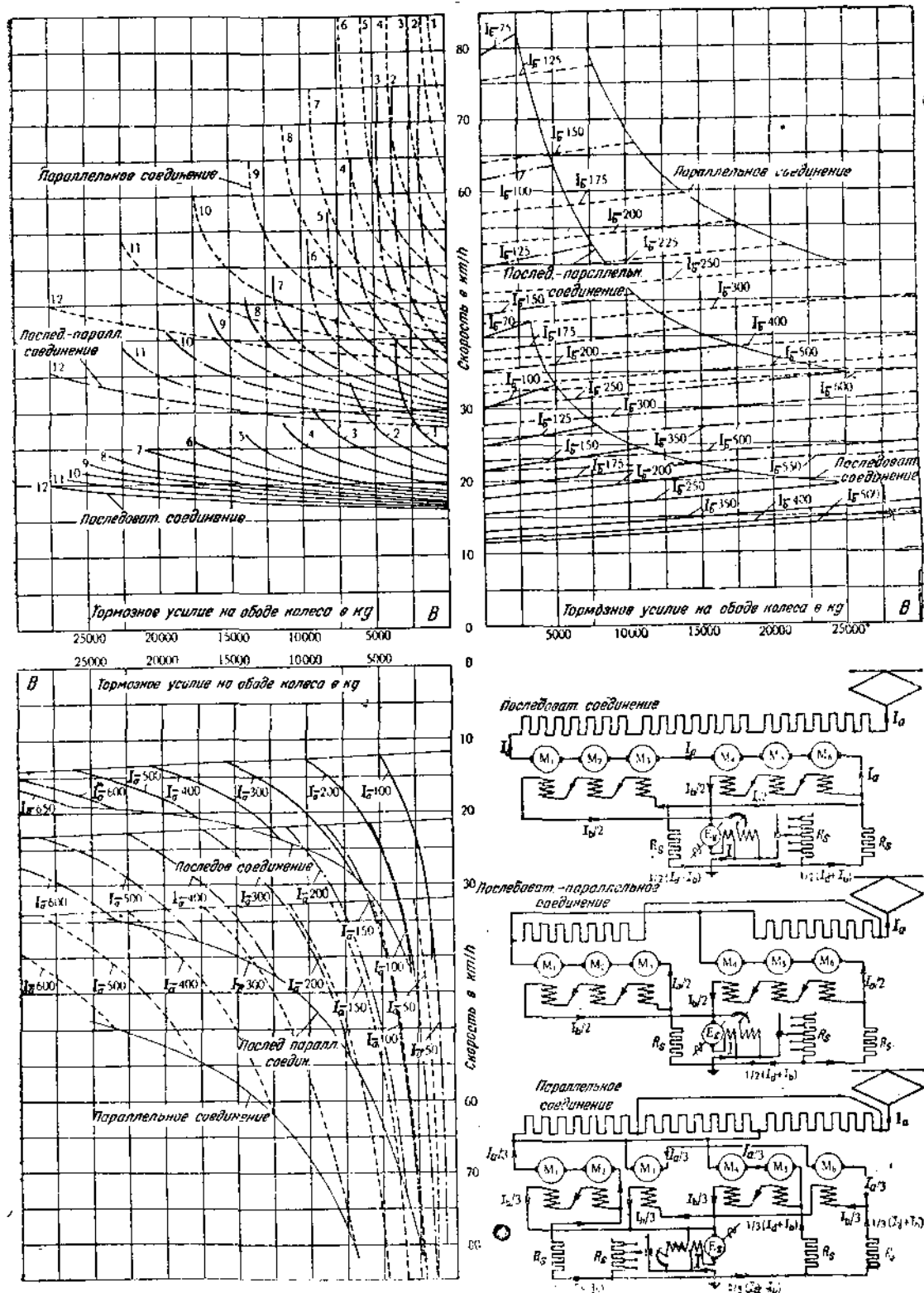
И наконец,

$$M_d = k_5 \Phi I_a = \frac{k_2 k_3 k_4 k_5 (I_n x_n - I_a x_a) I_a x_f}{R_f}. \quad (27,19)$$

В этих уравнениях Φ и Φ_b обозначают магнитные потоки тяговых двигателей, работающих генераторами, и возбуждателя, работающего при постоянном числе оборотов; x_a и x_n число витков обеих обмоток поля с омическими сопротивлениями, равными соответственно r_a и r_n ; I_n — ток возбуждения возбуждателя, $k_1 - k_5$ — постоянные коэффициенты. При помощи тех же уравнений можно построить также характеристические кривые рекуперации, пользуясь магнитными характеристиками и величиной U_b . При этом исходят из переменной величины I_n , соответствующей различным положениям реостатов в цепи возбуждения возбуждателя, тогда соответствующие величины U_b могут быть определены при постоянном числе оборотов возбуждателя из магнитной характеристики динамо, эту характеристику удобно строить по зависимости $U_b = f(I_n x_n)$; при этом следует помнить, что эффективное число ампервитков равно согласно уравнению (27,16).

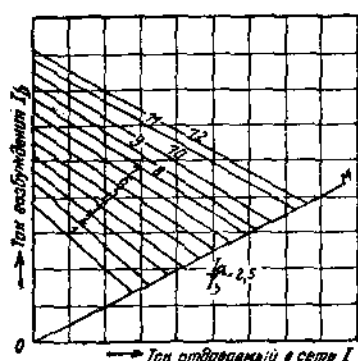
$$I_n x_n - I_a x_a.$$

¹ См. „Techn. Modern“, 1923, стр. 429.

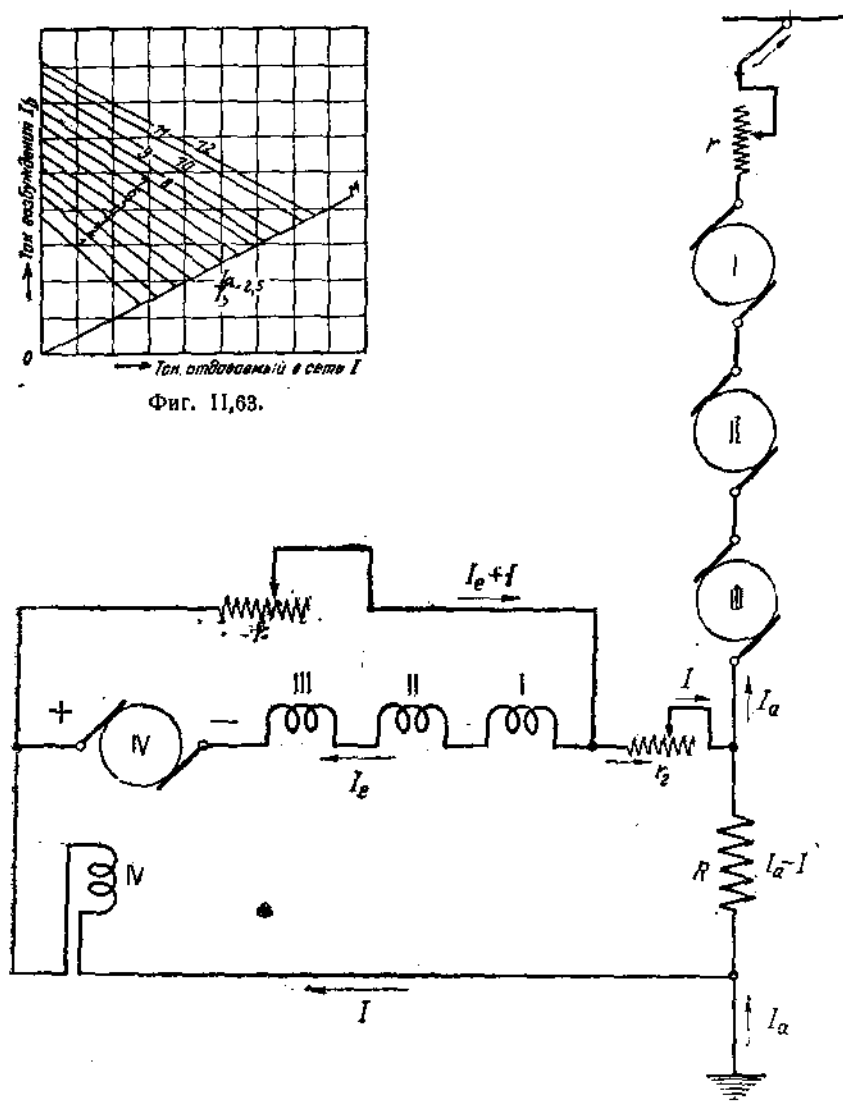


Фиг. 11.62. Тормозная характеристика по схеме фиг. 11.61.

По найденной таким образом величине U_b определяется из уравнения (27,17) ток возбуждения I_a и из магнитной кривой — соответствующая величина магнитного потока Φ , и наконец, по уравнению $M_g = k_b \Phi I_a$ — тормозной момент на якорях тяговых двигателей, наконец, деля этот момент M_g на $\eta_k \cdot \eta_m$, получим тормозной момент на ободу колес, соответствующие ему скорости n находятся непосредственно из уравнения (27,15). Прodelывая указанные расчеты для различных



Фиг. II,63.



Фиг. II,64.

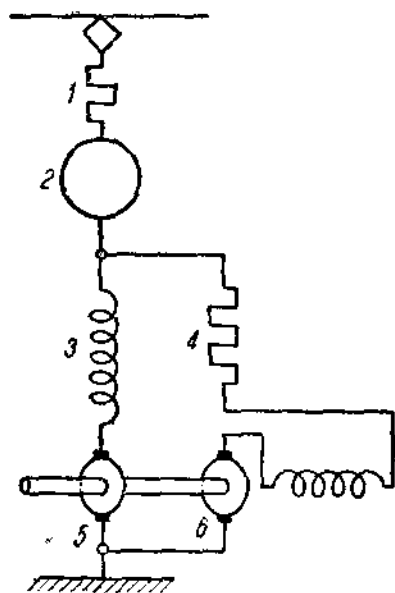
значений I_a , легко получить характеристические тормозные кривые, т. е. зависимости тормозного момента M_g от I_a и числа оборотов n (скорость электровоза), как показано на фиг. II,68 и II,69.

Практически используемая часть этих характеристик ограничивается кривой, соединяющей отдельные точки кривых M_g , для которых $\frac{I_a}{I_b} = \frac{1}{2,5}$. Как видно из фиг. II, 69, с увеличением тормозного момента резко поднимается скорость, и только на первых ступенях, так же как и в случае стабилизирующего сопротивления (схема фиг. II,61), большим сравнительно изменением скорости соответствует слабое изменение тормозного момента.

28. Экономическое значение рекуперации

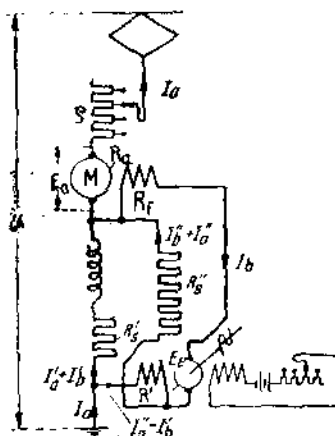
Рекуперативное торможение поезда имеет свои преимущества и недостатки; преимуществами являются значительное уменьшение износа частей оборудования, связанных с торможением, а следовательно, и меньшие эксплуатационные расходы по ремонту и восстановлению таковых, возможность широкого регулирования скоростей при движении под уклон, уменьшение расхода энергии на движение поездов, которое может в некоторых случаях достигать 15%.

Выигрыш энергии благодаря рекуперации тем больше, чем более крутые уклоны имеются на линии. На дороге Ch. — M. — St.-Paul при движении пассажирских поездов на 20‰ уклоне до 42,8‰, а на 16,6‰ около 23,1% от расхо-

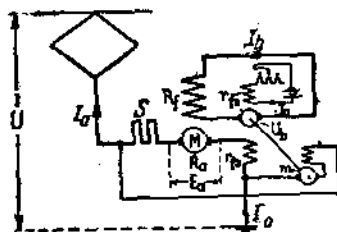


Фиг. 11,65. Схема рекуперации с мотор-стабилизатором.

1—сопротивление; 2—якорь тягового двигателя; 3—обмотки полюсов тягового двигателя; 4—стабилизирующее сопротивление; 5—якорь генератора возбуждения; 6—мотор-стабилизатор.



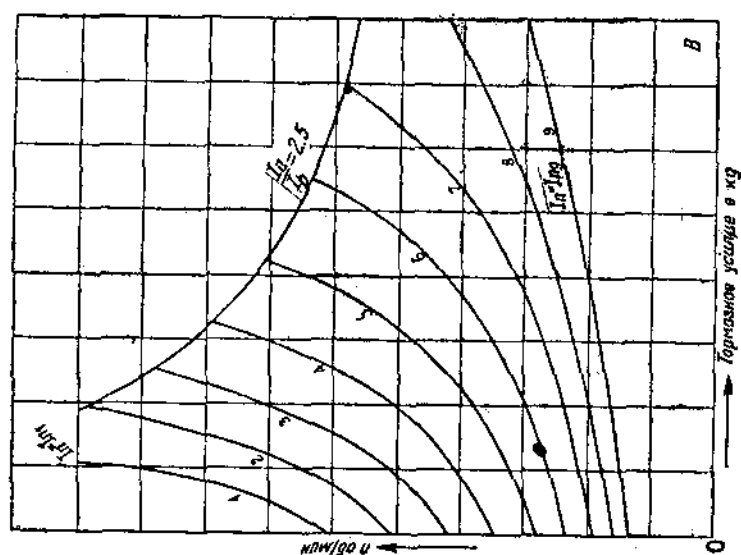
Фиг. 11,66.



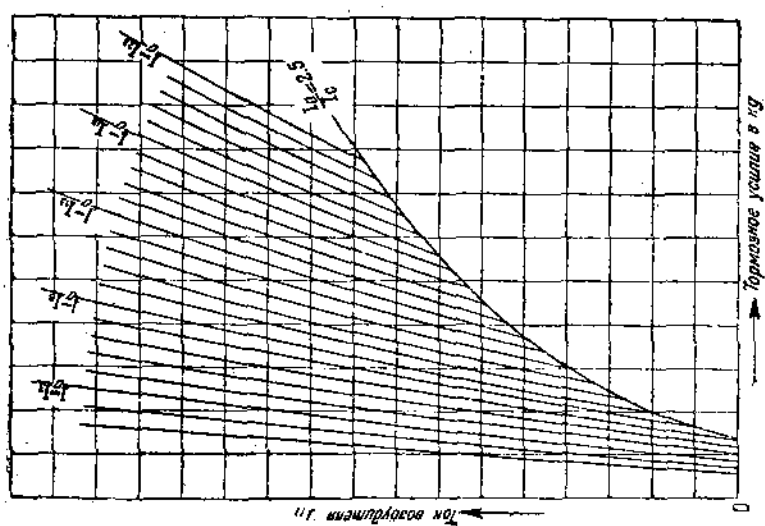
Фиг. 11,67. Схема рекуперативного торможения с возбудителем в особой цепи.

дуемой поездом на подъеме энергии возвращалось в сеть. Для товарных поездов этот процент ниже вследствие большего сопротивления поезда и необходимости прибегать к механическому торможению в начале рекуперации. Чем большее расстояние на электрифицированном участке приходится проходить с рекуперацией, тем выше процент рекуперированной энергии по отношению к израсходованной электровозом. Для железной дороги Ch. — M. — St.-Paul для участка Rocky Mountain (Скалистые Горы) он составляет 11,3%. На той же дороге при паровой тяге при спуске со Скалистых Гор на станции Three Forks имели место остановки поездов на несколько часов ввиду необходимости смены паровоза и тщательного осмотра тормозов, ремонта их и смены сносившихся колодок; при введении электрической тяги вместе с рекуперацией такие задержки поездов прекратились.

Недостатками электрического торможения с рекуперацией энергии является увеличение веса электровоза и удорожание его, увеличение тех эксплуатационных расходов, которые ложатся на ремонт дополнительного оборудования электровозов для рекуперации.



Фиг. 11.69. Схема рекуперативного торможения Эриксона.



Фиг. 11.68. Тормозная характеристика по схеме фиг. 11.67.

Помимо того следует иметь в виду, что торможение поезда на затяжных уклонах при рекуперации менее надежно, чем торможение путем замыкания силовой цепи на тормозные сопротивления независимо от рода тока, принятого на дороге. Действительно, если в тот момент, когда двигатели, работающие на рекуперацию энергии, окажутся отключенными от потребителя энергии (например, при выключении контактной сети от подстанции или аварии на контактной сети), тормозное усилие сразу падает до нуля, и если во-время не будут использованы механические тормоза, возможны большие катастрофы, в особенности при товарных поездах, не снабженных воздушными тормозами¹.

¹ См. Hellm und, Pros. Amer. Institut, „El. Eng.“ 1917, т. 36, стр. 51.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОЕ УСТРОЙСТВО ЭЛЕКТРОВЗОВ

29. Электрическая силовая схема электровозов

Выше мы рассмотрели условия пуска электровоза при помощи пусковых сопротивлений, а также регулирование скорости путем последовательно-параллельного переключения двигателей и ослабления магнитного поля. Кроме того, было рассмотрено изменение направления движения электровоза путем переключения обмоток полюсов, наконец, применение электрического торможения на сопротивления и с рекуперацией энергии.

Необходимо, кроме того, предусмотреть при управлении электровозом:

- а) возможность работы электровоза в случае аварии одного из двигателей;
- б) достаточную защиту электрической схемы от всякого рода ненормальностей в работе (перегрузка, перенапряжение и пр.);
- в) возможность управления по системе многих единиц;
- г) обеспечение надежности работы системы путем применения соответствующих блокировочных устройств.

Рассмотрим построение электрической схемы электровоза, позволяющей осуществлять наиболее просто указанные требования. Для удобства изучения мы разобьем всю схему на три ее отдельные элемента: силовую цепь, цепь управления и цепь вспомогательных машин.

Силовая цепь состоит в основном из пусковых реостатов, двигателей с шунтами для ослабления магнитного поля и аппаратурой для установления необходимых соединений отдельных элементов силовой цепи.

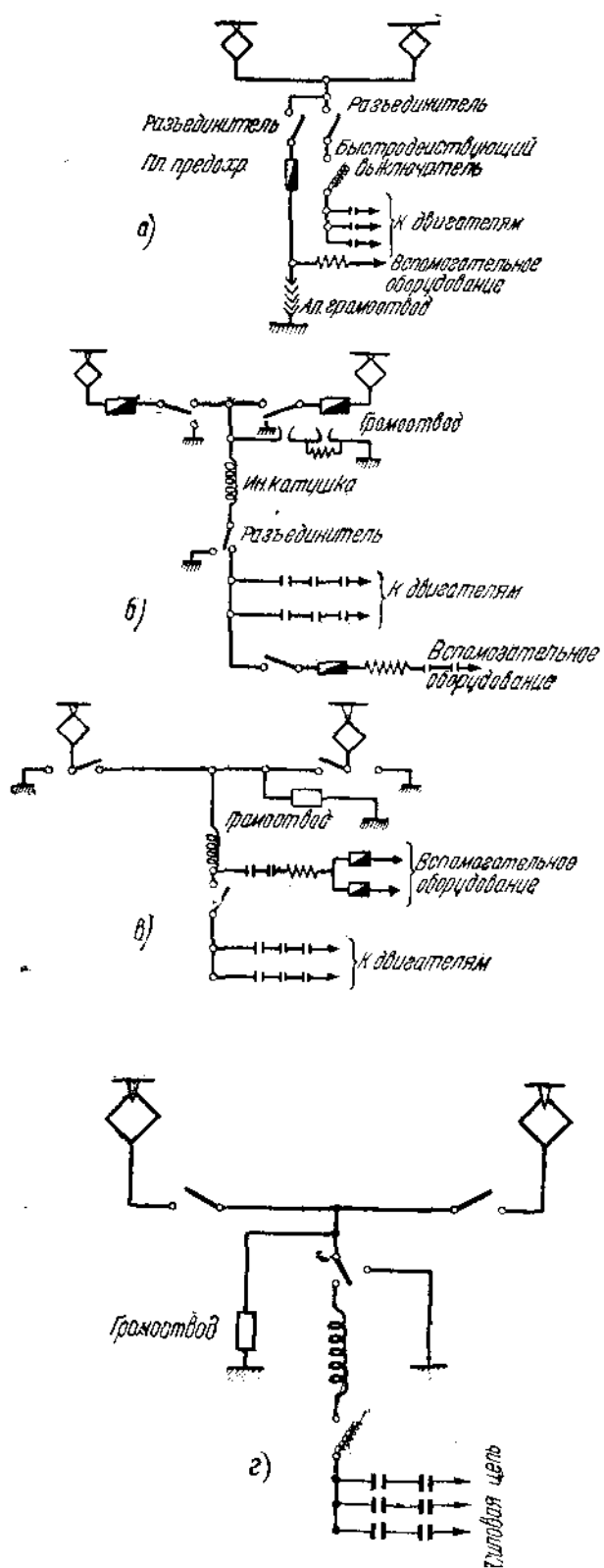
В отношении способа осуществления требуемых замыканий и размыканий силовой цепи различают две основные системы управления:

- а) система непосредственного управления;
- б) контакторная система.

Первая система характеризуется тем, что вся мощность проходит через контроллер, в котором и производится при вращении валика все необходимые переключения. При высоком напряжении в контактном проводе и большой мощности двигателей размеры контроллера получаются слишком большими, почему система непосредственного управления применяется при малых мощностях и при напряжении до 600 — 1000 В.

При больших мощностях и высоких напряжениях получила распространение контакторная система, при которой замыкание и размыкание цепи производится при помощи контакторов. Управление контакторами сосредоточено в будке машиниста и производится при помощи контроллера. В отличие от непосредственного управления при контакторном управлении через контроллер проходит небольшой ток управления низкого напряжения, необходимый лишь для замыкания и размыкания контакторов.

Силовая цепь. Электровоз снабжается двумя пантографами, из коих рабочим является только один, а другой — запасным. Оба пантографа связываются между собой и след за ними помещается разъединитель, при помощи которого пантографы могут быть отключены от всей силовой цепи и заземлены. Это заземление обяза-



Фиг. III, 1.

тельно должно быть предусмотрено с тем, чтобы обезопасить работающий в камере высокого напряжения персонал на случай обрыва контактного провода и падения его на опущенный пантограф или на случай ошибочного поднятия пантографа. Иногда у каждого пантографа устанавливается свой разъединитель, так что, когда один пантограф находится под напряжением, другой, опущенный, — не под напряжением.

Далее, включается защитная аппаратура электровоза, а именно от самого ввода цепь заземляется через алюминиевый разрядник для защиты от перенапряжения; кроме того, некоторые фирмы (Метро-Виккерс, Вестингауз, ВВС) ставят индуктивную катушку. Против перегрузки устанавливается реле максимального тока с быстродействующим выключателем.

На фиг. III, 1 показана вводная часть схемы ГЕС (а), Вестингауз (б), Метрополитен-Виккерс (в) и ВВС (г).

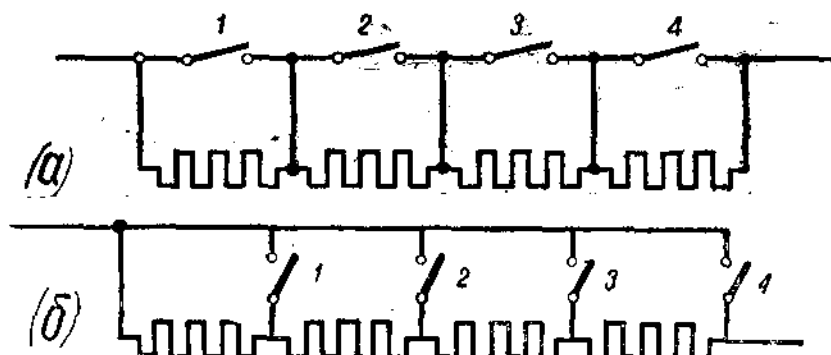
Следует обратить внимание, что быстродействующий выключатель должен быть установлен только на силовой цепи, а цепь вспомогательных машин приключается через плавкий предохранитель. Это делается для того, чтобы при срабатывании быстродействующего выключателя вспомогательные машины оставались приключенными к цепи, что, например, особенно важно при рекуперации, чтобы при выбрасывании быстродействующего выключателя не выключить компрессора.

Реле перегрузки и предохранители у двигателей устанавливаются на ток в 180 — 170% от тока часовой мощности двигателя, быстродействующий же выключатель — на 250% часовой величины тока всего электровоза.

Установка быстродействующих выключателей на электровозах является необходимой. Они производят размыкание цепи в течение нескольких тысячных секунды, и ток при коротком замыкании не успевает возрасти до

опасных для электрооборудования электровозов величин. Для защиты двигателей и аппаратуры вспомогательного оборудования от повышения тока устанавливаются предохранители с магнитным гашением дуги.

Как уже выше упоминалось, при пуске электровоза к двигателям подводится пониженное напряжение, причем понижение напряжения обычно достигается вклю-



Фиг. III.2. Схема закорачивания пусковых сопротивлений.

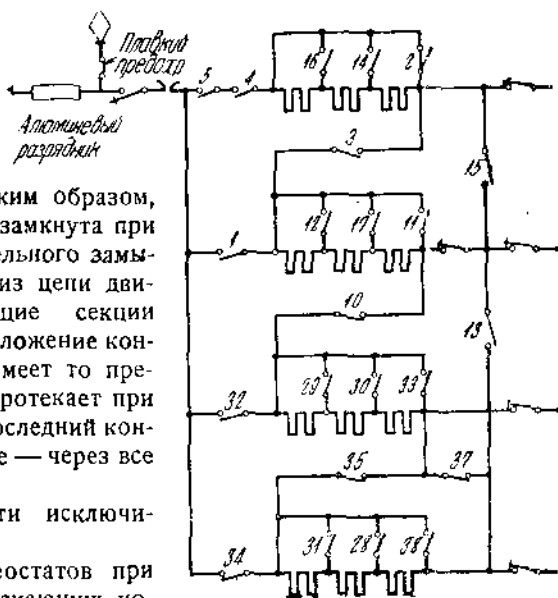
чением последовательно с двигателями сопротивлений, которые выводятся по мере увеличения скорости двигателя. Эти сопротивления носят названия пусковых сопротивлений.

В случае четырех двигателей и соединения не менее двух двигателей последовательно в группе получаются две группы двигателей и две группы пусковых сопротивлений. При шести двигателях на электровозе и двух двигателях в каждой группе необходимо иметь и три группы сопротивлений. Кроме того, каждая группа сопротивлений разбивается на отдельные секции, причем отдельные секции реостатов устраиваются, как показано на фиг. III, 2, таким образом, что любая из них может быть коротко замкнута при помощи контактора. Путем последовательного замыкания контакторов 1; 2; 3; 4 и т. д. из цепи двигателей выключаются соответствующие секции реостатов. Нетрудно видеть, что расположение контакторов по второму варианту (б) имеет то преимущество, что ток полной величины протекает при включенных реостатах только через последний контактор 4, тогда как в первом варианте — через все контакторы.

Это заставляет применять почти исключительно второй вариант.

На фиг. III,3 показана схема реостатов при четырех двигателях или группах, допускающих последовательное, последовательно-параллельное и параллельное соединения. Соответственно и реостаты могут быть соединены последовательно в одну группу: контакторы 3; 4; 5; 10; 35 замкнуты и 1; 32; 34; 15; 13 и 37 разомкнуты, остальные контакторы 2; 11; 12; 14; 16; 17; 28; 29; 30; 31; 33; 36 служат для постепенного шунтирования реостатов.

При последовательно-параллельном соединении двигателей реостаты группируются в две цепи. Для этого замыкаются контакторы 13 и 32 и размыкаются 10, остальные контакторы сохраняют то же положение, что и в предыдущем случае.



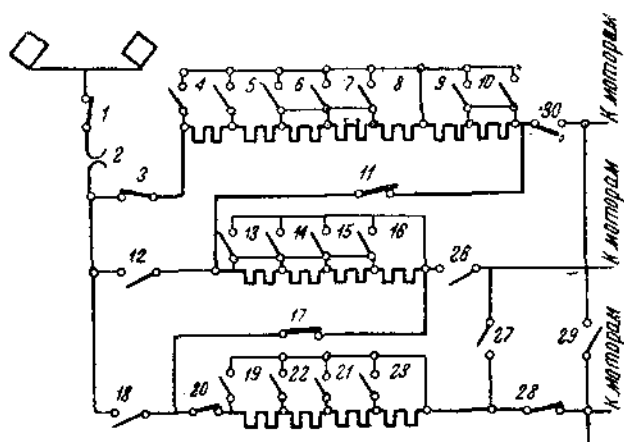
Фиг. III.3. Схема группировок пусковых сопротивлений при четырех моторных цепях.

Если концы цепей реостатов не были бы соединены между собой, то при ступенчатой регулировке сопротивления в параллельных ветвях могут оказаться различными, и следовательно, и тогда каждая группа из двух двигателей будет работать под различным напряжением. Последнее обстоятельство вызвало бы неравномерность нагрузки двигателей.

При параллельном соединении двигателей реостаты образуют четыре группы. В этом случае замыкаются контакторы 5; 4; 1; 32 и 34, приключающие реостаты параллельно к токоприемнику, и контакторы 13; 15; 37 уравнительного провода; размыкаются контакторы 3; 10 и 35 взаимной связи реостатов.

На фиг. III,4 показано соединение трех групп реостатов для электровоза, имеющего три группы двигателей по два в группе (сурамские электровозы Сс).

Контакторы 4—10; 13—16 и 19—23 служат для выключения реостатов. Каждая группа реостатов приключается параллельно к цепи, идущей от пантографов, при помощи контакторов 3; 12; 18. Кроме того, конец каждой группы реостатов



Фиг. III,4. Схема группировки пусковых сопротивлений при трех моторных цепях.

соединяется с началом следующей группы при помощи контакторов 11 и 17. Таким образом при размыкании этих контакторов 11 и 17 все группы реостатов оказываются включенными в силовую цепь параллельно. Для последовательного же включения реостатов необходимо, чтобы были замкнуты контакторы 11 и 17 и разомкнуты контакторы 12 и 18 параллельного приключения групп реостатов, кроме контактора 3 первой группы, который соединяет все реостаты с пантографом.

Концы реостатных групп соединяются между собой и со следующими за ними груп-

пами двигателей, причем во все эти соединения включаются контакторы 26—30, которые служат для подготовки необходимого соединения групп реостатов с двигателями. Так, в случае последовательного соединения двигателей контакторы 30; 26; 27 и 29 должны быть разомкнуты, и ток, пройдя последовательно через три группы реостатов, идет через замкнутый контактор 28 в первую группу двигателей—двигатели 1, 2 и т. д. (фиг. III,5,а).

При параллельном соединении групп каждая группа реостатов оказывается приключенной к группам двигателей через контакторы 30; 26; 28; 27 и 29 (последние два контактора замыкают уравнительные соединения фиг. III,5,б). При последовательно-параллельном соединении реостаты трех групп подбирают таким образом, чтобы получить две цепи требуемого сопротивления.

В рассматриваемой нами схеме это достигается соответствующим соединением концов реостатов первой и третьей групп контакторами 29; 28; 29 и 30 между собой и с одной группой двигателей, в то время как вторая группа реостатов независимо соединяется со своей группой двигателей (фиг. III,5,в).

Для того чтобы уменьшить число реостатов и иметь более точное регулирование сопротивлений, можно группировку реостатов выполнить так, как показано на фиг. III,6 (схема сурамских электровозов фирмы ГЕС).

При последовательном соединении оказываются постоянно замкнутыми лишь контакторы 43; 44; 71; 73 и 74, затем путем постепенного включения контакторов 68; 69; 63; 64; 70; 41; 72; 62; 42 и т. п. замыкаются накоротку отдельные секции реостатов. При последовательно-параллельном соединении замыкаются контакторы 38; 43; 44; 71; 74 и 75 и все реостаты разбиваются на две группы.

Наконец, при параллельном соединении двигателей контакторы 38; 39; 43; 66; 71; 74; 75 и 76 замыкаются и образуют три цепи сопротивлений, и в дальнейшем отдельные секции постепенно замыкаются накоротко.

Соединения двигателей. На фиг. III,7 показана схема соединений четырех двигателей, допускающая последовательное, последовательно-параллельное и параллельное соединения двигателей.

В первом случае замыкаются контакторы 18; 20; 22 и 24, а остальные разомкнуты, во втором случае замыкаются контакторы 18; 20; 26; 27 и 24 и при параллельном соединении двигателей замыкаются контакторы, присоединяющие двигатели к реостатам (18; 19; 21; 23) и к заземлению (25; 26 и 27), и размыкаются контакторы соединения между двигателями 20; 22 и 24.

Построение моторной схемы зависит от принятого способа перехода последовательно-параллельного соединения.

Различают два основных способа перехода: а) мостиком, б) путем короткого замыкания.

Рассмотрим переход по способу мостика. Он имеет то преимущество, что во время переключения ток во всех двигателях не прерывается.

Переход двигателей с последовательного на параллельное соединение в этом случае производится при помощи двух промежуточных положений.

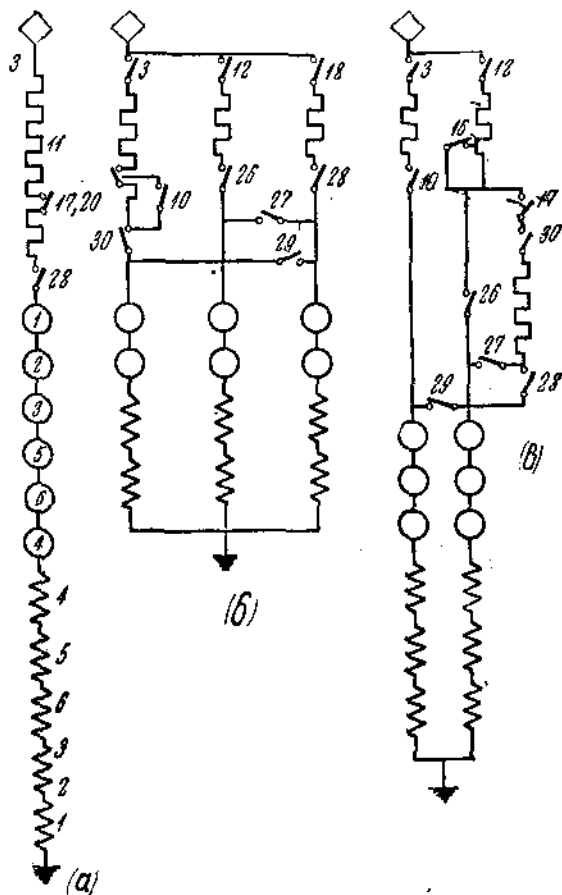
1. Замыкаются контактор *b* (фиг. III,8), присоединяющий вторую группу двигателей к рабочей сети, и контактор *f*, соединяющий первую группу двигателей с путевым рельсом (обратным проводом).

При этом ток течет параллельно через обе цепи двигателей и реостатов (положение *a*).

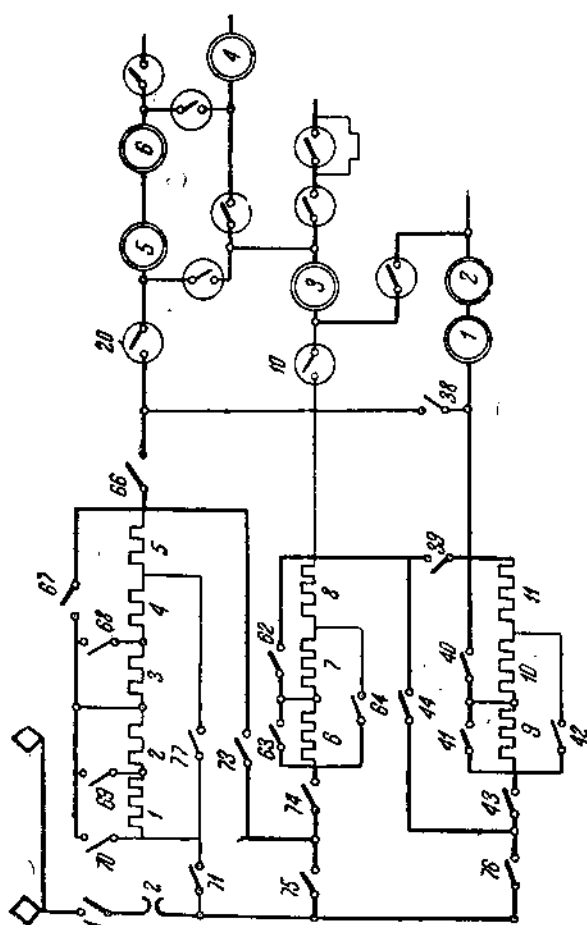
2. Размыкаются контакторы *x* на мостике, и группы двигателей с их реостатами оказываются подключенными параллельно к питающей сети (положение *b*). Как нетрудно видеть, ток в двигателях в течение всего периода перехода не прерывается и все время поддерживается полная сила тяги. Этот способ, следовательно, дает возможность поддерживать без перерыва или ослабления ускоряющие усилия.

Остановимся несколько подробнее на переходе по способу мостика. Характерной особенностью его является перекрещивание обмоток якоря и полюсов с сопротивлением перед разрывом соединения обеих цепей контактором 2 (фиг. III, 9). Это требует, чтобы якоря двигателей или группы двигателей соединялись непосредственно со своими полюсами. Для того чтобы при размыкании контактора 2 сила тяги не менялась, необходимо, чтобы в соединительном проводе *ab* в это время не было тока.

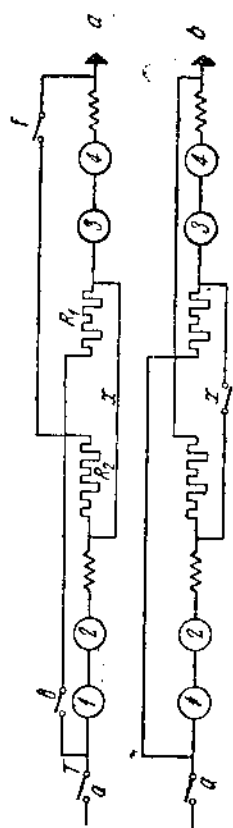
Это будет иметь место в том случае, когда потенциалы в точках *a* и *b* будут одинаковы, т. е. падения напряжения в цепях *ta* и *nb* будут одинаковы и таким образом $I_1 = I_2$. Обозначая напряжение на борнах двигателя *E*, мы будем иметь



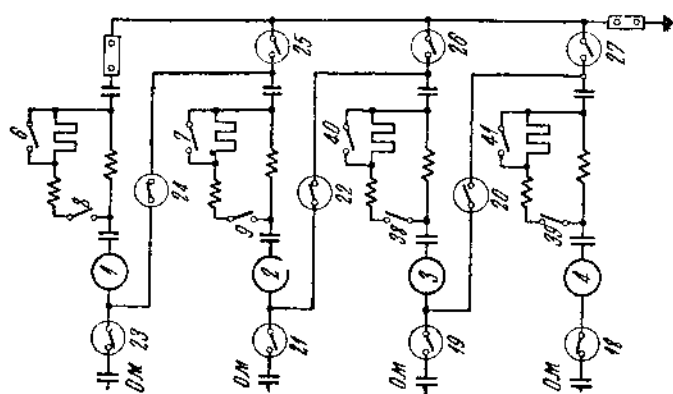
Фиг. III,5. Упрощенная схема соединений двигателей и пусковых сопротивлений.



Фиг. III.6.



Фиг. III.8. Переход по способу моста при четырех двигателях.



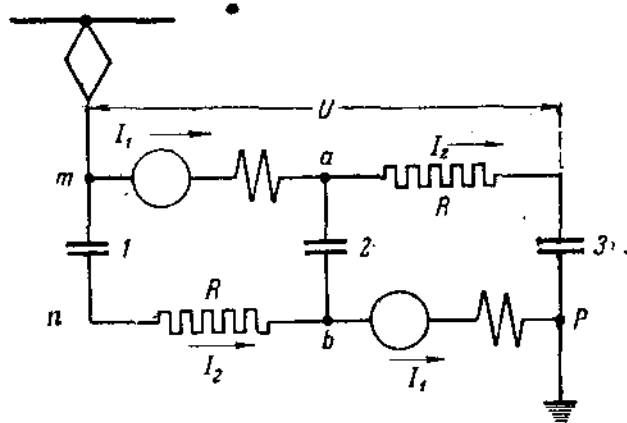
Фиг. III.7. Схема соединений двигателей (в четыре цепи).

$E = I_2 R$. Если напряжение контактной сети U (потенциал между точками tr или pr), то

$$U = E + I_2 R = 2E. \quad (29,1)$$

По кривой I (фиг. III,10) для некоторой скорости движения V мы имеем вполне определенные значения тока I и напряжения E . Пусть необходимо перейти на реостатную кривую параллельного соединения моторов—кривая II .

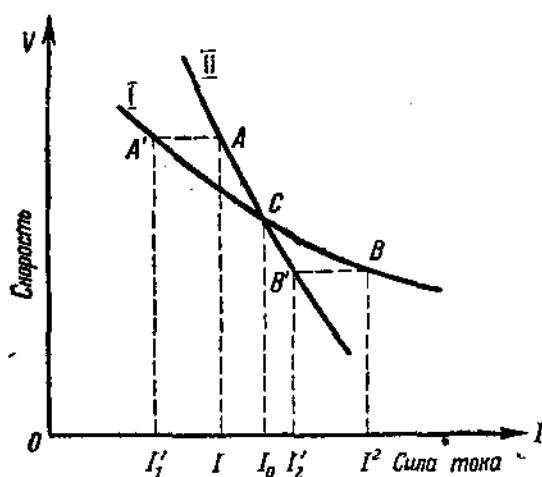
Нетрудно видеть, что если переход происходит при большой скорости, и следовательно, при малом токе I_1 , то при переходе из точки A' характеристики I на точку A характеристики II будет иметь место увеличение тока с I_1' до I_1 . Ввиду того что переход совершается короткое время, можно считать, что скорость поезда во время перехода не меняется, и AA' —горизонтальная прямая. При переходе при малых скоростях и больших величинах тока, например, из точки B характеристики I в точку B' характеристики II , будет иметь место уменьшение тока с I_2 до I_2' и только переход в точке C , соответствующей вполне определенной скорости поезда, будет проходить без изменения тока, а следовательно, и силы тяги электровоза. В случае мотор-вагонной тяги с автоматическим управлением переход совершается при одном



Фиг. III,9.

и том же токе и, таким образом, всегда можно так подобрать сопротивление R , чтобы переход совершался при $I_1 = I_2$, т. е. в точке C . Этим и объясняется, почему переход мостиком получил широкое применение на мотор-вагонной тяге. При электровозной тяге, когда приходится возить поезда различного веса по разному профилю, переход производится в различных местах характеристики и неизбежны, как указывалось выше, толчки тока при переходах. Чтобы избежать этого, иногда рекомендуется применять дифференциальное реле, которое дает возможность размыкаться контактору 2, если только токи I_1 и I_2 равны между собой или если $I_2 > I_1$. Последнее условие диктуется стремлением избе-

жать необходимости включения больших сопротивлений при переходах при высоких скоростях. Действительно, из уравнения (29,1) следует, что при больших скоростях, а следовательно, малой величине тока потребуются для соблюдения условия $E = RI$ включать большое сопротивление, если же приключенное сопротивление окажется недостаточным и при $I_2 > I_1$ реле все-таки сработает, и переход произойдет уже на первой ступени контроллера. При меньших же скоростях и большом токе можно будет путем уменьшения R перестановкой рукоятки добиться того, что $I_2 = I_1$ и реле сработает, после чего произойдет размыкание контактора 2 и установится параллельное соединение двигателей. При шести двигателях



Фиг. III,10.

необходимости включения больших сопротивлений при переходах при высоких скоростях. Действительно, из уравнения (29,1) следует, что при больших скоростях, а следовательно, малой величине тока потребуются для соблюдения условия $E = RI$ включать большое сопротивление, если же приключенное сопротивление окажется недостаточным и при $I_2 > I_1$ реле все-таки сработает, и переход произойдет уже на первой ступени контроллера. При меньших же скоростях и большом токе можно будет путем уменьшения R перестановкой рукоятки добиться того, что $I_2 = I_1$ и реле сработает, после чего произойдет размыкание контактора 2 и установится параллельное соединение двигателей. При шести двигателях

схема перехода мостиком получается слишком сложной, почему и не нашла применения.

Рассмотрим подробнее расположение контакторов и последовательное их размыкание и замыкание при переключении по способу короткого замыкания. Рассмотрим положение контакторов (фиг. III, 11), соответствующее последовательному соединению двигателей: ток идет от пантографа через реостаты R_1 (контакты a и c открыты, контактор a' закрыт), затем через замкнутый контактор b через реостат R_2 и далее через замкнутый контактор h (контактор k открыт) в двигатели M_1 и M_2 и через замкнутый контактор g в двигатели M_3 и M_4 , обмотки их полюсов I_3 и I_4 , затем через контактор e в обмотки I_2 , I_1 и в рельсы (контакты d и f открыты).

Переключение двигателей с последовательного на параллельное соединение производится в следующем порядке: 1) вводится небольшое сопротивление реостата R в цепь; 2) замыкается контактор f , и двигатели M_3 и M_4 с обмотками I_3 и I_4 тем самым закорачиваются. Далее размыкаются контакторы e и g , замыкаются контакторы c и d , и обе группы двигателей с их реостатами оказываются соединенными параллельно.

На схеме фиг. III, 12 показано переключение шести двигателей с последовательного на последовательно-параллельное соединение путем параллельного включения сопротивлений и закорачивания двигателей.

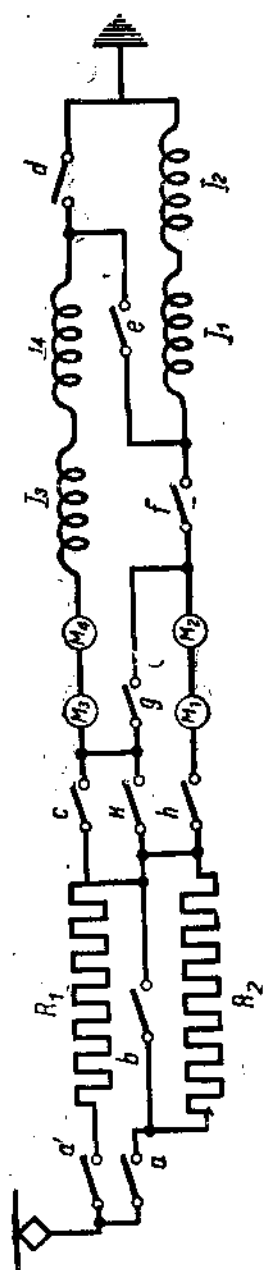
В положении b включается сопротивление такой величины, чтобы поддержать величину тока одинаковой той, которая имела место в первом положении a , затем отключают двигатели 4 , 5 и 6 вместе с их обмотками полюсов, уменьшив одновременно и сопротивление R (положение $в$), и наконец, приключают двигатели к земле и через реостаты к пантографу (положение $г$).

Упомянутый способ перехода с последовательного на последовательно-параллельное соединение происходит без разрыва цепи, разрывается только одна параллельная ветвь при пониженной благодаря шунтировке сопротивлением величине тока. При переходном режиме ток, проходящий по системе, будет изменяться по величине, причем характер этих изменений будет следующий: на первом переходном положении будет наблюдаться понижение тока, вследствие того что двигатели остаются соединенными последовательно, и кроме того, последовательно с ними включаются пусковые сопротивления. На втором переходном положении ток повысится, вследствие того, что часть двигателей будет шунтирована на сопротивление, а следовательно, общее сопротивление цепи будет меньше. При третьем переходном положении будет наблюдаться уменьшение тока, так как группа двигателей будет отключена и общее сопротивление цепи увеличится. Перегрузки двигателей в данном случае не будет,

так как время, в течение которого система проходит через переходное положение, весьма мало и скорость вращения двигателей за период перехода практически почти не изменится.

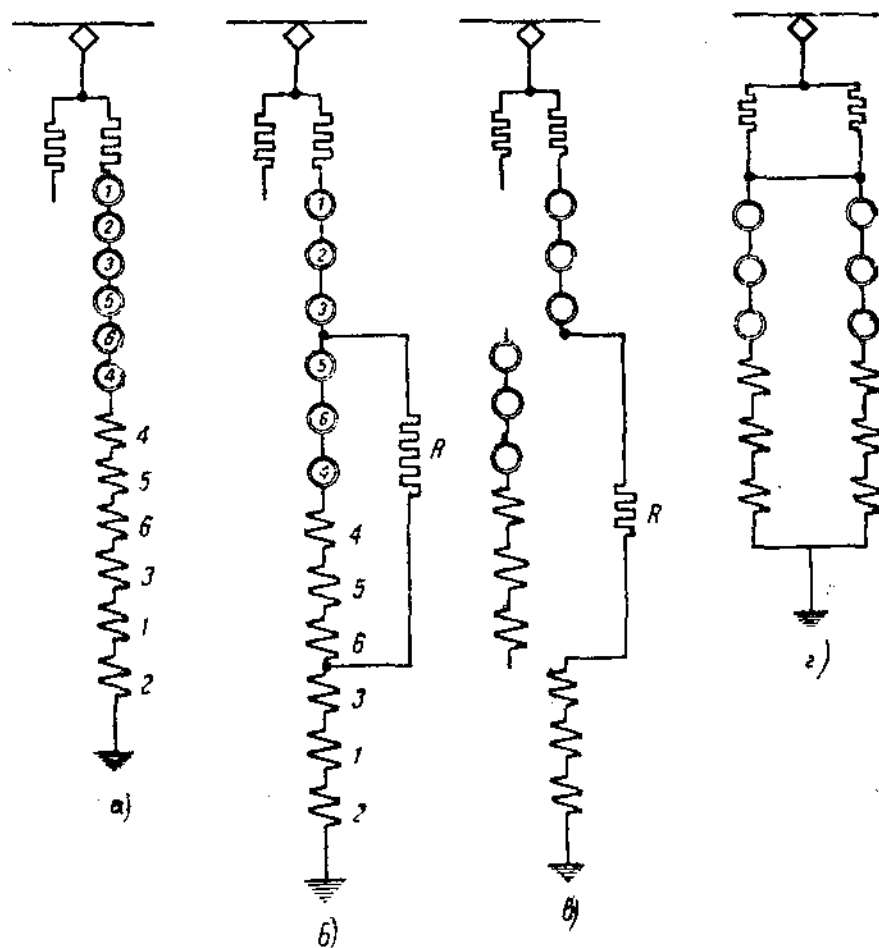
Само собой разумеется, что при переходе через положение переключения в связи с выключением части двигателей изменяется сила тяги электровоза.

При высоком напряжении контактного провода для удешевления изоляции полюсных катушек схема должна предусматривать выключение их со стороны зазе-



Фиг. III, 11. Переход по способу короткого замыкания при четырех двигателях.

мления (см. упрощенную схему включения двигателей, фиг. III, 12). Для того чтобы можно было выполнить это условие, отдельно производится переключение якостей и отдельно полюсных обмоток. Каждая группа двигателей присоединяется к своей группе реостатов посредством контакторов последовательно-параллельного переключения двигателей. Так же как и для реостатных групп, предусмотрено соединение конца одной группы двигателей с началом последующей, причем в эти соединения ставятся контакторы, занимающие открытое положение в случае параллельного



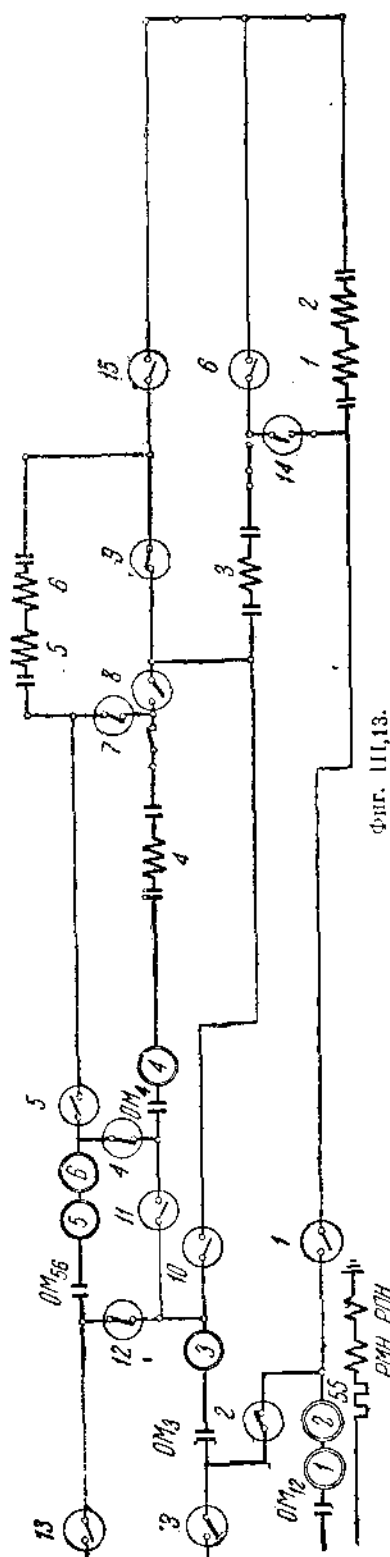
Фиг. III, 12. Переход по способу короткого замыкания при шести двигателях.

соединения двигателей. В случае трех групп по два двигателя должно быть предусмотрено соединение точки между обоими двигателями средней группы с крайними группами, которое позволяло бы осуществлять помощью контакторов последовательно-параллельное соединение двигателей (в две параллельные группы по три двигателя).

Между двигателями и землей ставятся обмотки возбуждения двигателей, причем расположение контакторов совершенно аналогично тому, которое применено у двигателей, и позволяет приключать полюсные обмотки к цепи последовательно или разбивать их на две и на три группы соответственно для последовательно-параллельного и последовательного соединения двигателей.

На фиг. III, 13 дана схема соединений шести двигателей по указанному выше принципу раздельной группировки двигателей и их возбуждения.

Для осуществления последовательного соединения двигателей необходимо замкнуть контакторы 2; 4; 7; 9; 12; 14, а остальные разомкнуть.



Фиг. III, 13.

Двигатели будут соединены в следующей последовательности: 1; 2; 3; 5; 6; 4, а обмотки возбуждения 4; 5; 6; 3; 7; 2. При последовательно-параллельном соединении двигателей путем замыкания контакторов 2; 4; 7; 10; 13; 14; 15 при разомкнутых остальных получаются две параллельные цепи, одна из которых включает двигатели 7; 2; 3 и возбуждения 3; 7 и 2, а другая — двигатели 5; 6; 4 и возбуждения 4; 5 и 6. При параллельном соединении двигателей имеем три группы из двигателей 1 и 2; 3 и 4; 5 и 6 с обмотками своих полюсов. Нетрудно видеть, что для этой цели необходимо замкнуть контакторы 1; 3; 5; 6; 8; 11; 13; 15, а остальные разомкнуть.

Ранее мы уже отметили, что ослабление магнитного поля на электровозах достигается: 1) путем последовательно-параллельного переключения полюсных обмоток; 2) путем шунтирования части обмоток; 3) путем частичного выключения их. Первый способ применен на товарных электровозах типа $B_0 + B_0$ железной дороги Париж—Орлеан и схема его дана на фиг. III, 14. Нетрудно видеть, что, включая в силовую цепь обмотки возбуждения двигателя концами CB , будем иметь последовательное соединение их в порядке 7; 2; 3; 4; 5; 6; 7 и 8. Путем комбинирования различных соединений концов достигается разбивка обмоток на отдельные параллельные цепи.

Ранее уже отмечались недостатки этого способа ослабления магнитного поля. Наибольшее распространение получило шунтирование поля омическим и индуктивным сопротивлением. На фиг. III, 15 дана схема шунтирования для получения двух ступеней ослабления магнитного поля: при замыкании контактора a в цепь возбуждения 4 двигателя вводится параллельно полное сопротивление, затем при замыкании контактора b из цепи выключается сопротивление 1 и остается только омическое сопротивление 2 вместе с индуктивным 3. Напомним, что при ослаблении магнитного поля путем шунтирования его должны применяться индуктивные сопротивления по следующим причинам:

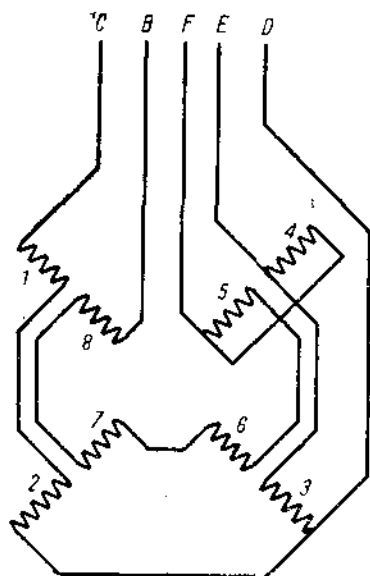
После перерыва тока, когда магнитное поле двигателя успеет исчезнуть, при появлении снова напряжения образование магнитного поля происходит замедленно благодаря самоиндукции магнитных катушек. Вследствие этого э. д. с. растет слабо, и через двигатели и шунтовые сопротивления протекает ток недопустимой величины. Во избежание этого необходимо шунты устраивать с той же самоиндукцией, что и у полюсов.

Индуктивные шунты необходимы и по другой причине: при коротком замыкании в контактной сети магнитное поле некоторое время сохраняется благодаря тому, что обмотка полюсов замкнута на шунтовое сопротивление, и двигатель работает как генератор с независи-

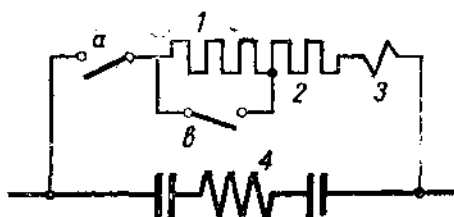
мым возбуждением, при этом толчки тока настолько сильны, как показывает практика,

что ведут к образованию кругового огня. При ослаблении магнитного поля путем выключения части обмоток полюсов отдельные секции их замыкаются накоротко, однако замкнутая часть витков должна быть отделена с одного своего конца от сети во избежание тех же последствий, которые были указаны выше при шунтировании обмоток полюсов чисто омическим сопротивлением. Таким образом этот способ ослабления магнитного поля требует большего числа контакторов и усложнения полюсных обмоток, однако при этом отпадает установка индуктивных сопротивлений.

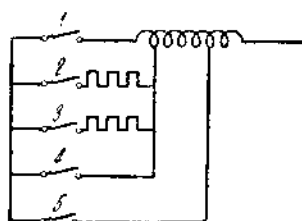
На фиг. III,16 показана схема ослабления магнитного поля, примененная на электровозе № 502 железной дороги Париж—Орлеан. Последовательность замыкания контакторов следующая: на первой ступени ослабления магнитного поля замыкаются контакторы 1 и 3, на следующей ступени — контакторы 1; 3 и 2, на третьей ступени размыкается контактор 1 и замыкаются 2; 3 и 4 и на последней — 2; 3 и 5,



Фиг. III,14.



Фиг. III,15.



Фиг. III,16.

а контакторы 1 и 4 остаются разомкнутыми. Как видно по этой схеме, производится сначала частичное шунтирование обмоток омическим сопротивлением, а затем отключение отдельных секций обмоток.

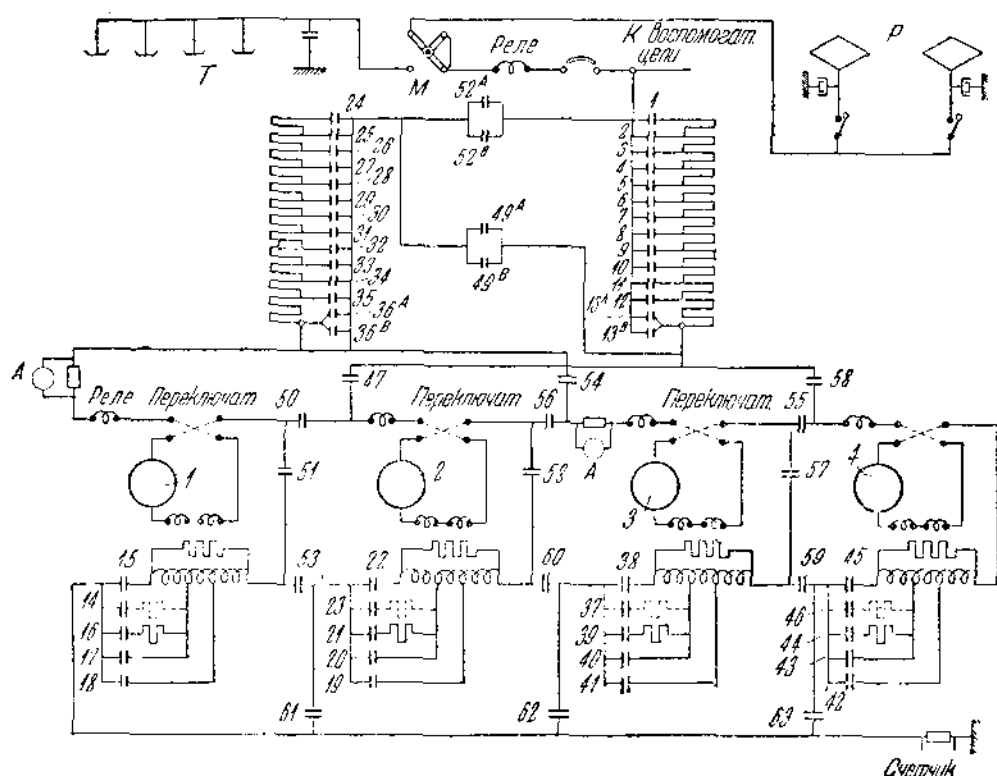
Отключение двигателей. В случае неисправности двигатель один или вместе со связанным с ним постоянно последовательно двигателем отключается при помощи так называемого отключателя двигателей. Это отключение производится без тока.

Расположение отключателей двигателей при шести двигателях, когда в каждой группе должно быть не менее двух двигателей, соединенных последовательно, дано на фиг. III,13, причем у обоих двигателей 1; 2, равно как 5 и 6, остающихся всегда соединенными между собой последовательно, устанавливается лишь по одному отключателю на оба двигателя $OM_{1,2}$ и $OM_{5,6}$. Двигатели же 3 и 4, которые бывают приключены по отношению друг к другу и последовательно и параллельно, снабжаются отдельными отключателями двигателей OM_3 и OM_4 .

Реверсирование тяговых двигателей — изменение направления движения электровоза — может производиться переключением концов обмотки якорей или полюсов. На практике предпочитают производить переключение обмоток полюсов, так как на их клеммах напряжение по отношению к земле невысоко. Когда при высоком напряжении в контактом проводе двигателя обмотаны лишь на частичное напряжение и по несколько соединены последовательно в группы, все обмотки полюсов двигателей одной группы соединяются последовательно и переключаются одновременно вместе.

Впрочем, встречается и переключение обмоток якорей. Этот способ применен на электровозах 2D₀2 железной дороги Париж—Орлеан (см. схему фиг. III,17).

Реле перегрузок устанавливаются обычно перед каждой группой двигателей, т. е., если двигатели могут быть в отдельности присоединены на полное напряжение контактной сети, необходимо перед каждым двигателем устанавливать реле перегрузки, если же к контактному проводу могут быть присоединены группы не менее чем по два двигателя, соединенных последовательно, перед каждой такой группой устанавливается реле перегрузки.



Фиг. III,17. Схема электровоза 2D₀2 ж. д. Париж—Орлеан.

Схемы исполненных электропоездов. Рассмотрим теперь несколько характерных схем электропоездов. Подробная схема электропоездов № 501 и 502 железной дороги Париж—Орлеан постоянного тока 1500 V с четырьмя двигателями приведена на фиг. III,17.

Для удобства изучения работы системы и последовательности включения контакторов строится так называемая таблица замыканий контакторов. На этой таблице вертикальные столбцы соответствуют определенному контактору (номер контактора указан наверху каждого столбца). Горизонтальные графы соответствуют определенным позициям главного контроллера. Цифры в клеточке или кружки обозначают номер контактора с замкнутым положением на позиции контроллера, соответствующей горизонтальной графе. Такая таблица для упомянутого выше электропоезда дана на фиг. III,17а.

Снятие тока производится или при помощи панографа *P* или токоснимателей от третьего рельса *T*. Силовая цепь приключается к тому или другому токоприемнику при помощи рубильника *M*.

Реостаты в количестве 24 секций разбиты на две одинаковые группы. При последовательном и последовательно-параллельном соединении двигателей эти группы

соединены последовательно (контакты 49А и 49В замкнуты, а 52А и 52В разомкнуты), при параллельном соединении двигателей обе группы реостатов соединены между собой параллельно (контакты 52А и 52В замкнуты, а контакты 49А и 49В разомкнуты), и каждая группа реостатов присоединяется к двум двигателям, соединенным между собой параллельно.

[illegible]

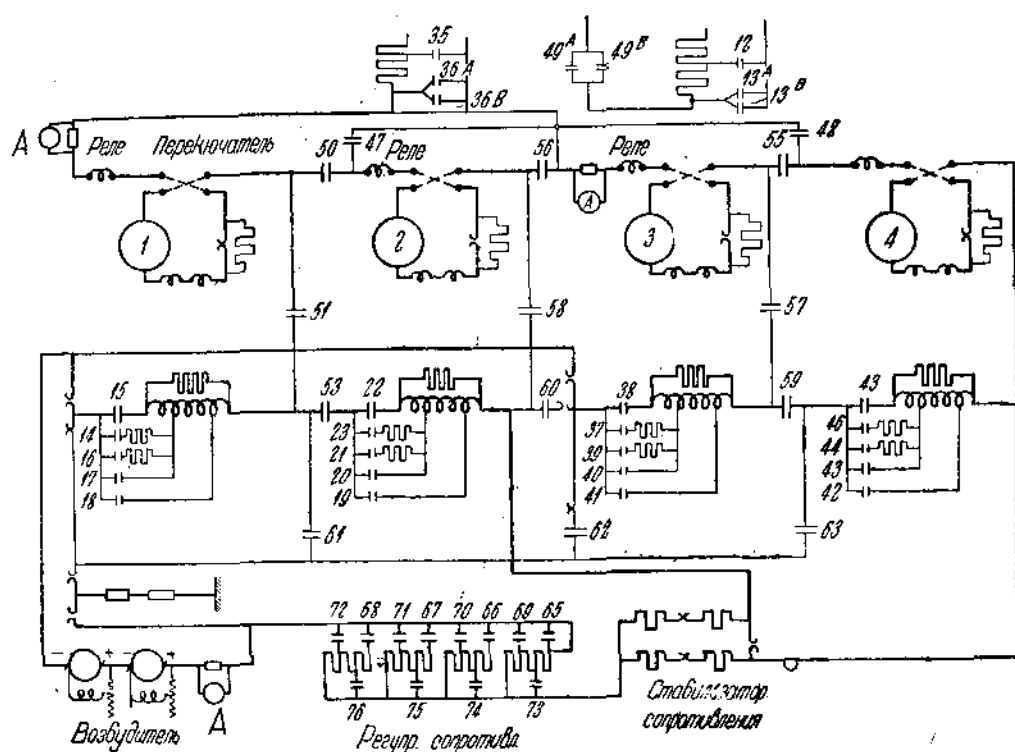
Фиг. III,17а. Таблица замыканий контакторов к схеме фиг. III,17.

Для изменения направления движения производится переключение обмоток якорей, для чего имеется два реверсивных вала. Каждый вал располагается между двумя двигателями и состоит из двух контактных групп: для каждого двигателя предназначается отдельная группа. При помощи рукоятки половина вала (отдельная группа) может быть переставлена в нулевое положение независимо от остальной половины; благодаря этому возможно одиночное выключение неисправных двигателей. Оба реверсивных вала механически связаны между собой, чем исключаются несогласованные перестановки валов. Помимо того имеется электрическая блокировка, благодаря которой при выключении двигателя можно иметь только последователь-

ное соединение трех двигателей или параллельное; последовательно-параллельное же соединение двигателей становится невозможным. Перестановка реверсивного вала производится пневматическим способом.

Большое междужелезное пространство этих тяговых двигателей позволяет широко применять ослабление магнитного поля, что осуществляется изменением числа витков обмотки возбуждения и шунтированием ее.

При напряжении на клеммах в 1500 В имеются две ступени ослабления магнитного поля — в 61 и 78%, при напряжении же 750 и 375 В — три ступени, а именно

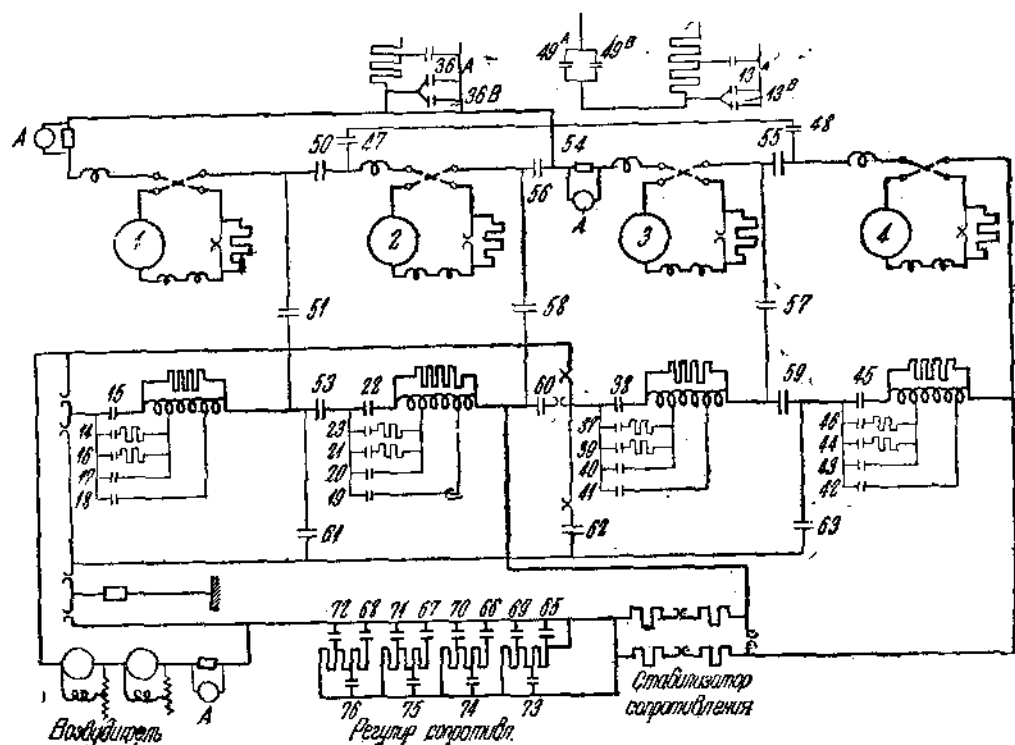


Фиг. III, 18.

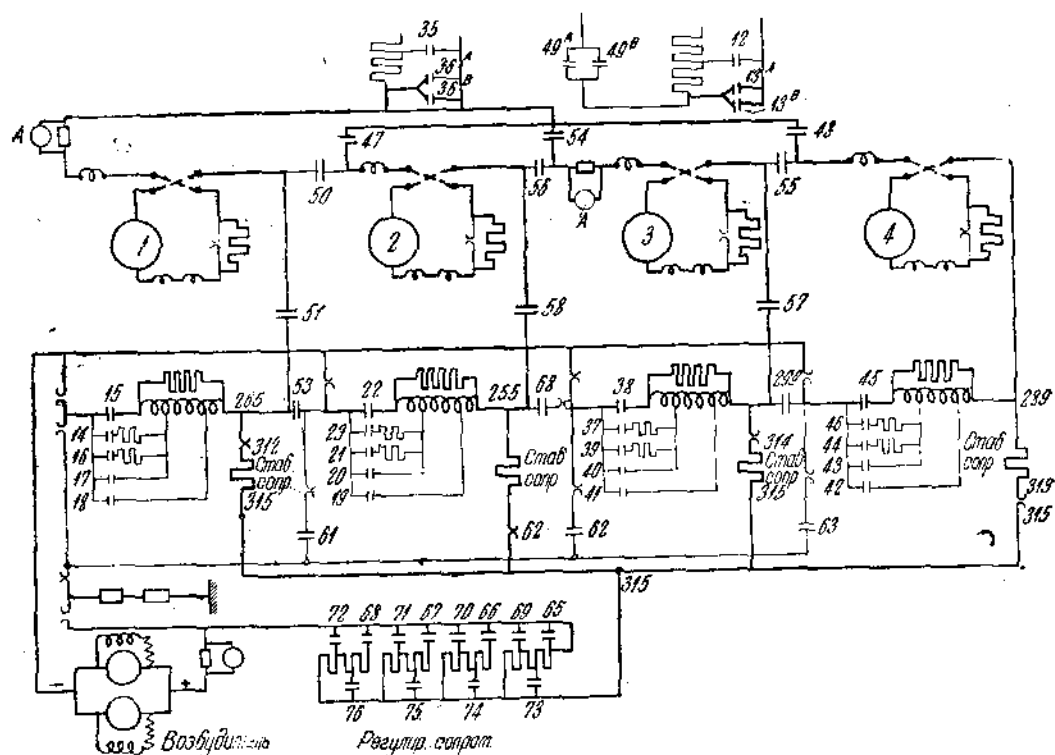
в 43, 61 и 78%. Таким образом, применяя соединение двигателей последовательное, последовательно-параллельное и параллельное, получаем 11 ступеней скоростей при езде без реостатов.

Схемы при рекуперации для последовательного, последовательно-параллельного и параллельного соединения двигателей даны на фиг. III, 18, III, 19, III, 20. При переходе на рекуперацию приключают вспомогательные генераторы к обмоткам возбуждения тяговых двигателей. В случае последовательного и последовательно-параллельного соединения двигателей генераторы возбуждения соединены последовательно, а при параллельном соединении тяговых двигателей — параллельно; прохождение тока по силовой цепи показано жирной линией. Все необходимые переключения тяговых двигателей при рекуперации, а также приключение группы возбуждения производится при помощи особого переключателя.

Рассмотрим схему сурамских электровозов Сс с шестью двигателями. При разгоне электровоза применяются три способа включения двигателей: последовательное, последовательно-параллельное (две цепи по три двигателя) и параллельное (три цепи по два двигателя). Кроме того, число ходовых позиций увеличивается применением шунтировки поля двигателя, причем для каждой основной ходовой позиции имеется две ступени шунтировки поля. Таким образом общее количество ходовых позиций равно девяти.



Фиг. III, 19.



Фиг. III, 20.

Включение двигателей последовательное, последовательно-параллельное и параллельное (С-СП-П) выполняется групповыми контакторами в количестве 18 контакторных элементов. На схеме фиг. III, 21 контакторные элементы обведены кружком и занумерованы от 76 до 93.

Контакторы пусковых сопротивлений занумерованы под цифрами 3—23, 56—60, а контакторы, осуществляющие шунтировку поля, занумерованы на схеме цифрами 61—68. Переход на работу при регенеративном режиме осуществляется тормозным переключателем и контакторами 70—75.

Моторный режим. 1 — позиция контроллера. Ток проходит от пантографа через три последовательно-включенные группы сопротивлений, затем через якоря двигателей 1; 2; 3; 5; 6; 4, далее через обмотки возбуждения двигателей 4; 5; 6; 3; 1; 2 и на землю. Таким образом осуществляется последовательное включение всех шести двигателей через пусковые сопротивления. На фиг. III, 22 показана упрощенная схема. На промежуточных позициях контроллера от 1 до 16 производится постепенное выведение пусковых сопротивлений путем шунтирования их, причем на каждой позиции выводится по одной секции сопротивления. Кривая зависимости включенного пускового сопротивления от позиции контроллера дана на фиг. III, 23. Эта кривая имеет ступенчатый вид. На позиции 1 включено сопротивление 28,66 Ω ; в момент пуска при напряжении контактного провода 3000 В ток будет равен ~ 80 А, т. е. значительно ниже, чем часовой ток двигателя 250 А.

При тяжелых условиях работы электровоз не сдвинется с места на позиции 1 контроллера, а движение начнется с позиции 2 или 3. Первые позиции нужны, таким образом, для ограничения величины ускорения электровоза с легким составом или совсем без него.

На позиции 16 все сопротивления выведены путем шунтировки соответствующими контакторами, кроме того, включаются контакторы 12 и 60, подготовляющие систему к переходу на последовательно-параллельное включение.

На схеме фиг. III, 24 дано первое ходовое положение электровоза. Ток проходит через систему короткозамкнутых реостатов, а затем последовательно через якоря двигателей 1; 2; 3; 5; 6; 4 и обмотки возбуждения 4; 5; 6; 3; 1; 2; прохождение тока показано жирными линиями.

Переход с последовательного на последовательно-параллельное соединение производится в три приема.

Первое переходное положение. В цепь включаются все пусковые сопротивления в две параллельных ветви (первая ветвь включает первую группу сопротивлений, а вторая ветвь — последовательно соединенные вторую и третью группы).

Второе переходное положение. В первый момент включается контактор 90, и двигатели 5; 6 и 4 с соответствующими обмотками возбуждения оказываются шунтированными переходным сопротивлением $R_5—R_6$.

Третье переходное положение. В следующий момент выключаются контакторы 76 и 92, т. е. группа двигателей 5; 6 и 4 оказывается электрически изолированной от остальной цепи. В данном случае работают только три двигателя 1; 2 и 3, при этом ток проходит последовательно через пусковые сопротивления, якоря указанных двигателей, переходное сопротивление и обмотки возбуждения этих же двигателей.

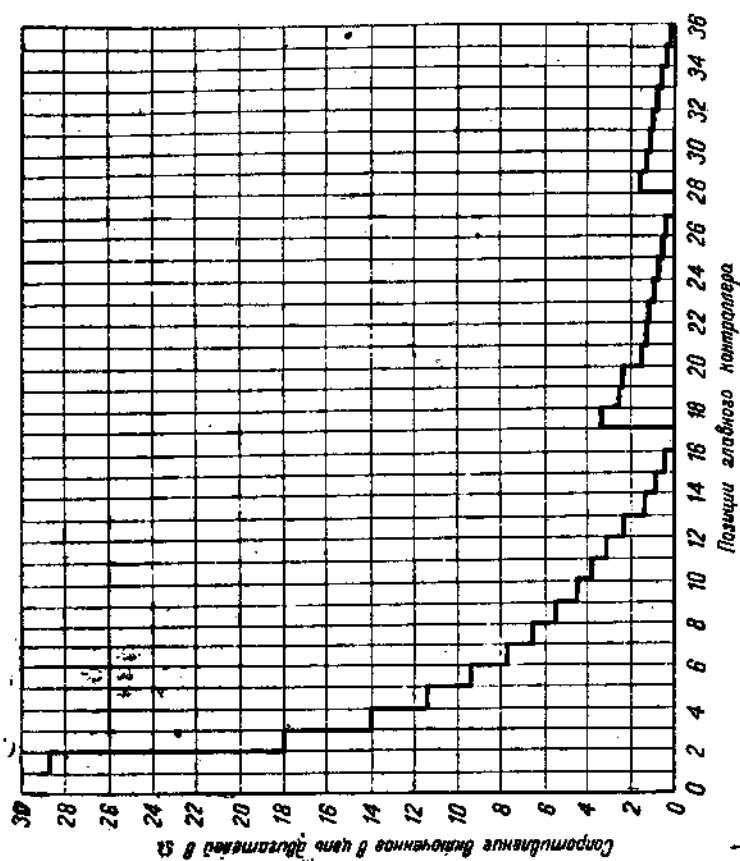
Позиция 17 контроллера. Окончательный переход на последовательно-параллельное включение произойдет при замыкании контакторов 93; 77 и 89, т. е. группа двигателей 5; 6 и 4 окажется соединенной в параллель с группой 1; 2 и 3, а переходное сопротивление $R_5—R_6$, включенное последовательно в последней группе двигателей, окажется шунтированным. Кроме того, на этой же позиции включается контактор 59 уравнительного соединения. Вид схемы на позиции 17 показан на фиг. III, 25.

Упрощенные схемы переходного режима представлены были ранее на фиг. III, 12.

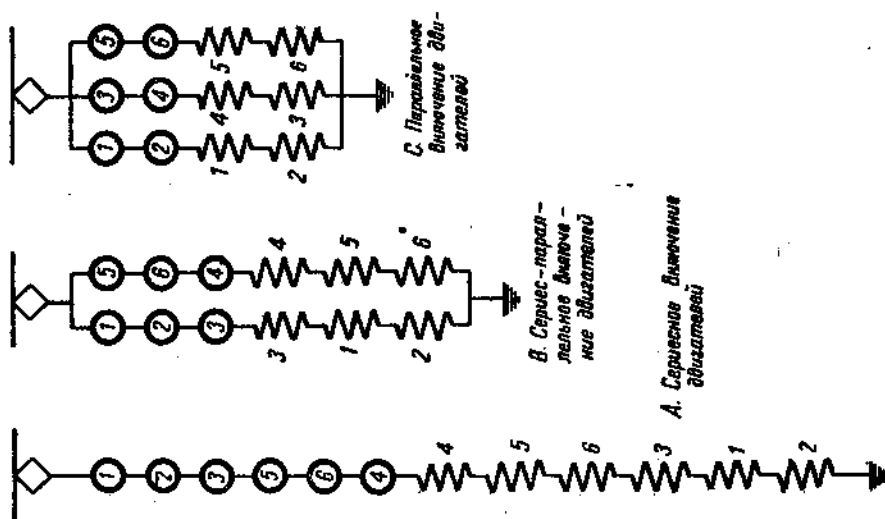
На промежуточных позициях от 17 до 27 секции сопротивлений выводятся постепенно таким образом, чтобы сопротивления в обеих параллельных ветвях имели приблизительно одинаковую величину. Здесь применяются как одновременное выключение секций в обеих ветвях, так и поочередное выключение то из одной, то из

Мотор	Т1 Т2 Т3	3	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99	100
Параллельн. соед. конт.	28	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
	29	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
	30	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
	31	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
	32	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
	33	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
	34	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
	35	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
	36 II. П.	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
	36 III. П.	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
Регулировка	1	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
	2	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
	3	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
	4	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
	5	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
	6	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
	7	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
	8	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
	9	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
	10	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
Послед. соед. конт.	11	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
	12	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
	13	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
	14	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
	15	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
	16	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
	17	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
	18	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
	19	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
	20	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
Послед. параллельн.	16	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
	17	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
	18	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
	19	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
	20	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
	21	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
	22	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
	23	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
	24	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99
	25	3	9 10	12	18	20	56	58	59	60	77	79	82	84	87	88	89	91	93	94	95	96	97	98	99

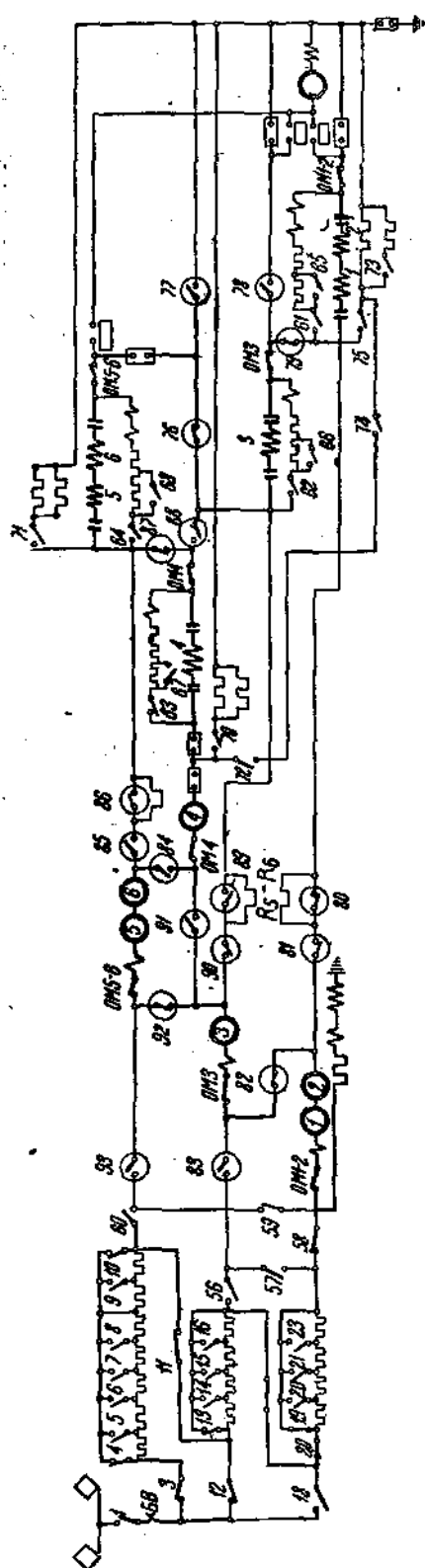
Примечание: При реконструкции на послед. паралл. в паралл. соединенных двигателях на позициях 1—15 порядок включения контактов № 3—23, 87, 88 и 89 тот же самый, что и на последоват. соединенных двигателях. Другие же контакты те, которые показаны замкнутыми на 16 позиции послед.-паралл. или паралл. соед. двигателей, замыкаются и на первых 15 (или) позициях при том же соединении двигателей.



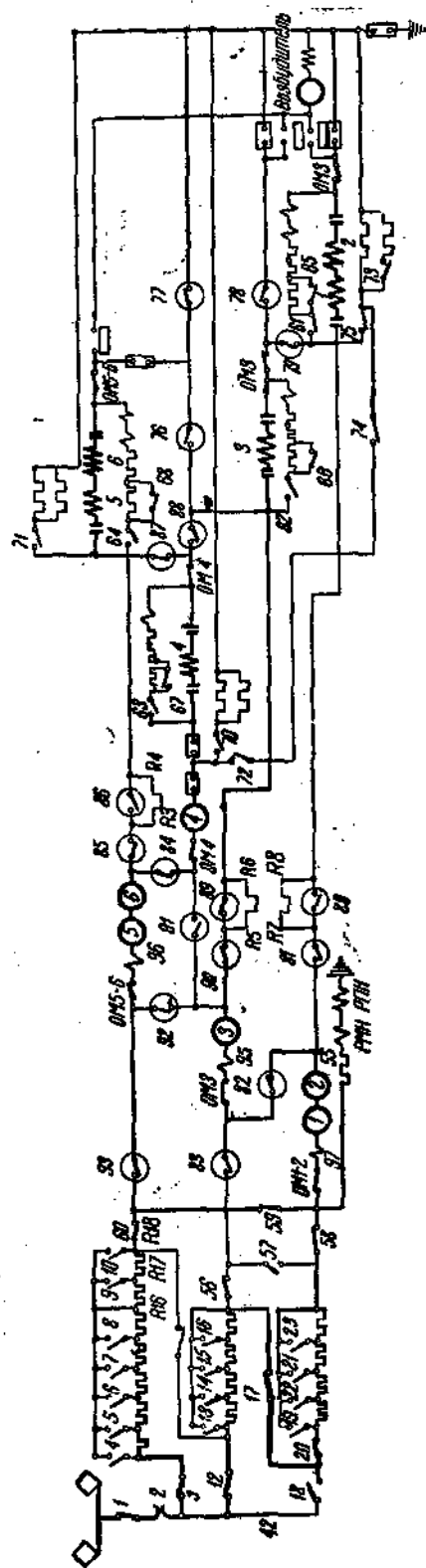
Фиг. III, 23. Сопротивления на различных позициях контроллера.



Фиг. III, 22. Схема соединения двигателей электровоза Сс.



Фиг. III,24. Схема при первом ходовом положении электровоза.



Фиг. III,25. Схема для позиции 17 контроллера.

тировки поля. Первая ступень шунтировки поля осуществляется замыканием контактов 61; 62; 63; 64.

Вторая ступень шунтировки поля осуществляется выведением части шунтирующих сопротивлений путем замыкания контакторов 65; 66; 67 и 68.

Выключение двигателей. В случае аварии какого-либо двигателя последний отключается при помощи отключателя двигателя (на схемах отключателя двигателей обозначены буквами *ОМ* с индексами, соответствующими отключаемому двигателю). При помощи отключателя двигателей могут быть отключены в отдельности двигатели 3 и 4 путем размыкания *ОМ-3* и *ОМ-4*, а двигатели 5; 6 и 1; 2 могут быть отключены попарно помощью *ОМ-1-2* и *ОМ-5-6*. Езда при отключенном двигателе возможна с позиции 17 контроллера, так как на позициях от 1 до 16 цепь остается разомкнутой вследствие блокировки некоторых контакторов. Предположим, что двигатель 4 потерпел аварию и отключен при помощи отключателя *ОМ-4*. На позиции 17 при помощи контакторов 3—11; 17; 20; 58 и 59 осуществляется последовательное включение всех сопротивлений за исключением $R_{16}-R_{17}$ и $R_{17}-R_{18}$. При этом ток, пройдя сопротивления, попадает в двигатели 1; 2 и 3 и через соответствующие обмотки возбуждения попадает в землю. Через двигатели 5 и 6 ток не пойдет, так как цепь будет разомкнута отключателем двигателей *ОМ-4*. В данном случае будет работать одна ветвь сериес-параллельного включения. Нетрудно видеть, что тот же эффект получится, если будут отсоединены двигатели 5 и 6. В случае отключения двигателей 1; 2 или 3 ток будет проходить через другую ветвь, а именно через контакторы 59 и 93 попадает в двигатели 5; 6 и 4 и затем через обмотки возбуждения в землю. Необходимость последовательного включения сопротивлений очевидна, так как при нормальном режиме работы переход на сериес-параллельное включение происходит при некоторой вполне определенной скорости электровоза, и следовательно, ток, потребляемый двигателями, ограничивается величиной, обратной э. д. с. машины.

В нашем же случае три двигателя соединены последовательно в момент пуска (скорость равна нулю) и следовательно, необходимо иметь достаточно большое пусковое сопротивление. Схема силовой цепи на позиции 17 при отключенном двигателе 4 показана на фиг. III, 27. Отключенная силовая цепь двигателей 4—5 и 6 показана жирным пунктиром. На следующих позициях от 17 до 27 выводятся пусковые сопротивления. Положение 27 является первой ходовой позицией при отключенном двигателе.

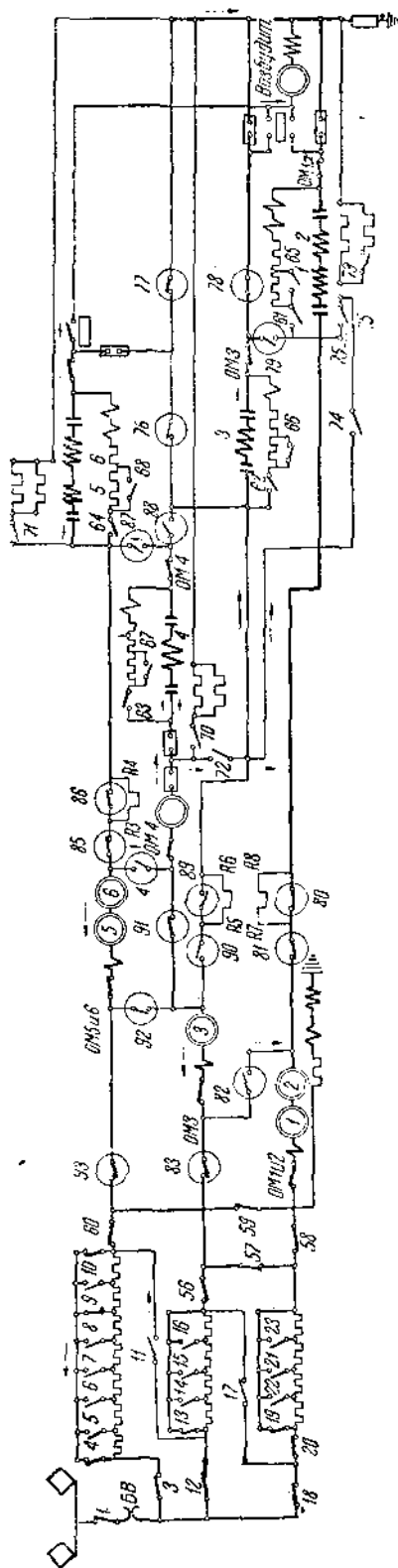
Переход с сериесного включения на сериес-параллельное принципиально не отличается от перехода при нормальном режиме, т. е. сначала шунтируется двигатель 3, затем этот же двигатель отключается, и на последнем положении выводится переходное сопротивление и включаются двигатели 5—6. В этом случае двигатели окажутся включенными сериес-параллельно при включенных четырех двигателях.

Нетрудно видеть, что если бы аварийный двигатель был не 4, а например, 3, то процесс перехода происходил бы в той же последовательности с той разницей, что в переключениях фигурировали бы двигатели 5; 6; 4; 2; 1. На промежуточных позициях от 28 до 36 выводятся сопротивления. Позиция 36 является ходовой позицией.

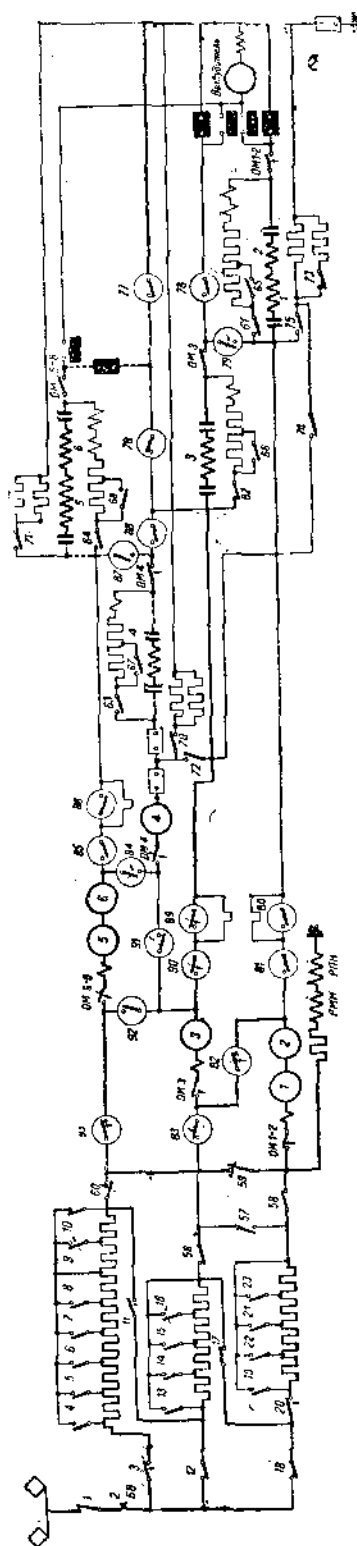
Регенеративный режим. На сурамских электровозах принята схема рекуперации со стабилизирующим сопротивлением. Как уже ранее указывалось, стабилизирующее сопротивление автоматически поддерживает постоянную величину тока двигателей. Регенеративное торможение возможно при всех соединениях двигателей, т. е. сериесном, сериес-параллельном и параллельном.

Упрощенные схемы для различных включений двигателей даны на фиг. III, 28. Как видно из схемы, при сериесном включении двигателей обмотки возбуждения включены параллельно в две группы из трех последовательно соединенных обмоток, при этом включено три секции стабилизирующих сопротивлений (фиг. III, 28, а).

В случае последовательно-параллельного соединения двигателей э. д. с. каждой машины должна быть выше, чем в первом случае, так как в этом случае всего три двигателя включены последовательно, тогда как в первом случае было включено шесть.

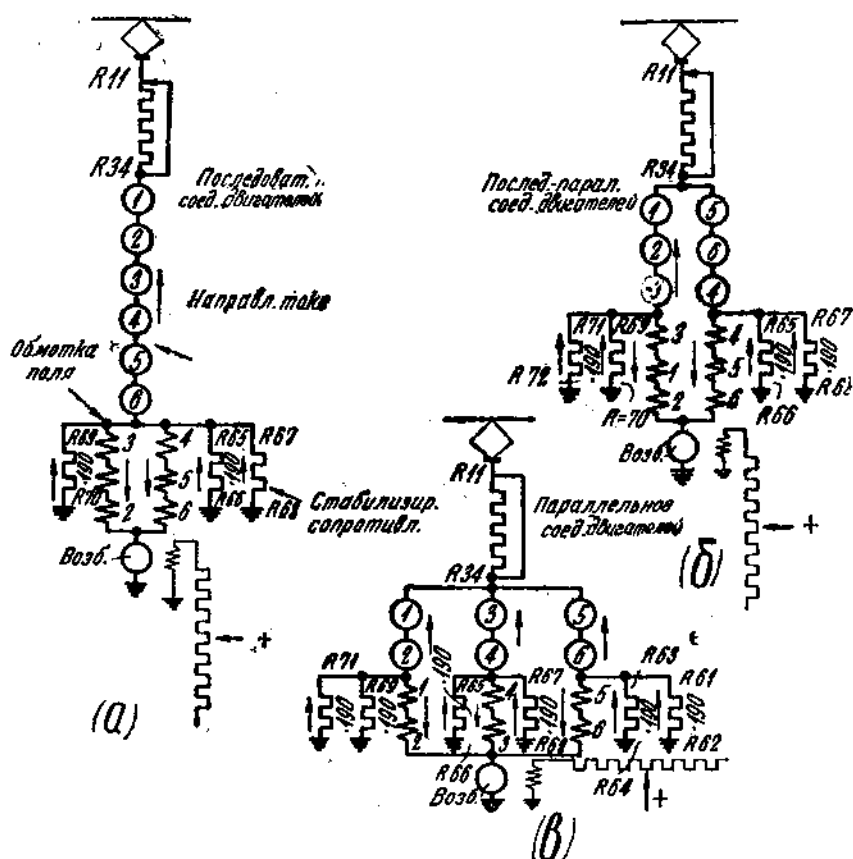


Фиг. III.26. Схема на третьем ходовом положении электровоза.



Фиг. III.27. Схема для позиции 17 контроллера при отключенном двигателе 4.

Увеличение магнитного потока достигается уменьшением стабилизирующего сопротивления путем параллельного включения сопротивления (фиг. III, 28, б). Величина этой секции рассчитана таким образом, что э. д. с. не увеличится до нужного значения, следовательно, для того чтобы имела место регенерация, должна увеличиться скорость вращения машин, т. е. электровоза. В случае параллельного включения двигателей последовательно будут включены уже два двигателя, и так же как и в предыдущем случае, здесь часть увеличения э. д. с. происходит за счет увеличения магнитного потока, а другая часть — за счет увеличения скорости движения электровоза. Для увеличения тока возбуждения в этом случае пользуются двумя



Фиг. III, 28. Схема рекуперации сурамских электровозов.

а — последовательное; б — последовательно-параллельное; в — параллельное соединение двигателей.

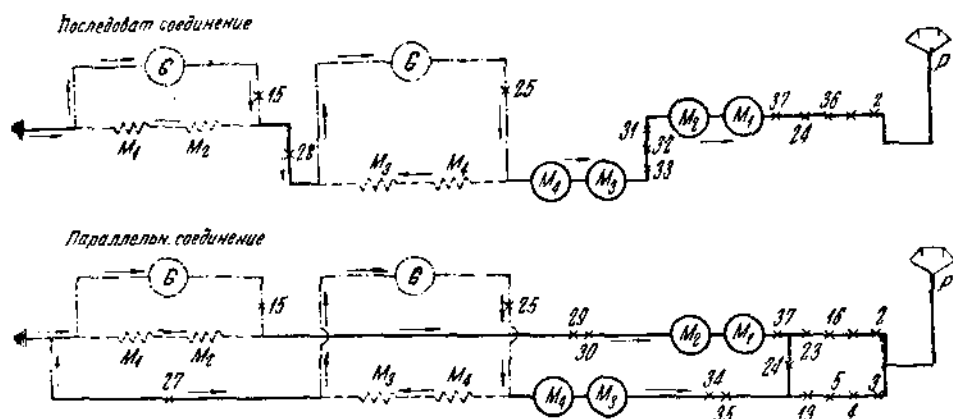
путями: обмотки возбуждения переключаются на три группы из двух последовательно включенных обмоток, т. е. этим достигается увеличение напряжения, приходящееся на каждую обмотку. Кроме того, включаются в параллель еще две секции стабилизирующих сопротивлений и этим достигается тот же эффект (фиг. III, 28, в). Таким образом при различных соединениях двигателей получаются различные скорости.

Последовательное соединение двигателей. Переход на регенеративный режим производится с позиции 1 контроллера при включенных индивидуальных контакторах 3; 10; 11; 17; 20 и 58 и групповых 76; 79; 82; 84; 87; 92. При этом все двигатели соединены последовательно при введенных всех пусковых сопротивлениях. Включается возбудитель. Далее, выключаются пусковые контакторы 3; 11; 17; 20 и 58 и включаются контакторы 70; 72 и 74 стабилизирующих сопротивлений. Одновременно с этим начинает возбуждаться возбудитель. После включения стабилизирующих со-

противлений срабатывает тормозной переключатель, и затем замыкаются вновь пусковые контакторы и включают цепь тяговых двигателей.

Рабочее положение будет тогда, когда возбудитель будет работать при полном токе возбуждения, что достигается постепенным выведением сопротивлений из цепи шунтовой обмотки возбудителя. Переводом главной рукоятки в положение 16 выводят пусковые сопротивления. Такая последовательность перехода на рекуперацию необходима для того, чтобы ток, отдаваемый в сеть, а следовательно, и тормозное усилие, возрастали достаточно плавно.

Последовательно-параллельное и параллельное соединение двигателей. Переход на рекуперацию при этом включении двигателей совершается из того же исходного положения, т. е. позиции 1 контроллера. При этом последовательность работы аппаратов остается той же самой, что и в предыдущем случае, с той лишь разницей, что при серийно-параллельном включении двигателей включаются контакторы 70; 73 и 74, т. е. в цепь включаются четыре стабилизирующих сопротивления, а при параллельном — контакторами 70; 71; 73 и 75 включаются в цепь все шесть стабилизирующих сопротивлений. Таким образом при



Фиг. III, 29. Регенеративная схема электровозов железных дорог Ch. — M. — St.-Paul 10100—10200.

рекуперации имеется возможность работать при любом соединении машин, причем это соединение можно осуществить сразу же, не переходя через все предшествующие, как это имело место при моторном режиме. Например, можно сразу же работать на параллельном включении двигателей, не проходя серийное и серийно-параллельное соединение. Выбор того или иного соединения зависит при движении на уклоне от требуемой величины скорости, веса подвижного состава и профиля пути.

Рекуперация на электровозе GEC железной дороги Ch. — M. — St.-Paul № 10100—10200 производится по следующей схеме (фиг. III, 29). Генератор G служит для возбуждения тяговых двигателей M_1, M_2, M_3, M_4 , ток регулируется контроллером рекуперации. Полюса двигателей последовательно с двигателями включены в общую цепь и присоединяются параллельно к возбудителю G при помощи контакторов 75 и 25.

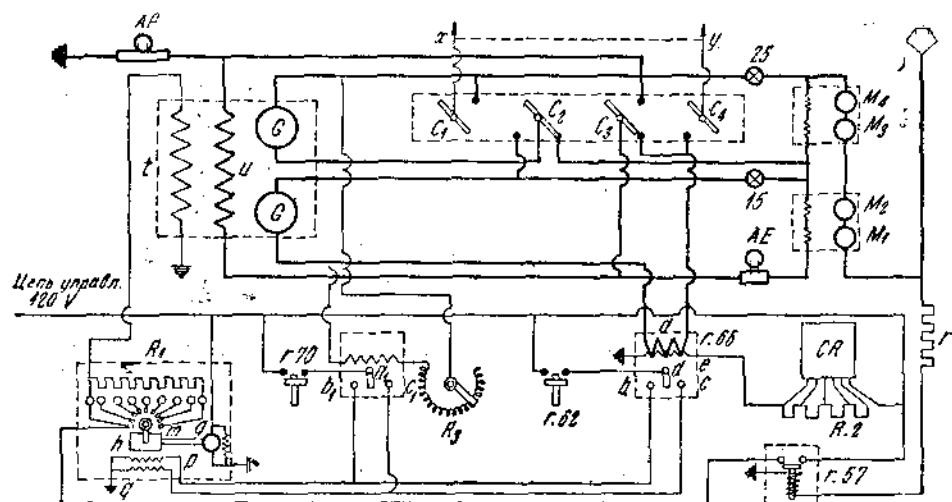
При помощи контроллера рекуперации поднимают ток возбуждения настолько, что противо-э. д. с. превышает напряжение в контактном проводе, и двигатели начинают работать как генераторы.

Через возбудитель G протекает рекуперированный ток и ток возбуждения, через полюса двигателей — исключительно ток от возбудителя G . Генератор G снабжен якорем с двойной обмоткой и двумя коллекторами с напряжением по 40 V на каждом и служит помимо возбуждения двигателей при рекуперации для освещения — при последовательном включении обоих коллекторов (напряжение 80 V). Переключение на рекуперацию или на освещение производится коммутатором (фиг. III, 30). Электромагнитные клапаны для перемещения коммутатора управляются от контроллера рекуперации. Генератор G имеет независимое возбуждение 120 V

(от цепи управления), причем в цепь этого независимого возбуждения включен автомат-реостат R_1 (фиг. III,30), устанавливаемый от реле $r-66$, в случае работы генератора G для рекуперации, и от реле $r-72$ — для освещения. То или иное реле функционирует в зависимости от реле $r-62$ или $r-70$, в свою очередь связанных с контроллером рекуперации.

Контроллер рекуперации располагается над главным контроллером и может занимать 15 различных положений:

а) одно положение, соответствующее нормальной работе двигателей; б) одно положение, подготовляющее рекуперацию; в) 13 положений рекуперации с постепенным увеличением тормозного усилия. Рукоятка контроллера механически и электрически связана с рукояткой главного контроллера таким образом, что только в случае, если главный контроллер установлен в положении рекуперации (17 или 31), рукоятка контроллера рекуперации может быть переведена в тормозное положение и обратно — при тормозном положении ее рукоятка главного контроллера не может



Фиг. III,30.

быть переставлена. С другой стороны, если рукоятка контроллера рекуперации находится в положении подготовки к рекуперации и рукоятка главного контроллера переведена из занимаемого положения 17 и 31, реле размыкает цепь управления и для включения ее необходимо сначала установить рукоятку главного контроллера на нуль, устанавливая рукоятку рекуперации в положение нормальной работы двигателей (положение 1).

При перемещении рукоятки контроллера рекуперации в подготовительное положение производится перемещение тормозного переключателя в положение рекуперации и замыкание контакторов 15 и 25, присоединяющих возбудитель G к индукторам двигателей. При перестановке, далее, на первую ступень рекуперации производится замыкание реле $r-62$, которое устанавливает реостат R_1 в зависимости от реле $r-66$. Последнее реле имеет две обмотки (фиг. III,30—31) из которых одна d соединена последовательно с якорем возбудителя G (EE на фиг. III,31), а другая e питается током управления, проходящим через реостат R_2 , зависящий от контроллера рекуперации CR . В зависимости от преобладающего действия обмотки d или e подвижной контакт a реле $r-66$ перемещается к неподвижным контактам b или c , благодаря чему ток идет по обмоткам p или q , которые в том или другом направлении перемещают затвор h , обеспечивая перемещение рукоятки t реостата R_1 при помощи мотора g . Таким образом меняется возбуждение возбудителя G до тех пор, пока не восстановится равновесие между обмотками d и e реле $r-66$. Каждому положению рукоятки рекуперации соответствует некоторое сопротивление реостата R_2 , а следовательно, и некоторый определенный ток в обмотке d , поддерживаемый

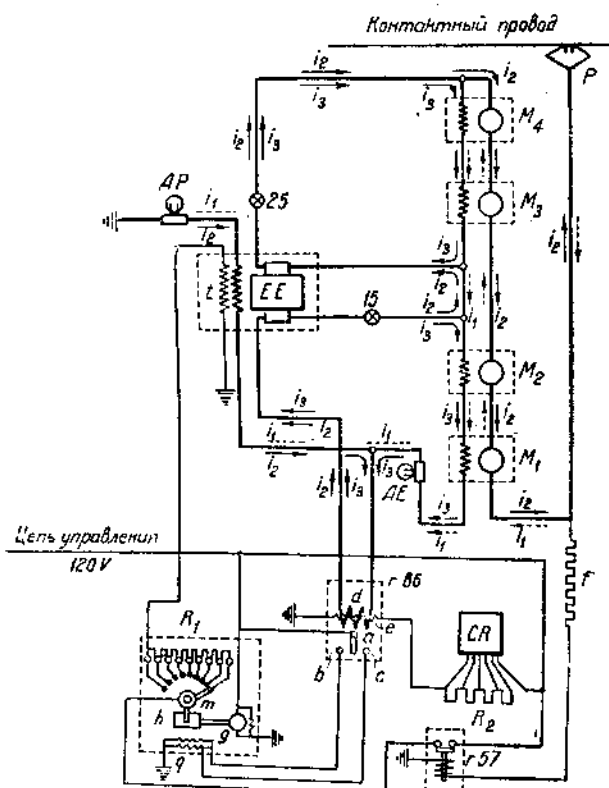
постоянным действием реле $r-66$ и автоматическим реостатом R_1 ; отсюда следует, что если машинист держит рукоятку контроллера рекуперации в определенном положении, описанное устройство поддерживает постоянным тормозное усилие, что равносильно поддержанию равномерной скорости для некоторого уклона.

Машинисту нечего заботиться, таким образом, о поддержании постоянного тормозного усилия, несмотря на изменения напряжения в контактном проводе, происходящие например вследствие трогания с места или остановок поездов, находящихся на том же участке. В случае, однако, чрезмерного падения напряжения в контактном проводе (например, при трогании поезда по близости с поездом, совершающим рекуперацию) реле $r-66$ и реостат R_1 могут не успеть предотвратить резкого повышения тока, которое может даже вызвать на коллекторе двигателей образование кругового огня.

Машинист действует рукояткой контроллера рекуперации только в том случае, если он хочет на постоянной крутизне уклона изменить скорость или же желает поддерживать постоянную скорость при изменениях профиля.

В случае если пантограф во время рекуперации отойдет от контактного провода или последний окажется выключенным с подстанции, возможно сильное повышение напряжения двигателя. Для ограничения напряжения устанавливается специальное реле $r-57$ (фиг. III,31), которое функционирует при 3800 В, размыкает шунтирование реостата R_1 и вводит полное сопротивление реостата в цепь возбуждения t возбуждателя EE . Одновременно происходит размыкание контакторов $1-4$, связывающих двигатели с пантографом, и контакторов 15 и 25 в цепи возбуждения двигателей. Для замыкания реле $r-57$ необходимо рукоятку главного контроллера установить в нулевое положение; одновременно устанавливается контроллер рекуперации в поездное положение, т. е. нормальной работы двигателей. Выключатель рекуперации, помещенный в цепь управления (120 В), позволяет исключить из рекуперации одну из половин электровазова, оставляя управление рекуперацией другой половины от одного или другого контроллера. В этом случае динамо первой половины может работать на освещение; таким образом только в случае рекуперации на обеих половинах электровазова необходимо прибегать к освещению от аккумуляторной батареи.

Переход из положения нормальной езды в положение рекуперации производится следующим образом: рукоятка главного контроллера устанавливается в положение, соответствующее параллельному соединению групп двигателей, если требуется большая скорость, или в положение, соответствующее последовательному соединению, если требуется малая скорость. Когда скорость движения поезда приближается к желательной, машинист, не трогая рукоятки главного контроллера, переставляет рукоятку контроллера рекуперации в подготовительное положение и по мере ускорения поезда переводит рукоятку контроллера рекуперации в зависимости от



Фиг. III,31.

того, насколько он хочет замедлить скорость. Чем больше уклон, тем выше должно быть возбуждение. Если с целью замедлить ход поезда желательнее перейти к переключению двигателей с параллельного на последовательное соединение, необходимо медленно перевести рукоятку контроллера рекуперации в подготовительное положение. Затем при помощи тормозов поездных и электровозных уменьшить скорость поезда и перевести рукоятку главного контроллера из положения параллельного соединения двигателей в положение последовательного соединения двигателей. Когда скорость поезда упадет до величины, соответствующей последовательному соединению двигателей, освобождают электровозные тормоза и переводят рукоятку контроллера рекуперации на нужную степень торможения, отпуская после этого поездные тормоза.

Если обратно с целью перехода на большую скорость желают переключить двигатели с последовательного на параллельное соединение, поступают следующим образом: рукоятку контроллера рекуперации устанавливают в подготовительное положение; затем, когда поезд ускоряет свой ход до скорости, соответствующей параллельному соединению двигателей, рукоятку главного контроллера быстро переводят в положение параллельного соединения двигателей и переставляют рукоятку контроллера рекуперации в требуемое положение.

Во время спуска необходимо с особой внимательностью следить за тем, в какой момент следует начать рекуперацию, так как, пропустив этот момент при крутом уклоне, можно упустить возможность остановить поезд, если во-время не будут приведены в действие воздушные тормоза. Для примера приведем случай, имевший место 19 июня 1920 г. на дороге Ch. — M. — St.-Paul. Товарный поезд весом 2 250 t отправился с электровозом во главе и с паровозом Маллета в хвосте со станции Boylston, близ которой начинался 20—22‰ уклон. 35 вагонов были заторможены при помощи ручных тормозов, однако машинист допустил слишком большую скорость, прежде чем перейти на рекуперацию, вследствие чего при установке контроллера в положение рекуперации вылетел мяслятник на подстанции и автомат на электровозе. Новая попытка машиниста начать рекуперацию или задержать поезд при помощи воздушных тормозов была безуспешна. Увидя, что скорость быстро возрастает, машинист дал экстренное воздушное торможение, однако скорость поезда была уже настолько высока, что это не помогло. Поезд спускался на протяжении 20 km со скоростью 55 km/h. При переходе по стрелкам на станции Doris паровоз Маллета сошел с рельсов, тормозное усилие поезда уменьшилось, и он еще больше ускорил свой ход, постепенно теряя свои вагоны, сходявшие с рельсов. После потери всех вагонов электровоз продолжал свой путь со скоростью 80 km/h на протяжении 11 km и, наконец, остановился на небольшом подъеме в 5 km за станцией Beverly. Хотя, несмотря на высокую скорость, электровоз и остался на рельсах, проходя кривые радиусом в 175 m, однако якоря тяговых двигателей разорвало благодаря большой скорости вращения и обмотка мотор-генератора сгорела.

30. Цепь управления

Для обеспечения исправной работы электровоза при различных режимах необходимо, чтобы вся аппаратура управления функционировала в определенных комбинациях и с определенной последовательностью, и была бы исключена возможность неправильных включений и выключений аппаратов. Все переключения в силовой цепи производятся обычно электропневматическим способом, для чего необходимо возбудить катушки соответствующих вентилях. Возбуждение катушек происходит от вспомогательной цепи.

Ввиду небольших усилий для токов управления обычно выбираются невысокие напряжения, и на электровозах устанавливаются для получения этих токов специальные мотор-генераторы или аккумуляторные батареи. Пользование же для этой цели непосредственно током из контактной сети с его высоким напряжением нежелательно, так как при этом отпадает одно из важных преимуществ контактной системы: возможность иметь в контроллере управления лишь токи низкого напряжения

Во всяком случае пользование для целей управления током из контактной сети может иметь место лишь при напряжении в контактной сети до 1000 V.

Пневматическая система управления имеет то большое преимущество, что она работает вполне исправно при падении напряжения в цепи управления до 30% нормального напряжения, тогда как электромагнитная система для своей исправной работы требует напряжения не менее 60% нормального; кроме того, расход электрической энергии при пневматическом управлении крайне ничтожен и составляет около 15% расхода энергии при электромагнитном управлении, так как все усилия производятся фактически сжатым воздухом и лишь открытие кранов — электрическим током. Обычно для управления применяется сжатый воздух давлением около 5—6 ат.

В случае электромагнитных контакторов магнитные катушки по техническим соображениям рассчитываются для напряжения 100—150 V, поэтому, если предположено для управления пользоваться током непосредственно из контактной сети, приходится ряд контакторов соединять последовательно таким образом, чтобы сумма напряжений, допускаемых на зажимах электромагнитов отдельных контакторов, была не ниже напряжения в контактной сети. Само собой разумеется, когда при переключении с одной ступени на другую часть контакторов выпадает, они должны быть заменены сопротивлениями, включаемыми последовательно в цепь контакторных электромагнитов. Это сильно усложняет всю схему управления. На фиг. III,32 дана схема управления для описанного случая.

Гораздо проще получается схема, если ток управления заимствуется из особого источника: мотор-генератора или аккумуляторной батареи. На фиг. III,33 дана схема управления электровоза с четырьмя двигателями и переключением при помощи мостика и отдельным мотор-генератором для питания цепи управления.

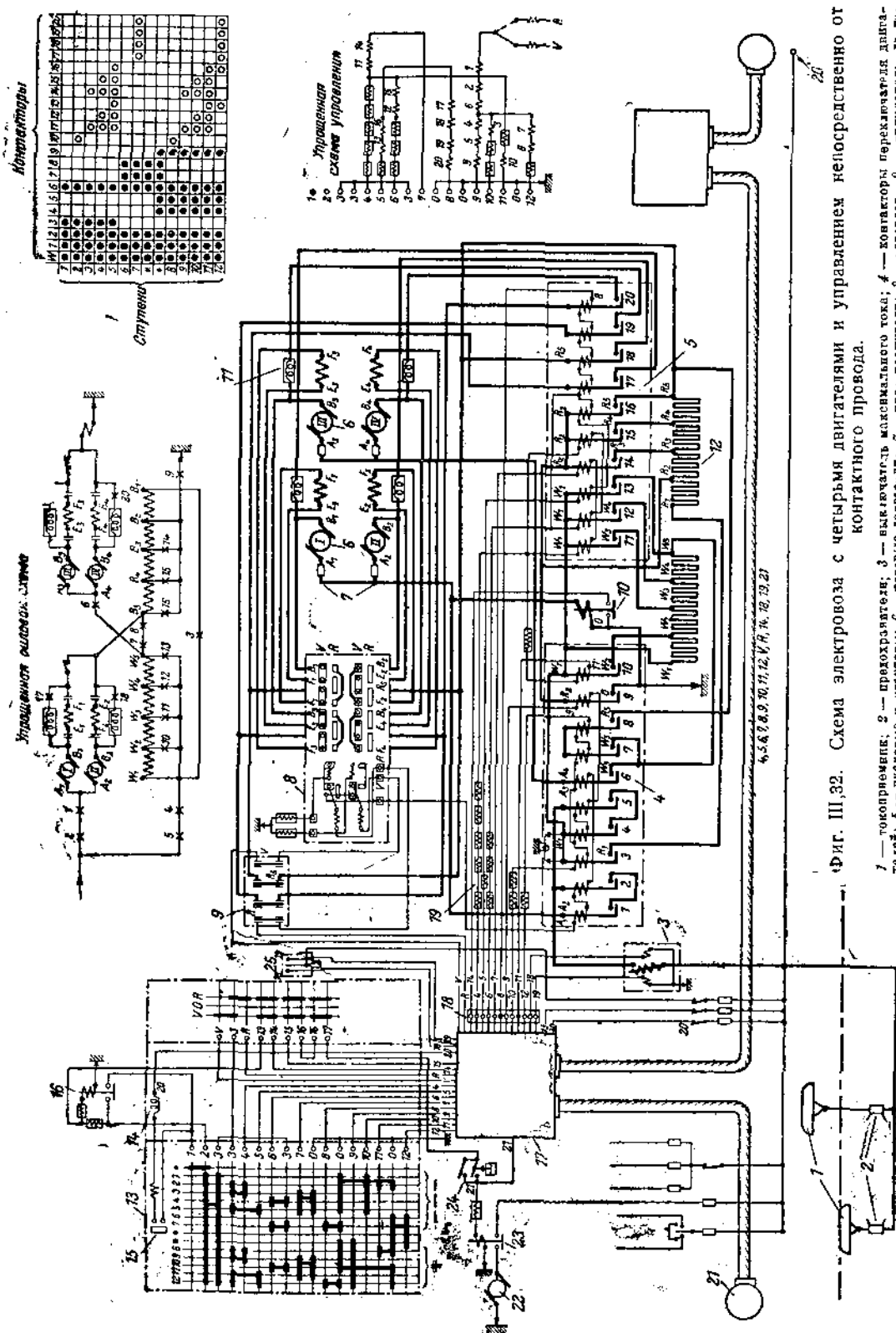
Отдельные (индивидуальные) контакторы присоединяются параллельно к цепи управления и имеют отдельные провода для управления из контроллера. Иногда несколько контакторов, например, 1—4, 5—7, 10—11 управляются при помощи одного провода, равно как и так называемые контакторы с согласованным движением, т. е. всегда занимающие одинаковые положения, например, контакторы 12 и 13, замыкание или размыкание которых производится всегда одновременно.

На схеме показан отключатель двигателей 12, реверсор 14, а также переключатель 16.

Контакторы, одновременное замыкание которых недопустимо и дает короткие соединения, блокируются между собой механически или электрически так, чтобы замыкание одного из контакторов могло иметь место лишь при открытом положении другого контактора. При электрической блокировке устраиваются особые вспомогательные контакты так, что управление одним контактором проходит через вспомогательные контакты другого контактора, чем исключается одновременное включение или выключение этих контакторов. Как правило, электромагнитные контакторы блокируются механически, а электропневматические — электрически.

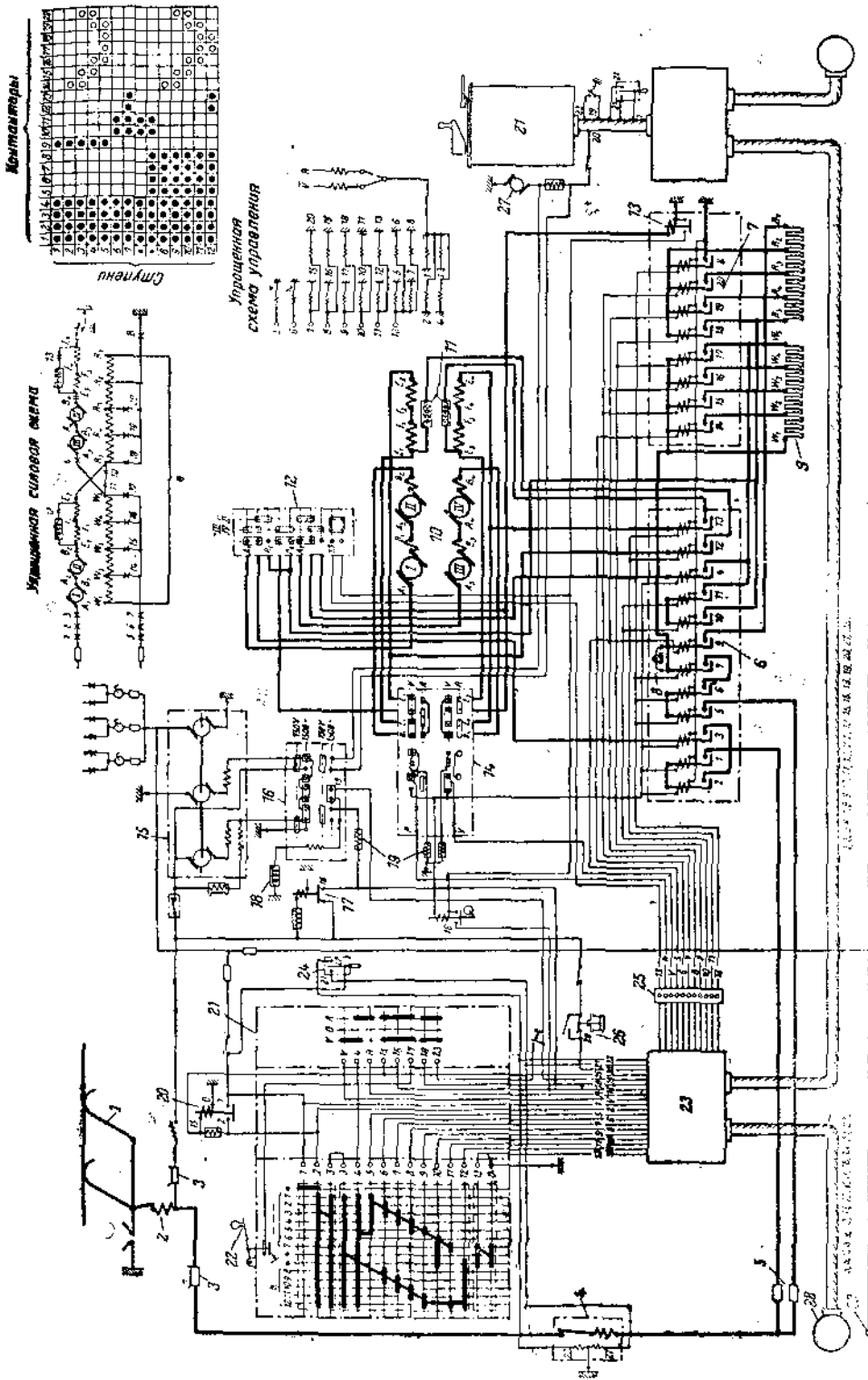
Через электровоз проходит кабель с проводами для управления; в местах ответвления к контроллерам устанавливаются соединительные коробки; внутри коробки на изолированных стержнях 1 (фиг. III,34) устанавливаются клеммы 2 по числу проводников; для ввода кабеля предусмотрены штуцеры 3, дающие плотное соединение с кабелем, не допускающее проникновения влаги внутрь. Сквозной кабель продолжается за коробками по обе стороны и выводится для соединения кабелей для управления обоими электровозами при двойной тяге. Размыкание соединения между электровозами под напряжением при высоких напряжениях опасно для сцепщиков, почему указание соединительные кабели часто связываются с особыми контакторами, снабженными вспомогательными контактами; при поднятии крышки розетки соединительного кабеля контактор размыкает цепь.

Помимо главного вала контроллера управления, служащего для управления контакторами реостатов и последовательно-параллельного переключения двигателей, устанавливается реверсивный вал для управления рабочим реверсором, расположенным в аппаратном помещении электровоза или под электровозом. Реверсивный вал имеет нулевое положение и положение вперед и назад.



Фиг. III, 32. Схема электровоза с четырьмя двигателями и управлением непосредственно от контактного провода.

[illegible]



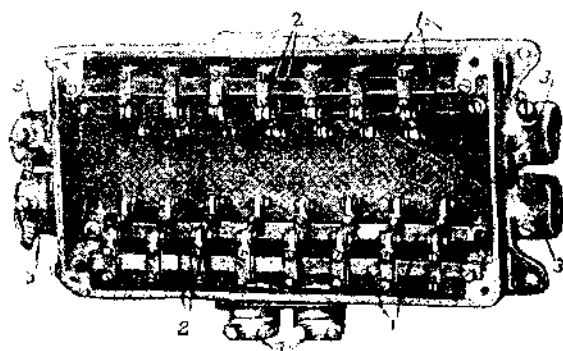
Фиг. 13.33. Схема электровоза с четырьмя двигателями и умформером управления.

1 — токоприемник; 2 — рубильник; 3 — предохранитель; 4 — максимальный выключатель; 5 — предохранитель; 6 — контакторы переключения выключателей; 7 — пусковые контакторы; 8 — механизм на блоке; 9 — пусковые сопротивления; 10 — тап-чистые аппараты; 11 — выключатель пусков; 12 — отключатель тяговых двигателей; 13 — макс. начальное реле; 14 — реверсор; 15 — умформер управления; 16 — переключатель напряжения; 17 — ред. напряжения; 18 — индуктор скорости; 19 — сопротивление в цепи управления; 20 — реле ускорения; 21 — контроллер; 22 — блок мертвого человека; 23 — со-двигательная коробка; 24 — выключатель максимального торможения; 25 — отключатель; 26 — отключатель; 27 — мотор-выключатель; 28 — регулятор давления; 29 — сдвигатель цепи управления; 30 — сдвигатель цепи освещения.

В случае если на электровозе предусмотрена рекуперация, устанавливается часто третий валик специально для работы при рекуперации (электровозы железной дороги Ch—M.—St-Paul завода GEC № 10100—10200)¹.

В этом случае главный вал контроллера имеет два положения рекуперации соответственно последовательному и параллельному соединению двигателей. Только при этих положениях главного вала контроллера и должно быть возможно перемещение валика рекуперации, последний же, будучи поставлен в одном из рабочих положений, замыкает главный вал в положении рекуперации.

На рукоятке главного вала обычно устанавливается приспособление (кнопка мертвого человека), выключающее автоматически ток управления на случай несчастия с машинистом (внезапное заболевание, обморок и т. п.), как только последний выпустит из рук рукоятку управления. Это вспомогательное приспособление бывает механическое и электрическое. В первом случае главный вал контроллера снабжается спиральной пружиной, стремящейся вернуть вал в нулевое положение. Так как во



Фиг. III,34. Соединительная коробка для проводов управления.

всех иных положениях кроме нулевого пружина бывает растянута, то, чтобы удерживание рукоятки в определенном положении не утомляло машиниста, рукоятка имеет вертикальное перемещение, и при нажимании на нее входит в зубчатый сектор, удерживающий при слабом нажатии на рукоятку последнюю в требуемом положении.

При наличии электрической „кнопки мертвого человека“ применяется особое реле, через которое проходит весь ток управления. Это реле устраивается с само-

возбуждением, т. е. ток возбуждения катушки реле проходит через его рабочие контакты. Указанное реле показано на схеме фиг. III,33.

Как только машинист отпустит рукоятку контроллера, катушка реле замыкается накоротко и происходит размыкание цепи управления. Для замыкания реле необходимо рукоятку контроллера поставить в нулевое положение и повторить все манипуляции по пуску двигателей. Реле тока управления может быть использовано для размыкания тока и остановки поезда не только из будки машиниста, но и из поезда (если провести в поезд цепь этого реле, связав с тормозной рукояткой) или с пути при проезде, например, закрытого сигнала (от особой педали, наподобие остановки поезда с пути воздушным тормозом).

Остановимся подробнее на схеме цепи управления. Схема цепи управления представляет собой ряд параллельных цепей, соединяющих контроллер с катушками вентилей электропневматических аппаратов управления (контакторов, реверсора и т. п.).

В каждой цепи включены блокировочные контакты, которые устанавливают определенную зависимость функционирования этого аппарата от положения других сблокированных с ним аппаратов.

Блокировки зависят от силовой схемы и необходимых переключений в ней. Однако можно наметить некоторые основные условия блокировок.

Контактор, приключающий силовую цепь к токоприемнику, должен быть заблокирован таким образом, чтобы была сначала обеспечена установка реверсора и тормозного переключателя в нужное положение, а потом уже была возможность замкнуть упомянутый контактор и поставить силовую цепь под напряжение. Этим исключается возможность перевода реверсора и тормозного переключателя под током, на что они не рассчитываются.

¹ „General Electric Review“, 1915, стр. 600.

Точно так же блокировка быстродействующего выключателя должна предусматривать сначала включение его в цепь, а затем уже приключение цепи к пантографу. Эта блокировка необходима потому, что быстродействующий выключатель может по каким-либо причинам не работать, например, в случае засорения вентиля; тогда появится опасность, что он включится, если, например, вентиль продуется, в тот момент, когда главная рукоятка контроллера находится в положении, соответствующем выключенным реостатам, что равносильно короткому замыканию двигателей, поскольку их сопротивление невелико.

Реостатные контакторы снабжаются также блокировкой, а именно контакторы последовательного соединения групп контакторов должны быть сблокированы с контакторами группировки двигателей; эта блокировка должна исключать возможность замыкания контакторов последовательного соединения группы реостатов в случае параллельного соединения двигателей, так как в этом случае группы реостатов будут накоротко замкнуты.

Выключающие (шунтирующие) отдельные секции реостатов контакторы также блокируются между собой таким образом, чтобы каждый последующий контактор мог быть включен только, если предыдущий включился и замкнул своими блокировочными контактами цепь управления последующего контактора. Эта блокировка исключает возможность выключения одним контактором сразу нескольких секций реостатов, если не сработали предыдущие контакторы, так как это может повлечь нежелательные толчки тока.

Точно так же и контакторы шунтировки поля первой и второй ступеней должны быть так взаимно сблокированы между собой, чтобы контакторы шунтировки второй ступени не могли сработать, если не сработали еще контакторы шунтировки первой ступени.

Кроме того, необходимо обеспечить одновременную работу всех контакторов шунтировки поля одной ступени. Это достигается блокировкой их или тем, что упомянутые контакторы снабжаются общим для одной группы вентилем.

При переходе на рекуперацию во избежание резких толчков тока и тормозных усилий возбудитель должен включаться в невозбужденном состоянии до установившейся тормозной рукоятки в тормозном положении, и только после приключения возбудителя включается тормозная рукоятка и следует начинать возбуждать возбудитель. Эта последовательность должна быть обеспечена соответствующей блокировкой.

Схема блокировки при регенеративном торможении всецело зависит от принятой системы рекуперации, вообще говоря, она должна в конечном итоге обеспечивать плавность перехода на регенеративный режим и исключать возможность применения тормоза на электровозе при рекуперации. Однако при прекращении рекуперации, например, при выключении быстродействующего выключателя, необходимо, чтобы тормоза немедленно были подготовлены для торможения.

В качестве примера рассмотрим схему (фиг. III,35) управления сурамского электровоза Сс, силовая схема которого дана была на фиг. III,21. Обозначения, принятые в схеме, пояснены на самой схеме. Наименования проводников, соединяющих отдельные аппараты, производятся по следующему принципу: проводник, непосредственно подключаемый к пальцу какого-либо из барабанов контроллера, обозначается той же цифрой, как и палец. При прохождении цепи от пальца через какой-либо аппарат (катушку вентиля, блокировку и др.), к номеру проводника прибавляется буква *a*. При прохождении через следующий аппарат ставится уже буква *b* и т. д. в алфавитном порядке. Это обозначение проводников дает возможность установить степень удаления данного проводника от пальца (в отношении количества пройденных аппаратов), а также тот палец, к которому в конечном итоге подключен данный проводник.

Схема вычерчена в предположении, что ток управления выключен, и следовательно, ни один контактор не замкнут, а блокировочные контакты изображены разомкнутыми или замкнутыми соответственно их положению при выключенных контакторах. Изучение схемы управления удобнее всего вести путем рассмотрения работы и блокировки отдельной аппаратуры управления при различных положениях контроллера: пуска, моторной езды и рекуперации.

позицию палец (+), к которому подводится напряжение цепи управления, соединяется с сегментами контроллера.

При помощи провода 70 в поездном положении (ПП) рукоятки тормозного барабана замыкается цепь катушки ТК-М (тормозной переключатель) и катушки реверсора вперед В. Ток возбуждения катушки ТК-М проходит по проводнику 70 через катушку, затем через замкнутые блокировочные контакты выключенного контактора 70 и далее через палец 31 и нижние пальцы контроллера в землю 0. Таким образом электрически катушка ТК-М заблокирована так, что включение ее возможно только, если: 1) тормозной контроллер не находится на одной из тормозных позиций, иначе были бы разомкнуты пальцы 31 (земля); 2) разомкнут контактор 70, который включает в цепь стабилизирующие сопротивления, т. е., следовательно, переключает цепь на регенеративный режим.

Как только реверсор и тормозной переключатель сработают, блокировочные контакты реверсора между проводниками 8А и 8 и тормозного переключателя между 8D и 31 В замыкают цепь управления контактора 3, приключающего силовую цепь. Однако контактор 3 блокируется блокировочными контактами контактора 70 по тем же причинам, что и катушка тормозного переключателя, затем блокировочными контактами быстродействующего выключателя БВ и контактами выключенного контактора 9. Следовательно, условия для включения контактора 3 будут следующие: 1) определенное положение реверсора и тормозного контроллера; 2) включенный быстродействующий выключатель; 3) выключенный контактор 70; 4) выключенный контактор 9.

Блокировка контактора 9 нужна потому, что контактор 9 выключает сопротивления Р-16, Р-17, которые, как мы видели, имеют значение только в момент пуска.

Действительно, в дальнейшем, после того, как сработает контактор 3, цепь 8С—8В замыкается через блокировку того же контактора 3, питание пусковых контакторов уже не зависит от положения контактора 9.

После включения контактора 3 становится возможным включение контакторов 11; 17; 20 и 58 благодаря блокировке 3 между проводниками 8В; 8С и 7С. Питание указанных контакторов производится от пальцев 1; 5 и 10. Для включения указанных контакторов необходимы те же условия, что и для контактора 3, и кроме того, для каждого контактора имеется еще ряд дополнительных условий. Для включения контактора 11 необходимо, чтобы двигатели были соединены последовательно (блокировочные контакты КСП-С). Кроме того, необходимо, чтобы были включены все двигатели (блокировочные контакты ОМ). Первое необходимо потому, что если при последовательно-параллельном или параллельном включении будет замкнут контактор 11, то первая группа пусковых сопротивлений будет шунтирована короткозамкнутым проводником, т. е. при переходе с последовательного на последовательно-параллельное включение будут наблюдаться значительные колебания тока.

Вторая блокировка ОМ необходима для того, чтобы контактор 11 при отключенном двигателе включился не на первом положении контроллера (последовательное соединение двигателя), а на позиции 17 контроллера, т. е. при последовательно-параллельном соединении двигателей (более подробные разъяснения были даны при рассмотрении цепи управления при отключенном двигателе). Для включения контактора 17 необходимо, чтобы двигатели были включены или последовательно или последовательно-параллельно (блокировочные контакты КСП-ССП). Блокировка КСП-ССП необходима для того, чтобы не могло произойти включение контактора 17 при параллельном включении двигателя, так как в этом случае третья группа реостатов будет замкнута накоротко.

Для включения контакторов 20 и 58 необходимо, чтобы все двигатели были включены (блокировочные контакты ОМ), так как замыкание этих контакторов при отключенном двигателе должно происходить не на позиции 1, а на позиции 17. На последующих позициях от 1 до 16, как нетрудно проследить по схеме цепи управлений (фиг. III, 35), последовательно включаются контакторы пусковых сопротивлений, выводящие на каждой позиции по одной секции сопротивления. Здесь следует обратить внимание на блокировку контакторов 21; 15; 5; 14; 13;

Таблица включения контакторов (фиг. II,38)

[illegible]

Шуга погн	ШП-1		2 3 4	6 7 8	9 10 11 12 13	17 18 19 20	25 27 28	30 31 32 33 34 35 36	38 40	42 44 46	51 54	55
	ШП-2		2 3 4	6 7 8	9 10 11 12 13	17 18 19 20 21 22 23 24	25 27 28	30 31 32 33 34 35 36	38 40	42 44 46	51 54	55
Перех. положение	I		2 3 4	—	9 11	—	—	28 30 31 32 33 34 35	38 40	42 44 46	51 54	55
	II		2 3 4	—	9 11	—	—	28 30 31 32 33 34 35	38 40	42 44 46	51 54	55
	III		2 3 4	—	9 11	—	—	28 30 31 32 33 34 35	38 40	42 44 46	51 54	55
	IV		2 3 4	—	9 11	—	—	28 30 31 32 33 34 35	38 39	41 43 45	51 54	55
Параллельное включение	28		2 3 4 5	—	9 11 13	—	—	28 30 31 32 33 34 35	38 39	41 43 45	51 54	55
	29		2 3 4 5	7	9 11 13	—	—	28 30 31 32 33 34 35	38 39	41 43 45	51 54	55
	30		2 3 4 5	7	9 11 13	—	—	28 30 31 32 33 34 35	38 39	41 43 45	51 54	55
	31		2 3 4 5	7 8 9	11 13	—	—	28 30 31 32 33 34 35	38 39	41 43 45	51 54	55
	32		2 3 4 5	8 9	11 13	—	—	28 27 28 30 31 32 33 34 35 36	38 39	41 43 45	51 54	55
	33		2 3 4 5 6	8 9	11	—	—	27 28 30 31 32 33 34 35 36	38 39	41 43 45	51 54	55
	34		2 3 4 5 6	8 9	11 12	—	—	27 28 30 31 32 33 34 35 36	38 39	41 43 45	51 54	55
	35		2 3 4 5 6	8 9	11 12 13	—	—	27 28 30 31 32 33 34 35 36	38 39	41 43 45	51 54	55
	36		2 3 4 5 6 7 8 9	—	11 12 13	—	—	28 27 28 30 31 32 33 34 35 36	38 39	41 43 45	51 54	55
	37		2 3 4 5 6 7 8 9	—	11 12 13	—	—	28 27 28 30 31 32 33 34 35 36	38 39	41 43 45	51 54	55
Шуга погн	ШП-1		2 3 4 5 6 7 8 9	—	11 12 13	—	—	26 27 28 30 31 32 33 34 35 36	38 39	41 43 45	51 54	55
	ШП-2		2 3 4 5 6 7 8 9	—	11 12 13	—	—	26 27 28 30 31 32 33 34 35 36	38 39	41 43 45	51 54	55
Формы	1		2 3 4 5	—	10	—	—	25 28	35	38 39	41 43 45	55
	2		2 3 4 5	—	10	—	—	25 28	35	38 39	41 43 45	55
	3		2 3 4 5	—	10	—	—	25 28	35	38 39	41 43 45	55
	4		2 3 4 5	—	10	—	—	25 28	35	38 39	41 43 45	55
	5		2 3 4 5	—	10	—	—	25 28	35	38 39	41 43 45	55
	6		2 3 4 5	—	10	—	—	25 28	35	38 39	41 43 45	55
	7		2 3 4 5	—	10	—	—	25 28	35	38 39	41 43 45	55
	8		2 3 4 5	—	10	—	—	25 28	35	38 39	41 43 45	55
	9		2 3 4 5	—	10	—	—	25 28	35	38 39	41 43 45	55
	10		2 3 4 5	—	10	—	—	25 28	35	38 39	41 43 45	55
	11		2 3 4 5	—	10	—	—	25 28	35	38 39	41 43 45	55
	12		2 3 4 5	—	10	—	—	25 28	35	38 39	41 43 45	55
	13		2 3 4 5 6	8 9	11	—	—	25 27 28 30 31 32 33 34 35 36	38 39	41 43 45	51 54	55
	14		2 3 4 5 6	8 9	11	—	—	25 27 28 30 31 32 33 34 35 36	38 39	41 43 45	51 54	55
	15		2 3 4 5 6 7 8 9	—	11 12 13 14	—	—	25 26 27 28 30 31 32 33 34 35 36	38 39	41 43 45	51 54	55

4; 22 и 19. Контактторы 21; 15; 5; 14 могут быть включены только при условии, что включен контактор 23. Это условие обеспечивает постепенное выведение сопротивлений. Действительно, контактор 23, как это видно из рассмотрения силовой цепи, выводит секцию сопротивления *P-34, P-35*, которое является наибольшим в третьей группе сопротивлений. Следовательно, если бы не сработал контактор 23 при включении последующих контакторов, например 21, произошло бы выключение сразу двух секций, т. е. получился бы значительный скачок тока. Применением указанной блокировки эта возможность устраняется, так как последующие контакторы не могут быть включены до включения 23.

Блокировочные контакты контактора 21 имеют то же назначение, что и контактор 23, причем условием для включения контакторов 13; 4; 22; и 19, заблокированных блокировочными контактами контактора 21, является также включенное положение контактора 23, так как последний блокирует контактор 21 и тем самым обеспечивается плавный разгон электровоза.

На позиции 16, соответствующей езде без реостатов, происходит соединение пальца 6 с положительным (+) проводником, а через палец 6 происходит замыкание контакторов 56; 60 и 12 через три параллельные ветви управления. Включением этих контакторов производится подготовка системы к переходу на последовательно-параллельное соединение двигателей. Необходимым условием для включения этих контакторов является включение всех двигателей (блокировочные контакты *ОМ*). Включение контакторов 56 и 60 возможно при отключенном двигателе только в случае параллельного включения двигателей благодаря шунтировке контактов *ОМ* переключателем двигателей (*КСП-П*).

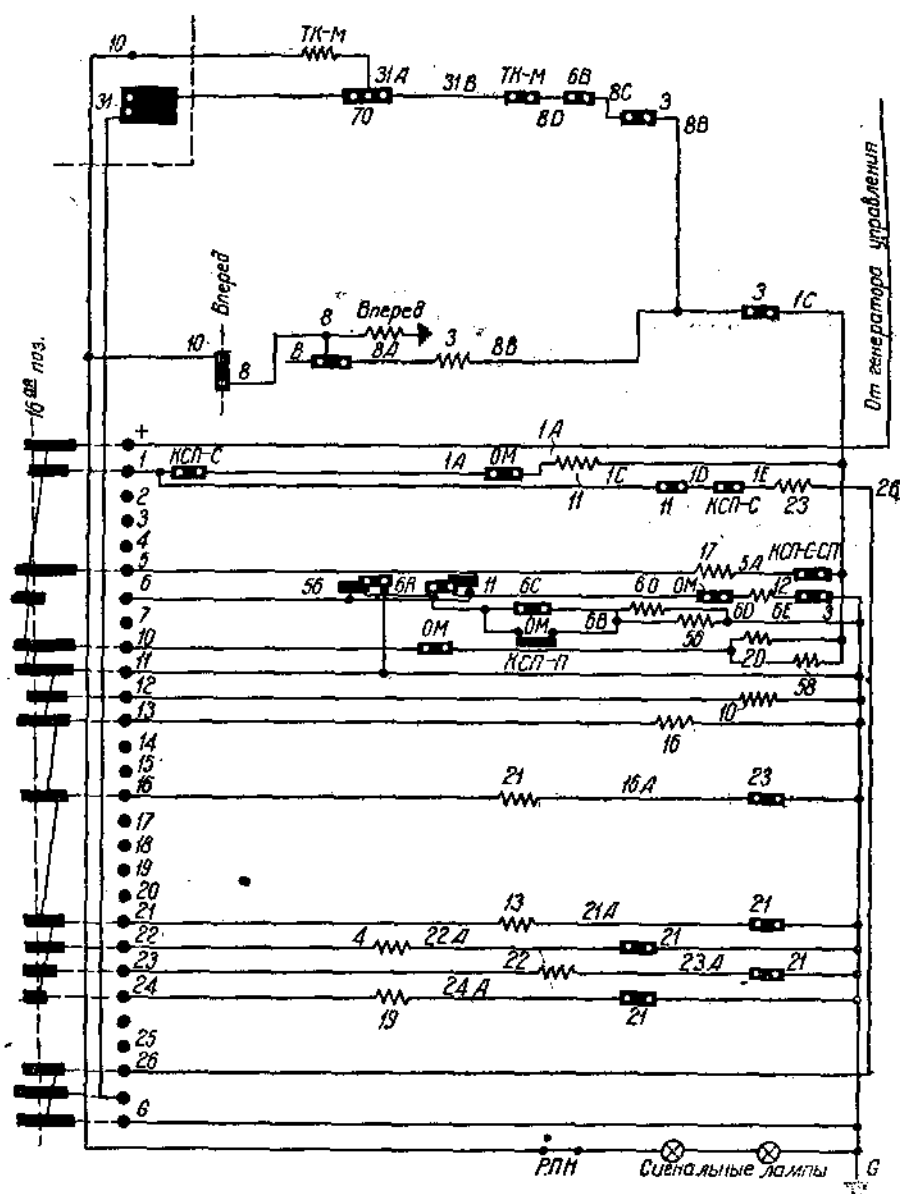
Кроме того, контакторы 56 и 60 заблокированы блокировочными контактами контактора 56, а контактор 12 заблокирован помимо этого блокировочными контактами контактора 11 переключения групп реостатов. Такой блокировкой достигается включение контакторов 56 и 60 от пальца 6, а после включения контактора 56 благодаря размыканию блокировочных контактов 56 питание этих контакторов будет уже происходить от пальца 11. Следовательно, включение контакторов 56 и 60 будет происходить на позиции 16 от пальца 6, а выключение при возвращении главной рукоятки контроллера на позицию 1 от пальца 11.

Необходимость этого объясняется тем, что выключение рукоятки контроллера производится достаточно быстро и при этом групповые контакторы благодаря большой инерции могут не возвратиться в исходное положение последовательного соединения, тогда как индивидуальные контакторы вследствие меньшей инерции, уже возвратятся в исходное положение, соответствующее последовательному включению двигателей. Без указанной блокировки (56 и 60) пусковые реостаты были бы соединены для последовательного включения двигателей, а сами двигатели были бы включены или последовательно-параллельно или параллельно, т. к. при этом, как легко видеть из схемы силовой цепи, имело бы место выключение четырех двигателей (3 и 4 мотора контактором 56, а 5 и 6 контактором 60) при параллельном включении двигателей или трех двигателей (4; 5 и 6 контактором 60) — при последовательно-параллельном выключении. Следовательно, при выключении контроллера имела бы место работа на неполном количестве двигателей. Применение данной блокировки устраняет эту возможность, так как контакторы 56 и 60 остаются замкнутыми до позиции 1.

Схема цепи управления на позиции 16 показана на фиг. III, 36.

При переходе рукоятки контроллера на положение 17, соответствующее последовательно-параллельному включению двигателей, размыкаются пальцы 1; 12; 16; 21; 22; 23; 24; 26, замыкаются пальцы 2 и 4 и остаются в прежнем, т. е. в замкнутом, положении пальцы + 5; 10; 11; 13 *Г*. Следовательно, остаются включенными следующие контакторы: 20; 58 и 3, питаемые через палец 10, контактор 17 — через палец 5, контактор 9 через палец 11, контакторы 56; 60; 12 через палец 6 и контактор 16 — через палец 13. Вновь произойдут следующие включения: через палец 2 ток пройдет по проводнику 2 и возбудит две катушки двух включающих вентилей и одну катушку выключающего вентиля пневматического привода групповых контакторов. В этом случае групповые контакторы устанавливаются в положение, соответствующее

последовательно-параллельному включению двигателей. Кроме этого через палец 4 возбуждается катушка вентиля контактора 39, причем необходимым условием включения последнего является последовательно-параллельное положение групповых контакторов, так как в цепь контактора 39 включены блокировочные контакты КСП-СП.



Фиг. III, 36. Цепь управления электровоза Сс на позиции 16 контроллера.

На последующих позициях происходит включение контакторов пусковых реостатов. При положении контроллера на 27 положении, соответствующем второй ходовой позиции (фиг. III, 35), через палец 7 возбуждается катушка вентиля контактора 78 и вместе с тем ток попадает из проводника 7А в 3А, пройдя через блокировочные контакты КСП-СП, и из проводника 3А попадает в одну включающую и другую выключающую катушку вентиля пневматического привода групповых контакторов. Следовательно на позиции 27 будут возбуждены все катушки вентиля пневма-

тического привода; в этом случае, однако, групповые контакторы остаются в том же положении последовательно-параллельного соединения двигателей.

Это необходимо по характеру работы групповых контакторов для подготовки перехода на положение параллельного включения двигателей. Условиями для включения контактора 18 являются: 1) работа на моторном режиме, что достигается включением блокировочных контактов тормозного переключателя (ТК-М); 2) включенное положение контактора 58, которое гарантирует общую подготовленность цепи к параллельному соединению двигателей.

На положении 28 контроллера происходит параллельное включение двигателей; при этом выключаются все пальцы за исключением 3; 4; 6; 7; 10; 11; 12 и G. Следовательно, остаются включенными контакторы 3; 20; 58 через палец 10; контактор 39 через палец 4; контакторы 56; 60 и 12 — через палец 6 и контактор 10 — через палец 12. Кроме этих пальцев включается еще палец 3, которым подготавливается цепь катушек вентилей пневматического привода групповых контакторов. При выключении пальца 2 прекращается питание катушек вентилей группового привода, соответствующих последовательно параллельному включению, и остаются под током только две катушки (питаемые через палец 7), соответствующие положению параллельного включения, т. е. одна — включающего вентиля и другая — выключающего вентиля. В этом случае групповые контакторы переключаются на положение параллельного включения двигателей. До тех пор пока групповые контакторы не займут параллельного положения, питание катушек вентилей будет происходить от пальца 7 через блокировочные контакторы КСП-СП. Как только групповые контакторы займут положение параллельного включения, питание катушек будет происходить от пальца 3 через блокировочные контакты КСП-П. После того как сработал групповой контактор, возбуждается катушка контактора 57, которая, как это мы видим из рассмотрения силовой схемы, замкнет цепь уравнительного провода. Это достигается путем включения в цепь 57 контактора блокировочных контактов КСП-П. На последующих позициях, как нетрудно проследить по схеме, последовательно включаются контакторы, шунтирующие пусковые реостаты а именно: контакторы 7; 16; 23; 6 и 15; 21; 5 и 14; 22; 4; 13 и 19.

Шунтировка поля предусмотрена на каждой холловой позиции, т. е. 16; 27; 36, и осуществляется включением контакторов 61; 62; 63; 64 для первой ступени и контактов 65; 66; 67 и 68 для второй ступени ослабления поля. Так как шунтировка поля производится для всех двигателей, то эти группы контакторов имеют общие включающие вентили¹. Возбуждение этих вентилей достигается поворотом тормозной рукоятки в соответствующее положение. При этом палец 10 тормозного барабана, находящийся под напряжением от пальца 10 главного барабана, соединяется через сегмент тормозного барабана с пальцем 33 и ток проходит через катушку 61 — 64, контакторов в землю, при этом осуществляется первая ступень шунтировки поля. При продвижении рукоятки на следующую ступень ток попадает в палец 34 и возбуждает катушку вентилей 65—68 контакторов. Последнее возможно лишь в том случае, если включен контактор 64 благодаря блокировочным контактам контактора 64, которые замкнуты только тогда, когда замкнут контактор 64. Такая блокировка необходима потому, что если в случае какой-либо неисправности контакторы 65—68 могут включиться раньше, чем контакторы 61—64, обмотка возбуждения двигателя будет сразу же шунтирована небольшим сопротивлением и произойдет резкое увеличение тока.

Езда на неполном количестве двигателей. Отключатель аварийных двигателей снабжается блокировочными контактами с двумя положениями: 1) полное количество двигателей и 2) какой-либо двигатель отключен (независимо от того, какой именно).

При отключении двигателей размыкаются блокировочные контакты ОМ, показанные на схеме цепи управления (фиг. III, 35) замкнутыми, и замыкаются блокировочные контакты ОМ, показанные на той же схеме разомкнутыми. На первой позиции контроллера при выключенных двигателях, включенными оказываются только

¹ Это целесообразно и с точки зрения уменьшения количества аппаратов в системе.

контакты 3 и 17, которые включаются таким же образом, как при нормальной работе системы. Контакты же 11; 20 и 58, как видно из схемы, не включаются, так как цепь этих контактов разомкнута блокировочными контактами *ОМ*, а именно контактора 11, между проводниками 1А и 1В и контактов 20 и 58 между проводниками 10 и 10В. Однако при этом, как видно из силовой схемы, цепь двигателей будет разомкнута, т. е. электровоз не двинется с места. Указанные контакты не будут работать до позиции 16 включительно, т. е. на всех позициях, соответствующих последовательному соединению двигателей.

На позиции 17 контроллера оказываются включенными следующие пальцы: + 2; 4; 5; 6; 10; 11; 13 и G. Через палец 2 ток поступает в катушки вентилей привода групповых контакторов, и последний устанавливается в положение, соответствующее последовательно-параллельному включению двигателей. Контакты 17; 9; 16 и 59 включаются таким же образом, как и при нормальной работе системы. При включении пальца 4 происходит включение контактов 11; 20 и 58 следующим образом: от пальца 4 ток проходит через блокировочные контакты *КСП-СП, П* попадает в проводник 4А и далее через блокировочные контакты *ОМ* проходит в проводник 10В. В этой же точке 10В ток разветвляется, причем часть идет на питание контактов 20 и 58, а другая часть через блокировочные контакты *ОМ* питает контактор 11. Необходимым условием для включения этих контакторов является последовательно-параллельное или параллельное положение групповых контакторов, что обеспечивается блокировочными контактами *КСП-СП-П*, а блокировочные контакты *ОМ* не допускают включения этих контакторов на первых 16 положениях контроллера, как это имело место при нормальной работе системы. Включение происходит лишь с позиции 17 контроллера.

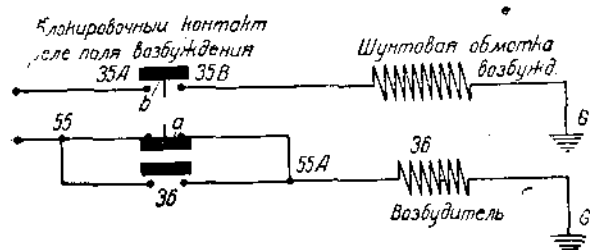
На последующих позициях, от 18 до 27, происходит включение реостатных контакторов. На позиции 27, так же, как и при нормальной работе, происходит включение катушек вентилей пневматического привода групповых контакторов, подготовляющих к переходу на положение параллельного включения двигателей. Переход на параллельную работу происходит таким же образом, как и при нормальной работе, т. е. выключаются контакторы пусковых сопротивлений и выключаются три катушки вентилей пневматического привода групповых контакторов. После того как групповые контакторы переключаются в положение параллельного включения двигателей, включаются контакторы 56; 60 и 57. Включение этих контакторов происходит при помощи блокировочных контактов *КСП-П*. Питание контактора 57 происходит так же, как и при нормальной работе системы. Включение 56 и 60 контактора происходит лишь после того, как сработают групповые контакторы при помощи блокировочных контактов *КСП-П* через проводник, шунтирующий разомкнутую обмотку *ОМ*. Таким образом контакторы 56 и 60 включаются не на позиции 16, как это имело место при нормальной работе, а на позиции 28.

На последующих позициях происходит включение контакторов пусковых сопротивлений.

Так же как и при нормальном режиме, возможно увеличение скорости электровоза путем применения шунтировки поля, которое осуществляется точно таким же образом, как и при нормальном режиме.

Регенеративный режим. Переход на регенеративный режим производится путем следующих операций: 1) нажатием кнопки пускается в ход мотор-генератор (возбудитель), 2) главный барабан контроллера устанавливается на позицию 1 (включают все пусковые сопротивления); 3) селективный барабан устанавливается на положение *С-СП*, или *П*; 4) тормозная рукоятка устанавливается на первую позицию 1 и затем постепенно передвигается в рабочее положение на позицию 15. При этом машинист должен наблюдать по показаниям амперметра ток в тяговых двигателях, который сначала будет иметь одно направление (моторный режим), а затем, постепенно уменьшаясь по величине, пройдет через 0, изменив свое направление. При прохождении стрелки амперметра через 0, т. е. при отсутствии тока в цепи якоря, производится быстрый поворот главной рукоятки на позицию 16. Тем самым совершается переход на устойчивый регенеративный режим.

Необходимая последовательность включения упомянутых рукояток контроллера обеспечивается механической блокировкой последних между собой. Предварительное включение возбuditеля обеспечивается аппаратом, называемым „реле поля возбuditеля“ (РПВ, фиг. III, 35). Это реле имеет два блокировочных контакта (фиг. III, 37), причем один из них (а) замкнут при невозбужденном состоянии катушки реле, а другой (b) в этом случае разомкнут. Разомкнутый контакт b включен в цепь шунтовой обмотки возбуждения, а замкнутый контакт a в цепь катушки контактора 36, включающего возбuditеля. Параллельно с этим контактом включены блокировочные контакты контактора 36, включающего возбuditеля. Реле поля возбuditеля включается при переводе тормозной рукоятки на первую тормозную позицию (цепь катушек реле поля возбuditеля будет рассмотрена ниже). Включение возбuditеля контактором 36 до включения тормозной рукоятки невозможно, так как в случае, если реле возбуждено, контакты между проводниками 35А и 35В замыкаются, а контакты между проводами 55 и 55А размыкаются и таким образом цепь контактора 36 будет разомкнута. Но в случае, если реле



Фиг. III, 37.

не возбуждено, контакты между проводниками 35А и 35В замыкаются, а контакты между проводами 55 и 55А размыкаются и таким образом цепь контактора 36 будет разомкнута. Но в случае, если реле

не возбуждено, и следовательно, замкнуты контакты между проводниками 55 и 55А, контактор 36 включается, так как ток пойдет через указанные контакты. После включения контактора 36 замыкаются блокировочные контакты этого контактора 36 и питание его происходит уже независимо от положения реле поля возбuditеля. После перехода затем рукоятки тормозного контроллера в тормозное положение реле воз-

буждается и благодаря замыканию контакта b окажется возможным включение обмотки возбуждения возбuditеля.

Рекуперация при последовательном соединении двигателей. Главная рукоятка стоит в первом положении; селективная рукоятка в положении последовательного соединения двигателей, но электровоз будет работать на моторном режиме (включены контакторы 3; 11; 20; 17; 58), так как селективная рукоятка, как видно из схемы, не внесет никаких изменений в схему. Переход на регенеративный режим произойдет при повороте тормозной рукоятки на первое положение, при этом: 1) отключается палец 31 от земли и, следовательно, произойдет выключение контактора 3; 11; 17; 20; 58 и 2) соединятся пальцы 10 с 32 и G с 30 через сегменты тормозного барабана. Через палец 32 ток попадает в палец 32' селективного барабана, вследствие чего включится контактор 70 стабилизирующего сопротивления, блокируемый блокировочными контактами отключателя двигателя, и контакторы 72 и 74, последние включаются благодаря соединению пальца 32' с пальцами 28 и 29 через селективный барабан при условии, что групповые контакторы находятся в положении последовательного соединения двигателей. Блокировка эта контролирует подготовленность цепи для регенеративного торможения.

После того как подготовка рекуперации контакторами 70; 72 и 74 произведена, включается от пальца 32' катушка тормозного переключателя ТК-Т, вследствие того что блокировочные контакты 70 в его цепи замкнутся при замыкании контактора 70. Тормозной переключатель переходит в тормозное положение и замыкает блокировочные контакты ТК-Т и тем самым цепь контакторов 3; 11; 17; 20 и 58. Необходимым условием для включения этой группы контакторов будет: тормозное положение переключателя и включенное положение контакторов 72 и 74. Последнее гарантирует полную подготовленность цепи стабилизирующих сопротивлений. И наконец, после включения последней группы контакторов возбуждается от пальца 32' катушка реле поля возбuditеля (РПВ) и этим подготавливается цепь шунтовой обмотки возбuditеля. Это достигается блокировочными контактами 17 контактора.

После того как сработает тормозной переключатель, произойдет включение контактора 10 через палец 10 и блокировочные контакты ТК-Т. Далее при передвиже-

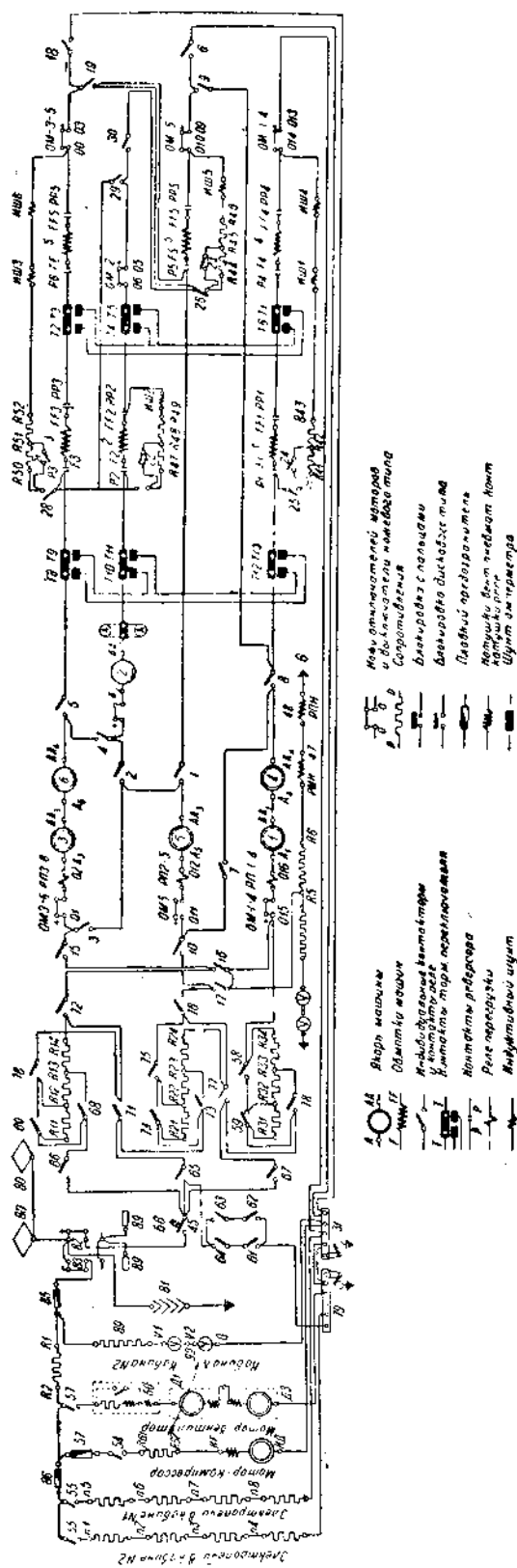
нии тормозной рукоятки до позиции 15 происходит постепенное выведение сопротивлений в шунтовой обмотке возбuditеля, что обеспечивает плавный переход на регенеративный режим. На позиции 3 тормозного барабана произойдет включение так называемого вентиля регенерации, который выключает воздушные тормоза, в случае если возбуждена катушка. Если эта катушка не возбуждена, воздушные тормоза включены. Этим достигается то, что при прекращении регенерации по какой-либо причине электровоз не остается без средства торможения. Включение вентиля регенерации происходит через палец 34 и блокировочные контакты быстродействующего выключателя достигается в случае выключения последнего, т. е. прекращения регенерации, автоматическое включение воздушных тормозов. Блокировка контактора 64 позволяет использовать один и тот же палец для работы как при регенерации, так и при шунтировке поля.

Рекуперация при последовательно-параллельном соединении двигателей. Для перехода на последовательно-параллельное положение или включения вновь на этом положении необходимо тормозную рукоятку привести в исходное положение, а главную рукоятку на позицию 1. При этом, как мы уже видели из предыдущего, включаются воздушные тормоза; затем селективная рукоятка устанавливается на положение последовательно-параллельного включения. При выключении тормозной рукоятки выключаются контакторы стабилизирующих сопротивлений, в том числе и контактор 70.

При этом блокировочные контакты 70 в цепи ТК-Т разомкнутся, а в цепи ТК-М замкнутся, и система придет в положение последовательного включения двигателей при моторном режиме, соответствующее позиции 1 контроллера. Это положение является исходным для перехода на регенеративный режим и для всех способов включения двигателя. После поворота тормозной рукоятки на первую позицию напряжение подается на палец 32 селективного барабана, включается контактор 70 (так же как и в предыдущем случае) и затем контактор 73 через блокировочные контакты выключенного контактора 72. При этом будет подготовлена цепь контактора 74. Контактор 74 включается лишь после того, как групповые контакторы придут в положение, соответствующее последовательно-параллельному включению двигателя. Когда подготовлена цепь стабилизирующих сопротивлений, т. е. замкнут контактор 70, возбуждается катушка ТК-Т и тормозной переключатель придет в тормозное положение. Когда сработают тормозной переключатель и групповые контакторы, произойдет включение контакторов 3; 11; 17, 20, 58 таким же образом и в той же последовательности, как и в случае последовательного включения двигателей, с той лишь разницей, что включение этих контакторов будет заблокировано блокировочными контактами КСП-СП вместо блокировочных контактов контактора 72. Последнее необходимо для того, чтобы данная группа контакторов включалась лишь после окончательной подготовки цепи, т. е. последовательно-параллельного положения групповых контакторов.

Переход на рабочее положение происходит точно так же, как и при последовательном включении.

Рекуперация при параллельном соединении двигателей. Переход на параллельное соединение двигателей производится аналогично тому, как и переход на последовательно параллельное, т. е. главная рукоятка приводится на позицию 1, а тормозная рукоятка в выключенное положение. При этом, как и в предыдущем случае, система работает на моторном режиме в положении, соответствующем последовательному включению двигателей на позиции 1 контроллера. После этого селективная рукоятка переводится в положение параллельного включения, а тормозная рукоятка на тормозную позицию 1. При этом замыкаются контакторы 70 и 73, так же как и в предыдущем случае, и готовится цепь контакторов 71; 75, которые включаются лишь после того, как групповые контакторы установятся в положение параллельного соединения двигателей. Групповые контакторы приводятся в действие возбуждением соответствующих катушек вентилей через палец 3. Напряжение на этот палец подается через соответствующий палец селективного барабана. Тормозной контроллер приводится в действие точно так же, как



Фиг. III, 39. Схема быстрогоходного электровоза ПБ 21-01.

АВУ — автоматический выключатель управления; **ПВУ** — дистанционный выключатель управления; **БН** — быстродействующий выключатель; **С** — контакторы, работающие на силовых цепях; **СН** — контакторы, работающие на силовых параллельных цепях; **ТК** — тормозной переключатель; **М** — моторный пускатель; **ОМ** — окисляющий мотор; **РН** — реле перегрузки; **РЕН** — реле максимального напряжения; **ШН** — шунтировочная цепь; **В** — вывер; **Н** — лезвие; **З** — замыкание.

и в предыдущем случае. После этого включается группа пусковых контакторов (3; 17; 17; 20; 58), которые заблокированы помимо прежних блокировок, блокировочными контактами контактора 75 и КСП-П. Назначение этих блокировок аналогично предыдущему случаю. Переход в рабочее положение происходит тем же способом, как и при последовательном и последовательно-параллельном включении двигателей. Здесь также следует отметить, что для осуществления регенерации при параллельном включении двигателей нет необходимости последовательно проходить через последовательное и последовательно - параллельное включение, как это имело место при моторном режиме.

При разработке схемы первого советского электроваза ВЛ19-01 ходовой формулы $C_0 + C_0$ исходили из схемы имевшегося в то время электроваза серии Сс. В отношении включения двигателей и переключения их схема ВЛ19-01 совершенно не отличается от схемы электроваза Сс. Отличие заключается в порядке включения пусковых сопротивлений, а именно на электровазе Сс, как мы видели, имеется 15 секций сопротивлений и столько же контакторов. Эти секции при последовательном соединении моторов выводятся постепенно одна за другой путем закорачивания их, оставаясь все время последовательно соединенными. Такой способ принят на электровазе ВЛ19-01 только до позиции 8 контроллера включительно, далее же применено последовательно-параллельное включение их. Это позволило для тех же 16 положений контроллера, соответствующих последователь-

27	1	4	7	9	15	16	17	18	29	58	59	—	65	66	67	68	69	70	—	72	73	74	75	76	—	78	—	
27III—1	1	4	7	9	15	16	17	18	25	26	27	28	29	—	65	66	67	68	69	70	—	72	73	74	75	76	—	78
27III—2	1	4	7	9	15	16	17	18	21	22	23	24	25	26	27	28	29	—	—	—	—	72	73	74	75	76	—	78
I	1	4	7	9	15	16	17	18	—	—	—	—	29	—	—	—	—	—	—	—	72	—	—	—	76	—	—	
II	1	4	5	8	9	15	16	18	—	—	—	—	29	—	—	—	—	—	—	—	72	—	—	—	76	—	—	
III	—	—	5	8	15	16	17	18	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	72	—	—	—	76	—	—	
IV	2	—	5	8	10	15	16	18	30	—	—	—	30	—	—	—	—	—	—	—	72	—	—	—	76	—	—	
28	2	—	5	8	10	15	16	17	30	—	—	—	30	—	—	—	—	—	—	—	72	—	—	—	76	—	—	
29	2	—	5	8	10	15	16	17	30	59	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	72	—	—	—	76	—	—	
30	2	—	5	8	10	15	16	17	30	59	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	72	—	—	—	76	—	—	
31	2	—	5	8	10	15	16	17	30	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	72	—	—	—	76	—	—	
32	2	—	5	8	10	15	16	17	30	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	72	—	—	—	76	—	—	
33	2	—	5	8	10	15	16	17	30	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	72	—	—	—	76	—	—	
34	2	—	5	8	10	15	16	17	30	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	72	—	—	—	76	—	—	
35	2	—	5	8	10	15	16	17	30	58	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	72	—	—	—	76	—	—	
36	2	—	5	8	10	15	16	17	30	58	59	—	—	—	—	—	—	—	—	—	72	—	—	—	76	—	—	
36III—1	—	—	5	8	10	15	16	17	25	26	27	28	—	—	—	—	—	—	—	—	72	—	—	—	76	—	—	
36III—2	2	—	5	8	10	15	16	17	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	
I	2	—	5	8	10	15	16	17	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	72	—	—	—	76	—	—	
2	2	—	5	8	10	15	16	17	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	72	—	—	—	76	—	—	
3	2	—	5	8	10	15	16	17	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	72	—	—	—	76	—	—	
4	2	—	5	8	10	15	16	17	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	72	—	—	—	76	—	—	
5	2	—	5	8	10	15	16	17	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	72	—	—	—	76	—	—	
6	2	—	5	8	10	15	16	17	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	72	—	—	—	76	—	—	
7	2	—	5	8	10	15	16	17	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	72	—	—	—	76	—	—	
8	2	—	5	8	10	15	16	17	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	72	—	—	—	76	—	—	
9	2	—	5	8	10	15	16	17	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	72	—	—	—	76	—	—	
10	2	—	5	8	10	15	16	17	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	72	—	—	—	76	—	—	
11	2	—	5	8	10	15	16	17	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	72	—	—	—	76	—	—	
12	2	—	5	8	10	15	16	17	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	72	—	—	—	76	—	—	
13	2	—	5	8	10	15	16	17	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	72	—	—	—	76	—	—	
14	2	—	5	8	10	15	16	17	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	72	—	—	—	76	—	—	
55	2	—	5	8	10	15	16	17	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	72	—	—	—	76	—	—	

ному соединению двигателей, обойтись всего 11 секциями сопротивлений (общее сопротивление, конечно, осталось то же самое, что и у электровоза Сс, поскольку оно определяется максимальным пусковым током на первой позиции контроллера).

У стандартного электровоза ВЛ, являющегося видоизмененным ВЛ19-01, принято было реостатное торможение. Полная схема электровоза приведена на фиг. III, 38а (стр. 200). Этой схемой предвидено последовательное и параллельное включение между собой отдельных секций в пределах каждой группы сопротивлений. Переход от одного соединения двигателей на другое производится методом короткого замыкания группы трех двигателей.

Реостатное торможение, как уже выше указывалось, возможно только при параллельном соединении машин.

Работа контакторов на различных позициях главного контроллера, а также при торможении показана на таблице, блокировки же контакторов даны на схеме фиг. III, 38б (стр. 201).

Советский быстроходный электровоз ПБ 21-01 ходовой формулы 2С₀2 выполнен с индивидуальным приводом каждой движущей оси от двигателей-близнецов и таким образом имеет шесть электрических независимых двигателей — якорей и обмоток возбуждения, которые могут соединяться последовательно и последовательно-параллельно в комбинациях: две параллельные цепи по три якоря и три параллельные цепи по два якоря с соответствующим числом обмоток полюсов. Для каждого соединения двигателей имеется по две ступени ослабления магнитного поля, таким образом всего имеется девять ходовых позиций.

Схема (фиг. III, 39) электровоза напоминает собой схему стандартного электровоза ВЛ-19 (фиг. III, 38) и отличается меньшим числом секций сопротивлений, а именно вместо 11 секций, установленных на ВЛ-19, имеется всего девять секций — по три в каждой группе. Эти секции скомбинированы таким образом, что работают и последовательно и параллельно в каждой моторной цепи, что и позволило так сократить число отдельных секций. Переход с одной группировки двигателя на другую, например, с последовательной на последовательно-параллельную и на параллельную, производится методом короткого замыкания при помощи индивидуальных контакторов. Как видно из схемы, при ходовой скорости на последовательном включении двигателей контакторы 3; 4; 7; 9; 19 и 29, осуществляющие последовательное соединение, и контакторы 16; 17; 58; 59; 67; 68; 69; 70; 73; 75; 76 и 78, шунтирующие пусковые сопротивления, включены. При переходе на последовательно-параллельное соединение выключаются контакторы 16; 17; 58; 59; 67; 68; 69; 70; 73; 75; 76 и 78 и этим самым в цепь тяговых моторов вводятся пусковые сопротивления R_{11} — R_{21} и R_{31} — R_{34} . Затем путем включения контактора 1 шунтируют группу двигателей 3; 6 и 2 и эти двигатели затем выключаются контакторами 3 и 19, после чего присоединяются уже параллельно к цепи двигателей 1; 4 и 5 через сопротивления R_{11} и R_{14} путем включения контакторов 15 и 18; наконец, контактор 16 включает уравнильный провод. Аналогичным способом, но при помощи уже других контакторов (см. таблицу взаимного замыкания контакторов), происходит переключение с последовательно-параллельного в параллельное положение.

Указанная выше последовательность работы контакторов при переключении тяговых двигателей (см. таблицу замыкания контакторов) обеспечивается тем, что в цепь контактора 16 включены блокировки контакторов 76; 15 и 18. Питание контактора 16 происходит от провода 11, находящегося во все время перехода под напряжением. Как только машинист переведет рукоятку главного контроллера в положение 17, происходит выключение контактора, пусковых сопротивлений и контактора 76. Последний разрывает цепь контактора 16. Выключение же контактора 16 влечет за собой включение контактора 1 от провода 2 вследствие включения блокировки контактора 16. Благодаря такой блокировке с момента выключения контакторов пусковых сопротивлений до включения контактора 1, закорачивающего цепь группы двигателей, проходит время, совершенно достаточное для выключения контакторов 76 и 16, включения контактора 1 и выключения всех контакторов пусковых сопротивлений. После замыкания контактора 1 выключаются питаемые от пальца 4 контакторы 3 и 19 (отключение закороченных двигателей) благодаря блокировке их

с контактором 1, и наконец, приключается группа двигателей параллельно к цепи контакторами 15 и 18, питаемыми от пальца 5 и имеющими блокировки с контакторами 3 и 19. При переходе из последовательно-параллельного в последовательное соединение двигателей, т. е. с позиции контроллера 17 на позицию 16, происходит разрыв цепи, что допускается ввиду незначительности тока при этом переходе.

На электровозе предусмотрено реостатное торможение, при котором тяговые двигатели в качестве серийных генераторов работают на пусковые сопротивления, причем реостатное торможение применено только при параллельном соединении машин, а именно в три цепи по две машины в каждой. Для устойчивой работы их при торможении в качестве серийных генераторов устроена двойная циклическая перестановка обмоток возбуждения.

При переходе на реостатное торможение вся цепь отключается от контактного провода быстродействующим выключателем, и включаются тормозные контакторы 61; 62; 63 и 64, замыкающие цепи тяговых двигателей. Тормозным переключателем производится циклическое переключение обмоток возбуждения тяговых двигателей, затем для самовозбуждения двигателей переводится реверсор, и наконец, включаются пусковыми контакторами пусковое сопротивление и производится параллельное соединение машин контакторами 2; 5; 6; 8; 10; 15; 16; 17; 18; 30; 66; 71 и 77. Самый процесс торможения производится постепенным выключением сопротивлений, причем здесь, как и в случае моторного режима, применяется и последовательное и параллельное соединение групп соединений при помощи контакторов 65; 66; 71; 72; 76 и 77.

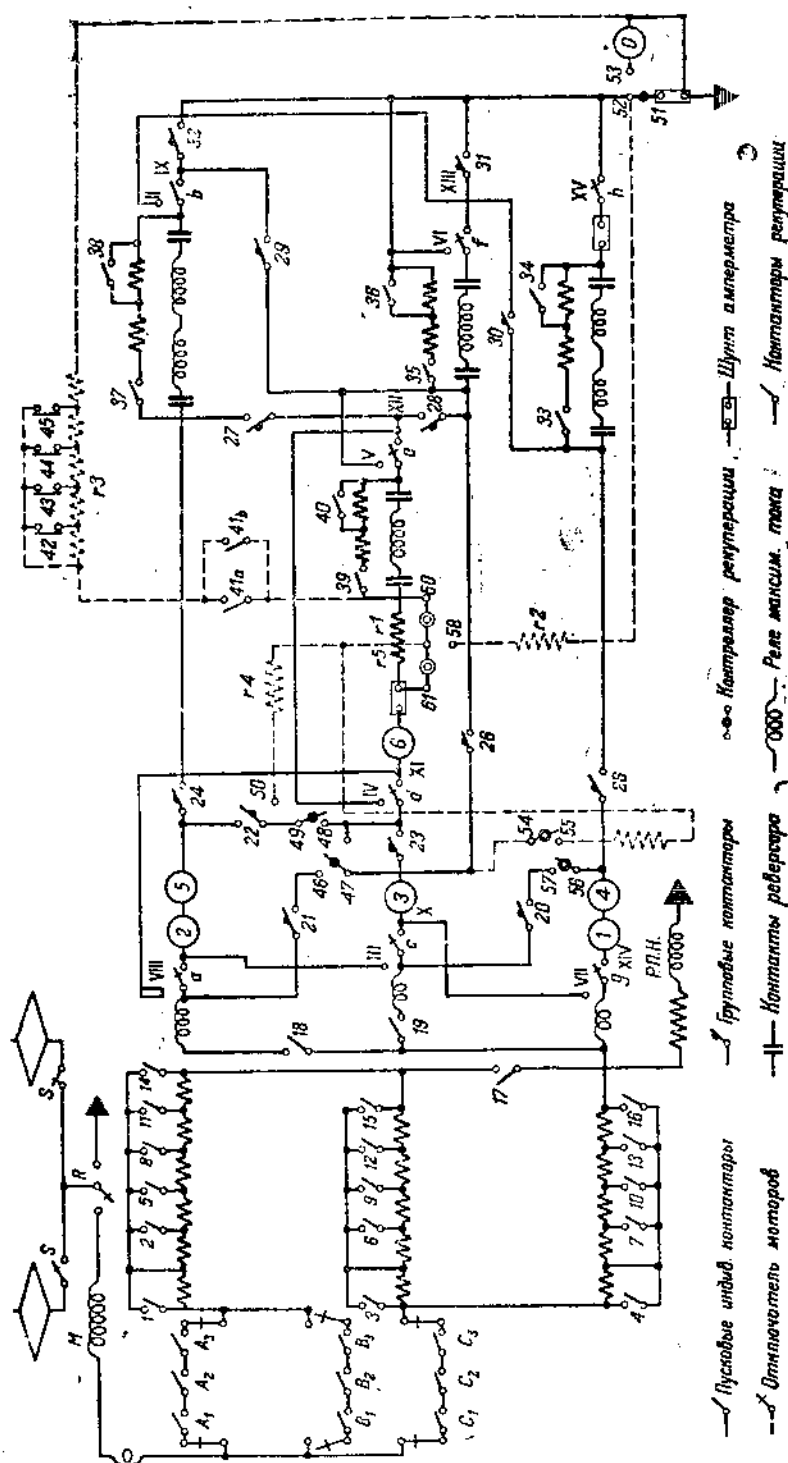
Для того чтобы иметь возможность контролировать, начался ли процесс самовозбуждения машин, который, как выше указывалось, не всегда происходит на первой позиции контроллера, а лишь только после того, как в цепи сопротивление будет ниже критического, использованы сигнальные лампочки быстродействующего выключателя. Эти лампочки при моторном режиме питаются от провода Н 26 через блокировку быстродействующего выключателя и поэтому горят при включенном положении В. В. При переходе на реостатное торможение при включении быстродействующего выключателя они гаснут, и только после того как сработают аппараты для установки тормозного режима, они вновь зажигаются через блокировку контактора 62 (провод 1В).

При выключении тормозной рукоятки тормозной переключатель устанавливается в положение моторного режима, и включается быстродействующий выключатель. Это происходит следующим образом. При выключении тормозной рукоятки восстанавливается питание так называемой держащей катушки быстродействующего выключателя, необходимое для того, чтобы при включении быстродействующий выключатель сохранил свое включенное положение. Само же включение производится включающей катушкой через блокировку тормозного переключателя (ТК-Т) одновременно возбуждается и моторная катушка тормозного контроллера через провод 3, блокировку БВ и блокировку ТКТ. После переключения тормозного переключателя прерывается питание как моторной катушки тормозного контроллера, так и включающей катушки. Таким образом быстродействующий выключатель оказывается включенным и силовая цепь установлена на моторный режим.

На фиг. III, 40 дана силовая схема и таблица замыканий контакторов шестиосных электровозов линии Беневенто-Фоджия итальянских железных дорог. Эта схема значительно проще разобранный выше схемы сурамских электровозов. Оба пантографа приключаются к вводному кабелю при помощи треншалтеров S; за кабелем расположен главный рубильник R, соединяющий волный кабель с силовой цепью. В разомкнутом состоянии он заземляет пантографы. Для защиты от перенапряжения служит дроссельная катушка M.

Быстродействующий выключатель отсутствует: разрыв всей силовой цепи производится тройными контакторами $A_1A_2A_3$ и $C_1C_2C_3$ (контакты $B_1B_2B_3$ являются резервными). Контакторы $A_1A_2A_3$ замкнуты на всех положениях контроллера, а контакторы $C_1C_2C_3$ только начиная с позиции 13 рукоятки главного контроллера.

Таким образом вначале все три группы реостатов соединены последовательно (контакторы $C_1C_2C_3$ и 17 разомкнут) и начиная с позиции 13 после включения упомянутых контакторов рабочий ток проходит параллельно через все три группы реостатов.



Для шести двигателей электровоза предусмотрены три соединения: последовательное, последовательно-параллельное и параллельное, причем само переключение производится методами короткого замыкания, а именно при переходе с последовательного на последовательно-параллельное замыкаются накоротко двигатели 2, 5, 6, которые затем сначала отключаются от силовой цепи, а затем приключаются параллельно к оставшимся двигателям. При переходе с последовательно-параллельного

Линей- ные кон- такт.	Контакты пусковые																			Групповые контакты										Шунтовые													
	А ₁ В ₁ С ₁ А ₂ В ₂ С ₂ А ₃ В ₃ С ₃			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
	Линей- ные кон- такт.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40		
Ш.п. 1 Ш.п. 2	1	○																			○	○	○																				
	2	○		○	○	○															○	○	○					○	○	○													
	3	○		○	○	○	○														○	○	○					○	○	○													
	4	○		○	○	○	○	○													○	○	○					○	○	○													
	5	○		○	○	○	○	○	○												○	○	○					○	○	○													
	6	○		○	○	○	○	○	○	○											○	○	○					○	○	○													
	7	○		○	○	○	○	○	○	○	○										○	○	○					○	○	○													
	8	○		○	○	○	○	○	○	○	○	○									○	○	○					○	○	○													
	9	○		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○								○	○	○					○	○	○													
	10	○		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○							○	○	○					○	○	○													
	11	○		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○						○	○	○					○	○	○													
	12	○		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○					○	○	○					○	○	○													
	13	○		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○				○	○	○					○	○	○													
	14	○		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○			○	○	○					○	○	○													
	15	○		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○					○	○	○													
Ш.п. 1 Ш.п. 2	1	○																			○	○	○																				
	II	○		○																	○	○	○					○	○	○													
	III	○		○																	○	○	○					○	○	○													
	16	○		○																	○	○	○					○	○	○													
	17	○		○	○																○	○	○					○	○	○													
	18	○		○	○	○															○	○	○					○	○	○													
	19	○		○	○	○	○														○	○	○					○	○	○													
	20	○		○	○	○	○	○													○	○	○					○	○	○													
	21	○		○	○	○	○	○	○												○	○	○					○	○	○													
	22	○		○	○	○	○	○	○	○											○	○	○					○	○	○													
	23	○		○	○	○	○	○	○	○	○										○	○	○					○	○	○													
	24	○		○	○	○	○	○	○	○	○	○									○	○	○					○	○	○													
	25	○		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○								○	○	○					○	○	○													
	Ш.п. 1 Ш.п. 2	1	○																			○	○	○																			
		II	○		○																	○	○	○					○	○	○												
III		○		○																	○	○	○					○	○	○													
26		○		○	○																○	○	○					○	○	○													
27		○		○	○	○															○	○	○					○	○	○													
28		○		○	○	○	○														○	○	○					○	○	○													
29		○		○	○	○	○	○													○	○	○					○	○	○													
30		○		○	○	○	○	○	○												○	○	○					○	○	○													
31		○		○	○	○	○	○	○	○											○	○	○					○	○	○													
32		○		○	○	○	○	○	○	○	○										○	○	○					○	○	○													
33		○		○	○	○	○	○	○	○	○	○									○	○	○					○	○	○													
34		○		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○								○	○	○					○	○	○													
35		○		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○							○	○	○					○	○	○													
36		○		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○						○	○	○					○	○	○													
37		○		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○					○	○	○					○	○	○													
38	○		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○				○	○	○					○	○	○														
39	○		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○			○	○	○					○	○	○														
40	○		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○					○	○	○														

Фиг. III, 41. Таблица замыкания контакторов электровоза $B_0 + B_0 + B_0$ итальянских железных дорог.

на параллельное замыкаются накоротко двигатели отдельно 3 и 6 и после отключения от общей силовой цепи приключаются параллельно к оставшимся двигателям.

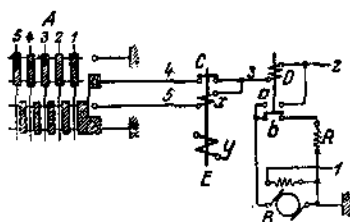
При всех переключениях двигателей полюсные обмотки включаются между группой двигателей и землей. Положение контакторов на трех соединениях двигателей дано на фиг. III, 41.

На фиг. III, 42 дана схема управления указанными электровозами. Положение блокировочных контактов отдельных аппаратов дано на самой схеме вместе с указанием, соответствует ли это положение открытому *От* или замкнутому *Зак* положению самого аппарата. Нельзя не отметить чрезвычайную простоту схемы управления.

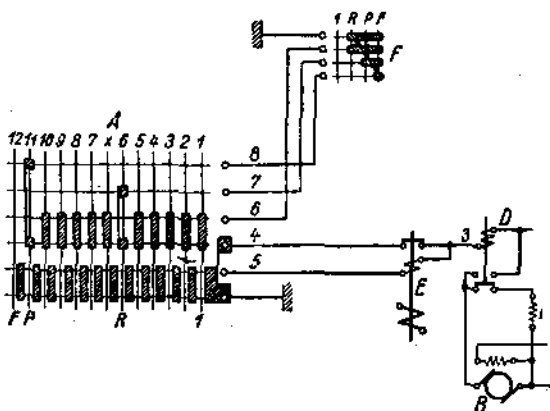
31. Автоматическое управление

Автоматическое управление получило широкое распространение на пригородных и городских железных дорогах. Автоматическая система характеризуется тем, что переход с одной ступени на следующую происходит автоматически. Машинист, устанавливая свою рукоятку в поездное положение, не имеет возможности в дальнейшем влиять на скорость переключения с одной ступени на следующую. Преимуществом этой системы является равномерное ускорение поезда и минимальные потери в реостатах, благодаря тому что реле (реле ускорения), вызывающее переключение со ступени на ступень, или рабочий контроллер управления контакторами, или кулачковый контакторный вал начинает функционировать, как только ток в цепи двигателей достигнет установленной величины. Упрощенная схема автоматического управления с приводом рабочего контроллера от двигателя дана на фиг. III, 43.

Для трогания поезда достаточно, чтобы провода 1 и 2 были под напряжением. При этом магнитное поле двигателя *B* оказывается возбужденным и так называемое тормозное реле *D*, будучи под током, текущим по проводам 3 и 4 в землю, замыкает контакт *a*, благодаря чему якорь двигателя *B* также получает напряжение; дви-



Фиг. III, 43. Упрощенная схема автоматического управления.

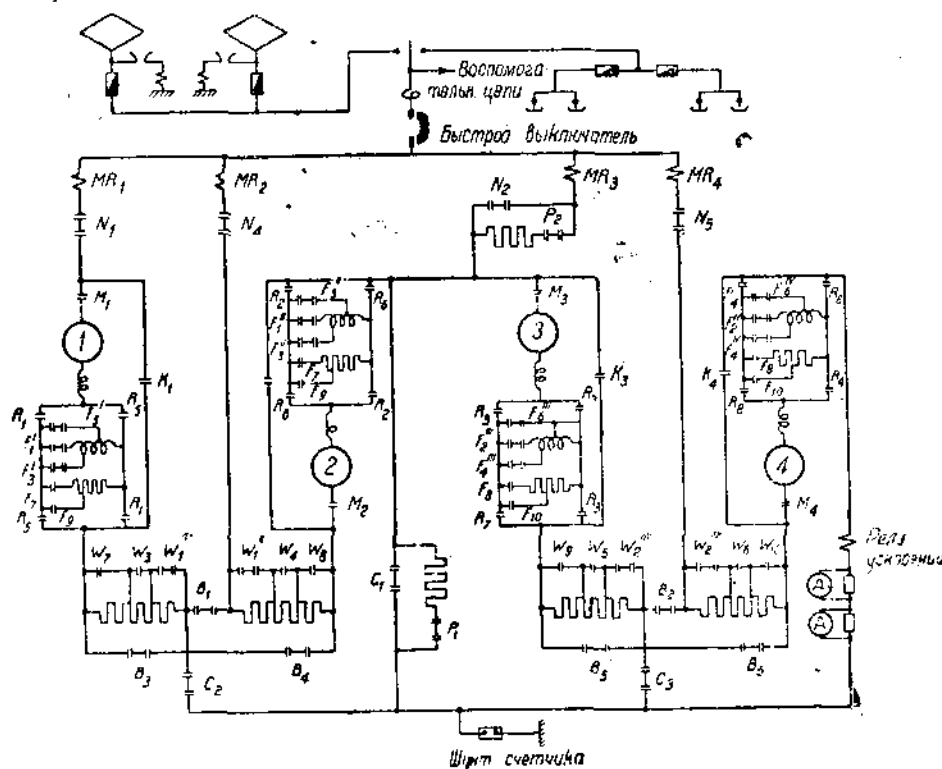


Фиг. III, 44. Упрощенная схема автоматического управления с несколькими положениями рукоятки контроллера.

гатель вращает связанный с ним рабочий контроллер, через который проходит ток управления к отдельным контакторам (при индивидуальной системе) или непосредственно контакторный кулачковый вал (при групповой системе). При этом, однако, провод 5 тотчас же оказывается заземленным через вал управления *A*. Реле *E* начинает функционировать благодаря току в обмотке *x* и прерывает контакт *c* на первой ступени. Провод 5 в положении 1 вала *A* отключается от земли, ток в нем прекращается и реле *D*, падая, замыкает контакт *b*, включая тормозное сопротивление *R* двигателя, и последний останавливается. Хотя ток в обмотке *x* прекращается, однако, реле *E* продолжает держать контакт *c* открытым благодаря току в обмотке *y*, включенной в цепь тяговых двигателей, находящихся теперь уже (в первом положении рабочего вала) под напряжением. Только после того, как ток в цепи двигателей упадет ниже раз установленной величины, сердечник реле *E* падает и дает снова замыкание контакта *c*, что, как мы уже видели, вызывает размыкание контакта *b* тормозной цепи двигателя и замыкания контакта *a*, подводящего ток к двигателю *B*. Таким образом происходит перестановка вала управления и контроллера управления (или контакторного вала) на следующую ступень. На практике бывает необходимо останавливать рабочий контроллер управления контакторами в некотором промежуточном положении, например, последовательное соединение двигателей при маневрах или при нормальной езде без ослабления магнитного поля, пользуясь ослаблением магнитного поля только при опозданиях. В этих случаях контроллер машиниста может занимать несколько соответственных указанным требованиям положений. Схема управления дана для этого случая на фиг. III, 44, где предусмотрены четыре промежуточные ступени: ступень 1 — для маневров, 6 — для последовательного соединения,

11 — для параллельного соединения двигателей, и наконец, 12 — с ослаблением магнитного поля. Соответственно этому и на контроллере машиниста мы имеем четыре положения рукоятки 1, R, P и F. Нетрудно видеть, что при нахождении рукоятки контроллера машиниста на одном из указанных положений контроллер управления или кулачковый контакторный вал перемещается лишь до соответствующего положения. Например, когда рукоятка контроллера машиниста будет установлена в положение P, благодаря заземлению провода 4 через провод 7 с положения 6 вала управления произойдет дальнейшее переключение ступеней до 11, соответствующей параллельному соединению двигателей.

Как уже упоминалось выше, двигатель В вращает или так называемый контроллер, подающий ток управления для размыкания и замыкания контакторов, или кулачковый вал группового привода контакторами.



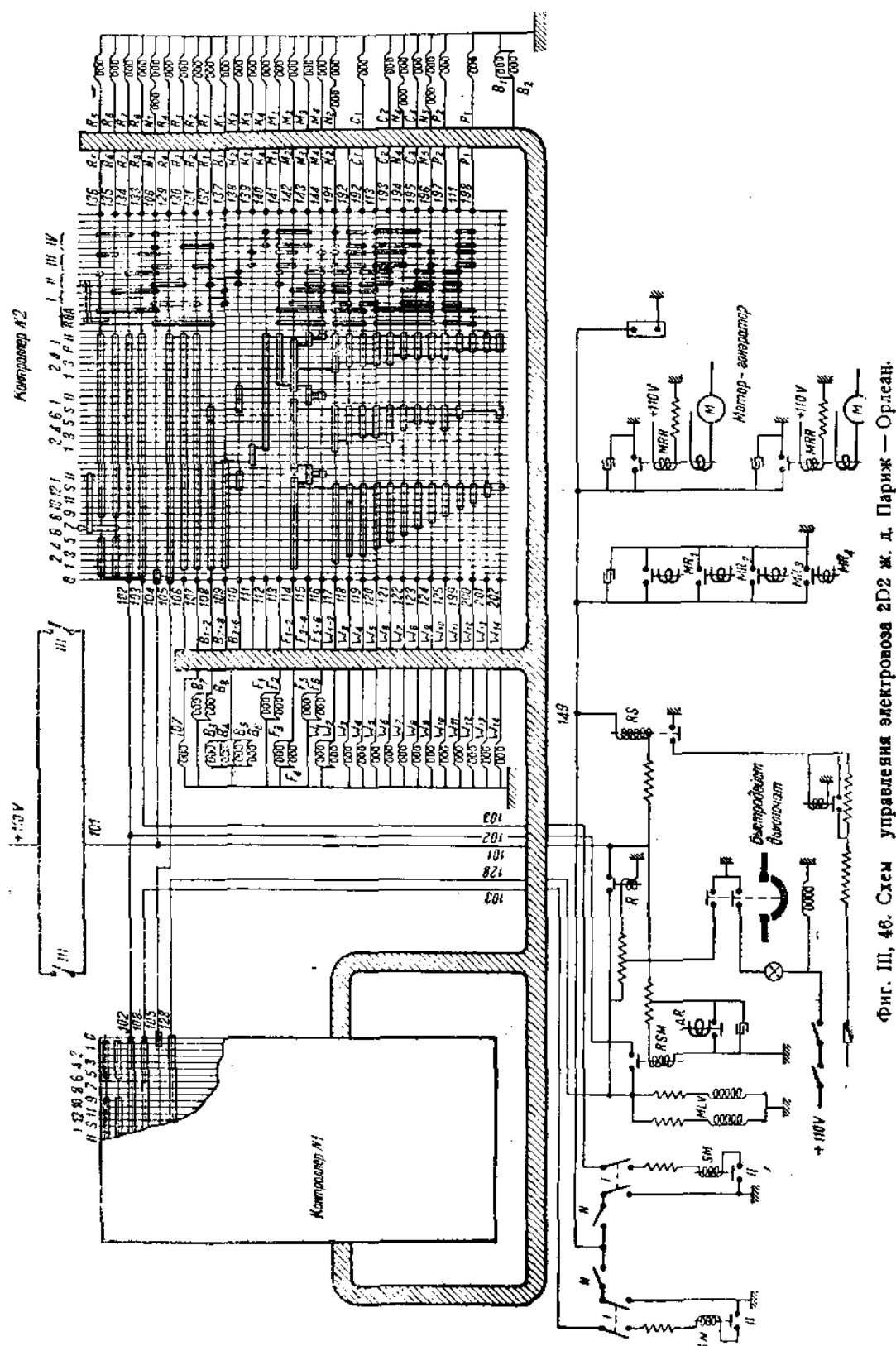
Фиг. III, 45 а. Схема электровоза 2Д2 железной дороги Париж — Орлеан.

На электровозах 2Д2 № 401 и 402 железной дороги Париж—Орлеан применена смешанная система управления — от руки машиниста и автоматическая (фиг. III, 45 — 47).

Электровозы снабжены четырьмя двигателями, каждый напряжением 1500 В на коллекторе (напряжение контактного провода 1500 В). Регулирование скорости производится соединением двигателей последовательно, последовательно-параллельно и параллельно, а также путем ослабления магнитного поля.

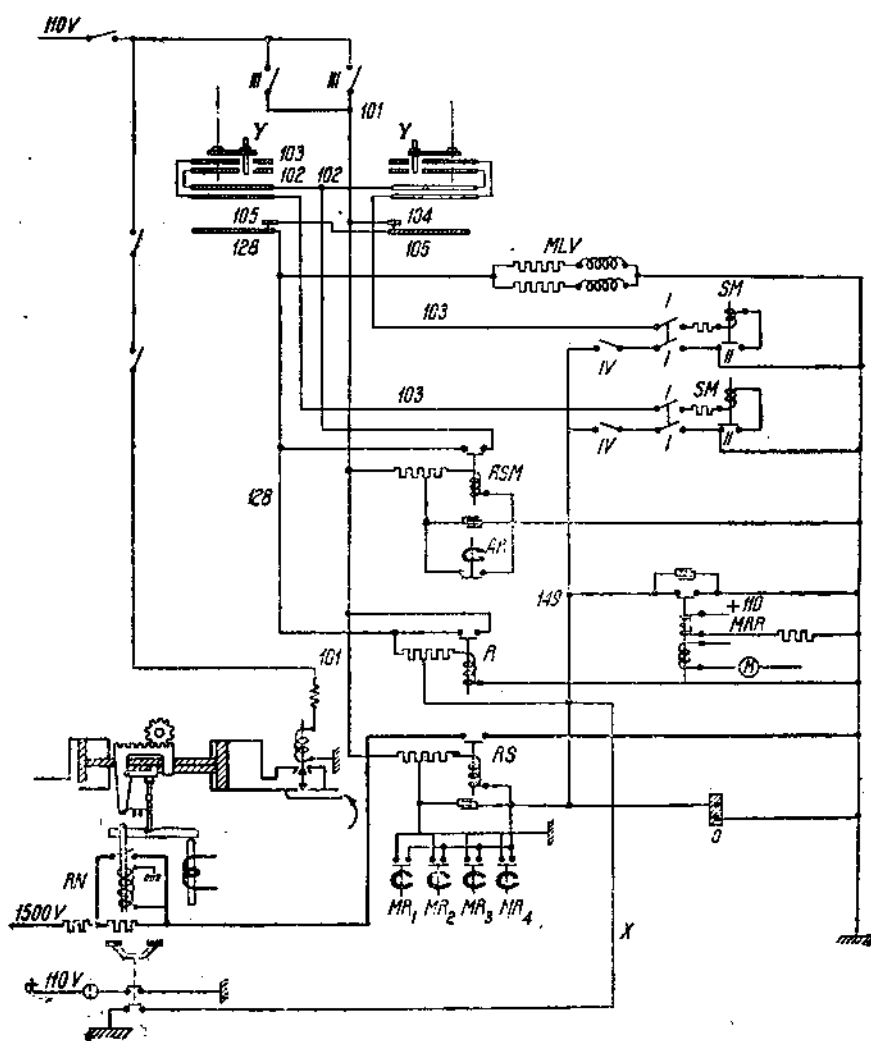
У электровоза № 401 имеется девять ступеней скорости езды без реостатов соответственно трем упомянутым группировкам двигателей с магнитным полем в 100, 80 и 60%.

У электровоза № 402, снабженного двигателями с компенсационной обмоткой, предусмотрено 13 ступеней скорости соответственно трем группировкам двигателей с магнитным полем в 100, 70, 59, 37 и 25%; последние два ослабления поля не применяются при параллельном соединении двигателей.



Фиг. III, 46. Схем управления электровоза 2Д2 ж. д. Париж — Орлеан.

Для питания цепи управления имеется ток напряжением 110 В. Когда контроллер находится в нулевом положении и начинает перемещаться, выключатель *III* замыкается, контакты 104, 105 и 128 соединены между собой, и ток идет от 128 к реле *R*, замыкая последнее. Продолжая вращать рукоятку контроллера, доводят ее до первого положения; ток в 104 и 105 прерывается, но реле *R* остается замкнутым, ток проходит от 101 по блокировке реле *R*. Таким образом цепь управле-



Фиг. 3, 47. Схема управления сервомоторами электровоза 2D2 железной дороги Париж — Орлеан.

ния может быть замкнутой, только если контроллер находился в нулевом положении. Если бы реле *R* упало, необходимо вал контроллера снова перевести через нулевое положение.

При перестановке рукоятки контроллера контакт *Y* замыкает оба сегмента 102-103 и, когда реле ограничения тока *AR* падает, ток проходит через контакты реле *RSM* через 102, 103 и через вентили электроклапана *SM* сервомотора, перемещающего вал контроллера; последний вращается до ближайшего следующего положения, выключатель *II*, связанный с движением вала контроллера, будучи ранее замкнутым, теперь размыкается; особая пружина возвращает механизм для перемещения вала контроллера в исходное положение, и выключатель *II* снова замыкается.

Вал контроллера перемещается до тех пор, пока ток тяговых двигателей не будет выше того, на который установлено реле *AR*. В этом случае реле *AR* начинает функционировать и замыкает накоротко катушку *RSM*, вследствие чего ток в *SM* прерывается и контроллер останавливается. Как только реле *AR* снова упадет, перемещение вала контроллера повторяется в описанном порядке.

Когда вал контроллера достигнет положения, в котором установлена рукоятка его, палец у оказывается разомкнутым от секторов *102* и *103*, и вал контроллера останавливается.

При перемещении рукоятки контроллера обратно в нулевое положение выключатель *IV* замыкается, реле *RS*, будучи под током, замыкает накоротко реле нулевого напряжения *RN*, размыкающее главный выключатель, при этом размыкается главное реле *R*, прерывающее ток в секторе *128*, и все контакторы оказываются разомкнутыми. Контроллерный вал возвращается в первоначальное положение, благодаря тому что электроклапаны сервомоторов оказываются без тока.

При управлении от руки достаточно рукоятку контроллера поднять вверх и тем самым выключить механизм автоматического управления и соединить вал контроллера с рукояткой. Выключатель *I* размыкается, таким образом можно переводить контроллер при помощи рукоятки из одного положения в другое. При установке же его в нулевое положение замыкается выключатель *IV*, так же как и при автоматическом управлении, но это не имеет никакого значения, так как выключатель *I* все равно разомкнут.

Размыкание реле *R* производится при размыкании главного выключателя. Размыкание главного выключателя производится непосредственно от реле максимального тока или от реле нулевого напряжения *RN* или механическим путем из кабины машиниста. Помимо того размыкание главного выключателя предусмотрено от реле *RS*, замыкающего при прохождении через него тока накоротко реле нулевого напряжения. Реле *RS* оказывается под током:

1. При замыкании выключателей *IV* от руки или автоматически, при нулевом положении рукоятки контроллера. При управлении электровозом от руки выключатель *I*, последовательно включенный, разомкнут, почему положение выключателя *IV* оказывается без всякого влияния.

2. При функционировании одного из максимальных реле *MR*₁, ..., *MR*_n, установленных в цепи тяговых двигателей.

3. При функционировании реле *MRR* в случае перерыва тока в контактной сети. Это реле имеет две обмотки с противоположным магнитным полем; одна обмотка питается током 110 В, другая током двигателя преобразователя.

4. При установке в нулевое положение рукоятки управления пантографом.

32. Классификация аппаратуры электровоза

Разбирая схемы электровозов, мы познакомились с той аппаратурой, которая необходима для получения различных соединений двигателей (последовательное, последовательно-параллельное и параллельное включение их), а также для постепенного выключения (шунтирования) пусковых реостатов, ослабления магнитного поля, подготовки и регулирования регенеративного режима. Вся эта аппаратура вместе с токосниманием образует так называемую группу аппаратуры силовой цепи. Кроме того, на электровозе имеется аппаратура управления; при помощи ее производится дистанционное управление (из кабины машиниста) силовой аппаратурой. Аппаратура управления характеризуется тем, что через нее проходят только токи низкого напряжения (ток управления). Сюда относятся контроллер и блокировочные устройства силовой аппаратуры и управление вспомогательными машинами. Нередко выделяется в особую группу аппаратура защиты: быстродействующий выключатель, разрядники, реле максимального тока и нулевого напряжения, реле буксования.

К измерительной аппаратуре электровоза относятся амперметры, вольтметры, счетчики, указатели скорости и манометры.

33. Токоосниматели от третьего рельса

Снятие тока электровозами производится почти исключительно при помощи пантографа от воздушного провода, реже — от третьего рельса.

Применение третьего рельса имеет большое преимущество в смысле простоты конструкции, обслуживания и ремонта, однако некоторые особенности этого способа питания не позволяют применять его при всяких условиях. Третий рельс представляет большие затруднения при изолировании токоприемника, кроме того, при колебаниях тока имеют место высокие перенапряжения.

В настоящее время считается, что применение третьего рельса может быть допущено для напряжений до 1500 V. В Америке на линиях *Michigan Ry* был установлен третий рельс для напряжений между рельсом и землей в 2400 V, однако впоследствии пришлось напряжение снизить до 1200 V. Для возможности применить третий рельс для напряжений выше 1500 V иногда устанавливаются два рельса-проводника: один — положительный, другой — отрицательный, с разностью потенциалов по отношению к земле 1500 V, а между рельсами — 3000 V; путевые же рельсы служат нейтральным проводом. Примером такой подачи тока может служить железная дорога *St. George de Commiens à la Mure*, сооруженная в 1903 г. для постоянного тока 2400 V.

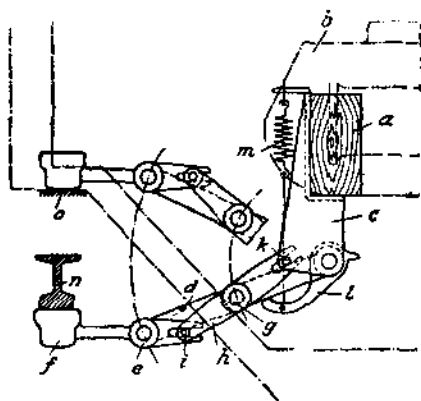
Эта система обходится дорого благодаря необходимости иметь два провода, и распространения не получила.

В настоящее время наивысшее напряжение в третьем рельсе 1500 V применено на железной дороге Париж — Лион — Средиземное море.

Конструкция токооснимателя зависит от способа прокладки третьего рельса, а именно, происходит ли снятие сверху рельса или снизу. В первом случае достаточно для удовлетворительного съема тока веса токооснимателя, в последнем же случае необходима достаточно жесткая пружина. Особый интерес представляют конструкции токооснимателя, допускающего снятие тока сверху и снизу третьего рельса.

На фиг. III, 48 изображен токоосниматель фирмы AEG для снятия тока сверху и снизу третьего рельса. Прикрепление токособиранителя производится к специальному деревянному брусу *a* при помощи литой опоры *c*, в которой расположен валик для вращения рычага *d*. К концу рычага *d* укреплен шарнирно основной рычаг *e* токособиранительного башмака *f*. Благодаря двойному сочленению токоприемника последний может занимать положения, соответствующие различной высоте третьего рельса. Указанное сочленение связано специальным рычагом *h*, вращающимся около оси *g* и упирающимся одним концом в вилку *i* свободного конца рычага токооснимателя *e*, а на другом конце имеется вилка *k*, лежащая на литой опоре *c*; указанные прорезы позволяют иметь без заклинивания достаточные перемещения токоприемника.

Перемещение рычага *c*, а с ним и токособиранителя, производится при помощи захвата *l*, поднимаемого вверх пружиной *m*, укрепленной на литой опоре *c*. При нормальном положении третьего рельса *n* к последнему прижимается токоосниматель усилием пружины *m* и захвата *l*. При верхнем положении третьего рельса *o* (например, на мостах) токоосниматель ложится поверх рельса и давит на него своим весом



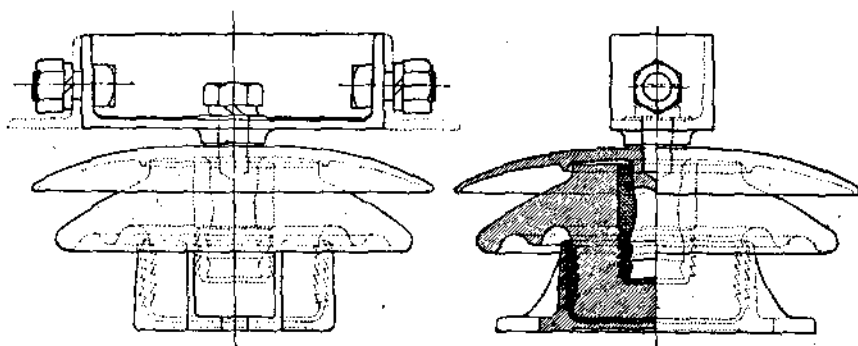
Фиг. III, 48. Токоосниматель от третьего рельса фирмы AEG.

34. Пантографы

Пантограф состоит из: а) основной рамы, устанавливаемой на изоляторах; б) собственно пантографа — шарнирной системы, составленной из отдельных стержней; в) верхнего полоза (лыжи), несущего контактные полосы.

Изоляторы для установки пантографов применяются часто те же самые, что и в контактной сети, в виде опорного изолятора, как показано на фиг. III, 49, укрепляемого к крыше фланцем на болтах, для укрепления же рамы основания пантографа на изоляторе имеется угольник; часто применяются изоляторы в виде втулок, сквозь которые пропускаются трубки, образующие основание пантографа.

На фиг. III, 50 показана нижняя рама пантографа нормального типа германских железных дорог, составленная из четырех труб. Продольные стержни опираются своими концами, образующими кольца, на опорные изоляторы, а внутри попереч-

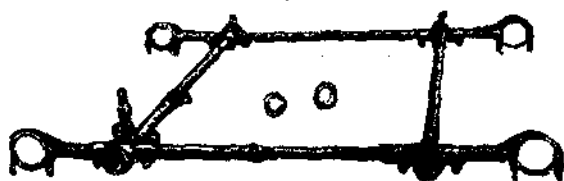


Фиг. III, 49. Опорный изолятор для пантографа 3000 V напряжения постоянного тока (Вестингауз).

ных труб пропущены стержни, образующие пантографные параллелограммы. Вращение этих стержней происходит в шариковых подшипниках, заделанных в крестовом соединении труб основания. Общий вид пантографа германских железных дорог показан на фиг. III, 51.

Очень часто основная рама пантографа устраивается из углового железа и к ней прикрепляются шариковые подшипники для вращения параллелограммов (фиг. III, 52, пантографы итальянских железных дорог).

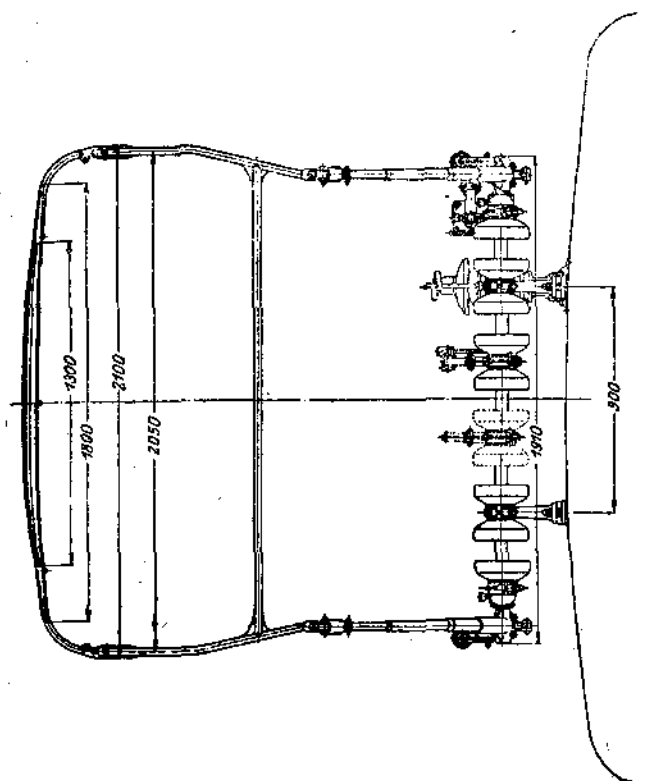
Нижние стержни (укосины), образующие параллелограммы, устраиваются или одинарными (фиг. III, 51) или двойными (фиг. III, 52) и соединяются шарнирно с верхними стержнями. Шарниры перекрываются гибким проводником, хорошо видимым на фиг. III, 52.



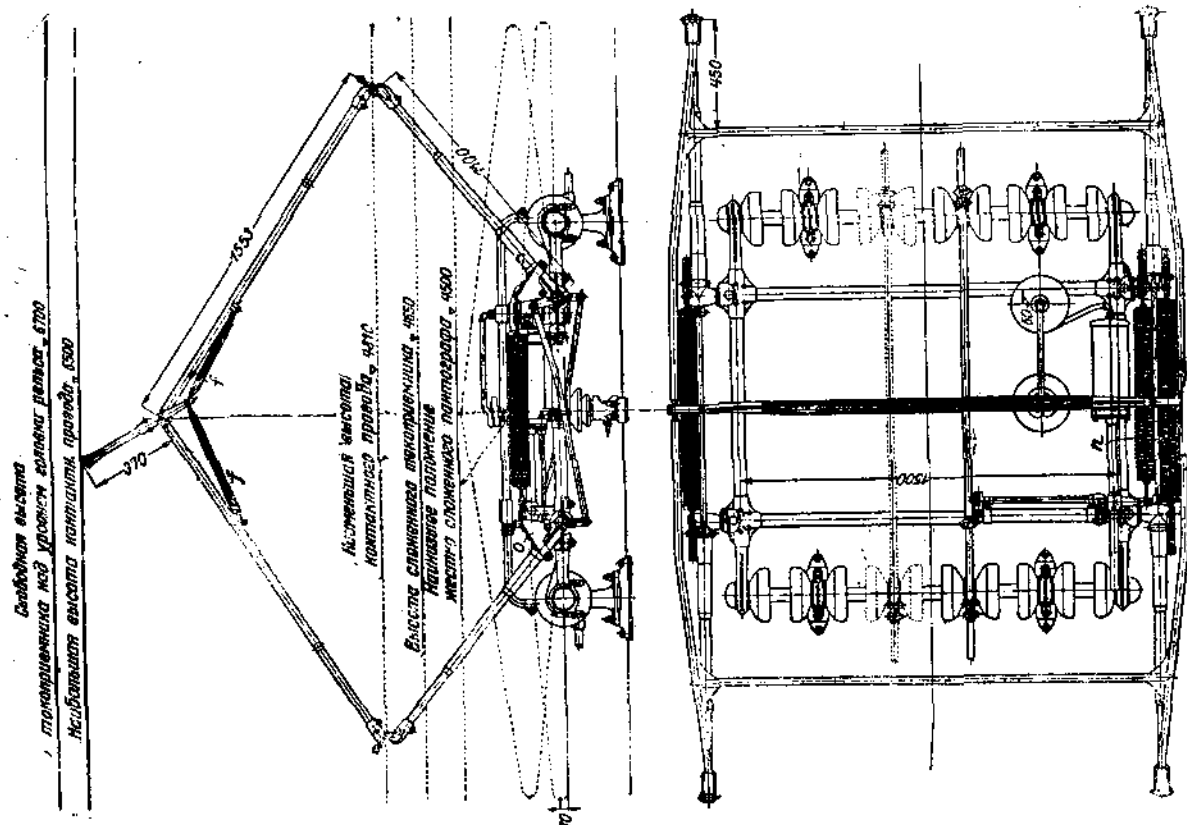
Фиг. III, 50. Нижняя рама стандартного пантографа германских железных дорог.

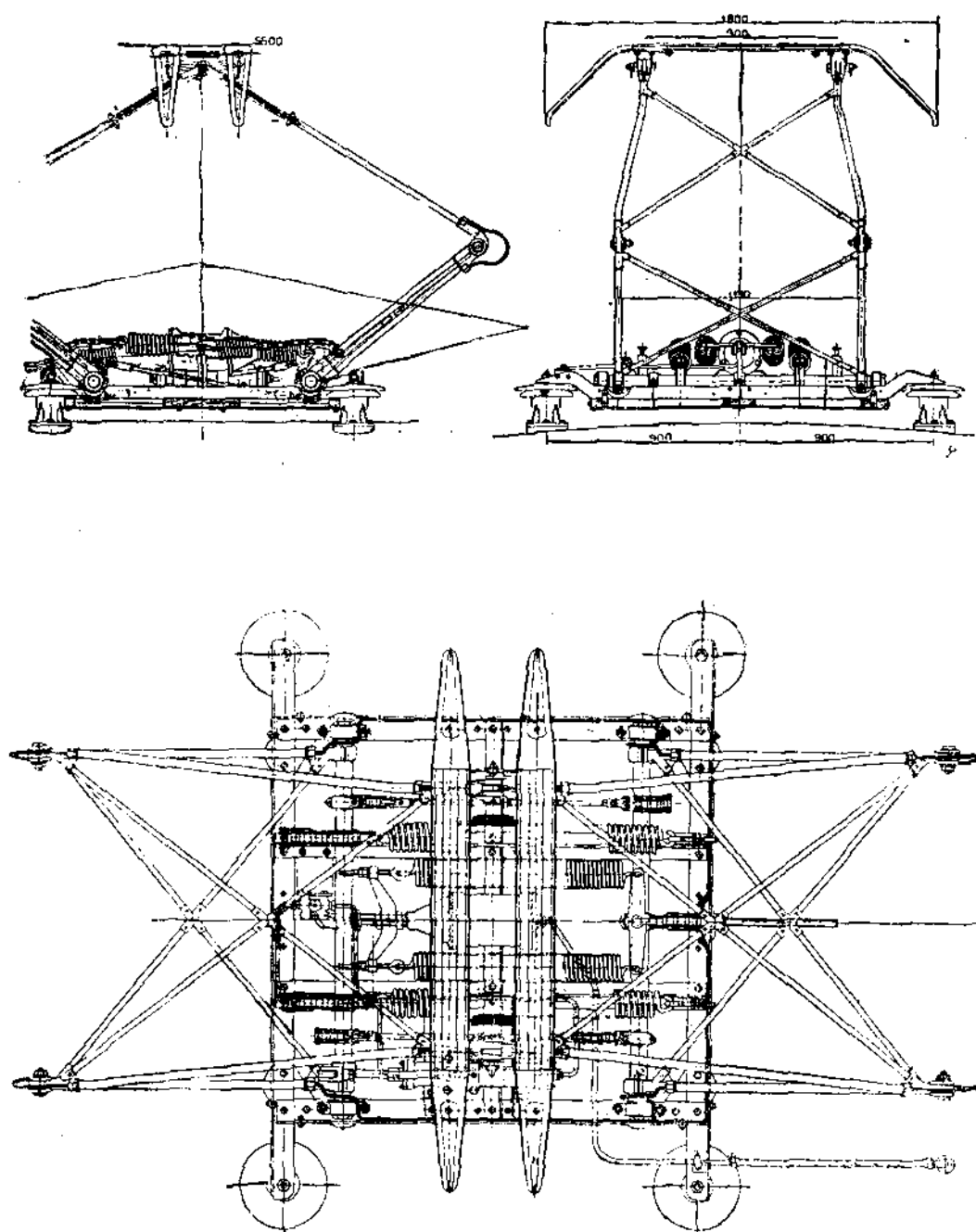
Правый и левый пантографы связываются между собой раскосами или очень жесткими крестами (фиг. III, 52), либо поперечными распорками приваренными достаточно жестко угольником, как, например, на пантографе германских железных дорог (фиг. III, 51).

Пантографы, представляющие собой систему жестких статически неопределимых рам, обладают тем недостатком, что при неправильной длине отдельных элементов или при неправильном монтаже пантографа при боковых отклонениях замечается сильное защемление в шарнирах, лишаящее пантограф его основного свойства—следовать непрерывно за всеми изменениями по высоте контактного провода. Во избежание этого заводом ВВС предложен пантограф, представляющий собой простую статически определимую систему (фиг. III, 53). Помимо значительного упрощения этот тип пантографа позволяет использовать место на крыше под пантографом для установки вводов тока, сигнальных приборов и т. п.; в то же время уменьшается и строительная высота пантографа благодаря отсутствию верхнего поперечного соединения. Такого типа пантограф применен на сурамских электровозах фирмы ВВС (электровозы Си, фиг. III, 53).



Фиг. III, 51. Пантограф германских ж. д.



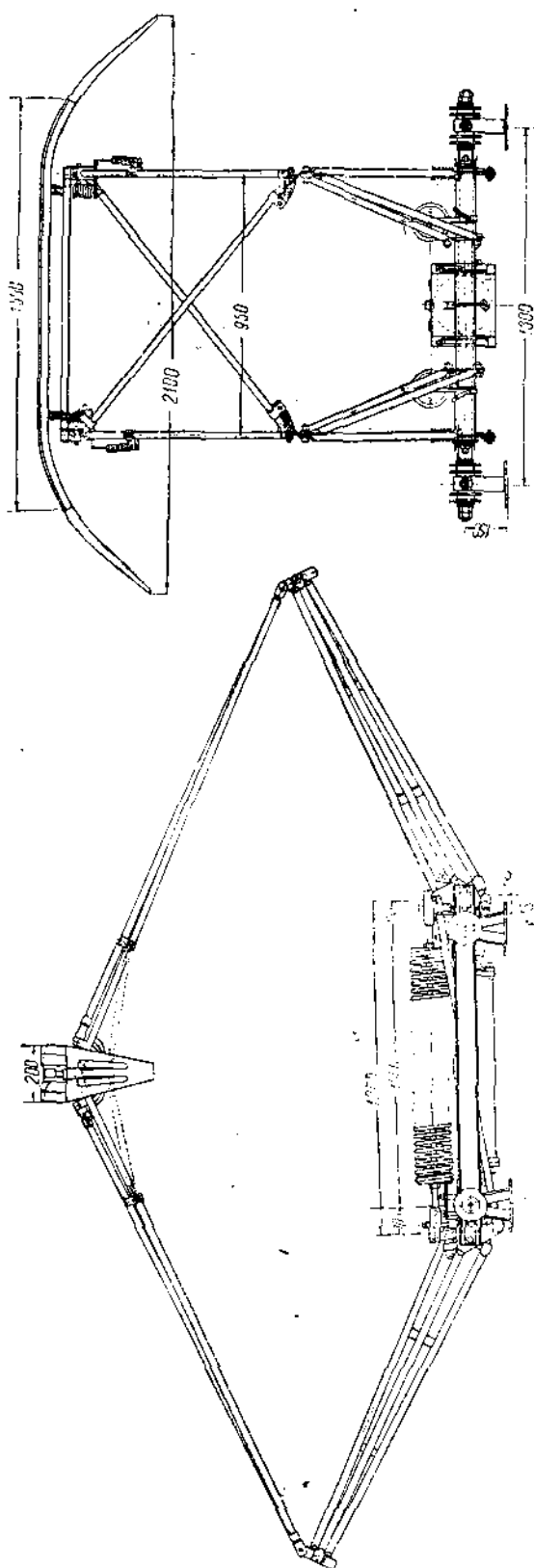


Фиг. III, 52. Пантограф итальянских ж. д.

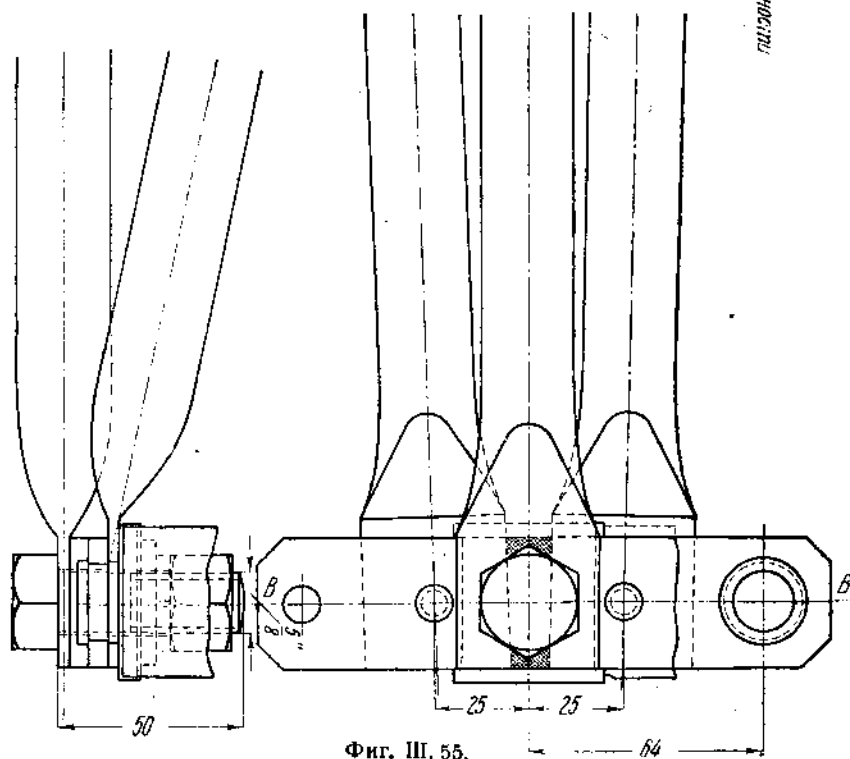
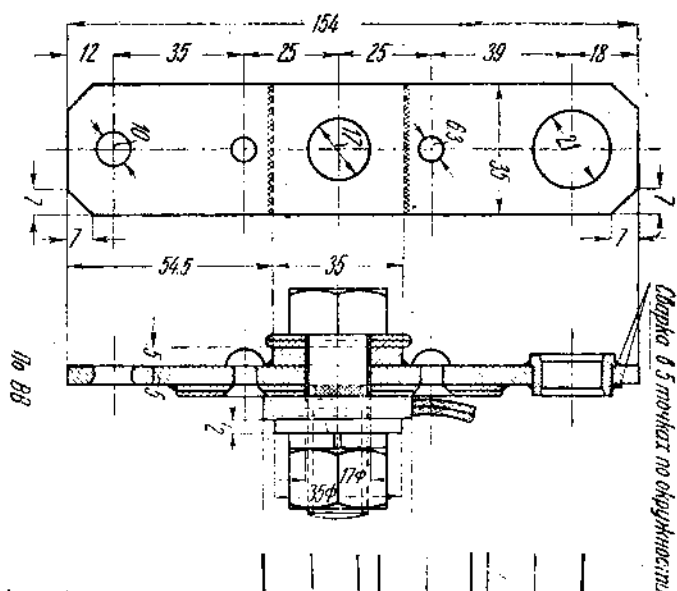
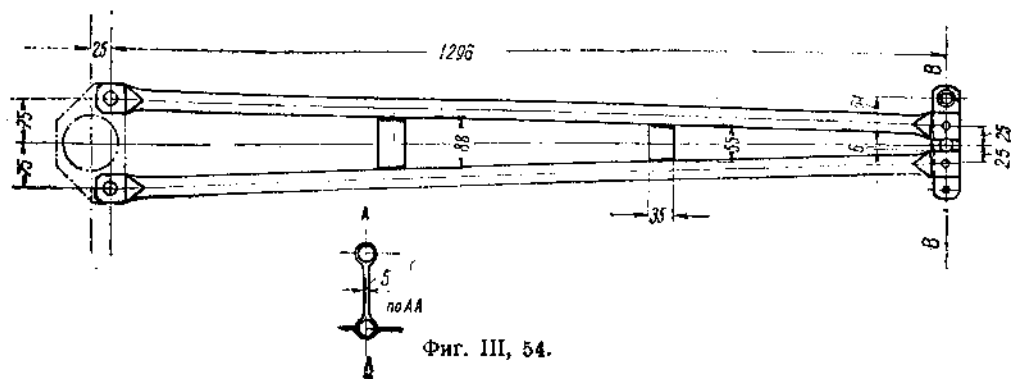
Для того чтобы верхние шарниры обеих половин пантографа поднимались строго вертикально, необходимо, чтобы оба нижних вала вращались на один и тот же угол. Это достигается связыванием указанных валов стержнем, укрепленным концами на кривошипах одного и другого вала (фиг. III, 51) или при помощи цепи с зубчатыми секторами, насаженными на валах (фиг. III, 52).

На фиг. III, 54 изображены детали парного нижнего рычага пантографа ВВС (фиг. III, 53). Обе трубки диаметром 28/25 мм из стали сопротивлением 50—54 кг и удлинением 8—7% сварены с распорками, по концам сплюснуты и нижними концами прикреплены к треугольнику с отверстием, которым он надевается и приваривается к валу пантографа. Разрез ВВ (фиг. III, 55) показывает шарнирный стык нижних укосин с верхними рамками пантографа. В верхней части пантографа установлены лыжи (полозья), несущие контактные полосы, причем лыжи устроены таким образом, что при езде благодаря трению о провод они отклоняются от вертикального положения на угол около 30°; в вертикальное положение лыжи устанавливаются при помощи двух пружин ff (фиг. III, 51). Конструкция лыж Вестингауза изображена на фиг. III, 56. Эти полозья позволяют иметь вертикальные перемещения независимо от всего пантографа в 50 мм. Благодаря малой массе полозьев они хорошо следуют за неровностями контактного провода. На лыжах укрепляются контактные пластинки, медные или алюминиевые с 6—8% содержанием меди, плоского или V-образного сечения.

На фиг. III, 57-58 показаны пантографные лыжи пантографа сурамских электровозов фирмы ВВС. Лыжи выполнены в виде двух уголков А, скрепленных между собой при помощи приваренных диафрагм из железа толщиной 6 мм. К крайним диафрагмам приболчиваются рога В. На том же рисунке



Фиг. III, 53. Пантограф, установленный на сурамских электровозах ВВС.

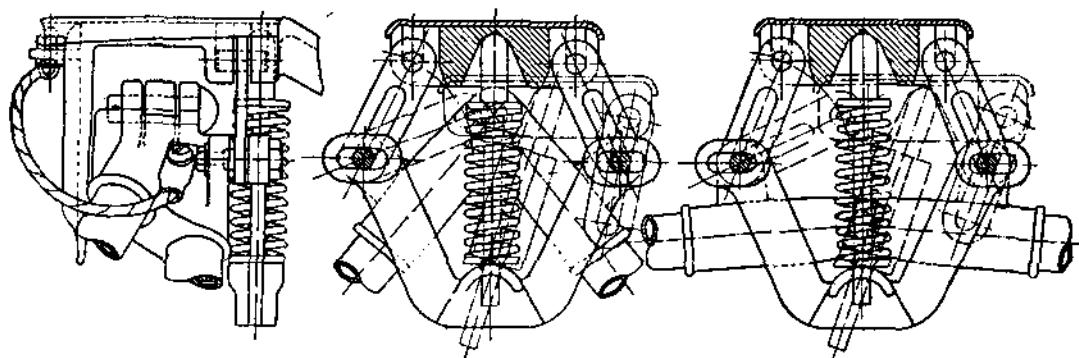


Фиг. III, 55.

в плане показано укрепление потайными шурупами контактных полос и укрепление лыж на пантографных рамках, а также упругая опора для восприятия удара при опускании пантографа. Для уменьшения изнашивания контактного провода лыжи смазываются графитом с салом. Полезная ширина пантографа зависит от величины зигзага контактного провода. У нас принята полезная ширина пантографа 1 500 мм и полная 2 100 мм, в Германии 1 300 и 1 800 мм, в Америке же, где не предусматривается расположение контактного провода по зигзагу, полезная и полная ширина пантографа принимается меньшей. На фиг. III, 59 изображен нормальный пантограф GEC; того же типа пантографы установлены на Сурамских электровозах.

При снятии тока в 1 200 и более ампер употребляют пантографы с двумя лыжами. Европейская практика считает, что при двух независимых лыжах наблюдается сильное взаимное влияние при прохождении неровностей контактного провода, почему все время происходит отставание то одной, то другой лыжи от провода, и поэтому часто предпочитают употреблять одиночные лыжи.

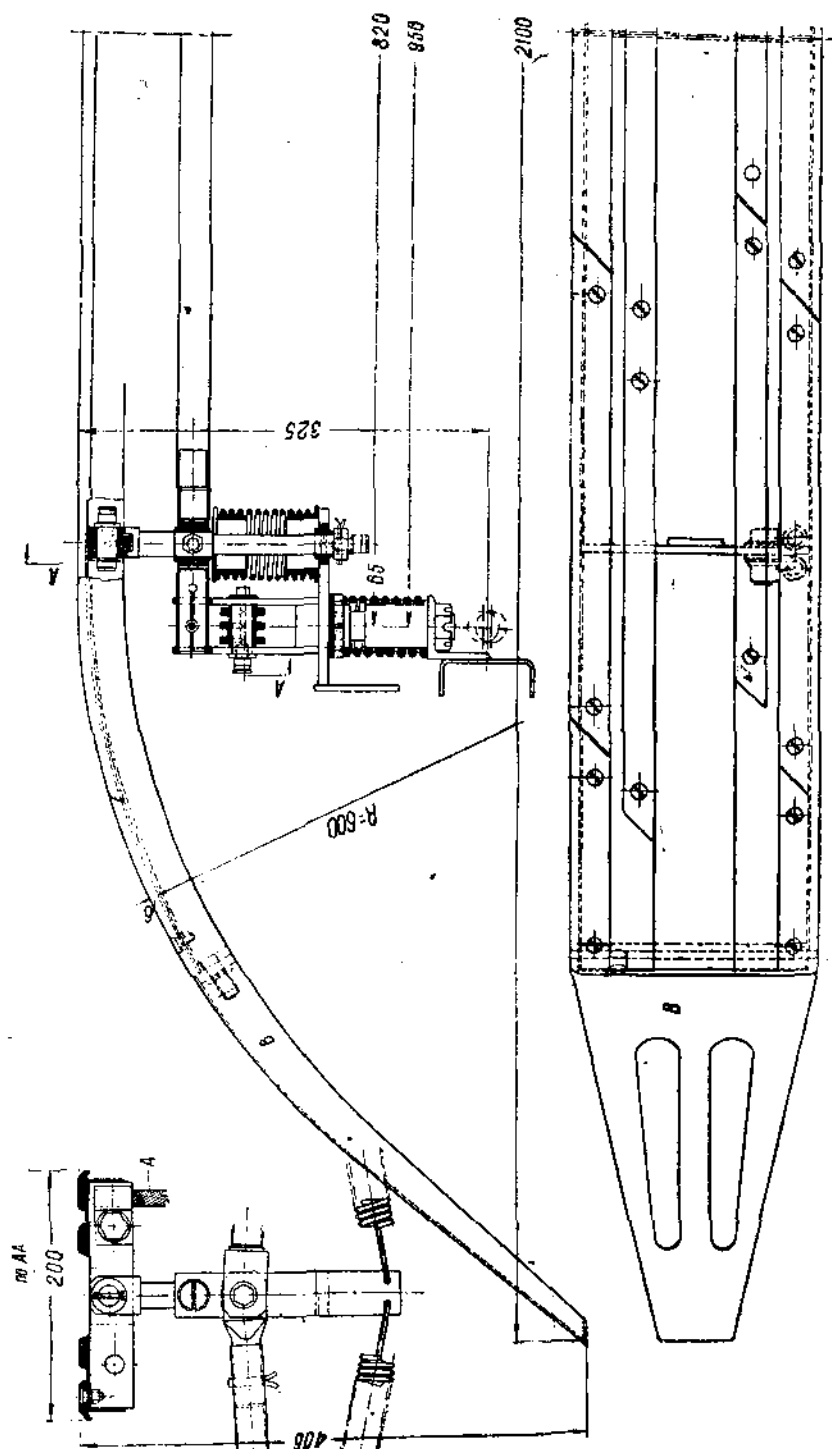
Вообще говоря, снятие тока на дорогах постоянного тока благодаря высокой величине тока представляет большие затруднения: на железный дороге Ch. — M. — St.-Paul удалось снимать одним пантографом до 4 000 А при скорости 24 км/ч и 1 500 А при 80 км/ч.



Фиг. III, 58. Лыжа пантографа Вестингауза.

Заводом GEC были проделаны опыты с целью выяснить условия токоснимания при различной величине тока, напряжения и скорости. Опыты производились с пантографом с двумя лыжами типа, установленного на электровозе Ch. — M. — St.-Paul, на участке, оборудованном цепной подвеской с двумя троллейными проводами, подвешенными при помощи отдельных для каждого провода подвесками, расположенными попеременно¹. Для опытов был приспособлен особый поезд, допускающий регулирование снимаемого пантографом тока, в составе электровоза типа gearless весом 110 т, предназначенного для работы под напряжением 750/1 500 В, за ним следовала платформа с реостатами с переключателем для соответствующего включения необходимого числа реостатов. Наконец, следовал специальный наблюдательный вагон с приборами для измерения величины снимаемого тока, скорости движения. За недостатком места на крыше электровоза второй пантограф был установлен на следовавшей за электровозом платформе с реостатами. Во время этих опытов давление пантографа поддерживалось в пределах 14 — 16 кг. Сначала было произведено снятие тока 4 000 А при 850 В, при скоростях 80 — 95 км/ч, одним пантографом, затем тот же опыт был повторен для напряжения 1 500 В, при этом было установлено, что напряжение в контактом проводе не влияет на токоснимание. Основываясь на этом и ввиду недостаточной мощности питающей подстанции, дальнейшие опыты производились уже под напряжением 850 В; сначала производилось снятие тока в 5 000 А при помощи двух пантографов при скорости 50 км/ч, а затем скорость была увеличена в два раза, т. е. до 100 км/ч. После этого была

¹ См. „Gen. El. Review“, 1923, сентябрь.

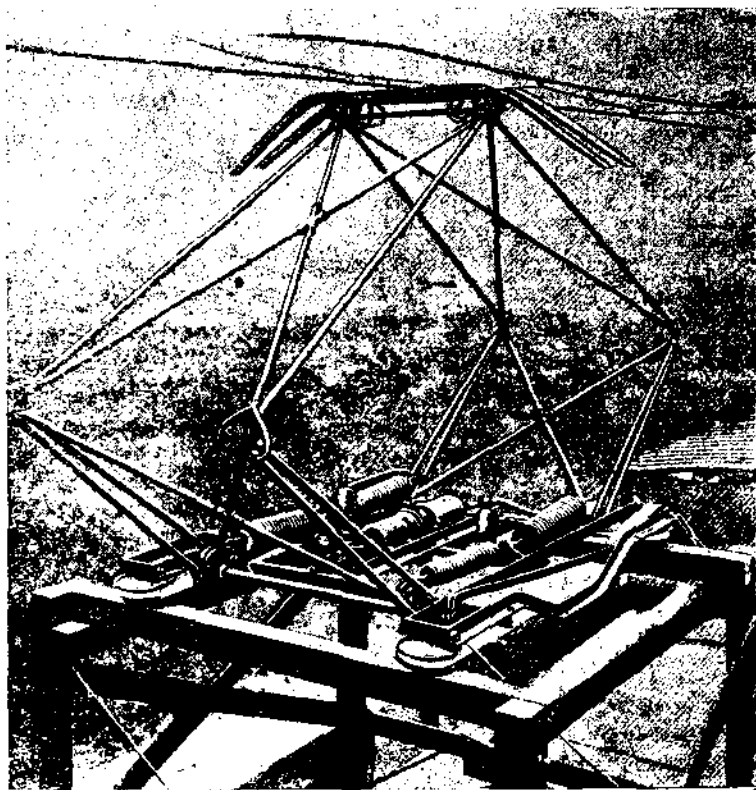


Фиг. III, 57, 58.

произведена поездка с одним пантографом со скоростью 93 км/ч; при снятии тока в 5 400 А не было искрения на пантографе.

Пантографы устанавливаются по два на электровозе, но каждый рассчитан на снятие полного тока, и второй служит в качестве резервного. Так как износ провода зависит не столько от механического истирания его, сколько благодаря искрению пантографа, следует обращать внимание на удовлетворительное снятие тока пантографом.

Американская практика принимает значительно более высокие давления на провод, чем европейская; давления, обычные для Америки 6 — 8 кг, а для пантографов с двумя лыжами (электровозы железной дороги Ch. — М. — St.-Paul) даже



Фиг. III, 59.

12 — 15 кг. Американская практика считает, что при малом давлении пантографа на провод происходит сильное искрение, вызывающее значительное большее повреждение провода, чем механический износ от трения, который может быть значительно снижен при применении графитовой смазки.

В отношении способа поднятия и опускания пантографа различают пантографы, которые поднимаются исключительно действием пружины, а для опускания их применяют сжатый воздух (система Вестингауза), и пантографы, поднимаемые сжатым воздухом и пружиной, для опускания же пантографа достаточно выпустить воздух.

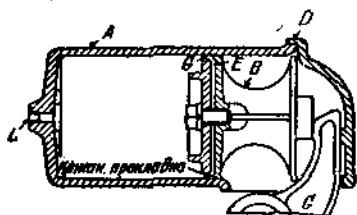
В первом типе пантографа, в котором поднятие и нажатие пантографа на контактный провод обеспечивается исключительно пружинами, для опускания его сжатым воздухом служит один или два воздушных цилиндра (фиг. III, 60), в которые поступает через отверстие *L* воздух. При помощи поршней *B* и системы рычагов, вращающих главные валы пантографа в противоположные стороны, и преодолевающих противодействия пружин, прижимающих пантографы к проводу, пантограф опускается и в опущенном состоянии удерживается защелкой (фиг. III, 61).

Для предупреждения слишком быстрого впуска и выпуска сжатого воздуха в цилиндры и соответственно чрезмерно быстрого опускания пантографа в воздухопроводе имеется диафрагма с отверстием, регулируемым в пределах 1,8—2,4 мм.

Фирма Вестингауз видит следующие преимущества в типе пантографа, опускаемого при помощи воздуха:

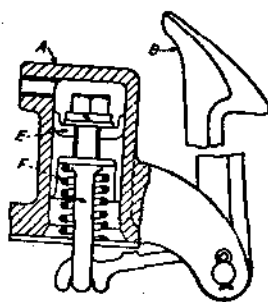
1. Обеспечение длительного токоснимания даже при отсутствии сжатого воздуха.
2. Возможность поднятия пантографа также при отсутствии сжатого воздуха.
3. Возможность регулировки скорости поднятия и опускания пантографа за счет изменения диаметра диафрагмы в воздухопроводе.
4. Меньшее количество частей и меньшая стоимость по сравнению с другими конструкциями.

К недостаткам этого типа пантографов следует отнести, во-первых, опасность самопроизвольного поднятия пантографа в случае неисправности защелки, и во-вторых, то обстоятельство, что если после долгой работы будет отсутствовать воздух, то для опускания пантографа придется пользоваться ручным насосом, что требует некоторого времени, тогда как нередко требуется опускание произвести



Фиг. III, 60. Воздушный цилиндр для опускания пантографа (по системе Вестингауза).

А — цилиндр, В — поршень, Е — кожаная прокладка, D — клин, С — рычаг провода.



Фиг. III, 61. Запирающий механизм пантографа (Вестингауз).

А — цилиндр, В — собачка, Е — кожаный поршень, F — пружина.

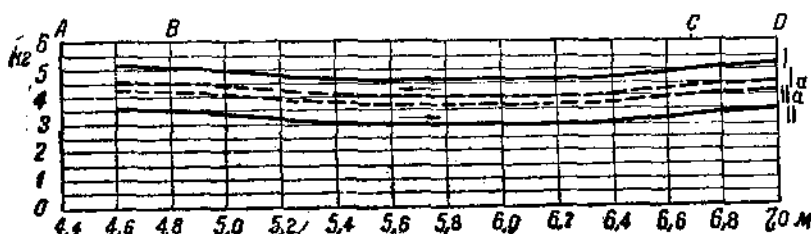
очень быстро. Следует отметить, что при недостаточном давлении воздуха, например, в начале работы ручным насосом, в первый момент, когда защелка откроется, пантограф, будучи освобожден, поднимается еще выше, и в этом случае не работают амортизационные устройства. Последнее заключается в том, что в рабочий цилиндр (фиг. III, 60) нормально впускается воздух, который при поднятии пантографа сжимается, создавая, таким образом, упругую подушку.

Благодаря перечисленным недостаткам эта система уступает значительно системе с поднятием пантографа сжатым воздухом.

Основное отличие этой системы от ранее описанной заключается в том, что пружины служат только для уравнивания влияния собственного веса пантографа, а для поднятия его и нажатия на провод необходимо приложить усилие в виде давления от пневматического привода. Передача усилий от поршня цилиндра к пантографу производится также посредством рессоры. У пантографа германских железных дорог (фиг. III, 52) обе рессоры m уравнивают $\frac{2}{3}$ общего веса лыж и контактных полос, в то же время как пружина n , связанная с пневматическим цилиндром, берет на себя остальной вес и сообщает необходимое давление пантографа на провод. Таким образом при пуске воздуха в цилиндр усилие, сообщаемое пантографу и равное усилию от деформации рессор n , сообщает ускорение пантографу. Секторным рычагам, связанным с пружинами, придается такое очертание, чтобы независимо от высоты контактного провода усилия рессор давали момент, обеспечивающий одно и то же давление на контактный провод. Обычное допустимое колебание давления на контактный провод $\pm 10\%$.

На фиг. III, 62 изображена диаграмма изменения давления на пантограф, причем кривые I—Ia относятся к случаю понижения провода, а кривые II—IIa — к повышению его.

Чтобы получить упругое действие механизма при поднятии пантографа, применяется изображенная на фиг. III, 63 схема, принятая на швейцарских железных дорогах, в которой добавочная пружина F действует против главных пружин, и для того чтобы поднять пантограф, необходимо впустить воздух в цилиндр A , который преодолел бы усилие пружины F , а именно при перемещении штанги k вправо перемещается двойная тяга g и производит вращение рычага x около точки o ; на-



Фиг. III, 62.

I-Ia — при понижении провода; II-IIa — при повышении провода.

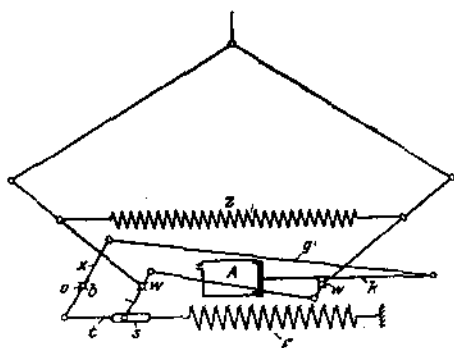
тягивая через тягу t пружину F . В тяге t имеется продольный вырез s , в котором ходит конец рычага w приводного вала пантографа; при растяжении пружины F вырез s перемещается влево и поворачивает рычаг w , и пантограф приподнимается действием пружины Z и, наоборот, если выпустить воздух из цилиндра и дать возможность пружине F сжаться, штанга t с вырезом s переместится вправо, повернув рычаг w , опустит пантограф. Нетрудно видеть, что при поднятии пантографа главный вал его, вращаясь по часовой стрелке, упирается нижним концом рычага w в левый конец выреза s и подвергнут, таким образом, упругому действию пружины F .

Следует отметить, что при разобранный схеме требуется иметь сильные пружины Z , которые целиком обеспечивают не только поднятие пантографа, но и давление его на контактный провод, а пружина F , действующая в противоположном направлении, выбирается настолько сильной, чтобы быть в состоянии преодолеть действие пружин Z .

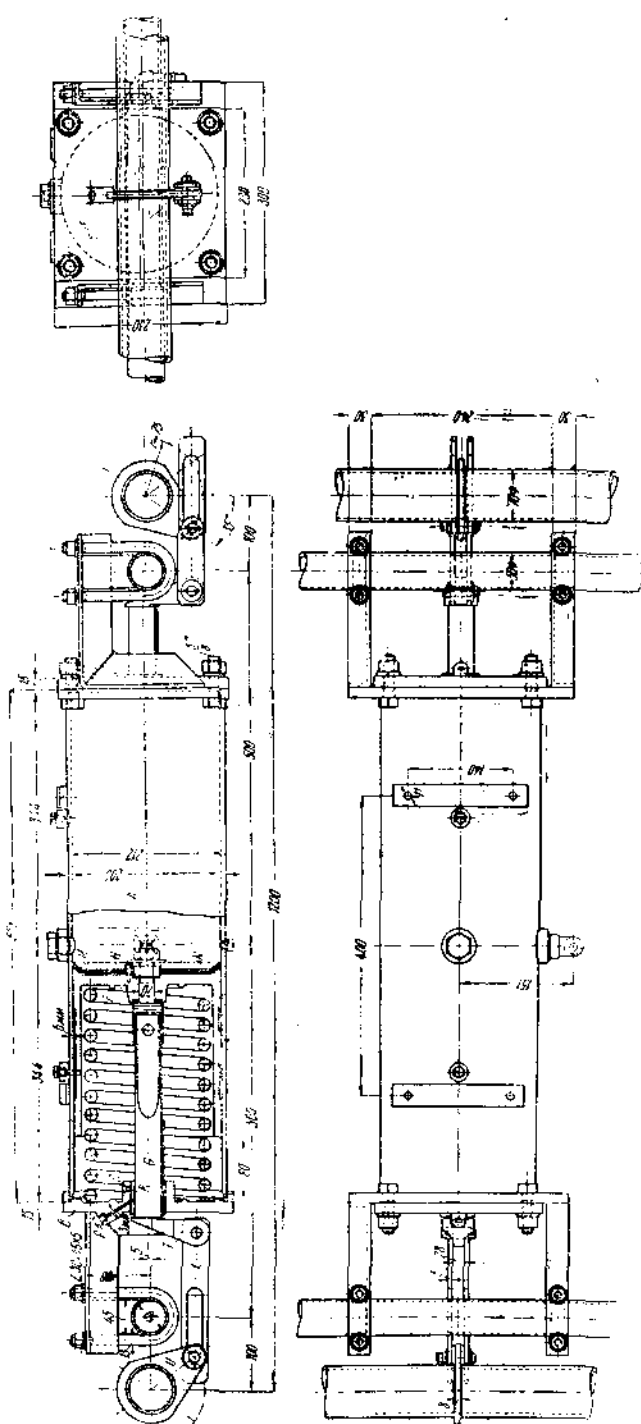
По этому принципу построен и пантограф ВВС для сурамского электровоза Си с той разницей, что пружина F помещается в самом цилиндре.

На фиг. III, 64 изображен указанный пневматический привод. Цилиндр A диаметром 200/212 расположен горизонтально и подвешивается к основной раме пантографа при помощи приваренных к крыше B опор. Внутри цилиндра ходит поршень H , укрепленный на штоке G и образующий цилиндрическую коробку, в которой заключена пружина. Плотность поршня достигается применением кожаных манжет M , прижимаемых к телу поршня диском N .

Как поршень, так и крышки цилиндров выполнены из легкого сплава алюминия. В отверстие крышки для пропуска поршня вставлена втулка R и установлена масленка p . Во втулке прострогана канавка шириной 11,5 мм, в которую входит шпонка. Упомянутые кожаные манжеты в два слоя кожи по 2,5 мм толщиной установлены в поршнях таким образом, что препятствуют проникновению масла и влаги.



Фиг. III, 63. Схема работы пантографных пружин (швейцарские ж. д.).



Фиг. III, 64.

Сама втулка против вращения укреплена к цилиндровой крышке шурупом S . Усилие штока передается при помощи колена T и поводка L на кривошип U , приваренный к главному валу пантографа.

Давление пантографа на контактный провод достигается действием двух основных пружин, общее усилие которых обозначим Z и P_r . Усилие же от поршня должно быть таково, чтобы полностью преодолеть влияние пружины, заключенной в цилиндре и служащей для опускания пантографа при выпуске воздуха из цилиндра.

Произведем сначала расчет основных пружин. Обозначим G_k — давление на контактный провод, G_1 — вес верхней части пантографа, G_2 — вес одной половины нижней части пантографа, отнесенной к плечу e' (фиг. III, 65).

Если длина верхней части рамки пантографа a , нижней b , расстояние главного приводного вала от середины пантографа e , то проекция половины пантографа d равна:

$$d = b \cos \alpha + e$$

и далее

$$\cos \beta = \frac{d}{a} = \frac{b \cos \alpha + e}{a}$$

Силы G_k и G_1 разлагаем на направления OA и OB . Составляющие P_k и P_1 имеют плечо относительно точки S

$$c = b \sin (\alpha + \beta)$$

и равны:

$$P_1 = \frac{G_1}{\sin \beta} \text{ и } P_k = \frac{G_k}{\sin \beta}.$$

Таким образом момент от силы $P_k + P_1$ относительно точки S (главный вал) найдем равным

$$M_0 = (P_k + P_1) c = (G_k + G_1) b \frac{\sin (\alpha + \beta)}{\sin \beta}.$$

Момент от силы G_2 относительно точки S найдем равным $M_u = G_2 e' = G_2 b \cos \alpha$ и общий момент $M = M_0 + M_u$.

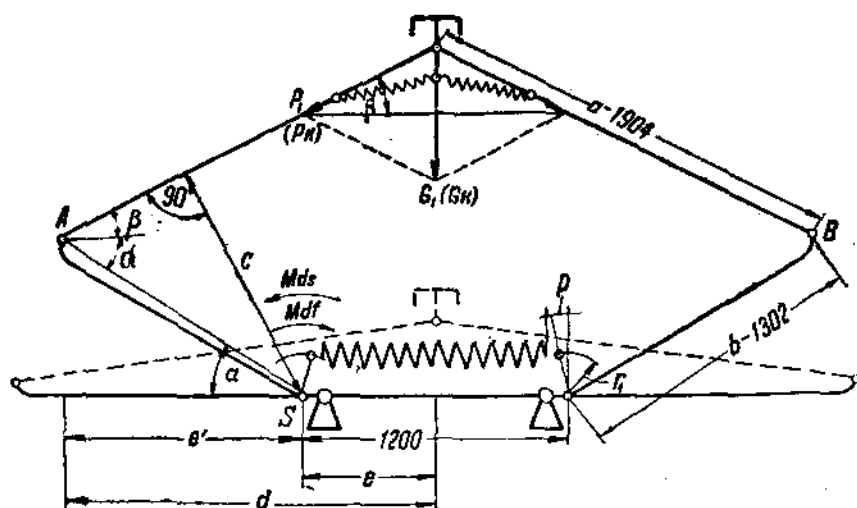
Обозначив плечо кривошипа главного вала, к которому укреплен главная пружина, через r_1 , угол, образуемый этим кривошипом с вертикалью через γ , найдем момент от двух главных пружин, удерживающих пантограф в поднятом состоянии и обеспечивающий нажатие его на контактный провод, из следующего уравнения:

$$M_r = (2 P_r r_1 \cos \gamma) k,$$

$$M = M_0 + M_u,$$

где k — коэффициент, учитывающий влияние пружин, удерживающих лыжи, и принимаемый равным 1,20 — 1,25.

При проектировании привода пантографа удобно, строя схематически пантограф в различных положениях, определить углы α и β , и для этих положений определить



Фиг. III, 65.

величину момента $M = M_0 + M_u$ и построить кривую M в зависимости от угла α поворота главного вала, а затем, подобрав пружину, наметить угол кривошипа γ и радиус его r или сектор, на который накладывается цепь, связывающая пружину с главным валом таким образом, чтобы момент M_r , образующийся силой P_r при различных положениях пантографа, возможно ближе соответствовал построенной кривой $M = f(\alpha)$.

На фиг. III, 66 показаны кривые $M = f(\alpha)$ и $M_r = f'(\alpha)$ для сурамских электропоездов ВВС.

Степень совпадения этих кривых показывает, в какой мере давление на контактный провод сохраняется в известных пределах независимым от высоты провода.

Пружина, помещенная внутри цилиндра, должна иметь такое усилие, чтобы при выпуске воздуха из цилиндра она давала момент M_u больший, чем $M_{\text{шх}}$ при почти опущенном пантографе. Обозначим плечо действия силы пружины, заключенной под поршнем, через x (фиг. III, 67) имеем

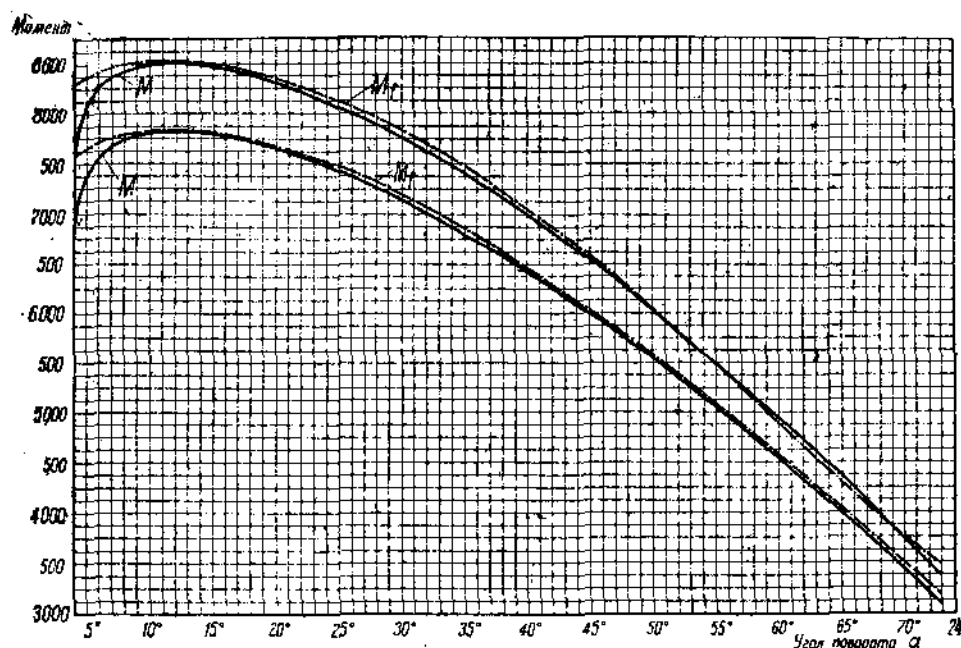
$$M_u = Px > 2 M_r$$

откуда находим усилие пружины P . Это усилие должно соответствовать крайнему положению поршня, т. е. наибольшей рабочей длине пружины (f_{max}). Обозначая

диаметр проволоки пружины δ , средний радиус витка r , число рабочих витков n , сжатие пружины для получения усилия P найдем по формуле

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

где $G = 800\,000 \text{ kg/cm}^2$.

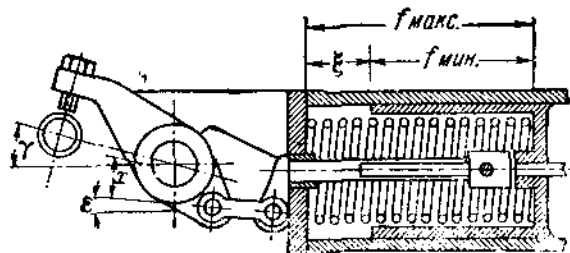


Фиг. III, 66.

Если ход поршня обозначим ξ , то при поднятом пантографе усилие пружины, сжатой дополнительно на величину ξ , будет равно

$$P_{\max} = \frac{P(f + \xi)}{f},$$

откуда при площади поршня Ω необходимое давление воздуха найдем равным

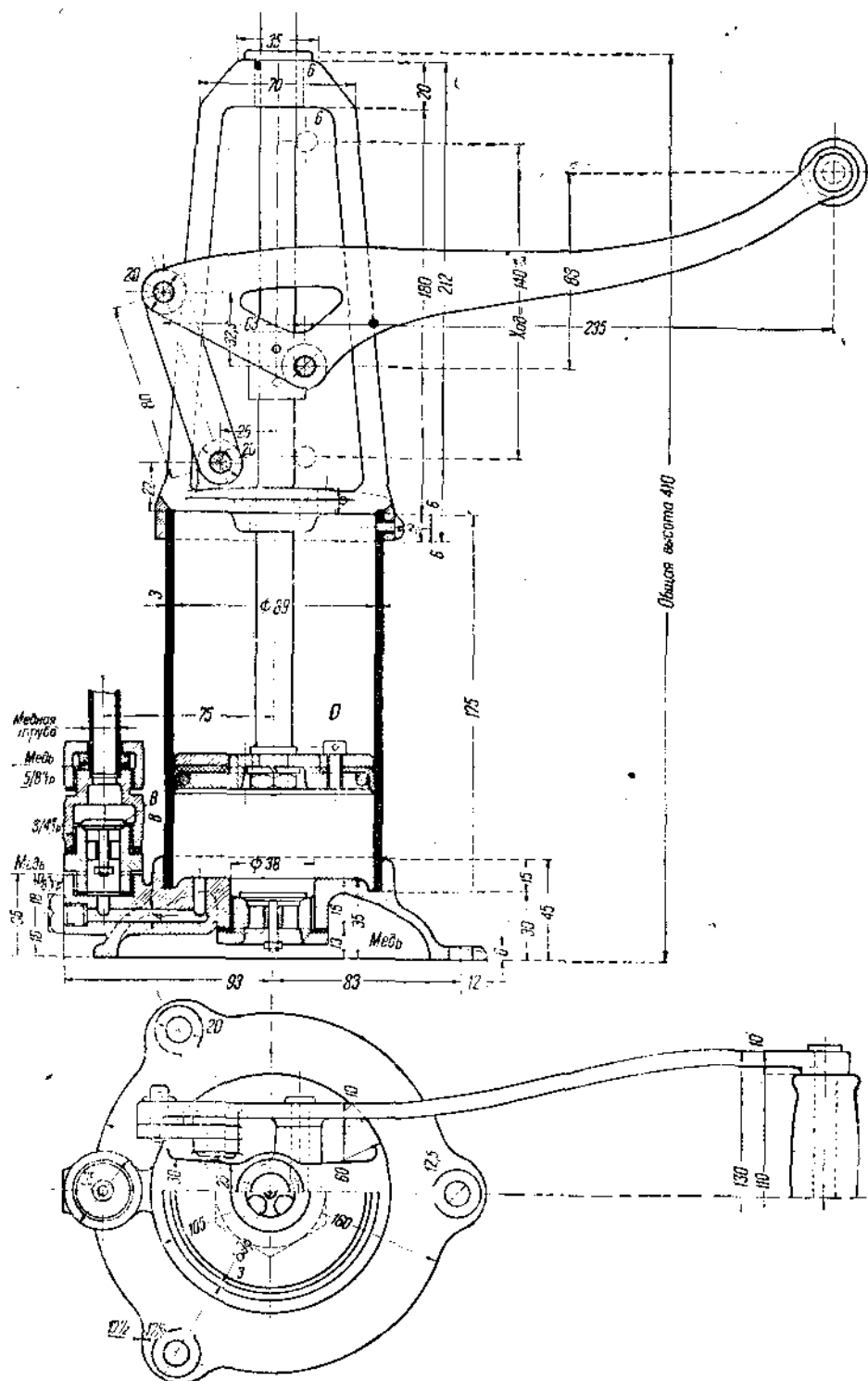


Фиг. III, 67.

$$p = \frac{P(f + \xi)}{f \Omega} \text{ в kg/cm}^2.$$

На сурамских электровозах ВВС поставлены основные пружины диаметром проволоки $\delta = 13 \text{ mm}$, диаметром витка $d = 125$, число рабочих витков $n = 28$, а пружины под поршнем из проволоки $\delta' = 18 \text{ mm}$, диаметра витка $d' = 154 \text{ mm}$ из 10 рабочих витков свободной длины 438 mm (42 mm между витками). Материалом служит хромосилициевая сталь, пределом упругости 155 kg/mm^2 , максимальное напряжение материала допущено 45 kg/mm^2 .

Ручной насос для поднятия пантографа на случай, если в воздушных резервуарах не окажется воздуха, примененный на сурамских электровозах ВВС, изображен на фиг. III, 68. Цилиндр состоит из трубы внутреннего диаметра 89 mm



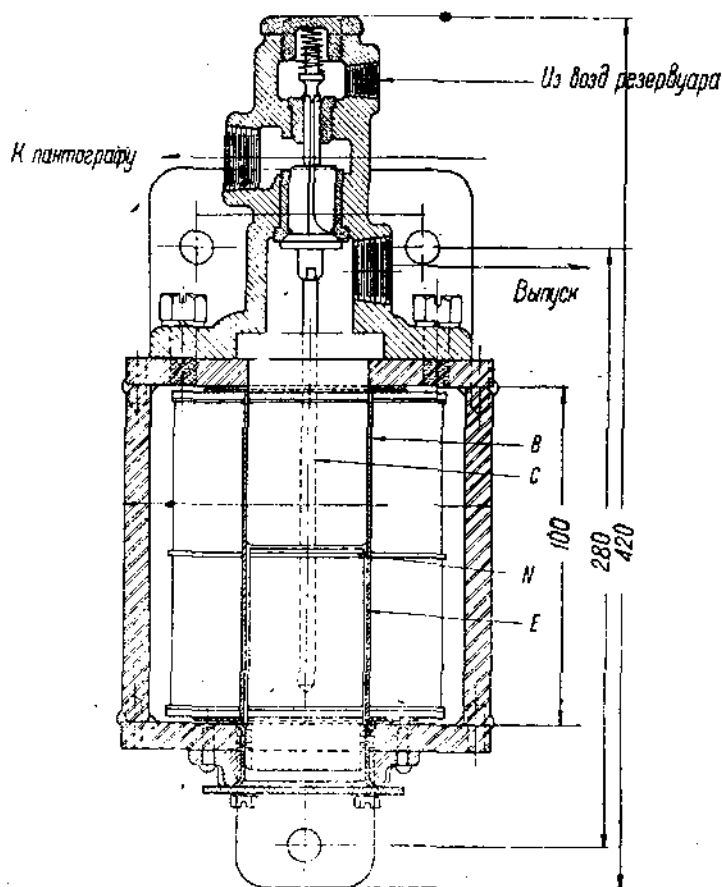
Фиг. III. 69. Ручной насос для поднятия пантографа.

с толщиной стенок 3 мм; внизу приварено литое днище с воздуховпускным клапаном. В днище устроены каналы к воздуховпускному клапану *В*. Сверху цилиндра на шурупах прикреплена головка, несущая валик, около которого происходит вращение рукоятки насоса, приводящей в движение поршень *Д*.

35. Управление и блокировка пантографа

Для управления пантографом (впуска и выпуска воздуха в цилиндр его) служат электромагнитные клапаны. На фиг. III, 69 изображен электромагнитный клапан пантографа.

Когда катушка получает ток, плунжер *Е* поднимается и толкает стержень *С* клапана, который в свою очередь закрывает выпускной клапан и открывает впу-



Фиг. III, 69. Электромагнитный клапан для пантографа.

ской. Магнитный сердечник *В* неподвижен. Между ним и подвижным сердечником *Е* прокладывается фибровая шайба *N* для предупреждения металлического контакта в этом месте.

Ход плунжера и выпускного клапана около $\frac{5}{16}$ дюйма, а ход впускного клапана около $\frac{1}{4}$ дюйма.

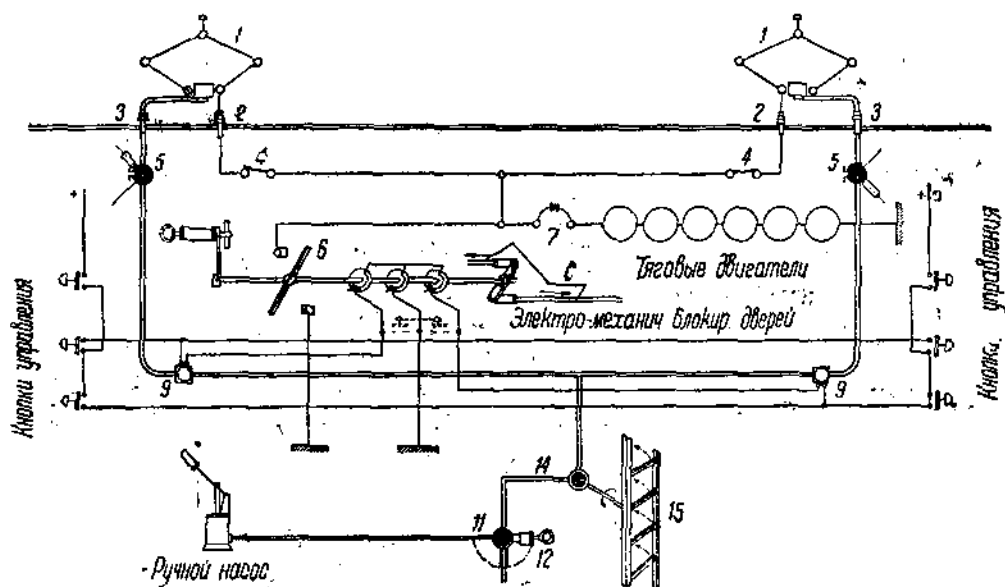
Клапаны должны быть хорошо притерты и иметь чистую поверхность. Попадание смазки или окалины из цилиндра пантографа под клапан приводит к неплотному его прилеганию и пропуску воздуха.

На фиг. III, 70 изображена схема управления пантографа и его блокировка.

Ток от пантографов 1 кабелем через проходные изоляторы 2 проходит в помещение высокого напряжения электровоза. Оба пантографа соединены между собой через разъединители 4. Далее, цепь разветвляется: к быстродействующему выключателю 7 и к главному переключателю 6, связанному с механической блокировкой дверей, ведущих в помещение высокого напряжения электровоза. При открытой двери переключатель 6 соединяет силовую цепь с землей. Воздушная цепь для пневматического управления пантографом снабжена предохранительным краном 14, связанным с лестницей, ведущей на крышу.

Таким образом при раздвигании лестницы кран открывается и выпускает воздух наружу, чем вызывается опускание пантографа. Для управления пантографом установлены вышеописанные электромагнитные клапаны 9.

Кроме того, в кабине машиниста имеется кран 5 управления пантографом с двумя положениями, соответствующими одно — поднятому положению пантографа



Фиг. III, 70. Схема блокировки пантографов.

(воздушный цилиндр пантографа соединен с воздушной магистралью) и другое — опущенному положению пантографа (воздушный цилиндр пантографа соединен с атмосферой).

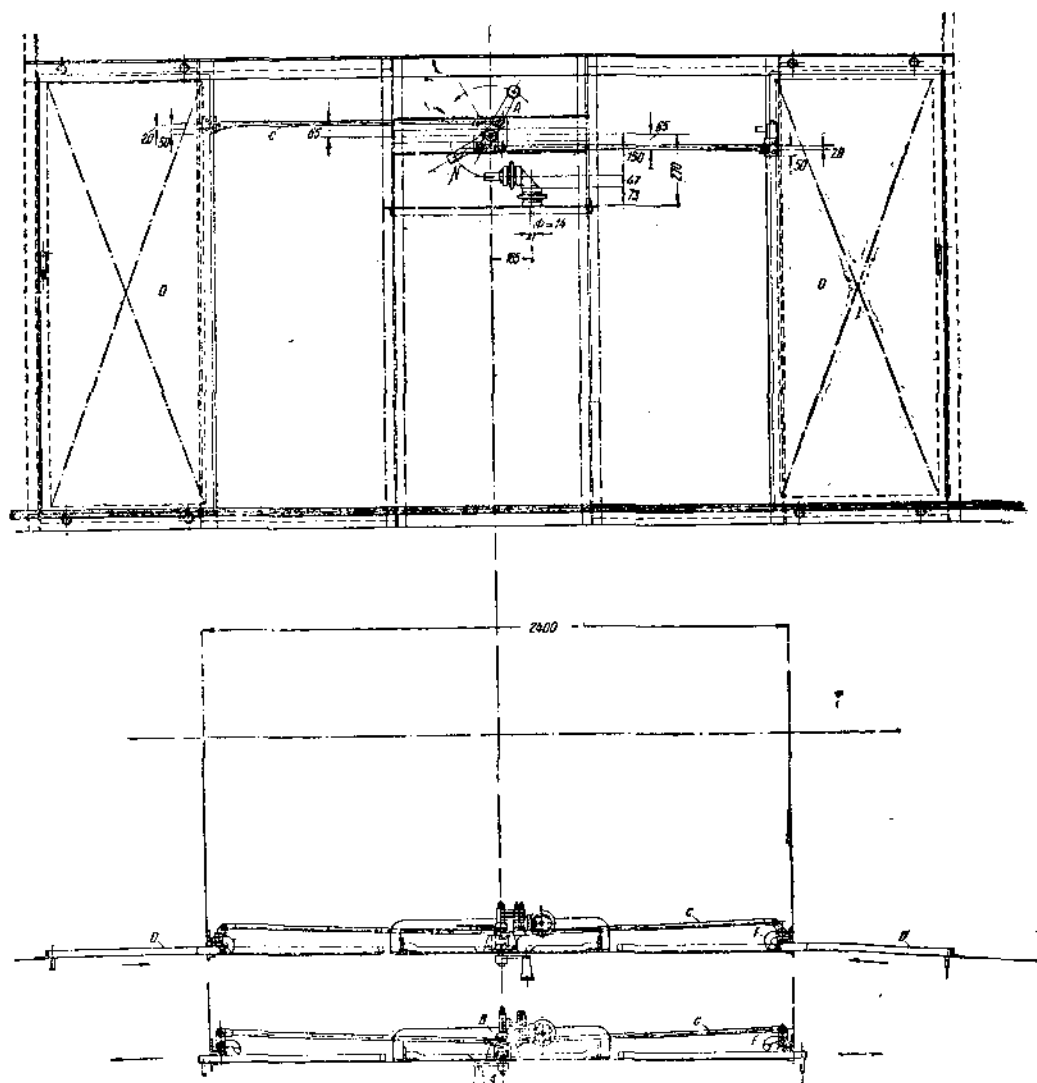
Для того чтобы при поднятом пантографе нельзя было пройти в помещение высокого напряжения электровоза, что недопустимо по соображениям опасности для жизни обслуживающего персонала, двери в помещение высокого напряжения блокируются с пантографом электрически, пневматически, а иногда и механически.

Электрическая блокировка состоит из ряда пальцев, монтированных внутри помещения высокого напряжения около дверей, а соответствующие контакты устанавливаются на самой двери; когда двери открыты, то разомкнуты контакты и тем самым разомкнута цепь управления пантографом, чем предупреждается поднятие его при открытых дверях.

Пневматическая блокировка заключается в том, что двери в камеру высокого напряжения закрываются пневматическим способом; поэтому при поднятом пантографе, когда в рабочем цилиндре имеется полное давление воздуха, нельзя открыть дверей.

Механическая блокировка заключается в том, что дверь запирается системой рычагов, связанных с главным рубильником, причем на одном из этих рычагов находятся блок-контакты 10, размыкающие цепь клапанов пантографа при открывании дверей.

На фиг. III,71 показана блокировка дверей сурамских электровозов ВВС по схеме фиг. III,70. На валу главного рычага *A* насажены кривошпы *B*, связанные с тягами *C*, при помощи которых происходит запираение собачкой *F* обеих дверей *D*, ведущих в помещение высокого напряжения. На том же валу рычага *A* укреплен главный рубильник, который при положении рукоятки *A*, соответствующем запер-



Фиг. III, 71.

тым дверям, приключает силовую цепь к пантографу; когда же необходимо открыть дверь в помещение высокого напряжения, пантограф опускается и его ключ вставляется в рукоятку рычага *A*, после чего последний можно перевести в положение, отпирающее двери *D*; при этом главный рубильник *N* заземляет силовую цепь.

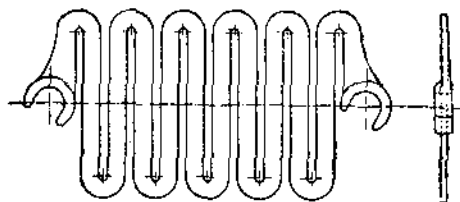
36. Пусковые реостаты

Пусковые сопротивления (реостаты) на электровозах обычно устраиваются литыми змееобразной формы с ушками по концам, при помощи которых они надеваются на изолированные стержни. На фиг. III,72 показан один элемент литого сопротивления с открытыми ушками фирмы ВВС; секции с открытыми ушками

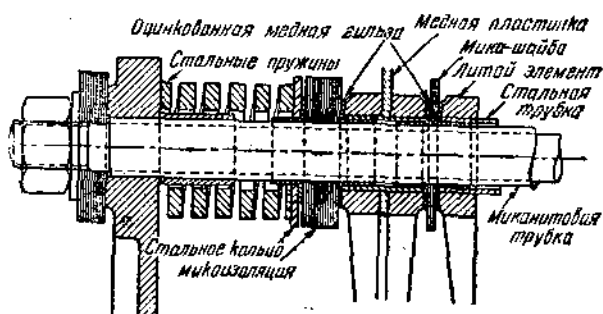
имеют то преимущество, что допускают легкую смену отдельных секций и не требуется разбирать всего пакета. Правильная конструкция реостатов должна допускать свободное расширение элементов, не вызывая в них заметных внутренних напряжений, и в то же время должна обеспечивать постоянное плотное прилегание отдельных секций, обеспечивая необходимый контакт между соответствующими секциями.

На фиг. III, 73 изображена конструкция реостата завода GEC. На болты, на которые монтируются отдельные секции, надеваются миканитовые трубки. Между секциями прокладываются попеременно либо изолирующие миканитовые шайбы либо медные кольца, если необходим контакт между секциями, причем все секции сжимаются пружиной, допускающей расширение секций.

На фиг. III, 74 показаны сопротивления, примененные на сурамских электро-возах фирмы ВВС. Литые секции толщиной 3—4,5 мм и шириной 7—10 мм, в зависимости от величины тока, с глухими ушками диаметром 21 мм вде-



Фиг. III, 72. Пусковые сопротивления ВВС с открытыми ушками.



Фиг. III, 73. Пусковые сопротивления GEC.

ваются на миканитовые трубки, снабженные по концам железными штырями $\frac{3}{4}$ дюйма, плотно входящими в изоляционные трубки. В качестве изоляции между секциями служат миканитовые кольца толщиной в 5 мм. Стержни пропущены через связывающие их уголки $60 \times 40 \times 5$ мм, усиленные в вертикальной полке, наклепанной полосовым железом 40×8 мм; этими уголками сопротивления прикрепляются к стеллажам. Такая секция сопротивления в $0,132 \Omega$ весит 1,0 кг.

Если несколько секций должны работать параллельно, они перекрываются медными полосами. На фиг. III, 75 показано параллельное соединение в четыре, а на фиг. III, 76 — в пять секций.

Расчет пусковых сопротивлений.

Пусть зависимость между током и скоростью электровоза для последовательного и параллельного соединения двигателей выражается соответственно кривыми S и P (фиг. III, 77).

Общее сопротивление пусковых реостатов R определяется при последовательном соединении из условия, чтобы при включении двигателей величина тока не превысила максимальную, т. е.

$$I_{\max} = \frac{E_k}{R_1 + nr_m},$$

где n — число двигателей, соединенных последовательно;

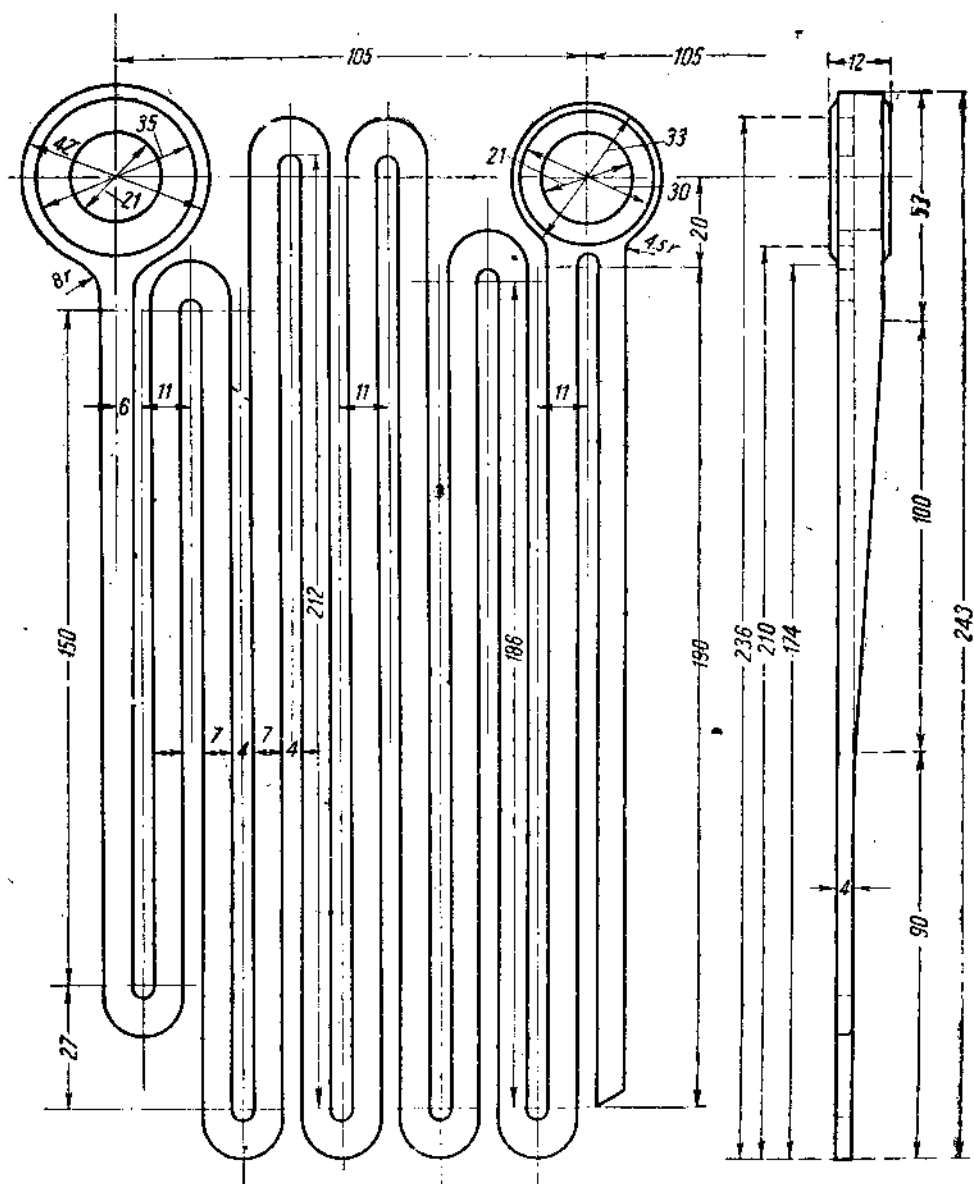
r_m — сопротивление одного двигателя;

E_k — напряжение в контактной сети.

Число ступеней, на которое следует разбить это сопротивление, определяется допускаемыми лимитами колебания силы тяги при трогании с места; чем меньше допустимые колебания тока ($I_{\max} - I_{\min}$) или силы тяги ($F_{k \max}$ и $F_{k \min}$), тем большее число ступеней приходится иметь для плавного трогания с места.

В действительности, однако, чаще задаются числом ступеней и разбивают уже сопротивления на отдельные ступени, определяя минимальную величину тока, до которой падает ток в период разгона.

Графическое определение сопротивления отдельных ступеней изображено на фиг. III, 77. На левой стороне от характеристики двигателей во втором квадранте откладывают в некотором масштабе величину nr_m в виде отрезка OB и величину $R_1 = \frac{E_k}{I_{\max}} - nr_m$ в виде BB_1 и соединяют точки B_1 и C_1 прямой линией. Точка C_1 ,



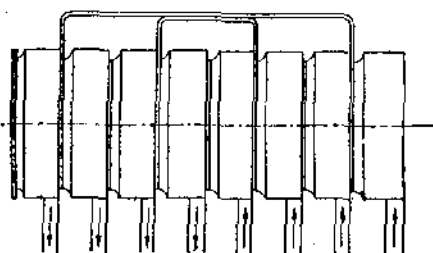
Фиг. III, 74. Секция пусковых сопротивлений 0,132 Ω .

определяется как скорость, соответствующая при последовательном соединении двигателей току I_{\max} . Затем выбирается I_{\min} и находится точка C_2 , а равно точка B_2 , определяемая как $R_{01} = \frac{E_k}{I_{\min}} - nr_m$. Промежуток между прямыми C_2B_2 и C_1B_1 разбивается на отдельные ступени, как показано на фиг. III, 77 по условию, чтобы в период разгона сила тока колебалась в пределах I_{\max} и I_{\min} .

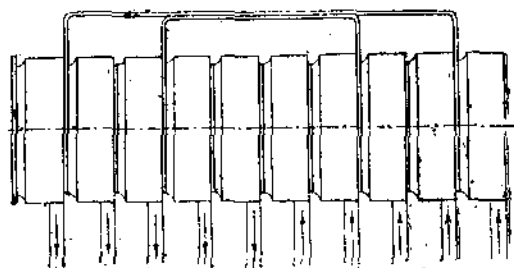
Если задается число ступеней, то приходится менять положение линий B_2C_2 или величину I_{\min} до тех пор, пока не получится требуемое число ступеней. В правом

квадранте строится увеличение скоростей соответственно найденным ступеням сопротивления. Точно таким же способом производится и определение ступеней сопротивления при параллельном соединении моторов.

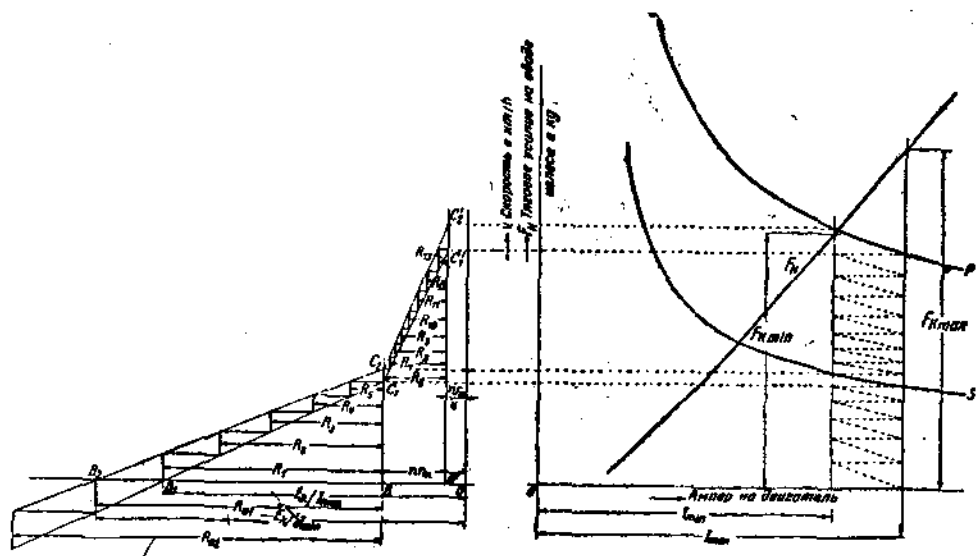
В действительности полное сопротивление выбирается значительно большим, чем R_1 , а именно R_{01} или R_{02} , с тем чтобы при езде электровоза без поезда можно было достаточно плавно регулировать скорость. Ниже приведен пример



Фиг. III, 75.



Фиг. III, 76.



Фиг. III, 77.

расчета пусковых сопротивлений электровоза с шестью моторами мощностью по 235 kW при 615 об/мин при группировках двигателей:¹

шесть — последовательно, в две группы по три двигателя и в три группы по два двигателя.

На фиг III, 78 на левой стороне даны характеристики $I = \varphi(F_k)$ и $V = f(F_k)$, т. е. зависимость тока I и скорости V от силы тяги F_k .

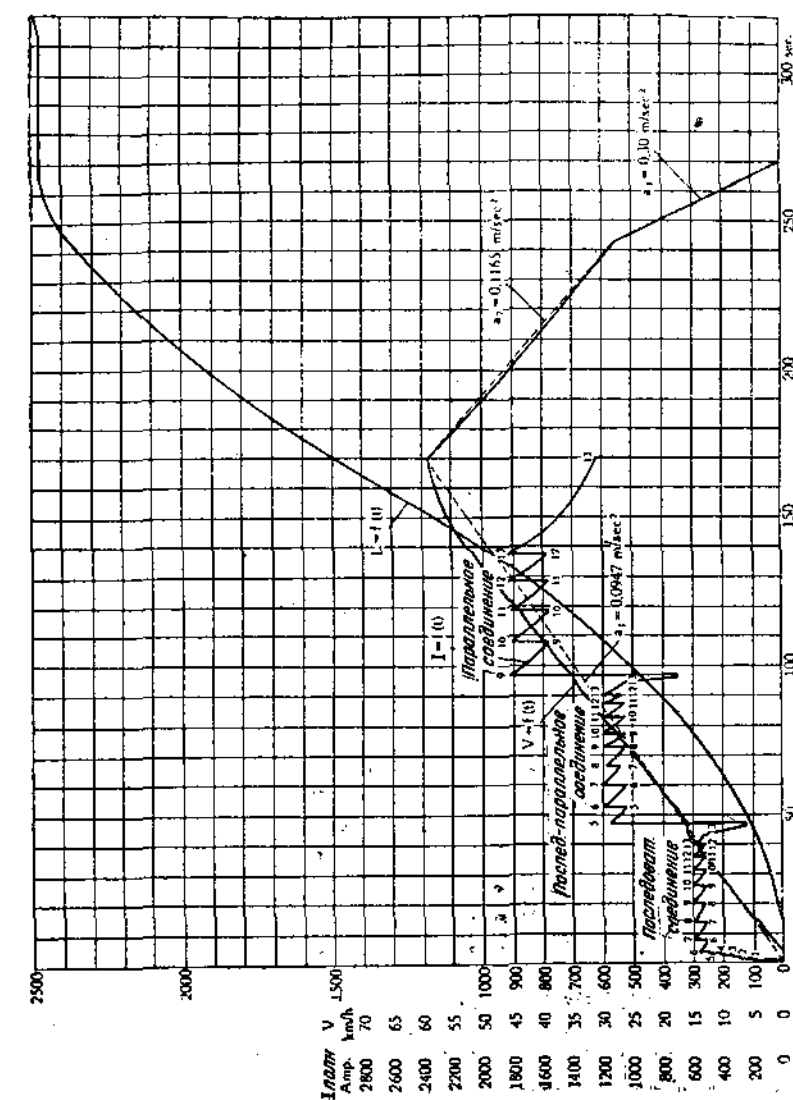
Омическое сопротивление одного двигателя при превышении температуры в 50° над окружающей равно 0,082 Ω .

Для определения пусковых сопротивлений строится кривая э. д. с., отнесенной к скорости $V = 1 \text{ km/h}$ по формуле

$$e = \frac{E_k - I r_m}{V}.$$

Результаты подсчетов приведены в табл. 24.

¹ См. K. Sachs, Elektrische Vollbahnlokomotiven, стр. 32 и др.



Фиг. 78. Характеристика электровоза с шестью двигателями по 295 кВт длительной мощности (слева) и кривая разгона поезда (справа).

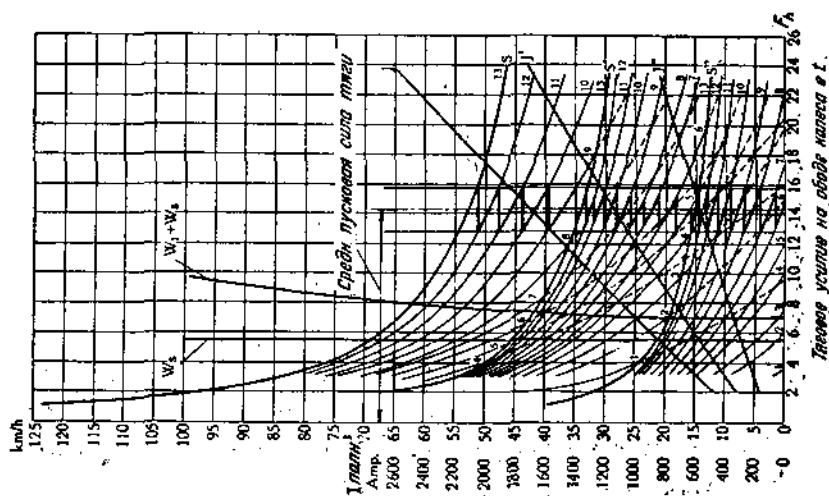


Таблица 24

Ток двигателя I	Скорость V в km/h	Общая сила тяги F_k	$E_k - Ir_m =$ $= 700 - I \cdot 0,082$	$e = \frac{700 - I \cdot 0,082}{V}$
200	82,5	3,260	683,6	8,3
300	66,8	6 100	675,4	10,2
400	60,2	19 050	667,2	11,05
500	55,1	12,200	659,0	11,95
600	52,1	15,350	650,8	12,48
700	49,5	18,500	642,6	12,98
800	47,5	22,000	634,4	13,35
900	46,1	25,200	626,2	13,57

По этим данным мы определим величину e для различных скоростей при различных токах и таким образом будем иметь пучок кривых e в зависимости от скорости V и тока двигателя I (фиг. III, 79).

Результаты подсчетов приведены в табл. 25.

Таблица 25

Ток I	Скорость V в km/h									
	1	5	10	15	20	30	40	50	60	70
200	8,3	41,5	83,0	124,5	166	249	332	415	498	581
300	10,2	10,10	102,0	153	204	306	408	510	612	714
400	11,05	55,25	110,5	165,8	221	331	442	552	663	773
500	11,95	59,75	119,5	179,2	239	358	478	587	717	836
600	12,48	62,40	124,8	187,2	249,6	374	499	624	749	873
700	12,98	64,90	129,8	194,7	259,6	389	519	649	779	909
800	13,35	66,75	133,5	200,2	267	400	534	667	801	934
900	13,57	67,85	135,7	203,5	271,4	407	542	678	814	950

Для шести двигателей, соединенных последовательно, имеем

$$E_k - e = I(R + 6r_m)$$

или на один двигатель

$$\frac{E_k}{6} = \frac{IR}{6} + Ir_m + \frac{e}{6}.$$

На фиг. III, 79 нанесены кривые

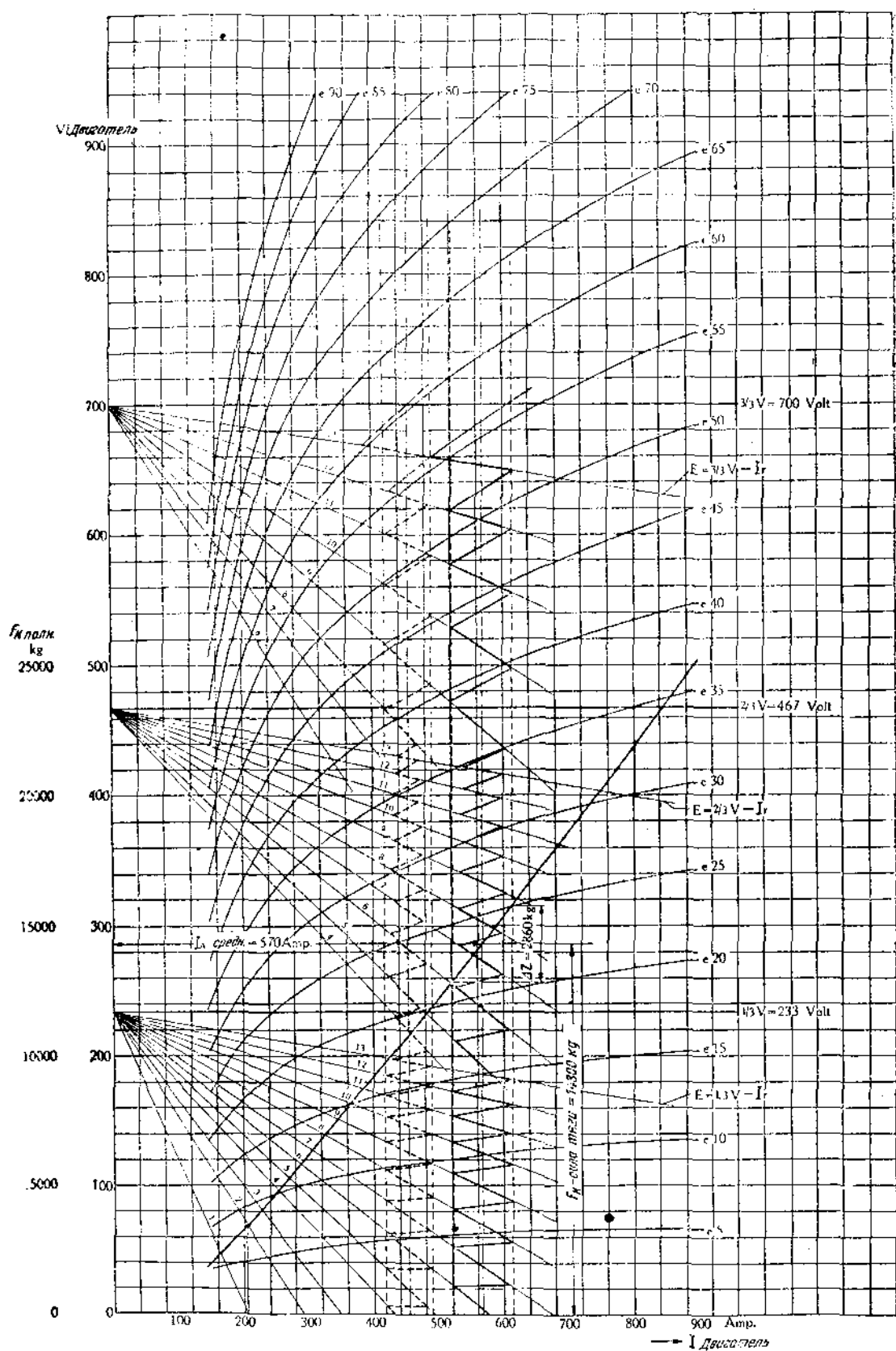
$$\frac{E_k}{6} = \frac{1400}{6} = 233 \text{ V}$$

и

$$Ir_m \quad (r_m = 0,082 \Omega).$$

Затем из полюса O проводятся лучи $\frac{IR}{6}$ соответственно выбранному числу ступеней при первой группировке двигателей.

Путем передвижки этих лучей добиваются соблюдения равномерного ускорения; например, для рассматриваемого случая на подъеме в 10% при разгоне поезда в 555 t должны быть одинаковые пиковые нагрузки.



Фиг. III, 79. Графическое определение пусковых сопротивлений электровоза с шестью двигателями по 235 kW; напряжение $\frac{1}{3}$ 1400 V.

По найденным величинам $\frac{IR}{6}$ для различных ступеней определяем уже пусковые сопротивления на этих ступенях, например, для 11 ступени при 600 А имеем

$$\frac{IR}{6} = 22,5 \text{ В},$$

откуда

$$R = \frac{6 \cdot 22,5}{600} = 0,225 \text{ } \Omega.$$

Величины сопротивлений отдельных ступеней для последовательного соединения всех двигателей приведены на фиг. III, 80.

Для второй группировки двигателей (две параллельные группы из трех двигателей) имеем

$$E_{\kappa} - e = 2IR + 3I r_m$$

или

$$\frac{E_{\kappa}}{3} = \frac{2IR}{3} + I r_m + \frac{e}{3}.$$

На фиг. III, 79 нанесены кривые IR_m при $\frac{E_{\kappa}}{3} = 467 \text{ В}$, а затем кривые $I r_m$. Из полюса O' проводятся лучи $\frac{2IR}{3}$ соответственно принятому числу ступеней таким образом, чтобы они давали равномерные пики тока и тяги. Беря из диаграммы величины $\frac{2IR}{3}$, легко вычислить уже R (найденные сопротивления приведены на фиг. III, 81).

Аналогично определяются величины R для параллельного соединения, для которого имеем

$$E_{\kappa} - e = 3IR + 2I r_m$$

или

$$\frac{E_{\kappa}}{2} = \frac{3IR}{2} + I r_m + \frac{e}{2}.$$

Вычисленные для этого случая сопротивления показаны на фиг. III, 82.

На фиг. III, 78, кроме того, нанесена диаграмма разгона поезда весом 555 т на подъеме 10%.

По тому же принципу можно легко произвести аналитический расчет пусковых сопротивлений¹. На фиг. III, 83 дана кривая aa зависимости скорости двигателя v от тока I . На том же чертеже намечены предельные колебания пускового тока I_{\max} и I_{\min} . Так как самый переход с одной ступени на другую совершается быстро, мы можем считать, что при этом скорость электровоза не успеет измениться; таким образом, найдя по кривой aa и величине I_{\max} точку a , проведя горизонталь, найдем точку b искомой скоростной характеристики, соответствующую последней ступени реостата. Величину сопротивлений r_b на этой ступени найдем следующим образом. Построим (фиг. III, 84) нагрузочные кривые, т. е. $\frac{E}{n} = f(I)$ для I_{\max} и I_{\min} и на них найдем точку P , соответствующую I_{\min} , ордината которой равна

$$p = \frac{E I_{\min}}{n},$$

так как

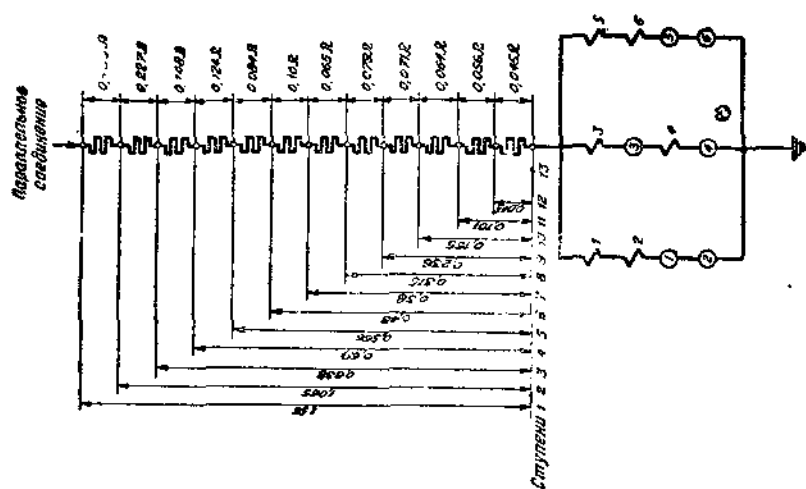
$$E_b = U - I_{\min} (r_b + \sum r),$$

где $\sum r$ — сумма всех сопротивлений в цепи двигателей, кроме пусковых, находим

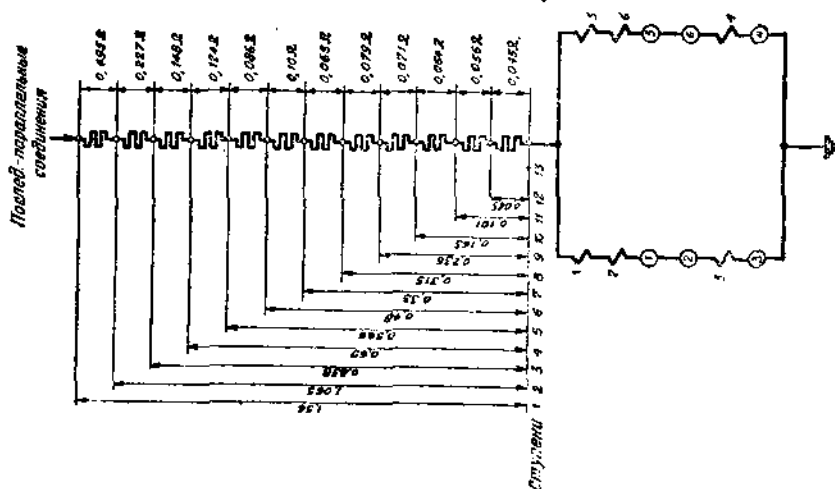
$$r_b = \frac{U - E_b - I_{\min} \sum r}{I_{\min}}.$$

Теперь найдем точку c , соответствующую I_{\max} при пусковом сопротивлении r_b .

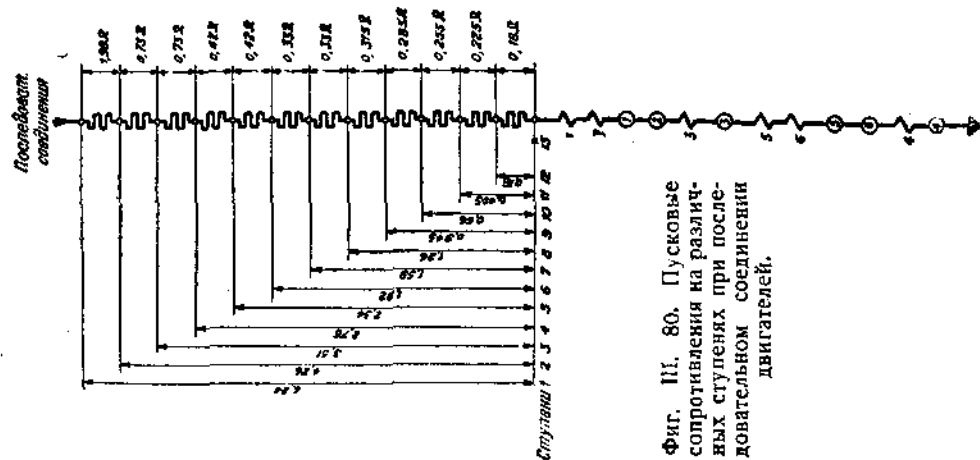
¹ См. Л. М. Петрова, Расчет пусковых и переходных сопротивлений для тяговых двигателей („Электрическая тяга“ 1934, № 2).



Фиг. III, 82. Пусковые сопротивления на различных ступенях при параллельном соединении двигателей.



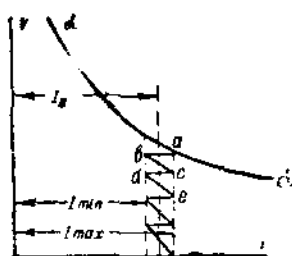
Фиг. III, 81. Пусковые сопротивления на различных ступенях при последовательно параллельном соединении двигателей.



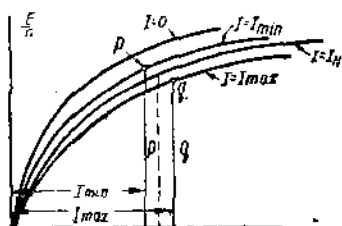
Фиг. III, 80. Пусковые сопротивления на различных ступенях при последовательном соединении двигателей.

Для этого определяем падение напряжения по формуле $\Delta U = I_{\max} (r_b + \Sigma r)$, вычтя его из напряжения в сети U , получим

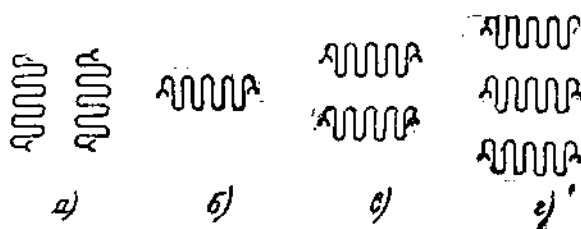
$$E_c = U - \Delta U = U - I_{\max} (r_b + \Sigma r).$$



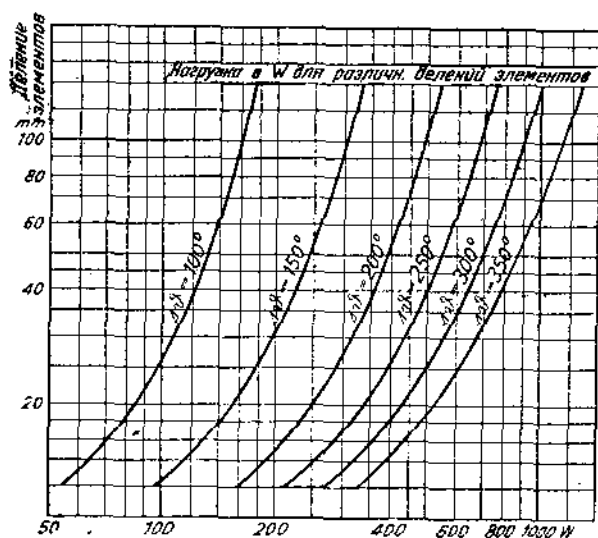
Фиг. III, 83.



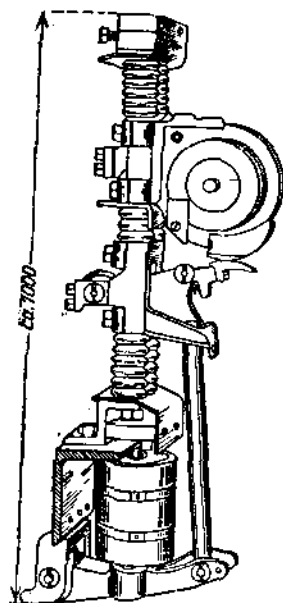
Фиг. III, 84.



Фиг. III, 85.



Фиг. III, 86. Допустимые нагрузки литых сопротивлений при различных температурах перегрева их.



Фиг. III, 87.

Для тока I_{\max} мы имеем из нагрузочных кривых ординату $q = \frac{E I_{\max}}{n}$, и, деля $\frac{E_c}{q}$, получим соответственное число оборотов двигателя n или скорости V , найдем положение точки c на кривой $v = f(I)$ (Фиг. III, 83), соответствующую I_{\max} , а следовательно и точку d , соответствующую той же скорости и току I_{\min} ; повторяя рассуждения, мы найдем сопротивление r_d на предпоследней ступени и на остальных ступенях.

Это построение продолжаем до тех пор, пока не достигнем скорости $V = 0$.

Температура перегрева для пусковых сопротивлений принимается в 300°C . Количество отводимого тепла зависит в сильной степени от расположения отдельных секций. Если за 100% принять допустимую нагрузку на сопротивление при расположении секций, как указано на фиг. III, 85а, то при расположении по способу б — в один горизонтальный ряд — нагрузка может быть повышена на 25%, при расположении же в два ряда секций одни над другими (в) и даже в три ряда (г) нагрузка соответственно может быть допущена не более 87 и 62%, что следует из табл. 26, представляющей результаты испытаний над сопротивлениями, произведенными фирмой BBC (см. Sachs, Elektrische Vollbahnlokomotiven, стр. 271).

Таблица 26

Данные одного элемента литых сопротивлений

Сопротивление		Вес в kg	Сечение в мм²	Поверх- ность в см²	Рас- стояние между секциями в мм	Длительная нагрузка при перегреве 300° С при расположении элементов по фиг. III, 85							
при 20° Ω	при 300° Ω					а		б		в		г	
						А	W	А	W	А	W	А	W
0,42	0,5	0,45	10	365	16	17	145	19	180	16	126	13,5	90
0,24	0,31	0,45	10	365		22	145	24	180	20	126	17	90
0,14	0,18	0,55	15	430		30	158	33	196	28	138	23	98
0,085	0,11	0,65	23	490		39	170	44	212	37	148	31	105
0,051	0,066	0,75	34	545		53	185	59	230	50	160	42	115
0,031	0,040	0,9	47	560		68	185	75	230	63	160	53	115
0,018	0,023	1,0	70	590	89	185	100	230	83	160	70	115	
0,42	0,05	0,45	10	365	24	19,5	190	22	235	18	165	15	118
0,24	0,31	0,45	10	365		25	190	28	235	23	165	19,5	118
0,14	0,18	0,55	15	430		34	205	39	270	32	180	27	127
0,085	0,11	0,65	23	490		45	220	51	285	42	190	35	136
0,051	0,066	0,75	34	545		60	240	67	300	57	210	47	150
0,031	0,04	0,9	47	560		77	240	86	300	73	210	61	150
0,018	0,023	1,0	70	590		102	240	114	300	95	210	80	150

Зависимость допускаемой нагрузки сопротивлений от расстояния i между серединами их (деления элементов) даны на фиг. III, 86 для различных перегревов $\Delta\theta$.

Если сопротивления располагаются на крыше и омываются при движении электровоза воздухом, в зависимости от скорости v m/sec величина I может быть повышена до I_v равной

$$I_v = I (1 + 0,25 \sqrt{v}) \quad (36,1)$$

и даже

$$I_v = I (1 + 0,25 \sqrt[3]{v^2}). \quad (36,2)$$

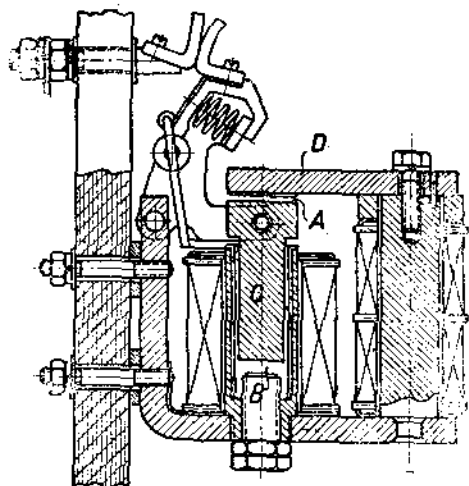
37. Контактторы

В зависимости от привода различают контакторы электромагнитные и электропневматические. Первые обладают тем недостатком, что потребляют большое количество энергии, около 2 kW на электровоз, так как через магнитные катушки все время протекает ток, необходимый для функционирования контактора; в этом отношении большое преимущество имеет электропневматическая система управления контакторами, в которых контакты прижимаются сжатым воздухом при открывании электромагнитных вентилей. Так как электрически управляются только вентили, расход энергии получается ничтожный и составляет всего около 15% расхода при электромагнитном управлении. Кроме того, пневматическая система управления имеет то большое преимущество, что она работает вполне исправно при сильном падении напряжения в цепи управления до 30% нормального напряжения, тогда как при

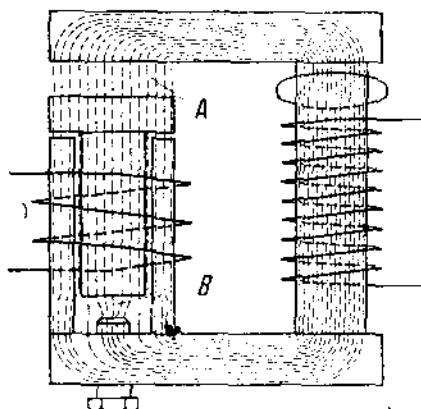
электромагнитной системе для исправной работы требуется, чтобы падение напряжения не превосходило 40% (т. е. напряжение составляет 60% нормального).

В виду изложенного на электровозах по преимуществу применяется электропневматическое управление контакторами, а электромагнитные контакторы—для включения вспомогательных машин, так как в этом случае контакторы предназначены для незначительного тока; поэтому нет необходимости большого давления между контактами и отпадает применение дорогостоящего пневматического привода. Кроме того, при этом достигается пуск вспомогательных машин в случае отсутствия сжатого воздуха.

Электромагнитный контактор состоит из неподвижной части с укрепленным на ней контактом и подвижного рычага с укрепленным на нем другим контактом (фиг. III, 87). При повороте рычага происходит замыкание контактов, причем поворот рычага производится при помощи электромагнитной катушки, притягивающей якорь, механически связанный изолированной штангой с рычагом подвижного контакта. Таким образом при возбужденной катушке контактор замкнут, при невозбужденной—разомкнут. Некоторые контакторы в зависимости от роли, выполняемой в схеме, снабжены блокировочными контактами, механически связанными с включающим механизмом контактора, т. е. якорем электромагнита.



Фиг. III, 88а.



Фиг. III, 88б.

На фиг. III, 88а дан электромагнитный пусковой контактор ГЭС для закорачивания пусковых сопротивлений вспомогательных машин. Контактор снабжается двумя катушками: одна из них (включающая) работает в период пуска, а потом замыкается накоротко вместе с пусковым сопротивлением, другая же катушка, удерживающая, работает в течение всего периода работы машины. Магнитная цепь катушек контактора выполнена следующим образом: при пуске машины в ход, когда начальный пусковой ток достаточно велик, магнитные силовые линии благодаря большой насыщенности цилиндрической катушки будут проходить через воздушный зазор В (фиг. 88б), благодаря чему подвижной сердечник удерживающей катушки будет втянут вниз, что заставит контактор находиться в разомкнутом положении. Когда пусковой ток упадет до известного предела, магнитный поток будет уже замыкаться помимо воздушного зазора В через полый цилиндрический сердечник.

Магнитные линии, проходя только через верх сердечника, заставят сердечник притянуться к полюсу, следствием чего будет замыкание контакторов.

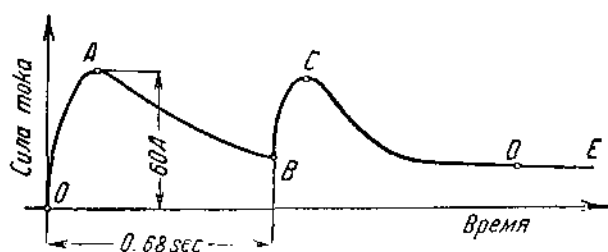
После включения контактов включающая катушка выключается, и контактор удерживается во включенном положении державшей катушкой.

При отсутствии тока сердечник падает вниз под влиянием своего веса и выключает тем самым контактор. Силу тока, при котором включается контактор, можно регулировать при помощи винта В, находящегося под сердечником. Коротко

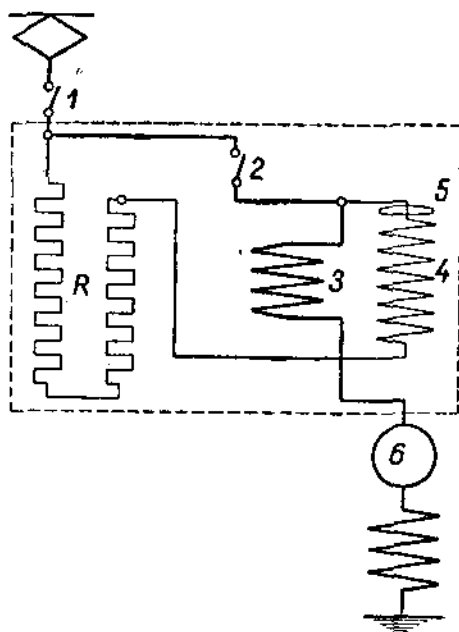
замкнутый виток (медное кольцо) служит демпфером, задерживая нарастание тока в момент пуска, и тем самым не дает возможности преждевременного включения контактора. На фиг. III, 88в дана осциллограмма пуска. Отрезок OA дает нарастание тока при включении главного контактора I , присоединяющего машину к сети через сопротивление R (фиг. III, 88г). В последующий момент при нарастании скорости ток падает по кривой AB . Точка B обозначает момент включения электромагнитного контактора пусковой панели, т. е. закорачивание пускового сопротивления R ; в силу этого происходит снова нарастание тока по линии BC и по мере увеличения скорости начинает падать по CD до установившегося режима DE . Описанные электромагнитные пусковые контакторы установлены на сурамских электровозах.

На фиг. III, 89 дан разрез электропневматического контактора SSW. Воздух поступает через электромагнитный клапан 1 в рабочий цилиндр 2 и перемещает поршень вверх, сжимая пружину 3 . С поршнем связан рычаг 4 , при помощи которого происходит при поднятии поршня перемещение изолированного контактного рычага 6 , несущего на одном своем конце контакты. Верхний контакт 8 укреплен упруго при помощи пружины 9 . Магнитная катушка 10 служит для задувания дуги при разрыве контактов. Прикрепление контактора производится при помощи изолированных болтов 14 .

На фиг. III, 90 изображен электропневматический контактор завода GEC, состоящий из неподвижного контакта, несущего искрогаси-



Фиг. III, 88в.



Фиг. III, 88г.

тельную катушку, и подвижного контакта, который приводится в действие пневматическим механизмом, управляемым электромагнитным клапаном. Контактные губы устраиваются легко сменяемыми; подвод тока к подвижному контактору производится при помощи гибкой плетенки; отдельные части контактора обозначены на чертеже.

Движение подвижного контакта рассчитано таким образом, что после первого соприкосновения контактных губок еще имеется некоторый ход подвижного контакта благодаря слабине, которая измеряется расстоянием, которое проходит губка с момента соприкосновения до полной остановки. Контактные губки снабжены пружиной для сообщения контакторам необходимого давления. Различают начальное давление: сила, необходимая, чтобы заставить губку оставить ее первоначальное положение, и конечное давление, т. е. в тот момент, когда контакт заканчивает свое движение.

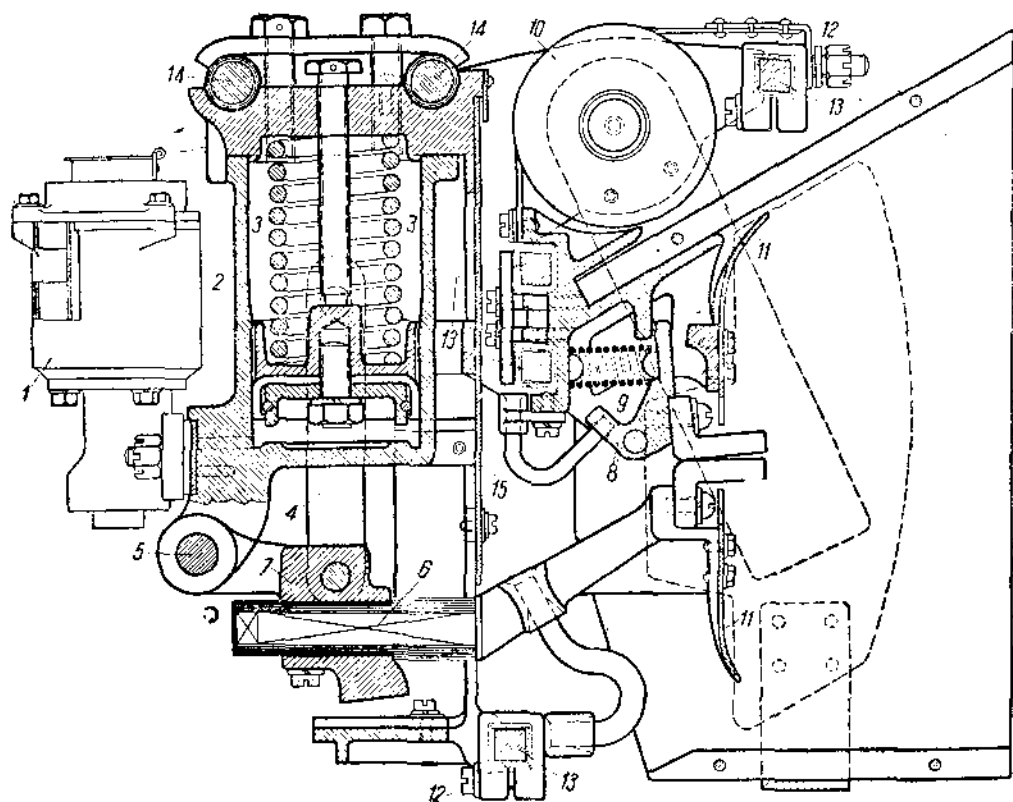
Искрогасительная камера снабжается пластинами для охлаждения дуги и тем самым содействующими быстрому разрыву дуги.

Внутренние поверхности искрогасительной камеры покрываются асбестовой массой.

Искрогасительные катушки создают магнитный поток, пересекающий контактные губки.

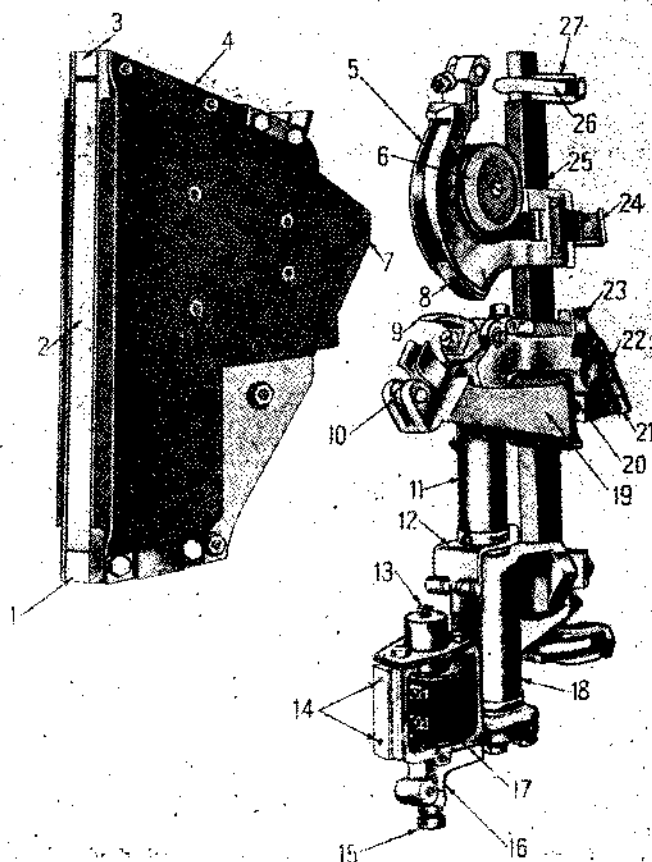
В случае надобности контакторы снабжаются блокировочным устройством для цепи управления.

Блокировочные контакты связаны рычагом с поршневым штоком. Как мы ранее видели, работа контакторов сопровождается взаимной блокировкой их. Блокировка производится исключительно электрическим путем, а именно цепь управления контактором проходит через блокировочные контакты, связанные с другими блокирующими его контакторами или аппаратами. Таким образом управление одним контактором ставится в зависимости от положения другого контактора. Само собой разумеется, неисправное состояние какого-либо из многочисленных блокировочных контактов парализует работу всей системы управления; поэтому должно быть обращено особое внимание на конструкции вспомогательных контактов, обеспечивающих постоянное давление контактов. Это достигается применением для контактных пальцев полосовой стали, которая позволяет иметь в контактах давление 1—1,5 kg. У одной группы контак-



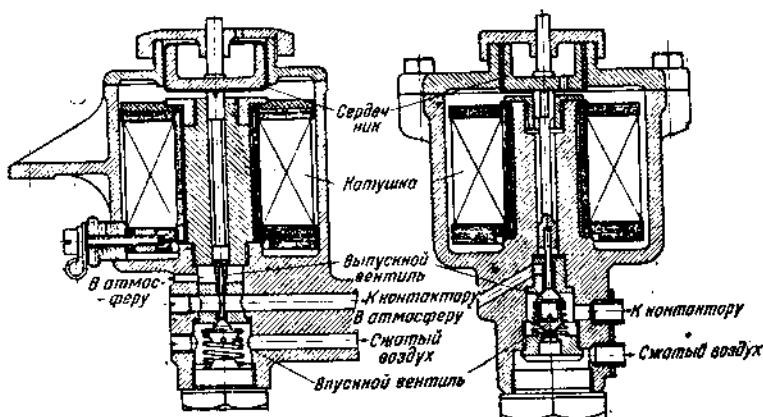
Фиг. III, 89. Электромагнитный контактор SSW.

торов блокировочные контакты замкнуты в том случае, если контактор включен, у второй же, наоборот, блокировочные контакты замкнуты, если контактор выключен, и разомкнуты, если включен, и наконец, у третьей группы применяются тот и другой виды блокировки. Пневматический механизм контактора состоит из рабочего цилиндра, в котором помещаются поршень и сильная пружина, служащая для быстрого размыкания губок. Пуск и выпуск воздуха управляется электромагнитным клапаном. Когда магнитный клапан возбуждается, он впускает воздух из воздушного резервуара непосредственно в рабочий цилиндр, и, перемещая поршень со штоком, вызывает замыкание контактора. При выключении тока управления клапан выпускает воздух в атмосферу и контактор размыкается. Клапаны, устанавливаемые для пневматического управления контакторами, равно как и для переключателя двигателей: реверсора и быстродействующего выключателя, могут быть разбиты на две группы: а) прямого действия, т. е. когда катушка его возбуждена, впускной клапан открыт для доступа воздуха из резервуара в рабочий цилиндр, а выпускной клапан закрыт;



Фиг. III, 90. Электропневматический контактор ГЕС ПК-301 А.

1 — нижняя стенка камеры; 2 — перегородка камеры; 3 — верхняя стенка камеры; 4 — изоляция полюса; 5 — искрогасительный рог; 6 — искрогасительная катушка; 7 — полюс камеры; 8 — неподвижный контакт; 9 — подвижный контакт; 10 — опора для камеры; 11 — тяга изолятора; 12 — скоба для привода блокировки; 13 — кнопка ручного включения; 14 — место для крепления блокировки; 15 — пробка; 16 — корпус пневматического привода; 17 — катушка электропневматического вентиля; 18 — цилиндр электропневматического вентиля; 19 — подвижный рычаг; 20 — подвижный рычаг; 21 — кабельный балласт; 22 — гибкое соединение; 23 — направляющие кабели; 24 — клемма; 25 — изолированный стержень; 26 — хомут для крепления; 27 — подкладка под хомут.



Фиг. III, 91. Электропневматические контакторные вентили зав. Вестингауза.

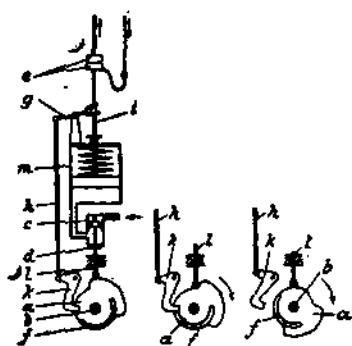
б) обратного действия, т. е. при возбужденной катушке закрывается клапан, соединяющий воздушный резервуар с рабочим цилиндром, и открывается выпускной клапан в атмосферу. Оба типа клапана являются клапанами двойного действия, т. е. имеют впускное и выпускное окна. На фиг. III, 91 даны оба типа вентилей завода Вестингауза, причем изображенный на левой стороне является прямого действия и на правой стороне — обратного.

Контакторы индивидуального управления обычно применяются для шунтирования отдельных секций пусковых реостатов, а часто для шунтирования поля тяговых двигателей; для переключения двигателей и управления рекуперацией чаще применяется групповой привод контакторов при помощи кулачкового вала.

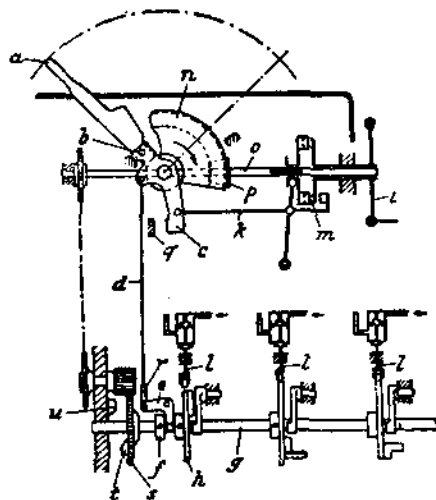
38. Групповые контакторы

Групповые контакторы различают с управлением пневматических вентилей от кулачкового вала и с непосредственным замыканием главных контактов от кулачкового вала. На фиг. III, 92 изображено групповое контакторное управление пневматическими вентилями контакторов завода Сешерон.

Кулачковый вал, вращаясь, вызывает открытие вентиля того или иного контактора в зависимости от расположения на валу кулачков. Конструкция кулачкового привода должна предусматривать остановку кулачкового вала, как только хоть один из замкнутых контактов не разомкнулся в требуемый момент; с этой целью кулачковый диск снабжается затвором *f* с собачкой *k*, связанной тягой *h* с рычагом *g*, оканчивающимся вилкой.



Фиг. III, 92. Управление пневматическими вентилями от кулачкового вала зав. Сешерон.



Фиг. III, 92а. Управление пневматическими вентилями от кулачкового вала зав. Сешерон.

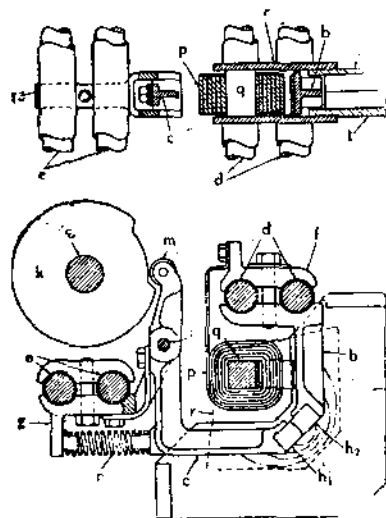
Вилка зацепляет за шпенец на штоке *l* рабочего цилиндра. Если только контакты *e* не разойдутся, хотя привод *l* к вентилю и сойдет с кулачка, дальнейшее вращение кулачкового вала будет заперто, и только при размыкании контактов собачка *k* отходит и отпирает кулачковый вал (фиг. III, 92).

На фиг. III, 92а показан схематически привод кулачкового вала, допускающий в случае надобности немедленное размыкание всех контакторов. Для этой цели служит рычаг *a*, связанный тягой *d* с коленчатым рычагом. При движении рукоятки *a* вправо кулачковый вал перемещается тягой *d* и рычагом *e* влево, так что приводы пневматических вентилей *l* соскакивают с собачек и контакторы немедленно размыкаются; одновременно происходит также размыкание муфты *m* и отключение маховичка *i*, тягой *k*. При дальнейшем продвижении рычага *a* вправо зубчатое колесо *n* сцепляется с коническим колесом *p* и возвращает кулачковый вал в первоначальное положение; однако при этом рычажок *s* упирается в *q* и остается со всем выключающим механизмом в покое. При возвращении кулачкового вала в первоначальное положение происходит одновременно и перемещение его вправо бла-

годаря приливу t на зубчатом колесе s , упирающемся при вращении в неподвижную упорку u . При вращении рычага a в первоначальное положение маховичок i оказывается соединенным через муфту m с приводным валом o .

На фиг. III, 93 изображен контактор с непосредственным механическим приводом контактов от кулачкового вала завода ВВС. Рычаг b , несущий неподвижный контакт h_2 , укреплен на двух изолированных стержнях dd вместе с искрогасительной катушкой p ; коленчатый же рычаг c подвижного контакта h_1 качается около валика i и прижимается своим концом m пружинной n к кулачковому валу k . Контакты h_1 и h_2 находятся в замкнутом положении до тех пор, пока ролик конца m коленчатого рычага c катится по выступающей части кулачкового вала k . При отрывании контакта h_1 от h_2 происходит гашение дуги магнитным полем, образуемым катушкой p с сердечником q .

В электровозах небольшой мощности вращение кулачкового вала производится от руки через трансмиссию, снижающую усилие, однако при большой мощности электровоза и необходимости иметь параллельную работу нескольких электровозов приходится применять моторный привод (ВВС) или пневматический.



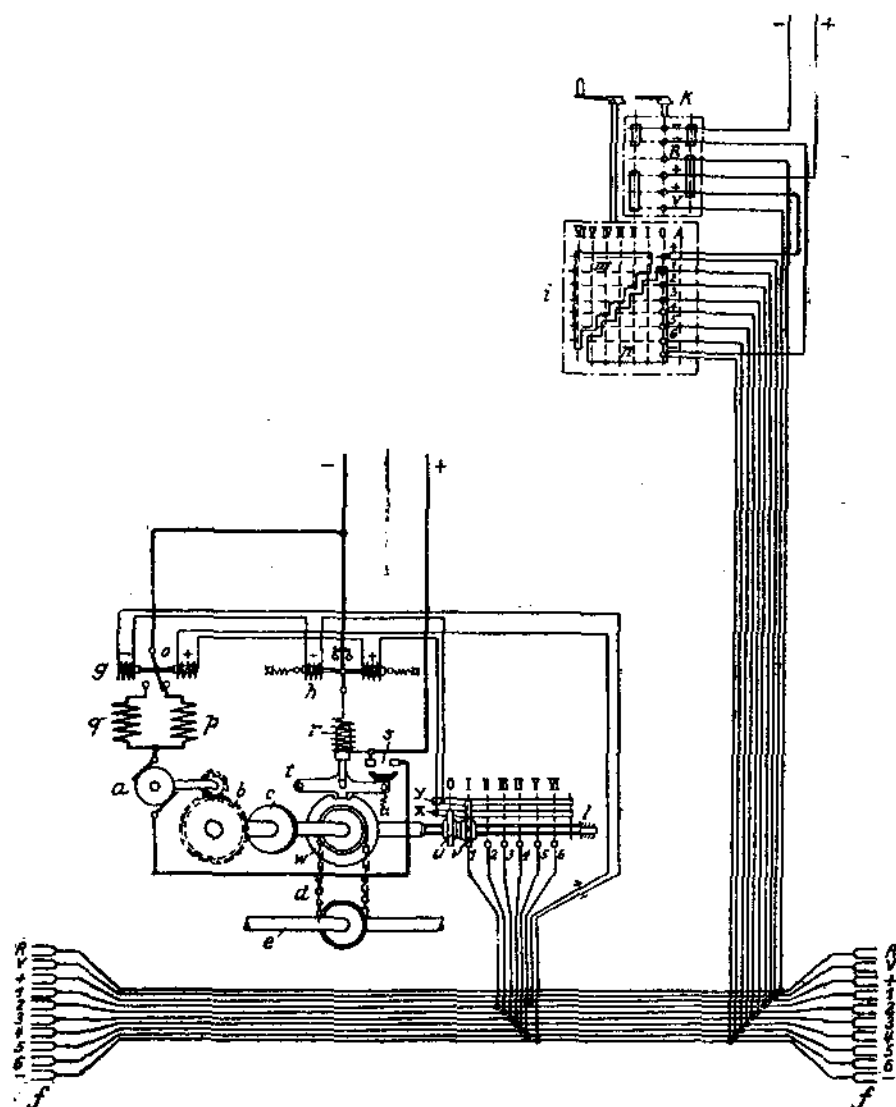
Фиг. III, 93. Контактор с непосредственным механическим приводом зав. ВВС.

На фиг. III, 94 схематически показан полуавтоматический электромоторный привод кулачкового вала завода ВВС. Контроллер снабжен реверсивной рукояткой, позволяющей осуществлять ход вперед и ход назад, а также главной рукояткой для вращения кулачкового вала в том или другом направлении в зависимости от положения реверсивной рукоятки. Главный барабан контроллера снабжен ступенчатыми наделками по числу различных положений кулачкового вала, соединенными соответственным числом проводов с контрольным валом l , являющимся продолжением кулачкового вала. Кроме того, от реверса идут положительный и отрицательный провода к двухполюсному реле g и h и соединяются с шинами x и y .

Нетрудно видеть, что в зависимости от положения рукоятки реверсора возбуждается положительная или отрицательная катушка реле g , и соединяется в зависимости от этого питание сервомотора a с обмоткой полюсов q или p , определяющих вращение двигателя в ту или другую сторону.

Рукоятка главного барабана и реверсора заблокированы между собой таким образом, что главная рукоятка не может быть выведена из нулевого положения, пока рукоятка реверсора не будет установлена в одно из поездных положений, т. е. хода вперед или хода назад, а при промежуточных положениях главной рукоятки оказывается заперта рукоятка реверсора. Главный барабан, как выше указывалось, имеет ступенчатые накладки, соединенные с положительной и отрицательной шинами тока управления. Отдельные ступени главного барабана соединяются с положительной шиной в зависимости от положения главного барабана, и ток по соответственному проводнику подходит к тому или иному контакту контрольного вала. Так, например, если рукоятка главного контроллера стоит на третьем положении, то ток управления пойдет по проводам 1, 2 и 3 к контрольному валу. В зависимости от положения рукоятки реверсора возбуждаются положительная или отрицательная катушки реле q и производится приключение катушки p или q двигателя. Одновременно возбуждается и соответственная катушка реле h и замыкается цепь запорного магнита r , рычаг t поднимается, освобождает приводной вал и одновременно замыкает контактом s цепь питания двигателя. Одновременно с вращением приводного вала вращается контрольный вал на винтовом шпинделе, от которого при вращении движутся изолированные друг от друга контакты u и v . Поскольку в первоначальном положении контакт u не лежит ни на одном из контактов 1—6 и только контакт

v лежит на контакте 1, по нему и пройдет ток управления, как упоминалось выше, в катушки реле g и h . Как только контакт v сойдет с контакта 1, цепь управления прервется и реле g и h и магнит r останутся без тока. Однако защелка не может задержать вращения приводного вала, пока шайба w не сделает полного оборота и впадиной на ней не придется под защелкой t . В этот момент, однако, подвижной

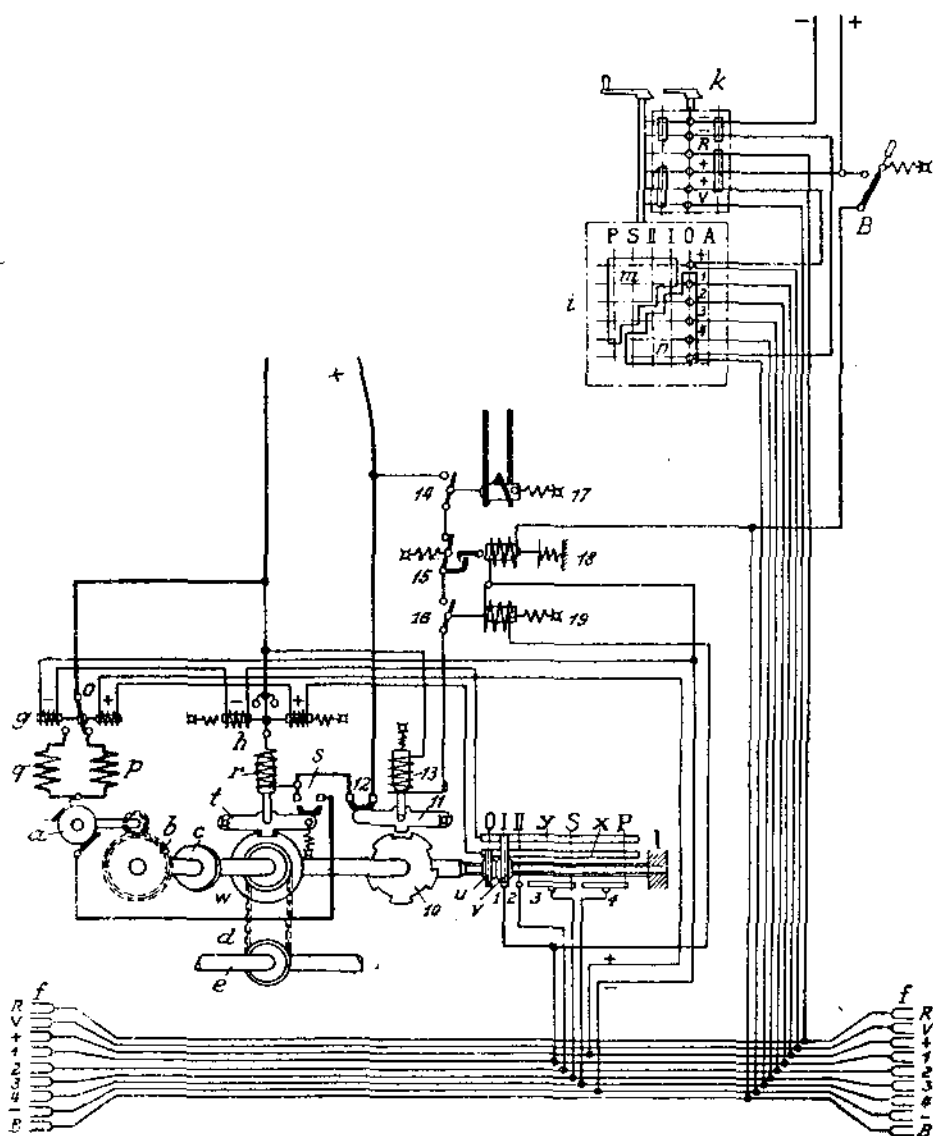


Фиг. III, 94. Полуавтоматический электромоторный привод кулачкового вала зав. ВВС.

контакт v соединяется с контрольным контактом 2, и ток управления снова поддерживает защелку t , и шайба w проскакивает своей впадиной под защелкой t . Одновременно подвижной контакт u становится на контакт 1; поскольку, однако, он соединяется с положительной шиной x , это не вызывает появления тока до тех пор, пока, наконец, подвижные контакты u и v не встанут соответственно на контакты 3 и 4. Контакт 4 при принятом третьем положении рукоятки главного контроллера связан с отрицательной наделкой i барабана n и с отрицательной шиной, как и сама шина y ; поэтому реле g и h и магнит r остаются без тока. Защелка t запи-

рает дальнейшее вращение приводного барабана, а вместе с ним и кулачкового вала *e*.

Одновременно происходит размыкание *z* цепи питания сервомотора *a*. Нетрудно видеть, что дальнейшее перемещение рукоятки главного контроллера вызовет соответственное перемещение приводного и кулачкового вала и размыкание и замы-

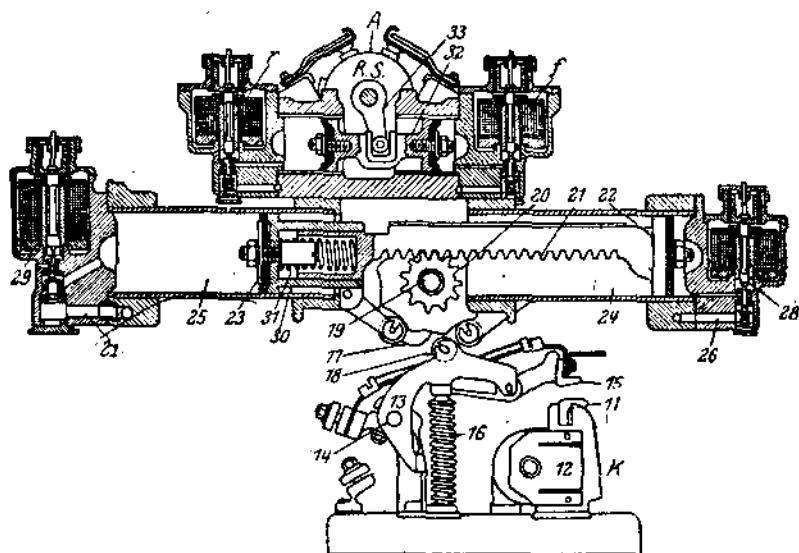


Фиг. III, 95. Автоматическое управление моторного привода кулачкового вала зав. ВВС.

кание соответствующих контакторов. Вращение рукоятки в обратную сторону вызовет соответственно вращение и кулачкового вала назад благодаря тому, что ток пойдет уже через подвижной контакт *u* и через отрицательную катушку реле *g* и *h* в шину *u*, контакт *v* и поднимет магнит *r* с защелкой *t*.

Описанное управление сервомотором относится к так называемому полуавтоматическому, поскольку в нем исключено влияние силового тока. Однако желательно, чтобы вызываемые вращением кулачкового вала выключения пусковых сопротивлений и переключения двигателей происходили таким образом, чтобы силовой ток не превышал некоторой установленной величины; для этого на приводном валу уста-

навливается еще один диск с защелкой, отпирающей вращение вала, если только ток тяговых двигателей ниже установленного предельного. На фиг. III, 95 показано схематически автоматическое управление кулачкового вала с моторным приводом. В случае автоматического управления кулачкового вала число проводников значительно сокращается, так как остаются только основные положения контроллера: положение выключения *A*, нулевое *O*, последовательного и параллельного соединений двигателей и две ступени, *I* и *II*, для маневровой работы. Остальные промежуточные положения выключения пусковых реостатов отпадают, поскольку управление контактами происходит автоматически в зависимости от тока в силовой цепи. Отличие схемы автоматического управления от полуавтоматического заключается в наличии шайбы 10 с впадинами и защелками 11, с магнитом 13 и прерывателем 12 тока питания сервомотора. В цепи возбуждения магнита 13 имеются три включающих контакта 14, 15 и 16 трех реле 17, 18 и 19. Через обмотку реле 17 проходит ток тяговых



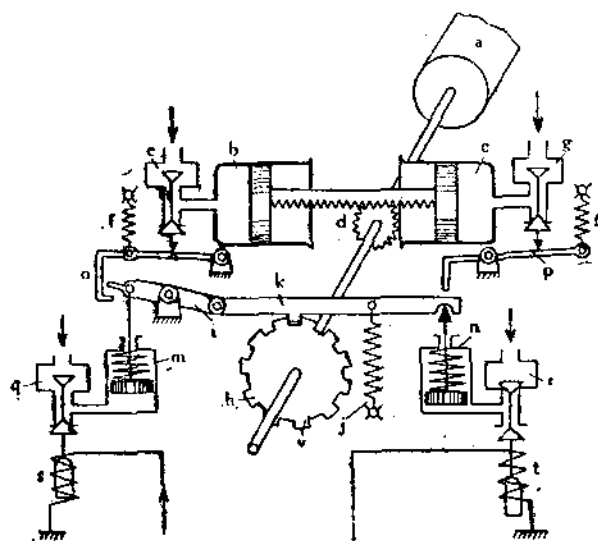
Фиг. III, 96. Электропневматический групповой привод.

двигателей, и как только ток превысит допускаемую величину, реле 17 размыкает цепь магнита 13, и защелка, попадая в ближайшую впадину шайбы 10, прерывает цепь питания сервомотора и одновременно задерживает дальнейшее вращение приводного и кулачкового вала. Реле 18 позволяет машинисту открывать защелку 11 путем замыкания рубильника *B*, находящегося в кабине машиниста. Реле 19 обычно при езде находится в замкнутом положении и размыкает цепь магнита 13 при нулевом положении рукоятки главного контроллера. Пневматический привод кулачкового вала, поставленный с электромоторным приводом, имеет большее преимущество в смысле простоты. На фиг. III, 96 изображен пневматический привод фирмы GEC. Пневматический привод состоит из двух воздушных цилиндров, поршни которых соединены между собой зубчатой рейкой 21. Перемещение поршней с рейкой вызывает вращение кулачкового вала при помощи зубчатого колеса 20, сцепляемого с рейкой. Правый поршень жестко закреплен с рейкой, а левый 23 — через пружину 31, заключенную в цилиндрической коробке 30. Упругое соединение поршня 23 служит для того, чтобы рейка могла двигаться влево при поступлении воздуха в цилиндр 24 и в том случае, если в цилиндре 25 имеется еще сжатый воздух и вентиль 29 обесточен. Рейка 21 передвигает кулачковый вал в поездное первое положение. Работа воздушных цилиндров регулируется электромагнитными вентилями 28 и 29, аналогичными ранее описанным (фиг. III, 91); когда через катушку вентиля 28 не протекает ток, полость цилиндра 24 соединяется с атмосферой, а при соединении вентиля 28

с цепью управления производится пуск сжатого воздуха в цилиндр. Вентиль 29, наоборот, при выключенном токе производит впуск сжатого воздуха в цилиндр 25 и выпуск воздуха в атмосферу при протекании через него тока. На фиг. III, 96 показан один из контакторов *K*, замыкаемый от кулачкового вала. Контактор *K* имеет неподвижный контакт 11 и подвижной 15 с рычагом 13, вращающимся около оси 14. Замыкание производится при помощи кулачков. Пружина же 16 все время стремится отвести контакт 15 от контакта 11.

В нулевом положении главной рукоятки контроллера и кулачкового вала оба вентиля 29 и 28 без тока и цилиндр 24 соединен с внешним воздухом, а цилиндр 25 с воздушным резервуаром. При переводе рукоятки контроллера в первое положение ток управления проходит через вентиль 28, и воздух начинает поступать через него в цилиндр 24 и поршень 22 перемещается влево, сжимая пружину 31 до тех пор, пока кулачковый вал не займет первого поездного положения. Если рукоятка контроллера переместится в следующее положение, включается вентиль 29

вместе с вентилем 28. Сжатый воздух выходит из цилиндра 25, и поршень 23 перемещается вместе с поршнем 22 влево. До того момента, пока кулачковый вал 19 еще не достигнет второго поездного положения, выключается вентиль 29, при помощи контакта на связанном с кулачковым валом 19 на вспомогательном барабане и цилиндр 25 наполняется снова воздухом, его поршень 23 останавливается вместе с поршнем 22 и кулачковым валом в надлежащем положении. Таким же образом происходит дальнейшее переключение на различные поездные ступени. При помощи реле максимального тока, через который проходит ток двигателей, можно устроить эту систему полностью автоматической. Для того чтобы кулачковый вал не остановился



Фиг. III, 97. Электропневматический групповой привод ВВС.

в некотором промежуточном положении при быстром движении рукоятки главного контроллера вперед и назад, кулачковый вал снабжается вспомогательными контактами, не допускающими остановки кулачкового вала в среднем положении.

Над приводом кулачкового вала располагается аналогичный привод реверсора.

Недостатком пневматического привода в том виде, как он описан, является недостаточная четкость установки кулачкового вала, так как здесь сказываются влияние упругости воздуха в цилиндрах и величина тех масс, которые должны в короткое время останавливаться. Во избежание этого устраивается ограничение движения пневматического двигателя путем запираания собачкой особо диска с зубцами, насаженного на кулачковом валу. На фиг. III, 97 изображен пневматический привод фирмы ВВС, работающий по этому принципу. Привод кулачкового вала *a* производится, как и в ранее описанной системе ГЕС, при помощи зубчатого колеса *d* и зубчатой рейки, связанной с поршнями цилиндров *b* и *c*. Впуск и выпуск воздуха регулируются двойными вентилями *e* и *g*, удерживаемыми в положении впуска воздуха в цилиндры пружинами *f*.

На кулачковом валу насаживается зубчатый диск *h*, число впадин которого строго соответствует числу ступеней. Этот диск запирается собачкой на рычаге *k*, прижимаемом к диску пружиной *i*. Одним своим концом рычаг *k*

опирается на вспомогательный цилиндр *n*, а левым концом соединен шарнирно с двухплечным рычагом *i*, связанным с поршнем другого вспомогательного цилиндра *m*.

Путем возбуждения катушек *s* и *t* происходит управление вентилями *q* и *r* вспомогательных цилиндров *m* и *n*.

В положении, указанном на фиг. III, 97, оба цилиндра *b* и *c* соединены со сжатым воздухом и находятся в покое; катушка *t* — без тока, а катушка *s* возбуждена.

При движении рукоятки главного контроллера происходит возбуждение катушки *t*, и через вентиль *r* сжатый воздух поступает во вспомогательный цилиндр *n*, поршень которого поднимает запорный рычаг *k*, освобождая зубчатый диск и одновременно при помощи рычага *p* и двойного вентиля *g* выпускает воздух из цилиндра *c*.

Под влиянием давления воздуха в правом цилиндре *c* происходит перемещение вправо штанги и вращение кулачкового вала до тех пор, пока катушка *t* не отключится при помощи вспомогательного контактного вала, связанного с кулачковым валом. Тогда он снова возвращается в изображенное на фиг. III, 98 положение, воздух выходит наружу из вспомогательного цилиндра *n* и зубчатый диск *h* запирается снова собачкой, а вентиль *g* открывает рычагом *p* доступ воздуха в цилиндр *c*.

При дальнейшем перемещении рукоятки контроллера снова возбуждается магнит *t* и происходит дальнейшее вращение кулачкового вала.

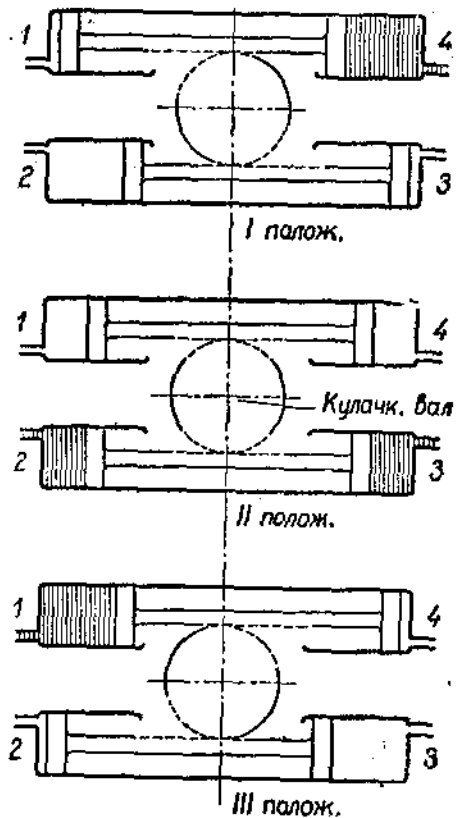
Для обратного вращения кулачкового вала *a* необходимо прервать возбуждение магнита *s*; воздух выходит из вспомогательного цилиндра *m*, и поршень опускается вниз, поднимает рычаг *k* с собачкой и освобождает зубчатый диск; одновременно происходит открытие двойного клапана *e*, и воздух выпускается из цилиндра *b*, вызывая перемещение зубчатой рейки влево и вращение кулачкового вала в обратном направлении, пока магнит *s* снова не будет возбужден. Благодаря тому, что для вращения кулачкового вала по часовой стрелке катушка *s* должна быть возбуждена, достигается автоматическое возвращение кулачкового вала в нулевое положение, как только исчезнет ток управления.

На сурамских электровозах установлен электропневматический переключатель групповых контакторов с двумя рейками и цилиндрами, управляемый при помощи четырех электровентилей.

На фиг. III, 98 даны три различных положения группового переключателя (см. также схему управления электровоза Сс фиг. III, 35).

Первое положение соответствует последовательному соединению всех двигателей. Все вентили не возбуждены. Камера IV наполнена воздухом через выключающий вентиль (обратного действия). Положение кулачкового вала фиксируется исключительно поршнем камеры IV.

Второе положение соответствует последовательно-параллельному соединению тяговых двигателей.



Фиг. III, 98.

Возбуждены клапаны II и III камеры прямого действия и клапан IV обратного действия. Камеры II и III наполнены сжатым воздухом. Кулачковый вал камерой III повернут в среднее положение и фиксируется поршнем II и III. Из камеры IV воздух выпущен.

Третье положение соответствует параллельному соединению тяговых двигателей. Возбужден вентиль камеры I, включающий и вентиль камеры IV обратного действия. Сжатый воздух в камере I переставляет поршень в крайнее правое положение.

Рассмотрим несколько подробнее проектирование и конструкцию группового переключателя двигателя с пневматическим приводом для схемы по фиг. III, 99 сурамского электровоза завода ВВС. Как видно из таблицы замыканий контакторов, при последовательном соединении двигателей должны быть замкнуты контакторы 3; 9; 6; 11; 14 и 19; эти же контакторы остаются замкнуты и в первом положении переключения с последовательного на последовательно-параллельное. Во втором переходном положении T_2 замыкаются контакторы 3; 6; 9; 11; 14; 17 и 19, т. е. прибавляется контактор 17, и в третьем переходном положении T_3 отключаются контакторы 3 и 19.

При последовательно-параллельном соединении двигателей и при первом переходном положении на последовательное соединение двигателей T_4 замыкаются контакторы 4; 6; 9; 11; 14; 16; 17 и 20. На втором переходном положении T_5 приключаются еще контакторы 8; 12, а на третьем положении T_6 отключаются 6; 9; 11 и 14.

На параллельном соединении двигателей замкнуты контакторы 4; 5; 7; 8; 10; 12; 13; 15; 16; 18 и 20. На фиг. III, 100¹ показана развертка барабана в отношении силовых контакторов переключения двигателей и блокировочных, соответствующая ранее указанному положению контакторов. По этой развертке проектируется кулачковый вал; при повороте на 360° он проходит три основных положения и по два переходных; таким образом барабан проходит от первого основного до второго основного положения 140° и при этом производятся переключения также на переходных позициях, точно так же и между вторым и третьим основным положением 140°. От положения три до нулевого и от нулевого до первого по 40°.

На фиг. III, 101 показан общий вид вала и кулачков.

Остов для установки контакторов и кулачкового вала состоит из двух продольных швеллеров (фиг. III, 102), расположенных на расстоянии 275 мм друг от друга и связанных литыми поперечными скреплениями, образующими опоры для кулачкового вала. К швеллерам прикрепляются стойки из уголка сечением 40×50×5 и подкос 45×45×5, а сверху проложена продольная балка также из уголкового железа.

На фиг. III, 103 показан пневматический привод, состоящий из цилиндра с крышками внутренним диаметром 190 мм у одного конца и 130 мм у другого, внутри расположены три поршня на одном общем штоке с кожаными уплотнительными манжетами толщиной 6 мм. К штоку в средней части прикреплена рейка зубчатая с 12 зубцами.

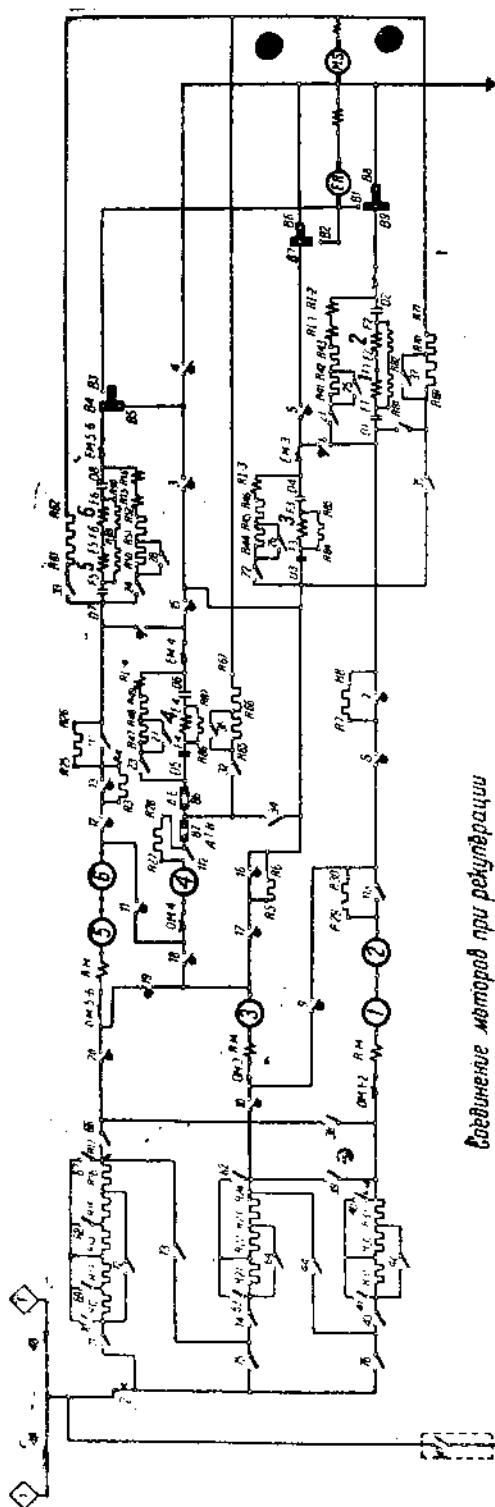
Управление производится тремя электромагнитными вентилями, подающими сжатый воздух в ту или иную полость цилиндра.

На фиг. III, 104 отдельно изображены три фазы работы механизма соответственно установкам в последовательное (1 скорость), последовательно-параллельное (2 скорость) и параллельное соединение двигателей (3 скорость).

На сдвигающиеся концы вала 1 группового переключателя прикрепляются бакелитовые цилиндры 2 (фиг. III, 105), образующие блокировочные барабаны с контактными полосами. Неподвижные контакты прикрепляются на консолях 4 к бакелитовому бруску 3.

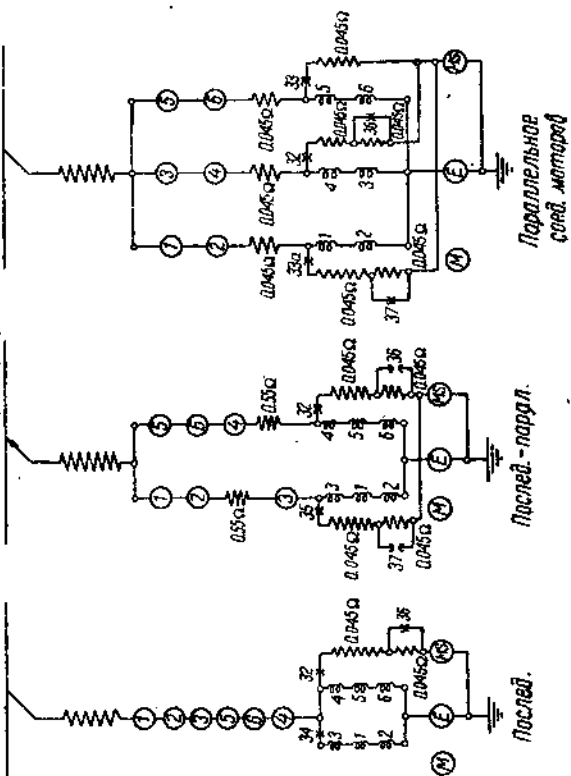
На фиг. III, 106 изображено прикрепление шурупами неподвижных контактов к вышеупомянутому бруску 3.

¹ Фиг. 100, 101, 102 и 103 помещены на отдельном листе.



- Рубильник
- Индивидуальный контактор
- Групповой контактор
- Контактор реверса
- Шунт измерительного прибора
- Максимальный реле
- О.М. Отключение двигателей
- Е.Р. Возбудитель рекупера
- М.С. Стабилизатор
- А.Е. Амперметр возбуждения
- А.Т.Р. Амперметр силовых цепей

Возбуждение мотора при рекуперации



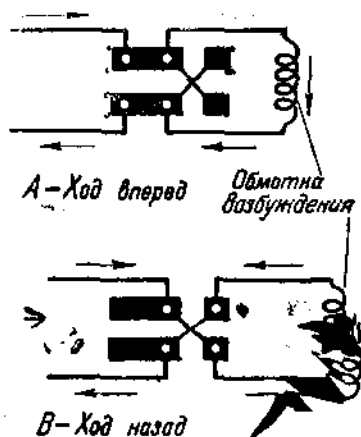
Фиг. III, 99 а и б. Силовая схема электровоза Сп.

Т. 4	4	6	8	9	11	14	1617	20	38	43	66	6869	71	747576	77
Т. 5	4	6	8	9	11	12	1617	20	38	48	66	6869	71	747576	77
Т. 6	4	6	8	9	12	1617	20	38	43	66	6869	71	747576	77	
28	4 5	7 8	10	1213	1516	18	20	3839	43	66	6869	71	747576	77	
29	4 5	7 8	10	1213	1516	18	20	3839	43	66	6869	71	747576	77	
30	4 5	7 8	10	1213	1516	18	20	3839	43	66	6869	71	747576	77	
31	4 5	7 8	10	1213	1516	18	20	3839	43	66	6869	71	747576	77	
32	4 5	7 8	10	1213	1516	18	20	3839	43	66	6869	71	747576	77	
33	4 5	7 8	10	1213	1516	18	20	3839	43	66	6869	71	747576	77	
34	4 5	7 8	10	1213	1516	18	20	3839	43	66	6869	71	747576	77	
35	4 5	7 8	10	1213	1516	18	20	3839	43	66	6869	71	747576	77	
36 III 1	4 5	7 8	10	1213	1516	18	20	3839	43	66	6869	71	747576	77	
36 III 2	4 5	7 8	10	1213	1516	18	20	3839	43	66	6869	71	747576	77	
36 III 3	4 5	7 8	10	1213	1516	18	20	3839	43	66	6869	71	747576	77	
36 III 4	4 5	7 8	10	1213	1516	18	20	3839	43	66	6869	71	747576	77	
36 III 5	4 5	7 8	10	1213	1516	18	20	3839	43	66	6869	71	747576	77	
36 III 6	4 5	7 8	10	1213	1516	18	20	3839	43	66	6869	71	747576	77	
36 III 7	4 5	7 8	10	1213	1516	18	20	3839	43	66	6869	71	747576	77	
36 III 8	4 5	7 8	10	1213	1516	18	20	3839	43	66	6869	71	747576	77	
36 III 9	4 5	7 8	10	1213	1516	18	20	3839	43	66	6869	71	747576	77	
36 III 10	4 5	7 8	10	1213	1516	18	20	3839	43	66	6869	71	747576	77	
36 III 11	4 5	7 8	10	1213	1516	18	20	3839	43	66	6869	71	747576	77	
36 III 12	4 5	7 8	10	1213	1516	18	20	3839	43	66	6869	71	747576	77	
36 III 13	4 5	7 8	10	1213	1516	18	20	3839	43	66	6869	71	747576	77	
36 III 14	4 5	7 8	10	1213	1516	18	20	3839	43	66	6869	71	747576	77	
36 III 15	4 5	7 8	10	1213	1516	18	20	3839	43	66	6869	71	747576	77	
36 III 16	4 5	7 8	10	1213	1516	18	20	3839	43	66	6869	71	747576	77	
36 III 17	4 5	7 8	10	1213	1516	18	20	3839	43	66	6869	71	747576	77	
36 III 18	4 5	7 8	10	1213	1516	18	20	3839	43	66	6869	71	747576	77	
36 III 19	4 5	7 8	10	1213	1516	18	20	3839	43	66	6869	71	747576	77	
36 III 20	4 5	7 8	10	1213	1516	18	20	3839	43	66	6869	71	747576	77	
36 III 21	4 5	7 8	10	1213	1516	18	20	3839	43	66	6869	71	747576	77	
36 III 22															

39. Реверсор

Реверсор служит для изменения направления движения электровоза, каковое производится обычно путем переключения обмоток возбуждения тяговых двигателей.

На сурамских электровозах реверсор выполнен в виде барабана с четырьмя парами сегментов, развертка одной пары которых показана на фиг. III, 107А. На этой фигуре кружками изображены пальцы, соприкасающиеся с сегментами и способ переключения обмотки возбуждения двигателя. При вращении барабана пальцы перемещаются в положение, показанное на фиг. III, 107В, и таким образом изменяется направление тока в обмотке возбуждения. К двум парам сегментов реверсора приключено по одной обмотке возбуждения (3 и 4 двигателя), а к двум остальным парам сегментов приключены по две обмотки возбуждения двигателей, всегда соединенных последовательно (1, 2 и 5—6). Такое приключение обмоток возбуждения к реверсору вызвано тем, что в схеме для удобства осуществления переключений с последовательного на последовательно-параллельное и параллельное, двигатели сгруппированы аналогичным образом. Поворот реверсора производится пневматическим приводом, состоящим из двух цилиндров, между которыми ходит зубчатая рейка, связанная с двумя поршнями. При своем перемещении рейка зацепляется с шестеренкой, насаженной на вал реверсора, и вращает последний. Для установки реверсора в положение „вперед“ или „назад“ необходимо возбудить катушку соответствующего включающего вентиля „вперед“ или „назад“. На одном валу с реверсором укреплены блокировочные сегменты, а также установлены реверсивные сегменты для спидометра (электрического измерителя скорости). Реверсор может



Фиг. III, 107. Схема переключения обмотки полюсов тяговых двигателей.

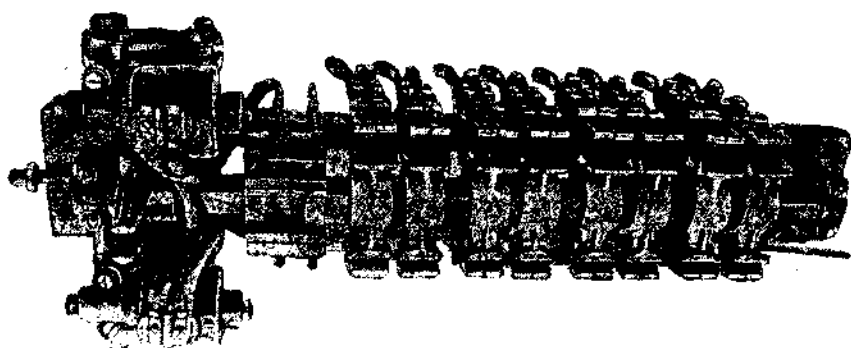


Фиг. 108. Развертка реверсора сурамских электровозов.

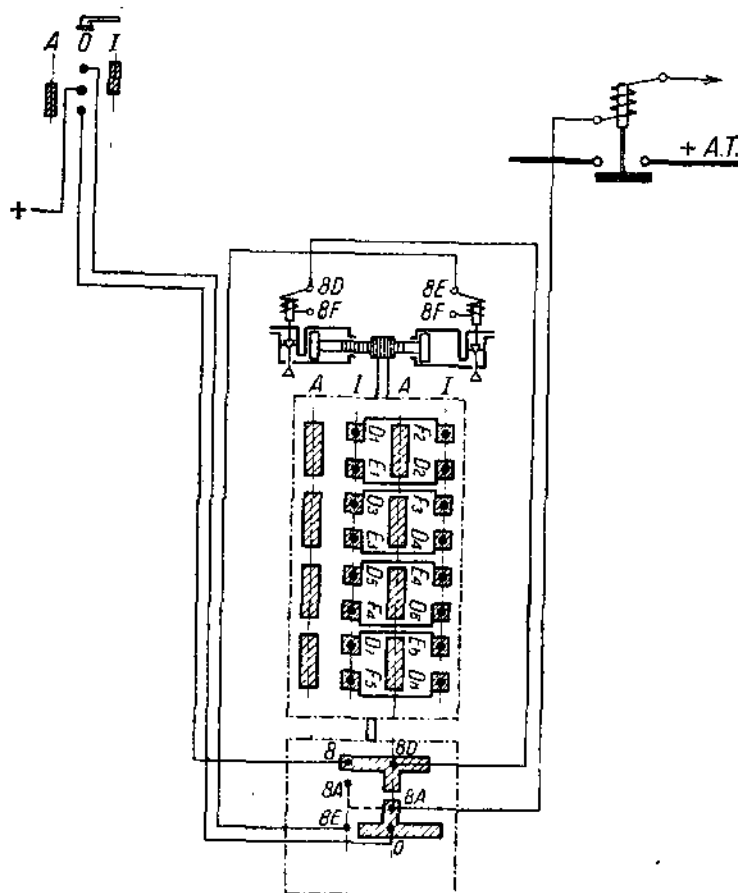
быть перемещен из одного положения в другое только при отсутствии тока в цепи. Развертка сегментов реверсора показана на фиг. III, 108, и фотография его — на фиг. III, 109:

Реверсор блокирует линейные контакторы таким образом, что линейные контакторы не могут быть включены, пока не установлен реверсор. Реверсор работает при давлении воздуха в пределах 3,5—5 ат.

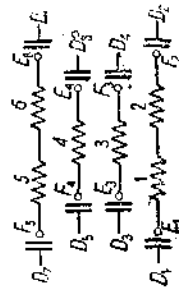
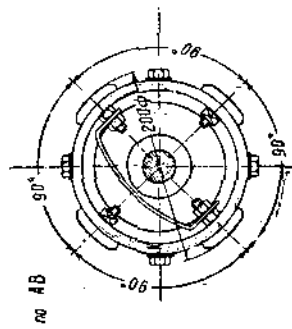
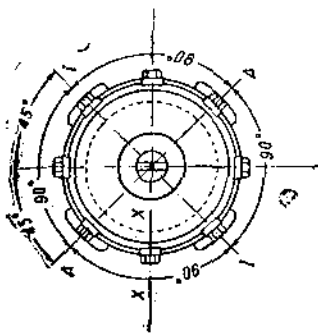
На фиг. III, 110 дана схема реверсора сурамских электровозов завода ВВС с пневматическим приводом. Реверсор состоит из двух барабанов: верхний служит для переключения обмоток полюсов двигателей, а нижний для блокировки. Обмотки полюсов двигателей 1 и 2 всегда соединены последовательно, и концы их обозначены на схеме E_1 и F_2 , а соответствующие контакты силовой цепи — D_1 и D_2 ; точно также и двигателей 5 и 6 — соответственно F_5 и E_6 , у обмоток и D_7 и D_8 у силовой



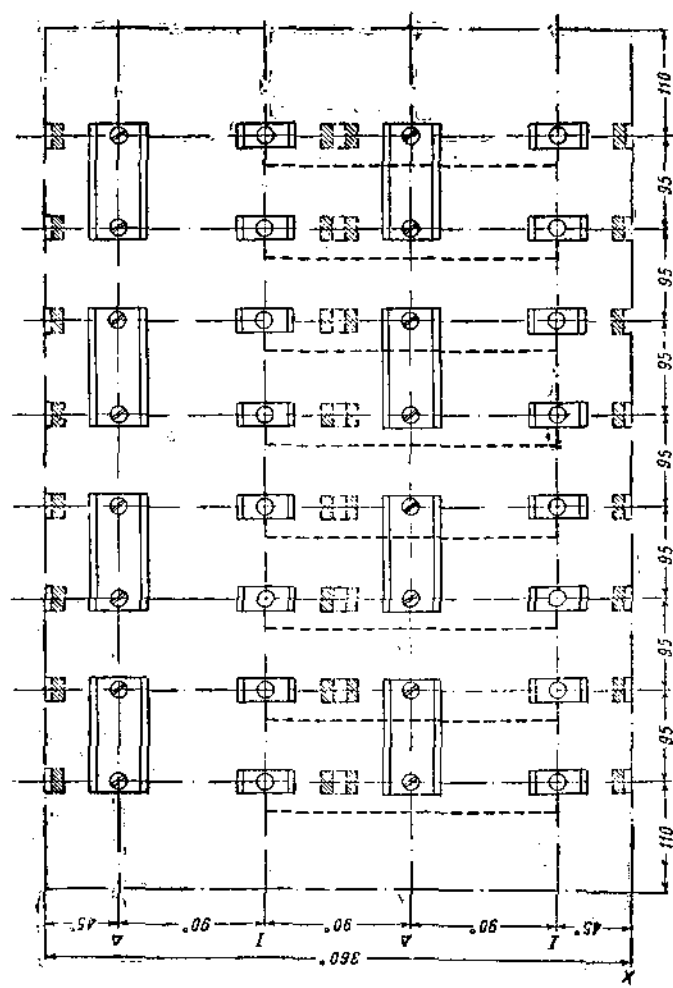
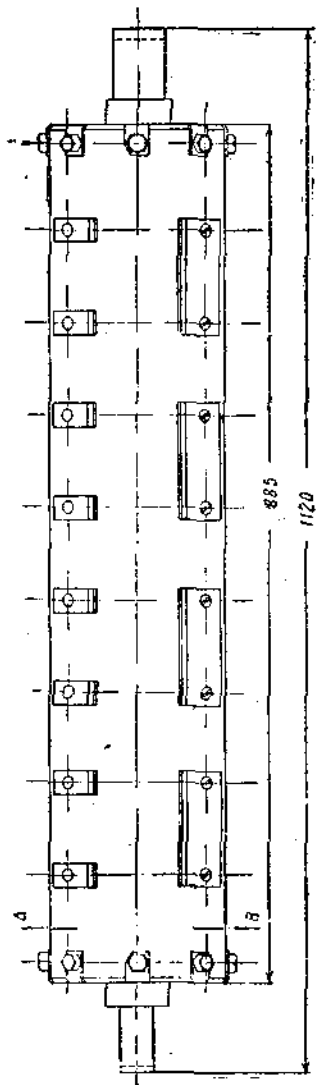
Фиг. III, 109. Реверсор сурамского типа.



Фиг. III, 110. Развертка реверсора к схеме фиг. III, 99.



Фиг. III, 111. Схема реверсных контактов электропровода Си по схеме фиг. III, 99.



Фиг. III, 112. Развертка барабана реверсора сурамского электропровода Си.

цепи, а двигатель 3— E_3 и F_3 и D_3 , D_4 и у двигателя 4— F_4 , E_4 и D_5 и D_6 (фиг. III, 111). Схема электровоза была дана на фиг. III, 99.

Реверсор барабанного типа выполнен из трубы внешним диаметром 180 мм и толщиной 8 мм, на котором болтами прикрепляются медные контактные пластинки.

На фиг. III, 112 показаны развертка главного барабана реверсора, а также и поперечный разрез его.

40. Отключатель двигателей

Отключатели двигателей устраиваются двух типов—с валиком и в виде рубильника. Первый тип часто употребляется при малых мощностях. На фиг. III, 113 изображен такой выключатель SSW на четыре двигателя.

Отключатель двигателей сурамских электровозов показан на фиг. III, 114; он выполнен в виде четырех двухполюсных рубильников, причем два рубильника отключают по одному двигателю, а два отключают по два двигателя. Отключатель снабжен блокировочными контактами, выполненными в виде барабана с сегментами и со скользящими по ним неподвижно укрепленными пальцами. Блокировочный барабан имеет два положения: положение нормальное, когда все двигатели включены, и положение при каком-либо отключенном двигателе, причем блокировочный барабан приходит в это положение в случае, если любой рубильник будет выключен, т. е. любой двигатель отключен. Отключение двигателей производится вручную при отсутствии напряжения в цепи.



Фиг. III, 113.

Вместе с отключателем двигателей смонтированы три реле перегрузки.

На фиг. III, 115 показан отключатель двигателей в виде переключателя рубильникового типа, примененный на электровозе линии Беневенто—Фоджиа итальянских железных дорог.

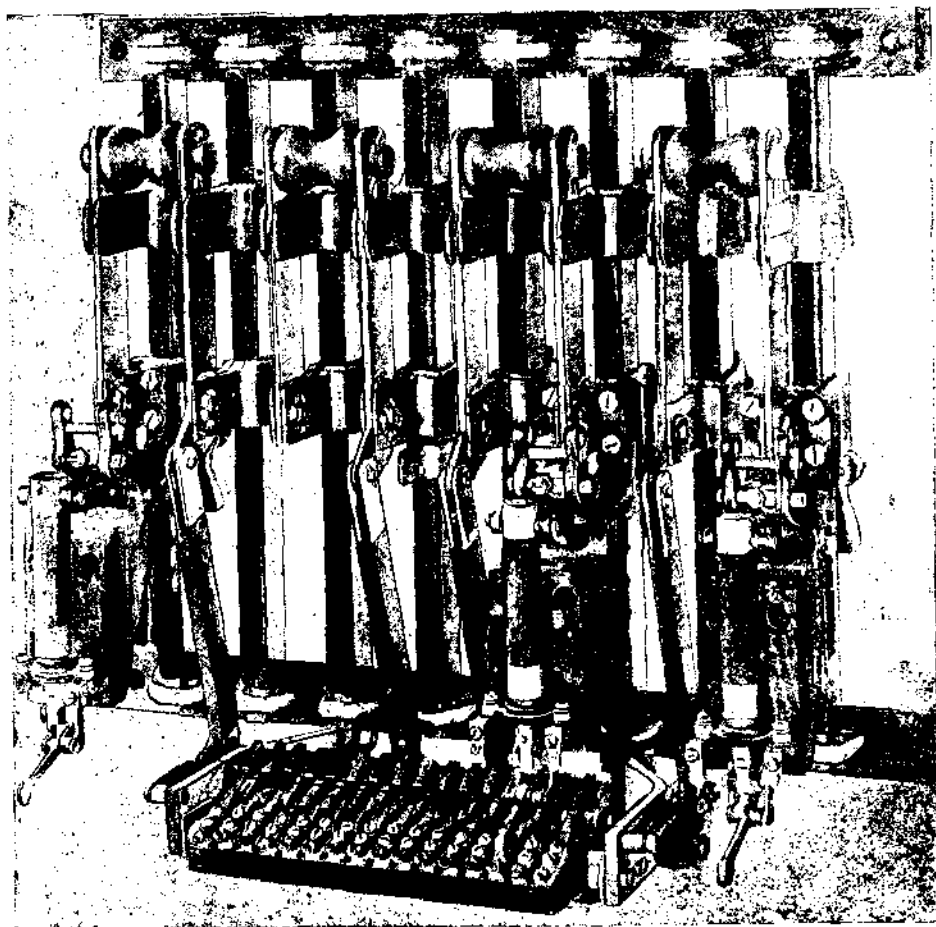
На верху щита установлены рубильники для выключения линейных контакторов. Для выключения линейных контакторов A_1 , A_2 , A_3 необходимо B_{1-3} соединить с L , контакты A_{1-3} остаются открытыми, и особый переключатель должен замкнуть B_c с L_c . Для выключения контакторов B_{1-3} достаточно разомкнуть B_{1-3} и B_c , и для выключения C_{1-3} соединяют B_{1-3} с P , B_c с P_c ; контактор C_{1-3} остается открытым.

Внизу располагаются рубильники для выключения двигателей; обозначения присоединения те же, что и на схеме фиг. III, 40. Как следует из рассмотрения схемы, для выключения двигателей 1 и 4 необходимо соединить g с VII и f с VI , а c и h остаются открытыми; для выключения двигателей 2 и 5 соединяют a и e соответственно с I и V , а b и d остаются открытыми. Для отключения двигателя 3 соединяют C и b соответственно с III и II , оставляя a открытым; наконец, для отключения двигателя 6 соединяют d и IV и оставляют e открытым.

Рубильники запираются угольником N , прижимаемым винтом F , причем в зависимости от того, в каком положении находятся рубильники, можно установить угольник той или другой полочкой. Положение N на фиг. III, 115 соответствует включению всех двигателей, а положение N' —выключению. На концах угольника имеются контактные полосы, замыкающие при помощи пальцев C при нормальном положении угольника блокировочные цепи управления соответствующих контакторов, при положении же угольника, соответствующем выключенным двигателям, блокировочные контакты остаются разомкнутыми. На фиг. III, 116 отдельно изображены блокировочные контакты вышерассмотренного отключателя двигателей.

41. Тормозной переключатель

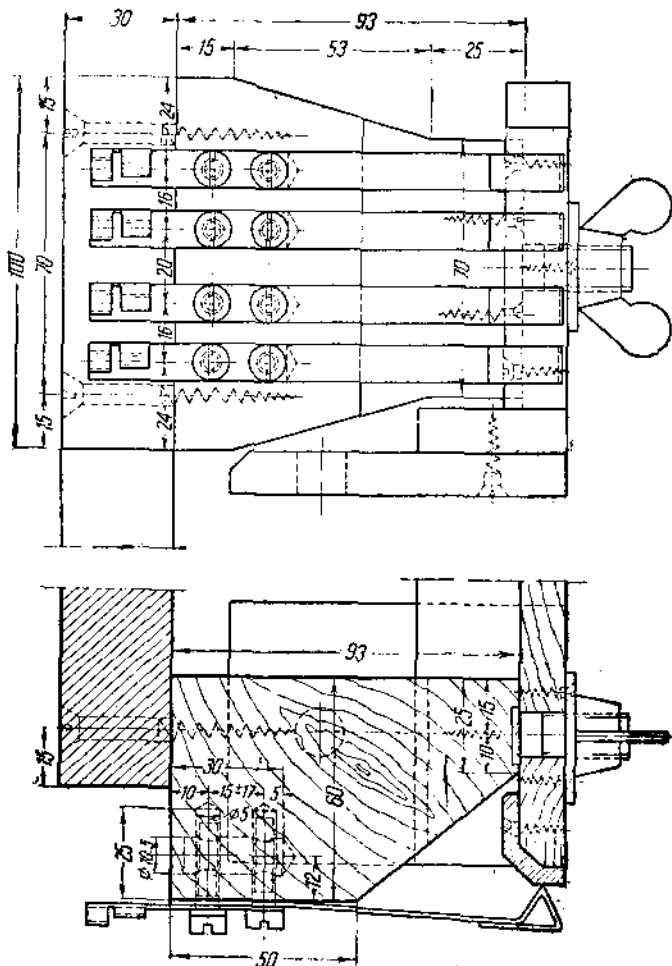
Тормозной переключатель предназначен для переключения схемы для электрического торможения (рекуперации или реостатного торможения). Соответственно тормозной переключатель имеет два положения: моторное и регенеративное тормозное. Тормозной переключатель выполнен в виде вала с укрепленными на нем сегментами, с которыми приходят в соприкосновение пальцы, укрепленные на неподвижной колонке. При различных положениях тормозного переключателя



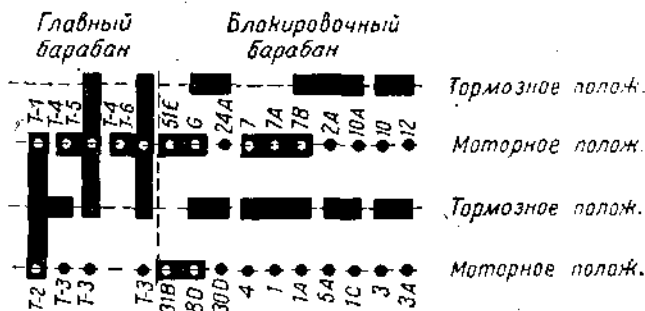
Фиг. III, 114. Отключатель двигателей сурамского типа.

пальцы приходят в контакт с соответствующими сегментами и тем самым производятся необходимые переключения в силовой цепи. Переход с одного положения на другое происходит путем поворота вала. Поворот вала осуществляется пневматическим приводом, который состоит из двух цилиндров (расположенных на одной оси), между которыми ходит зубчатая рейка, связанная механически с двумя поршнями и сцепленная с шестерней, насаженной на вал переключателя. Пуском воздуха при помощи соответствующего вентиля в тот или иной цилиндр, достигается установка переключателя в нужное положение. Электромагнитные вентили принципиально не отличаются от включающего вентиля индивидуального контактора. Таким образом для установки переключателя в положение моторного режима нужно возбудить катушку вентилля *М* (моторный) и для тормозного режима — катушку вентилля *Т* (тормозной).

пактные, не занимающие много места в кабине машиниста контроллеры. В основном контроллер состоит из нескольких вращаемых при помощи рукояток машиниста барабанов, блокировочного устройства между отдельными барабанами,



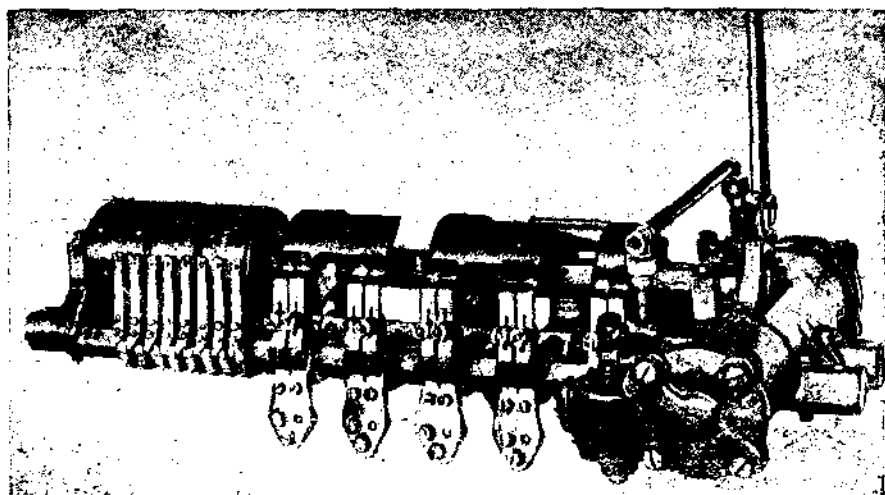
Фиг. III, 116.



Фиг. III, 117. Развертка тормозного барабана сурамских электровозов Сс.

исключающего неправильные установки одного барабана в отношении другого, и наконец, из контактных пальцев, устанавливаемых на колонке, через которые подается ток в цепь управления различных аппаратов. При рассмотрении схемы

управления уже указывалось, что контроллер снабжается главным валиком (барабаном) для управления контакторами пусковых реостатов и последовательно-параллельного переключения двигателей, реверсным — для управления реверсором, устанавливающим прямой или обратный ход электровоза. Главный вал контроллера снабжается обычно несъемной рукояткой, тогда как реверсный вал — малой съемной рукояткой. Между обоими валами устанавливается такое механическое соединение, при котором поворот малой рукоятки возможен лишь при выключенном положении главного вала контроллера, рукоятка же реверсного вала может быть снята лишь при нулевом положении его. Электровоз снабжается лишь одной съемной малой рукояткой, почему, прежде чем снять ее, нужно на соответствующей стороне электровоза установить главный вал в положение выключения управления и реверсный вал в нулевое положение; при нулевом положении реверсного вала перемещение главного вала невозможно. Главная рукоятка машиниста, связанная с главным барабаном контроллера, имеет следующие положения: нулевое, затем ряд положений,



Фиг. III, 118. Тормозной переключатель сурмского типа.

соответствующих частичному выключению пусковых сопротивлений, наконец, первое ходовое положение, соответствующее езде с последовательным соединением двигателей и с выключенными реостатами и несколько положений с ослаблением магнитного поля. При переходе рукоятки на следующее положение барабан проходит через ряд промежуточных положений, соответствующих подготовке и переключению двигателей, затем следует ряд положений рукоятки, соответствующих постепенному выключению реостатов, наконец, положение второй ходовой скорости (езда без реостатов) и ослабление магнитного поля. Если число двигателей позволяет иметь большее число комбинаций переключений, то соответственно и контроллер имеет перечисленные выше положения реостатной и ходовой езды для различных соединений двигателей. При большом числе возможных комбинаций двигателей управление одной рукояткой получается громоздким и предпочтительнее производить перегруппировки двигателей одной рукояткой и выключение реостатов другой. По этому принципу построено управление пассажирского электровоза с двигателями-близнецами № 10300 завода Вестингауз железной дороги Ch. — М. — St-Paul.

Главная рукоятка управления этого электровоза имеет помимо нулевого положения (выключение силовой цепи) 17 положений, из коих 13 соответствуют последовательному соединению двигателей с реостатами, положение 14 соответствует езде без реостатов, положения 15 и 17 соответствуют двум степеням шунтирования поля, положение 16 — промежуточное: при рекуперации положения 15—17 служат для регулирования тормозного усилия.

Кроме того, имеется рукоятка переключения двигателей с тремя положениями, соответствующими трем способам соединений двигателей: последовательному, последовательно-параллельному и параллельному.

Для этих трех соединений имеется одна указанная выше рукоятка управления реостатами; при параллельном соединении двигателей можно рукоятку его устанавливать сразу в положение 4. Рукоятка переключения двигателей связана таким образом с рукояткой управления реостатами, что, если последняя не была доведена до положения 14 или была переведена в первоначальное положение, соответствующее включению всех реостатов, рукоятку переключения двигателей нельзя переставить.

Для того чтобы при трогании с места машинист не начал операции сразу с параллельного включения групп двигателей, рукоятку управления можно двигать только, если рукоятка переключения находится в положении последовательного соединения двигателей, и только тогда можно замкнуть главные контакторы. Однако в пути, когда электровоз движется, можно включить ток и не при первом положении рукоятки переключения (последовательное соединение двигателей); для этого достаточно нажать особую кнопку, расположенную на верхней крышке контроллера.

Существование отдельного валика для выключения пусковых сопротивлений и отдельной рукоятки для переключения двигателей упрощает контроллер; действительно, при одном валике контроллера пришлось бы иметь для разбираемого случая 45 различных положений рукоятки контроллера, в то время как при двух различных валиках одни и те же положения рукоятки управления реостатами годны для всех соединений двигателей.

При рекуперации добавляется еще валик и рукоятка управления во время рекуперативного режима (тормозная рукоятка), и наконец, селективная рукоятка с валиком.

Селективная рукоятка служит для осуществления желаемого включения двигателей: последовательного, последовательно-параллельного и параллельного при рекуперации. Рукоятка эта имеет соответственно три рабочих позиции: с, сп, п и нулевое. Тормозная рукоятка предназначена для плавного регулирования возбуждения возбудителя при регенерации. На сурамских электровозах этой рукояткой также осуществляется шунтировка поля (поворот против часовой стрелки); на этих электровозах тормозная рукоятка имеет 15 позиций тормозных и два положения шунтировки поля (1ШП и 2ШП), а также выключенное положение (см. схему фиг. III,35). Для того чтобы обеспечить правильность, а также и надлежащую последовательность включения рукояток и тем самым предотвратить возможность аварии вследствие небрежности или неопытности машиниста, рукоятки контроллера механически заблокированы между собой следующим образом:

1. Для передвижения рукоятки главной и тормозной из выключенного положения необходимо установить реверсивную рукоятку в рабочее положение „вперед“ или „назад“.

2. Для перевода реверсивной рукоятки с рабочего положения в выключенное необходимо привести главную и тормозную рукоятки в положение выключения.

3. Тормозную рукоятку возможно перевести в положение шунтировки поля только в том случае, если главная рукоятка стоит на одной из ходовых позиций соответствующих моторной езде без реостатов.

4. При переводе главной рукоятки с ходовых позиций на реостатные позиции тормозная рукоятка, если последняя установлена на положении шунтирования поля, автоматически передвинется в выключенное положение.

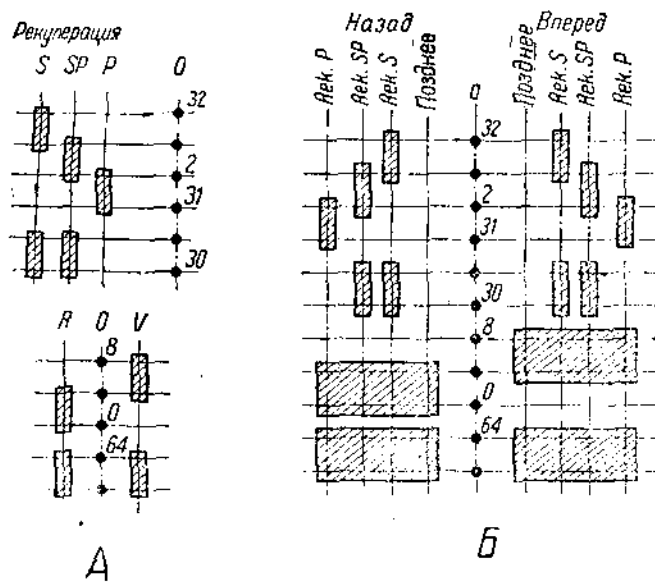
5. Для передвижения тормозной рукоятки на тормозное положение необходимо, чтобы главная рукоятка была установлена на первой позиции.

6. Для передвижения главной рукоятки с ходовых положений или нулевого необходимо, чтобы тормозная рукоятка была в нулевом положении.

7. Селективная рукоятка не может быть сдвинута из какого-либо положения С-СП-П, если тормозная рукоятка стоит на одном из тормозных положений. Необходимость таких блокировок была показана выше при рассмотрении схемы управления сурамских электровозов.

Управление группировками двигателей при рекуперации и реверсирования двигателей можно сосредоточить на одном барабане контроллера. На фиг. III,119А

показана развертка отдельных барабанов: реверсивного с тремя положениями—нулевым, вперед (*V*) и назад (*R*) и для группировки двигателей при рекуперации с четырьмя положениями—нулевым, последовательным (*S*), последовательно-параллельным (*SP*) и параллельным (*P*) соединениями двигателей при рекуперации (по схеме сурамского электровоза ГЭС), а на фиг. III, 119 В — развертка барабана контроллера, служащего одновременно и для группировки двигателей при рекуперации и для реверсирования их. В последнем случае валик должен вращаться вправо и влево от нулевого положения соответственно езде вперед и назад, а контактные наделки на барабане для комбинирования двигателей при рекуперации повторяются симметрично по обе стороны от нулевого положения. Рукоятка в каждую сторону может занимать следующие положения: поездное (*П*) и три положения рекуперации (*Рек*), соответственно трем возможным способам соединения двигателей *S*, *SP* и *P*.



Фиг. III, 119.

валик снабжен круглым сплошным приводным валом, связанным с рукояткой машиниста и проходит внутри полого приводного вала верхнего барабана.

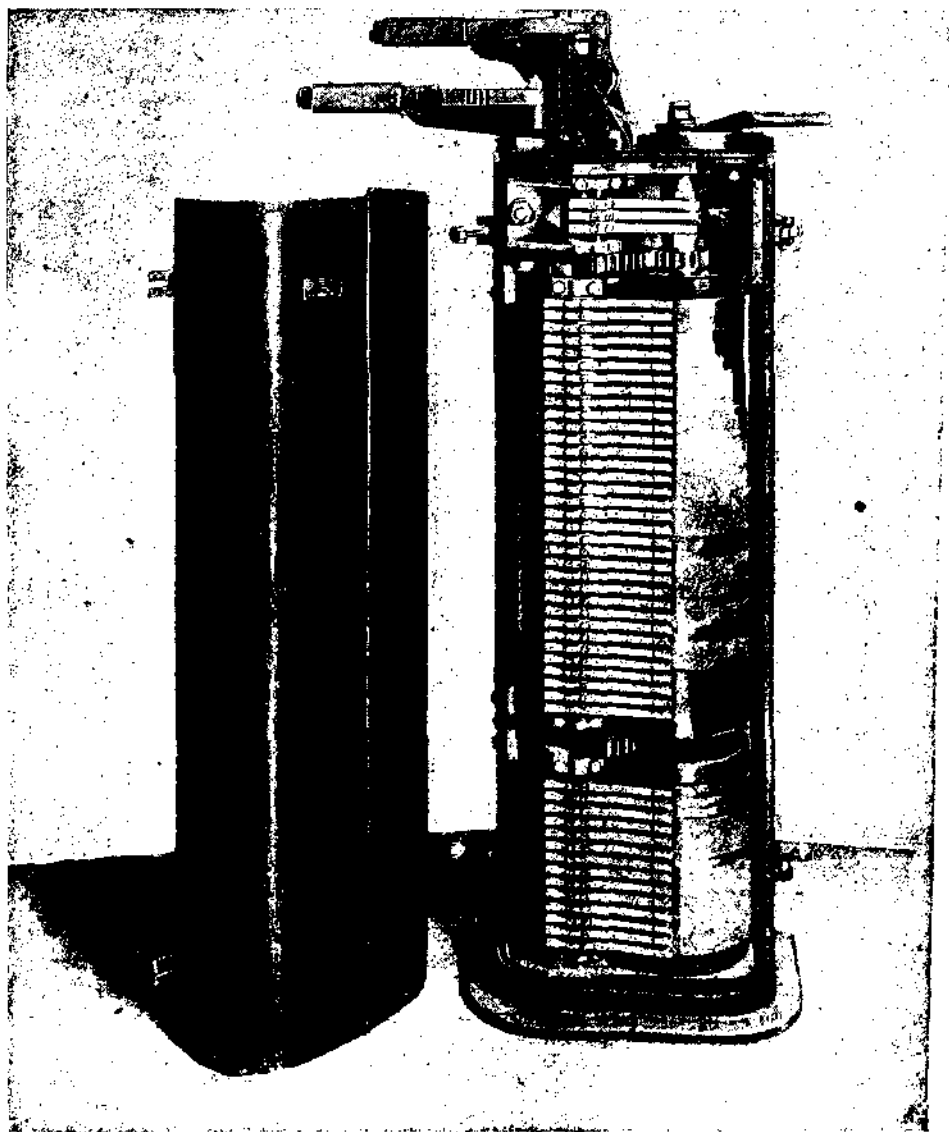
Основным условием проектирования контроллера является получение наименьших размеров его и простота конструкции, для чего необходимо стремиться получить наименьшее число контактных пальцев. Помимо того конструкция его должна быть возможно более дешевой, что может быть достигнуто применением возможно большего числа однородных элементов. Это позволяет снизить стоимость их при массовом изготовлении. Кроме того, конструкция их должна быть такова, чтобы расходы на сборку и ремонт контроллера были возможно более низкими.

К проектированию контроллера приступают тогда, когда известны точно все условия управления электровозом, имеется разработанная электрическая силовая схема электровоза и подробная схема управления. Все проектирование контроллера тесно связано с указанными схемами.

При изучении схемы силовой цепи рекомендуется вычерчивать отдельные схемы с обозначением положения контакторов, если не для всех положений контроллера, то во всяком случае для главнейших, соответствующих езде с последовательно, последовательно-параллельно и параллельно соединенными двигателями, в особенности тщательно должны быть изучены переходные положения, соответствующие переключениям с одной группировки двигателей на другую. На основании вычерченных схем составляется таблица замыканий контакторов и одновременно проверяется расположение их. Таблица замыкания контакторов должна дать возможность окончательно установить, какие контакторы будут иметь индивидуальное управление и какие груп-

По этому принципу спроектирован контроллер сурамских электровозов ВВС. На этом контроллере предусмотрены три рукоятки управления. Главная рукоятка, служащая для выключения пусковых сопротивлений и группировки двигателей при моторной езде, реверсная рукоятка, одновременно служащая и для группировки двигателей при рекуперации, и наконец, рукоятка управления при рекуперации. Соответствующие три валика располагаются следующим образом: отдельно главный валик и два другие валика рекуперации и реверсивный—один под другим. Нижний

повое (от кулачкового вала). Для правильного решения этого вопроса обычно достаточно бывает проработать несколько вариантов. При этом надо помнить, если для группы контакторов намечается управление от кулачкового вала, то к ней следует прикнудить возможно большее число контакторов, несущих аналогичную работу,

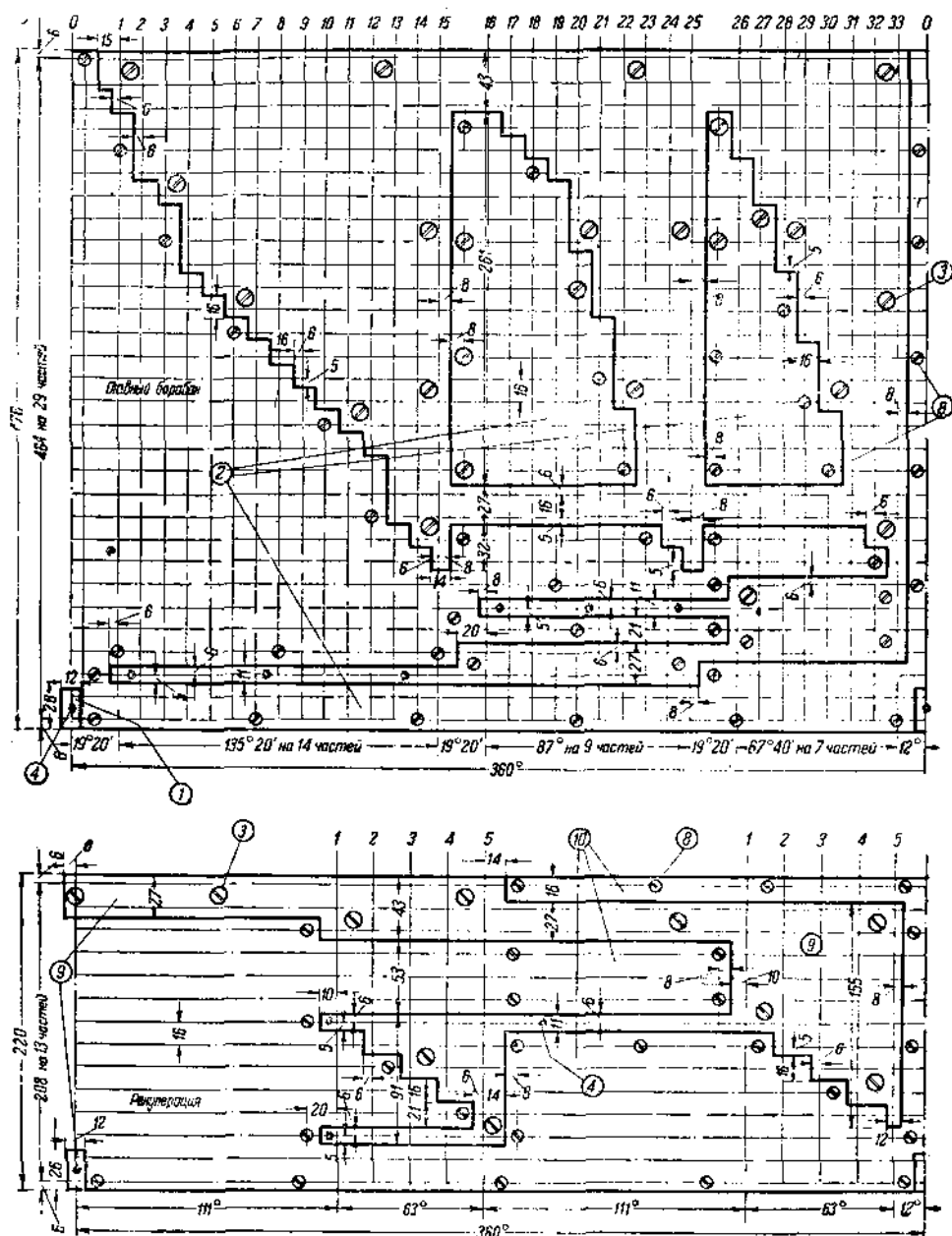


Фиг. III, 120. Контроллер итальянских железных дорог.

раз это только позволяют условия работы их, так как, чем меньше индивидуальных контакторов, тем меньше требуется контактных сегментов и пальцев в контроллере и тем самым контроллер получается легче и компактнее.

На основании таблицы замыкания контакторов разрабатывается схема управления и параллельно график продолжительности замыкания того или другого контактора или пневматических вентилей групповых управлений. Для этого наносят сетку, где по вертикали намечаются все положения различных барабанов контроллера, а по горизонтали отмечается, на каких положениях рукоятки контроллера должно

иметь место примыкание пальца к контроллерным контактам для питания вентилей управления аппарата, соответствующего данной горизонтальной линии на сетке графика.

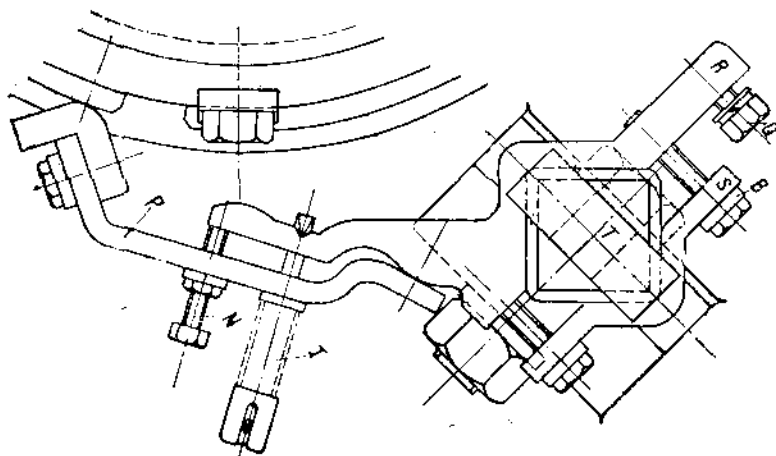


Фиг. III, 121. Развертка контроллера.

Нужно помнить, что порядок приключения проводов управления от контакторов к контроллеру произволен, и здесь следует только придерживаться такого расположения их, чтобы токопроводящие части сегментов были по возможности сгруппированы в одном месте и таким образом очертание их не было бы слишком изрезанным. Этот график является в сущности канвой для вычерчивания развертки барабанов контроллера. По подробной схеме управления выбирается число отдельных

положением 15 и 16 соответствует переключению двигателей с последовательного на последовательно-параллельное, почему он выбран в $19^{\circ}20'$, в то время как остальные в $9^{\circ}40'$, положения от 16 до 25 соответствуют последовательно-параллельному соединению двигателей, промежуток 25—26 является переходным и 26—33 положения соответствуют параллельному соединению двигателей. На фиг. III, 122 показано укрепление медных пластин на изолированном полом цилиндре контроллера.

Для уменьшения сопротивления трения барабаны устанавливаются часто на шариковых подшипниках. Пальцы контроллера *P* (фиг. III, 123) укрепляются при помощи накладок *R* и *S*, сжимаемых болтами *B* на квадратном изолированном стержне, и прижимаются к барабану пружиной *T*; предельное положение пальца фиксируется установочным винтом *N*. На конце пальца укрепляется контакт, который легко может быть заменен новым при сгорании. Провод цепи управления прикрепляется к винту *Q*.



Фиг. III, 123.

Корпус контроллера выполняется литым, причем передняя стенка устраивается отъемной из листового железа. Кроме верхней и нижней крышек, отлитых заодно с корпусом, часто отливается промежуточная горизонтальная перегородка, отделяющая верхнюю часть корпуса, где помещается механизм взаимной блокировки, от нижней, где размещены самые барабаны. Нижняя крышка несет подпятники для валов барабанов; в верхней крышке и промежуточной перегородке имеются вырезы для постановки втулок к валам барабанов.

Сверху устанавливается доска с отверстиями с запрессованными втулками для пропуска концов вала барабанов. Эта доска прикрепляется к корпусу контроллера шурупами.

43. Дроссельные катушки и разрядники

Дроссельные катушки. Защитой от перенапряжения служат дроссельные катушки с разрядниками.

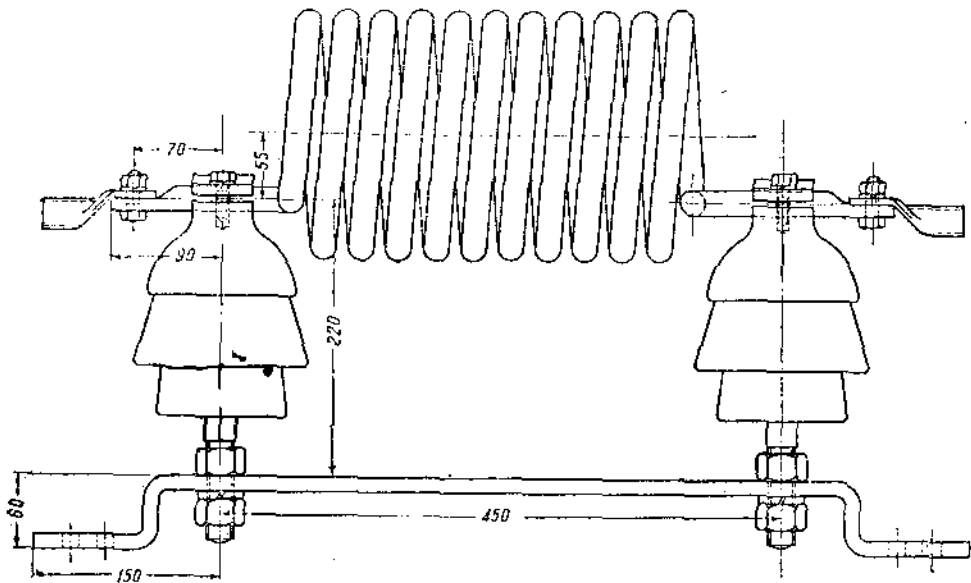
Дроссельные катушки включаются последовательно в ту цепь, которую они должны защищать от перенапряжений и тем самым заставляют разряд проходить через разрядник в землю. Впрочем, сами тяговые двигатели представляют настолько большое индуктивное сопротивление, что многие заводы считают постановку дроссельных катушек излишним.

Если дроссельные катушки устанавливаются на крыше, они выполняются из голыи меди круглого или прямоугольного сечения и покрываются лаком для предохранения меди от окисления (фиг. III, 124). При установке дроссельной катушки внутри кузова катушка устраивается из нескольких витков кабеля на бумажном или пропитанном деревянном стержне.

На фиг. III, 125 изображена дроссельная катушка такого типа, установленная на электропроводах линии Беневенто-Фоджия итальянских железных дорог, поставленных фирмой ВВС.

Дроссельная катушка состоит из 12 парных витков изолированного кабеля 29 мм, намотанных вплотную друг к другу на деревянном барабане внешним диаметром 240 мм, причем для лучшего охлаждения барабан обшивается брусками с зазорами 15—25 мм. Дроссельная катушка устанавливается на изоляторах.

Алюминиевые разрядники. Алюминиевые разрядники служат для отвода грозового разряда в землю, они состоят из отдельных элементов, соединенных последовательно. Для напряжения постоянного тока 3000 В устанавливается 12 элементов. Каждый элемент состоит из двух алюминиевых пластинок, на которых формируется электрическим путем пленка из окиси алюминия.



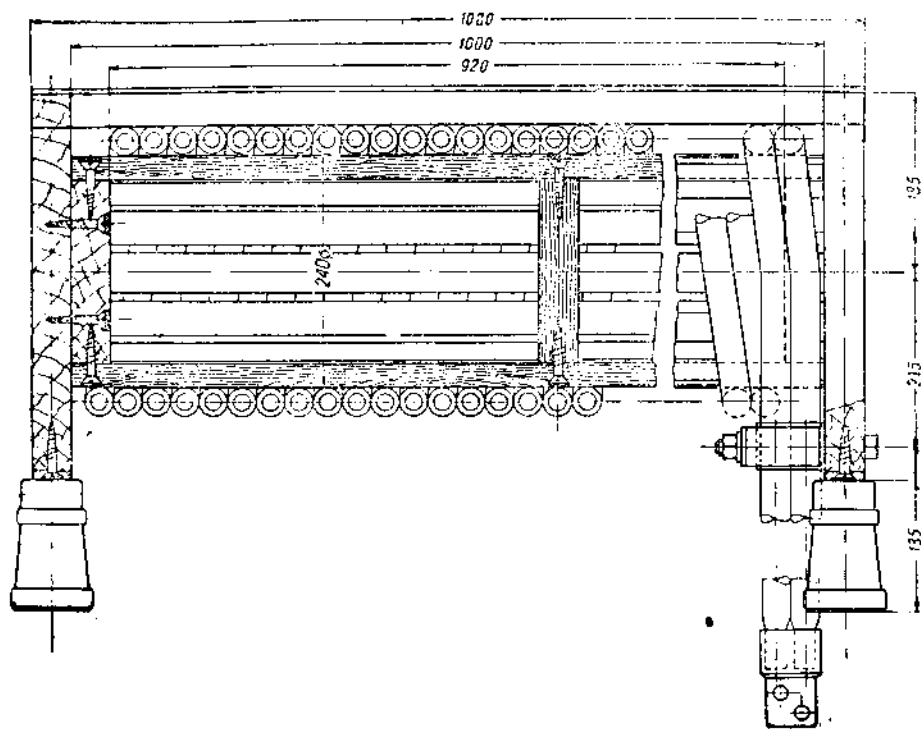
Фиг. III, 124. Дроссельная катушка с голым проводником.

Алюминиевые пластинки помещаются в стеклянных банках, наполненных электролитом, и поддерживаются в своем положении и против вибрации фарфоровыми крышками. Во избежание испарения элемент сверху заливается слоем масла. Алюминиевый разрядник присоединен к цепи непосредственно за пантографом в ответвлении к земле, через него проходит в землю ток утечки в несколько миллиампер, достаточный, однако, для поддержания формовки.

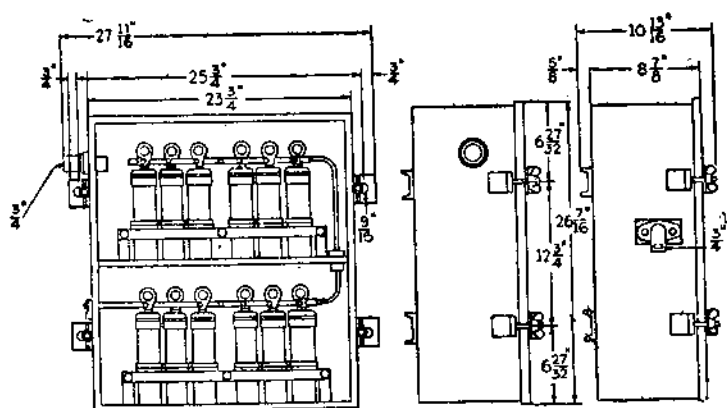
При возрастании напряжения (например, при разряде молнии) пленка окиси пробивается, и через разрядник проходит значительно больший ток, определенный небольшим внутренним сопротивлением цепи разрядника. При понижении напряжения до нормальной величины пленка восстанавливается.

Действие алюминиевого разрядника напоминает собою предохранительный клапан, который открывается, как только давление оказывается выше установленного, и закрывается, когда оно упадет до нормального. К каждому элементу присоединяется параллельно успокаивающее сопротивление порядка 9 000 — 10 000 Ω . Это сопротивление предназначается для поддержания одинакового напряжения между элементами. Это необходимо ввиду того, что отдельные элементы могут иметь различную характеристику и неравномерное распределение напряжения, что может вызвать перегрев. Между первым элементом и линией включается искровой промежуток, параллельно к которому присоединяется сопротивление.

На фиг. III, 126 дано расположение 12 элементов в ящике, на фиг. III, 127 — схема соединения сопротивлений и отдельных элементов. Лучше всего разрядники работают в прохладном месте, и во всяком случае они не должны работать при температуре, превышающей 40°C .



Фиг. III, 125. Дроссельная катушка с изолированным проводником.



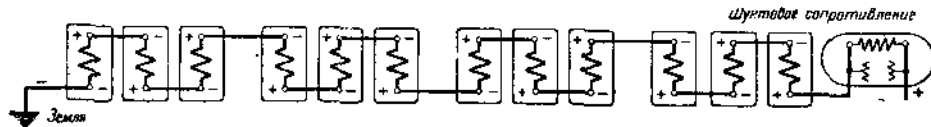
Фиг. III, 126.

44. Быстродействующие выключатели

Для защиты электровозов от перегрузок, а также во избежание выключения фидеров подстанции при коротком, на электровозе устанавливаются быстродействующие выключатели, которые по характеру работы заменяют собой линейные выключатели. Обычно максимальные выключатели в данном случае мало чувствительны, поэтому не могут заменить быстродействующих выключателей. Недостаточно уста-

навливать быстродействующие выключатели только на подстанциях, а на электро-возах их не устанавливать, так как, во-первых, на подстанциях устанавливаются быстродействующие выключатели значительно большей мощности, и во-вторых, нежелательно, чтобы при коротком замыкании на электровозе отключалось бы питание всех других находящихся в пути электровозов. Интересно отметить, что японские дороги после ряда аварий на электровозах должны были поставить быстродействующие выключатели (см. Bull. de Congrès Intern. de Ch. de Fer, 1930, апрель).

Для всестороннего изучения явлений, имеющих место при работе быстродействующих выключателей, во Франции, а также в Голландии, были произведены многочисленные опыты¹ на электрифицированных дорогах постоянного тока 1500 В.



Фиг. III, 127.

Величина тока, устанавливающаяся при коротком замыкании, и скорость возрастания тока зависят от омического и индуктивного сопротивлений цепи.

Возрастание тока I в цепи при коротком замыкании в зависимости от напряжения U , омического и индуктивного сопротивлений R и L , как известно, выражается следующей формулой:

$$I = \frac{U}{R} \left[1 - e^{-\frac{R}{L} t} \right], \quad (43,1)$$

где t — время. Под R и L следует в этой формуле понимать сумму всех сопротивлений машин и сети в омах и индуктивности в миллигенри, если U и I выражаются в вольтах и амперах. Сопротивление машин при мощности их 750—1000 kW равно 0,1—0,20 Ω , а сопротивление контактной линии и фидеров 0,05—0,01 Ω на 1 km. Коэффициент самоиндукции был установлен на опытах при помощи осциллограмм, исходя из формулы

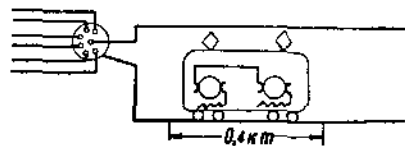
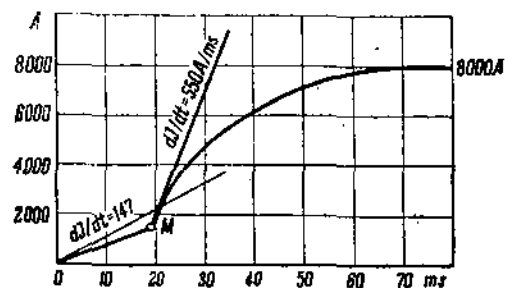
$$\frac{dI}{dt} = \frac{U}{L}.$$

При этом были получены следующие величины: для одноякорного преобразователя 750—1000 kW $L \approx 0,3—1$ мГн, для контактной линии; $L \approx 0,6—2$ мГн на 1 km длины для двух параллельно соединенных третьих рельсов при токе около 4000 А:

$$L = 4—5 \text{ мГн/km},$$

для тягового двигателя $L \approx 20$ мГн; для рельсов как обратного провода значение L ничтожно.

Ниже (фиг. III, 128) приведена характеристика короткого замыкания на электровозе благодаря образованию кругового огня и дуги между коллектором и железом. В течение первого периода (дуга между щетками) благодаря большому коэффициенту самоиндукции обмоток полюсов (20 мГн), включенных в цепь, возрастание



Фиг. III, 128. Возрастание тока при коротком замыкании на электровозе (круговой огонь на коллекторе тяговых двигателей). Мощность ртутного выпрямителя на подстанции 1200 kW ($R = 0,15 \Omega$; $L_{II} = 3$ мГн; $L_I = 12$ мГн). Точка M соответствует началу переброса дуги на корпус и уменьшению индуктивного сопротивления вследствие закорачивания дугой обмоток полюсов.

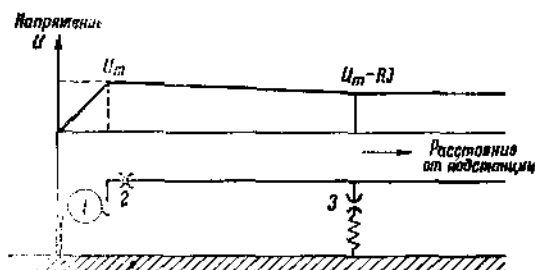
¹ См. „Revue Générale d'Electricité“ № 11, 1928, „Les courts circuits dans les réseaux de traction“, Ch. Begis.

тока происходит медленно, в течение же второго периода, когда якорь оказывается соединенным посредством дуги с железом, происходит быстрое возрастание тока 550 А/м.сек против 147 А/м.сек в первом случае.

При коротком замыкании на шинах подстанции имеем

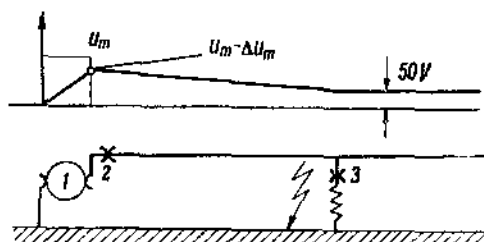
$$\frac{dI}{dt} = 1440 \text{ А/м.сек.}$$

При отключении короткого замыкания между контактами быстродействующего автомата образуется дуга, которая гасится при помощи магнитного задувания, про-

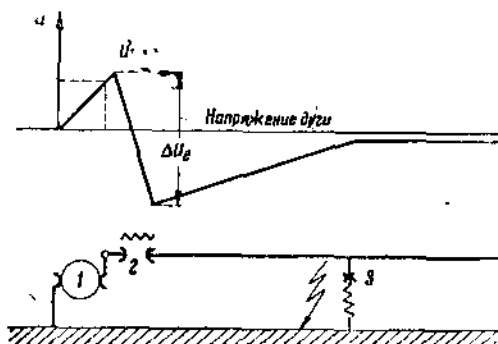


Фиг. III, 129. Распределение напряжения в линии до короткого замыкания.

1 — машина подстанции; 2 — быстродействующий выключатель подстанции; 3 — быстродействующий выключатель на электровозе.

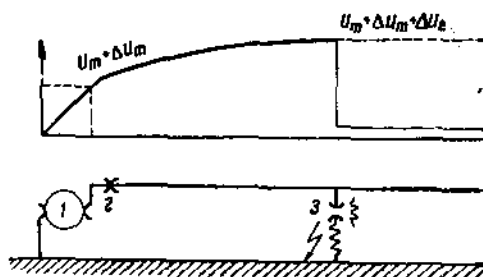


Фиг. III, 130. Распределение напряжения в линии при установлении короткого замыкания $\frac{dI}{dt} > 0$; I растет; ΔU — падение напряжения.



Фиг. III, 131. Распределение напряжений в линии в конце выключения Б. В. на подстанции.

ΔU_m — перенапряжение в машине, работающей на подстанции (50 — 1000 В); ΔU_u — перенапряжение (отрицательное) вызванное, индуктивностью линии (100 — 3000 В).



Фиг. III, 132. Распределение напряжения в линии в конце выключения Б. В. на электровозе. Величины ΔU_m и ΔU_u те же, что и в предыдущем случае.

исходящее благодаря выдуванию удлинение дуги увеличивает сопротивление ее и уменьшает ток. Благодаря тому что цепь всегда имеет самоиндукцию, быстрый разрыв тока сопровождается перенапряжением; чтобы оно не было слишком высоко, следует стремиться уменьшать по возможности величину $\frac{dI}{dt}$.

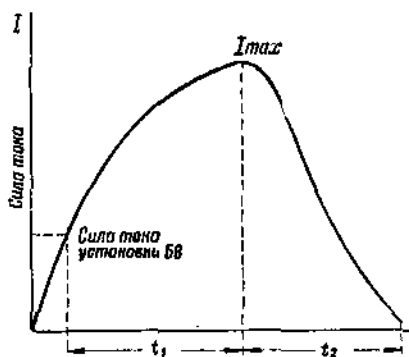
При некоторой нагрузке напряжение в контактной линии следует закону Ома (фиг. III, 129), при наступлении короткого замыкания в точке А напряжение в этой точке падает, так что потенциал ее приближается к потенциалу земли 2 (фиг. 130). Если в этот момент начинает функционировать выключатель у генератора, то ток быстро начинает убывать, что вызывает появление э. д. с. противоположного знака, и напряжение в линии получает вид, изображенный на фиг. III, 131, т. е. на положительном зажиме машины имеем $U_m + \Delta U_m$, на отрицательном же контакте выключателя

напряжение, индуктированное в линии — $\Delta U_{\text{л}}$, таким образом разрыв дуги происходит под напряжением

$$U_{\text{arc}} = U_m + \Delta U_m + \Delta U_{\text{л}},$$

которое зависит лишь от индукции в цепи, от $\frac{dI}{dt}$, но не от расположения выключателя в линии.

В случае выключения тока выключателем на электровозе, как видно из фиг. III, 132, перенапряжения ΔU_m и $\Delta U_{\text{л}}$ не изменили своей величины, равно как и напряжение дуги, изменилось лишь распределение напряжения вдоль линии. Из многочисленных опытов, произведенных на французских железных дорогах, выяснилось, что перенапряжения в случае воздушной линии питания не превышают 1000 V, в случае же питания при помощи третьего рельса они достигли 3000 и 4000 V. Изоляция машин и аппаратов должна быть выбрана в соответствии с величиной возникающих перенапряжений. Двигатель электровоза, находящегося между подстанцией и местом короткого замыкания, подвергается при коротком замыкании перенапряжению, достигающему 4500 V, т. е. от +1500 до 3000 V. Это быстрое изменение потенциала является обычно причиной кругового огня. Само собой разумеется, что разрыв тока не должен являться причиной перенапряжений, опасных для изоляции машин, т. е. превышающих 5000 V, почему величина $\frac{dI}{dt}$ не должна превосходить некоторого предела. С другой стороны, энергия, выделяемая машинами, работающими на короткое замыкание, не должна быть слишком велика и опасна для машин, для чего надо свести до минимума продолжительность короткого замыкания и быстро его выключить; нетрудно видеть, что оба условия противоречат друг другу.



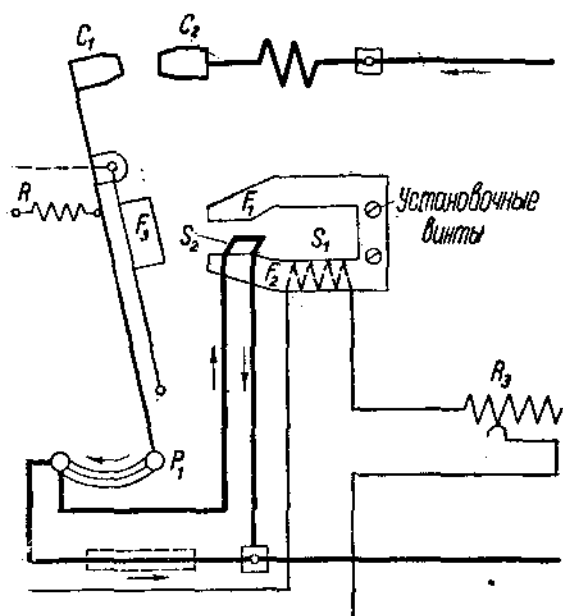
Фиг. III, 133. Кривая изменения тока при выключении быстродействующим выключателем.

Быстродействующий автомат характеризуется временем, проходящим от начала короткого замыкания до разрыва дуги, однако правильнее различать отдельно следующие элементы времени: 1) время, в течение которого ток короткого замыкания достигнет величины, на которую установлен автомат; 2) так называемую продолжительность функционирования, т. е. время от того момента, когда ток достигнет величины, на которую установлен автомат, до начала понижения тока; 3) время гашения дуги (фиг. III, 133).

Что касается первого элемента времени, то он не зависит от конструкции выключателя и определяется всецело параметрами цепи (R и L). Продолжительность функционирования должна быть возможно более короткой, так как этим самым уменьшается ток и энергия короткого замыкания. Что касается времени затухания дуги, то здесь следует иметь в виду опасность возникновения значительных перенапряжений при быстром разрыве дуги, что в свою очередь может быть причиной образования на коллекторе кругового огня. Очень часто употребляют двухкратное выключение при помощи двух выключателей, связанных электрически между собой; первый выключатель мгновенного действия, разрывая цепь тока, параллельно включает сопротивление, чем понижает дальнейшую величину тока, и уже второй выключатель производит размыкание линии при умеренной величине тока. Таким образом преимуществом двухкратного разрыва цепи являются предварительное понижение силы тока и окончательное выключение без перенапряжений.

Идея конструирования быстродействующих выключателей принадлежит американской фирме GEC. Схема разработанного ею выключателя дана на фиг. III, 134. На этой фигуре C_1 и C_2 обозначают два сплошных медных контакта: из них C_1 оттягивается пружиной R от контакта C_2 и имеет вращение около оси P_1 .

Электромагнит F_1F_2 притягивает якорь F_3 , укрепленный на рычаге P_1C_1 . Катушка электромагнита S_1 питается от некоторого независимого источника постоянным током и носит название удерживающей катушки. Рабочий ток, идущий от отрицательной шины к земле, проходит через шину S_2 , расположенную перпендикулярно к чертежу между полюсами F_1 и F_2 . Рабочий ток, проходя по S_2 , создает магнитный поток, противоположный по направлению магнитному потоку обмотки S_1 . Но при токе, не превосходящем нормальную величину, притяжение магнита оказывается все-таки более усилия пружин, стремящихся оттянуть контакты C_1 и C_2 , и цепь остается замкнутой. При помощи реостата R_2 можно установить желательную величину тока в обмотке S_1 электромагнита F_1F_2 с таким расчетом, чтобы при прохождении через S_2 некоторого тока I_{\max} имело место размыкание контактов. Благодаря отсутствию защелки и механической передачи для освобождения контактов



Фиг. III. 134. Схема быстродействующего выключателя ГЕС.

выключатель работает очень быстро, включение сопротивления начинается приблизительно спустя 0,003 сек. после начала короткого замыкания, после 0,004—005 сек. возрастание тока ослабевает. Спустя 0,005—6 сек. ток начинается падать, и через 0,016 сек. падает до двухкратной нормальной величины тока. Быстродействующие выключатели бывают с электромагнитным приводом и с пневматическим. Общий вид быстродействующего выключателя с электромагнитным приводом дан на фиг. III, 135. На электровозах устанавливаются быстродействующие выключатели с пневматическим проводом (см. фиг. III, 136).

Контакты располагают между полюсами гасительного магнита под искрогасительной камерой; когда контакты начинают расходиться, дуга под влиянием гасительного магнита загоняется в длинные узкие прорезы искрогасительной камеры, где она интенсивно охлаждается и быстро

затухает. Искрогасительная камера подвешивается за один конец и таким образом может быть легко откинута назад при осмотре контактов. В искрогасительной камере имеется добавочная искрогасительная катушка, автоматически включающаяся в цепь при разрыве дуги.

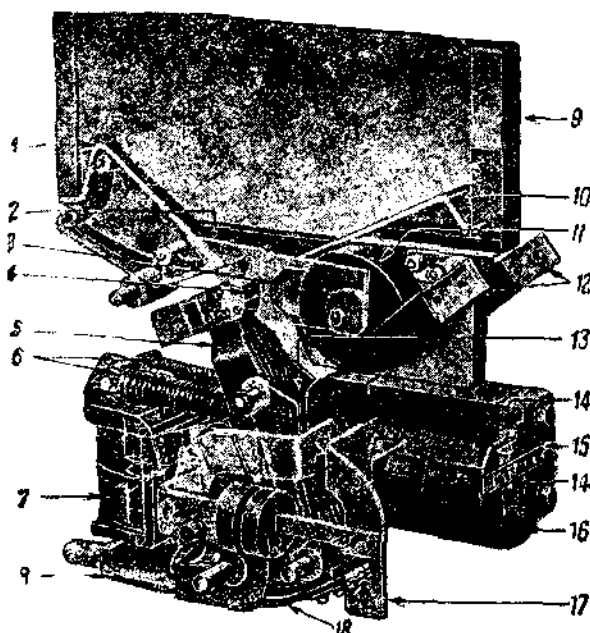
Обратное включение быстродействующего выключателя на электровозах производится пневматическим способом.

Процесс включения изображен на фиг. III, 137. Положение *a* является выключенным положением. Рычаг главного контакта оттянут пружиной 2 и опирается на верхний упор 3 и на ролик ресета 4. Положение *б* — первая стадия включения. Первоначально пускается ток в катушку удерживающего электромагнита 2, но при этом якорь электромагнита, механически связанный с контактным рычагом, не притянется благодаря достаточно сильной пружине F , а также относительно большому расстоянию между якорем и полюсами электромагнита. Контактный рычаг остается при этом в прежнем, выключенном, положении. Ток пропускается через вентиль воздушного привода, называемого „пневматический ресет“ (выключающий механизм). При этом поршень пневматического ресета толкает контактный рычаг, и ролик поворачивает рычаг контакта 1 около оси 6 до соприкосновения выреза 7 с нижним концом 8 якоря. Вторая стадия включения (положение *в*) — рычаг под влиянием поршня ресета движется вправо, и якорь приходит в соприкосновение с полюсами удерживающего

электромагнита, но и в этом случае контакты быстродействующего выключателя остаются разомкнутыми. Замыкание контактов произойдет тогда в третьей стадии включения (положение 2), когда будет отключен пневматический ресет, поршень возвращается в исходное положение под влиянием пружины 2, рычаг контакта 7 поворачивается до соприкосновения главных контактов, когда будет отключен пневматический ресет. В этом случае якорь будет удерживаться в принятом положении благодаря соприкосновению с сердечником удерживающего магнита. Таким образом

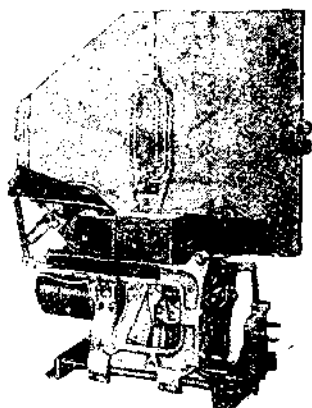
быстродействующий выключатель находится во включенном положении в том случае, если возбуждена катушка удерживающего магнита. Действие пневматического ресета необходимо лишь для подготовки операции включения.

С подвижной частью быстродействующего выключателя механически связаны блокировочные контакты, которые устанавливают



Фиг. III, 135. Быстродействующий выключатель ГЕС.

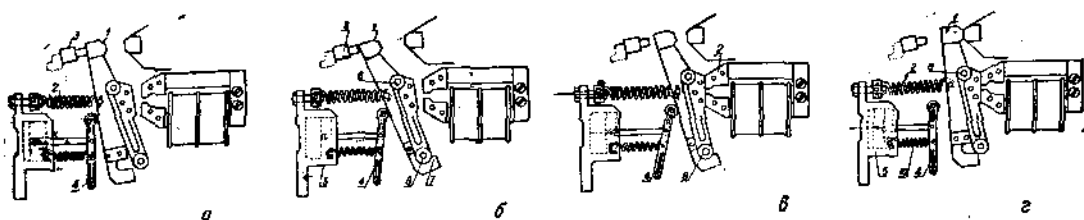
1. Рог; 2. Задвижка дуги; 3. Неподвижный контакт; 4. Подвижной контакт; 5. Контактный рычаг; 6. Главные пружины; 7. Катушка ресета; 8. Рычаг ресета; 9. Искрогасительная камера; 10. Рог; 11. Катушка для гашения дуги; 12. Присоединение шиш; 13. Держатель магнита; 14. Макрометрический винт; 15. Шток регулировки; 16. Держатель катушки; 17. Присоединение шиш; 18. Гибкое соединение.



Фиг. III, 136.

на электровозе определенную зависимость различных цепей управления от положения быстродействующего выключателя.

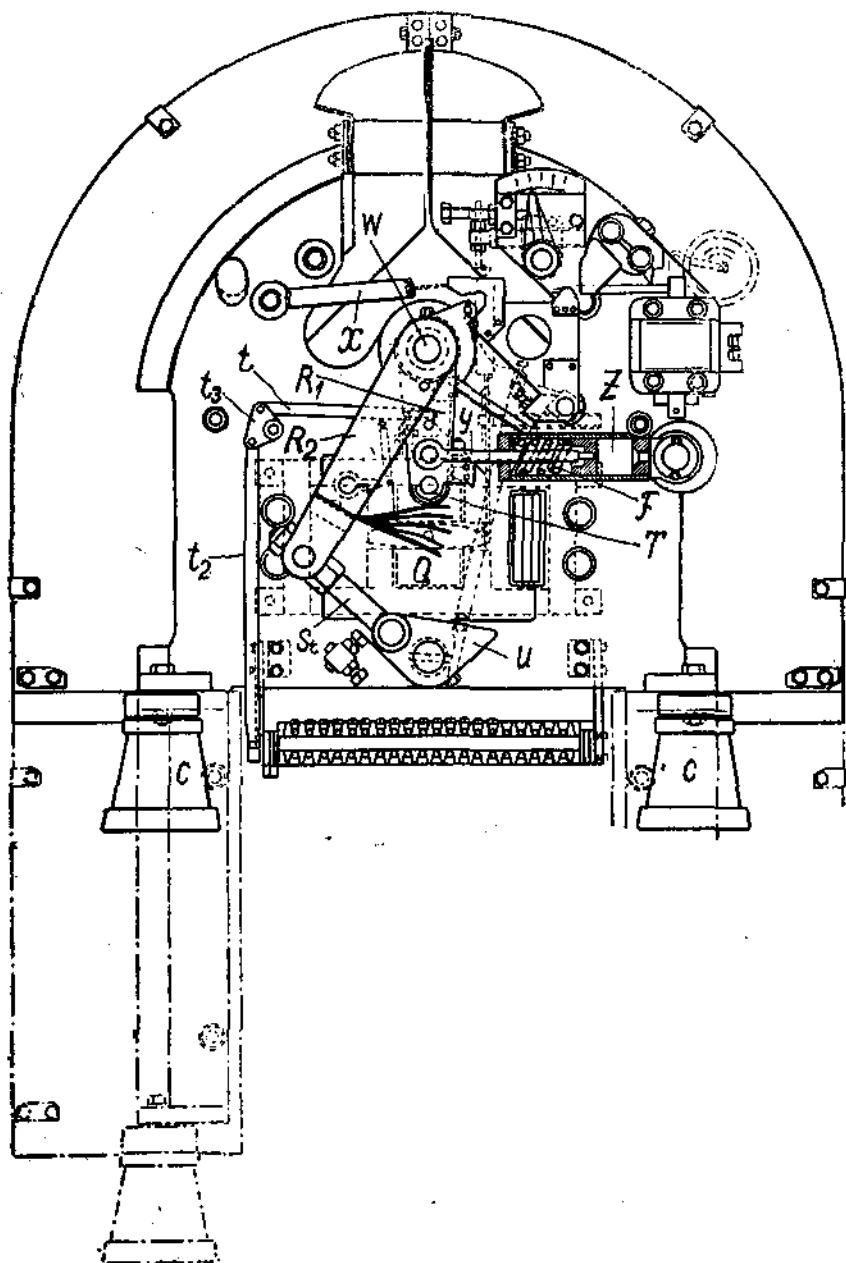
На фиг. III, 138 изображен быстродействующий выключатель фирмы ВВС, установленный на сурамских электровозах. Остов его состоит из двух пластин А,



Фиг. III, 137. Процесс включения быстродействующего выключателя ГЕС.

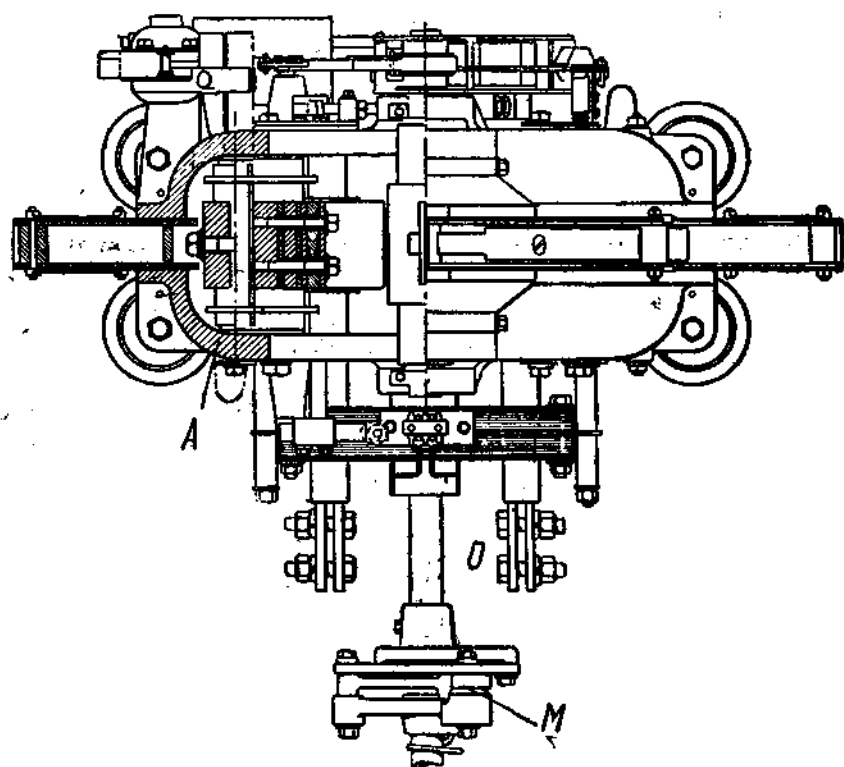
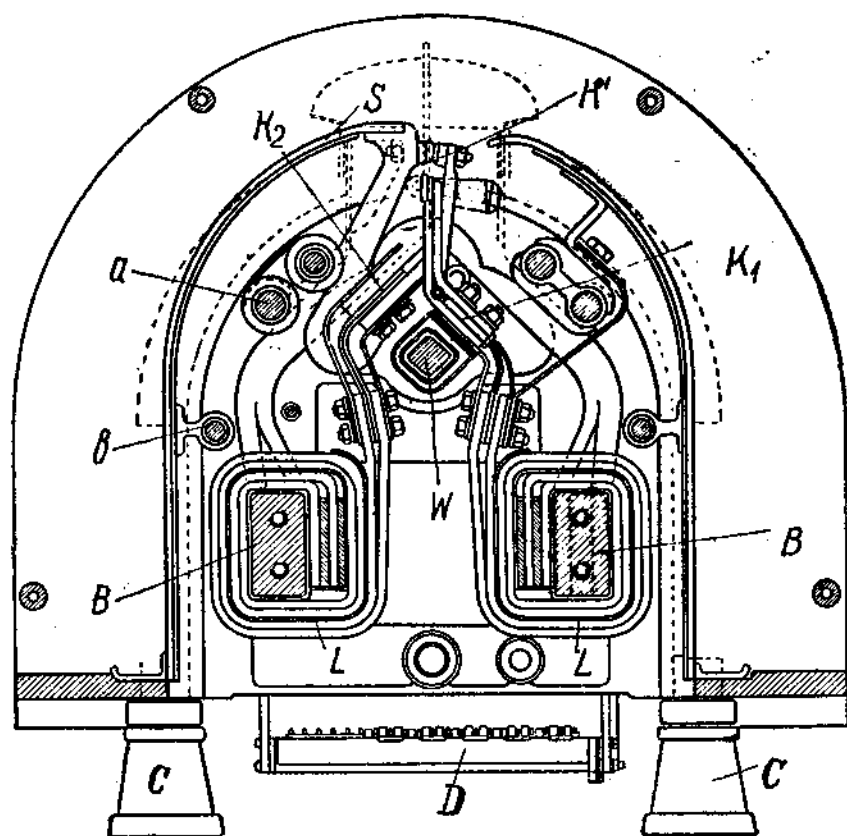
являющихся полюсами искрогасительной системы и связанных между собой поперечинами а и б и сердечниками гасительных катушек В. Все это устанавливается на изоляторах С.

Подвижной главный контакт K_1 насажен изолированно на вал W и несет одновременно вспомогательный контакт k' .



Фиг. III, 138.

Неподвижный же контакт K_2 укреплен на поперечине. Главные и вспомогательные контакты включены параллельно, причем при замыкании цепи сначала замыкаются вспомогательные контакты, а затем уже главные контакты, и обратно, при размыкании цепи последними расходятся вспомогательные контакты, где и происходит разрыв дуги. Между контактами и подводящими шинами включены искрогасительные катушки L , магнитное поле которых замыкается через полюсные башмаки S на высоте вспомогательных контактов. Включение быстродействующего выключателя производится через изолированную муфту M при помощи вала O , несущего кривошип u со штангой St . Последняя связана с двумя рычагами R_1 из плоского железа, свободно вращающимся на валу W . Между ними расположен рычаг R_2 , насаженный



Фиг. III, 128.

на шпонке на валу W . Передача усилий от рычагов R_1 на рычаг R_2 , который фактически производит замыкание, происходит при помощи язычка Q , сцепляющегося с роликом T на рычаге R_2 .

При замыкании должно быть преодолено усилие пружин F , заключенных в воздушных амортизационных цилиндрах Z и связанных с рычагом R_2 при помощи поршневого штока Y . Пружины F служат для сообщения усилия, необходимого для быстрого размыкания контактов.

Автоматическое выключение при повышении тока выше установленного предела происходит под влиянием реле максимального тока, при этом вращается его якорь под влиянием электромагнитного момента, превышающего усилие, удерживающей пружины X . При этом при помощи ряда рычагов происходит освобождение от язычка Q рычага R_2 , несущего подвижный контакт.

Под действием пружины F происходит перемещение подвижного контакта и вместе с тем размыкание цепи.

С перемещением подвижного контакта связано движение поршня в амортизационном цилиндре: воздух перед поршнем через клапан выходит наружу, однако клапан препятствует обратному засасыванию воздуха и тем самым исключает обратное движение контакта.

В зависимости от степени натяжения пружины X устанавливается ток, при котором происходит срабатывание быстродействующего выключателя.

На электровозах эти быстродействующие выключатели снабжаются также пневматическим приводом.

Контактный валик D , связанный с валом R_2 при помощи тяг t_1 и t_2 и коленчатого рычага t_3 , служит для контрольных сигналов и блокировки различных аппаратов, связанных с быстродействующим выключателем.

Быстродействующий выключатель устанавливается на электровозах своей осью поперек направления движения, причем обе боковые стороны его должны отстоять от стенок не менее чем на 300 мм и вверху, где происходит гашение дуги, должно быть пространство в 1000 мм, и только при покрытии изолирующей доской это расстояние может быть уменьшено до 600 мм.

Как уже выше указывалось, выключатель устанавливается изолированно, поэтому приводной вал его после изолированной муфты заземляется.

При высоком напряжении и большой разрывной мощности применяется разрыв дуги последовательно в нескольких местах, т. е. по тому же принципу, что и в масляниках. На фиг. III, 139 схематически изображен этот способ последовательного разрыва дуги, а именно сначала происходит размыкание главного контакта практически без образования дуги, затем размыкаются контакты I и II и, наконец, контакт III . Контакты I и II шунтируются сопротивлением. При замыкании такого быстродействующего выключателя замыкание отдельных контактов происходит в обратном порядке.

Для отключения быстродействующего выключателя в случае короткого замыкания или перегрузки в цепи двигателей в цепь каждой группы двигателей включается реле перегрузки.

Реле перегрузки представляют собой электромагнитный аппарат, состоящий из катушки с малым количеством витков из проводника большого сечения, включенной последовательно в цепь группы двигателей, и якоря, механически связанного с блокировочными контактами. Нормально якорь оттянут пружиной, и блокировочные контакты замкнуты. В случае если ток, проходящий по катушке, превзойдет по величине установленный предел, якорь реле притянется катушкой и разомкнутся блокировочные контакты. Блокировочные контакты включаются в цепь удерживающей катушки быстродействующего выключателя, и таким образом, в случае, если работает реле перегрузки, выключается быстродействующий выключатель.

На фиг. III, 140 показано реле перегрузки, установленные на электровозах итальянских железных дорог.

Регулирование выключающего тока производится путем натяжения пружины установочной гайкой.

Реле перенапряжения служит для защиты двигателей от чрезмерного возрастания напряжения.

Реле перенапряжения состоит из магнитов и контактов, которые замкнуты, если не протекает ток. Катушки соединены последовательно с большим сопротивлением. При повышении напряжения свыше установленного реле срабатывает и заставляет срабатывать быстродействующий выключатель, отключая таким образом силовую цепь. На фиг. III, 141 показаны катушки реле перенапряжения электровозов линии Беневенто-Фоджиа итальянских железных дорог.

Интересно отметить, что контактная часть обоих реле (реле перегрузки и реле перенапряжения) совершенно одинакова.

Для отключения питания электровоза при падении напряжения в контактной сети ниже установленного служит реле минимального напряжения, часто называемое реле нулевого напряжения.

Реле состоит из электромагнита и контактов, размыкающихся, если по катушке протекает ток ниже определенной величины. Реле связывается часто с сигнальной лампочкой в кабине машиниста, и если цепь в исправности, то при включенном контроллере лампочка горит. Нулевое реле устанавливается таким образом, чтобы при напряжении в 50% от нормального реле выключалось.

Плавкие предохранители. Плавкие предохранители служат для защиты вспомогательных машин; их рекомендуется ставить в цепь каждой машины, благодаря чему защищается каждая машина отдельно на свой максимальный ток. При установке общего предохранителя на всю цепь вспомогательных машин (схема ГЕС) его установочный ток может оказаться настолько велик (поскольку рассчитывается на все машины), что при коротком на одной машине он не перегорит.

Предохранитель, установленный ВВС на сурамских электровозах, изображен на фиг. III, 142; он представляет собой бакелитовую трубку А со стенкой толщиной (в зависимости

Таблица 27

Размеры серебряной проволоки для плавких предохранителей

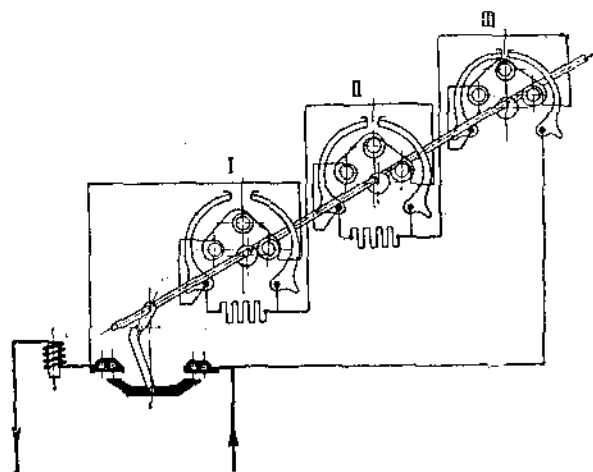
Номинальный ток А	Диаметр проволоки мм
4	0,2
10	0,4
20	0,6
25	0,8
35	1,0

от разрываемой мощности) от 5 до 8 мм, внутри имеется серебряная проволока. Сверху трубка герметически закрыта бронзовой пробкой D, ввинчиваемой на резьбе в колпачок C, поэтому при перегорании проволоки все газы идут вниз, выбрасывая перегоревшую проволоку, что обеспечивает быстрый разрыв самой дуги. Диаметр проволоки в зависимости от величины тока дан в табл. 27.

Серебряная проволока прикрепляется сверху к колпачку C, а внизу, выходя из трубки, заворачивает кверху к бронзовой обойме E. Трубка вкладывается в пружинные контакты F, к которым подводится ток при помощи шин G₁ и G₂, закрепленных в кронштейнах K. Каждый такой комплект прикрепляется на изолированной балочке N.

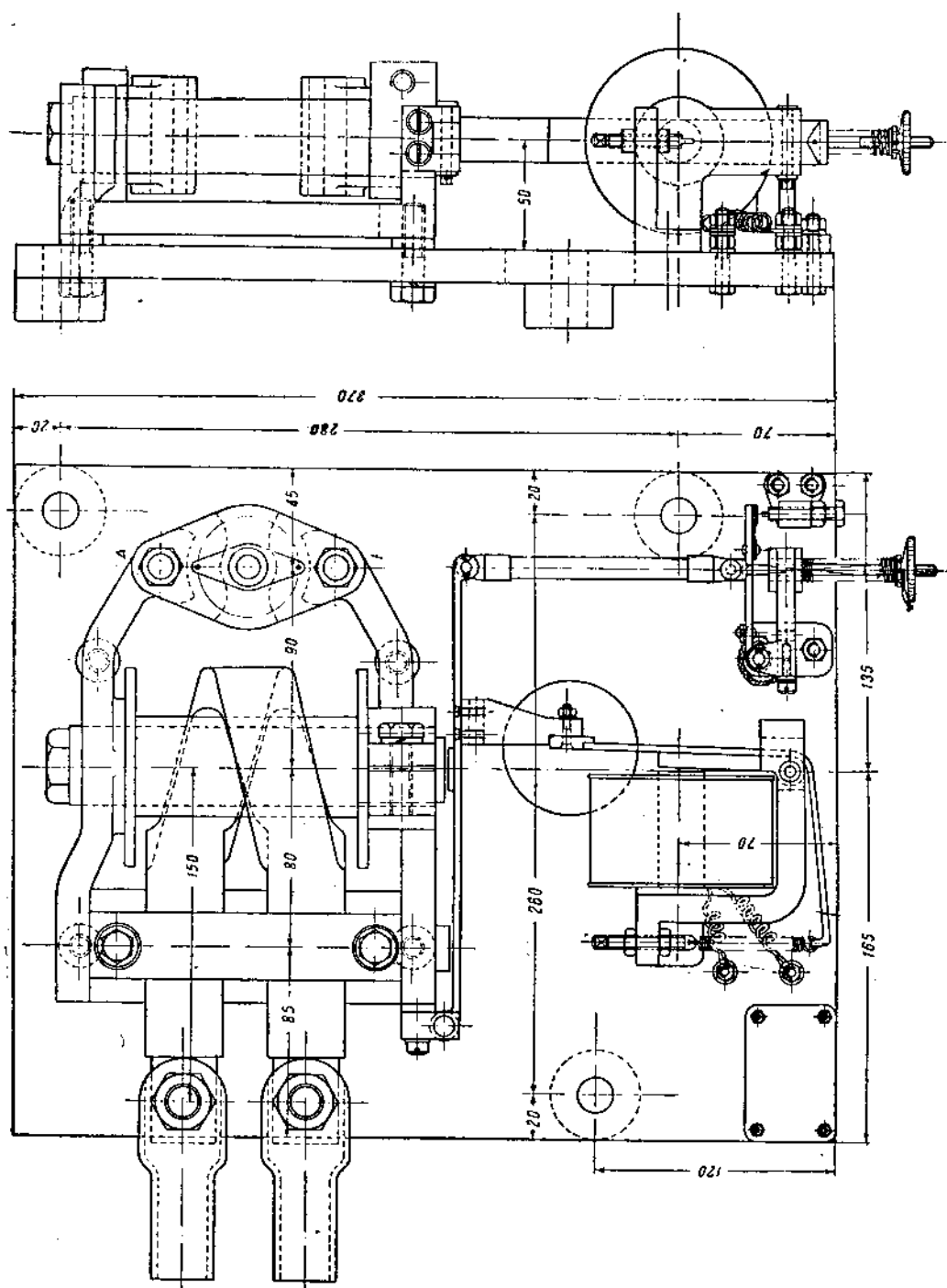
На фиг. III, 143 показано общее расположение предохранителей S с экранами T из эбонита.

Расстояние B должно быть не менее 600 мм от неизолированного пола и 300 мм в случае изолированного и негорючего пола (при токе менее 4А это расстояние может быть уменьшено). Расстояние C должно быть не менее 100 мм.



Фиг. III, 139.

Номинальный ток плавкого предохранителя по данным ГЭС соответствует половине тока, при котором происходит задувание дуги через 30 сек. Ниже в табл. 28



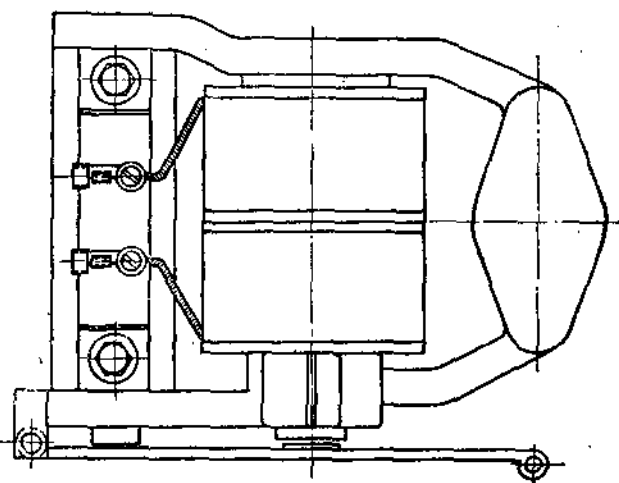
Фиг. 3, 140. Реле максимального тока итальянских железных дорог.

даны размеры плавких пластин для различного тока при напряжении 1500 В (по данным ГЭС).

Реле буксования. Реле буксования имеют своим назначением выключать при помощи быстродействующего выключателя силовую цепь при буксовании

некоторых осей. Эти реле устраиваются двух типов: с одной катушкой и с двумя катушками. Реле первого типа начинает функционировать при прохождении установленного тока через катушку и применяется в том случае, когда двигатели постоянно включены последовательно. Например, реле А, установленные у двигателей 1-2 и 5-6 (фиг. III, 144). На этой схеме даны последовательное, последовательно-параллельное и параллельное соединение двигателей электровоза с шестью двигателями. Двигатели 1-2 и также 5-6, которые соединены всегда последовательно, шунтируются

большим сопротивлением R_1R_2 и R_5R_6 . Между средней точкой *a* этих сопротивлений и средней точкой группы двигателей *b* включена катушка реле А. При нормальной работе двигателей потенциалы точек *a* и *b* одинаковы и через реле ток не протекает. Как только одна из осей, двигатели которых связаны последовательно, начинает буксовать, нарушается равенство э. д. с. в обоих якорях, потенциалы точек *a* и *b* уже не будут равны, в проводке *ab* появляется ток и заставляет функционировать реле. Реле с двумя катушками ставятся у двигателей, которые не



Фиг. III, 141.

постоянно бывают соединены последовательно, как например, двигатели 3 и 4 схемы фиг. III, 21. Каждая катушка *C* через сопротивление R_3 и R_4 приключается к борнам своего якоря. Обе катушки имеют общую магнитную цель и создают м. д. с. противоположного знака, таким образом реле функционирует в том случае, когда разность токов обеих катушек достигнет определенной величины, а это будет иметь место тогда, когда одна из осей, якорь двигателя которой связан с катушками, начинает буксовать и нарушится равенство э. д. с. якорей.

Таблица 28

Ток в А		Медная пластинка		
Номинальный	Соответствующий разрыву в 30"	Размеры в дюймах	Отверстие в дюймах	Число пластин
100	200	,005 × 1 × 7 ⁷ / ₈	5/8	1
150	300	,005 × 1 × 7 ⁷ / ₈	1/2	1
200	400	,007 × 1 × 7 ⁷ / ₈	9/16	1
250	500	,005 × 1 1/2 × 7 ⁷ / ₈	5/8	1
300	600	,007 × 1 1/2 × 7 ⁷ / ₈	11/16	1
350	700	,005 × 1 1/2 × 7 ⁷ / ₈	5/4	2
400	800	,005 × 1 1/2 × 7 ⁷ / ₈	9/16	2
500	1000	,007 × 1 1/2 × 7 ⁷ / ₈	9/16	2
600	1200	,007 × 1 1/2 × 7 ⁷ / ₈	11/16	3

Для защиты против образования различного тока в отдельных параллельно-соединенных группах двигателей должны включаться дифференциальные реле, состоящие из двух катушек, создающих магнитное поле противоположного направления. Катушки одного реле включаются в цепи, где они должны контролировать равенство токов (на схеме фиг. III, 144 обмотки *D* и *E*).

45. Измерительные приборы

На электровозе устанавливаются обычно следующие измерительные приборы:

Вольтметр для измерения напряжения контактного провода включается с соответствующим добавочным сопротивлением.

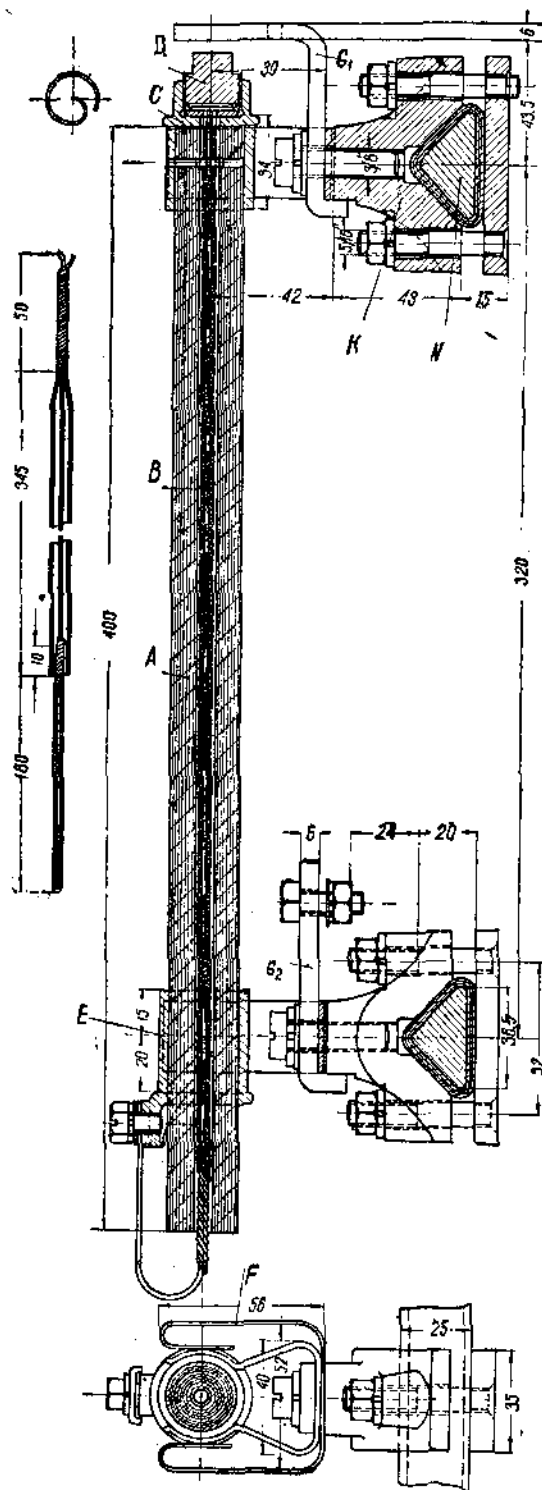
Амперметр в цепи тяговых двигателей включается при помощи шунта. Если электровоз работает с рекуперацией, то амперметр устанавливается с двухсторонней шкалой для измерения тока как при моторном, так и при рекуперативном режиме.

Амперметр в цепи возбуждения тяговых двигателей также включается в цепь посредством шунта и устанавливается на электровозах, работающих с рекуперацией; кроме того устанавливается амперметр, измеряющий ток в цепи батареи.

Счетчик энергии устанавливается для учета всей энергии, потребляемой электровозом как на тяговые двигатели, так и на вспомогательные цепи. Серийная обмотка его включается обычно в силовую цепь непосредственно перед заземлением при помощи шунта.

Различают два основных типа спидометров: спидометры, дающие только показания скорости, и регистрирующие спидометры, где скорость кроме показаний на циферблате регистрируется на ленте в зависимости от времени или пройденного пути, последнее представляет большой интерес, позволяя легко вести учет километренного расхода смазки, износа коллекторов, щеток и т. п.

К первой группе спидометров относится спидометр Дейта (Дейта-Верке), принятый на германских железных дорогах, и электрические спидометры, установленные на сурамских электровозах. Он в основном состоит из подковообразного сильного постоянного магнита (фиг. III, 145), укрепленного на валу, вращающемся на шариковых подшипниках. К тому же валу укреплен железный сердечник, устанавливаемый между полюсными наконечниками постоянного магнита для усиления потока последнего.

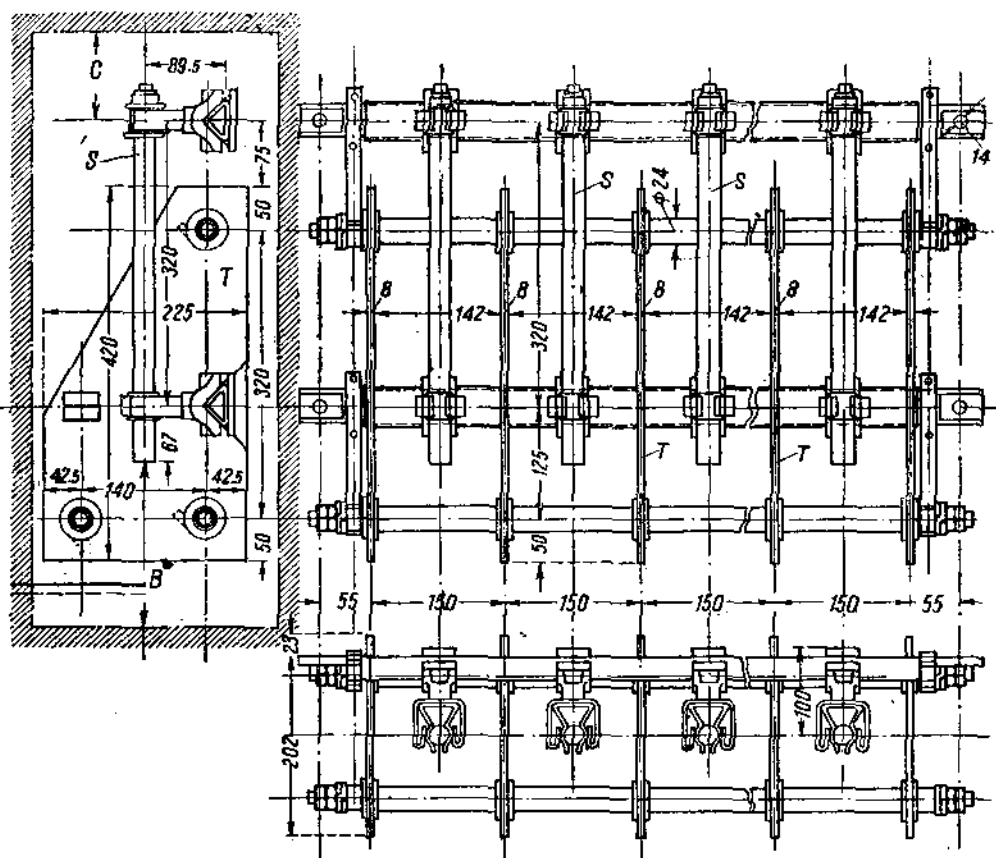


Фиг. III, 142. Плавкий предохранитель ВВС.

Электрические спидометры

Измерители скорости (спидометры) состоят из маленького генератора, который приводится обычно в движение ремнем или цепью от шкива, сидящего на одной из осей электровоза. В цепь генератора включены два вольтметра, градуированные на скорость и регулировочное сопротивление, величина которого устанавливается в зависимости от износа бандажей. Генератор (магнето) устанавливается на кронштейнах, укрепленных к раме.

В воздушный зазор между полюсными наконечниками и сердечниками помещается легкое алюминиевое кольцо на сапфировых подшипниках с двумя действующими



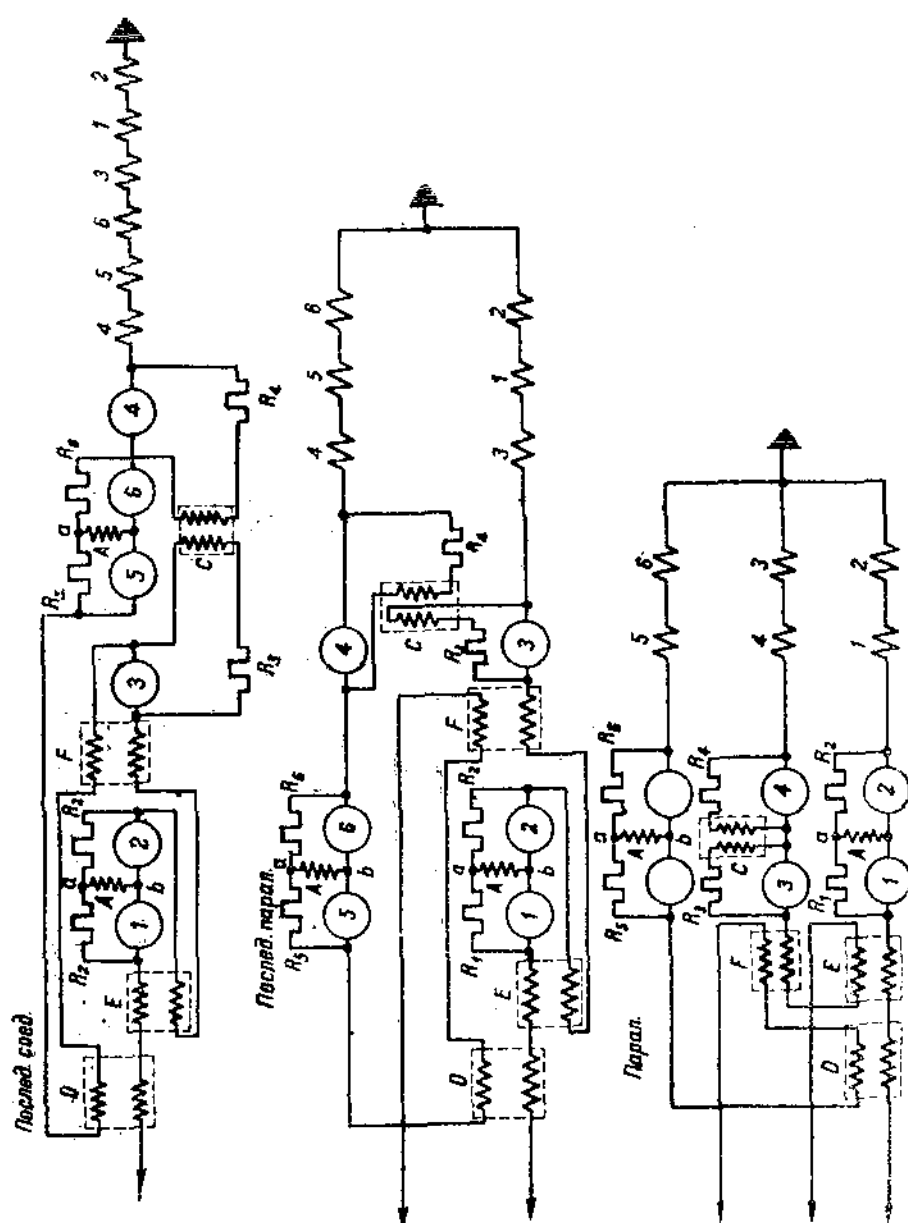
Фиг. III, 143. Расположение плавких предохранителей.

в противоположных направлениях пружинами. С кольцом связана стрелка прибора, имеющая около 320° отклонения. При вращении магнита в кольцо образуются вихревые токи, реактивное действие которых вызывает вращение кольца вместе со стрелкой. Отклонение стрелок строго пропорционально скорости вращения магнита. Передача вращения магнита от ближайшего к кабинке машиниста колеса производится при помощи гибкого вала от контр-кривошипа, как показано на фиг. III, 146. Эта передача допускает известное вертикальное и горизонтальное перемещение над-рессорного строения, к которому укрепляется сам аппарат по отношению к колесу, от которого передается движение аппарата.

К регистрирующим скорость приборам относятся известные в паровой практике гаусгельтеры, а также спидометры Телок.

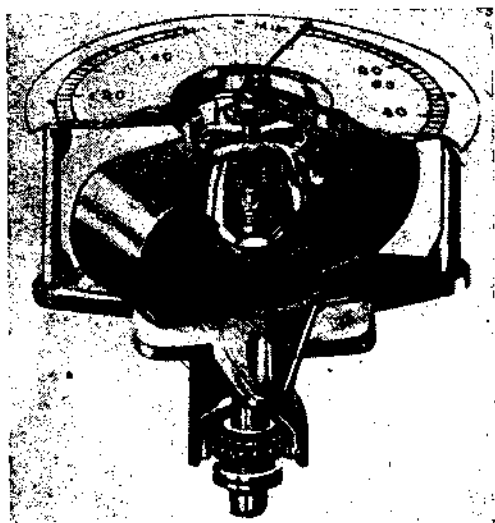
Аппарат Телок непрерывно показывает скорость, общее количество пройденных километров, время, и кроме того, регистрирует скорость в зависимости от

пройденного пути и времени, время езды электровоза и остановок. На фиг. III, 147 показана диаграмма, снятая аппаратом Телок. Движение ленты пропорционально пробегу электровоза, и на ленте наносятся внизу скорости, а вверх время. Масштаб скоростей рассчитан на средний по износу бандажа диаметр круга катания. Кривая времени позволяет судить, в какое время электровоз стоял, и длительность стоянок и езды.

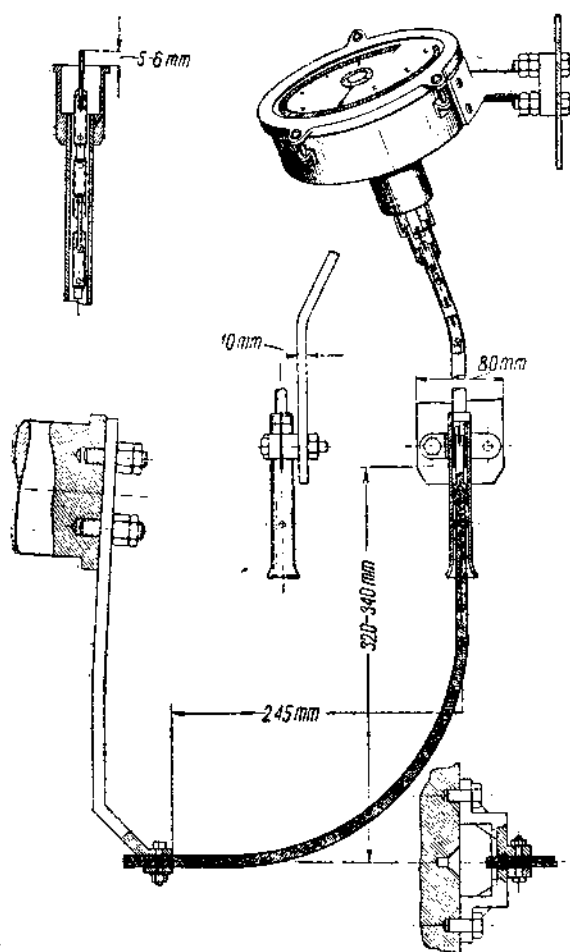


Фиг. III, 144.

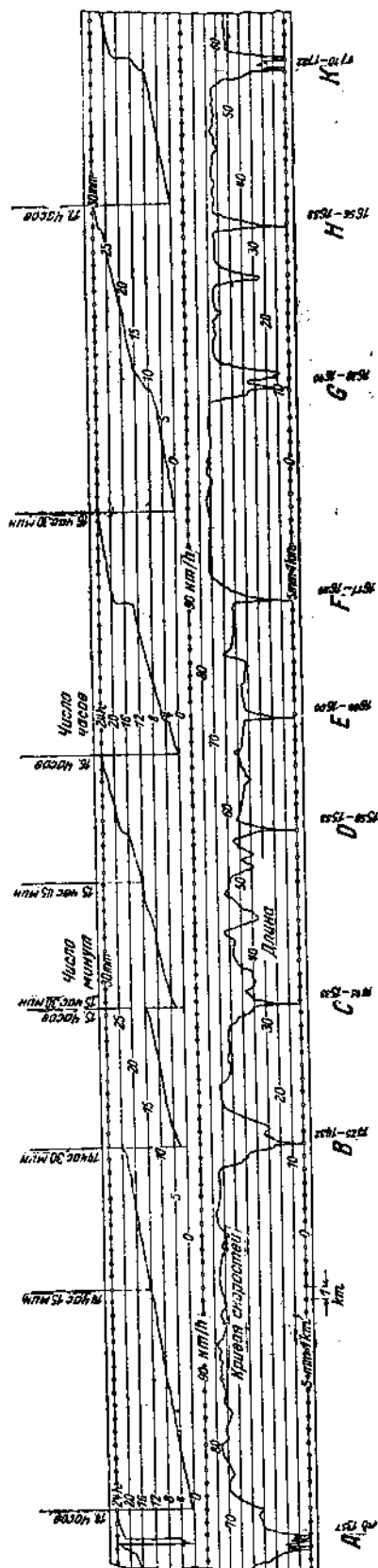
Механизм для показания и регистрации скорости показан на фиг. III, 148. На одном валу расположены три цилиндрических сектора M_1 , M_2 и M_3 , имеющие свободное вертикальное перемещение параллельно оси вала. Внизу на валу имеется зубчатое колесо, связанное таким образом с часовым механизмом аппарата, что через некоторый промежуток времени оно вращается скачками сразу на 120° . Сверху на наиболее высоко расположенном секторе M лежит кольцо R , связанное зубчатой рейкой со стрелкой Z и штифтом, регистрирующим скорость.



Фиг. III, 145. Спидометр Дейта.



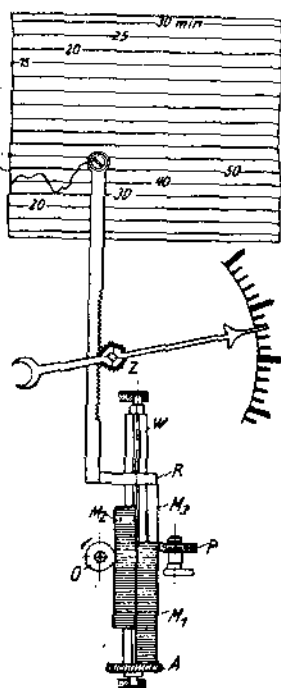
Фиг. III, 146. Привод к спидометру Дейта.



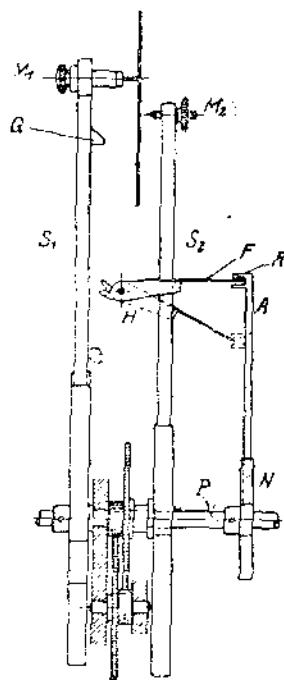
Фиг. III, 147. Диаграмма снятая спидометром Телок.

Валик O с зубчатой нарезкой вращается пропорционально скорости электровоза, и в зависимости от последней поднимает на ту или иную высоту сектор M , с которым валик O находится в зацеплении в течение 1 сек. В течение второй секунды сектор M удерживается в определенном положении запорным валиком P .

В течение третьей секунды сектор освобождается и может вернуться в исходное свое положение, чтобы затем снова в четвертую секунду подняться в зависимости от скорости. Само кольцо лежит на том секторе, который приподнят, и таким образом стрелка указывает скорость электровоза последней секунды. Для регистрирования времени имеется часовой механизм с делением циферблата на 24 часа,



Фиг. III, 148.



Фиг. III, 149.

соответствующие зубчатые колеса механизма снабжены рейками S_1 и S_2 , регистрирующими движение часовой и минутной стрелок (фиг. III, 149). Рейка S_1 , регистрирующая движение минутной стрелки, поднимается в течение получаса на максимальную свою высоту в 30 мм и падает вниз, вычерчивая кривую в каждые полчаса. Рейка S_2 поднимается на 30 мм в течение 24 час. и снабжена рычагом FF (фиг. III, 149), за который задевает, падая, рейка S_1 своим выступом Q и заставляет прочерчивать штифтом M_2 вертикальную линию. При этом предусмотрено, чтобы вертикальная линия по высоте соответственно положению рейки S_2 , т. е. положению часовой стрелки, прочерчивалась бы только целый час, а получасовые падения рейки S_1 на часовой стрелке не отзываются.

ГЛАВА IV

ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ЭЛЕКТРОВЗОВ

46. Классификация вспомогательного оборудования

К вспомогательному оборудованию электровозов относятся: преобразователи и аккумуляторы для получения тока управления, генераторы тока для независимого возбуждения при рекуперации, компрессоры для получения сжатого воздуха для торможения и пневматического управления, вентиляторы для искусственного охлаждения двигателей, а также все оборудование, служащее для освещения электровоза и поезда и для отопления электровоза.

В электровозах постоянного тока на 3000 V самым уязвимым местом, причиняющим наибольшие затруднения, являются вспомогательные машины.

Если все мелкие машины питать непосредственно от верхнего провода в 3000 V, то оборудование получается легким, но надежность работы электровоза будет почти исключительно зависеть от надежности этих машин.

При непосредственном присоединении вспомогательного оборудования к напряжению в 3000 V двигатели устраиваются с одним коллектором на 3000 V или с двумя последовательно соединенными коллекторами напряжением по 1500 V на каждом. Во втором случае ввиду высокой стоимости двигателей постоянного тока высокого напряжения к такой группе двигателей присоединяют все генераторы: для рекуперации, освещения и для питания цепи управления, а иногда даже и вентиляторы для охлаждения двигателей (электровозы № 10100—10200 железной дороги Ch. — M. — St.-Paul, построенные заводом GEC). Иногда питание мелких машин производят от цепи низкого напряжения, получаемого от установленного для этой цели мотор-генератора. Нетрудно видеть, что на электровозе в этом случае устанавливается мощность, равная тройной мощности малых машин: один раз в двигателе преобразовательного агрегата; другой раз в генераторе и, наконец, в вспомогательных машинах.

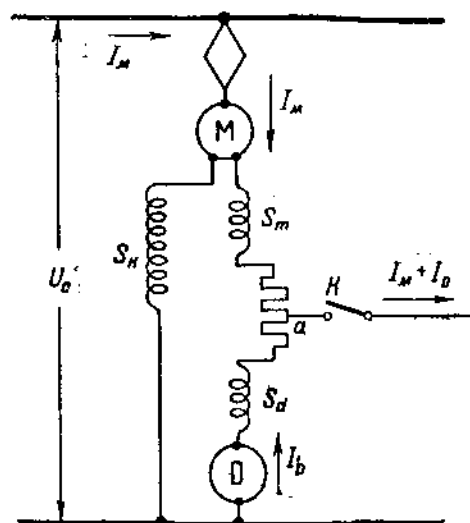
На электровозах завода Вестингауз, построенных для железной дороги Ch. — M. — St.-Paul установлен мотор-генератор, понижающий напряжение 3000 V от контактного провода до 85 V, к этому напряжению присоединены вентиляторы для охлаждения тяговых двигателей, компрессор, освещение электровоза. Выбранное напряжение позволяет питать непосредственно от мотор-генератора всю цепь управления.

Снижение мощности преобразовательной группы может быть достигнуто при помощи приключения мотор-вентиляторов к высокому напряжению; в случае двух мотор-вентиляторов каждый из двигателей строится на 1500 V на коллекторе и оба двигателя последовательно присоединяются к 3000 V. Наконец, иногда вентиляторы не имеют совсем отдельных двигателей, а сидят на одном валу с мотор-генераторами. Питание двух мотор-компрессоров предпочтительнее делать, если не на низком напряжении, то прямо непосредственно параллельно на высоком напряжении, а не включать оба двигателя последовательно, так как при независимом питании их при аварии с одним компрессором может работать другой — исправный. Как общее правило, цепь освещения приключается уже к низкому напряжению. Самой тяжелой и мощной машиной из вспомогательного оборудования является мотор-генератор для

возбуждения тяговых двигателей при рекуперации. Поэтому некоторые заводы стараются упразднить эту машину, заменив ее, как мы ранее видели, одним из тяговых двигателей. Эта система была применена заводом Вестингауз на электровозах Ch. — М. — St.-Paul и GEC на электровозах Паулиста. Такая упрощенная схема, однако, понижает мощность, которая может быть рекуперирована, и сужает диапазон скоростей, при которых можно пользоваться рекуперацией. Фирма GEC за последнее время вместо мотор-генератора для питания вспомогательных машин применяет динамотор.

47. Динамотор

Динамотор включается в сеть на полное напряжение (т. е. 3 000 V) и выполняет функции делителя напряжения. Динамотор имеет среднюю точку, напряжение в которой по отношению к земле равно половине напряжения сети, т. е. 1 500 V. Напряжение 1 500 V необходимо иметь для питания вспомогательных машин, как-то: мотор-компрессора, мотор-вентилятора, двигателя, приводящего в движение возбудитель тяговых двигателей (при рекуперации); а также для электрических печей. Кроме функции делителя напряжения динамотор может выполнять также функции двигателя, приводя в движение сидящий на одном валу с ним генератор цепи управления.



Фиг. IV, 1. Схема динамотора.

Динамотор представляет собой сочетание двигателя M и генератора D (фиг. IV, 1) и выполнен в виде двухполюсной машины без дополнительных полюсов с двумя серийными обмотками возбуждения S_m и S_d , соединенными между собой последовательно, и шунтовой обмоткой S_k с одним якорем и с двумя коллекторами, расположенными по обе стороны железа якоря.

Когда динамотор приключен к цепи, но контактор K , питающий вспомогательные машины разомкнут, ток будет протекать к земле через якорные обмотки M и D . Магнитный поток будет создаваться полюсными обмотками S_m , S_d и S_k , направленными в одну сторону. Поскольку, однако, машина вращается вхолостую, магнитные потоки, создаваемые обмотками S_m и S_d , будут ничтожны и фактически якорь будет находиться под влиянием магнитного потока шунтовой обмотки S_k , т. е. работу машины можно рассматривать как работу в моторном режиме двух последовательно включенных двигателей M и D .

Потенциал в точке a будет равен половине напряжения контактной сети, и приблизительно под тем же напряжением будет находиться шунтовая обмотка. При включении нагрузки замыканием контактора K и по мере увеличения ее ток от контактного провода разветвится в точке a . Часть его пойдет через якорь D , а часть — в цепь вспомогательных машин, в связи с этим падение напряжения на участке от пантографа до точки a больше, чем от a до земли. Таким образом с увеличением нагрузки динамотора потенциал точки a падает. Так как обе обмотки якоря D и M вращаются в одном и том же магнитном поле, они имеют одинаковую и почти постоянную э. д. с. В тот момент, когда э. д. с. генератора D станет равной потенциалу в точке a , весь ток пойдет в сеть вспомогательных машин, и при дальнейшем увеличении этого тока э. д. с. обмоток D станет уже выше потенциала в точке a и ток в ней изменит свое направление, т. е. обмотка D будет работать как генератор. Это и есть нормальный режим работы динамотора, причем внешняя нагрузка не должна быть большой, чтобы этот режим установился, например, на

сурамских электровозов, для этого достаточно, чтобы динамотор питал холостую мотор-генератор.

Во время нормальной работы динамотора ток в катушках S_m и S_d направлен в противоположных направлениях, и поскольку он почти одинаков (разница 10—12%), то магнитное поле, создаваемое этими обмотками, почти уничтожается и остается только возбуждение шунтовой обмотки, находящейся под половинным напряжением контактного провода.

Ток, посылаемый динамотором, равен сумме токов, протекающих по обеим обмоткам его M и D , поскольку эти токи протекают в противоположных направлениях, реакция якоря почти отсутствует, чем объясняется отсутствие дополнительных полюсов.

Следует отметить, что при отрывании пантографа от контактного провода создается короткозамкнутая цепь динамотора с тяговыми двигателями.

При таком коротком замыкании динамотор продолжает вращаться в ту же сторону, что и ранее в рабочем состоянии. Ток короткого замыкания, идущий в обратном направлении, создает в серийных обмотках магнитные потоки Φ_x и Φ_d , направленные оба противоположно потоку Φ_{sk} , создаваемому шунтовой обмоткой, машина размагничивается и не дает возрасти току короткого замыкания до опасных пределов. Благодаря работе агрегата мотора M , равно как и генератора D , в качестве генератора создается тормозящий момент и динамотор останавливается. Недостатком динамотора является отсутствие дополнительных полюсов, благодаря чему при резких колебаниях нагрузки, характерных для рекуперации, машина сильно искрит. Кроме того, все машины, приключаемые к динамотору, должны быть изолированы на 3 000 В так как обе цепи динамотора не отделены друг от друга электрически. Поскольку динамотор является в сущности делителем напряжения, все колебания напряжения в контактной сети передаются и на напряжение вспомогательной сети. Динамотор рассчитывается на длительный режим работы. На сурамских электровозах нормальная величина тока в одной обмотке 21 А, среднее число оборотов 1 200.

48. Мотор-компрессор

Для получения сжатого воздуха для пневматического управления и для воздушных тормозов на электровозах устанавливаются компрессоры поршневого типа с непосредственным приводом от электродвигателя или с зубчатой передачей и компрессоры ротационные.

В старых электровозах широкое применение получили поршневые компрессоры с зубчатой передачей, так как это обеспечивало желательное по соображениям работы клапанов низкое число оборотов компрессора, а с другой стороны, позволило иметь быстроходный компактный двигатель (1 000—2 000 об/мин). На фиг. IV,2 изображен типовой компрессор германских железных дорог фирмы Knorr-Bremse.

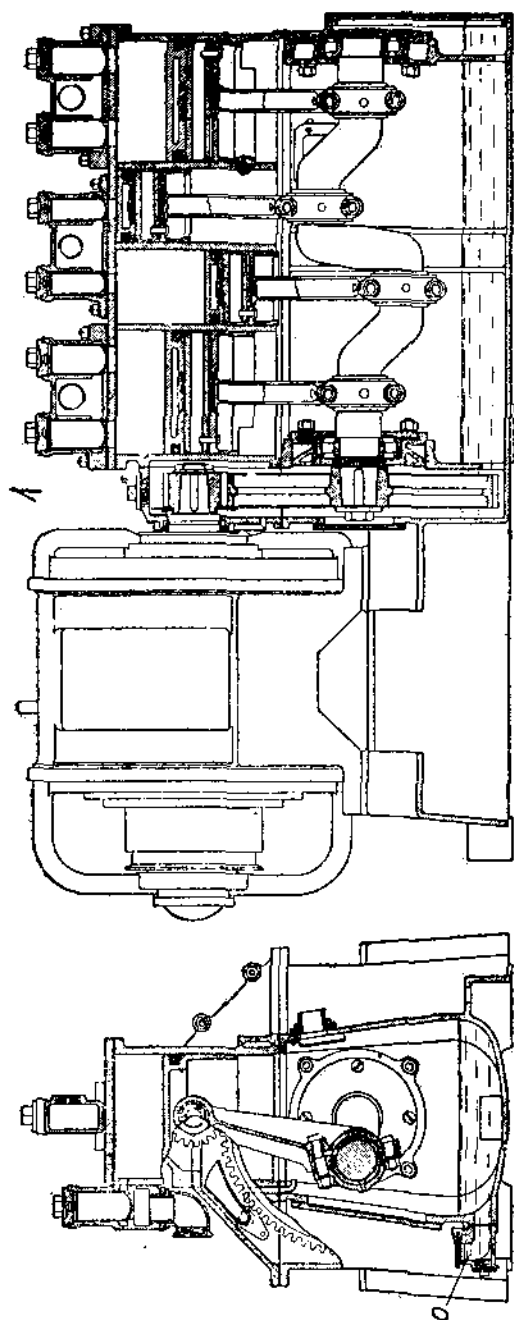
Двигатель располагается у зубчатой передачи и таким образом несколько удален от компрессора и не подвергается непосредственному действию горячего воздуха у цилиндров компрессора. Коленчатый вал снабжен роликовыми опорными подшипниками, работает на два цилиндра высокого давления и два цилиндра низкого давления, не касаясь смазки на дне кривошипной камеры.

Разбрызгиваемая зубчатыми колесами смазка собирается в воронке и оттуда подается через каналы по каплям на головки шатунов и далее подается на стенки цилиндров для смазывания поршнем. Особенно важно, чтобы в цилиндры не попадало масла более, чем следует, с тем, чтобы оно не попадало далее в сжатый воздух. Для наполнения камеры маслом служит штуцер O , препятствующий в то же время чрезмерному перепополнению маслом.

Между цилиндрами высокого и низкого давлений установлен промежуточный холодильник (змеевик), который выносятся обычно наружу из корпуса машины. На фиг. IV,2 изображен агрегат производительностью 1 500 л/мин. засасываемого воздуха. Воздух сжимается до 8 ат. Агрегат весит 1 035 кг, (мощность двигателя — длительная — 15 kW).

На фиг. IV,3 изображен двухцилиндровый компрессор завода Эрликон, одноступенчатый, производительностью 2000 л/мин. засасываемого воздуха, вес всего 840 kg.

Обращают на себя внимание крайне умеренные размеры компрессора.



Фиг. IV, 2. Мотор-компрессор Кнор-Бремзе германских железных дорог.

Остановимся несколько на смазке компрессора, представляющей большой интерес. Подогретый благодаря компрессии воздух омывает смазочную камеру *a*. Подогретая смазка фитилем *b* вводится по трубе *c* к коробке и оттуда в коленчатый вал. Благодаря центробежной силе смазка по каналу *d* изпадает в дыщевой подшипник *S*, а излишнее масло стекает в кривошипную камеру *K*, частично же попадает в поступающий через фильтр *F* воздух. Так как поступающий воздух омывает также поршневые подшипники, то масло, осаждаясь, попадает через отверстие *O* в поршневые камеры *M*, часть же смазки садится на рабочих стенках цилиндров и смазывает последние.

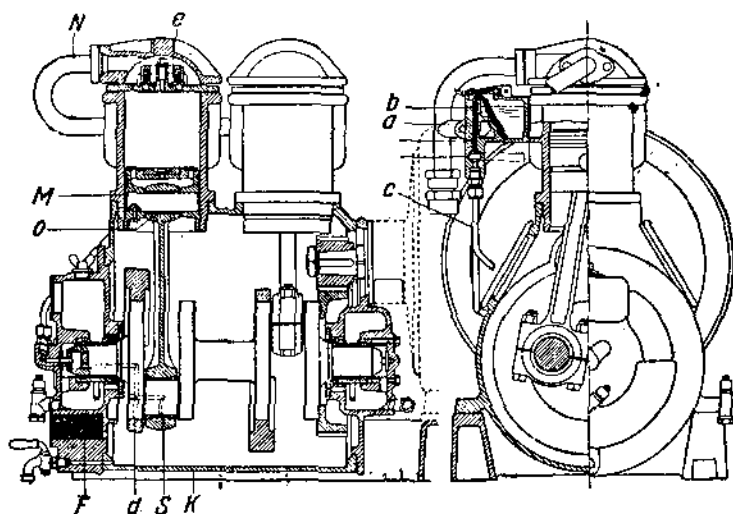
Неизбежно часть смазки попадает в сжатый воздух и через клапан *e* в воздухопровод *N*, где располагается маслоотделитель. Подшипники кривошипного вала выполнены с кольцевой смазкой. Зубчатая передача смазывается каплюющей со стенок цилиндра смазкой.

Стремление избежать в компрессорном агрегате зубчатой передачи заставило ВВС выпустить компрессор с непосредственным приводом от двигателя, число оборотов которого пришлось, однако, снизить до 400—500 с тем, чтобы иметь более надежную работу клапанов. На фиг. IV,4 показан такой компрессор фирмы ВВС. Кривошипная камера отлита заодно с двумя наклонными к горизонтальной оси под 45° цилиндрами. С обеих сторон кривошипная камера образует фланцы и закрывается со стороны, обращенной к двигателю, его щитом, несущим подшипник, а с внешней стороны — двойной крышкой с отверстием для поступающего воздуха,

причем пространство между двумя стенками крышки заполняется конским волосом и мелкой проволочной сеткой для очистки поступающего воздуха от пыли. Для осмотра шатунного механизма достаточно снять эту крышку. Компрессор работает как двухступенчатый. На крышках цилиндров расположены клапаны.

Особое внимание должно быть обращено на легкость клапанов из-за большого числа оборотов компрессора. Клапаны выполнены кольцевыми плоскими.

Вал двигателя проходит в кривошипную камеру и заканчивается там кривошипом с противовесом, на который надеты оба шатуна. На поршнях располагаются также кольцевые клапаны. Для компрессора предусмотрена смазка, применяемая при перегретом паре с температурой воспламенения 400° , становящаяся очень жидкой при нагревании. Смазка помещается в верхней коробке, через которую проходит труба сжатого воздуха, соединяющая оба цилиндра. Эта коробка отдает часть своей теплоты при работе компрессора смазке, последняя, становясь жидкой, проникает внутрь кривошипной камеры, где располагаются все трущиеся части, и собирается на дне кривошипной камеры. Как только компрессор перестает работать, смазка густеет, и прекращается подача ее в кривошипную камеру, чем и достигается известная автоматичность подачи смазки с работой компрессора.



Фиг. IV, 3. Одноступенчатый мотор-компрессор завода Эрликон.

На фиг. IV,5 изображен компрессор ГЕС также поршневого типа с двумя цилиндрами (ступенчатое сжатие воздуха). Вал двигателя располагается перпендикулярно к осям цилиндров (фиг. IV,6) и несет на своем конце противоположно коллектору двоянную малую шестеренку, сцепленную с большим также двоянным зубчатым колесом, насаженным на коленчатую ось; последняя при помощи шатунного механизма приводит в движение поршни компрессора. Зубчатые колеса имеют косые зубья и соединяются таким образом, что образуют передачу, обеспечивающую более спокойный ход, чем передача с прямыми зубьями.

Все подшипники со стороны компрессора снабжаются маслом из картера. Масло благодаря вращению механизма непрерывным потоком разносится к гребням, образованным в крышке картера, которые и снабжают маслом различные подшипники. Масло, пройдя подшипники, возвращается в картер и снова описанным способом разносится по подшипникам. Неотъемлемой принадлежностью двигателя-компрессора является фильтр для поступающего воздуха (фиг. IV,7). Во избежание быстрого забивания фильтра пылью и грязью его следует устанавливать возможно дальше от пола, вертикальное положение его отверстием вниз до известной степени позволяет отпавать части засосанного мусора.

Ротационные насосы отличаются непрерывной подачей воздуха, основанной на постоянном уменьшении объема цилиндра. На фиг. IV,8 показан разрез двухступенчатого ротационного компрессора завода Винтертур производительностью $2\ 300\ \text{l/min.}$; применяемого на швейцарских железных дорогах. Давление сжатого воздуха $7\ \text{at.}$

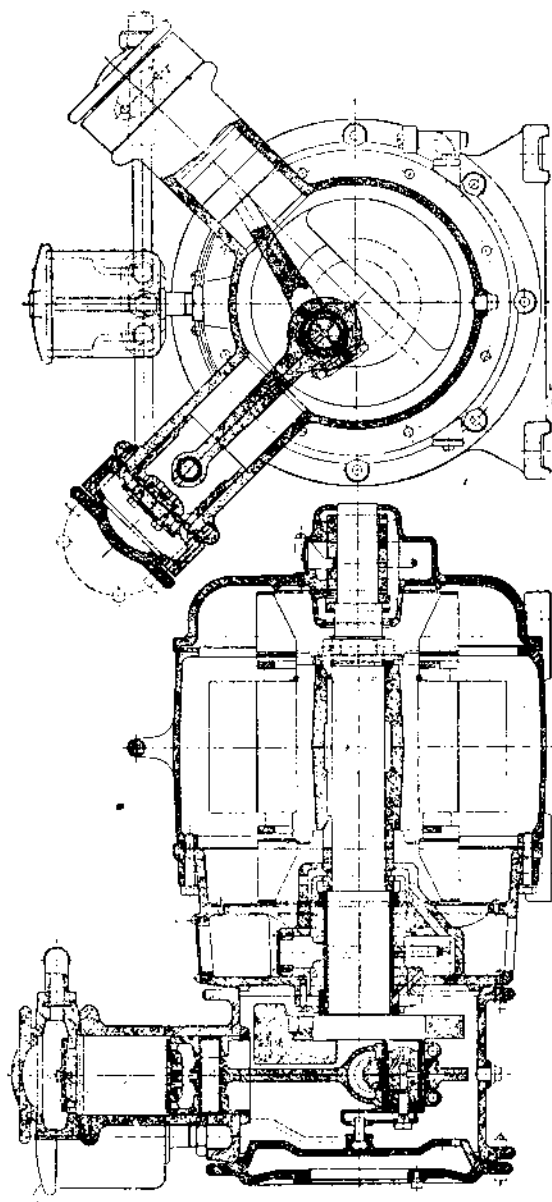
Литой цилиндрический ротор R устанавливается эксцентрично по отношению к цилиндрическому кожуху A несколько большего диаметра с отлитыми в одно целое ребрами для охлаждения. В теле ротора профрезерованы радиальные канавки, в

которые устанавливаются тонкие стальные пластинки L . При вращении ротора эти пластинки под влиянием центробежной силы прижимаются, скользя по внутренней поверхности цилиндрической коробки.

Воздух захватывается пластинками и увлекается при вращении ротора, причем благодаря эксцентричному положению ротора по отношению к внутренней поверхности цилиндрической коробки объем воздуха постепенно уменьшается и сжатый воздух подходит к клапану сжатого воздуха, через который проталкивается в резервуар сжатого воздуха.

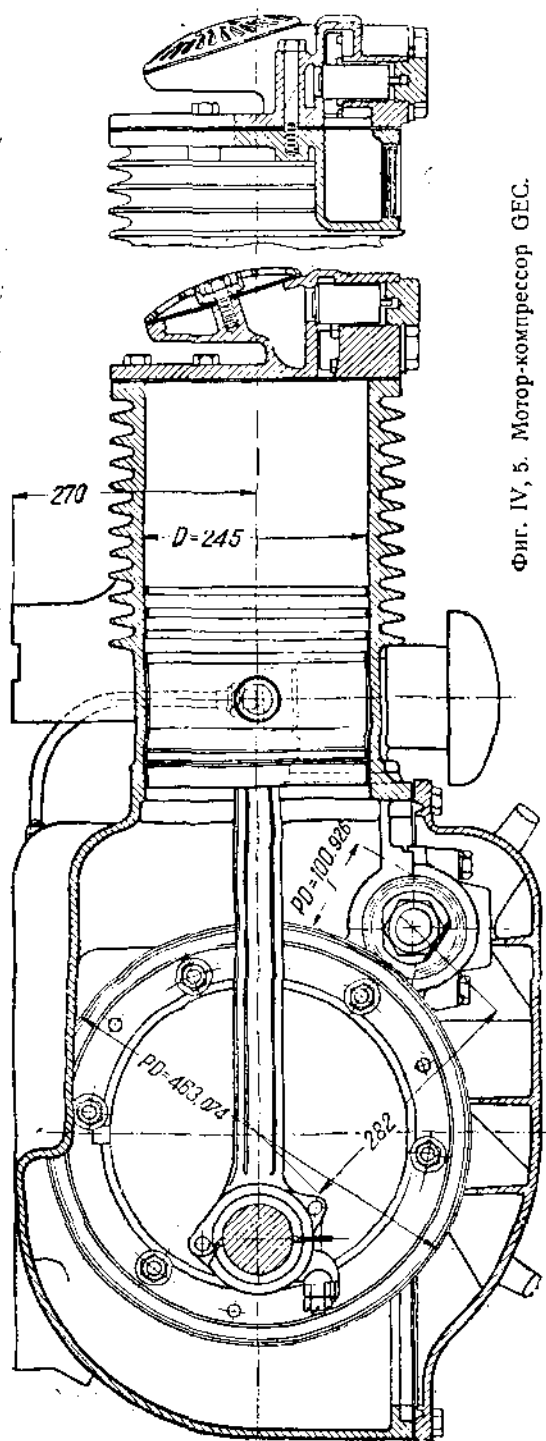
Для того чтобы свести до минимума трение пластин о внутреннюю поверхность коробки, в последней устанавливаются кольца несколько меньшего диаметра, чем внутренний диаметр цилиндрической коробки, так что почти все усилие от центробежной силы пластин передается на эти кольца и лишь небольшая доля, необходимая для получения достаточной плотности, — непосредственно на стенки цилиндра. Кольца устанавливаются свободно в пазах, так что кольца увлекаются вращающимся ротором и вращаются вместе с ним.

Таким образом, несмотря на большое давление пластин, не наблюдается большого перекоса колец. В боковых крышках рабочего цилиндра установлены роликовые подшипники вала ротора. Между ротором и крышками имеются пресшпановые прокладки. При этом здесь устанавливается такой зазор, чтобы удлинившийся от теплоты ротор в начале работы вплотную подошел к крышкам, когда рабочие цилиндры еще не успели достаточно нагреться. Концы вала ротора выступают наружу и здесь предусмотрены металлические сальники против пропуска воздуха из рабочего цилиндра. Смазка компрессора производится от отдельного насоса, подающего смазку в различные места отдельными пор-

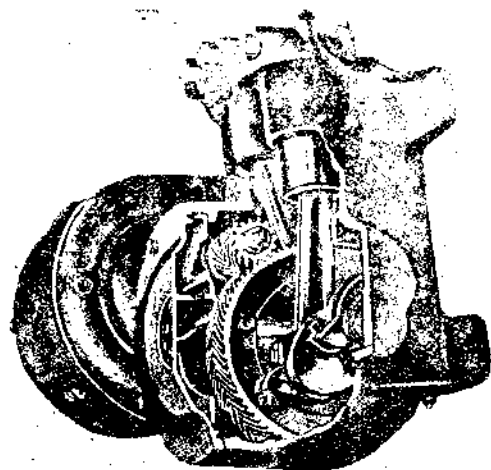


Фиг. IV, 4. Мотор-компрессор ВВС.

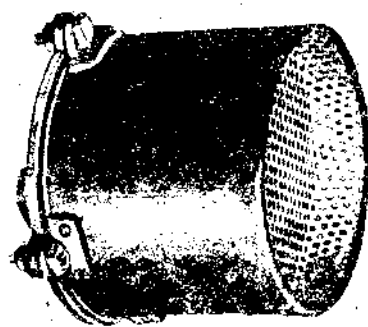
шеньками, допускающими независимое регулирование. Путем установки хода поршня количество масла, подаваемого за один ход поршня, может быть установлено от 0 до $0,1 \text{ см}^3$. Привод масляного насоса происходит от вала компрессора при помощи червячной передачи. Для того чтобы избежать чрезмерного перегрева, компрессор выполнен двухступенчатым. В первом цилиндре происходит компрессия от 0 до 2 ат, затем сжатый воздух поступает в охладитель, где температура его доводится приблизительно до первоначальной, и воздух поступает уже во второй цилиндр, где происходит компрессия от 2 до 7—8 ат.



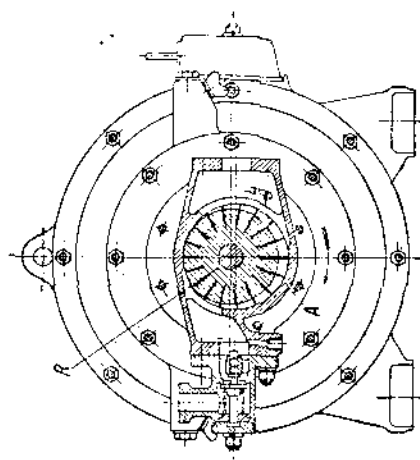
Фиг. IV, 5. Мотор-компрессор ГЕС.



Фиг. IV, 6. Мотор-компрессор ГЕС.

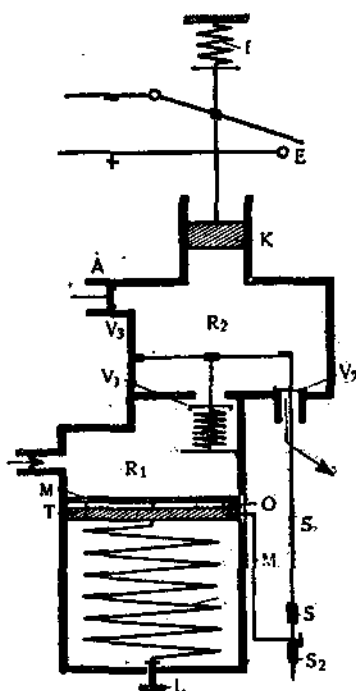


Фиг. IV, 7. Фильтр для компрессора.

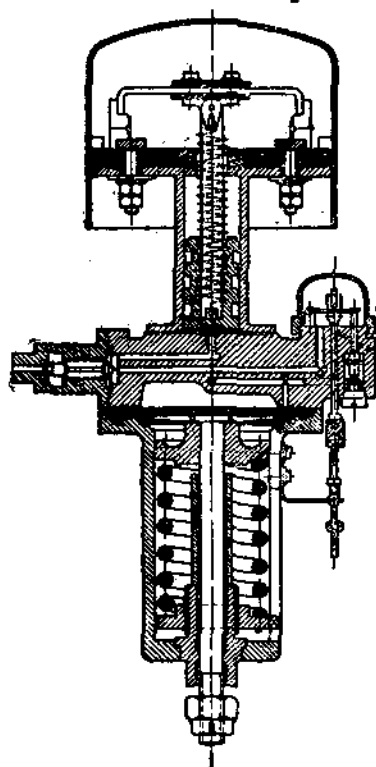


Фиг. IV, 8. Ротационный мотор-компрессор завода Винтертур.

Указанная разбивка давлений отдельных ступеней дает одинаковую работу обоих цилиндров. После каждой ступени компрессора установлены обратные клапаны, препятствующие обратному течению воздуха при остановке компрессора.



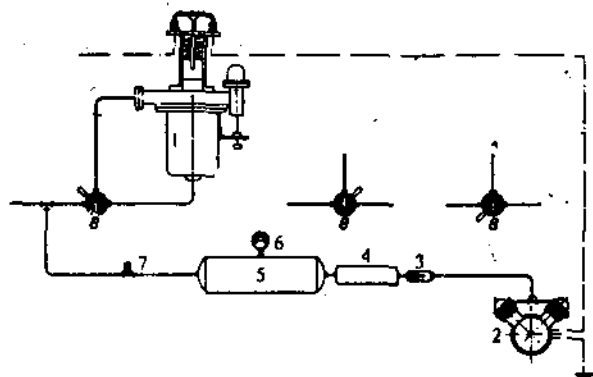
Фиг. IV, 9. Схема регулятора давления ВВС.



Фиг. IV, 10. Разрез регулятора давления ВВС.

Оба рабочих цилиндра устанавливаются справа и слева от электродвигателя, с которым муфтой соединены роторы компрессоров.

Для охлаждения компрессоров установлены вентиляторы.



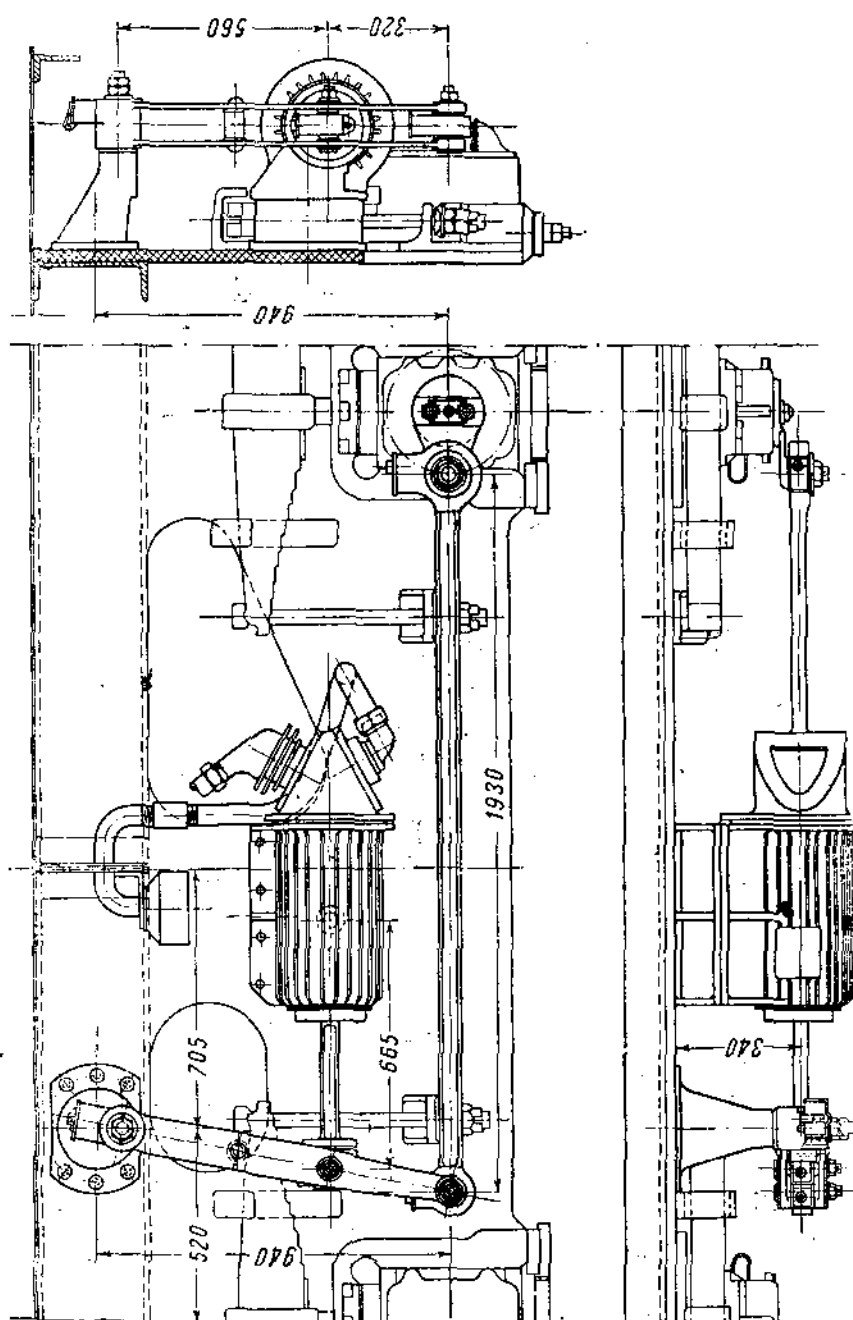
Фиг. IV, 11. Схема включения регулятора давления.

1 — регулятор давления; 2 — мотор-компрессор; 3 — обратный клапан; 4 — маслоотделитель; 5 — воздушный резервуар; 6 — манометр; 7 — предохранительный клапан; 8 — трехходовой кран.

Первоначальный же пуск производится при помощи кнопочного управления машинистом, который приключает цепь мотор-компрессора к общей цепи управления. Регулятор давления включает мотор-компрессор при понижении давления до установленного

На электровозах устанавливаются обычно по два компрессора с приводом от серийного двигателя. Напряжение на коллекторе двигателя определяется в зависимости от способа питания непосредственно от контактной сети или через преобразовательную группу. В случае применения двух коллекторных двигателей в пазах якоря укладываются две независимые обмотки.

Периодическое включение и выключение компрессора производится от регулятора давления в зависимости от давления воздуха в воздушной сети. Первоначальный же пуск производится при помощи кнопочного управления машинистом, который приключает цепь мотор-компрессора к общей цепи управления. Регулятор давления включает мотор-компрессор при понижении давления до установленного

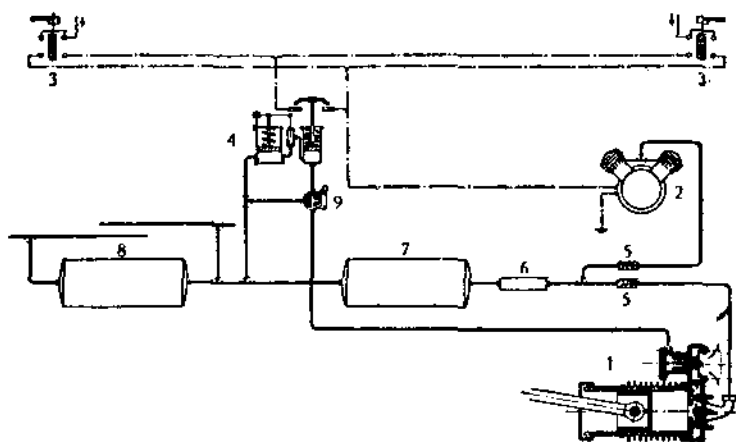


Фиг. IV, 12. Механический компрессор.

нижнего предела и выключает его, когда давление достигает установленной верхней границы.

На фиг. IV,9 дано схематическое изображение, а на фиг. IV,10 — разрез регулятора давления ВВС.

Регулятор состоит в основном из двух частей: из пневматического привода и выключателя. Пневматическая часть регулятора состоит из воздушной камеры с мембраной, на которую давит через поршень пружина, помещенная в коробку. Сжатый воздух попадает из главного резервуара в пространство R_1 . При этом, когда давление достигает верхнего предела, происходит выпучивание мембраны, которая сжимает пружину F и заставляет поршень T опуститься вниз. Одновременно с поршнем T происходит перемещение рычага M до установочного винта S_2 . Рычаг M увлекает за собой и запирает вентиль V_2 , а вместе с тем и объем R_2 , который до того времени был соединен с наружным воздухом. Одновременно происходит отпирание вентиля V_1 , так как оба вентиля V_1 и V_2 связаны между собой таким образом, что при отпирании одного запирается другой. Сжатый воздух устремляется из воздушной камеры R_1 в помещение R_2 и надавливает поршень K на пружину f и отпирает выключатель E двигателя компрессора.



Фиг. IV, 13. Схема совместной работы мотор-компрессора с механическим компрессором.

1 — механический компрессор; 2 — мотор-компрессор; 3 — выключатель; 4 — регулятор давления; 5 — обратный клапан; 6 — маслоотделитель; 7 — воздушный резервуар для аппаратуры; 8 — воздушный резервуар для тормозного оборудования; 9 — трехходовой кран.

При достижении нижнего предела давления мембрана под действием пружины F поднимается кверху и рычаг M , поднимаясь кверху, зацепляет установочную гайку S_1 и открывает выпускной вентиль V_2 , замыкая одновременно вентиль V_1 , замыкает воздушную камеру R_1 .

Благодаря соединению пространства R_2 с атмосферой и падения давления там до атмосферного происходит опускание поршня K под влиянием пружины f вниз, и выключатель двигателя E замыкается.

Установка обоих пределов давления воздуха, при которых должен функционировать регулятор давления, производится при помощи упомянутых установочных гаек S_1 и S_2 . Гайка L служит для регулирования давления пружины. Вентиль A служит для непосредственного наполнения и выпуска воздуха из камеры R_2 , т. е. для включения и выключения двигателя-компрессора независимо от автоматического механизма. Для этой цели, как видно из схемы фиг. IV,11, предвиден трехходовой кран 8 между главным резервуаром и регулятором давления, помещаемый в кабине машиниста.

При мощности двигателей компрессора в 10 — 12 kW приходится производить пуск их при помощи пускового сопротивления, через которое и происходит присоединение двигателя к цепи посредством регулятора давления.

Помимо рассмотренных выше двигателей-компрессоров применяются также компрессоры с механическим приводом от движущей оси или от движущего механизма, они относятся к поршневым типам компрессоров. На фиг. IV,12 изображен компрессор с механическим приводом от оси, установленный на электровозах постоянного тока 3 000 В линии Беневенто-Фоджиа итальянских железных дорог, а также на советском быстроходном электровозе ПБ ходовой формулы 2С₀2.

Преимуществом компрессоров с механическим приводом является работа их в тот период, когда отсутствует напряжение в контактном проводе, т. е. когда невозможно рекуперативное торможение. Поэтому их обычно применяют вместе с мотор-компрессорами. Недостатком их является то обстоятельство, что работа их связана с движением поезда.

На фиг. IV,13 показана схема совместной работы мотора-компрессора с механическим компрессором, примененная на швейцарских железных дорогах.

Механический компрессор снабжен кроме клапанов для засасываемого и сжатого воздуха также особым запорным клапаном, управляемым регулятором давления, находящимся на электровозе. Как только давление воздуха достигает верхнего предела, упомянутый клапан закрывает доступ воздуха к всасывающему клапану и прекращается работа механического компрессора. При падении давления до нижнего предела запорный клапан открывается под влиянием пружины и компрессор начинает работать. Эта работа соответствует изображенному на фиг. IV,13 положению трехходового крана 9.

Из схемы видно, что регулятор давления одновременно с запирающим клапана механического компрессора выключает также мотор-компрессор, таким образом оба компрессора работают одновременно, конечно, если только есть напряжение для мотор-компрессора.

49. Вентилятор

Число вентиляторов зависит от числа и расположения охлаждаемых ими двигателей. Если последние расположены над осями, вентиляторы обычно устанавливаются над самим двигателем, причем один или два таких вентилятора приводятся во вращение от одного общего сериесного двигателя. В случае двигателей трамвайного типа распределение воздуха производится от общего воздухопровода, куда воздух подается от группы из двух вентиляторов. В этом случае различают системы раздельного питания двигателей, когда каждая группа двигателей снабжается воздухом от своего вентилятора, и смешанного питания, когда воздух от нескольких вентиляторов поступает в общий воздухопровод и оттуда уже подается к отдельным двигателям. Производительность двигателей-вентиляторов рассчитывается, исходя из потерь тяговых двигателей, полагая $2 - 2\frac{1}{2}$ л/мин на каждый 1 kW потерь.

На фиг. IV,14 показано расположение вентиляторов на сурамских электровозах фирмы BBC. Оба вентилятора находятся в средней огороженной части кузова и две двери служат для сообщения с остальной частью помещения высокого напряжения электровоза. Воздух поступает через жалюзи в боковой наружной стенке электровоза с отъемными панелями. Оба вентилятора работают на общий воздухопровод, образуемый средней частью кузовной рамы, поступление воздуха регулируется заслонками. Основание конуса для засасывания воздуха, защищено сеткой из проволоки диаметром 1,2 мм с отверстием 10 мм × 10 мм. Вентиляторное колесо и кожух вентилятора отлиты из силумина (дюралюминия) с временным сопротивлением $17 - 20 \text{ kg/mm}^2$, удлинением 4 — 8%.

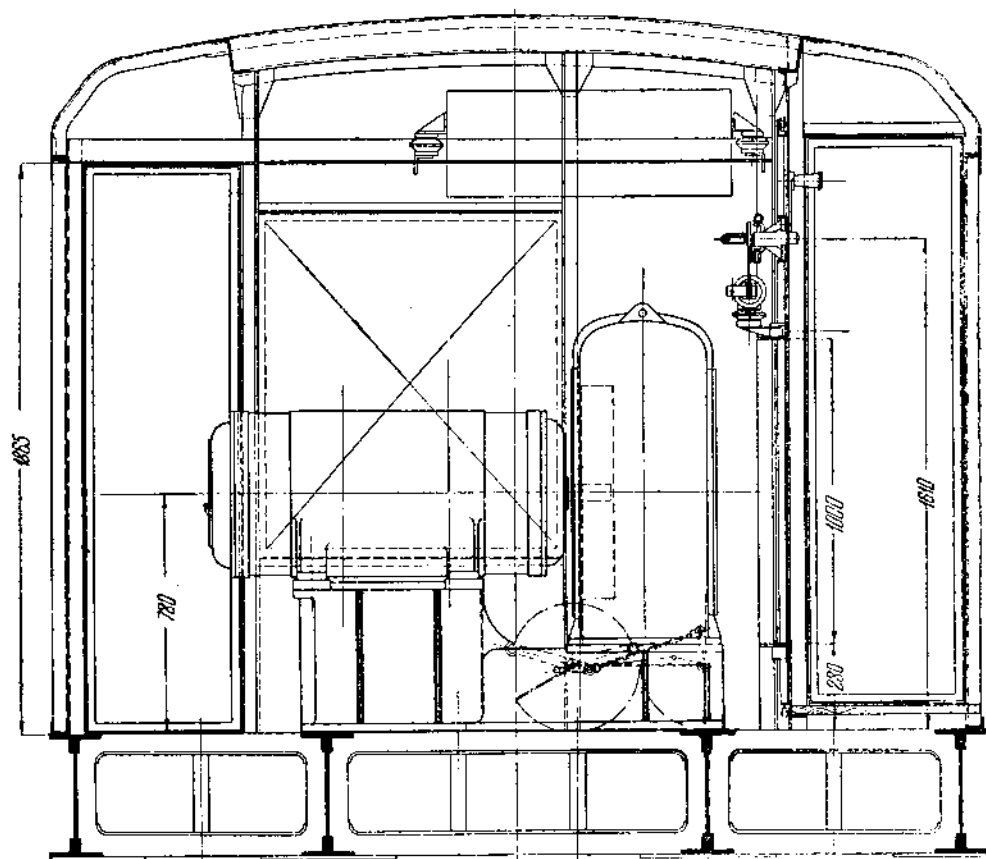
Большая прочность дюралюминия позволяет иметь легкое колесо, в то же время отсутствуют клепка и сварка, которые неизбежны при железных вентиляторах, что нередко является наиболее слабым в механическом отношении местом железных вентиляторных лопастных колес.

Вентиляторное колесо насаживается непосредственно на вал двигателя. Для указанного выше электровоза производительность вентилятора $5 \text{ m}^3/\text{sec}$ при давле-

нии 85 мм вод. ст. при скорости 1500 об/мин. Мощность двигателя 12,5 kW. Двигатель с последовательным возбуждением на 3000 V, постоянного тока.

Для того чтобы избежать слишком высоких электрических и механических напряжений при пуске вспомогательных машин, применяются пусковые сопротивления с одной или с двумя ступенями, автоматически замыкающимися накоротко или от центробежного регулятора или от особой магнитной катушки, приключаемой к зажимам двигателя.

Один из простых способов выключения пусковых сопротивлений осуществляется при помощи особого пневматического выключателя с установкой времени. Выключение ступеней по этому способу, однако, происходит независимо от тока двигателя.



Фиг. IV, 14. Расположение вентиляторов на сурамских электровозах ВВС.

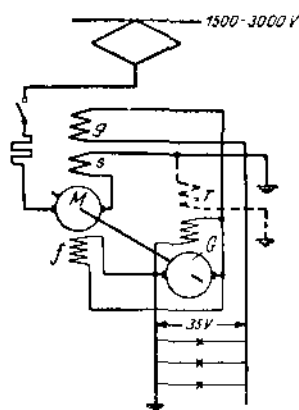
Американская практика применяет для короткого замыкания ступенчатого сопротивления особые контакторы, действие которых основано на том, что при первом пусковом токе шунтовая магнитная цепь контактора настолько сильно возбуждается, что втягивает железный сердечник, препятствующий замыканию накоротко пусковых сопротивлений, и только, когда ток упадет ниже установленного предела, сердечник перемещается под влиянием пружины и происходит замыкание накоротко пускового сопротивления (см. пусковой электромагнитный контактор ГЕС фиг. III, 88).

50. Мотор-генераторы

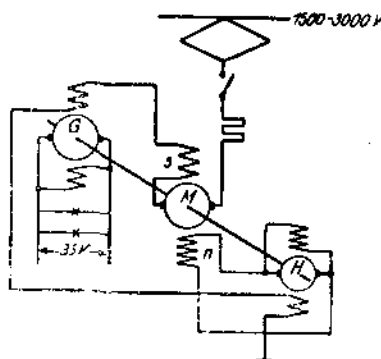
Электровозные мотор-генераторы состоят из двигателя последовательного возбуждения ввиду затруднений в выполнении обмоток шунтового возбуждения на высокое напряжение. Генератор же устроивается с шунтовой обмоткой. Так как скорость двигателя последовательного возбуждения зависит от развиваемой мощности,

то, для того чтобы обеспечить постоянное напряжение на стороне генератора независимо от нагрузки, приходится к последовательной обмотке s двигателя добавлять обмотку f , питаемую низковольтным генератором G , как показано на фиг. IV,15. Таким образом запуск двигателя происходит под влиянием последовательной обмотки s и по мере возрастания скорости, а следовательно, и напряжения низковольтного генератора, преобладающее влияние начинает оказывать обмотка f . С увеличением нагрузки генератора, однако, благодаря увеличению тока в обмотке s неизбежно начала бы падать скорость двигателя, а следовательно, и стало бы падать напряжение низковольтного генератора, чтобы избежать этого у двигателя, кроме упомянутых двух обмоток s и f , ставится противокомпаундная обмотка g , питаемая полным током, даваемым низковольтным генератором.

Интересно отметить, что в случае, если линия окажется без напряжения или если пантограф отойдет от контактного провода, образуется короткозамкнутая цепь через тяговые двигатели и землю (путевые рельсы), однако указанная на фиг. IV,15



Фиг. IV, 15. Схема мотор-генератора.



Фиг. IV, 16. Схема-генератора.

схема препятствует появлению больших токов короткого замыкания благодаря наличию серийной обмотки возбуждения двигателя, уменьшающей поле его.

При схеме, данной на фиг. IV,15, колебания напряжения на стороне высокого напряжения частично передаются на низкое напряжение; этого можно избежать применением возбуждения от вспомогательного возбудителя, сопротивление которого совпадает с прямым участком его характеристики. На фиг. IV,16 показана эта схема, на ней: двигатель M , присоединяемый к контактной сети; на одном валу с ним сидит генератор G и H — вспомогательная машина для возбуждения двигателя M . Путем соответствующего подбора обмоток возбуждения n и s можно достигнуть того, что с увеличением числа оборотов двигателя будет иметь место быстрое повышение поля его, и обратно, так что скорость будет держаться практически постоянной независимо от нагрузки преобразователя или напряжения в контактной сети.

При необходимости иметь, кроме того, генератор для возбуждения тяговых двигателей при рекуперации таковой приводится во вращение от того же самого двигателя, что и низковольтный генератор для получения тока управления и освещения.

Параллельно с низковольтным генератором для цепи управления и освещения устанавливается аккумуляторная батарея, которая рассчитывается обычно на двухчасовую отдачу энергии для управления. Регулирование напряжения производится автоматическими регуляторами.

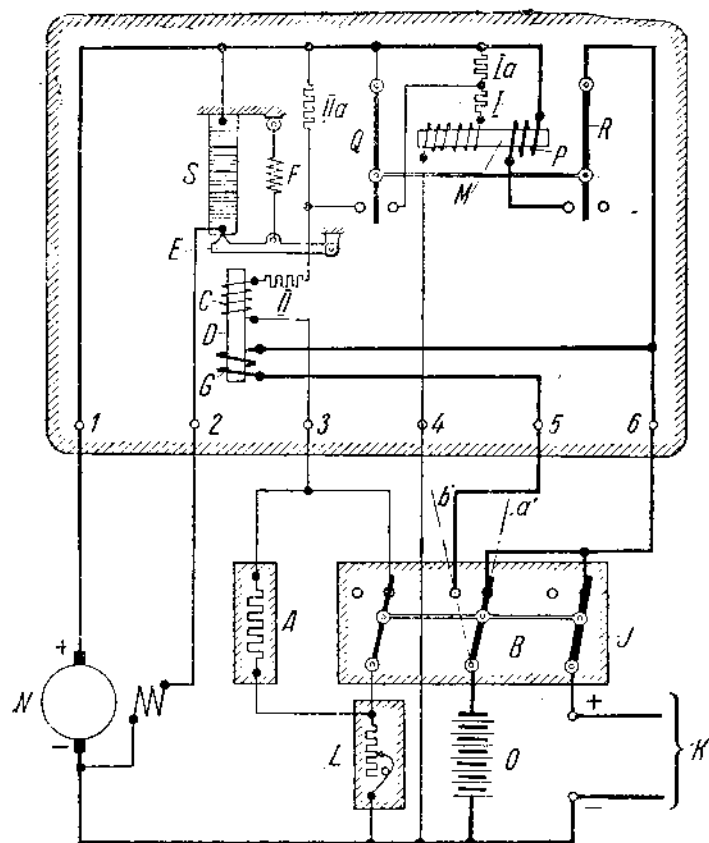
Регулятор Пинча. К этому типу регуляторов относится регулятор Пинча, установленный на первых сурамских электровозах Сс, и устанавливаемые в настоящее время на электровозах регуляторы системы Метро-Виккерс. На фиг. IV,17 изображена схематически установка регулятора Пинча на сурамском электровозе.

Регулирование напряжения основано на изменении сопротивления столба из отдельных угольных шайб при изменении давления на эти шайбы. Угольный столб S сжимается при помощи пружины F . Изменение давления производится магнитом, питаемым от цепи возбуждения генератора, напряжение которого должно поддерживаться постоянным. Изменение напряжения вызывает изменение сопротивления угольного столба.

Вся установка для регулирования напряжения генератора состоит из собственно регулятора напряжения S , автоматического магнитного выключателя M и трехполюсного переключателя B .

Регулятор поддерживает постоянное напряжение в 50 В, однако, чтобы это напряжение можно было в зависимости от падения напряжения в сети поднять до 54 В, последовательно с катушкой C включается сопротивление L .

Нормально аккумуляторная батарея подключается при зарядке к цепи напряжением 50 В, напряжение ее 22 элементов в этом случае равно $22 \cdot 2,37 \approx 50$ В. Для искусственного поднятия напряжения на 8—9 В для усиленной подзарядки с целью уничтожения сульфатации предусмотрена возможность включения в цепь

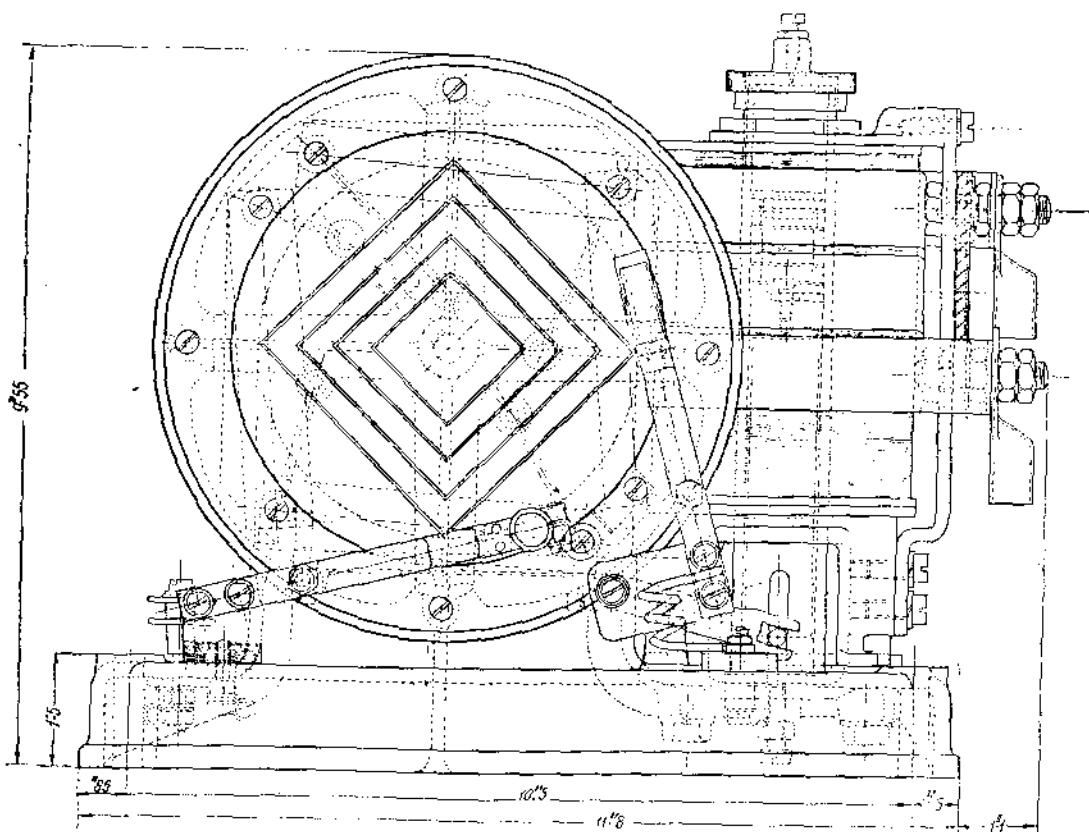
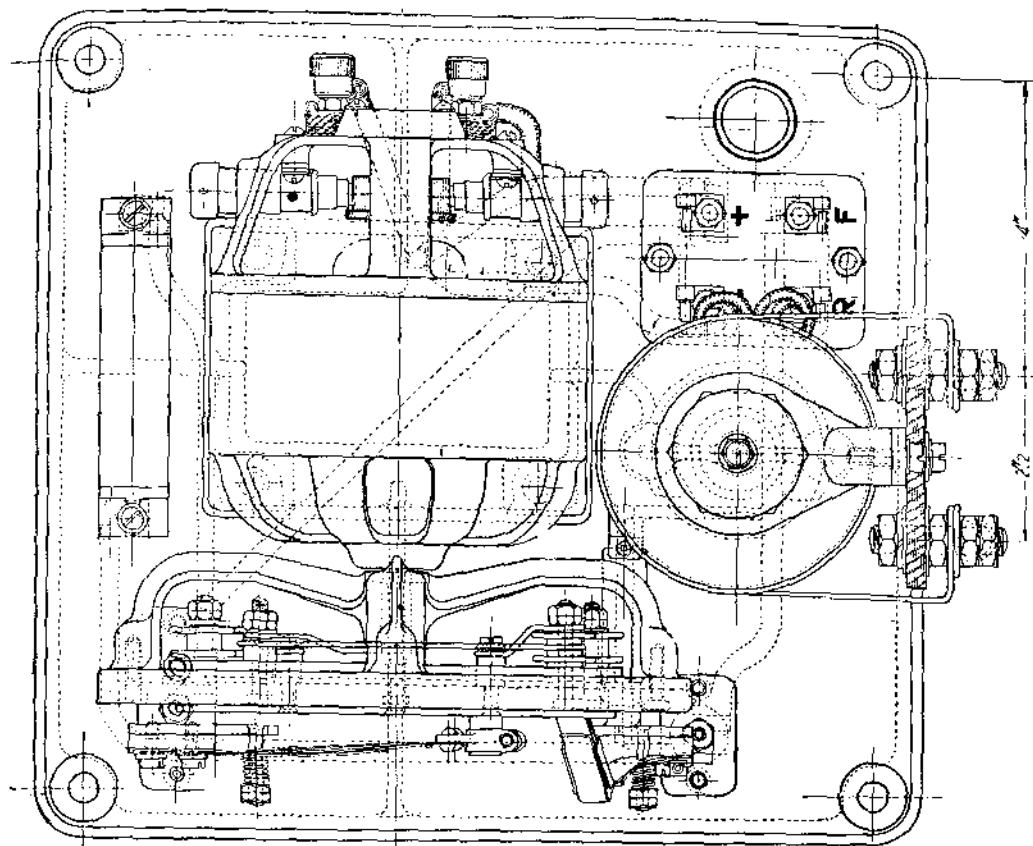


Фиг. IV, 17. Схема регулятора Пинча.

магнитной катушки C добавочного сопротивления A при помощи трехполюсного переключателя B , который в своем правом положении (нормальном) замыкает накоротко сопротивление A . При этом батарея O и световая цепь K связаны с генератором через магнитный выключатель M . Если необходимо поднять напряжение, то перебрасывают рубильники B в левое положение. Дополнительное сопротивление A оказывается включенным в цепь и напряжение генератора поднимается на 8 В, одновременно происходит отключение цепи K , чтобы предотвратить порчу лампочек повышенным напряжением. Зарядный ток к батарее протекает через серию обмотку G регулятора, последняя действует в том же направлении, что и катушка C , и служит для снижения напряжения с увеличением тока и защищает, таким образом, батарею от чрезмерно большого тока, если она оказалась переразряженной.

Усиленная подзарядка батареи с повышенным напряжением должна производиться регулярно каждые две недели. Сульфатация батареи обнаруживается цветом ее положительных пластин, которые вместо нормально темнокоричневого цвета имеют светлорыжий с красноватым оттенком цвет, а также по чрезмерно пониженной плотности электролита.

Приключение генератора к осветительной цепи и к батарее происходит автоматически, раз только имеется достаточное напряжение генератора, при помощи магнитного выключателя M . Для отключения генератора в случае обратного тока при



понижении напряжения служит катушка p , питаемая током генератора, работающего на сеть. Кроме основных контактов R выключатель M снабжен вспомогательным контактным рычагом Q .

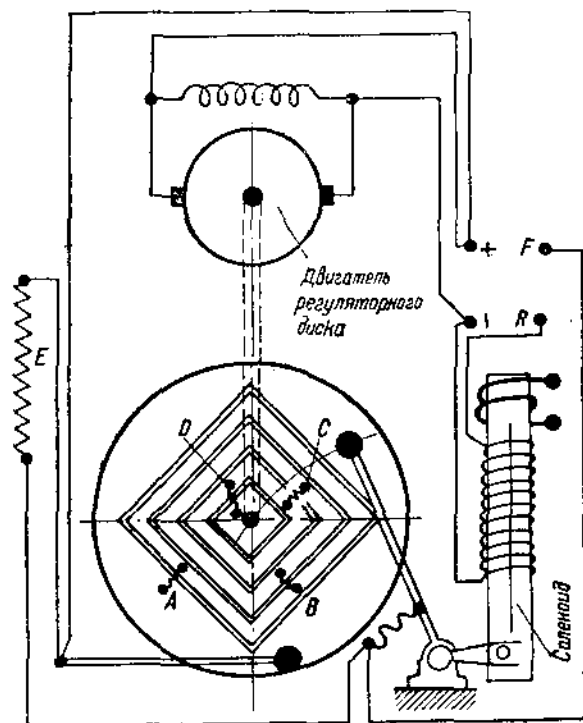
В выключенном положении автомата M этот рычаг замыкает накоротко сопротивление Ia индуктивной катушки магнитного выключателя и включает его в цепь при втягивании магнитом сердечника, благодаря чему магнит в последнем случае оказывается настолько слабо возбужденным, что достаточен небольшой ток обратного направления в катушке p , чтобы автомат отключил генератор.

Сопротивления I и II служат для компенсирования изменения сопротивления катушек при нагревании их, для чего эти сопротивления выполняются из констан-

тана или аналогичного материала, имеющего малый температурный коэффициент. Это сопротивление должно быть велико по сравнению с сопротивлением катушки.

Помимо того при замкнутом автомате рычаг Q замыкает сопротивление IIa , включенное последовательно с катушкой C . Это сопротивление поддерживает напряжение на несколько вольт выше отрегулированного до тех пор, пока автомат не замкнут, с тем, чтобы обеспечить поднятие несколько напряжения при включении его против напряжения, отрегулированного для функционирования автомата.

Регулятор напряжения Метро-Виккерс. Регулятор этого типа состоит из вращающегося от отдельного электродвигателя (фиг. IV, 18) диска, содержащего четыре изолированных друг от друга квадратной формы диска, соединенные с сопротивлениями в цепи шунтовой обмотки полюсов генератора, у которого регулируется напряже-



Фиг. IV, 19.

ние. По диску скользят две щетки, одна неподвижная, другая подвижная, последняя связана с соленоидом, обмотки которого последовательно соединены с регулируемым сопротивлением в 20Ω для калибровки регулятора напряжения.

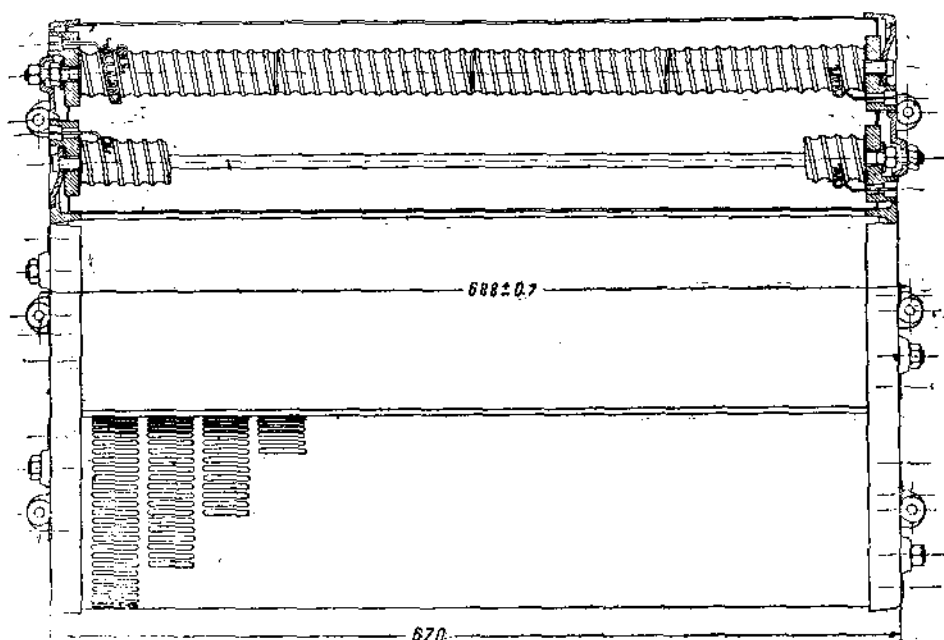
На фиг. IV, 19 дана схема питания двигателя, вращающего диск регулятора и питания соленоида. Соленоид имеет обмотку, приключаемую к зажимам генератора, и как только напряжение последнего поднимается, сердечник вытягивается и подвижная щетка перемещается к центру диска, вводя добавочное сопротивление в обмотку возбуждения генератора. Квадратная форма дисков при вращении дает плавно меняющуюся при перемещении подвижного контакта среднюю величину сопротивления.

§ 51. Нагревательные приборы

Нагревательные приборы отопления включаются либо в цепь низкого напряжения, либо непосредственно к контактной сети, в последнем случае число последовательно включенных приборов определяется допустимым напряжением на зажимах каждого аппарата.

При питании отопления от контактной сети напряжением 3000 В на железной дороге Ch. — M. — St.-Paul включается последовательно по 10 приборов.

Нагревательный элемент состоит из фарфорового цилиндра, на который наматывается хромоникелевая проволока. Готовый элемент помещается в ящик из перфорированного листового железа, причем этот кожух должен быть непременно заземлен, а нагревательная проволока должна быть снабжена двойной изоляцией по отношению



Фиг. IV, 20. Электровозная печь итальянских железных дорог.

к кожуху, что достигается тем, что фарфоровый цилиндр своим металлическим стержнем прикрепляется к кожуху также на изоляторах.

На фиг. IV, 20 показан нагревательный прибор нормального типа итальянских железных дорог.

Он состоит из шести спиралей, соединенных в три параллельных группы, из двух последовательно включенных спиралей (фиг. IV, 21). Длина каждой спирали составляет 23—24 м. Материал спирали — проволока из никелевого сплава диаметром 1,5 мм.

Удельное сопротивление никелевого сплава $0,70 \Omega$ на 1 м проволоки сечением 1 мм^2 .

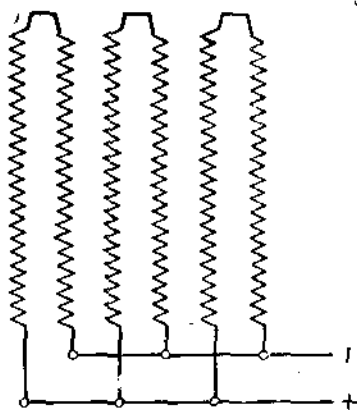
Следует отметить, что только опыт может указать на действительную потребность в мощности отопительных приборов в различных климатических условиях.

Здесь можно лишь указать на крайние пределы мощности отопительных приборов в различных климатических условиях.

На мексиканских электровозах предусмотрены печи мощностью 1,5 kW; с другой стороны, на электровозах Ch.—M.—St.-Paul мощность отопительных приборов достигает 6,2 kW на кабину, не считая 1,5 kW у ног машиниста.

При этом в первом случае кабины управления не имеют никакой обшивки, а во втором — отеплены и крыша и стены кабины.

По примеру американских железных дорог на сурамских электровозах в каждой кабине установлены печи мощностью 5 kW при одновременном устройстве тепловой изоляции стен и покрытия деревом пола.



Фиг. IV, 21. Схема печи фиг. 20.

52. Схемы вспомогательного оборудования

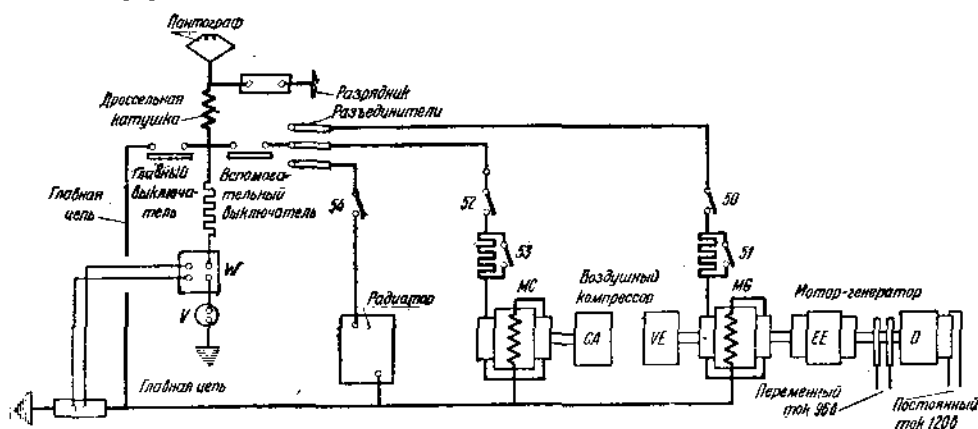
Схема вспомогательного оборудования зависит от принятого способа питания вспомогательных машин, а именно непосредственно напряжением контактного провода или пониженным напряжением (питание от мотор-генератора).

а) Питание от высокого напряжения. Фирма GEC предусматривает отдельную самостоятельную цепь (шины) для вспомогательных машин со своим максимальным выключателем.

На фиг. IV, 22 показана выполненная по этому принципу схема электровозов железной дороги Ch. — M. — St-Paul серии 10 100 — 10 200.

От выключателя посредством треншалтеров производится питание мотор-генератора *MG* с вентилятором *VE*, питания двигателя *MC*, воздушного компрессора *CA* и электрическое отопление самого электровоза (отопление поездов производится от парового котла).

Благодаря наличию треншалтеров можно отключить любую из параллельных цепей, не прерывая питания остальных.



Фиг. IV, 22. Железная дорога Ch. — M. — St-Paul.

Схема вспомогательной аппаратуры электровозов 10 100 — 10 200; *D* — генератор для питания цепей управления; *EE* — двойной генератор рекуперации освещения; *MG* — мотор в 3 000 V мотор-генератора; *VE* — вентилятор тяговых моторов; *CA* — воздушный компрессор; *MC* — мотор на 3 000 V компрессора; *V* — вольтметр; *W* — ваттметр; 50, 51, 52, 53, 54 — контакторы вспомогательных цепей.

Мотор-генератор состоит из двигателя постоянного тока 3 000 V с двумя последовательно соединенными коллекторами с каждой стороны якоря, напряжение на каждом коллекторе 1 500 V. В цепи питания двигателя имеется рубильник 50 (фиг. IV, 22), а также аппаратура для автоматического пуска двигателя, состоящая из реостата, контактора 51, замыкающего накоротко реостат, как только величина тока упала до определенной величины¹.

На одном валу с двигателем насажен генератор *EE* для возбуждения тяговых двигателей при рекуперации и для освещения и динамо напряжения 120 V для питания цепи управления. Напряжение последней динамо поддерживается постоянным особым регулятором, располагаемым на особой панели. Регулирование производится от главного реле, которое в зависимости от изменений напряжения на клеммах динамо *D* вызывает работу трех остальных реле, последние выключают или включают секции реостатов в шунтовой обмотке полюсов динамо, поддерживая таким образом напряжение около 120 V. Помимо того регулятор снабжен реле перенапряжения, выключающим динамо *D*, как только напряжения на клеммах последней благодаря неисправной работе ранее описанных реле превысит 150 V. Эта динамо помимо того имеет кольца для получения переменного тока 96 V для освещения буферных фонарей.

Кроме того, на валу этого же агрегата располагается вентилятор *VE*, подающий

¹ См. „Gen. El. Review“, ноябрь 1916, стр. 948 и далее.

воздух в воздухопровод, проходящий вдоль электровоза посредине для охлаждения тяговых двигателей.

Компрессор вращается двигателем постоянного тока 3 000 V также двухколлекторным напряжением по 1 500 V на коллекторе. Пуск в ход и остановка компрессора производится автоматически от особого регулятора давления, который управляет контактором 52 питания двигателя. Вблизи контактора располагается пусковой реостат, включение которого совершенно аналогично ранее описанному у мотор-генератора.

Нагревательные приборы отопления электровоза состоят из десяти секций, из которых девять соединены между собой последовательно и приключены к 3 000 V, а десятое — параллельно с девятым. Последовательно же с десятым сопротивлением включен двигатель маленького вентилятора, подающего воздух через трубки радиатора в кабину управления. Нагревательные приборы рассчитаны таким образом, что не разрушаются в случае остановки вентилятора. Присоединение нагревательного прибора к цепи 3 000 V производится от руки.

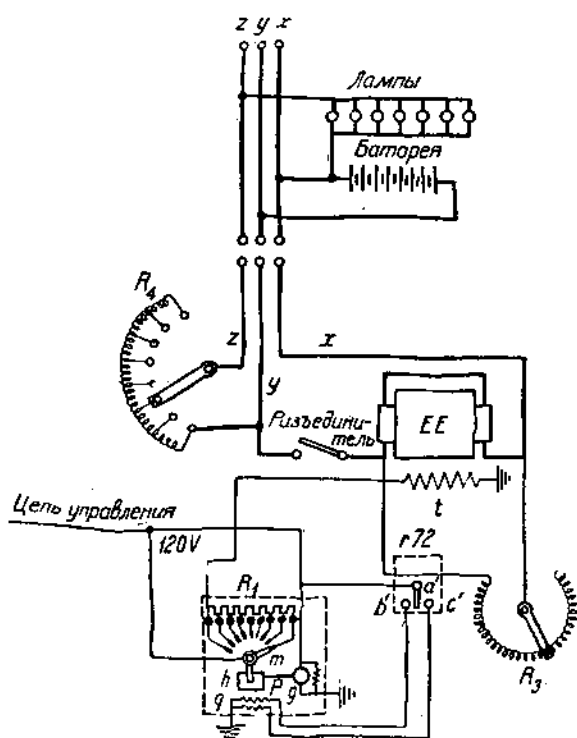
Освещение поездов, как указано было выше, производится от мотор-генератора в том случае, если он не работает на рекуперацию, в противном случае от аккумуляторов. При освещении от мотор-генератора напряжение последнего поддерживается постоянным при помощи реле $r72$, воздействующего на рукоятку реостата R_1 .

Для освещения имеется три провода x , y и z (фиг. IV, 23). Аккумуляторные батареи вагонов включены между проводами x и y , а лампочки приключены между проводами z и x . Провода x и y приключены к борнам динамо EE , а провод z приключен к y через реостат R_4 ; при помощи этого реостата поддерживается напряжение в 62—66 V для лампочек, а при помощи реостата R_3 напряжение на борнах динамо на 75—78 V для зарядки аккумуляторных батарей.

На фиг. III, 38 и 39 даны также схемы вспомогательного оборудования электровозов ВЛ и ПБ. Вся цепь присоединяется к пантографу самостоятельно и не защищается быстродействующим выключателем; как правило, это делается с той целью, чтобы при коротких замыканиях во вспомогательной цепи не отключался быстродействующий выключатель, что нежелательно, особенно при рекуперации.

Все машины присоединяются к сети 3 000 V через свои предохранители, причем каждый мотор-компрессор имеет на коллекторе 3 000 V, а оба вентилятора, будучи соединены последовательно, мотор 3 000 V.

Пусковые панели мотор-компрессоров и мотор-вентиляторов выключают электромагнитные контакторы и пусковые сопротивления замыкающиеся накоротко по отношению устанавливаемого тока.

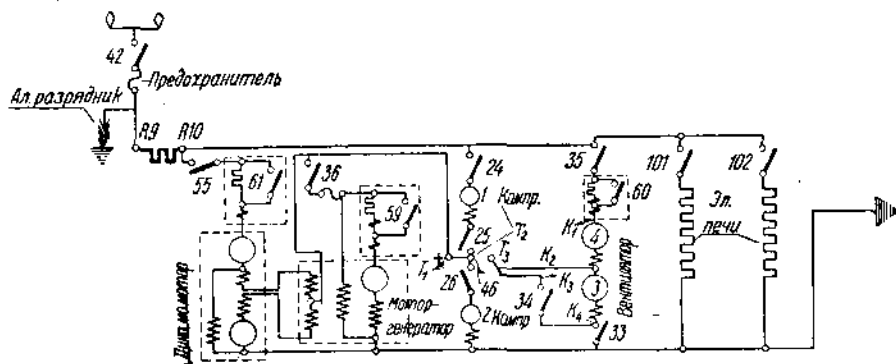


Фиг. IV, 23. Железная дорога Ch. — M. — st.-Paul.

Электровоз 10 100: схема цепи питания освещения; EE — двойной генератор рекуперации освещения; R_1 — автоматический реостат в цепи независимого возбуждения t генератора EE ; R_3 — реостат для регулирования напряжения в цепи освещения и зарядки аккумуляторной батареи; R_4 — реостат для регулирования напряжения у лампы нагонного освещения; $r72$ — регулирующее реле (реле напряжения); A — передаточный механизм для перемещения в том или другом направлении посредством мотора d рукоятки m реостата R_1 ; pg — обмотка, приводящая в зацепление передаточный механизм A для перемещения рукоятки реостата в обоих направлениях; t — обмотка независимого возбуждения двойного генератора EE ; xy — осветительная проводка.

На фиг. IV,24 дана схема соединения вспомогательных машин сурамского электровоза Сс. Особенностью этой схемы является питание их через среднюю точку динамотора. Питание динамотора производится через контактор 55 и пусковую панель 61. Между средней точкой динамотора и землей включен мотор-генератор через контактор 36 с пусковой панелью 59.

Средняя точка динамотора соединена с обоими компрессорами, и кроме того, с вентиляторами, так что питание их происходит в сети 1500 V. Однако, когда отсутствует напряжение 1500 V (динамотор не работает), мотор-компрессоры, а также мотор-вентиляторы включаются последовательно (по две машины) на напряжение 3000 V, а переключатель 46 отключает среднюю точку динамотора и включает проводник, соединяющий средние точки мотор-компрессоров и мотор-вентиляторов, способствуя тем самым более равномерному распределению напряжения между отдельными машинами. Переключение производится вручную при отсутствии напряжения в цепи.



Фиг. IV, 24. Схема вспомогательных машин сурамского электровоза.

Если в случае неисправности одного из вентиляторов необходимо иметь работу одного вентилятора, например, № 4 при отключенном вентиляторе № 3 следует отсоединить K_2 от T_3 и K_4 от контактора 33 и соединить K_2 с T_1 .

Если необходимо работать с одним вентилятором № 3 при отключенном вентиляторе № 4, отсоединяют K_1 от пусковой панели 60, а K_2 от T_3 , соединяя K_2 с T_1 .

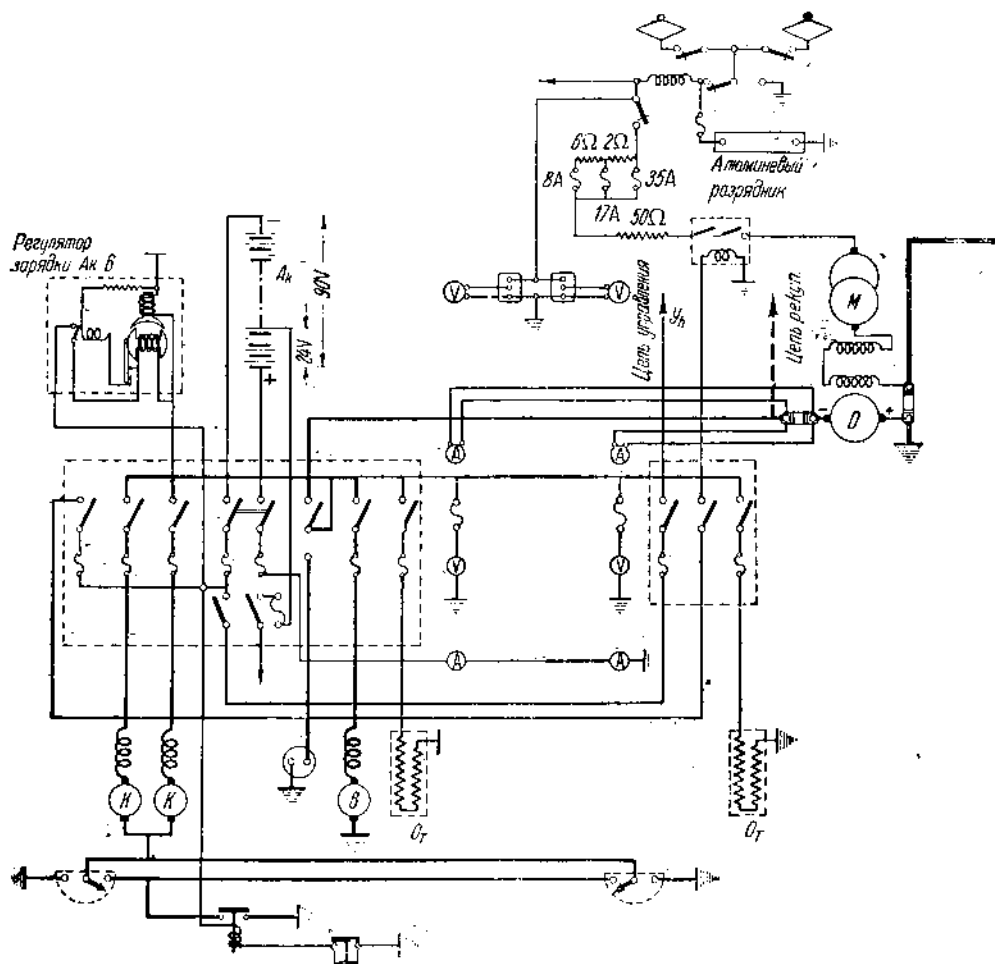
б) Питание от пониженного напряжения. На фиг. IV,25 показана схема вспомогательного оборудования электровоза линии Беневенто-Фоджия итальянских железных дорог с питанием от пониженного напряжения. От низковольтного мотор-генератора *MD* питаются два компрессора *K*, вентилятор *B*, отопление кабин *От*, возбуждение моторов при рекуперации; параллельно работает аккумуляторная батарея *Ак* общим напряжением 90 V, от которой питается цепь управления. Для освещения напряжением 24 V пользуются частью элементов.

При проектировании вспомогательного оборудования для электровозов 10 300 — 10 309 заводом Вестингауз был установлен мотор-генератор, состоящий из двухполюсного двигателя *B* с двумя коллекторами по 1500 V напряжения на каждом коллекторе и из четырехполюсной динамо *C* постоянного тока 85 V (фиг. IV,26), все остальные двигатели приключаются уже к сети постоянного тока напряжением 85 V, питаемой либо от динамо *C*, либо от аккумуляторной батареи *M* емкостью 300 Ah, заряжаемой от динамо *C*.

Двигатель *B* группы мотор-генератора имеет независимое возбуждение от аккумуляторной батареи и последовательное возбуждение. Независимое возбуждение предусмотрено с целью предупредить разгон двигателя при снятии погрузки, а последовательное возбуждение необходимо вследствие значительных колебаний напряжения контактной сети (3600 — 2000 V). Динамо постоянного тока *C* имеет параллельное возбуждение и имеет, кроме того, кольца для переменного тока, служащего для освещения посредством промежуточного трансформатора передних сигнальных фонарей.

Напряжение постоянного тока динамо C регулируется при помощи автоматического регулятора следующим образом; в цепь параллельного возбуждения включен реостат R ; перестановка его производится от отдельного двигателя, пуск последнего в ту или иную сторону вращения производится от реле напряжения, включаемого на борнах динамо C .

Пуск мотор-генератора производится со стороны динамо C , работающего как двигатель от аккумуляторной батареи. Рядом располагается маленький контроллер, в первом положении его замыкается контактор T_1 и сопротивление T включается в



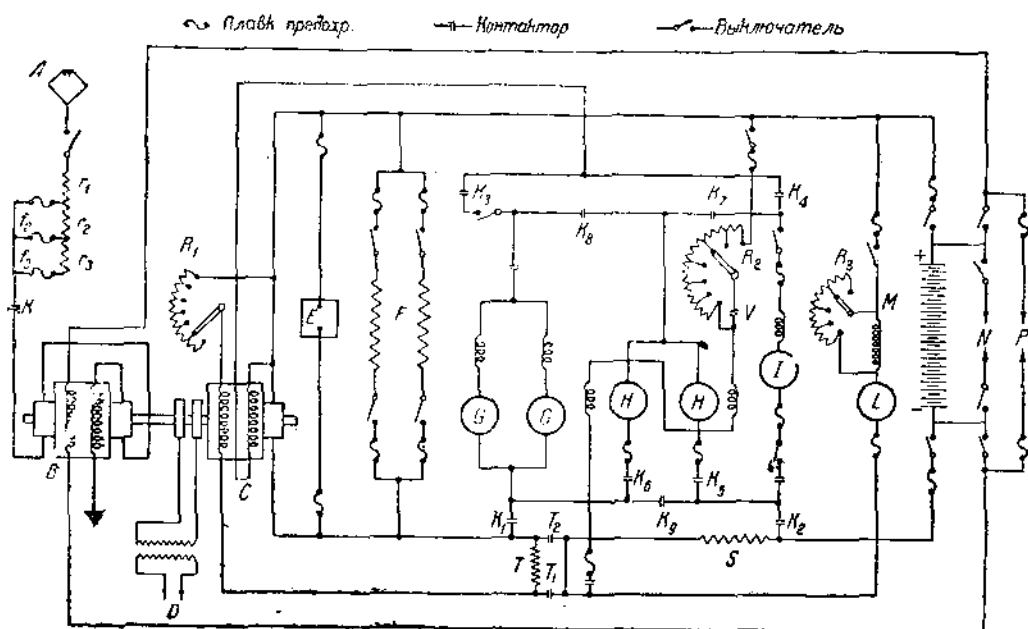
Фиг. IV, 25. Схема вспомогательной цепи электровоза итальянских ж. д.

цепь, при втором положении это сопротивление выключается благодаря замыканию контактора T_3 и скорость мотор-генератора достигает $\frac{2}{3}$ нормальной, при следующем перемещении контроллера замыкается контактор K и двигатель приключается к сети 3 000 V. Замыкание контактора K вызывает одновременно замыкание цепи управления, в которую включены два реле, одно из них поддерживает все время замкнутым контактор K , а другое — контакторы T_1 и T_2 , после этого рукоятка пускового контроллера может быть переведена в первоначальное положение. Для остановки мотор-генератора достаточно разомкнуть цепь обоих реле, что вызовет размыкание контакторов K , T_1 и T_2 и отключение мотор-генератора от цепи 3 000 V, и от аккумуляторной батареи.

Двигатель B защищен от перегрузки и короткого замыкания при помощи сопротивления r постоянно включенного последовательно в цепь, и при помощи

трех предохранителей $f_1 f_2 f_3$ для тока 33, 18 и 12 А. Два предохранителя включают в цепь сопротивление в 2,5 и 6,5 Ω , а третий уже размыкает цепь при пониженной таким образом величине тока. Для охлаждения мотор-генератора имеется вентилятор, помещенный между двигателем и генератором, воздух засасывается с обеих сторон агрегата и выталкивается наружу через отверстие, расположенное посредине общего каркаса.

К цепи напряжением 85 В приключаются все двигатели вспомогательного оборудования: двигатели GG главных вентиляторов, двигатели I воздушного компрессора и маленький двигатель L вентилятора для парового котла отопления.



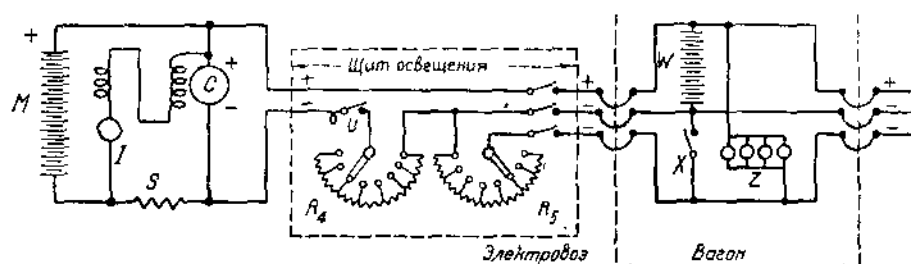
Фиг. IV, 26. Железная дорога Ch. — M. — st.-Paul.

Схема вспомогательных цепей электровозов 10 300: A — плавотраф; B — мотор на 300 В мотор-генераторного агрегата; C — генератор мотор-генератора; D — цепь переменного тока, питающая передний и задний фонари и освещение в кабине электровоза; E — шит вагонной осветительной цепи; F — печь отопления под сиденьем машиниста на каждом весту управления; GG — моторы главных вентиляторов; HH — генераторы на тележках; I — мотор воздушного компрессора; K — контактор мотор-генераторного агрегата; K_1, K_2 — контакторы коммутаторов вспомогательных цепей (контакты от K_1 до K_4 выключены при нормальном ходе и выключены во время остановки и хода с рекуперацией; контакты от K_5 до K_9 включены при нормальном ходе и выключены во время остановки и хода с рекуперацией); L — мотор-вентилятор для котла парового отопления поезда; M — аккумуляторная батарея; N — цепь тока, питающего лампы накаливания в кабине электровоза; P — цепь управления; R_1 — автоматический реостат C мотор-генераторного агрегата; R_2 — автоматический реостат генераторов HH ; R_3 — регулирующий реостат мотора L вентилятора котла отопления; S — сопротивление; T — пусковые реостаты мотор-генератора, заставляющие работать генератор C как мотор с помощью батареи M ; T_1, T_2 — пусковые контакторы мотор-генератора; V — выключатель, действие которого вызывается посредством реле напряжения при ходе с рекуперацией; f_1, f_2, f_3 — предохранители мотора мотор-генераторов; r_1, r_2, r_3 — защитные сопротивления мотора мотор-генераторов.

Помимо того к цепи напряжением в 85—90 В приключены управление, освещение, независимое возбуждение двигателя B и возбуждение динамомашин HH , приводимых в движение от бегунков. Динамомашины HH служат для возбуждения тяговых двигателей при рекуперации, однако при нормальной работе электровозов под током они питают двигатели GG и I . В этом случае напряжение на борнах машин HH поддерживается постоянным в 90 В автоматическим регулятором с реостатом R_3 , подобно тому как у генераторов C . С понижением скорости за 16 км напряжение на борнах динамо HH падает до 60 В и особым коммутатором двигателя GG и I приключаются в цепь группы мотор-генератора и аккумуляторной батареи. Коммутатор состоит из двух кулачковых валов, замыкающих и размыкающих девять контакторов $K_1—K_9$ (фиг. IV, 26), дающих необходимые переключения. Вращение гребенчатых валов производится от поршня, работающего сжатым воздухом. Электромагнитный клапан связан с реле напряжения, включаемым на борнах

Динамо *НН*. Само собой разумеется, на стоянке при разгоне поезда, а также во время рекуперации двигатели *GG* и *I* должны быть включены в цепь мотор-генератора и аккумуляторной батареи. При переводе рукоятки контроллера на рекуперацию одновременно производится и указанное переключение двигателя *GG* и *I*. Благодаря тому что цепь управления все время соединена с аккумуляторной батареей, ток управления не зависит от работы мотор-генератора и от положения пантографа.

Сеть освещения дана на фиг. IV, 27 и имеет три основных провода, из которых один присоединен к положительному полюсу динамо *C*, а два остальных соединены с отрицательным при помощи выключателя *U* и реостата *R₄*, служащего для регулирования напряжения при зарядке аккумуляторных батарей *W*, расположенных под вагонами. Один из отрицательных проводников присоединяется непосредственно к батареям, а другой, соединенный с лампами *Z*, имеет реостат *R₅*, устанавливаем



Фиг. IV, 27. Железная дорога Ch.—M.—st-Paul. Электровозы серии 10300; схема цепи освещения вагонов.

C — генератор мотор-генератора; *I* — мотор воздушного компрессора; *M* — батарея аккумуляторов; *S* — балластное сопротивление; *R₄* — реостат для регулирования разрядки батарей аккумуляторов, находящихся под вагонами; *U* — выключатель осветительной цепи поезда; *W* — батареи аккумуляторов вагона; *X* — выключатель для вагонного освещения своей собственной батареей аккумуляторов, когда осветительная цепь не питается от электровоза; *Z* — вагонные лампы

мый в зависимости от числа вагонов в поезде. Особое небольшое по величине сопротивление (ballast resistor) включается в отрицательный провод между динамо *C* и аккумуляторной батареей *M* и служит для смягчения колебания напряжений в осветительной сети при пуске в ход и выключении двигателя *I*. Помимо того, чтобы компенсировать падение напряжения динамо *C* при пуске двигателя *I*, динамо имеет особую обмотку возбуждения, включенную последовательно в цепь питания двигателя *I* (фиг. IV, 26 и IV, 27).

53. Схема управления вспомогательными машинами

В качестве примера рассмотрим схему управления вспомогательными машинами сурамских электровозов (фиг. IV, 28).

Питающие цепь управления генератор или аккумуляторная батарея приключаются параллельно к цепи управления вспомогательных машин рубильником „Выключатель служебного тока“, замыканием которого подводится ток управления к контактам кнопочного управления, а именно к кнопкам: „пантографы“, „вспомогательная машина“, „быстродействующий автомат“, а также к электропечам, к освещению кабины и к щитку аккумуляторной батареи.

1. Управление пантографами. Для того чтобы поднять передний или задний пантограф, должна быть нажата общая кнопка „пантограф“, а затем соответствующая кнопка в кабине машиниста (кнопка *П₁* или *П₂*), однако помимо того цепь управления пантографами прерывается у кнопок *П₁* и *П₂*, расположенных в коридоре. Эти кнопки предусмотрены для двойной тяги. Ток управления по проводам 57 А или 58 А направляется в вентили „пантограф № 1“ или „пантограф № 2“.

2. Пуск вспомогательных машин. Пуск вспомогательных машин может быть произведен после замыкания силовой цепи этих машин основным рубиль-

Контактор 40 снабжен блокировочными контактами 40 в цепи управления вспомогательных машин, которые при замыкании контактора 40 замыкают цепи 52-52А, 56С-56D (в цепи вентилятора умеренной скорости и в цепи компрессора № 1).

Вентиляторы. На схеме фиг. IV, 28 показана цепь управления вентиляторами, когда последние включены последовательно на 3 000 В. При нажатии кнопки B_B (вентилятор, высокая скорость) ток проходит через катушку контактора 33, последний, однако, при замыкании своими блокирующими контактами замыкает цепь 53-52 В и заставляет ток управления одновременно пройти через катушку контактора 35. Благодаря замыканию обоих контакторов оба вентилятора оказываются присоединенными к сети 3 000 В через пусковые сопротивления, которые автоматически замыкаются накоротко электромагнитным контактором 32, как только вентиляторы разовьют нормальную скорость (см. схему фиг. IV, 24).

Одновременно ток управления проходит через блокирующий контакт 42 основного рубильника. Кроме того, на схеме предусмотрено включение вентиляторов на низком (половинном) напряжении, т. е. с пониженной скоростью. Для соответствующего приключения вентиляторов установлена кнопка B_B , при нажатии ее ток управления по проводу 52 проходит через катушку контактора 34, последний, замыкаясь, своими блокирующими контактами 34, замыкает цепь 52А-52В и заставляет ток управления пройти и замкнуть контактор 35, и оба вентилятора таким образом приключаются к напряжению 1 500 В. Обе кнопки B_B и B_H должны быть механически заблокированы между собой так, чтобы невозможно было одновременное нажатие их.

В обоих случаях при замыкании контактора 35 ток управления проходит через блокирующий контакт 42, т. е. если основной рубильник 42 питания вспомогательных машин не замкнут, то нельзя к сети приключить ни вентилятор, ни динамотор, ни компрессор.

Пуск мотора компрессора. На схеме фиг. IV, 28 показано управление мотор-компрессорами, когда они присоединяются к цепи 3 000 В последовательно, но при порче одного из них другой может быть приключен при помощи переключателя 27 к средней точке динамотора, а при порче его — к средней точке вентиляторов.

Переключатель 27 снабжен двумя блокировочными контактами: когда он замыкает цепь динамотора со средней точкой мотор компрессора, то один блокировочный контакт последнего замыкает провод 54С с землей.

Когда же переключатель соединяет среднюю точку мотор-компрессоров со средней точкой двигателей-вентиляторов, то упомянутый блокировочный контакт размыкается и замыкается второй блокировочный контакт, который соединяет уже провода 54D, а также 55 А с 56А. Эта двойная блокировка необходима затем, чтобы мотор-компрессоры не были включены в сети, прежде чем их средняя точка не будет присоединена или к динамотору или к средней точке вентиляторов.

При нажатии кнопки K_1 ток управления пойдет через регулятор давления, далее через обмотку катушки контакторов 24 и 25 при условии, что блокирующие контакты 40 и 42 замкнуты, т. е. цепь питания вспомогательных машин соединена с контактным проводом.

Контакторы 24 и 25 присоединяют компрессор №1 к пониженному напряжению при условии, однако, если замкнут блокировочный контактор 27 переключателя.

Точно также при нажатии кнопки K_2 замыкается контактор 26 и приключается второй компрессор.

При повреждении динамотора процедура включения мотор-компрессоров будет следующая: при нажатии кнопки K_1 ток управления пойдет через регулятор давления по проводу 56А, через обмотки катушек контакторов 24 и 25, далее по проводу 56С блокировочные контакты 33, 27 и 42, так как блокировочный контакт 33 замкнут только, когда вентиляторы включены на полное напряжение, а блокировочный контакт 27 только при соединении средней точки мотор-компрессора со средней точкой мотор-вентиляторов, то замыкание контактов 24 и 25, а следовательно, и приключение мотор-компрессора при испорченном динамоторе воз-

можно только через среднюю точку работающих на полном напряжении мотор-вентиляторов.

Однако от той же кнопки K_1 ток управления пойдет по проводу 56А, блокировочный контакт 27 через катушку контактора 26, блокировочный контактор 33, далее через блокировочные контакты 27 и 42 в землю, другими словами, замкнется одновременно и контактор 26, т. е. и второй компрессор будет присоединен последовательно с первым к полному напряжению 3 000 V.

Пуск мотор-генератора (возбудитель рекуперативного торможения). Сначала мотор-генератор подготавливается к пуску кнопкой Γ_1 (на щитке в коридоре) и пускается нажимом кнопки Γ_2 в кабине. При этом ток управления пройдет через реле поля возбуждения FR , ограничитель скорости генератора в катушку контактора 36, последний присоединит мотор-генератор к цепи питания вспомогательных машин через пусковое сопротивление, замыкающееся автоматически коротко электромагнитным контактором 54, как только пусковой ток упадет до некоторого предела.

Как только контактор 36 замкнется, одновременно замкнется и его блокировочный контакт 36, т. е. ток управления пойдет, минуя реле поля FR .

Включение быстродействующего выключателя производится нажатием кнопки $БВ$. При этом ток управления пройдет через реле перегрузки $OL\ 95$, $OL\ 96$, $OL\ 97$, реле максимального напряжения $OVR\ 53$, электромагнитную держашую катушку быстродействующего выключателя IR , контакт тормозного переключателя BZW и в землю. После нажатия второй кнопки ток управления пройдет уже через обмотку вентиля и переместит клапан вентиля, который откроет доступ сжатого воздуха в цилиндр $БВ$.

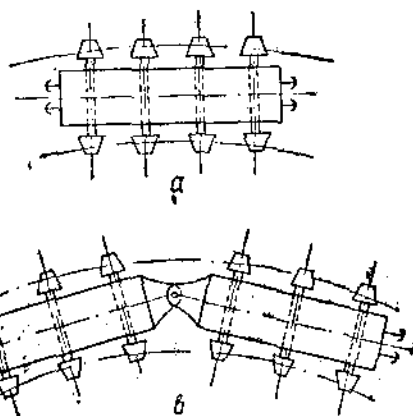
Цепь прерывается контактом реле максимального напряжения, когда напряжение в контактном проводе превысит 3 750 V.

Быстродействующий выключатель снабжен блокировочными контактами, замыкающими цепь управления, благодаря чему при выбрасывании быстродействующего выключателя разрывается цепь управления, а следовательно, и размыкаются все контакторы силовой цепи.

МЕХАНИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ ЭЛЕКТРОВОЗА

54. Конструкция рам и поверочный расчет их боковин

По своему назначению рамы бывают: а) главные, б) рамы движущих тележек и в) рамы бегунковых тележек. Первый тип рам (фиг. V, 1а) употребляется тогда, когда все движущие оси сохраняют свое параллельное положение и могут иметь только боковые перемещения. Эти рамы часто носят название рам с жестко установленными осями. Они воспринимают непосредственно вес кузова с аппаратурой и в виде более или менее равномерно расположенной по длине рамы нагрузки распределяют его между движущими осями. При большом числе движущих осей для облегчения прохождения электровозом кривых группы осей (по 2, 3 или 4 оси) устанавливаются в отдельные движущие тележки (фиг. V, 1 б), которые могут устанавливаться под углом друг к другу, и таким образом движущие оси в пределах одной тележки сохраняют неизменное параллельное положение, но устанавливаются в кривой под углом по отношению к другой группе осей. Для того чтобы одна тележка могла устанавливаться под углом к другой, нагрузка кузова передается на тележку через пятю, около которой может поворачиваться тележка, и далее уже тележечной рамой распределяется между отдельными движущими и бегунковыми осями. Нередко рамы движущих тележек называют также главными рамами. Рамы бегунковых тележек воспринимают на себя часть нагрузок главных рам или рам движущих тележек и передают ее на бегунковые оси.



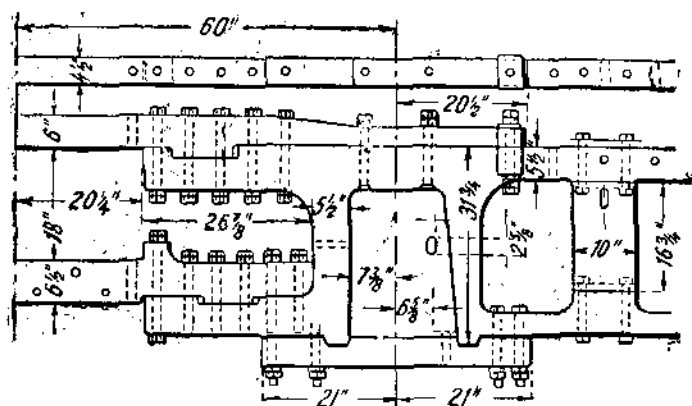
Фиг. V, 1.

Рамы бывают двух типов: внешние и внутренние, смотря по тому, располагаются ли колеса внутри рам или снаружи.

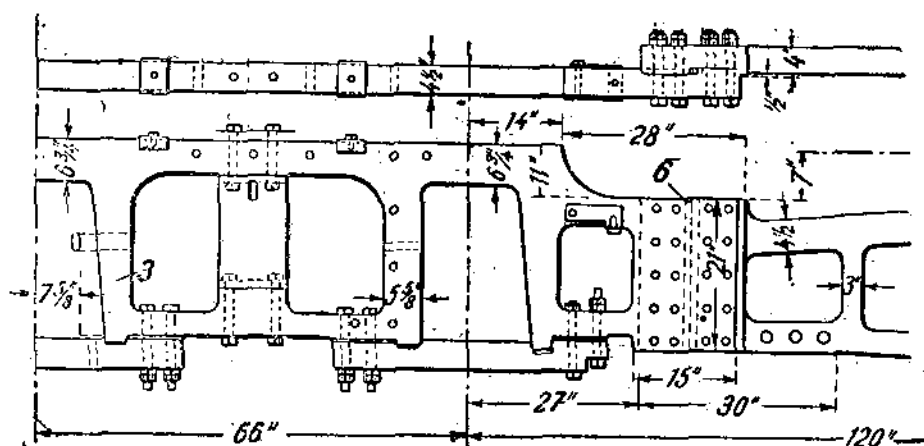
При внешних рамах труднее бывает получить достаточную жесткость междурамного скрепления. Внешние рамы получаются более тяжелыми благодаря большому весу междурамных скреплений из-за увеличенного расстояния между боковинами и усложненной конструкции поперечин, вызываемых наличием колес, стесняющих применение более простой связи между боковинами. Передний буферный брус получается более простой конструкции, так как не требуется придавать ему той жесткости, которая необходима при внутренних рамах, когда имеется большой эксцентриситет между буферами, воспринимающими нагрузку, и направлением боковин рамы, на которые передается эта нагрузка (расстояние между буферами 1782 мм, расстояние между боковинами при внешних рамах получается порядка 1900 мм в свету).

Внешние рамы устраиваются в случае применения двигателей подвесного (трамвайного) типа и при двигателях, непосредственно насаживаемых на ось, для того

чтобы оставить возможно больше свободного места между внутренними гранями колес для размещения двигателя и зубчатой передачи. При расположении двигателей над рамами и передаче усилий колесам через полую ось приходится также устраивать рамы внешнего типа, потому что при внутренних рамах пришлось бы сближать расстояние между зубчатыми колесами, насаживаемыми на полую ось, что вызывало бы уменьшение длины двигателя, т. е. уменьшение его мощности.



Фиг. V, 2.



Фиг. V, 3.

В случае применения шатунной передачи приходится выносить колеса наружу рам, т. е. устраивать внутренние рамы, так как в ином случае нельзя было бы связать колеса спарниками и шатунами.

В зависимости от конструкции рамы разделяются на: а) листовые, б) брусковые, в) цельнолитые и г) сварные.

Листовые рамы выполняются из прокатного железа толщиной 25—35 мм в зависимости от развиваемой электровозом силы тяги, его веса и т. п. Так как наибольшее напряжение рамы испытывают при подъеме электровоза и наиболее опасными в этом случае являются сечения над вырезами для помещения буксовых коробок, то высота рамных листов над буксовыми вырезами не должна быть менее 300—400 мм. Иногда листовые рамы усиливаются путем наклепки второго листа непосредственно на основные рамные листы.

Листовые рамы обрабатываются только по контуру, боковые же стороны их не обрабатываются, поэтому стоимость изготовления их минимальная и количество прокатного материала по отношению к весу готовой рамы минимальное. Однако, поскольку эти рамы представляют собой балку со сплошной стенкой, использова-

ние материала — неудовлетворительное. Кроме того, сама рама в горизонтальном направлении получается для мощных электровозов недостаточно жесткой, почему при больших мощностях локомотивов переходят на брусковые и цельнолитые рамы.

Брусковые рамы широкое применение получили в Америке, этот тип рам можно разделить на рамы: а) с боковинами из прокатных листов (цельными или составленными из отдельных частей, связанных в одно целое); б) с литыми боковинами и отдельными литыми междурамными скреплениями.

Помимо указанной выше значительной прочности и жесткости важным преимуществом брусковых рам является большая доступность к деталям, расположенным между боковинами, далее, брусковые рамы позволяют удобно располагать детали рессорного подвешивания в плоскости своих боковин.

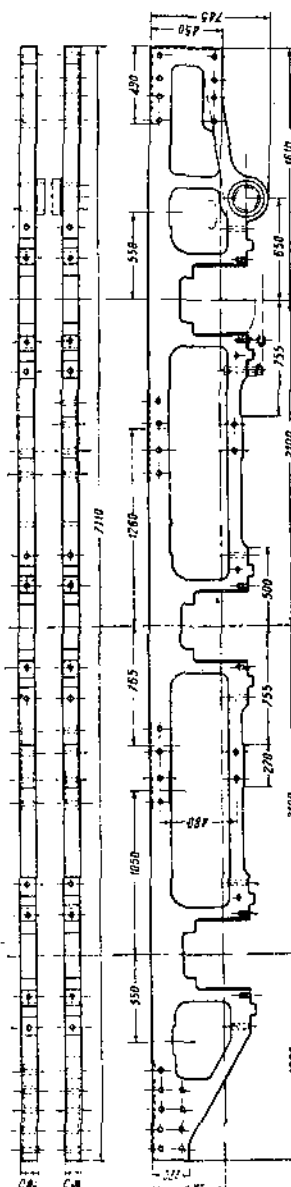
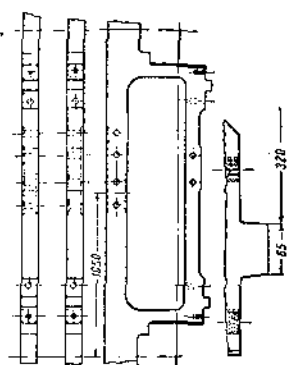
Благодаря неизбежной волнообразности при прокатке даже листов толщиной 100—150 мм, каковая достигает 5—6 мм, приходится толщину боковин брусковой рамы вчерне брать на 8—12 мм больше проектной для удаления этого слоя и получения плоских боковых поверхностей. Таким образом катаные брусковые рамы требуют более дорогой обработки всех поверхностей, однако преимущество их заключается в том, что, благодаря этой обработке все соприкасающиеся части рамы плотно прилегают друг к другу, что значительно повышает общую жесткость рамы.

На фиг. V,2 изображена брусковая рама с листовыми боковинами, составленными из нескольких частей. На этой фигуре видно сращивание верхнего и нижнего поясов в одной вертикальной плоскости. Соприкасающиеся поверхности обрабатываются выступами, и кроме того, для разгрузки болтов от работы насквозь и непосредственной передачи усилий помимо болтов наращивание поясов осуществляется замком и клиньями. На фиг. V,3 показано наращивание рамы бегунковой оси путем накладывания детали по лицевой стороне и постановки горизонтальных болтов. В этом случае место наращивания деталей делается также в замок с регулировкой клиньями. На фиг. V,4 изображена брусковая рама с катаными боковинами сурамских электровозов ГЭС.

Катаные брусковые рамы помимо более сложной обработки требуют затовочки большого веса. В этом отношении большое преимущество имеет литая боковина, требующая не только минимального количества металла, но и минимальной стоимости обработки.

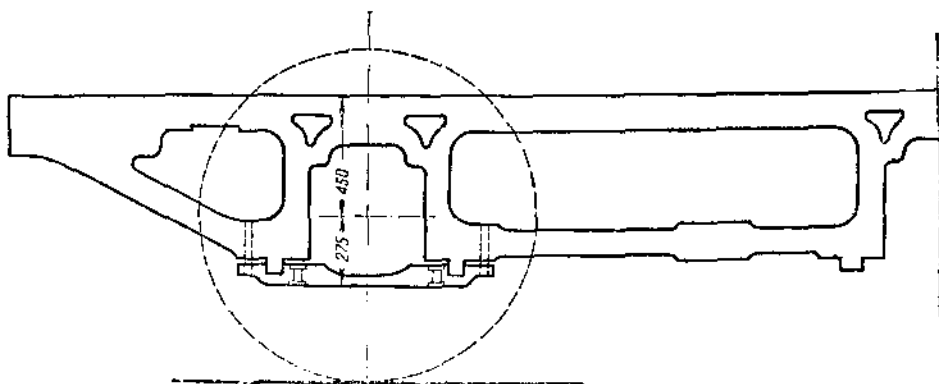
На фиг. V, 5 показана литая боковина брусковой рамы сурамских электровозов ГЭС.

Литые и катаные боковины брусковых рам имеют верхний и нижний пояса; последний прерывается у буксового выреза. Оба пояса соединяются стойками, образующими упоры для букс, через которые передается раме сила тяги от движущих осей.

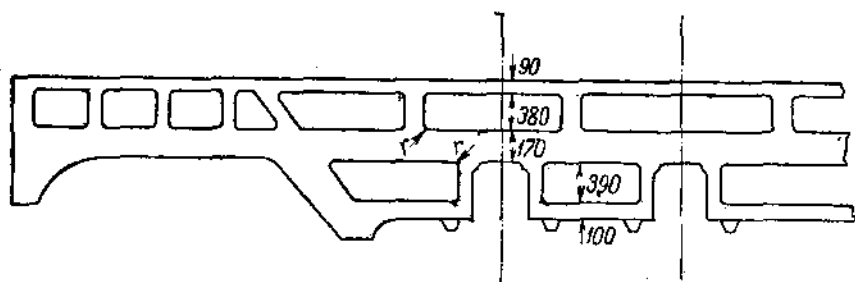


Фиг. V, 4. Брусковая рама сурамских электровозов.

Когда кузов располагается непосредственно на рамах (рамы с жестко расположенными осями) удобно принимать трехпоясные рамы и располагать рессоры между первым и вторым поясом, а балансиры между вторым и третьим поясами. На фиг. V, 6 показана такая рама электровоза ПБ ходовой формулы $2C_02$; толщина рамы 125 мм.



Фиг. V, 5. Литая Соковина суравских электровозов.



Фиг. V, 6.



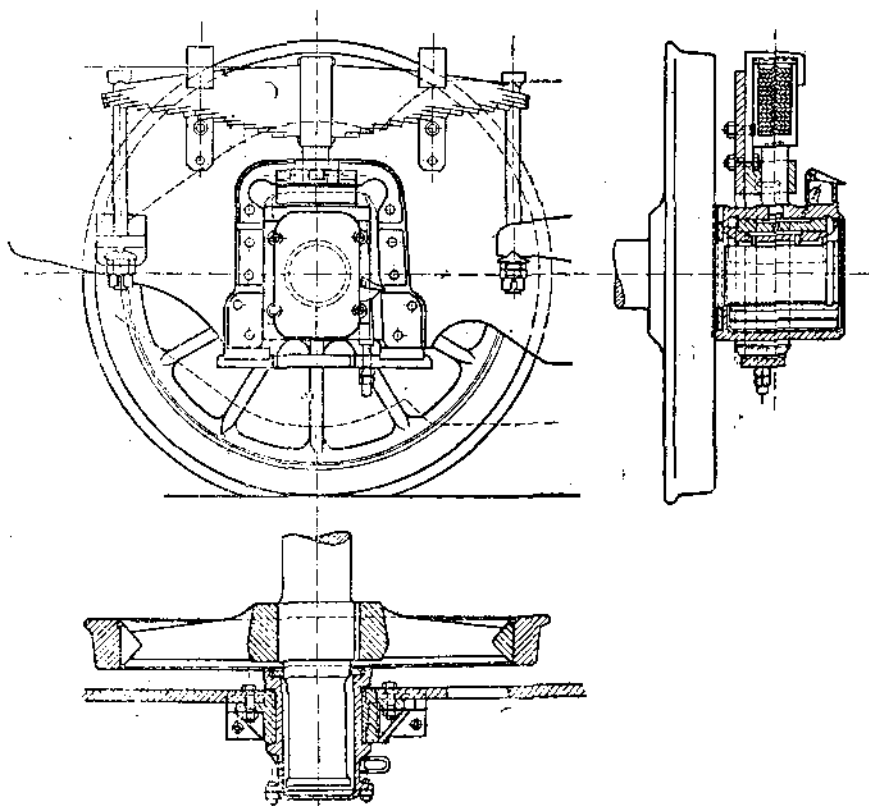
Фиг. V, 7. Решетчатая рама электровоза 2D01 германских железных дорог.

Оригинальная конструкция брусковой рамы толщиной 50 мм была применена заводом AEG для электровозов 2D01 германских железных дорог, а именно рама имеет верхний и нижний пояса, стойки и пересекающиеся диагонали, в пределах стоек расположены поперечины. Фотография рамы дана на фиг. V, 7. Эта рама благодаря хорошему использованию материала получилась весьма легкая. По данным AEG (см. „Elektrische Reichsbahn Schnellzuglokomotive mit Einzelnachsantrieb“ W. Kleihow El. Bahnen 1933, стр. 150) вес заготовок листовых рам на 40% менее, чем при решетчатых, благодаря меньшей толщине, однако отходы у листовых рам составляют 35%, в то время как у решетчатой 62%, поэтому общий вес обработан-

ной рамы менее у решетчатой, чем у листовой, но стоимость обработки выше даже, чем у брусковой рамы, почему решетчатые распространения не получили.

Расстояние между боковинами определяется как в случае наружных, так и внутренних рам в зависимости от рабочей длины осевой шейки так, чтобы давление, передаваемое на нее рессорами, сосредоточивалось на ее середине, причем в случае брусковых рам середина шейки располагается в средней плоскости боковин рамы, так как там же располагается и рессорное подвешивание. Боковины листовых рам смещаются по отношению к середине шеек, поскольку рессоры располагаются не в средней плоскости боковин.

Отверстия в боковинах рам для пропуска осевых букс обделываются буксовыми челюстями (направляющими). В настоящее время буксовые челюсти у листо-



Фиг. V, 8. Буксовая челюсть электровоза серии 626 итальянских железных дорог.

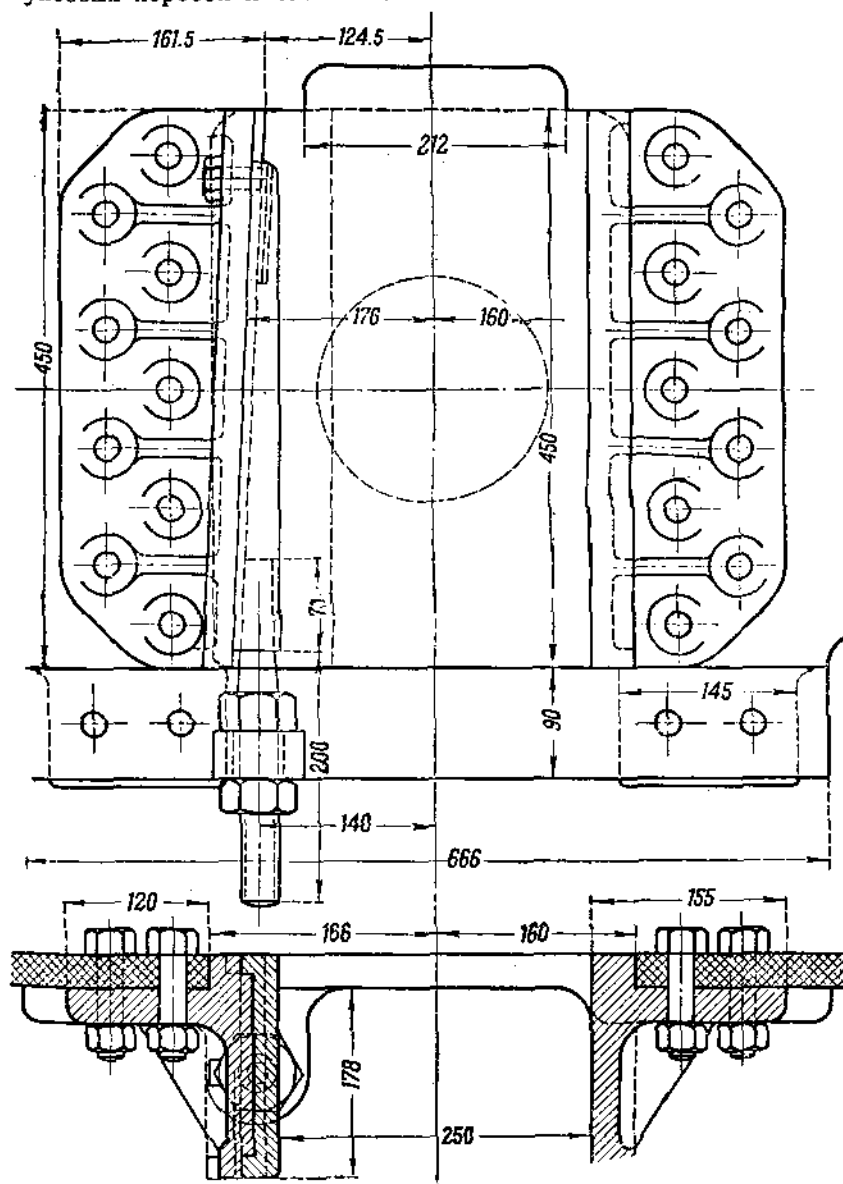
вых рам устраиваются исключительно литыми и в сечении имеют вид угольника. Для усиления рамы, ослабленной буксовым вырезом, рекомендуется челюсти устраивать в виде рамки, замкнутой сверху. На фиг. V,8 показана буксовая челюсть, примененная на электровозах итальянских железных дорог типа 626 закрытого типа, а на фиг. V,9 открытого типа.

В случае брусковых рам на буксовые вырезы ставятся также буксовые направляющие, по которым скользят буксы. Для удобства снятия буксы эти наделки устраиваются опускающимися вниз при снятии подбуксовой струнки, чем освобождается букса.

На фиг. V,10 показана буксовая наделка (челюсть) сварной конструкции, примененная на сурамских электровозах ГЭС. На советских электровозах ВЛ ставятся литые буксовые челюсти той же формы, что и сварные, показанные на фиг. V, 10. При брусковых рамах челюсти охватывают буксовый вырез в боковине с внешней

и с внутренней стороны, так что середина опорной поверхности челюсти совпадает со средней плоскостью боковины, а следовательно и с серединой осевой шейки.

При шатунной передаче, а иногда и при индивидуальной буксовые челюсти снабжаются клиньями, при помощи которых достигается достаточная плотность прилегания буксовых коробок к челюстям.



Фиг. V, 9.

Установка клиньев делается при помощи гаек, причем во избежание поломок хвост клина с винтовой нарезкой устраивается с шаровой головкой, так как при изменении высоты клина неизбежно его боковое перемещение до направления к буксе (фиг. V, 8).

Следует отметить, что американская практика избегает постановки клиньев по тем соображениям, что они при неправильной установке либо дают большую слабинку, либо, наоборот, при сильной затяжке могут вызвать жесткий ход электровоза.

При достаточных размерах скользящей поверхности и хорошей смазке пригнанные буксы могут без клиньев работать долгое время вполне удовлетворительно.

Подбуксовые струнки имеют своим назначением разгружать раму от чрезмерных напряжений в сечениях боковин, ослабленных буксовыми вырезами, почему должны быть очень точно пригнаны в местах постановки их. Конструкция их зависит от типа рам. В случае листовых рам струнки охватывают обычно соответствующие выступы под буксовым вырезом спереди (фиг. V, 9). Буксовые струнки легко расстраиваются при ударных нагрузках, равно как и при частых снятиях их с места при выкатке колес; поэтому струнки должны допускать постоянное подтягивание путем соответствующей обработки выступов в раме и опорных поверхностей струнок по наклонной плоскости. При подтягивании болтов (для чего должен быть предусмотрен зазор на натяг порядка 1—2 мм) создается нужная плотность.

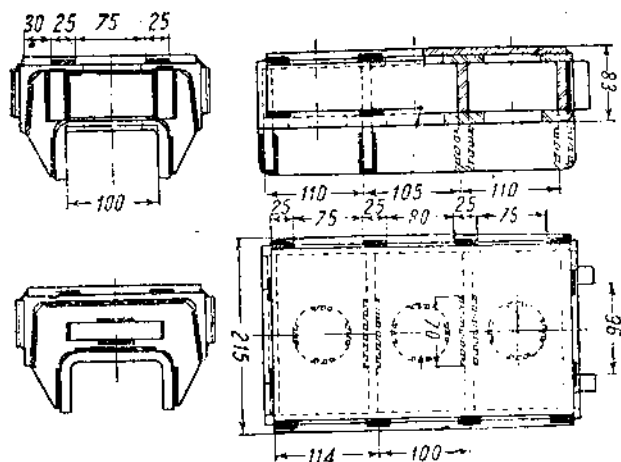
Большое преимущество имеет постановка буксовых струнок при листовых рамах не на выступы в листах боковин, которые легко повреждаются, а на специальные приливы в закрытых буксовых челюстях, как это выполнено на электровозах итальянских железных дорог (фиг. V, 8).

В случае брусковых рам струнки устанавливаются всегда снизу. На фиг. V, 11 показана струнка сурамских электровозов. Выступы на рамах обрабатываются также с наклонными плоскостями, и между рамой и стрункой оставляется зазор на натяг, равный 4—5 мм.

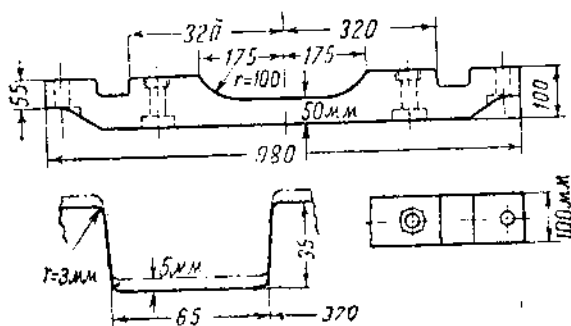
Характер нагрузки рам, как мы уже выше отмечали, зависит от их назначения. Рамы ведущих тележек работают в наихудших условиях, так как несут сосредоточенную нагрузку от веса кузова со всей содержащейся в нем электроаппаратурой, передаваемую на пяту тележки, в то время как рамы электровозов с жесткоустановленными движущими осями воспринимают непосредственно вес

всего оборудования электровоза вместе с кузовом в виде нагрузки, более или менее распределенной по всей длине электровоза. В связи с отмеченным характером нагрузки рамы ведущих тележек подвержены действию большого изгибающего момента, чем рамы бестележечных электровозов при том же весе кузова и электроаппаратуры.

В качестве материала для изготовления рам нашими нормами как для листовых рам, так и брусковых предписывается употреблять сталь марки Ст. 3, имеющую временное сопротивление 37—44 кг/мм² и удлинение не менее 20%. Такая сталь согласно тем же нормам должна выдерживать загиб на угол 180° при диаметре $d = 3\delta$, т. е. трехкратной толщины листа при холодной пробе и $d = \delta$ при горячей.



Фиг. V, 10. Буксовая челюсть электровоза Сс.



Фиг. V, 11.

Иногда берется сталь Ст 5 с 50—60 kg/mm² временного сопротивления и 16% удлинения (для повышенного качества удлинение 18%). Химический состав стали (по данным Кировского завода), дан в табл. 29.

Таблица 29

	Ст. 5	Ст. 3
C	0,30—0,38	0,10—0,5
Si	0,20—0,40	Следы
Mn	0,50—0,70	0,30—0,50
S	≤ 0,05	0,07
P	0,05	0,06

Согласно нашим техническим условиям допуски:

По ширине + 10 mm.

по длине — 5+15 „

По толщине + 1,00 и — 0,5 mm

при толщине выше 13 mm (на расстоянии 100 mm от угла и 40 mm от края).

Согласно французским нормам для боковин рам употребляется:

Сталь А: 35 kg/mm² с удлинением 30%, измеренным на длине $l = \sqrt{66,67 s}$,
где s — первоначальное сечение.

Сталь В: 40 „ „ 27% „

Согласно тем же нормам для рам должна употребляться исключительно сталь, полученная в мартеновской печи или в электропечи. Допуски в толщине на размер 28 mm и выше:

При ширине до 1,5 m + 1,0 — 0,5 mm

1,5—1,99 m + 1,2 — 0,5 „

2 и выше 1,5 — 0,5 „

а по ширине и длине листа + 20 mm.

Германские нормы предписывают для листовых и брусковых рам применять сталь с временным сопротивлением 34—42 kg/mm² с удлинением 25—30%.

Согласно итальянским нормам применяется сталь с разрывным напряжением 42—50 kg/mm² при удлинении до толщины 30 mm — 23% и свыше — 20%.

Химический состав $S \leq 0,05\%$, $P \leq 0,05\%$ и $S + P \leq 0,09\%$.

Рамы отливаются как из простой углеродистой, так и из ванадиевой стали. Последняя получила особо широкое распространение, так как позволяет допускать напряжения процентов на 30—40 больше против углеродистой стали (по данным Vanadium Corporation, New-York). Кроме того, опыты по изучению явлений усталости ванадиевой стали показали, что число повторных нагрузок, вызывающее излом, раза в два выше, чем в случае углеродистой стали.

Механические свойства ванадиевой стали следующие: Временное сопротивление на разрыв 49 kg/mm². Предел упругости 28 kg/mm². Удлинение 20%.

Путем небольшого добавления углерода и отжига изделия механические свойства литья из ванадиевой стали могут быть значительно повышены, а именно: предел упругости до 35 kg/mm².

Сопротивление на разрыв до 56 kg/mm² при удлинении 20% и сужении площади сечения до 40%.

Поверочный расчет боковин

Рамы имеют своим назначением:

а) передавать и распределять между отдельными осями и колесами вертикальную нагрузку,

б) воспринимать тяговое усилие, развиваемое отдельными осями, и передавать его на упряжные приборы.

В отношении воспринимаемых вертикальных нагрузок, как выше указывалось, условия работы рам существенным образом зависят от того, имеет ли электровоз жестко расположенные в рамах оси или сочлененные движущие тележки.

В первом случае аппаратура располагается непосредственно на рамах. У электровозов же с сочлененными тележками вся аппаратура располагается на специальной кузовной раме и последняя передает уже вес кузова через так называемые шкворневые опоры, а иногда и боковые опоры. Для того, чтобы обеспечить определенное проектное соотношение нагрузок между шкворневой опорой и боковыми (в случае применения таковых), последние всегда устареваются упругими.

Таким образом в отношении вертикальных нагрузок рама представляет собою балку, лежащую на упругих опорах. Гораздо более высоким напряжениям подвергается рама при подъеме электровоза. Подъемка может совершаться со всеми скатами и с полным весом — это случай подъема в пути, при сходе с рельс, крушении и т. п. Другой случай — это подъемка в мастерских, на заводе для производства монтажных работ. При этом скаты с непосредственно связанными с ними частями остаются на пути; таким образом рама будет нагружена уже неполным весом электровоза. При расчете подъема рама должна рассматриваться как балка, лежащая на жестких опорах, причем эти опоры располагаются по концам рамы электровоза или его движущей тележки.

Поскольку подъемка электровоза дает значительно более высокие напряжения в рамах, проверка прочности рамы должна производиться именно для этих условий.

Кроме вертикальных усилий рама подвержена действию горизонтальных усилий — продольных и поперечных. Расчет рамы на действие поперечных горизонтальных усилий производится очень редко и здесь не приводится.

К продольным усилиям, действующим на раму, необходимо отнести прежде всего тяговые усилия. Вследствие того, что сила сопротивления поезда приложена на высоте упряжных приборов, а сила тяги передается через буксы на высоте, равной радиусу движущих колес, рама подвергается кроме растягивающих усилий одновременно и изгибу.

Значительно большее влияние оказывают продольные сжимающие усилия при ударе. Считается достаточным произвести проверку прочности рамы на удар, вызывающий продольное усилие в $2-2\frac{1}{2}$ раза превышающее вес электровоза.

Проверка прочности боковин рамы электровоза с жестко установленными движущими осями производится: 1) на подъемку электровоза в рабочем состоянии со всеми осями, с неснятыми струнками, 2) на подъемку со снятыми струнками; тогда оси остаются на рельсах и их вес не входит в нагрузку рамы. Кроме того, производится проверка на сжатие силой, приложенной на высоте сцепных приборов. При проверке изгибающих напряжений в рамах собственный вес рамы, вес кузова и мелкой электрической аппаратуры, разбросанной по всему электровозу, учитывается, как равномерно распределенная нагрузка, и только веса крупного оборудования двигателей с передачей, вспомогательных машин (компрессора, вентилятора, мотор-генераторов) принимаются в виде сосредоточенных нагрузок.

Приведем пример поверочного расчета жесткой листовой рамы пассажирского электровоза типа 2С₀2 итальянских железных дорог.

Равномерно распределенная нагрузка

1. Рамы	kg	20 450
2. Кузов	„	3 080
3. Пантографы	„	900
4. 52 контактора по 50 kg каждый	„	2 600
5. 34 реостата по 40 kg каждый	„	1 400
6. Реверсор	„	50
7. Трубопроводы	„	300
8. Контролер	„	200

9. Групповой контактный провод	kg	300
10. Кабели и электропроводка	"	2000
11. Кронштейны, каркас для аппаратуры и пр.	"	2 000
12. Управление пантографом	"	40
13. Щит	"	60
14. Регулятор давления	"	250
15. Концевые части кузова	"	3 000
16. Управление и пневматика	"	2 400
17. Тормоз Вестингауза и ручной	"	2 190
18. Окраска	"	400
19. Различные мелкие части	"	4 600
20. Песочницы	"	900

kg 44 400

Сосредоточенные нагрузки

1. 3 оси по 4 850 kg (сила 4, 6 и 8 на фиг. V,12)	kg	14 550
2. Передача полей осью, включая (сила 4, 6 и 8) зубчатую передачу	"	6 800
3. 6 моторов (силы 3, 5, 7 и 9)	"	24 000
4. Механический компрессор (сила 10)	"	550
5. Мотор-генераторы и вентиляторы (сила 2)	"	3 000
6. Отопление комплектно (силы 1 и 11)	"	7 000

Сумма сосредоточенных нагрузок kg 55 900

Таким образом имеем	
Равномерная нагрузка	kg 44 400
Сосредоточенная нагрузка	55 900
Вес обеих бегунковых тележек	14 700

Общий вес электровоза 115 900

а) Подъемка со всеми осями у шкворней *A* и *B* двухосных бегунковых тележек (фиг. V,12).

Расстояние между точками опоры	$L_0 = 11\,000$ mm
Длина свешивающихся частей рамы	$l = 1\,980$ "
Общая равномерно распределенная нагрузка	$P = 44\,400$ kg
Общая длина рамы	$L = 15\,070$ mm

Изгибающий момент под опорой *A* от свешивающейся части с учетом равномерно распределенной нагрузки

$$M_a = \frac{P}{L} \frac{l^2}{2} = \frac{44\,400}{2 \cdot 15\,070} 198^2 = 576\,290 \text{ kg} \cdot \text{cm}.$$

Максимальный изгибающий момент от равномерно распределенной нагрузки по середине между опорами будет равен

$$M_s = \frac{P}{2} \left(\frac{L}{4} - l \right) = \frac{44\,400}{2} \left(\frac{15\,070}{4} - 198 \right) = 3\,968\,250 \text{ kg} \cdot \text{cm}.$$

Кривую эпюры моментов от равномерно распределенной нагрузки наносим на планшет, принимая масштаб для момента $1 \text{ mm} = 90\,000 \text{ kgcm}$, тогда ордината на опорах

$$y_a = \frac{576\,290}{90\,000} = 6,4 \text{ mm}$$

и посредине пролета

$$y_s = \frac{3\,968\,250}{90\,000} = 44 \text{ mm}.$$

Эпюру изгибающих моментов от сосредоточенных нагрузок 1—11, нанесенных на фиг. V,12, строим по правилу веревочного многоугольника *I*; наибольшая ордината его $y_e = 90 \text{ mm}$.

Рассмотрим напряжения изгиба в сечении *AB*.

Изгибающий момент в этом сечении находим из эпюры моментов равным (при ординате линии моментов $90 + 44 = 134$ мм

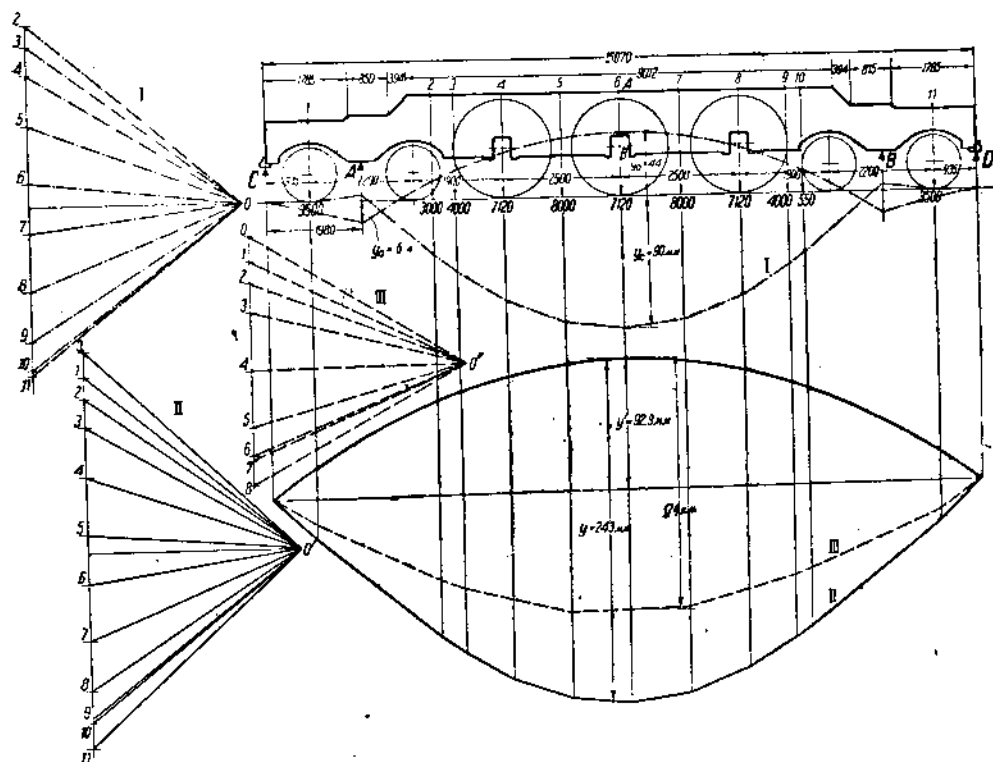
$$M_{\max} = 134 \cdot 90\,000 = 12\,060\,000 \text{ kg} \cdot \text{cm}.$$

В этом месте рама имеет прямоугольное сечение высотой 905 мм и шириной 2×30 см (двух боковин), момент сопротивления этого сечения

$$W = \frac{905^2 \cdot 60}{8} = 8\,190 \text{ cm}^3.$$

Отсюда напряжение изгиба

$$K_{\text{изг}} = \frac{M}{W} = \frac{12\,060\,000}{8\,190} = 1\,470 \text{ kg/cm}^2.$$



Фиг. V, 12.

6) Подъемка электровоза со всеми осями без бегунковых тележек за концы рамы. В этом случае расстояние между опорами будет $L = 15\,070$ мм и максимальный изгибающий момент от равномерно распределенной нагрузки будет равен

$$M = \frac{PL}{8} = \frac{44\,400 \cdot 15\,070}{8} = 8\,363\,850 \text{ kg} \cdot \text{cm}.$$

В принятом нами масштабе для моментов ординаты параболы изгибающих моментов от равномерно распределенной нагрузки

$$y' = \frac{8\,363\,850}{90\,000} = 92,9 \text{ mm}.$$

Для сосредоточенных грузов эпюры моментов будет многоугольник II.

Наибольший изгибающий момент действует в сечении AB и выражается ординатой $y = 243$ мм, что в нашем масштабе соответствует изгибающему моменту

$$M = 243 \cdot 90\,000 = 21\,870\,000 \text{ kg} \cdot \text{cm},$$

откуда напряжение материала рамы в этом сечении будет

$$K_{изг} = \frac{21\,870\,000}{8\,190} = 2\,700 \text{ kg/cm}^2.$$

Указанный подсчет показывает, что при этих условиях подъемка электровоза недопустима.

в) Подъемка без осей и без полых валов за концы рамы. Для этого случая остается та же эпюра моментов от равномерно распределенной нагрузки, что и в предыдущем случае, а для сосредоточенной нагрузки будем иметь эпюру моментов в виде многоугольника III.

Наибольший изгибающий момент в сечении *AB* найдется равным

$$M = 174 \cdot 90\,000 = 15\,600\,000 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

и соответственно напряжение на изгиб

$$K_{изг} = \frac{M}{W} = \frac{15\,600\,000}{8\,190} = 1\,900 \text{ kg/cm}^2.$$

Это напряжение следует считать предельно допустимым.

Точно таким же способом определяем напряжения в других опасных сечениях, например, для сечения *CD* имеем изгибающий момент

$$M = 96 \cdot 90\,000 = 8\,640\,000 \text{ kg} \cdot \text{cm}.$$

Момент сопротивления сечения $75 \cdot 60 \text{ mm}$ равен

$$W = \frac{75^3 \cdot 6}{6} = 5\,625 \text{ cm}^3,$$

откуда напряжение изгиба

$$K_{изг} = \frac{M}{W} = \frac{8\,640\,000}{5\,625} = 1\,530 \text{ kg/cm}^2.$$

Остальные сечения увеличены по конструктивным соображениям.

Таким образом мы нашли, что электровоз вместе с кузовом не может быть поднят за концы рамы.

Электровоз может быть поднят этим способом только в случае, если движущие и полые оси сняты.

Приведем пример поверочного расчета рам ведущих тележек с двигателями трамвайного типа сурамского электровоза ВВС.

Прочность боковин рам ведущих тележек проверяется для случаев: 1) подъема электровоза за концы тележек со всеми движущими осями, а следовательно, с неснятыми подбуксовыми струнками; 2) выкатывания из-под электровоза средних осей тележки.

Как уже выше упоминалось, основной нагрузкой этих рам является сосредоточенная нагрузка от веса кузова, передающаяся через опорную пятю на раму тележки, кроме того, сосредоточенными нагрузками являются веса двигателей, если последние опираются на раму.

Нагрузку от собственного веса рамы принимают в виде равномерно распределенной по всему пролету; если p — нагрузка на единицу длины пролета, то изгибающий момент в сечении на расстоянии x от опоры, при l — расстоянии между опорами, будет, как известно, равен

$$M = \frac{p(lx - x^2)}{2}$$

с наибольшим моментом по середине пролета, равным

$$M_{\max} = \frac{pl^2}{8}.$$

Незарессоренную нагрузку, передающуюся непосредственно на оси, составляет собственный вес оси с буксами и принадлежностями, часть веса двигателя, лежащая непосредственно на оси.

Для каждого рода нагрузок строят эпюры моментов, вычисляя их аналитически или графически путем построения веревочного многоугольника. Суммарная линия мо-

ментов позволяет найти изгибающие моменты M для опасных сечений и по моменту сопротивлений этих сечений W определить напряжения на изгиб по формуле

$$K_{изг} = \frac{M}{W}.$$

На фиг. V,13 показана рама ведущей тележки с расстоянием между точками опор $l = 7,1$ м и следующими нагрузками:

- а) равномерно распределенной $pl = 6\,650$ кг;
 б) сосредоточенными $P_1 = 2\,000$ и $P_2 = 11\,100$ кг, передаваемыми от кузова через его опоры;
 в) " $S_1 = S_2 = S_3 = 1\,300$ кг от веса моторов;
 г) " $T_1 = T_2 = T_3 = 2\,950$ кг мертвый вес осей с принадлежностями.

Все указанные нагрузки даны из расчета на одну боковину (рамный лист) и для них построены отдельные эпюры моментов

M_1 — для равномерно распределенной нагрузки;

M_2 — для сил P_1 и P_2 — веса кузова;

M_3 — для сил S_1 , S_2 и S_3 — веса двигателей;

M_4 — для сил T_1 , T_2 и T_3 — мертвого веса осей с принадлежностями.

По моментам для наиболее опасных сечений AB , CD и EF определяем напряжение изгиба в этих сечениях.

Результаты подсчетов напряжений в указанных сечениях при толщине рам 100 мм даны в табл. 30.

Таблица 30

Напряжения в различных сечениях боковин рамы

Сечения	Изгибающий момент в кг·см	Момент сопротивления в см ³	Напряжение на изгиб в кг/см ²
AB	3 785 000	3 290	1 150
CD	3 796 000	3 425	1 109
EF	3 835 000	4 920	780

На фиг. V,14 разобран второй случай, когда опущена средняя ось, и подбуксовая струнка у этой оси снята. Опорными точками являются два других колеса, равномерно распределенную нагрузку принимаем действующей на пролет между крайними осями ($l = 4\,100$ мм), а остальную часть этой нагрузки считаем приложенной в виде сосредоточенной $P' = 1\,750$ кг на расстоянии 1 200 мм от крайней ближайшей оси. Остальные нагрузки остаются те же, что и в предыдущем случае. На фиг. V,14 даны кривые моментов:

1) M_1 от нагрузок P' , расположенных на консолях и равномерно распределенной нагрузки $pl = 4\,000$ кг;

2) M_2 от сил P_1 и P_2 веса кузова;

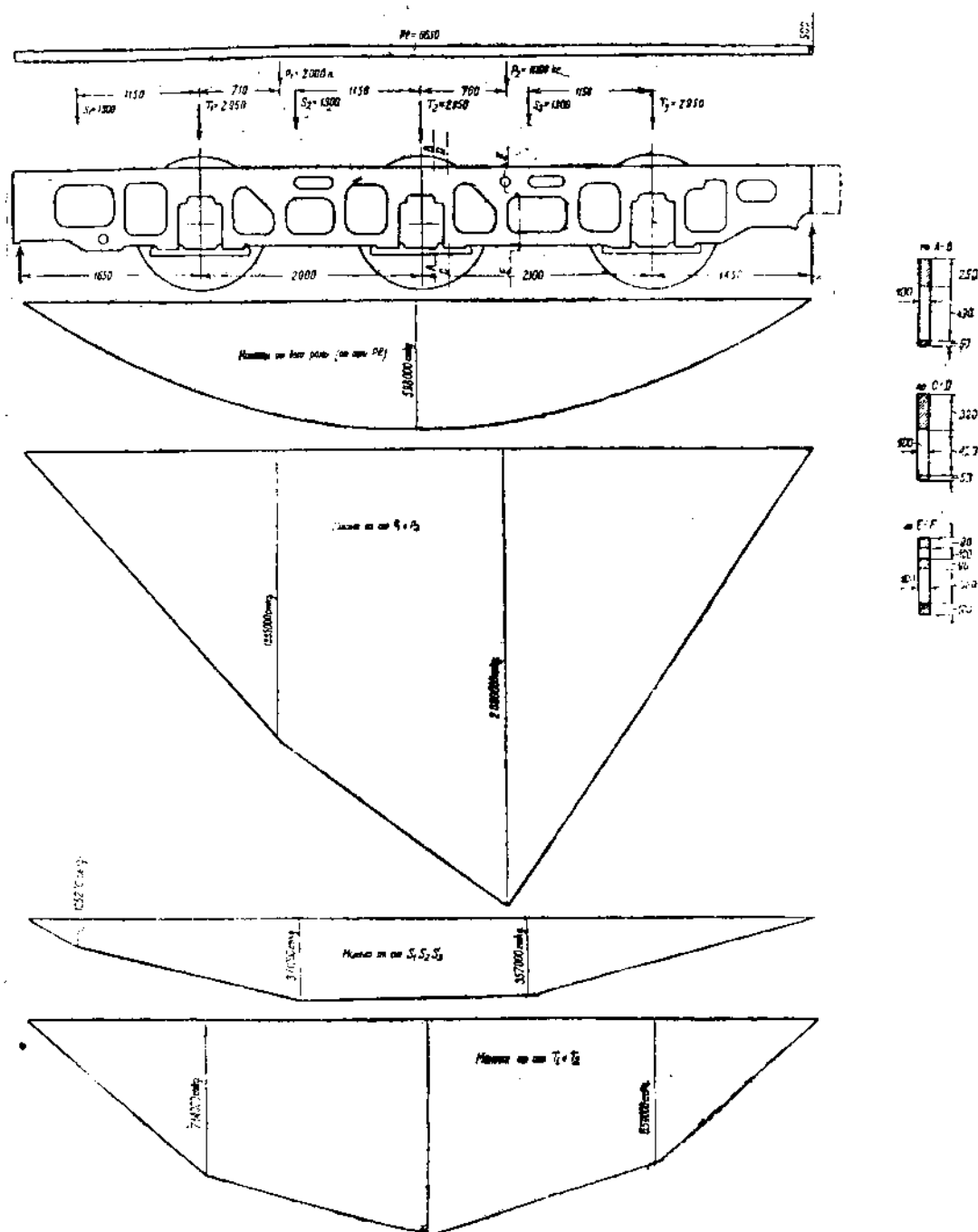
3) M_3 от сил S_1 , S_2 и S_3 веса двигателей;

4) M_4 от силы T_2 части веса подвешенного к раме двигателя (при опускании оси), приходящейся на движущую ось.

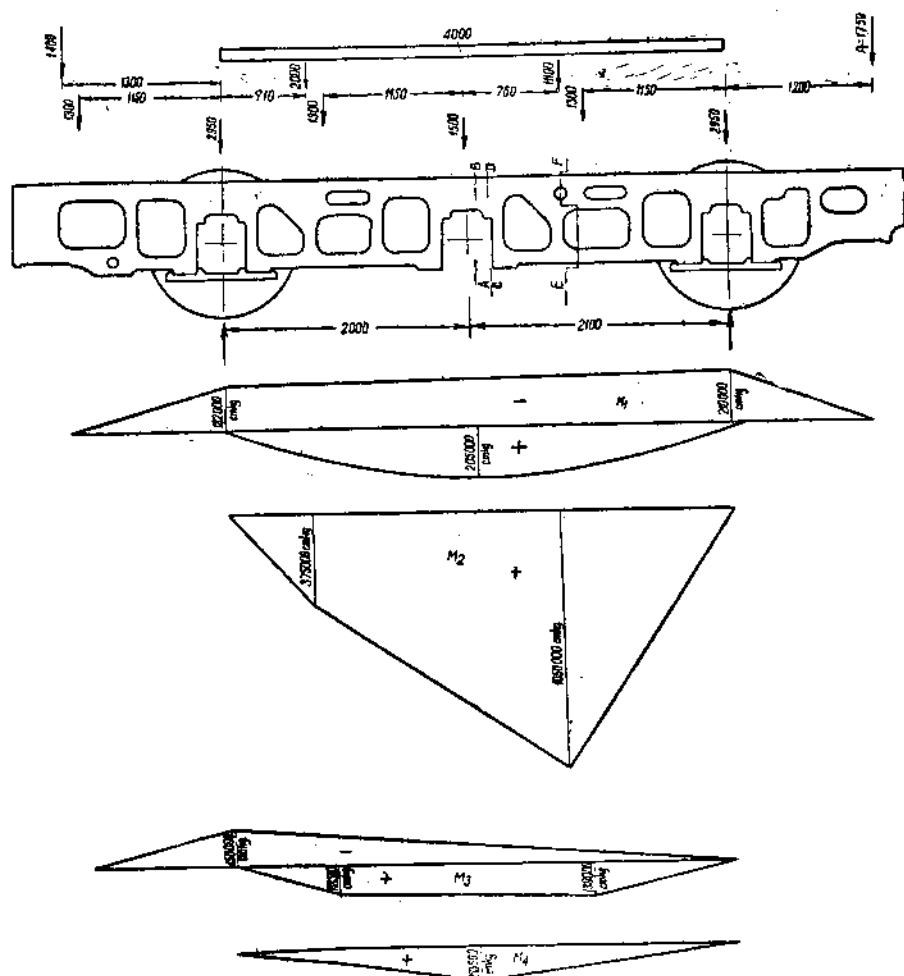
Результаты проверки напряжений в этом случае даны в табл. 31.

Таблица 31

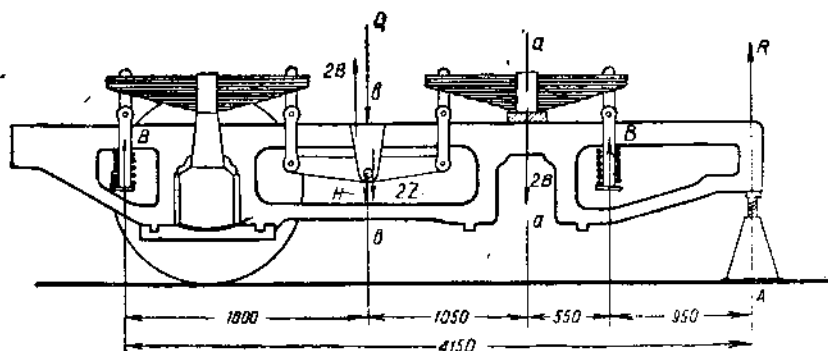
Сечение	Изгибающий момент в кг·см	Момент сопротивления в см ³	Напряжение на изгиб в кг/см ²
AB	1 045 000	1 042	996
CD	1 066 000	1 707	625
EF	1 171 000	4 920	238



В разобранным примере мы приняли вертикальную силу от реакции колес, действующей на раму вверх и приложенной в центре оси. В действительности однако при опускании оси под рессору ее подкладывают брусок и усилие от нее



Фиг. V, 14.



Фиг. V, 15.

передают на верхний пояс боковины рамы; реакция же от остальных осей, стоящих на рельсах, передается на раму в точках прикрепления рессорного подвешивания к раме, т. е. через балансирующие валики и в местах прикрепления рессорных валиков.

Ниже приведен пример поверочного расчета рамы двухосной движущей тележки при опускании одной оси с учетом вышеуказанной передачи усилий рессорного подвешивания на раму. Разбираемый случай изображен на фиг. V, 15. Для поддержания тележки в том конце, где опущена ось, подставлен домкрат. Вертикальное усилие от веса кузова передается на среднюю шкворневую балку в виде силы Q . Обозначим далее усилие, передаваемое рессорой, через $2B$, тогда у концов рессор на раму будут передаваться вертикальные усилия, равные (каждое) B , а у точки прикрепления балансира к раме — усилие $2B$. Пусть далее зарессоренный вес самой тележки будет H , и реакция поддерживающего домкрата R .

В том месте, где рессора опирается на боковину рамы действует усилие $2B$.

Для рассматриваемой тележки усилия, действующие на одну боковину, равны:

$$Q = 10,25t, \quad H = 4,55t.$$

Для определения неизвестных усилий B и R пишем два основных уравнения:

1) Приравняв сумму вертикальных проекций всех сил нулю, получим:

$$Q - 2B + H - R = 0$$

или после подстановки значений

$$Q = 10,25t \quad \text{и} \quad H = 4,55t$$

$$2B + R = 14,8t.$$

2) Приравняв нулю момент тех же сил относительно точки приложения силы R , получим:

$$95B - 2 \cdot 150B + 2 \cdot 255B + 415B - (Q + H) \cdot 255 = 0$$

или

$$B = 5,24t.$$

Таким образом найдем

$$R = 4,32t.$$

Изгибающий момент в сечении aa найдется равным:

$$M_{aa} = 95R + 55B = 4\,320 \cdot 95 + 5\,240 \cdot 55 = 935\,500 \text{ kg} \cdot \text{cm}.$$

Высота боковины рамы над буксой $h = 200$ мм, толщина боковины $b = 100$ мм, момент инерции сечения aa

$$W_{aa} = \frac{bh^3}{6} = \frac{10 \cdot 20^3}{6} = 666,6 \text{ cm}^3.$$

Напряжение на изгиб в этом сечении получается равным

$$K_{изг} = \frac{M_{aa}}{W_{aa}} = \frac{935\,500}{666,6} = 1\,400 \text{ kg/cm}^2.$$

В сечении bb напряжение значительно ниже (204 kg/cm^2).

При проверке рамы на подъемку следует напряжение растянутых волокон допускать не более $1\,800 \text{ kg/cm}^2$ и как исключение при особо тяжелых условиях подъема доводить до $2\,000 \text{ kg/cm}^2$ (см. „Транспортный Хютте“, стр. 724).

Помимо проверки напряжений на случай подъема рамы производят проверку напряжений от ударных усилий.

Пусть сечение обоих поясов рамы между осями или в вырезе над буксой, включая струнки, будет Ω . Расчет ведется на усилие, приложенное к буферному брусу, равному двойному весу электровоза, т. е. силу $2Q$; на каждую боковую сторону приходится усилие, равное Q , напряжение сжатия, испытываемое одной боковиной рамы, будет

$$K_{сж} = \frac{Q}{\Omega}.$$

Пусть усилие Q приложено на высоте h от нейтральной оси сечения (фиг. V,16), тогда изгибающий момент в плоскости рамы будет:

$$M = Qh.$$

Обозначая момент инерции сечения относительно нейтральной оси через J и расстояние наиболее удаленных точек сечения от нейтральной оси через l_1 и l_2 , получим сжимающие усилия в верхних волокнах рамы

$$K'_{\text{сж}} = \frac{M l_1}{J},$$

а растягивающие усилия в нижних волокнах

$$K''_{\text{раст}} = \frac{M l_2}{J}.$$

Общее напряжение материала рамы (верхних волокон) будет

$$K_p = K_{\text{сж}} + K'_{\text{сж}} = \frac{Q}{\Omega} + \frac{M l_1}{J}, \quad (54,1)$$

а в нижних волокнах буксовой струнки или нижнего пояса рамы

$$K_{\text{сж}} = K'_{\text{сж}} - K''_{\text{раст}} = \frac{Q}{\Omega} - \frac{M l_2}{J}. \quad (54,2)$$

Нередко в расчет принимают только верхний пояс.

55. Междурамные скрепления

Исправная работа ходовых частей электровоза всецело зависит от жесткости междурамного скрепления, поэтому на эту часть экипажной конструкции должно быть обращено большое внимание.

Под междурамными скреплениями понимаются не только поперечные балки, соединяющие рамные листы (боковины), но и буферные бруссы, междутележные сцепные бруссы, траверсы, несущие шкворневые и боковые опоры.

При шатунной передаче усилия от двигателей к движущим осям передаются с одной и с другой стороны электровоза с разными знаками, вследствие чего рама его подвергается все время значительным усилиям, действующим в горизонтальной плоскости, что требует придания особой прочности и жесткости скреплениям, служащим для сохранения неизменного положения боковин рамы, и в частности, скреплениям у движущих осей.

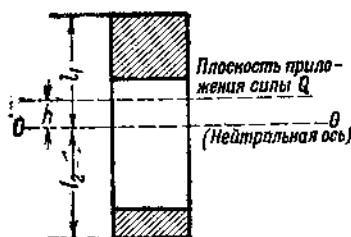
Для случая двигателей трамвайного типа на поперечные скрепления передается часть веса двигателя, а также вертикальная составляющая силы реакции двигателя

$$Z = \frac{F_k D_k}{2e}.$$

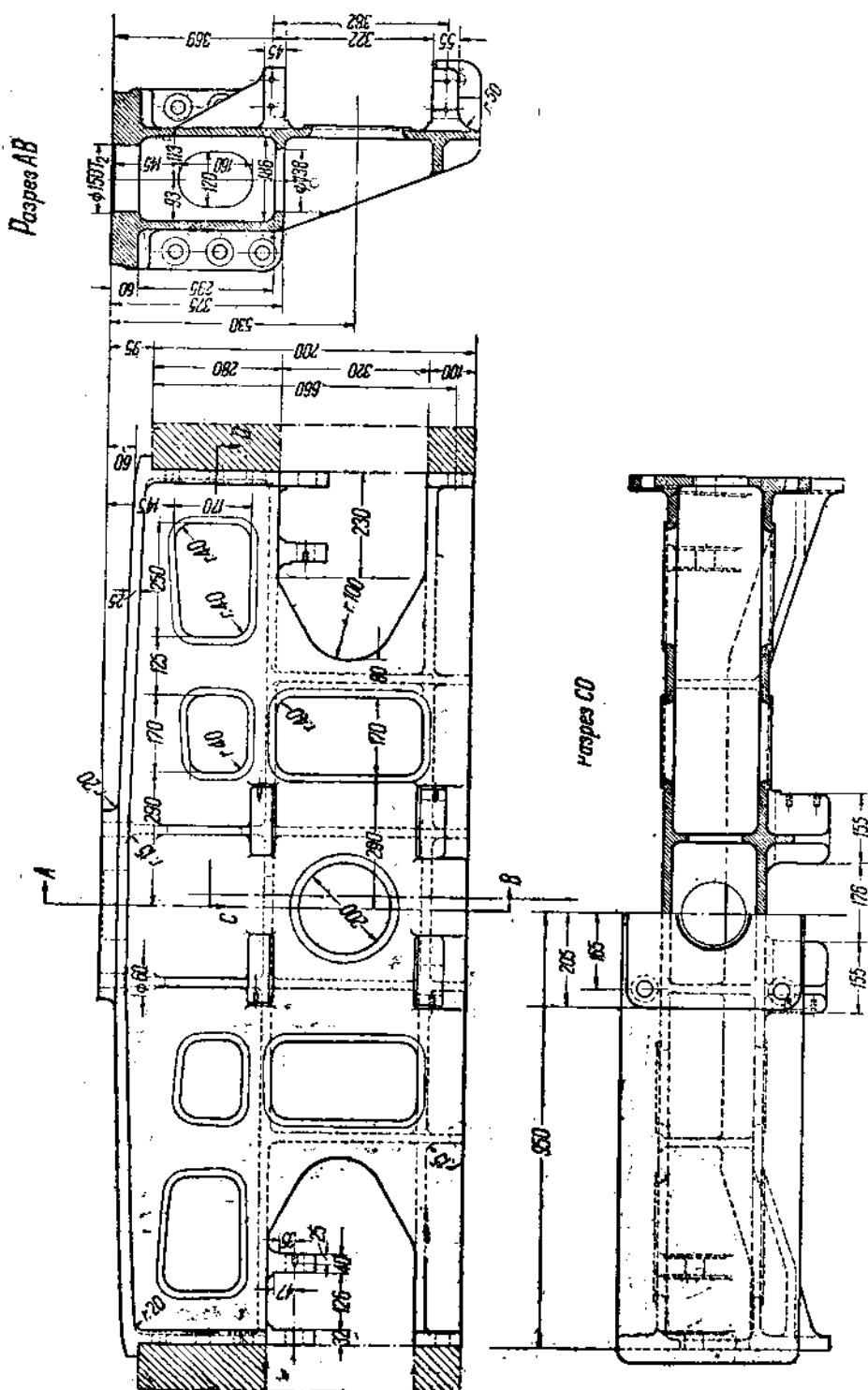
Сила эта может быть направлена вверх и вниз в зависимости от направления движения. Наибольшие напряжения в поперечных балках будут тогда, когда направления силы от части веса двигателя, приходящегося на раму (обычно принимается около 60% веса), и силы Z реакции двигателя совпадают, т. е. направлены вертикально вниз.

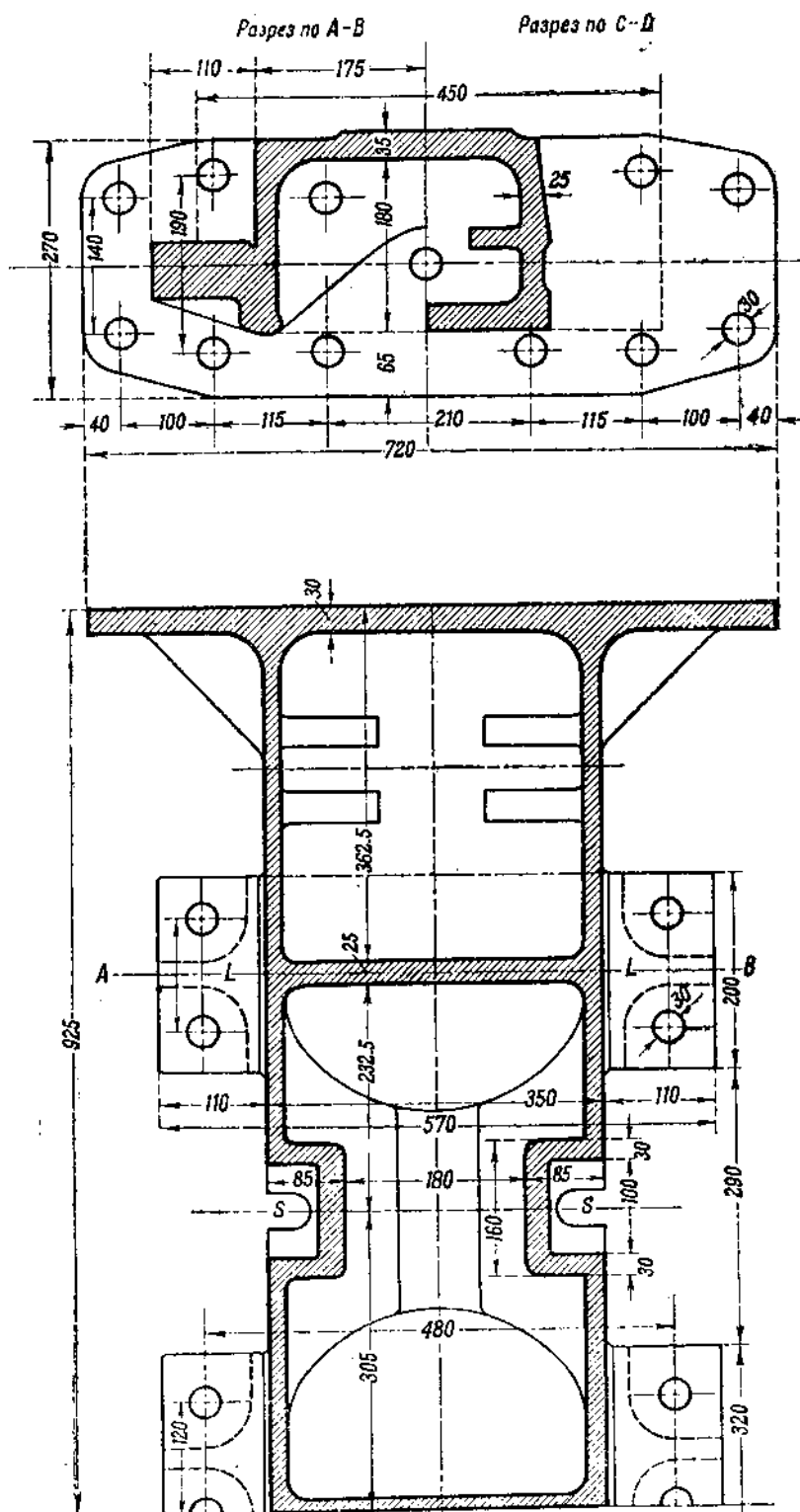
При проектировании поперечных балок следует иметь в виду необходимость предусматривать возможность съема двигателей как вверх, так и вниз. Поднятие двигателей вверх удобно при монтаже электровоза, для случая же ремонта двигателя желательно обеспечить возможность опускания его вниз в канаву без съема оси, но во всяком случае необходимо предусмотреть возможность опускания двигателя вместе с осью.

На фиг. V,17 изображена поперечная балка, примененная для рам сурамских электровозов фирмы BBC. Балки служат одновременно для подвески двигателя, для



Фиг. V, 16.





Фиг. V, 18. Поперечная балка электровоза типа 326 итальянских железных дорог.

чего имеются соответствующие кронштейны. Нижние балки, служащие для укрепления нижнего пояса боковин, выгнуты в сторону с тем, чтобы пропустить рессорные подвески. На фиг. V, 18 изображена поперечная балка, несущая двигатели-близнецы электровоза 2С₀2 итальянских железных дорог типа 326.

Такие опорные балки несут не только вертикальную нагрузку от веса двигателя Q_M , но и подвергаются действию некоторой горизонтальной силы T — реакции двигателя (фиг. V, 19). Пусть двигатель устанавливается на балке таким образом, что вертикальную нагрузку передает на опоры M и N , а горизонтальную — через опоры K . Если электровоз имеет одностороннюю зубчатую передачу от двигателя к полую ось, то горизонтальная сила T вызывает неодинаковую нагрузку на лапы, при помощи которых двигатель прикрепляется к поперечной балке. Пусть зубчатое колесо находится на расстоянии a от средней оси рамы электровоза (фиг. V, 19) и пусть расстояние между опорами K будет b , а между рамами c . Тогда реакции опор R_1 и R_2 от силы T будут равны

$$R_1 = \left(a + \frac{b}{2}\right) \frac{T}{b}$$

и $R_2 = T - R_1.$

Горизонтальные усилия, вызываемые силой T в месте прикрепления поперечной балки к раме, будут равными

$$S_1 = \frac{R_2 m - R_1 (m + b)}{c}$$

и $S_2 = R_1 + R_2 - S_1.$

В различных сечениях поперечной балки действуют горизонтальные и вертикальные моменты от силы T и Q_M . В сечении AB найдем изгибающий вертикальный момент, равный

$$M'_{AB} = \frac{Q_M}{2} n$$

и горизонтальный момент

$$M''_{AB} = S_2 m.$$

В сечении CD соответственно найдем моменты, равные

$$M'_{CD} = \frac{Q_M m}{2} - \frac{Q_M p}{2} \quad \text{и} \quad M''_{CD} = S_1 m$$

и аналогично найдем моменты в остальных сечениях балки.

Определяя моменты сопротивления поперечной балки W_v и W_h в указанных выше сечениях относительно вертикальной и горизонтальной осей, находим напряжения изгиба

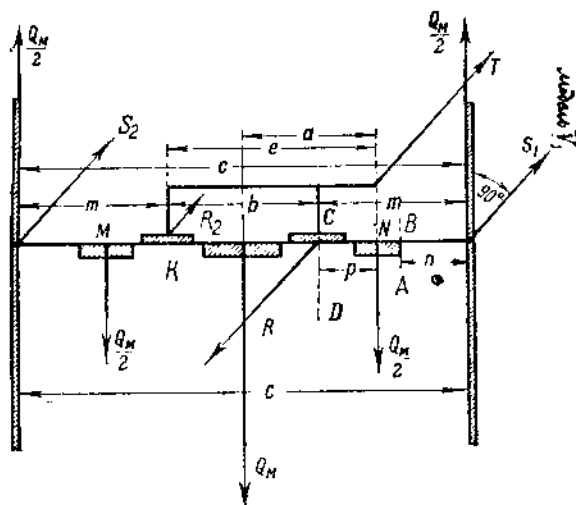
$$K'_{изг} = \frac{M'}{W_v} \quad \text{и} \quad K''_{изг} = \frac{M''}{W_h}$$

и полное напряжение изгиба будет равно

$$K_{изг} = \sqrt{\left(\frac{M'}{W_v}\right)^2 + \left(\frac{M''}{W_h}\right)^2}. \quad (55,1)$$

В плоскости прикрепления поперечной балки к рамным листам (боковинам) действуют перпендикулярные друг к другу силы $\frac{Q_M}{2}$ и S , равнодействующая их

$$R = \sqrt{\left(\frac{Q_M}{2}\right)^2 + S^2}. \quad (55,2)$$



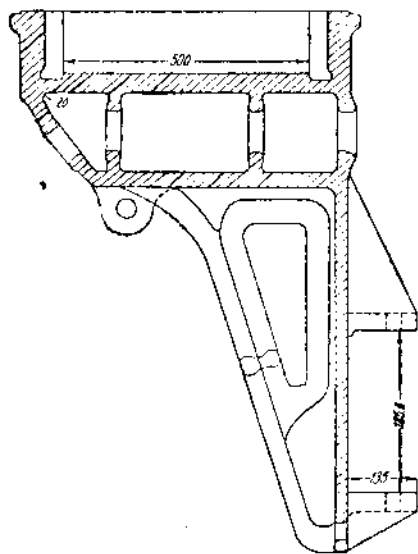
Фиг. V, 19.

Обозначая K_{cp} — допускаемое напряжение нарез болтов, необходимое число их N диаметром d для прикрепления поперечной балки, найдем равным

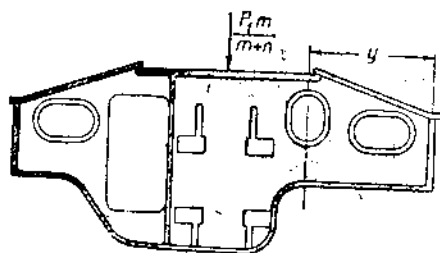
$$N = \frac{\sqrt{\left(\frac{Q_M}{2}\right)^2 + S^2}}{\frac{\pi d^2}{4} K_{cp}}. \quad (55,3)$$

В тележечных рамах поперечные балки несут нагрузку от веса кузова, передаваемую через центральную пяту или боковые упоры. В этом случае поперечная балка должна быть проверена на изгиб под влиянием нагрузки, передающейся от кузова через опорную пяту.

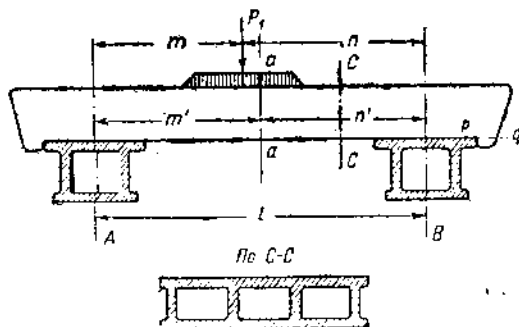
При трехосных движущих тележках давление на тележку передается около ее середины, т. е. над средней осью, но так как в этом сечении поперечную балку расположить нельзя, то приходится последние располагать в промежутках между первой и второй осью и между второй и третьей осью



Фиг. V, 20.



Фиг. V, 21.



Фиг. V, 22.

Ближайшая к опоре кузова балка устраивается в виде консоли, т. е. с широкой горизонтальной полкой, лежащей непосредственно на рамах и несущей опору. Такая конструкция конечных балок применена на электровозах ВЛ (фиг. V, 20). На Сурамских же электровозах Сс ближайшие к центральной опоре поперечные балки (трэнсоны) перекрываются сверху продольной балкой (болстером), несущим посредине опору.

Расчет трэнсона. Нагрузка центральной пяты равна P_1 (половине веса кузов). Пусть пятя разделяет длину болстера в отношении $\frac{m}{n}$. Таким образом нагрузка на один трэнсон будет

$$\frac{P_1 m}{(m+n)}.$$

Рассматриваем изгиб в наиболее ослабленных сечениях: через отверстие для пропуска кабелей, воздуха и т. п. Обозначим y (фиг. V, 21) расстояние этого сечения от боковины рамы. Момент сопротивления рассматриваемого сечения обозначим W . Изгибающий момент в опасном сечении будет

$$M = \frac{P_1 m \cdot y}{2(m+n)}.$$

Напряжение на изгиб в указанном сечении

$$K_{изг} = \frac{P_1 m \cdot y}{2(m+n)W} \quad (55,4)$$

Расчет болстеров.

Работа болстеров, несущих подвижную и неподвижную пятю, на которую опирается кузов, различна.

Рассмотрим расчет болстера, несущего неподвижную пятю. Нагрузку от пятю обозначим P_1 . Болстер опирается на оба трэнсона, находящиеся на расстоянии друг от друга $l = m + n$, где расстояния опор до трэнсонов обозначаем попеременно m и n (фиг. V,22).

Нагрузка на пятю, которую в расчетах принимаем сосредоточенной в центре пятю, распределяется между опорами болстера в отношении указанных плеч m и n . Реакция опоры A будет

$$A = \frac{P_1 n}{l},$$

а другой опоры B

$$B = \frac{P_1 m}{l}.$$

Таким образом изгибающий момент у сечения, проходящего через центр пятю, будет

$$M = Am = \frac{P_1 mn}{l}.$$

Обозначим момент сопротивления сечения по середине опоры W .

Напряжение изгиба в этом сечении найдется равным

$$K_{изг} = \frac{M}{W} = \frac{P_1 mn}{l \cdot W} \quad (55,5)$$

Теперь примем, что давление на подвижную пятю передается на край центральной опоры, и таким образом нагрузка на опоры A и B распределится в отношении n' и m' .

Реакции опор соответственно найдем равными

$$A' = \frac{P_1 n'}{l}, \quad B' = \frac{P_1 m'}{l},$$

а изгибающий момент в сечении aa будет

$$M' = \frac{P_1 m' n'}{l}.$$

Принимая момент сопротивления указанного сечения W , напряжение изгиба в сечении aa получим равным

$$K'_{изг} = \frac{M'}{W'} = \frac{P_1 m' n'}{l W'}.$$

Для указанной передачи нагрузки на болстер проверяем напряжения изгиба в различных опасных сечениях.

Болстер, несущий пятю неподвижную, рассчитывается, кроме того, на ударную нагрузку, а именно равную двойному весу кузова, т. е. $2 \times 2P_1$.

Болстер прикрепляется к трэнсону при помощи болтов, диаметром d , работающих на срез. Необходимое число болтов N определяем, принимая допустимое напряжение на срез болтов $K_{ср}$

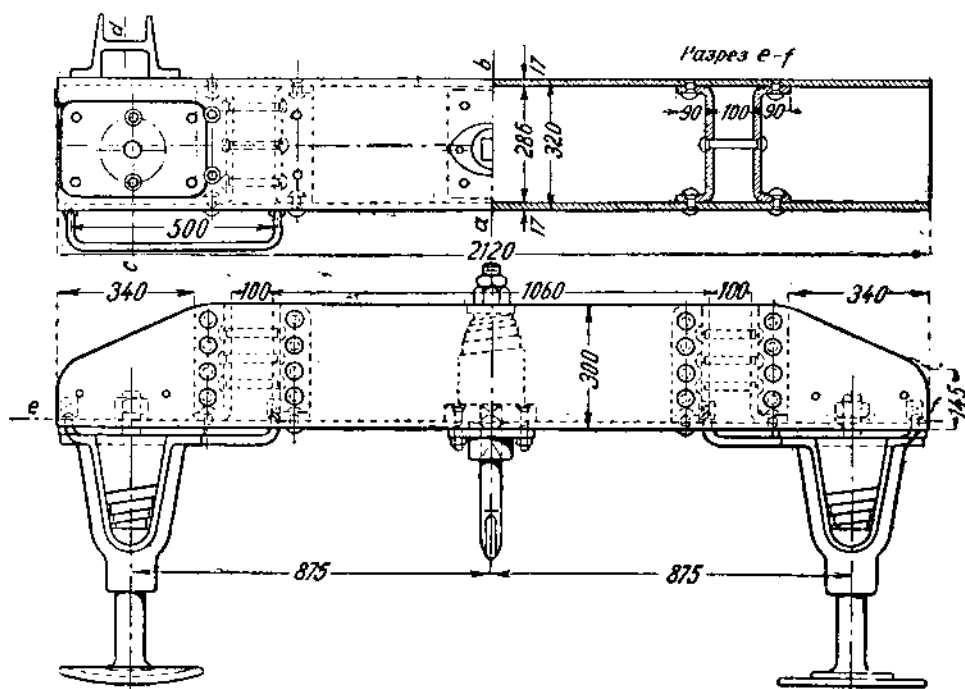
$$N = \frac{4P_1}{\frac{\pi d^2}{4} \cdot K_{ср}} \quad (55,6)$$

Обычно болстер снабжается выступом, охватывающим трэнсон и разгружающим болты от среза. Обозначим сечение pq выступающей части болстера, подверженной

срезыванию, через ω , тогда напряжение на срез в этом сечении и в болтах найдем равным

$$K_{cp} = \frac{4P_1}{\frac{N\pi d^2}{4} + \omega} \quad (55,7)$$

Спереди рам устанавливается буферный брус, который должен быть достаточно прочным, чтобы сопротивляться без расстройств тяговым и в особенности ударным нагрузкам.

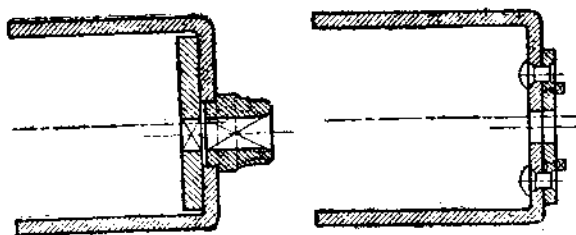


Фиг. V, 23.

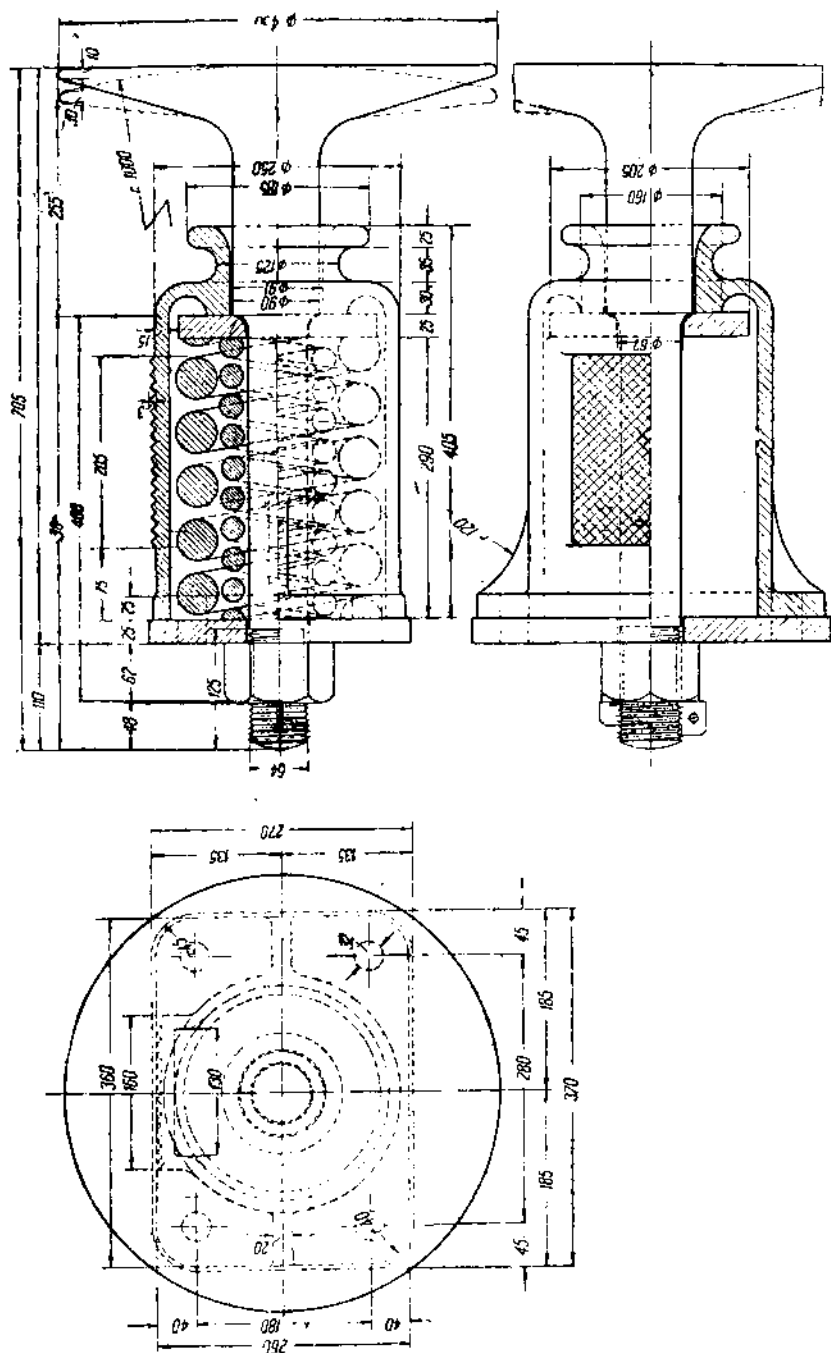
Так как расстояние между буферами значительно превышает расстояние между боковинами рамы в случае внутренних рам, то для передачи усилий, воспринимаемых буферами, буферный брус должен иметь значительную жесткость. Конструкция буферного бруса зависит от типа сцепки. В случае винтовой сцепки и листовых рам широкое распространение получили буферные штампованные бруска коробчатого сечения со штампованными или литыми угольниками под буфера. На фиг. V, 23 дана указанная конструкция буферного бруса.

Места прореза бруса для пропуска крюка и буферного стержня усиливаются накладкой (фиг. V, 24). Особое внимание должно быть обращено на укрепление тягового крюка, который желательно для разгрузки буферного бруса пропускать до поперечных балок рамы. На фиг. V, 25 изображен отдельно буфер усиленной конструкции, примененный на сурамских электровозах.

При автоматической центральной сцепке буферный брус делается литым и образует коробку для помещения фрикционного аппарата сцепки.



Фиг. V, 24.



Фиг. V, 25.

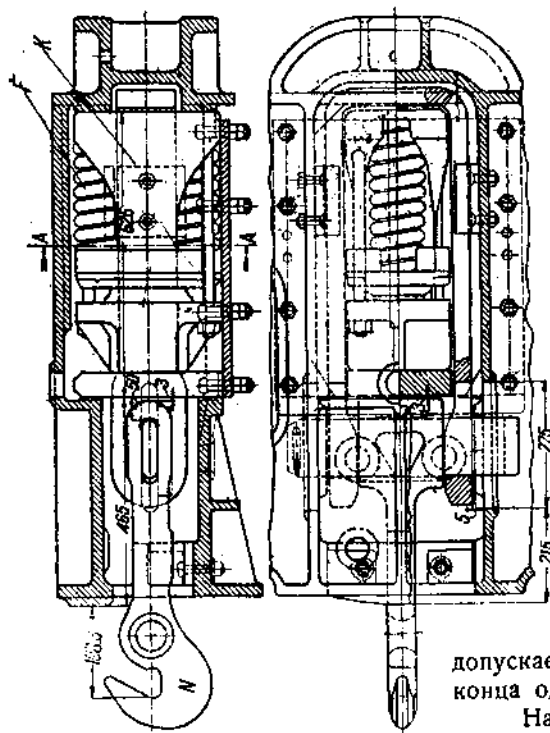
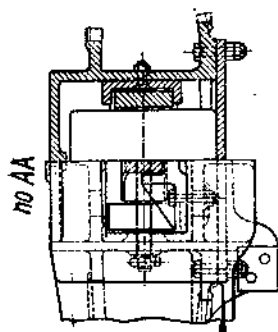
Кроме того, производится проверка укрепления бруса на силу $2P$, при этом сопротивляются на срезах не только N болтов, но и заплечик pq площадью ω у каждой боковины.

Напряжение на срез болтов и заплечиков найдется равным

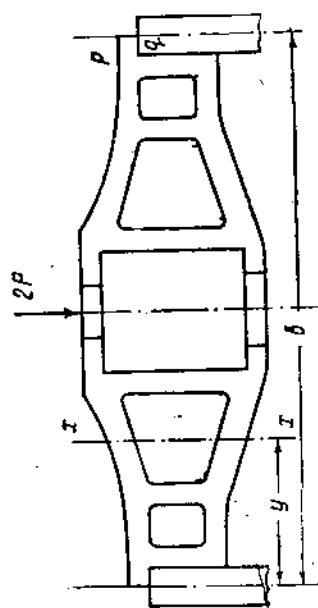
$$K_{ср} = \frac{P_s}{\omega + N \cdot \frac{\pi d^2}{4}} \quad (55,9)$$

Поперечные брусья междутележного сцепления зависят от конструкции самого сцепления.

Наиболее простым сочленением между движущимися тележками, допускающим передачу больших тяговых усилий, является американское в виде шкворни, допускающее только установку обеих тележек под углом в вертикальной и горизонтальной плоскостях без относительного поперечного перемещения их. Небольшой зазор в сцеплении



Фиг. V, 27. Переходная сцепка.



Фиг. V, 28.

допускает небольшое вертикальное перемещение конца одной тележки относительно другой.

На фиг. V, 29 показано американское сочленение тележек шкворнем. Шаровой вкладыш допускает установку обеих тележек под углом в пределах указанного небольшого зазора. Особенное внимание должно быть обращено на смазку трущихся частей, для этой цели к шкворню подводится смазка и внутри его устраивается канавка, через которую смазка попадает на шаровую поверхность и смазывает одновременно шкворень.

Вращающийся шкворень с шаровым вкладышем сверху и снизу покрывается стальными вкладышами, которые при необходимости могут быть легко сменены. На фиг. V, 30 показаны поперечные брусья междутележного сочленения сурамских электровозов ГЕС и советских электровозов Сс.

Расчет сочленения тележек производится в предположении двойной тяги, при этом расчетная сила сочленения будет равна полной силе тяги одного электровоза и одной тележки второго электровоза x , т. е.

$$1,5 F_{x \max} = 1,5 P_{сч} \varphi_{кх}$$

где $P_{сц}$ — сцепной вес одного электровоза;

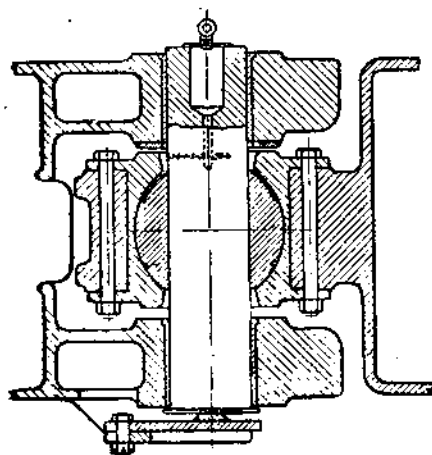
φ_k — коэффициент сцепления, принимаемый равным $\varphi_k = 0,3$.

Центральный болт работает на двойное срезывание. Напряжение на срез шкворневого болта определяем по формуле

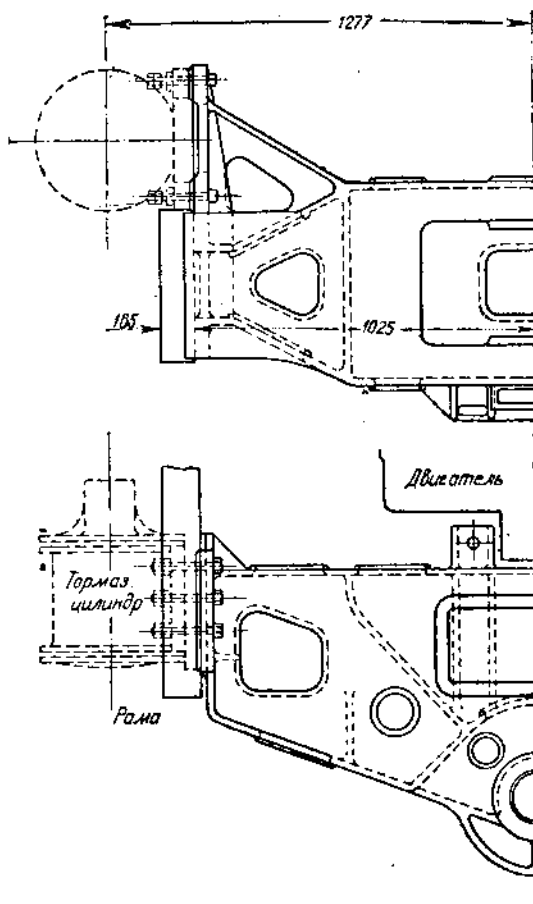
$$K_{ср} = \frac{1,5 F_{к\max}}{2 \frac{\pi d_0^2}{4}} = \frac{1,5 P_{сц} \varphi_k}{2 \frac{\pi d_0^2}{4}}, \quad (55, 10)$$

где d_0 — диаметр болта.

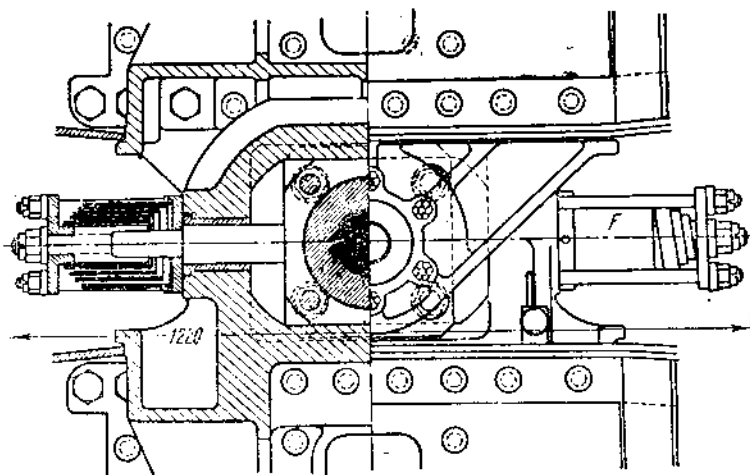
Кроме того, шкворневой болт сопротивляется насрез под действием ударной силы, равной удвоенной сумме веса кузова P_k и одной тележки P_T , т. е. $2(P_k + P_T)$.



Фиг. V, 29. Американское сочленение тележек.



Фиг. V, 30.

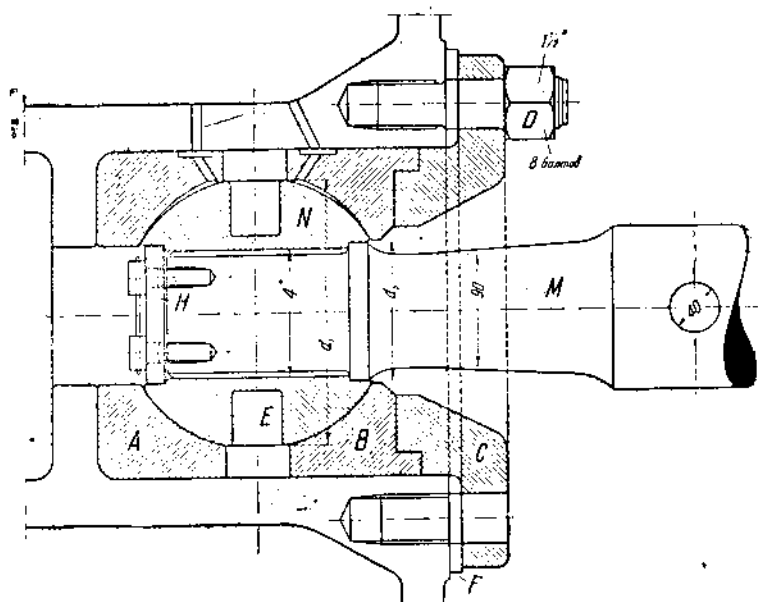


Фиг. V, 31. Упругое в поперечном направлении сочленение тележки электровоза 2В + В2 железной дороги PLM.

Напряжение болта K_{cp} нарез, считая двойное срезывание, найдется равным

$$K_{cp} = \frac{2(P_k + P_T)}{2 \frac{\pi d_0^2}{4}}. \quad (55,11)$$

Пример. Для сурамского электровоза типа $C_0 + C_0$ имеем сцепной вес $P_{cy} = 132\,000$ kg, вес кузова $P_k = 52\,000$ t, вес одной тележки $P_T = 40\,000$ kg, диаметр болта $d_0 = 15$ см.



Фиг. V, 32.

Напряжение нарез от силы тяги по формуле (55,10)

$$K_{cp} = \frac{1,5 P_{cy} \varphi}{2 \frac{\pi d_0^2}{4}} = \frac{1,5 \cdot 132 \cdot \frac{1}{3} \cdot 1\,000}{2 \frac{3,14 \cdot 15^2}{4}} = \frac{66\,000}{2 \cdot 177} = 187 \text{ kg/cm}^2$$

и напряжение нарез от ударной нагрузки по формуле (55,11)

$$K_{cp} = \frac{2(P_k + P_T)}{2 \frac{\pi d_0^2}{4}} = \frac{2(52 + 40) 1\,000}{2 \cdot 177} = 570 \text{ kg/cm}^2.$$

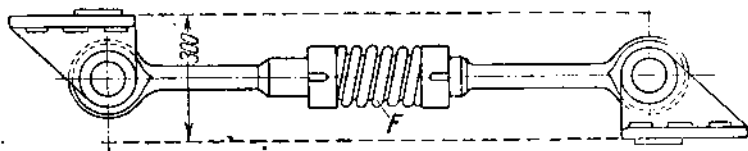
На фиг. V,31 изображено междутележное сочленение по типу американского, но допускающее поперечное перемещение одной тележки относительно другой с принудительной установкой в среднем положении при помощи пружин F , примененное на электровозах 2В-В2 железной дороги Париж—Лион—Средиземное море (PLM).

Максимальное боковое перемещение одной тележки относительно другой равно по 50 мм в каждую сторону. Начальное натяжение равно 1 000 kg, максимальное 3 500 kg. Высота пружины в свободном состоянии 220 мм, прогиб 95 мм. Аналогичная конструкция возвращающегося механизма, допускающего поперечное смещение тележек принята на первом советском электровозе ВЛ и на стандартных запроектированных по типу ВЛ.

На фиг. V,32 изображено сочленение между тележками, примененное на су-

рамских электровозов завода ВВС. Центральная сцепка позволяет свободное перемещение обеих тележек в поперечном направлении — она состоит из центрального стержня *М*, на концы которого навинчиваются наконечники *Н*, обработанные по шаровой поверхности.

Во внутренних брусках, в которых закрепляется междутележное сцепление, отливается коробка, в которую помещаются вкладыши *А* и *В*, образующие подушки для шаровой опоры. Крышкой *С* на болтах *Д* вкладыши *А* и *В*, а следовательно, и шаровая головка сцепки, удерживаются в сцепной коробке. Шайба *Е* позволяет путем изменения ее толщины прижимать вкладыши к шаровой головке в случае срабатывания поверхности.



Фиг. V, 33.

Против саморазвинчивания шаровой головки установлены в конце стержня *М* шайба *Н* на двух шурупах. Вырезы *Е* в шаровой головке служат для помещения ключа при завинчивании.

Вкладыши *А* и *В* сделаны из бронзы; таким образом стальная шаровая головка скользит по бронзе.

Перемещение тележек в горизонтальной плоскости ограничивается упругой поперечной тягой, соединяющей угол одной тележки наискось с углом другой тележки (фиг. V, 33), при поперечном перемещении одной тележки относительно другой возникает возвращающая сила благодаря сжатию пружины *Е*.

На фиг. V, 34 изображен брус междутележного соединения сурамских электровозов завода ВВС с полостью, куда закладываются шаровые головки описанного выше стержневого сцепления тележек (фиг. V, 32).

Поперечный брус междутележного сцепления рассчитывается на силу тяги от трех тележек, т. е. $1,5 F_{\text{ж макс}}$ (случай двойной тяги). Так же как и у буферного бруса, проверяются насрез болты, прикрепляющие его к рамным листам.

Кроме того, укрепление поперечного бруса рассчитывается на сжатие силой, равной удвоенному весу кузова P_k и одной тележки P_T , т. е.

$$N = 2(P_k + P_T).$$

Этому усилию сопротивляются насрез не только болты, при помощи которых прикрепляется брус к рамному листу, но также и срез заплечиков балки, выступающих за рамные листы.

Затем производим, как и в случае расчета переднего буферного бруса, проверку наиболее ослабленных сечений на изгиб под влиянием момента

$$M = \frac{Ny}{2} = (P_k + P_T)y,$$

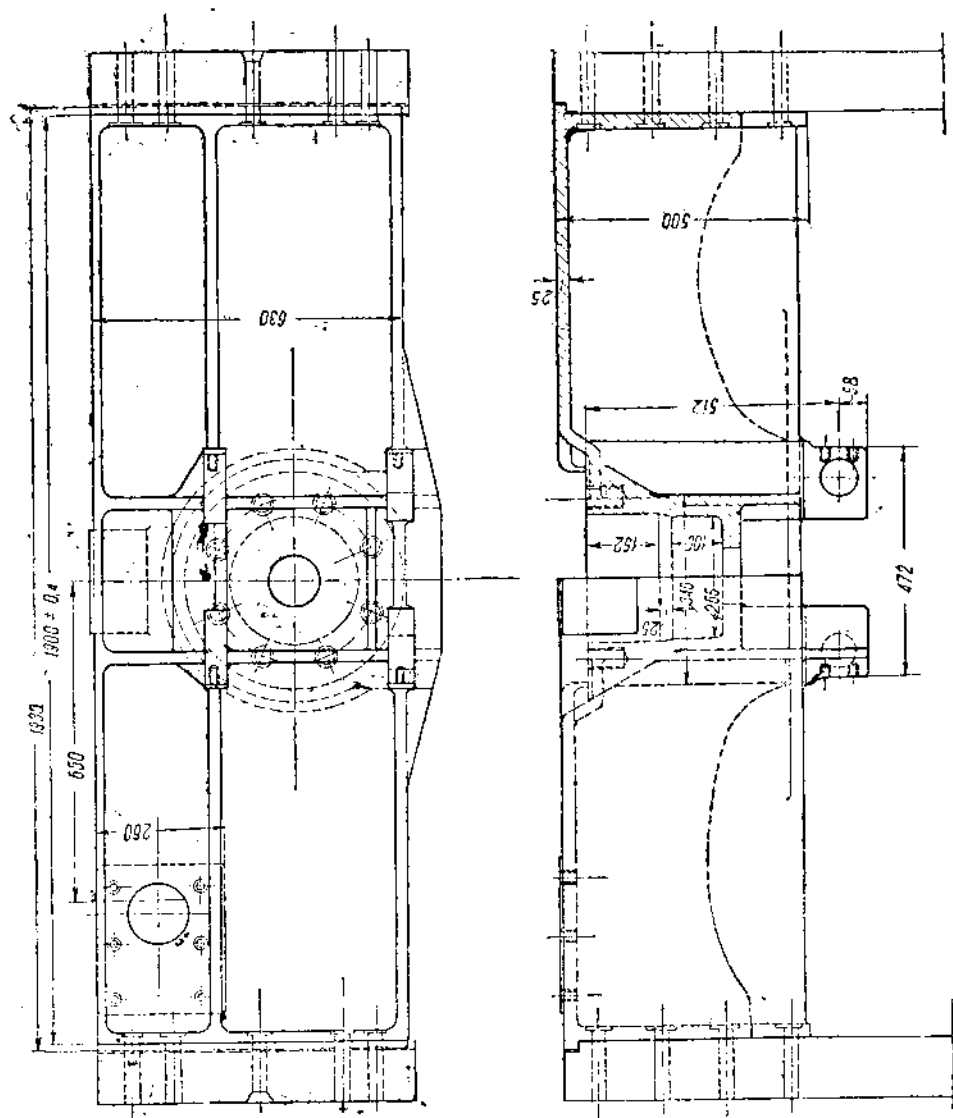
где *y* — расстояние рассматриваемого сечения до середины ближайшего рамного листа (боковины).

Расстояние между тележками проверяется на свободную установку в наиболее крутой кривой так, чтобы при этом не было бы удара тележки о тележку внутренними концами.

Пусть в кривой радиуса *R* экипаж установился с наибольшим перекосом тележек, при этом между радиусами, проведенными к центральным опорам, обра-

зуется угол α (фиг. V, 35). Тогда, обозначая расстояние между опорой и концом тележки B , а ширину тележки по рамам $2A$, величину угла α найдем из уравнения

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{B}{R-A}$$



Фиг. V, 84.

и величину C —расстояние между опорами при наибольшем перекосе тележек найдем равной

$$C = 2R \sin \frac{\alpha}{2}. \quad (55,12)$$

В действительности расстояние D между центрами опор, измеряемое при нахождении экипажа в прямой, должно быть больше полученной величины C и берется равным $D = C + 150$ мм.

На фиг. V,36 показана тележка сурамских электровозов Сс.

Буферный брус *A* литой приспособлен для перехода на автосцепку, для коей цели имеется коробка *B*, для работы на европейской упруги в нее вставляется, как раньше указывалось, крюк. Кроме того, на буферном бруске имеются приливы *C* для установки буферов. Поперечины (трансоны) *D* расположены между осями и служат опорой болстера *E*, несущего плоскую опору *F* под кузов. На поперечины опираются также моторы трамвайной подвески. Концевой брус *G* отлит таким образом, что образует вышеуказанное междутележное сочленение (фиг. V, 29). Как в поперечинах *D*, так и в бруске междутележного сочленения имеются отверстия *H*, через которые поступает из кузова в двигатели вентиляционный воздух.

Опоры, при помощи которых передается нагрузка от кузова на движущие тележки, бывают плоские и шаровые, последние не могут при поперечном качании кузова образовать момента, восстанавливающего первоначальное положение кузова относительно рам тележек, почему при шаровых опорах ставятся боковые упругие опоры с некоторым начальным усилием.

Центральная опора одной тележки должна обеспечивать возможность продольного перемещения тележки относительно кузова, необходимого при установке электровоза с неразрезным кузовом в кривой. Для большей свободы движения шкворню часто дается возм

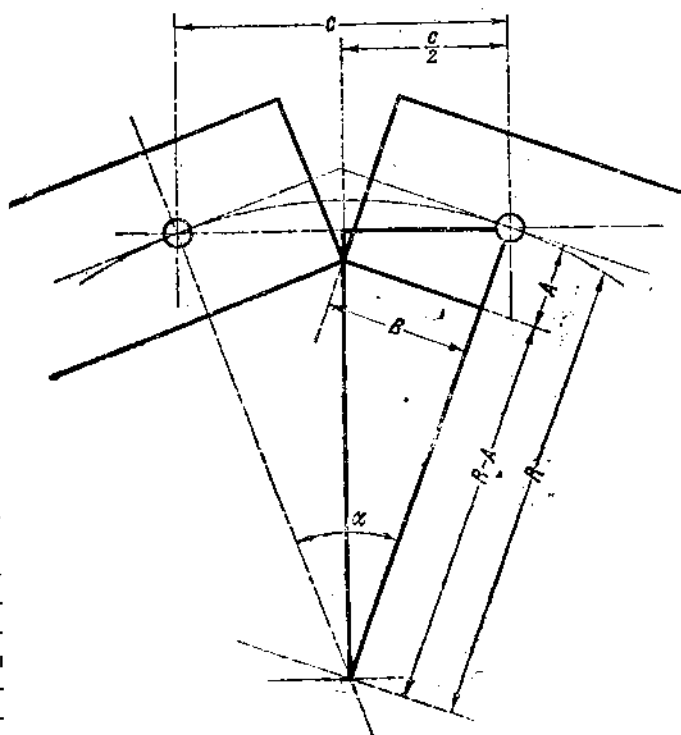
шкворню часто дается возможность некоторого поперечного перемещения. Во всяком случае такая опора должна снабжаться приспособлением для возвращения тележки при поперечном отклонении в среднее положение.

На фиг. V,37 изображена плоская пята, примененная на сурамских электро-
возах с боковым предохранительным болтом D .

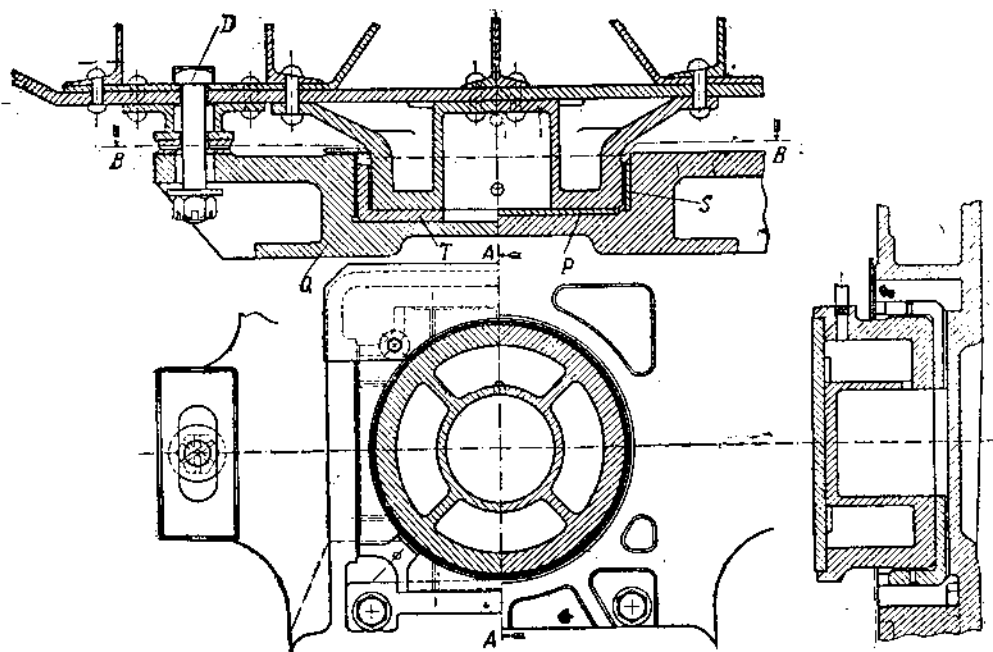
На левой стороне рисунка показана скользящая опора (с продольным перемещением), а справа — вращающаяся опора. В первом случае прокладкой служит литая цилиндрическая коробка *T*, закладываемая в основную литую пяту *Q*; во втором случае вертикальная нагрузка передается на стальной диск *P* толщиной 10 мм, а боковые усилия — через кольцо *S* той же толщины. Продольное перемещение опоры обеспечивается тем, что основная подпятниковая коробка выточена на 75 мм больше диаметра, чем вкладыш пяты. Боковые подушки снабжены стальными прокладками толщиной 10 мм; в среднем положении кузова имеется зазор в 5 мм и боковые опоры не работают. Болт *D* вставляется в отверстие с зазором, допускающим продольное перемещение опоры.

На фиг. V,37а изображена шаровая опора, примененная на сурамском электро-
возе ВВС.

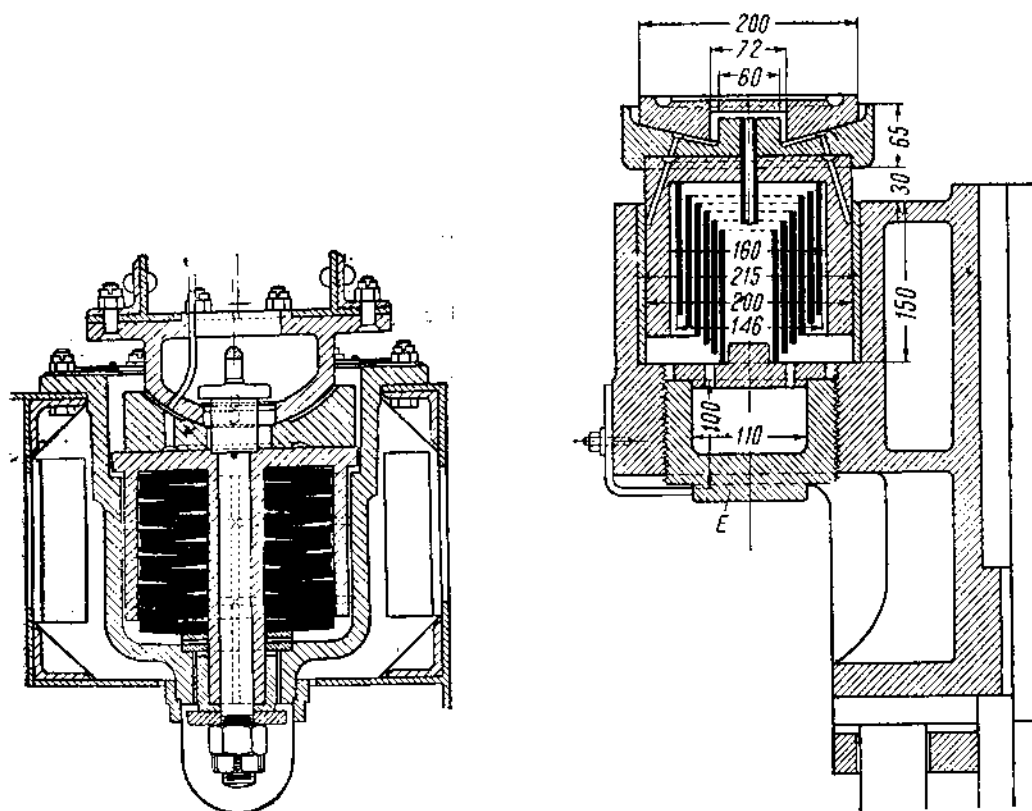
Сама пята *A* выполнена литой и прикрепляется десятью болтами к верхней раме электровоза; опорная поверхность ее заливается баббитом. Пята опирается на подвижный вкладыш *B*, выточенный внутри по шаровой поверхности, образуя опорную поверхность. Снаружи этот вкладыш выточен по цилиндрической поверхности



Фиг. V, 35.



Фиг. V, 37. Плоская пята сурамских электровозов Сс.



Фиг. V, 38. Шаровая опора электровоза 2В+В2 железной дороги PLM.

Фиг. V, 39. Боковая опора электровоза 2В+В2 железной дороги PLM.

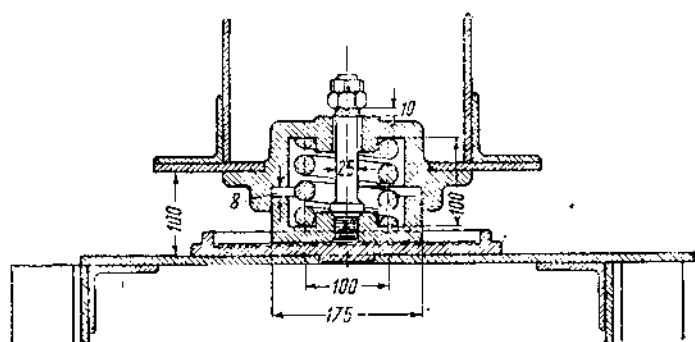
и может таким образом скользить внутри цилиндрической коробки *C*, укрепленной на раме тележки. В эту коробку вставляются с обеих сторон спиральные пружины *F*, устанавливающие опору в определенном месте по направлению продольной оси электровоза. Коробка закрывается крышками *D*.

Рессоры рассчитаны на экстренное торможение со средним замедлением *c*.

При весе кузова электровоза P_k усилие, передающееся на каждую опору, будет

$$H = \frac{P_k c}{g}.$$

Рессора должна быть рассчитана таким образом, чтобы при этом усилии она имела бы упругое действие, т. е. еще не срабатывала до конца. Кроме того, вся опора рассчитывается на удар силой, равной двойному весу кузова, т. е. на каждую опору придется усилие P_k .



Фиг. V, 40.

На фиг. V, 38 показана примененная на электровозе 2В-В2 железной дороги Париж — Лион — Средиземное море шкворневая центральная опора с шаровой вогнутой поверхностью, очерченной радиусом, равным 190 мм.¹ Под опорой находится эластичная прокладка из 12 пружинящих шайб толщиной 17 мм, внешним диаметром 280 мм, внутренним диаметром 86 мм. Выпуклость в свободном состоянии составляет 5,3 мм.

Необходимые при наличии шаровых шкворневых опор для устойчивости в поперечном направлении боковые опоры располагаются или на той же поперечной линии, что и шкворневая опора, или позади — ближе к внутреннему концу тележки (сурамский электровоз ВВС, электровозы 2В — В2 железной дороги Париж — Лион — Средиземное море).

На фиг. V, 39 показана такая боковая упругая опора, воспринимающая часть веса электровоза, установленная на электровозах 2В — В2 железной дороги Париж — Лион — Средиземное море. Нагрузка этой опоры может регулироваться подвешиванием цилиндрического тела *E* на резьбе в нижней части корпуса.

Начальное натяжение пружин 4 000 кг, максимальное 6 150 кг. Высота пружины в свободном состоянии 240 мм, при нагрузке 2 000 кг — 173 мм. Размеры пружин: диаметры наружный 146 мм, внутренний 51 мм, сечение 140 × 9 мм.

На том же электровозе установлены в одной линии со шкворневой опорой боковые пружинные опоры для поглощения поперечных колебаний кузова относительно движущих тележек, изображенные на фиг. V, 40. Пружины имеют нормальное натяжение 2 800 кг, максимальное 3 900 кг. Размеры пружин: диаметр витков 100 мм, диаметр прутка 25 мм.

¹ См. „Elektrische Bahnen“ 1931, март — апрель.

56. Цельнолитые и сварные рамы

Цельнолитые рамы. В Америке большое распространение получили за последнее время так называемые цельнолитые рамы, в которых боковины отливается вместе с междурамными скреплениями. На фиг. V, 41 показана рама электровоза 1C + C1 Кливлендской железной дороги.

Боковины этих рам отливаются с одним поясом R коробчатого сечения, внутри которого располагается все рессорное подвешивание. Для лучшего использования материала поясов при работе на изгиб верхняя открытая часть коробчатого сечения снабжается горизонтальными полочками a , так что нейтральная ось сечения проходит по середине. Над буксами в нижней горизонтальной полочке приходится делать отверстие для постановки пружин F , передающих нагрузку от рессор на буксы; в этом месте сечение пояса усиливается горизонтальными полочками b . В том месте, где примыкает междурамное скрепление, обе вертикальные стенки пояса замыкаются сверху горизонтальной полочкой, переходящей непосредственно в полку поперечной балочки междурамного скрепления. Это обеспечивает высокую жесткость всей рамы. К поясу R , образующему собственно боковину рамы, примыкают стойки S , являющиеся направляющими для букс. Эти стойки в сечении имеют коробчатую форму, внизу имеют отверстие O для постановки болтов для укрепления струнок.

Сварные рамы. Послевоенное восстановление разрушенного хозяйства дало сильный толчок к развитию сварочных работ как наиболее простому удобному и дешевому способу ремонта. Затем кроме области ремонтных работ сварка стала широко распространяться в судостроении, где требовалось облегчение конструкции, в машиностроении и гражданских сооружениях и т. п. Возможно, что специфические условия работы железнодорожного подвижного состава были причиной того, что в этой области сварка получила право широкого применения с большим запозданием. Хотя сварные рамы в отдельных железнодорожных мастерских начали применяться и очень давно, однако применение сварки в локомотивостроении стало заметно лишь в последнее время.

Наличие динамической нагрузки, неподдающейся точному подсчету, и также постоянные ударные нагрузки долгое время заставляли с особой осторожностью относиться к применению сварки в локомотивостроении. В этом смысле особый интерес представляют опытные электровозы $B_0 + B_0$, построенные заводом SSW в Германии,¹ а также Маффей и Шварцкопф.² Работа этих электровозов позволила установить способность сварной конструкции выдерживать ударную нагрузку в том виде, как это имеет место в железнодорожной службе.

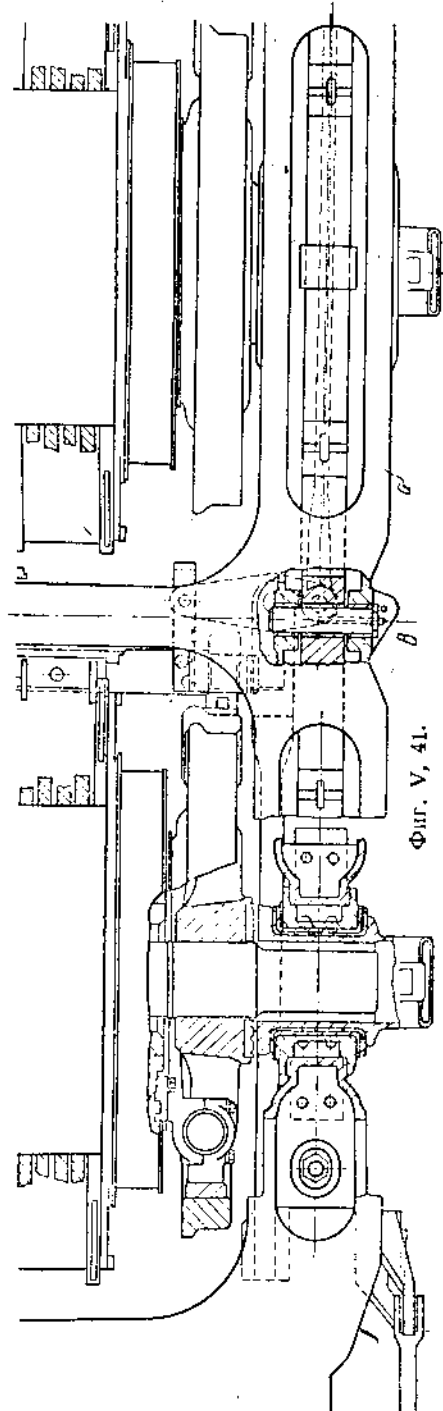
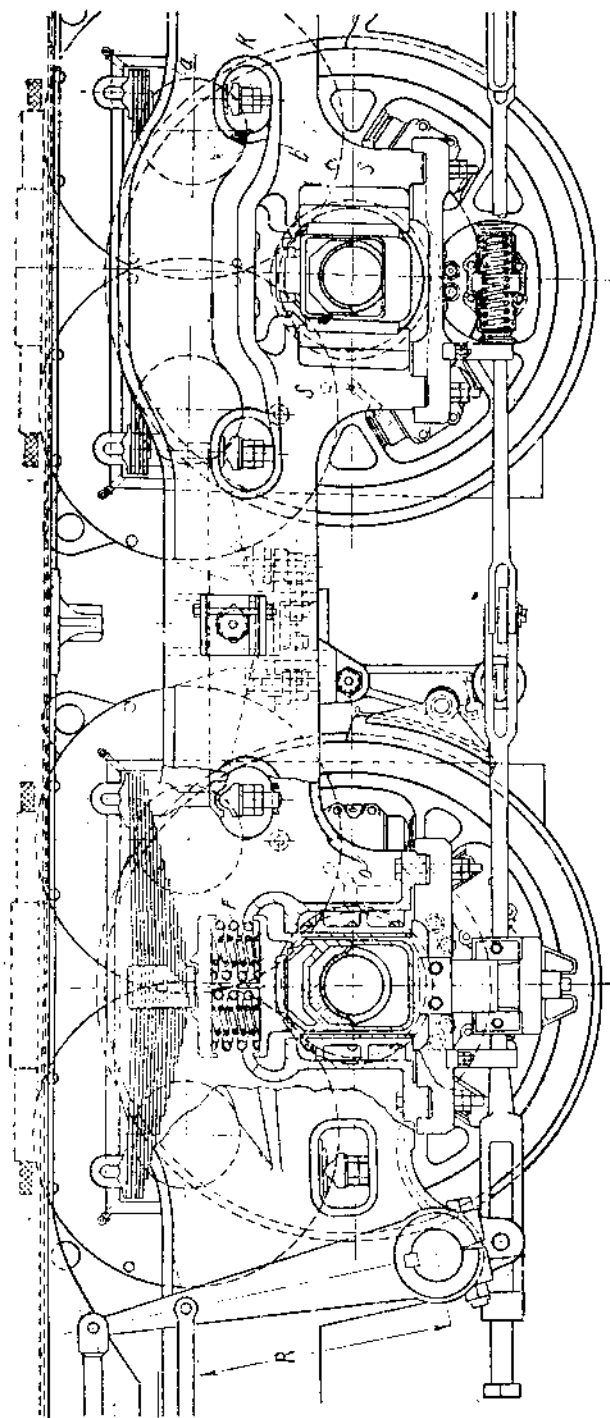
Вслед за благоприятными результатами опытов, рассеявшими опасения конструкторов, сварные рамы в электровозах стали широко применяться; отметим прежде всего большое количество выполняемых заводами для германских железных дорог сварных электровозов $B_0 + B_0$ для товарной и пассажирской службы, и наконец, курьерских электровозов 1C1 построенных заводом AEG³.

Сварные рамы характеризуются не только заменой клепаных и болтовых соединений сварными, но и требуют коренного изменения конструкции рам, которая наиболее отвечала бы производственным процессам. На эту сторону не всегда уделяется должное внимание, однако простая замена клепки сваркой без изменения характера шва часто ведет не к удешевлению, а к удорожанию локомотива. В этом отношении широкое применение профильного железа также не всегда может привести к положительным результатам. Техника сварных работ часто требует вместо профильного железа сварные профили, которые дают лучшее использование материала. В качестве материала на указанных выше электровозах была применена сталь, с временным сопротивлением 37 — 46 kg/mm².

¹ См. Reichel „El. Lokomotiven Achsfolge $B_0 + B_0$ mit geschweissten Rahmen“, El. Bahnen, 1933, стр. 1.

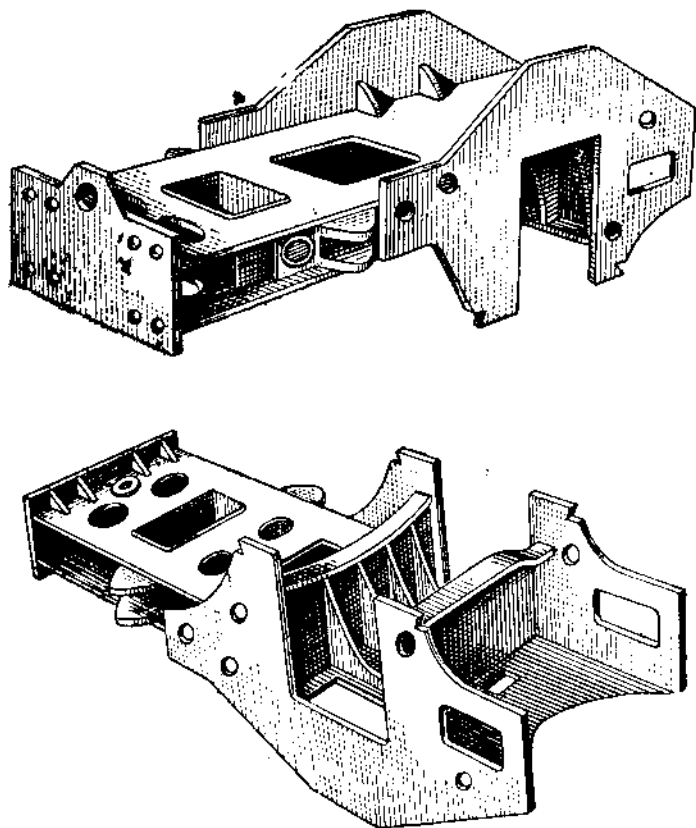
² См. Törpisch „Elektrische $B_0 - B_0$. Reichsbahnlokomotiven Bauart Maiffei Schwarzkopf“ El. Bahnen 1932, стр. 245.

³ См. „Elektrische 1C₀1 Reichsbahn Schnellzug lokomotive mit Einzelnachsantrieb“ Kleinow, El. Bahnen 1933, стр. 150.



Фиг. V, 41.

чтобы сварщики, которые будут допущены к сварке рам, должны дать образцы сварки с прочностью 30 kg/mm^2 . Интересно отметить, что при испытании сварщиков было установлено, что из 120 испытанных образцов 5% дали менее 25 kg/mm^2 и 75% более 30 kg/mm^2 .



Фиг. V,44. Сварная рама бегунков-й тележки электровоза 1Co1 германских железных дорог.

57. Колеса и оси

Отдельные размеры ската и его конструкции зависят от расположения рам, нагрузки на ось, диаметра колес и усилий, которые передаются от двигателя движущим колесам.

Колеса. В настоящее время применяются исключительно литые центра и при теперешних усилиях, передающихся на колеса, трудно изготовить сварные центра.

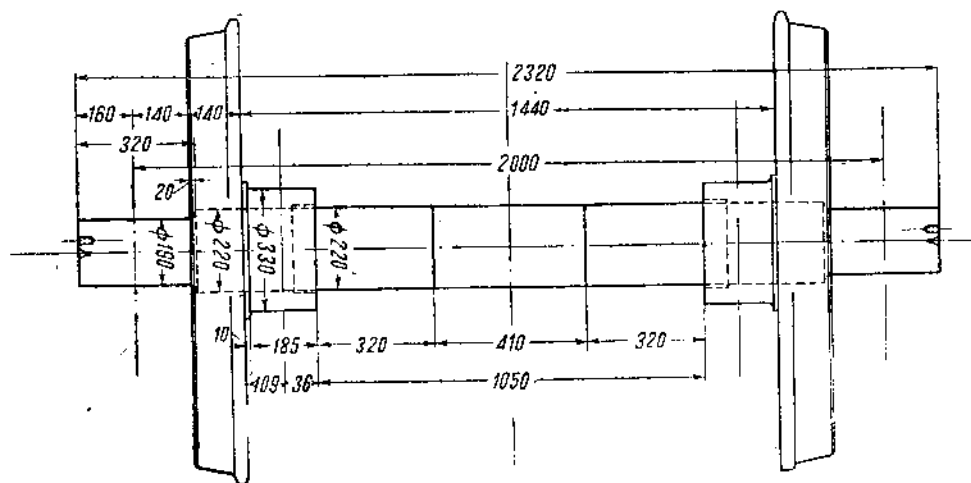
Стальные литые центра выдерживают насадку в 150 t давления; или согласно американской практике по 16 t на $1''$ диаметра втулки. Считается, что при диаметре колес до $1,3 \text{ m}$ можно насадку производить еще без шпонки. Литая сталь применяется с временным сопротивлением на разрыв в $42—45 \text{ kg/mm}$ при 25% удлинения с сокращением сечения $45—55\%$, содержанием C от $0,15—0,18\%$. Содержание фосфора не должно превышать $0,04—0,07\%$. После отливки центра должны быть особенно тщательно отожжены.

Согласно германским нормам колесные центра отливаются из стали сопротивлением на разрыв

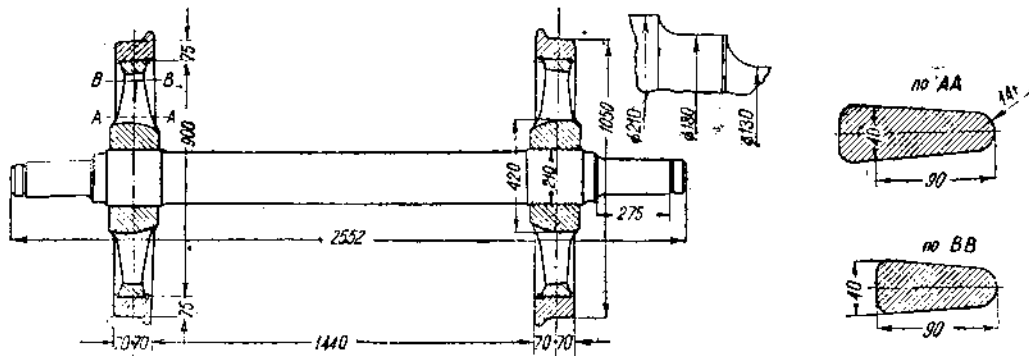
38—45 kg/mm^2 и удлинением 16(20)%
или 50—60 " " 8(16)%

Согласно французским нормам литая сталь для колесных центров применяется марки В сопротивлением 40 kg/mm^2 и удлинением 15% при образце длиной $l = \sqrt{66,67 s}$, где s — площадь сечения.

На фиг. V, 45 изображена колесная пара сурамского электровоза завода ВВС. Втулка выполнена удлиненной внутрь для насадки на нее зубчатого колеса. Колесо с такой втулкой насаживается на ось с большими трудностями из-за большой длины



Фиг. V, 45.



Фиг. V, 46.

насадки; во избежание повреждения поверхностей оси, на которую производится насадка, удлиненная часть втулки в конце на $\frac{1}{5} - \frac{1}{6}$ части длины растачивается, уширяясь, на конус.

Кроме того, можно рекомендовать производить обточку втулки и оси ступенями, что значительно облегчает насадку длинных втулок. На фиг. 46 показана бегунковая ось электровоза ПБ.

При проектировании колесного центра назначают толщину подступичной части с таким расчетом, чтобы отношение внешнего диаметра к внутреннему составляло 1,8—2. Отношение же длины подступичной части к внутреннему ее диаметру $\frac{D}{d} = 1,6 - 2,0$, а длина подступичной части l берется так, чтобы $\frac{l}{d} = 0,7 - 0,8$.

Ширина обода колеса определяется размерами бандажа, а именно при нормальном нашем бандаже шириной 140 мм ширина обода 108—110 мм, высота его сечения зависит от нагрузки на ось и колеблется от 40 до 50 мм.

Необходимое сечение спиц может быть определено следующим образом: пусть давление колеса будет P , тогда наибольшая сила тяги, развиваемая на ободу колеса, будет

$$F_k = P\varphi_{\text{max}}$$

где φ_{max} есть максимальный коэффициент сцепления, который можно принимать равным 0,3. Эта сила F_k передается лишь $1/3$ числа всех спиц, таким образом изгибающий момент в плоскости колеса для одной спицы будет

$$M = \frac{3F_k r_0}{n} = \frac{3P\varphi_{\text{max}} r_0}{n}, \quad (57,1)$$

где n число спиц в колесе и r_0 — рабочая длина спицы, считая ее от втулки до внутренней поверхности обода.

Напряжение спиц на изгиб

$$K_{\text{изг}} = \frac{M}{W},$$

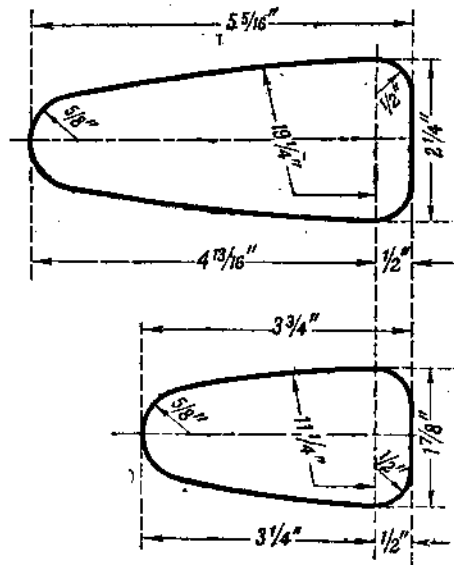
где W — момент сопротивления сечения спицы.

В Америке большое распространение получили колеса с отлитыми заодно бандажами.

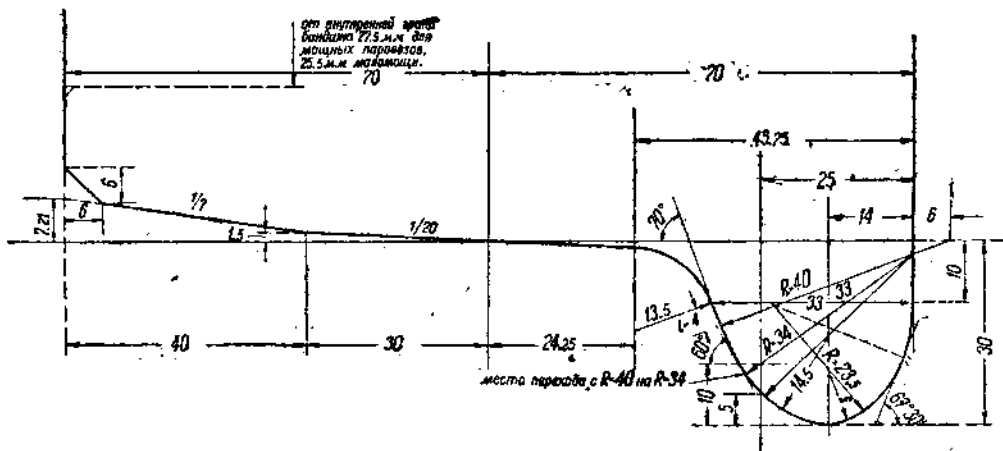
Материалом таких колес служит сталь и чугун.

Американскими стандартами предписывается сталь следующего химического состава:

Углерод	— 0,60 — 0,80%	Фосфор не более	0,05%
Кремний	— 0,15 — 0,35%	Серы не более	0,05%
Марганец	— 0,55 — 0,80%		



Фиг. V, 49.



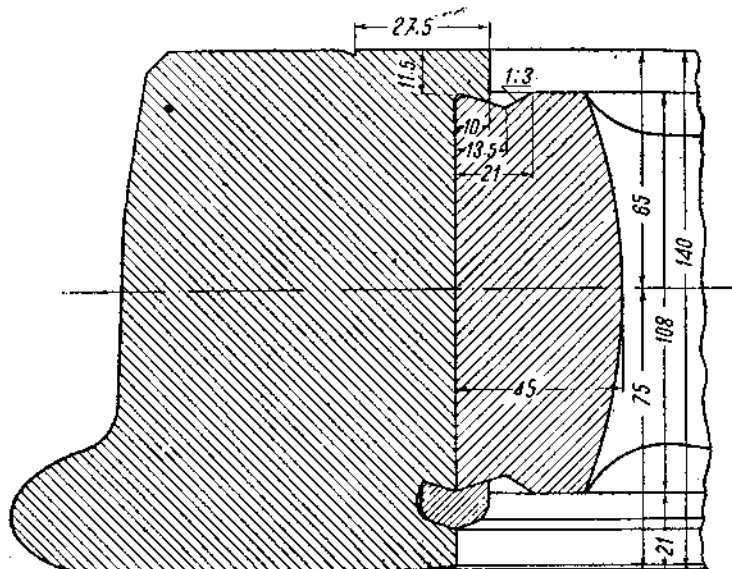
Фиг. V, 50. Нормальный профиль бандажа СССР.

Отступления от нормальных размеров толщины гребня бандажа — не более $\pm 1/16$ дюйма, в высоте же гребня бандажа только $+1/16$ дюйма, в толщине бандажа не более $3/16$ дюйма.

Толщина в средней части колесного центра у выгиба около бандажа для всех колес не должна быть менее $3/4$ дюйма, а у ступицы 1 дюйм.

Бандажи. Для ширококолейных электровозов в настоящее время в Европе почти исключительно применяются отдельно насаженные бандажи.

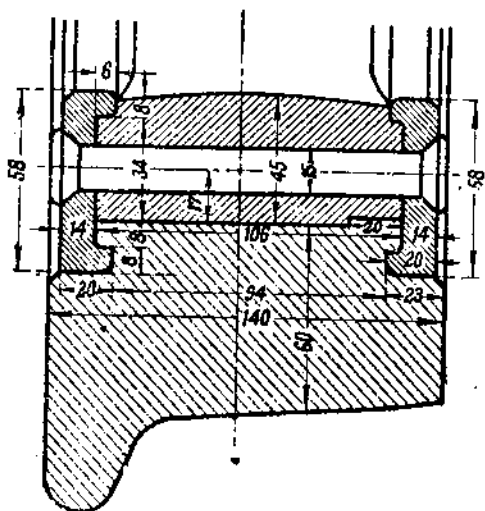
Нормальный профиль бандажей, принятый в СССР, дан на фиг. V,50. Ширина бандажей составляет 140 мм; в случае безребордных бандажей ширина их доводится до 150 мм. Толщина новых бандажей в СССР на электровозах и



Фиг. V, 51.

мощных паровозах 90 мм, в Европе обычно 70 — 75 мм. Минимальная допустимая толщина бандажей после обточки 45 мм.

Укрепление бандажей, насаживаемых в разогретом состоянии, производится при помощи колец. У нас принят немецкий способ закрепления при помощи фасонного кольца (фиг. V,51). Нередко кольца



Фиг. V, 52. Укрепление бандажей по системе Манзеля.

устраиваются в таком виде, что охватывают и бандажи и колесо с боков (система Манзеля) (фиг. V,52); при этом способе укрепления в случае разрыва бандажа последний остается на колесе.

В Америке не употребляется укрепление бандажа на колесе.

Плотная насадка бандажа производится в горячем виде путем разогревания бандажа, причем внутренний диаметр его обтачивается на 1—1,5 мм на 1 м диаметра колеса.

Линейное температурное удлинение материала бандажей $\alpha = \frac{1}{84\,600}$. Тогда необходимая температура нагрева бандажа при натяге $\epsilon = \frac{1}{1000}$ найдется равной $t = \frac{\epsilon}{\alpha} = \frac{84\,600}{1000} \approx 85^\circ$. В действительности

$k_{\text{раст}} = \epsilon E$, где E модуль упругости, который может быть принят равным $E = 2\,000\,000 \text{ kg/cm}^2$, что дает напряжение $k_{\text{раст}} = 2000 \text{ kg/cm}^2$. Обозначим давление бандажа на единицу поверхности p , ширину бандажа по насадке b , тогда при диаметре колеса D_k давление на две половины колеса найдем равным $P = pbD_k$.

С другой стороны, обозначая площадь сечения бандажа ω , имеем $P=2k_{расп}\omega$, откуда находим

$$p = \frac{2\omega k_{расп}}{bD}.$$

Для колес диаметром 1—2 м давление p колеблется от 2,8 до 1,5 kg/mm^2 . Полученное выражение для p показывает, что удельное давление p у колес малого диаметра больше, чем у колес большого диаметра, этим и объясняется более легкое ослабление бандажей у колес большого диаметра.

От материала бандажей требуется большое сопротивление на разрыв и в то же время достаточная вязкость, позволяющая бандажам растягиваться при охлаждении на колесе и выдерживать ударную нагрузку. Кроме того, от материала бандажей требуется высокая твердость, поскольку давление на опорных поверхностях с рельсами достигает 40—60 kg/mm^2 .

В Америке различаются три класса локомотивных бандажей в зависимости от их назначения:

Класс А — для пассажирских локомотивов;

„ В — для товарных локомотивов и моторных вагонов;

„ С — для маневровых локомотивов.

В зависимости от этого химический состав их:

Углерода — класс А	0,50 — 0,70%	Фосфора не выше	0,05%
„ В	0,60 — 0,80%	Серы не выше	0,05%
„ С	0,70 — 0,85%	Кремния	0,15 — 0,35%
Марганца	0,50 — 0,75%		

Механические свойства:

Временное сопротивление — класс А	74 kg/mm^2 (105 000 фун./дюйм ²)
„ В	80 „ (115 000 „)
„ С	88 „ (125 000 „)

при этом удлинение образца длиной 2 дюйма соответственно 12; 10 и 8% и сужение площади сечения 16; 14 и 12%. В СССР для бандажей берется сталь временным сопротивлением 75 kg/mm^2 .

На сурамских электровозах ГЭС поставлены бандажи типа В, т. е. имеющие временное сопротивление на разрыв 80 kg/mm^2 и удлинение 10% при длине образца 2 дюйма.

По германским нормам берется сталь разрывного напряжения 80—92 kg/mm^2 , по нормам итальянских железных дорог — 75—85 kg/cm^2 и 14—11% удлинения для короткого образца, химический состав: серы < 0,04%, фосфора < 0,04%, но сера + фосфор < 0,07%.

Согласно французским нормам имеются два сорта стали бандажей G и H со следующим временным разрывным напряжением и удлинением (табл. 32).

Таблица 32

Сорт стали	Временное сопротивление в kg/mm^2	Удлинение минимальное, измеренное на длине $\sqrt{86,67 s}$ где s — сече- ние (первоначальное)
G	70	14
H	90	8

При этом рекомендуется пользоваться следующими образцами при испытании:

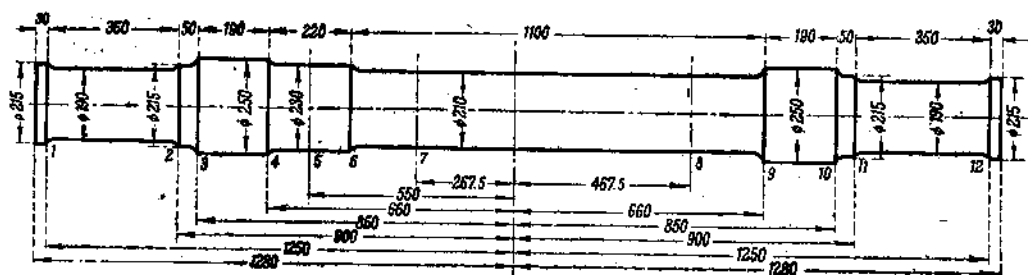
Диаметр	13,8 мм	15,96 мм
Сечение	150 мм ²	200 мм ²
Длина	130 „	147 мм
Расстояние между штрихами . . .	100 „	115 мм

Оси. Оси бывают с внешними и внутренними шейками; первые — при внешних рамах, вторые — при внутренних. На фиг. V, 53 изображена ось с внешними шейками при нагрузке на ось 23 т, трамвайной подвеске и односторонней зубчатой передаче.

По своей длине оси не имеют постоянного диаметра. Наибольший диаметр оси получается в месте запрессовки колесной втулки и зубчатого колеса. Наблюдения показывают, что в этом месте наблюдается наиболее частый излом (между зубчатым колесом и втулкой движущего колеса).

Для лучшего удержания масла шейки снабжаются буртиками.

Изображенная на фиг. V, 53 ось выполнена для насадки разрезного зубчатого колеса, с одной стороны в месте, обозначенном 5.



Фиг. V, 53.

Все осевые заплечики отковываются вместе с осью. Однако очень часто, особенно в Америке, употребляется насаживание их в горячем состоянии, что значительно дешевле и позволяет снимать при обточке меньше материала.

Материалом для осей служит сталь повышенного качества, т. е. временного сопротивления 50—60 кг/мм²; удлинение при образце в 50 мм длины и диаметром = 20 мм — 28%, для длинного образца $d = 20$, $l = 10 d$, удлинение 18%.

Количество фосфора не должно превышать 0,07%.

По французским нормам обработка оси вчерне должна быть таковой, чтобы на станках не приходилось снимать более 15 мм в диаметре, а минимум 5 мм. Но в обработанной оси должны быть точно соблюдены все размеры.

Согласно французским нормам рекомендуется для испытания образцов брать их следующих размеров:

Диаметр	13,8 мм	15,96 мм
Сечение	150 мм ²	200 мм ²
Длина	130 мм	147 мм
Расстояние между знаками	100 „	115 „

При этом временное сопротивление материала осей должно быть 48 кг/мм² при удлинении min 23.

В качестве материала для осей германская практика рекомендует мартеновскую сталь сопротивлением 50 кг/мм², удлинением 25% и сужением сечения 35%, или тигельную сталь сопротивлением 55—60 кг/мм² и удлинением 25% при сокращении сечения 35—45%. Часто применяют и никелевую сталь с содержанием никеля 3%, механические свойства (сопротивление и удлинение) те же, что и тигельной стали. На электровозах линии Benevento-Fodgia итальянских железных дорог применена никелевая сталь временным сопротивлением — 50—60 кг/мм² и удлинением 18(22) %.

Иногда оси высверливаются по длине с тем, чтобы обнаружить дефекты и уменьшить вес ее. При отверстиях до 30—50 мм высверливание оси не вызывает заметного ослабления ее.

58. Расчет осей

Случай трамвайной подвески. В этом случае при расчете оси учитываются силы: а) действующие в вертикальной плоскости и б) действующие в горизонтальной плоскости. К первой группе относятся следующие силы:

1. сила P_1 , представляющая собой давление на шейку от зарессоренной статической нагрузки и равная

$$P_1 = P - p,$$

где P — полная статическая нагрузка на ось;

а p — сумма весов самой колесной пары, буксы, рессоры и половины веса двигателя.

2. Сила P_2 , представляющая собой увеличение нагрузки на ось, вызываемое моментом максимальной силы тяги F_k , передающейся на раму на высоте осевых шеек и сопротивлением поезда, приложенной на высоте упругого прибора H над головкой рельсов.

Сюда же следует отнести и увеличение нагрузки от продольных и поперечных колебаний на неровностях пути.

3. Сила X_0 , представляющая собой изменение нагрузки, вызванное дополнительным моментом от передачи усилия от двигателя через редукторы на ось, эта сила, как мы ранее видели, определяется по следующей формуле (3,3):

$$X_0 = \pm \frac{F_k D_k}{2R} \frac{(1-R)}{l},$$

здесь F_k — сила тяги, развиваемая на данной осью;

D_k — диаметр колеса по кругу катания;

R — радиус большого зубчатого колеса;

l — расстояние от круга зацепления до носика двигателя.

Знак плюс (+) или минус (—) выбирается в зависимости от направления движения.

Эту силу считают приложенной в середине моторно-осевых подшипников, там же передается и мертвый вес двигателя, величину которого принимаем равным $1/2$ общего веса двигателя. Общее усилие, передаваемое на ось через моторно-осевые подшипники будет

$$P_3 = X_0 + 0,5 Q_k,$$

где Q_k — вес двигателя.

В действительности на ось будет передаваться не Q_k , а динамическое усилие, вызванное массой двигателя при прохождении колесом неровности пути.

4. Сила P_4 , вызываемая давлением малой шестерни на большую зубчатку, имеющее место при передаче вращающего момента двигателя на ведущую ось. Давление на ось P_4 равно

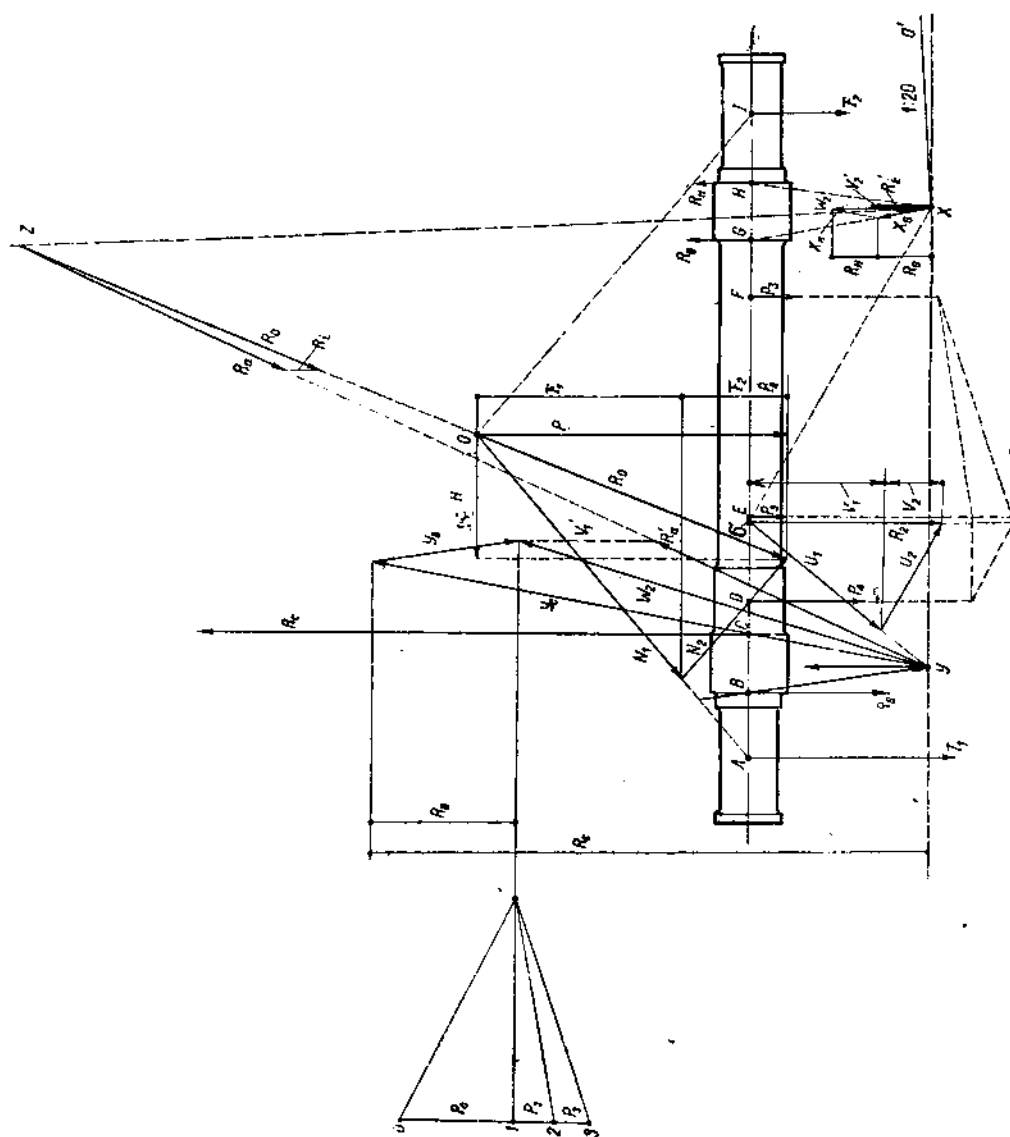
$$P_4 = \pm \frac{F_k D_k}{2R},$$

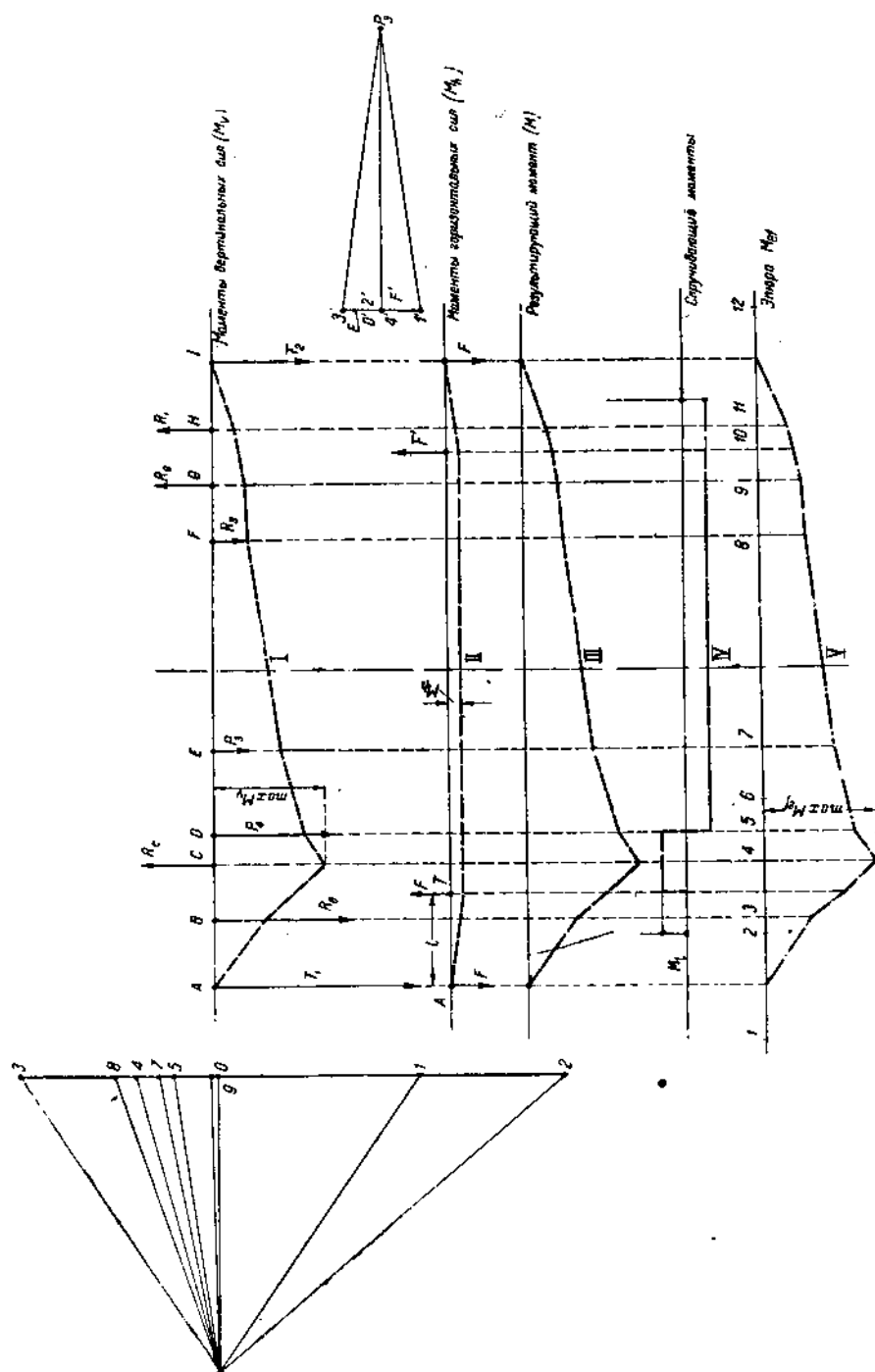
где R — радиус большой зубчатки. Направление силы P_4 приложенной в месте запрессовки зубчатого колеса, зависит от направления движения электровоза и противоположно силе X_0 .

5. Сила P_5 , представляющая собой изменение зарессоренного веса вследствие давления двигателя на подвеску его к междурамному скреплению. Влияние этой силы на нагрузку оси зависит от рессорного подвешивания, как мы видели в § 3, если мы принимаем P_4 направленной вниз, то сила P_5 будет направлена вверх, и следовательно, будет разгружать зарессоренную нагрузку, поэтому в наших расчетах мы можем ее не принимать.

Все перечисленные силы группируем по месту приложения их. На шейку оси действуют силы, перечисленные в пп. 1, 2 и 5; равнодействующую этих сил $P_0 = P_1 + P_2 + P_5$ назовем динамическим зарессоренным весом (фиг. V,54). Сила P_3 , однако, распределяется неравномерно между шейками оси: действующие на наддрессорное строение центробежная сила и сила давления ветра вызывают перегруз одной шейки за счет разгрузки другой. Величину центробежной силы можно определить по формуле

$$C = \frac{P_1 V_{\max}^3}{\epsilon R} \quad (58,1)$$





Фиг. V, 54. Графический расчет оси при трамвайной подвеске двигателя.

в случае отсутствия возвышения наружного рельса (прохождение по стрелкам) или по формуле

$$C = \frac{P_1 (V_{\max}^2 - V_0^2)}{gR}, \quad (58,1a)$$

учитывая возвышение наружного рельса в кривых.

В этих формулах P_1 — нагрузка на ось (зарессоренная); V_{\max} — скорость, соответствующая прохождению стрелок и кривых в пути радиусом R ; V_0 — скорость, при которой центробежная сила компенсируется возвышением внешнего рельса.

При более точном расчете следует определять общую центробежную силу электровоза, развивающуюся в кривых, и распределять ее между осями в зависимости от коэффициента их рессор с учетом сбалансирования осей, помня, что поперечные балансиры выравнивают нагрузку на колеса одной и той же оси, а также учитывать ту часть давления ветра, которая приходится на ось. На практике однако очень часто расчет ведется для упрощения из предположения, что центробежная сила и давление ветра составляет по Шефлеру 0,4 динамического веса надрессорного строения. Сама динамическая нагрузка P_d принимается равной 1,4 статической, т. е. $P_d = 1,4 P_1$. Распределение нагрузок между шейками осей от совокупного действия вертикальных сил — динамического веса надрессорного строения P_d и горизонтальной центробежной силы и давления ветра H — определен графическим способом; для этого находим R_0 равнодействующую сил P_d и H , приложенных в центре тяжести надрессорного строения и раскладываем ее по параллелограмму на два направления OA и OI , определяемые лучами, проходящими из центра тяжести надрессорного строения через середины шеек, проекции сил N_1 и N_2 на вертикальную ось дает силы T_1 и T_2 , вертикальные давления на шейку от динамического веса надрессорного строения P_d , и горизонтальных — центробежной силы и давления ветра.

Теперь найдем реакцию рельсов от действия тех же сил P_d и H . Реакция внутреннего рельса в кривой может быть направлена только перпендикулярно плоскости соприкосновения колеса с рельсом, т. е. перпендикулярно к линии $хо'$ наклона конусности бандажа, каковую примем в $\frac{1}{20}$.

Продолжаем направление реакции внутреннего рельса xz до пересечения с направлением равнодействующей R_0 в точке z , далее мы найдем направление реакции внешнего рельса, которое будет по линии zu . Реакцию рельсов, которая равна силе R_0 , но направлена в противоположную сторону, раскладываем на направление zu и zx и получаем реакции рельсов — силы R'_a и R'_i . Эти силы через колеса передаются на ось.

Теперь остается учесть влияние силы P_d , приложенной на месте запрессовки зубчатого колеса, и силы P_s , передаваемые от подвесного двигателя на ось вместе с частью веса двигателя, передающейся на ось в точках E и F . Эти силы складываем по правилу веревочного многоугольника и получаем равнодействующую R_2 приложенную к точке σ ; реакцию рельсов от действия от этой равнодействующей силы R_2 найдем, разложив ее по направлениям ox и oy , получаем силы U_1 и U_2 и вертикальные их составляющие V_1 и V_2 , которые графически складываем с ранее найденными реакциями рельсов от действия на колеса зарессоренных сил; влиянием горизонтальных сил, действующих на незарессоренные массы, пренебрегаем. Графическое сложение сил V_1' у левого колеса и сил V_2' у правого колеса с ранее найденными реакциями рельсов — силами R'_a и R'_i — дает общую реакцию рельсов сил W_1 и W_2 . Эти последние силы мы разлагаем на направления yB и yC для левой стороны и xG и xH для правой с тем, чтобы определить их влияние в рассматриваемые опасные сечения оси B, C, G и H и получаем силы Y_G , Y_B у левого колеса и X_G , X_H — у правого, вертикальные составляющие от реакции рельсов, приложенные в указанных сечениях оси, обозначены R_B , R_C , R_G и R_H . Таким образом все вертикальные силы, действующие на ось в плоскости средней линии оси, сведутся к следующим силам: T_1 , R_B , R_C , R_G , R_H , T_2 , P_4 и P_3 .

Пользуясь веревочным многоугольником, производим сложение этих сил и строим эпюру моментов (эпюра 1). Наибольший момент M_{max} получается в сечении C между левым колесом и зубчатым колесом.

Переходим теперь к силам, действующим в горизонтальной плоскости.

Обозначим силу тяги, приходящуюся на одно колесо, через F_{κ} , наибольшая ее величина по условиям сцепления будет равна

$$\max F_{\kappa} = \frac{P\varphi_{\kappa}}{2},$$

где P — сцепной вес оси;

φ_{κ} — коэффициент сцепления, который мы условились принимать для расчетов равным

$$\max \varphi_{\kappa} = \frac{1}{3},$$

тогда

$$\max F_{\kappa} = \frac{P}{2} \cdot \frac{1}{3} = \frac{P}{6}.$$

Сила тяги, развиваемая в плоскости движущих колес в опорной точке движущего колеса на рельсе, передается на раму электровоза через осевую буксу; реакцию рамы электровоза на ось от передачи ей тягового усилия принимаем приложенной в середине шейки, т. е. в точке A для левой стороны оси и в точке I для правой стороны оси.

Пользуясь правилом веревочного прямоугольника, строим линии момента от перечисленных горизонтальных сил: а) силы тяги, развиваемой каждым колесом F , и б) реакцией рамы F' . Аналитически этот момент в средней подступичной части может быть определен по формуле

$$M_h = F_k l,$$

где l — расстояние от середины шейки до середины подступичной части оси.

Изгибающие моменты M_v в вертикальной плоскости, изображенные эпюрой моментов 1 (фиг. 54) и моменты M_h , действующие в горизонтальной плоскости (эпюра 2) складываем геометрически.

Равнодействующая моментов $M = \sqrt{M_v^2 + M_h^2}$ найдется как гипотенуза прямоугольного треугольника, катетами которого являются M_v и M_h (эпюра III).

Кроме изгиба от момента M ось подвергается при передаче усилий от большой шестерни к движущим колесам скручиваний.

Обозначая максимальное усилие на ободе движущих колес попрежнему $\max F_{\kappa} = \frac{P}{6}$, а диаметр движущих колес через D_{κ} , скручивающий момент найдем по формуле

$$M_t = \frac{F_{\kappa} D_{\kappa}}{2} = \frac{D_{\kappa}}{12}$$

эпюра момента M_t дана в виде ломаной линии IV.

Совокупное действие изгибающего и скручивающего момента может быть заменено действием некоторого момента $M_{\text{ср}}$, определяемого по формуле

$$M_{\text{ср}} = \frac{3}{8} M + \frac{5}{8} \sqrt{M^2 + M_t^2}. \quad (58,2)$$

Вычисляем величину $M_{\text{ср}}$ для наиболее опасных сечений оси, а именно в конце шейки, в подступичной части колеса (сечение B и C), у насадки зубчатого колеса и в средней части оси. Напряжение материала оси в указанных сечениях может быть определено по формуле

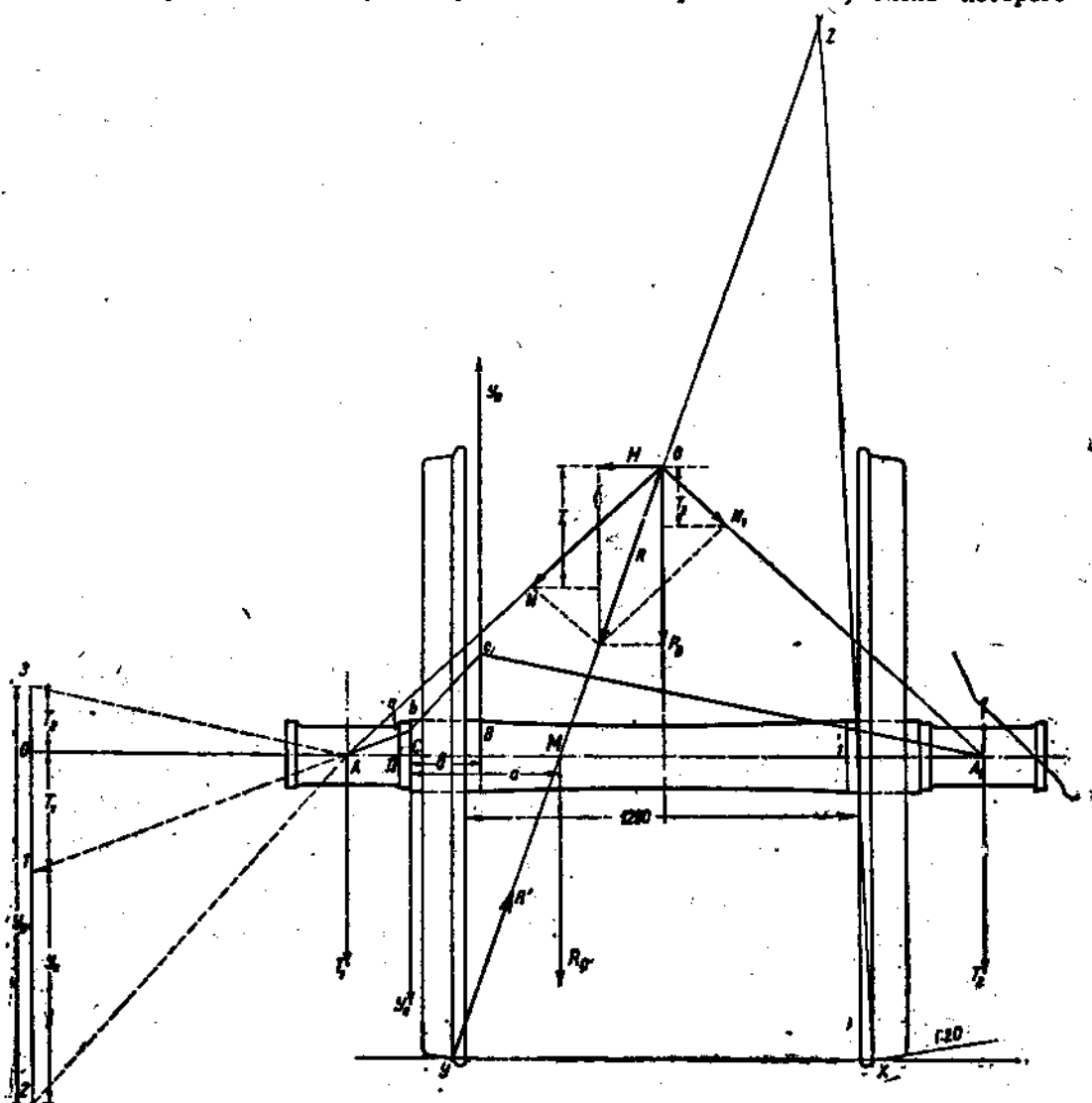
$$K_{\text{изг}} = \frac{M}{W},$$

где W момент сопротивления данного сечения оси, определяемой по формуле

$$W = \frac{\pi}{32} d^3 \approx 0,1 d^3, \quad (58,3)$$

где d — диаметр оси в данном сечении.

В случае односторонней зубчатой передачи производится проверка напряжений в оси в предположении: 1) что при движении в кривых колесо, около которого



Фиг. V, 55. Графический расчет оси при передаче полый осью.

расположена большая зубчатка, является внешним колесом (разобранный случай, фиг. V, 54); 2) внутренним колесом. В последнем случае графическое построение сил и моментов совершенно аналогично первому способу, но центробежная сила направлена в противоположную сторону.

Расчет оси для случая передачи полый осью. В этом случае при расположении двигателя над осью на раме расчет движущей оси значительно упрощается, так как отсутствуют силы P_3 , P_4 и ось подвержена действию лишь следующих сил: P_0 — динамической нагрузке на ось, C — центробежной силе и давления ветром и вызываемой ими реакции рельса (фиг. V, 55).

Расчет оси ведется совершенно так же, как и в разобранный выше случае: графическим способом определяем R — равнодействующую сил P_d и H ; силу R разлагаем на два направления OA и OA_1 , т. е. на силы OA и OA_1 , и находим их вертикальные проекции T_1 и T_2 , которые и дадут силы, приложенные к осевым шейкам.

Реакцию рельсов от силы R найдем, разлагая силу R на направление xz , перпендикулярное к плоскости касания колес с рельсами и направление yz . Нередко сила H берется такой величины, которая соответствует полному разгрузиванию внутреннего колеса, это условие характеризуется тем, что сила R совпадает с направлением yz , как это и представлено на фиг. V, 55.

Реакцию внешнего рельса — силу R^1 — разложим, как и в предыдущем случае, на направления yC и yB и найдем вертикальные составляющие их Y_C и Y_B . Эти составляющие могут быть легко определены аналитически.

Обозначим расстояние M — точки пересечения силы R' со средней линией оси до точек C — через A и отрез $CB = b$, тогда

$$Y_C = \frac{P_d \cdot a}{b}$$

и

$$Y_B = P_d \frac{b-a}{b}.$$

Таким образом на ось действуют следующие силы: T_1 , Y_C , Y_B и T_2 ; строим веревочный многоугольник и находим линию изгибающих моментов от действия указанных сил в виде ломаной $AabcA_1$.

Напряжения на изгиб проверяем в наиболее опасных сечениях D , C , B и посередине оси по формуле

$$K_{изг} = \frac{M}{W},$$

где M и W — изгибающий момент и момент сопротивления в указанных сечениях.

Влияние горизонтальных сил и крутящего момента на напряжение в оси будет то же самое, что и в предыдущем случае.

Определенные вышеуказанным способом напряжения на изгиб не должны превышать в подступичной части и посередине оси 7,4—8 kg/mm^2 . При новых шейках, когда напряжения получаются 2,4 kg/mm^2 , а при износе в диаметре на 10% — 3,4 kg/mm^2 .

Размеры шеек проверяются на удельное давление на проекцию рабочей поверхности ее, а именно удельное давление

$$\Delta = \frac{P_d}{2dl},$$

где d — диаметр;

l — длина рабочей шейки — не должно превосходить 15—16 kg/cm^2 для товарных и 18—20 для пассажирских электровозов.

Кроме того, работа трения при наибольшей скорости V km/h , равная

$$L = 0,02 \frac{V \Delta d}{D_k} \quad (58,4)$$

не должна превосходить 4—4,3 для пассажирских и 2,5—3 для товарных электровозов.

Иногда вместо работы трения дается так называемая характеристика трения, имеющая следующее выражение:

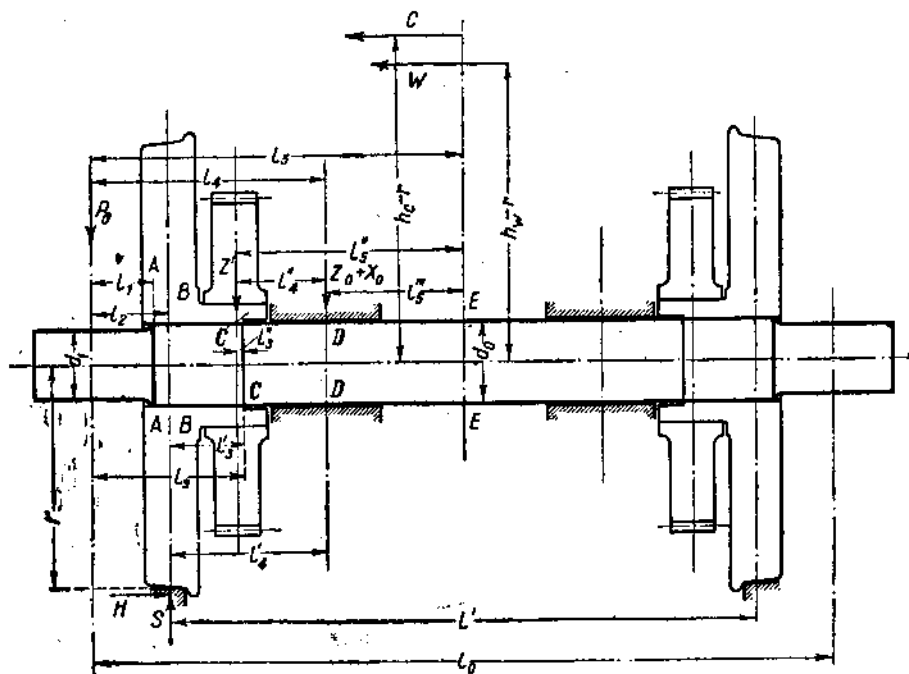
$$R = \Delta (\text{kg/cm}^2) \pi d (\text{m}) \cdot n (1/\text{sec}).$$

Величина R не должна превышать 50—55 $\frac{\text{kg m}}{\text{cm}^2 \text{ sec}}$ для пассажирских и 32—35 $\frac{\text{kg m}}{\text{cm}^2 \text{ sec}}$ для товарных локомотивов.

Аналитический расчет осей. Ниже приведен аналитический способ расчета осей для случая, когда зубчатое колесо надето на колесную втулку (фиг. V, 56).

Обозначим попрежнему: P — нагрузку на осевую шейку; C — центробежную силу, приходящуюся на одну ось. Пусть точка приложения этой силы находится на высоте h от головки рельса. Эта сила C вызывает дополнительную нагрузку на шейку внешнего колеса за счет разгрузки внутреннего, а вместе с тем вызывает различную вертикальную реакцию рельсов в точках касания внешнего и внутреннего колес.

Кроме того, центробежная сила вызывает горизонтальную реакцию рельса на набегавшее на рельс закраинной своего бандаж колесо.



Фиг. V, 56.

Аналогичное влияние на вертикальные нагрузки и горизонтальную реакцию рельса оказывает горизонтальная сила от давления ветра, равная

$$W = w\Omega,$$

где w — давление ветра на 1 м^2 поверхности электровоза, подверженной действию ветра;

Ω — эта поверхность в м^2 . Величина w принимается равной 150 кг/м^2 .

Расстояние точки приложения силы W от головки рельса обозначим через h_w . Обозначая расстояние между серединами шеек через l_0 , а между опорными точками колес на рельсах l' , дополнительную нагрузку p' на шейку внешнего колеса от сил C и W найдем равной

$$p' = \frac{C(h_c - r) + W(h_w - r)}{l_0},$$

где r — радиус колес, а дополнительную нагрузку в опорной точке колеса на рельс

$$S = \frac{Ch_c + Wh_w}{l'}.$$

Таким образом общая вертикальная нагрузка на шейку найдется равной

$$P_\delta = P_1 + p'.$$

Горизонтальные силы реакции рельса на реборду бандажа достигают наибольшей величины при движении в кривых у направляющих колес. Величину их принимаем равной $H = C + W$.

Часть веса двигателя, передающаяся через осевые подшипники на ось при весе двигателя q_m , найдем равной

$$Z_0 = \frac{q_m a}{l},$$

где l — расстояние между осью и точкой подвески двигателя к поперечной балке;

a — расстояние центра тяжести двигателя до точки подвески его.

При передаче тягового усилия от двигателя движущим осям в центре моторных подшипников действует реактивная сила X_0 [см. § 3, формула (4)], равная

$$X_0 = -\frac{F_\kappa (l-R) D_\kappa}{2Rl},$$

и здесь же приложена сила от веса мотора, равная

$$Z_0 = \frac{q_m a}{l}.$$

Полное усилие, передающееся через моторные подшипники

$$Z = Z_0 + X_0.$$

Поскольку зубчатое колесо насажено непосредственно на втулку колеса и имеется двухсторонняя упругая передача, ось не участвует в передаче вращающего момента от зубчатого колеса на движущее колесо, но через него передается на ось вертикальное усилие, равное

$$Z' = \frac{F_\kappa D_\kappa}{2R}$$

[см. § 3, формула (2)].

Теперь рассмотрим изгибающие моменты в различных сечениях оси и вызываемые ими напряжения материала оси. В сечении AA действует вертикальный изгибающий момент $M_{AA}^v = P_\delta l_1$ (где l_1 — расстояние середины рабочей поверхности подшипника до рассматриваемого сечения оси AA) и горизонтальный момент от силы тяги F_κ , равный $M_{AA}^h = F_\kappa l_1$.

Общий изгибающий момент

$$M_{AA} = \sqrt{(M_{AA}^v)^2 + (M_{AA}^h)^2}.$$

Если обозначим диаметр шейки в этом сечении d_1 , то напряжение изгиба будет

$$K_{изг} = \frac{M_{AA}}{W_{AA}} = \frac{P_\delta l_1}{0,1 d_1^3}.$$

В сечении BB , проходящем через круг катания колеса, действует момент от вертикальной силы P_δ с плечом l_2 и от горизонтальной силы H с плечом, равным радиусу катания колеса, т. е. r .

Таким образом

$$M_{BB}^v = P_\delta l_2 + Hr$$

и далее

$$M_{BB}^h = F_\kappa l_2.$$

Соответствующее напряжение материала оси будет

$$K_{\text{оси}} = \frac{M_{BB}}{W_{BB}} = \frac{P_0 l_2 + H_r}{0,1 d_a^3},$$

где $M_{BB} = \sqrt{(M_{BB}^v)^2 + (M_{BB}^h)^2}$;

d_a — диаметр оси в месте напрессовки колесного центра.

Точно так же проверяем изгибающие напряжения в сечениях CC — у конца запрессовочной части втулки колеса, в сечении DD у середины осевых подшипников и посередине оси.

В сечении CC в вертикальной плоскости, кроме моментов от рассмотренных сил P_0 и H имеется момент от реакции рельса S и от давления зубчатого колеса Z' . Плечи этих сил равны l_3 , r , l_3' и l_3'' . Изгибающий момент

$$M_{CC}^v = P_0 l_3 + H r - S l_3' + Z' l_3''.$$

В сечении DD у середины моторных подшипников от тех же сил изгибающий момент, соответственно равен

$$M_{DD}^v = P_0 l_4 + H r - S l_4' + Z' l_4'',$$

где l и l_4' — расстояние сил P_0 и S до сечения DD , и наконец, изгибающий момент до середины оси соответственно найдем равным

$$M_{EE}^v = P_0 l_5 + H r - S l_5' + Z' l_5'' + (Z_0 + X_0) l_5'''.$$

Момент от силы тяги, действующий в горизонтальной плоскости для сечений CC , DD и EE , равен $M^h = F_k l_2$ и общий изгибающий момент

$$M = \sqrt{(M^v)^2 + (M^h)^2}.$$

Если бы зубчатое колесо насаживалось на ось, влияние его скручивающего момента M_t на напряжение в оси мы определили так же, как и при графическом расчете оси.

В Америке принят более простой, но менее точный способ расчета; при этом расчете осей принимаются коэффициенты сцепления между колесом и рельсом $\varphi_k = 0,5$, боковое давление равно 100% нагрузки на колесо.

Пусть нагрузка на колесо будет P , незарессоренный вес, приходящийся на колесо, p , а зарессоренная часть нагрузки попрежнему (вертикальное давление на шейку) $P - p = P_1$, диаметр колеса по кругу катания примем равным D_k .

Кроме вертикальной силы P_1 в горизонтальной плоскости передается на раму через шейку сила тяги, которая принимается равной 50% нагрузки на колесо, т. е.

$$F_k = 0,5 P.$$

Расстояние между серединой шейки и серединой поступичной части оси обозначим через l_k , тогда изгибающий момент от силы P_1 будет равен

$$M_1 = P_1 l_k,$$

а от силы F_k

$$M_k = F_k l_k.$$

Кроме того, на ось действует момент от бокового усилия, которое принимается равным, как выше указывалось, 100% нагрузки на колесо, другими словами изгибающий момент от бокового усилия

$$M_2 = \frac{P D_k}{2}.$$

Изгибающий момент в вертикальной плоскости

$$M_v = M_1 + M_2,$$

а полный момент

$$M = \sqrt{M_v^2 + M_h^2}.$$

Обозначим минимальный диаметр оси между колесами d_0 ; момент сопротивления этого сечения

$$W = 0,0982 d_0^3 \approx 0,1 d_0^3.$$

Напряжение на изгиб в оси

$$K_{изг} = \frac{M}{W}.$$

Другие силы, как то: от подвески двигателя или скручивание оси отдельно не учитываются.

Напряжение материала оси при этом способе расчета не должно превышать 1 000—1 200 kg/cm², в действительности оно на электровозах:

Ch.-M.-St.-Paul	1 020 kg/cm ²	New-York Central	1 000 kg/cm ²
Great-Northern	1 146	New-York—New-Haven . .	1 200
Mexican	1 287		

59. Буксы

Конструкция букс зависит от расположения шеек на оси. При внутренних рамах шейки находятся между колесами, внутри, и букса охватывает шейку сверху и снизу.

На фиг. V,57 изображена букса для внутренних шеек, устанавливаемая на электровозах швейцарских железных дорог.

Буксовая коробка выполнена литой из стали с бронзовым вкладышем и баббитовой заливкой, внизу помещается коробка с набивкой для смазки. Вкладыши охватывают шейки частично, и снизу можно производить перестановку этих вкладышей при разработке их при помощи винтов.

Шейки движущих осей должны плотно охватываться вкладышами во избежание ударов при передаче тяговых усилий на рельс, шейки же бегунковых осей, наоборот, охватываются лишь на $\frac{1}{3} - \frac{1}{4}$ своей поверхности во избежание их нагрева.

Вверху букса образует коробку, куда помещается смазка, стекающая при помощи фитиля через отверстие в буксовом вкладыше на шейку. Во избежание проникновения пыли в пазах букс с обоих концов делаются войлочные прокладки.

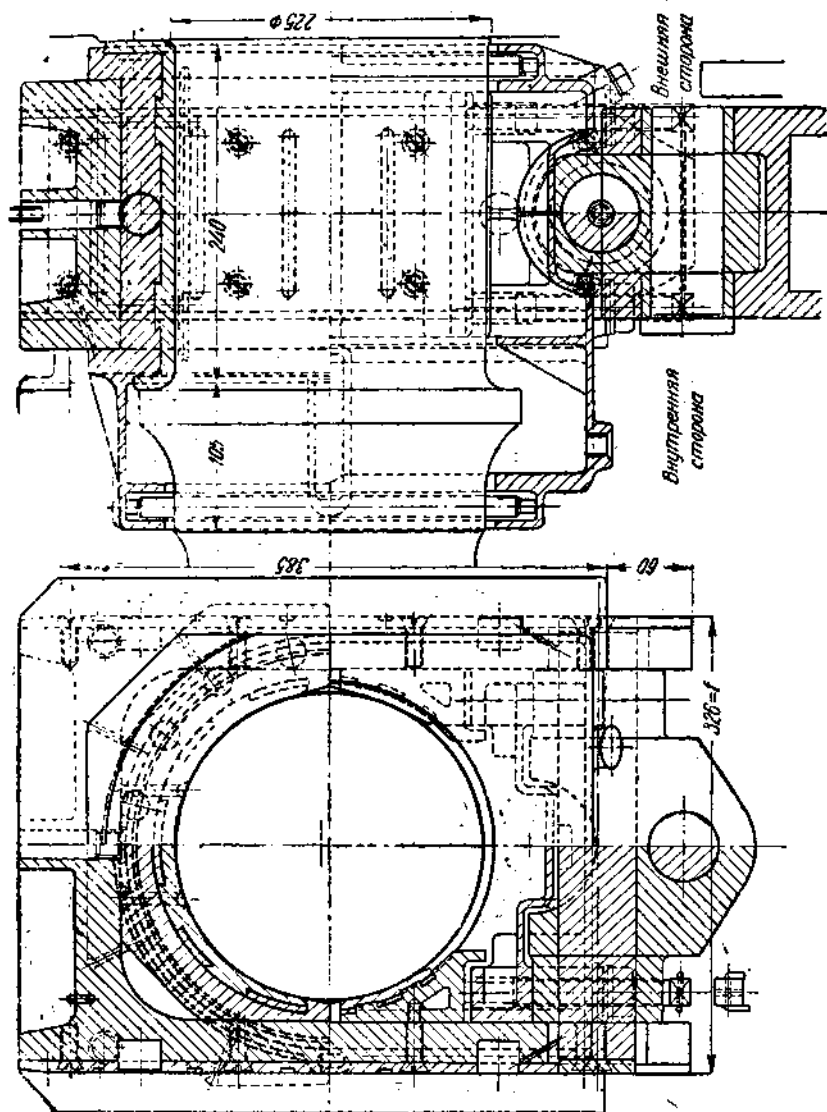
На пассажирских электровозах рессоры располагаются часто под буксовыми коробками, в этом случае для опускания нижней части коробки для осмотра шеек необходимо отнимать рессору. Чтобы избежать этого неудобства, некоторые дороги устраивают в нижней части буксовой коробки отъемные крышки, как показано на фиг. V,58, на котором дана нормальная букса австрийских железных дорог. Буксовая коробка благодаря цементации поверхностей скольжения не имеет особых скользунов около буксовых челюстей. Подшипники применены бронзовые с баббитовой заливкой. На фиг. V,59 изображена нормальная букса германских железных дорог, воспринимающая нагрузку от рессор сверху, для чего соответствующим образом должна быть обработана верхняя часть буксовой коробки.

Нижняя коробка буксы укрепляется при помощи сухарика M , закладываемого в пазы O и удерживаемого в среднем положении болтом B . Вертикальные стенки буксы снабжаются бронзовыми накладками с заплеками, которые охватывают буксовые челюсти.

Однако это имеет тот недостаток, что при неодинаковой высоте обоих рельсов колеса устанавливаются наклонно по отношению к раме и происходит заклинивание букс в челюстях. Во избежание этого Гельсдорф предложил не устра-

ивать боковые грани скользунов параллельными, а делать их расходящимися 'от середины к краям.

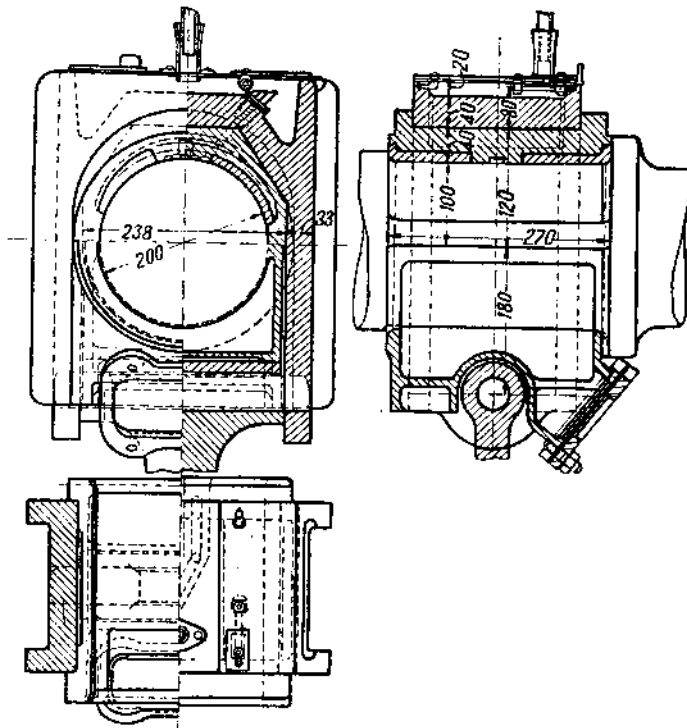
Наклон граней делается такой, чтобы при возможно наибольшем перекосе оси не было заклинивания буксовой коробки в челюстях. Та же цель преследова-



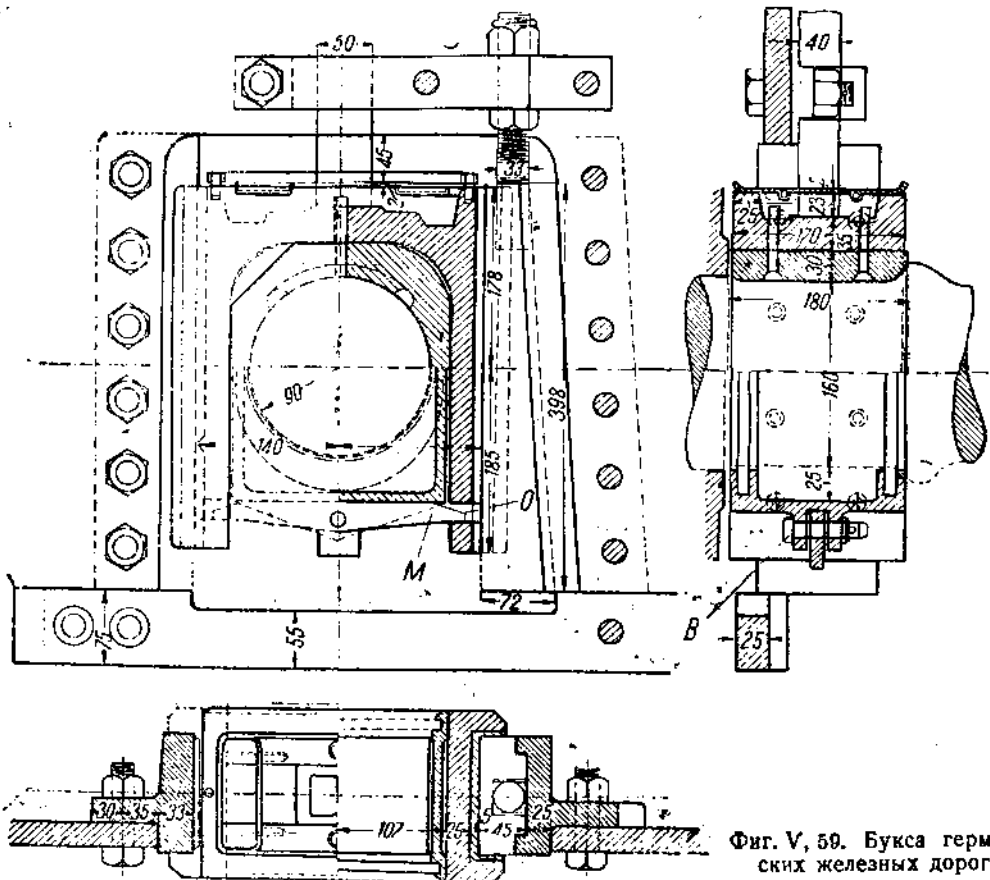
Фиг. V, 57. Букса при внутренних шейках швейцарских железных дорог.

лась при проектировании буксы Цара, изображенной на фиг. V, 60. Наличие отдельных вкладышей имеет то преимущество, что при слабине позволяет легкую смену этих вкладышей.

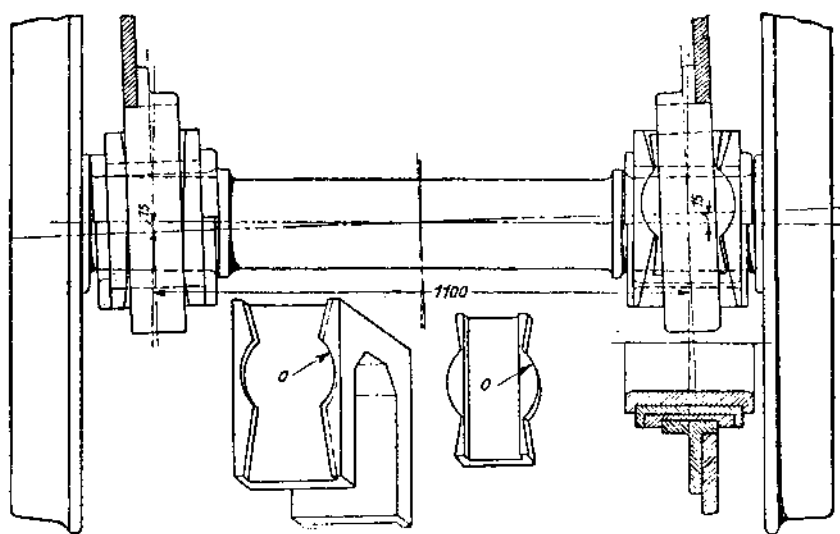
При внешних рамах, когда осевые шейки устраиваются с внешней стороны, перед колесами, часто применяют конструкцию буксовых направляющих и букс, позволяющую снимать буксу с осевой шейки, не выкатывая ската. В этом случае сама шейка обтачивается гладкой без буртика, и для восприятия боковых давлений служат описанные выше кольцевые наделки (фрикционные кольца), на втулке колеса и на буксе. На фиг. V, 61 показана такая букса сурамских электровозов Сс. На фиг. V, 62 показана букса, построенная по указанному принципу для сурамских электровозов ВВС. На фиг. V, 62а показаны отдельно вкладыши к этой буксе.



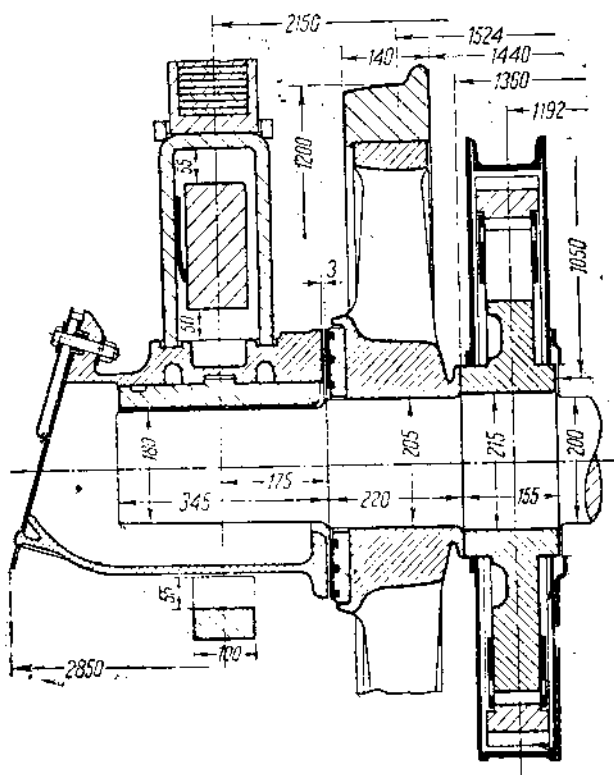
Фиг. V, 58.



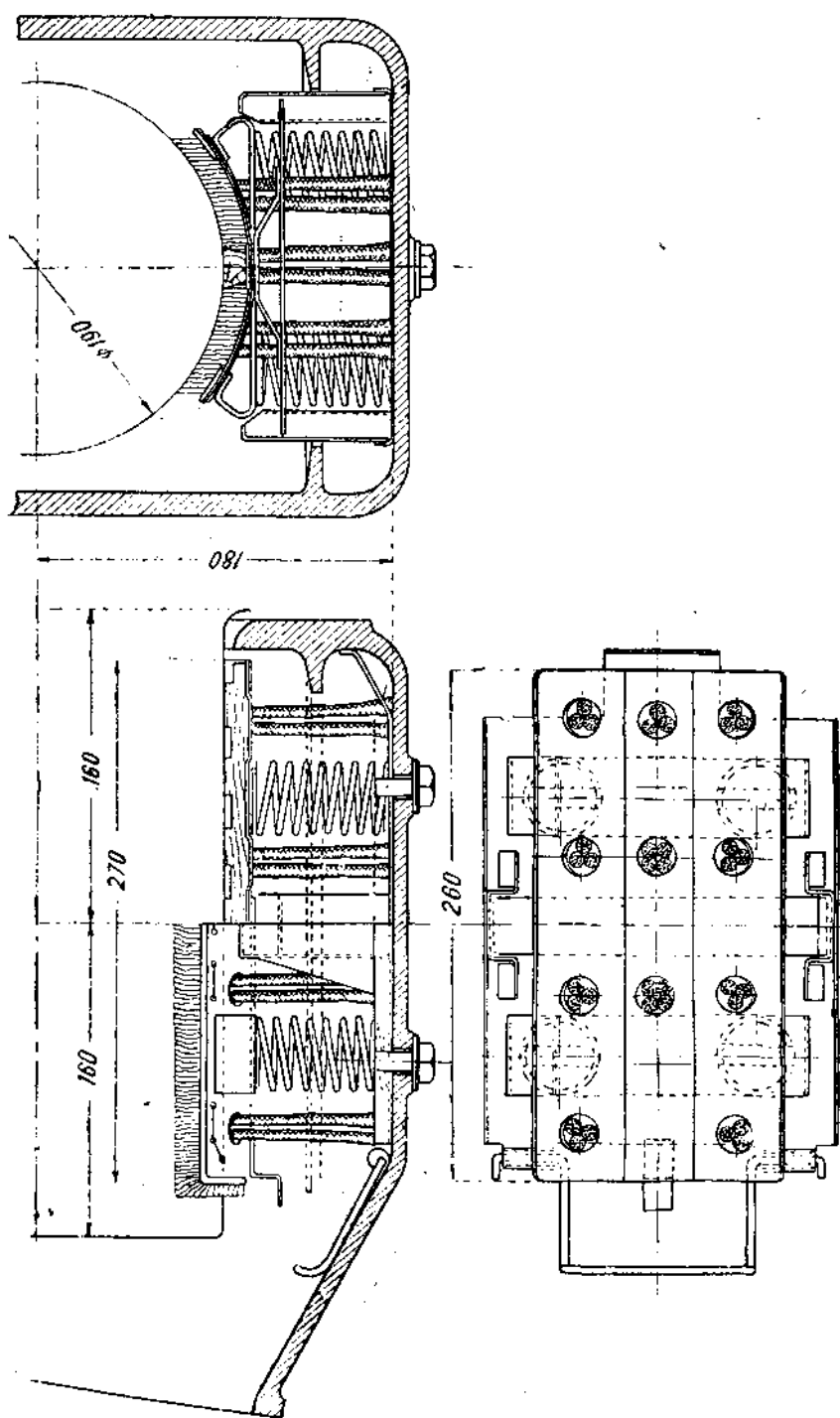
Фиг. V, 59. Букса германских железных дорог.



Фиг. V, 60. Бу́ксы Цара.



Фиг. V, 61.

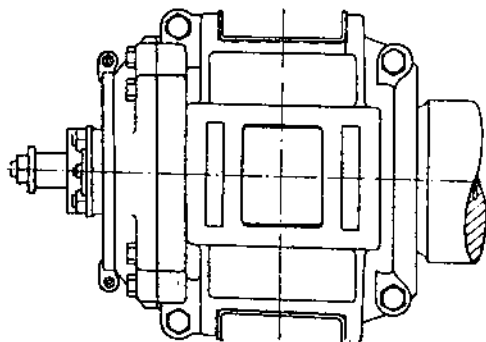
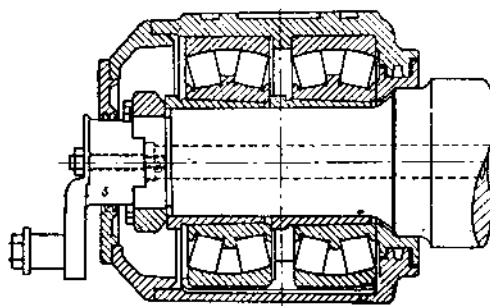


Фиг. V, 63.

На фиг. V,64 показана роликовая букса, примененная на быстроходном советском электровозе 2С₀2 (тип ПБ). К шейке прикреплен кривошип для привода к механическому компрессору.

60. Рессорное подвешивание

Рессоры имеют своим назначением уменьшать вертикальный перегруз осей как от встречающихся неровностей пути, так и от неправильной формы бандажа. При траектории, образуемой точками соприкосновения колес с рельсами, отличной от прямой линии, экипаж получает некоторое вертикальное ускорение, величина которого зависит от скорости движения колеса. Если экипаж не имел бы рессор, то вся масса, соответствующая нагрузке колеса, участвовала в вертикальном перемещении, следовательно, перегруз был бы равен произведению этой массы на ускорение вертикального перемещения.



Фиг. V,64.

При наличии рессор в первый момент вертикальное перемещение совершают только колеса и непосредственно связанные с ними части, а все наддресорное строение почти не участвует в вертикальном движении и благодаря изменению величины прогиба рессоры на величину вертикальной неправильности пути или колеса.

Вообще говоря, величина дополнительного прогиба рессор при прохождении неправильности пути зависит от времени, в течение которого происходит перемещение колеса; чем это время короче, тем на меньшую высоту успеет переместиться наддресорное строение и тем, следовательно, большей величины достигает прогиб рессор.

В последующий момент наддресорное строение начнет вертикальное перемещение под действием добавочного усилия, вызванного изменением прогиба рессор. В тот момент, когда рессора займет положение, соответствующее статической нагрузке, это

добавочное усилие окажется равным нулю, и следовательно, ускорение наддресорного строения будет также равно нулю; однако скорость вертикального перемещения наддресорного строения не будет равна нулю и под влиянием живой силы она будет продолжать вертикальное перемещение, пока скорость не окажется равной нулю. Этот момент характеризуется наибольшим вертикальным перемещением наддресорного строения, что и соответствует наибольшей деформации рессор и наибольшей величине неуравновешенной силы рессор, что заставит наддресорное строение перемещаться вертикально в противоположном направлении, т. е. если до этого момента наддресорное строение перемещалось вниз и вызвало наибольшую нагрузку рессор, то в дальнейшем рессора, выпрямляясь, заставит наддресорное строение подниматься вверх и т. д., и таким образом колебание наддресорного строения будет продолжаться до тех пор, пока не будет полностью поглощена рессорами энергия, вызвавшая колебание.

Время колебания рессор от одного крайнего положения до другого

$$t = \pi \sqrt{\frac{f}{g}},$$

где f — статический прогиб;

g — ускорение силы тяжести, и время полного колебания (период колебания)

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{f}{g}}. \quad (60,1)$$

Таким образом, для того чтобы иметь меньший перегруз осей при одном и том же прогибе рессоры соответственно величине неправильности пути или бандажа или от колебания надрессорного строения следует рессоры проектировать возможно более мягкими. Однако при этом время колебания такой мягкой рессоры будет больше (ускорение и скорости обратно пропорциональны f , а амплитуда от f и g не зависит).

Слишком большое время колебания рессоры имеет свой недостаток. Если причины, вызывающие колебания рессор (например, неровности пути), повторяются, то может иметь место нарастание амплитуд колебания, и движение электровоза тогда становится опасным.

Периодически повторяющимися неровностями пути являются рельсовые стыки.

Для того чтобы не имело место нарастание амплитуды колебаний рессоры при прохождении по стыкам, надо ставить рессоры: а) с малым статическим прогибом (жесткие рессоры) или б) с большим трением, которое поглощало бы упругую энергию рессор, вызванную прохождением неправильностей пути.

Жесткие рессоры вызывают большие изменения вертикальных нагрузок колеса, почему не могут быть рекомендованы; остается рекомендовать рессоры с достаточным трением. Недостатком рессор с большим трением является недостаточное смягчение ударов при прохождении небольших неправильностей пути, вследствие чего на надрессорное строение передаются мелкие колебания в виде дрожания. Для уничтожения этого явления может быть рекомендовано применение листовых рессор вместе со спиральными, когда концы подвесок листовых рессор связываются не непосредственно с рамами, а через спиральные рессоры; при этом на все мелкие неправильности пути будут реагировать спиральные рессоры, это равносильно также применению значительно более мягких рессор. Действительно, если при нахождении на пути какой-нибудь неправильности ось должна подняться на высоту h , то прогиб рессор будет состоять из прогиба листовой рессоры, опирающейся на буксы, и прогиба спиральных рессор. Если обозначим жесткость листовой рессоры $ж_1$, а спиральной $ж_2$, то коэффициент жесткости составной рессоры

$$ж_0 = \frac{2 ж_1 ж_2}{ж_1 + 2 ж_2}. \quad (60,2)$$

Если надрессорное строение опирается на ряд осей, рессоры которых не связаны друг с другом, то, очевидно, нагрузка на отдельные рессоры будет зависеть от того, насколько подтянуты подвески этих рессор; следовательно, необходимо время от времени проверять нагрузку осей на специальных весах и изменением длины рессорных подвесок восстанавливать нагрузку осей до проектной, но такие проверки требуют, конечно, не мало времени, почему желательно применять такие конструкции рессорной системы, при которых было бы в достаточной степени обеспечено требуемое распределение веса на колеса. Это достигается применением балансиров.

Пусть имеем, например, четырехосный электровоз, у которого три оси связаны между собой балансиром, а одна ось свободна. Соотношение нагрузок на отдельные оси будет вполне определенное и равное отношению длины плеч балансиров и она не будет меняться при изменении длины подвесок, а также при всех колебаниях надрессорного строения электровоза, поскольку остается постоянным соотношение плеч балансиров. Другими словами, равнодействующая усилий рессор хотя и будет меняться по величине, но все время сохранит неизменным свое положение; она будет проходить через ту же точку на раме электровоза, где проходит равнодействующая зарессоренных нагрузок группы колес со сбалансированными рессорами.

Таким образом, вместо того, чтобы рассматривать отдельные точки связи рессорного подвешивания с рамой, мы можем для всех сбалансированных рессор рас-

смагивать одну точку, как общую опору наддрессорного строения на группу сбалансированных рессор.

Как выше указывалось, положение этой точки, называемой „фактивной точкой подвешивания“ или просто точкой подвешивания, остается неизменным при всех колебаниях нагрузок на колесах.

Обозначим требующуюся зарессоренную нагрузку на колеса, т. е. без веса частей, непосредственно действующих на путь, через P_1, P_2, P_3 и P_4 , тогда отношение плеч балансира, которые обеспечили бы эту нагрузку, найдем равным

$$\frac{P_1}{P_3} = \frac{n}{m} \text{ и } \frac{F_2}{P_4} = \frac{P}{P} \text{ (фиг. V,65).}$$

Следует иметь в виду, что балансиры служат только для поддержания раз установленного соответствующей расстановкой осей соотношения проектных нагрузок, сбалансированных рессор или колес, т. е. тех нагрузок, которые удовлетворяют основному условию, что их равнодействующая проходит через центр тяжести наддрессорного строения электровоза.

Большой интерес представляет собой подвеска электровоза в трех точках. Соединим рессоры передней оси электровоза (фиг. V,66) поперечным балансиром,

оставив балансиры между рессорами второй, третьей и четвертой оси; в зависимости от плеч балансира определяются точки M и M' , через которые пройдут равнодействующие реакций рессор A, B, C и A', B', C' , и которые поэтому являются для наддрессорного строения точками опоры, места осей AA' и BB' и CC' .

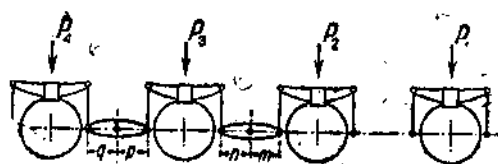
Если далее обе рессоры C и C' крайней оси сопрячь между собой равноплечным поперечным балансиром, то усилия рессор C и C' будут всегда одинаковы, а следовательно, их реакцию на наддрессорное строение можно заменить одной равнодействующей, проходящей через середину оси. Следовательно, при этом устройстве наддрессорное строение опирается как бы на три фиктивные точки подвешивания N, M и M' , а потому при заданном положении центра тяжести нагрузка, приходящаяся на каждую из этих точек, является совершенно определенной и не зависящей от осадки рессор или расположения по высоте опорных точек колес.

Таким образом электровоз, „подвешенный в трех точках“, совершенно не нуждается в каком бы то ни было контроле давления колес на рельсы: как только он придет в состояние покоя, немедленно восстанавливается проектная нагрузка каждого колеса, даже и в том случае, если уровень рельсов пути, на котором стоит электровоз, не представляет правильной плоскости. Пока же происходит колебание наддрессорного строения, отдельные группы рессор все время меняют свою нагрузку, но при этом нагрузки всех рессор одной и той же группы будут всегда сохранять одно и то же отношение.

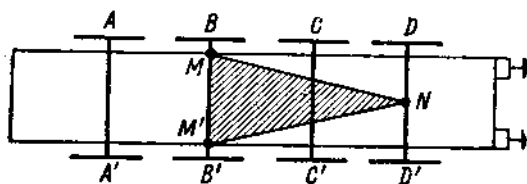
Само собой разумеется, рессоры всех осей нельзя сопрягать балансирами, ибо в этом случае напряжения рессор всех осей находились бы в постоянном соотношении и отклонение продольной оси наддрессорного строения не вызвало бы момента со стороны рессор, который вернул бы наддрессорное строение в нормальное положение, другими словами, мы получили бы безразличное равновесие.

Выполнение рессорного подвешивания наддрессорного строения электровоза оказывает большое влияние на продольное и поперечное колебания его.

Продольная качка характеризуется вращением продольной оси наддрессорного строения в продольной вертикальной плоскости. При этом, когда перед электровоза опу-



Фиг. V,65.



Фиг. V,66. Подвеска в трех точках.

скается, передние оси получают благодаря увеличению прогиба рессор дополнительную нагрузку, задние же оси разгружаются.

Момент этих дополнительных нагрузок рессор стремится вернуть надрессорное строение электровоза в среднее положение.

Восстановление первоначального положения надрессорного строения происходит не сразу, здесь наблюдается продольное колебание надрессорного строения, аналогичное колебанию отдельных рессор. При этом колебании происходит периодическое перегруживание и разгруживание отдельных осей, наибольшее изменение нагрузок претерпевают крайние оси. Разгрузка передних осей особенно нежелательна с точки зрения опасности схода с рельсов.

При наличии балансиров крайние оси при продольном колебании получают меньший перегруз, передавая таковой на средние, которые при продольных колебаниях менее нагружены, чем крайние.

Из сказанного следует, что балансиром следует связывать прежде всего крайние оси, если то позволяет конструкция их; особенно важное значение балансиры имеют при жестких рессорах; однако при больших скоростях балансиры перестают работать вследствие инерции их, особенно при большом числе их.

Не меньшее значение в отношении разгрузки колес имеет поперечная качка надрессорного строения, вызываемая неровностями на одной рельсовой нити (например, переходы к возвышению наружного рельса в кривых и пр.). При переходе таких неровностей каждый скат дает свой толчок надрессорному строению, способствующий поворачиванию надрессорного строения. При большой длине базы электровоза и не очень большой скорости оси проходят неровность в тот момент, когда надрессорное строение успело уже отклониться на наибольшую величину в одну сторону и начинает поворачиваться в обратную сторону. В этом случае действие задних рессор будет способствовать уменьшению поперечного колебания. В этом смысле желательно, чтобы время колебания было небольшим. Последнее, однако, тем меньше, чем меньше момент инерции надрессорного строения относительно продольной оси электровоза. Однако малый момент инерции надрессорного строения неблагоприятно отражается на путь в смысле вредного воздействия электровоза при входе в кривую. Таким образом, для того чтобы задние оси при прохождении вертикальных неровностей пути давали толчки надрессорному строению, уменьшающие поперечные качания, остается одно средство — это заставить рессоры всех осей от первой до последней участвовать в поперечной качке. В отношении направляющих осей это имеет свои крупные недостатки, ибо под влиянием качки может произойти большое обезгруживание направляющего колеса и сход с рельсов.

Во избежание этого устраивают часто у направляющей оси сопряжение рессор правой и левой стороны при помощи поперечного балансира, что дает выравнивание нагрузки обоих колес.

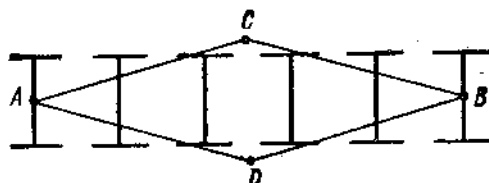
Если электровоз имеет поддерживающие тележки со шкворнем сферической формы, то эти тележки также не участвуют в поперечной качке и сохраняют равенство нагрузок правых и левых колес. В том случае, когда большое число осей не участвует в поперечной качке, т. е. не вызывает восстанавливающего момента при отклонении надрессорного строения в поперечном направлении, может произойти недопустимая перегрузка колес остальных осей, особенно при въезде в кривую, во избежание этого нередко рессоры тележных осей заставляют участвовать в поперечной качке, связывая тележную раму с рамой электровоза при помощи пружин.

В этом случае тележка будет участвовать в поперечной качке в зависимости от жесткости рессор как осевых, так и пружин, соединяющих основную раму с тележной.

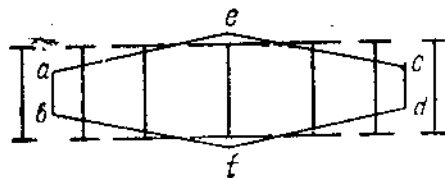
Для того чтобы уменьшить время поперечного колебания электровоза, рессорам, соединяющим тележку с рамой, дают некоторое начальное натяжение (1 000—1 500 кг), эти рессоры начинают работать лишь после того, как дополнительное напряжение осевых рессор достигнет этой величины или, вернее, пока момент дополнительных усилий осевых рессор не превысит момента сил начального натяжения тележных рессор относительно продольной оси электровоза.

Указанное влияние тех или иных способов подвешивания надрессорного строения электровоза на его качку следует, конечно, иметь в виду при разработке проекта экипажа электровоза.

Подвеска электровоза в трех точках дает несимметричное рессорное подвешивание и обеспечивает равенство нагрузок правого и левого колеса направляющей оси только при движении в одном направлении. Поскольку от электровоза требуется одинаково хороший ход в обоих направлениях, замечается стремление дать симметричное рессорное подвешивание с поперечным балансированием крайних осей, таким образом получается рессорное подвешивание уже в четырех точках, две точки подвеса *A* и *B* по середине крайних бегунковых осей или двухосных тележек и две *C* и *D* при сбалансировании рессор движущих осей продолжительными балансирами. Такое рессорное подвешивание (фиг. V,67) носит также название — подвешивание по ромбу благодаря характерному для этого типа подвески ромбу *ACBD*.



Фиг. V,67. Подвеска по ромбу.



Фиг. V,68. Подвеска по ромбу со скошенными углами.

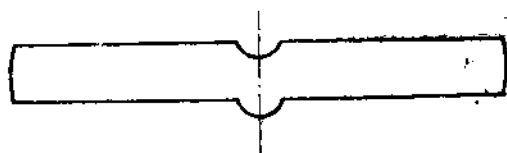
При небольшом количестве движущих осей необходимо, чтобы бегунковые оси также воспринимали поперечные колебания; поэтому устраивают опоры на тележках в двух точках, лежащих в одной поперечной плоскости, и получается уже подвешивание по ромбу со скошенными углами (фиг. V,68).

61. Конструкция рессорного подвешивания

Для листовых рессор применяется гладкая полосовая сталь (Америка) и желобчатая (Европа).

На фиг. V,69 изображен профиль желобчатой рессоры. Желобок прокатывается, для того чтобы отдельные листы не могли сдвигаться в поперечном направлении один относительно другого.

Если мы будем рассматривать полурессору длиной $\frac{L}{2}$ как балку, заделанную одним концом и нагруженную на другом конце силой $\frac{P}{2}$, то при постоянной вы-



Фиг. V,69.

соте сечения для соблюдения условия постоянства напряжений по всей длине этой полурессоры необходимо форму такой рессоры в плане получим в виде ромба, разреза, в который, как показано на фиг. V,70 и соединив части, обозначенные одинаковыми цифрами, получим обычную рессору. Правда, радиусы кривизны ρ верхнего и нижнего листов нагруженной рессоры не будут уже равны, однако если мы предварительно изогнем листы с таким расчетом, чтобы при средней нагрузке листы рессоры принимали положение, близкое к горизонтальному, то благодаря большому ρ разница от неодинакового радиуса кривизны будет ничтожная и рессорные листы при работе рессоры будут гнуться, не мешая друг другу. Таким образом, рассматривая полурессору как балку, заделанную одним концом и нагруженную на другом конце силой $\frac{P}{2}$ (фиг. V,71), мы получим уравнение

$$\frac{P}{2} \cdot \frac{L}{2} = \frac{EJ}{\rho}.$$

Радиус кривизны ϱ мы легко можем заменить прогибом рессоры f , рассматривая последний как стрелу некоторой полухорды длиной $\frac{L}{2}$, т. е. считая

$$f = \frac{\left(\frac{L}{2}\right)^3}{2\varrho},$$

откуда

$$\varrho = \frac{L^3}{8f}.$$

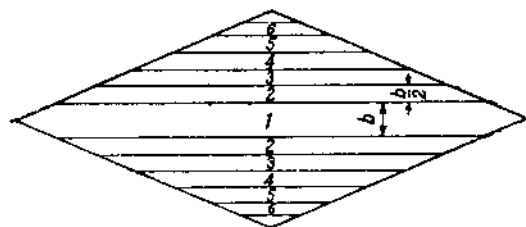
Момент инерции сечения XX рессоры или, что то же, n листов ее найдем

$$J = \frac{nba^3}{12},$$

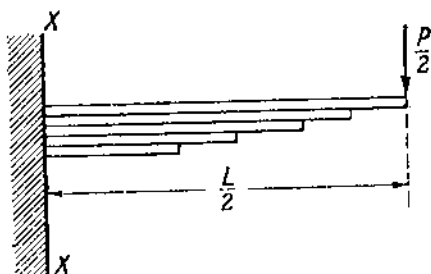
где b — ширина;

a — высота листа. Зависимость между грузом P и прогибом рессоры определяется в виде

$$P = \frac{8}{3} \cdot b \cdot n \cdot \frac{a^3}{L^3} Ef$$



Фиг. V,70.



Фиг. V,71.

или прогиб рессоры

$$f = \frac{3PL^3}{8bna^3E}.$$

Величина E — модуль упругости рессорной стали — доходит до 2 000 000 kg/cm², и для лучшей тигельной стали 2 300 000 kg/cm². Полагая в полученном уравнении прогиб $f = 1$ мм, найдем соответствующий этому прогибу груз или жесткость рессоры

$$ж = \frac{8}{3} b \cdot n \cdot \frac{a^3}{L^3} E. \quad (61,1)$$

Жесткость рессор сурамских электровозов принята 226 kg/мм.

Напряжение материала рессоры найдем по изгибающему моменту $\frac{PL}{4}$ и моменту инерции $J = \frac{nba^3}{12}$ в виде

$$K_{из} = \frac{Ma}{2J} = \frac{3PL}{2nba^3}. \quad (61,2)$$

Сравнивая выражения жесткости рессоры и напряжения изгиба, мы видим, что увеличивая длину рессоры L , мы прямо пропорционально повышаем напряжение изгиба, следовательно, для получения той же прочности должны повысить пропорционально и момент инерции сечения ее путем увеличения числа листов или их размеров, при этом с увеличением J пропорционально увеличивается и жесткость рессоры $ж$; однако одновременно увеличение длины рессоры L дает уменьшение жесткости пропорционально третьей степени L , таким образом мы всегда имеем возможность, увеличивая L , уменьшать жесткость рессоры не меняя напряжения материала.

Длина рессоры колеблется в зависимости от диаметра колес и предполагаемой скорости в пределах 800—1200 мм и более. Ширина листов колеблется от 90 до 100, доходит до 130 мм, толщина же 10—12 мм.

Согласно нашим нормам ОСТ 28 для паровозов и вагонов применяется сталь гладкая и желобчатая следующих размеров (табл. 33):

Таблица 33

Гладкая рессорная сталь	$b = 76$	76	76	89	80	102	114	114
	$a = 6,5$	8,0	9,5	9,5	13,0	13,0	6,5	6,5
Желобчатая рессорная сталь	$b = 76$	76	89	76	76	89	100	110
	$a = 6,5$	9,5	9,5	11,0	13,0	13,0	13,0	13,0

Из общего расчетного количества листов 25% листов ставятся полной длины. Самый же короткий лист берется равным двойной длине хомута (коренные листы), остальные наборные, постепенно уменьшающие по длине промежуток между коротким и длинным листом, делятся на равное число частей по числу листов. Длина хомута обычно равна ширине листов, а толщина железа хомута 10—16 мм соответственно для ширины листов 75—100 и 125 мм.

Коренные листы и наборные работают в различных условиях. Стрела прогиба коренных листов в зависимости от той части нагрузки P_k , которая приходится на них, выражается в виде $f_k = \frac{1}{4} P_k \frac{l^3}{E m b a^3}$, где m — число коренных листов и a_k — высота сечения. Для наборных листов, воспринимающих часть нагрузки P_n , при числе их n и высоте сечения их a_n при той же ширине листов, что и у коренных, прогиб получается равным $f_n = \frac{3}{8} P_n \frac{l^3}{E n b a_n^3}$. Приравняв стрелы прогиба тех или других листов и беря одинаковую высоту сечения их $a_k = a_n = a$, получим:

$$f_k = f_n = \frac{1}{4} P_k \frac{l^3}{E m b a^3} = \frac{2}{3} P_n \frac{l^3}{E n b a^3}.$$

Кроме того мы имеем

$$P_k + P_n = P,$$

откуда получаем

$$P_n = \frac{2n}{3m + 2n} P.$$

Таким образом прогиб рессоры (одинаковый для всех листов) найдется равным

$$f = \frac{3}{8} \frac{l^3}{E n b a^3} \cdot \frac{2n}{3m + 2n} P \quad (61,3)$$

и гибкость рессоры g (т. е. прогиб на 1 т груза)

$$g = \frac{3}{8} \frac{l^3}{E n b a^3} \cdot \frac{2n}{3m + 2n}.$$

Жесткость рессоры равна

$$ж = \frac{4}{3} \frac{l^3}{E n b a^3} \cdot \frac{3m + 2n}{n}. \quad (61,4)$$

Напряжение в коренных листах найдется по формуле:

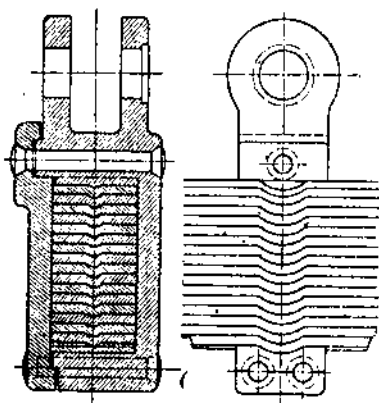
$$K_{изг} = \frac{9Pl}{2ba^3(2n+3m)} \quad (61,5)$$

и в наборных листах (треугольной части) рессоры

$$K_{изг} = \frac{3Pl}{ba^3(2n+3m)} \quad (61,6)$$

При одинаковой толщине коренных и наборных листов напряжения получаются различными (больше у коренных) и для лучшего использования материала коренных листов толщина их должна быть равна $\frac{2}{3}$ толщины наборных листов. Однако такие комбинированные рессоры не получили распространения.

Против продольного сдвига листов рессор ставятся сквозные штифты диаметром 8—10 мм, что ослабляет, вообще говоря, рабочее сечение листов рессоры.



Фиг. V,72. Укрепление рессорных листов Польди-Хютте (австрийских железных дорог).



Фиг. V,73.

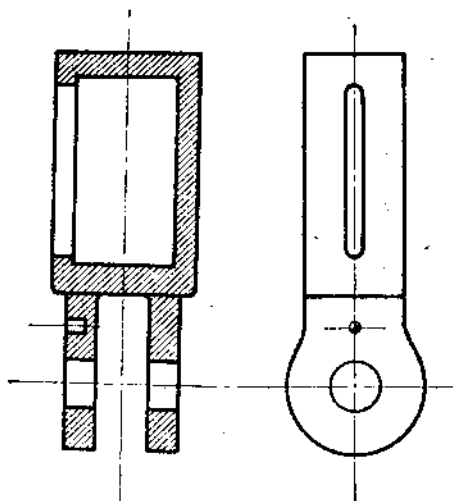
Иногда устанавливаются боковые штифты, проходящие частично в рессоре, частично в хомуте ее. Хорошим средством для укрепления рессор служит штампование в листах рессор углублений, применяющееся на австрийских железных дорогах (фиг. V,72). Этот способ укрепления листов Польди-Хютте требует, однако, постановки разрезного хомута, что является большим недостатком этого способа. На рессорные листы хомут обычно надевается в горячем состоянии; при этом большое распространение получило укрепление листов рессоры против продольного сдвига прострачивание в листе по ширине хомута впадины глубиной 2—3 мм. Насаженный в горячем состоянии хомут входит в этот паз. Либо хомут загоняется в паз постановкой с противоположной стороны прокладки. В хомутах часто прострачивается продольное отверстие, позволяющее легко обнаруживать изломы листов рессор (фиг. V,73 и 74).

Отдельные листы рессор изгибаются своими концами вверх так, что ненагруженная рессора имеет некоторый так называемый фабричный прогиб в 55—75 мм. Бельтром введены были на бельгийских железных дорогах рессоры без начального прогиба; при нагрузке таких рессор они получали выпуклую форму со свисающими концами.

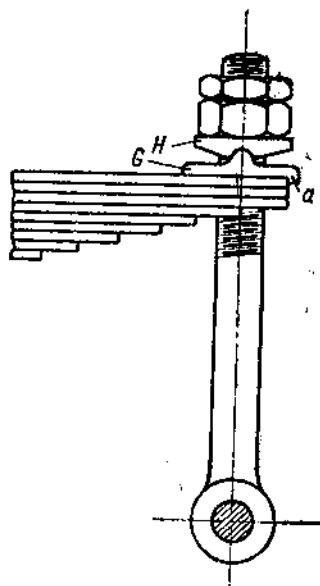
В Англии широко распространены спиральные рессоры; постановка их проще, чем листовых рессор, однако эти рессоры, будучи свободны от внутреннего трения, вызывают медленно затухающие колебания надрессорного строения, и кроме того, подвержены более частым поломкам, чем листовые рессоры.

Концы рессор обрабатываются в зависимости от способа подвешивания рессор. На фиг. V,75 показана рессора с отверстием, через которое пропускается рессорная подвеска, при этом под гайку подвески ставится фасонная шайба *H* и прокладка *G*, входящая в отверстие в верхнем листе или охватывающая верхний лист

запечником α . Расстояние края отверстия до края листа рессоры при ширине рессоры 75 мм и выше должно быть 25 мм. На фиг. V,76 изображена рессора, на

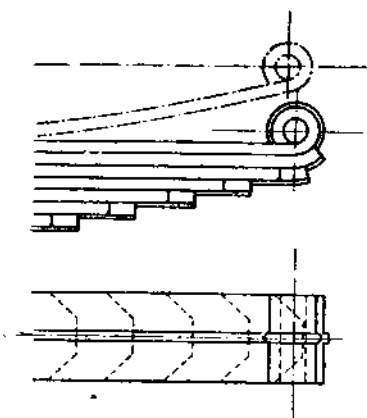


Фиг. V,74.

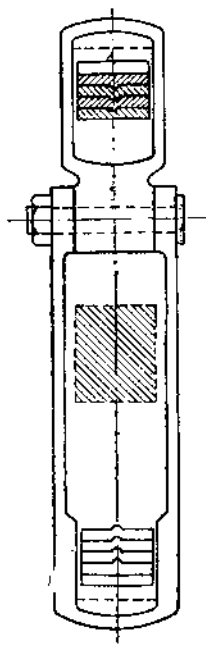


Фиг. V,75. Конец рессоры с отверстием.

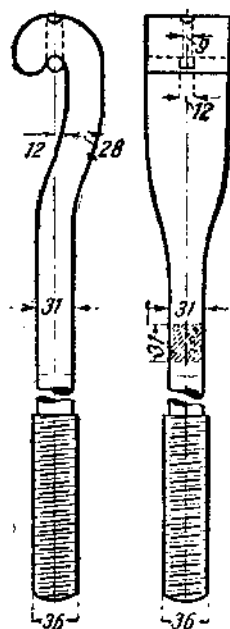
конце которой выполнено ушко путем загиба верхнего листа рессоры. Для того чтобы не ослабить рессоры отверстием, подвеска устраивается часто в виде хомута (фиг. V,77 — электровоз ВЛ), раньше часто конец подвески устраивался в виде крюка (фиг. V,78), охватывающего рессору. Рессорные подвески устраиваются в Европе в большинстве случаев с нарезкой для подтягивания подвесок при помощи гаек.



Фиг. V,76. Конец рессоры с ушком.



Фиг. V,77. Укрепление подвески хомутом.



Фиг. V,78. Укрепление подвески крюком.

Балансиры делаются как коваными, так и (чаще литыми) стальными. Вращение их происходит около валика, вставляемого в раму и скобу или

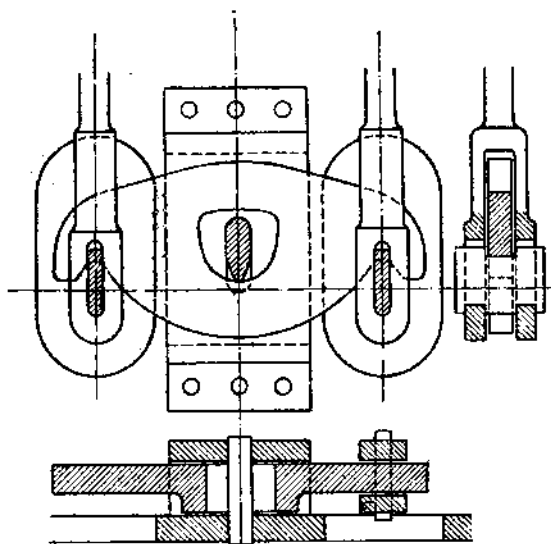
около каленой призмы, что значительно уменьшает трение в опорной поверхности и вызывает более правильную работу рессорного подвешивания в целом. Для того чтобы балансиры работали удовлетворительно при высоких скоростях, их следует проектировать возможно более легкими в виде бруса равного сопротивления, причем сечения, ослабляемые отверстиями для пропуска ножей или валиков, усиливаются путем увеличения толщины. Кованый балансир, опирающийся по середине и по концам на ножи, изображен на фиг. V,79. На этой фигуре хорошо видна конструкция ножа, не позволяющая ножу выпасть.

На фиг. V,80 изображен литой американский балансир с вставленными в отверстия для валиков калеными втулками, а на фиг. V,81 балансир, опирающийся верхней гранью на валик.

На фиг. V,82 дано обычное американское рессорное подвешивание при брусковых рамах с рессорами, расположенными над рамами. Рессорные концы имеют овальные отверстия, в которые проходят концы рессорных подвесок и закрепляются чекой. На другом своем конце подвеска соединяется с парной подвеской валиком. Эта парная подвеска, состоящая из двух сержек, охватывает раму и соединяется с балансиром, который расположен в вырезе рамы и в плоскости ее. Таким образом подвески устраиваются обычно постоянной длины и передача усилий между элементами рессорного подвешивания (рессорами и балансирами) производится при помощи каленых валиков и призм.

Вращение балансира происходит также около валика. На том же чертеже даны отдельно подвеска и балансир. Рессора опирается на буксу при помощи седла (фиг. V,83), внутри которого пропускается верхняя рама.

Спереди в седле имеются окошечки с тем, чтобы был виден верхний пояс рамы, охватываемый этим седлом и в случае появления в раме трещины, легко было бы обнаружить ее.



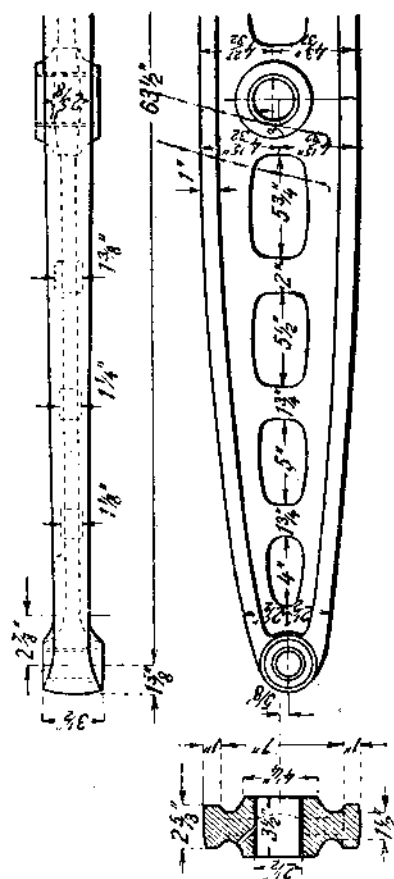
Фиг. V,79. Балансир на ножках.

Таблица 34

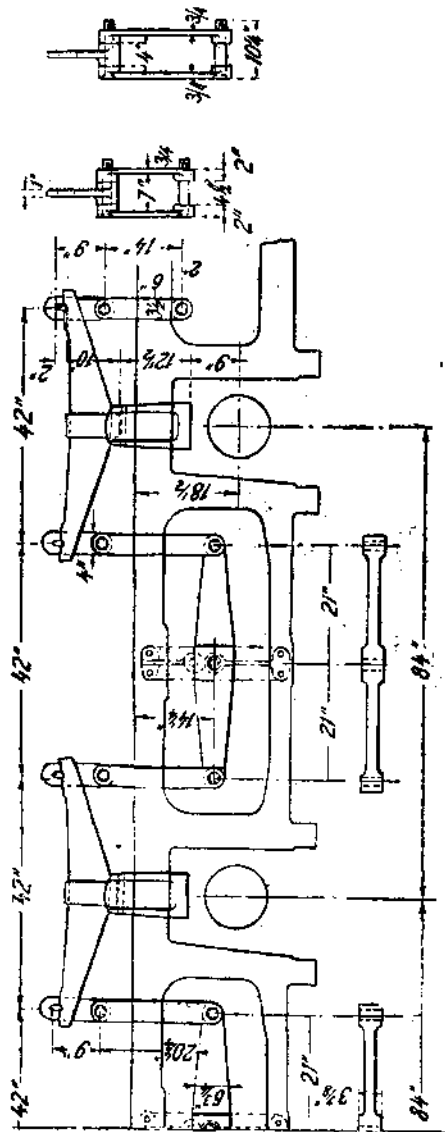
Размеры подвески в дюймах (фиг. V,75)

A и H	B	J	C	D	E	d	F	Площадь сечения подвески
2 1/2	7/8	1/2	23/32	3 3/8	1 1/4	1 1/2	3	1,394
3	1	5/8	29/32	3 7/8	1 1/2	1 3/4	3 1/2	1,879
3 1/4	1	5/8	19/32	3 7/8	1 3/4	1 3/4	3 1/2	2,379
3 5/8	1 1/4	3/4	1 1/32	4 1/8	1 13/16	2	4	2,907
4	1 1/4	3/4	1 1/32	4 1/8	2	2	4	3,385

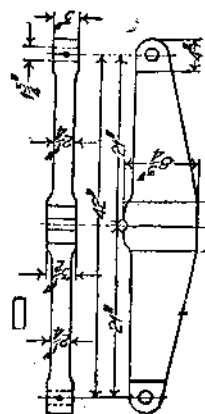
Согласно американской практике рессорные подвески, пропускаемые через отверстие в рессоре, устраиваются прямоугольного сечения с закругленными краями (фиг. V,84). Размеры подвески указаны в табл. 34.



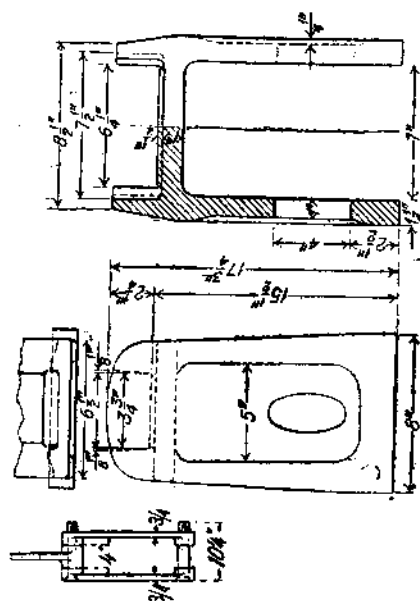
Фиг. V,80. Литой балансир (американский тип).



Фиг. V,82. Рессорное подвешивание при брусковых рамах.



Фиг. V, 81.



Фиг. V,23. Седло под рессору.

Размер G определяется толщиной рамы, а именно при толщине рамы

$$\delta = 3 - 3\frac{1}{2} \text{ дюйма} \quad \text{толщина ушка} \quad G = 2\frac{1}{2} \text{ дюйма}$$

$$4 - 4\frac{1}{2} \quad \text{ " " " " } \quad 3 \quad \text{ "}$$

$$\text{свыше } 4\frac{1}{2} \quad \text{ " " " " } \quad 4 \quad \text{ "}$$

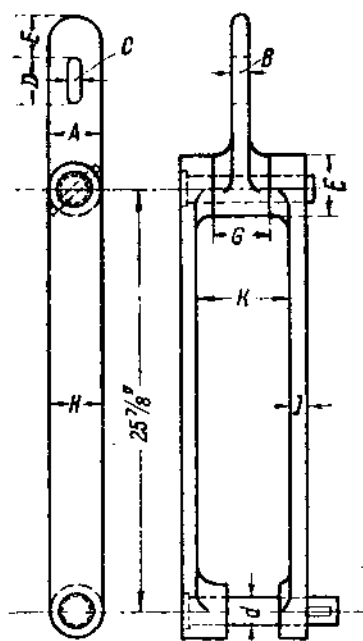
Расстояние между внутренними гранями сереежек берется равным

$$K = \delta + 25 \text{ мм},$$

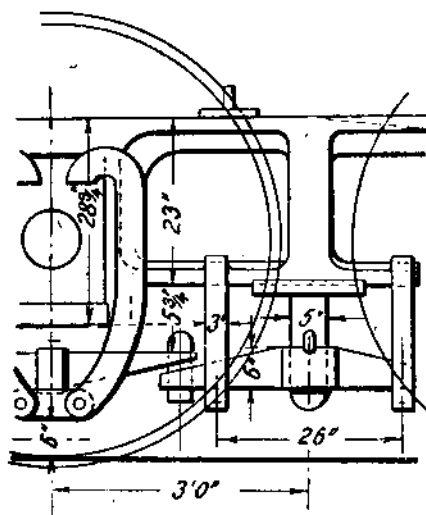
где δ — толщина рамы в мм.

Толщина чеки валика берется $\frac{3}{16} - \frac{7}{32}$ дюйма при ширине $1\frac{1}{4} - 1\frac{1}{2}$ дюйма для валиков $d = 1\frac{3}{4} - 2$ дюйма.

При расположении рессор под буксами устанавливаются при буксовых рамах парные скобы, которые охватывают буксу спереди и сзади рамы и передают вертикальную нагрузку на рессору (фиг. V,85). Рессорное подвешивание, выведенное под буксы при листовых рамах, изображено на фиг. V,86, к раме приклепан кронштейн A , являющийся концевой опорой рессоры B , связанной своим хомутом C с буксой D . На другом своем конце рессора опирается на парный балансир E .



Фиг. V,84.

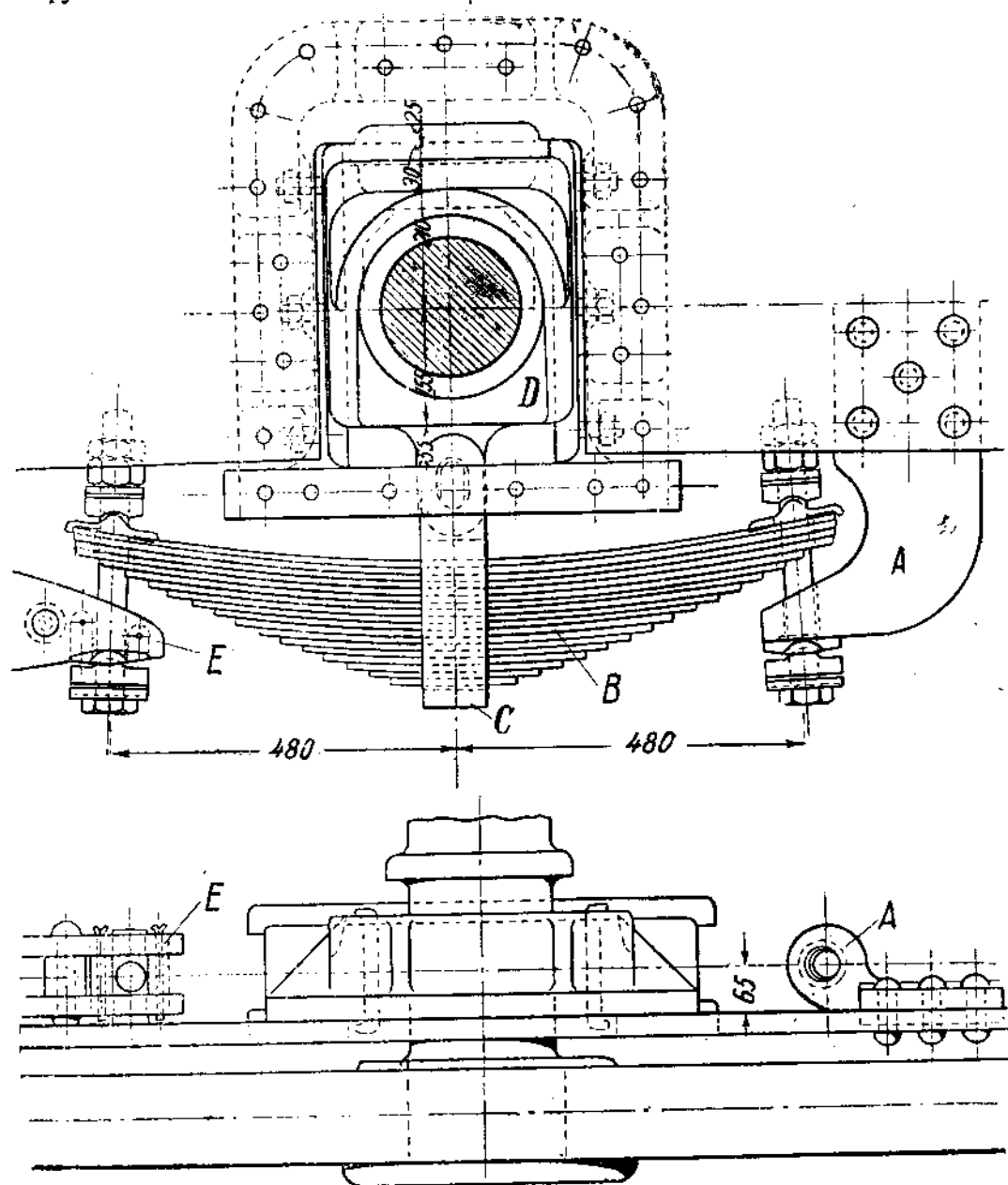


Фиг. V,85. Расположение рессоры под буксой при брусковых рамах.

Нередко балансиры устанавливаются на осевые буксы и связываются между собой листовыми рессорами, по концам же они опираются на спиральные пружины. На фиг. V,87 изображено указанное подвешивание, примененное на электровозах Вестингауза для Пенсильванской железной дороги. Опорная поверхность такого балансира, лежащая на буксе, устраивается выпуклой с тем, чтобы обеспечить качание балансира в вертикальной плоскости. На фиг. V,88 отдельно показаны такие парные балансиры.

Для поддержания проектного распределения нагрузок между спаренными осями и бегунком применяют продольный и поперечный балансиры. На фиг. V,89 изображено подвешивание при помощи поперечного балансира, применяемое на американских локомотивах. К передним концам рессор передней движущей оси прикрепляется поперечный балансир, в средней точке этот балансир связан с продольным балансиrom, передвигающим нагрузку на бегунковую ось. На фиг. V,90 показана индивидуальная подвеска оси при помощи спиральных рессор, расположенных под буксой. Букса снабжается двумя подвесками, E_1 и E_2 , пропущенными через подбук-

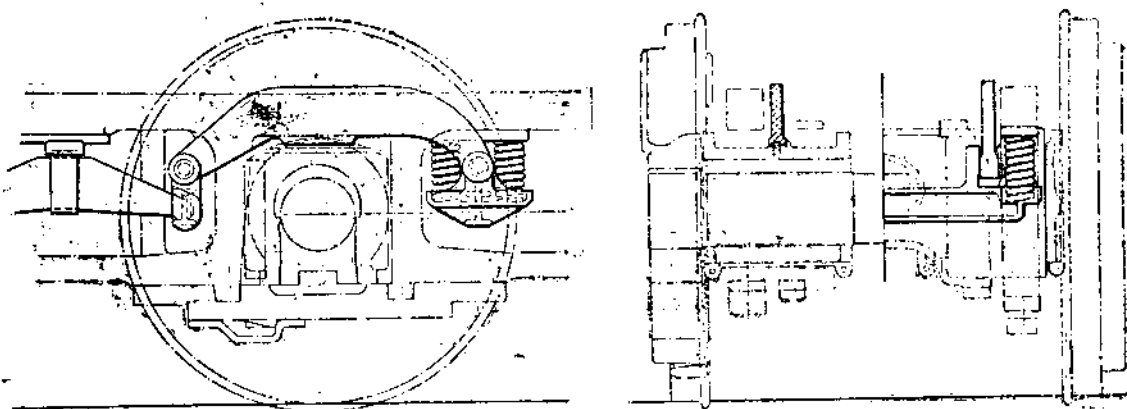
совую струну *D*. Подвески могут легко качаться около валика *C*. На подвески надеваются пружины *F*, сжимаемые доской *K*, распределяющей нагрузку между пружинами. Этот способ подвешивания не получил распространения при большой нагрузке на оси.



Фиг. V,86. Расположение рессоры под буксой при листовых рамах

При сбалансировании отдельных рессор следует обращать особое внимание на то, чтобы вся система рессор и балансиров могла качаться в продольном направлении с наименьшим трением. Для этой цели следует обеспечить хорошую смазку балансирных и рессорных валиков; рессоры, опирающиеся на буксы непосредственно или при помощи седел (шпинтонов) должны иметь хомуты с цилиндрической опорной поверхностью. Нередко передача нагрузки происходит через валик, около которого

рессора может качаться (см. фиг. V,89). Точно так же если нагрузка на буксу передается балансирами, последний, как мы видели ранее (фиг. V,88), имеет цилиндрическую опорную поверхность. Концы рессор, прикрепляемые к раме, в настоящее время как правило снабжаются спиральными рессорами, хорошо воспринимающими мелкие и частые толчки. Однако при большом числе вместе сбалансированных рессор эффект спиральных рессор недостаточен, поэтому для увеличения гибкости



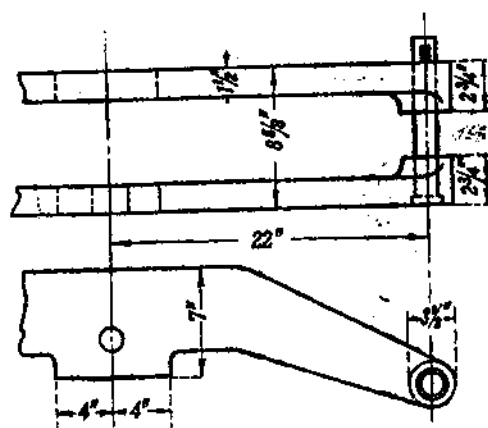
Фиг. V,87. Рессорное подвешивание на коромыслах (электровозы Пенсильванской железной дороги).

рессорного подвешивания стали применять двойное рессорное подвешивание, соединяя рессоры между собою в месте балансиров листовыми рессорами. На фиг. V,91 показано двойное рессорное подвешивание, примененное на электровозах ВЛ. Крайняя, листовая рессора опирается на раму через спиральную рессору; между собою листовые рессоры связаны также листовыми рессорами (рессорные подвески даны ранее на фиг. V,77).

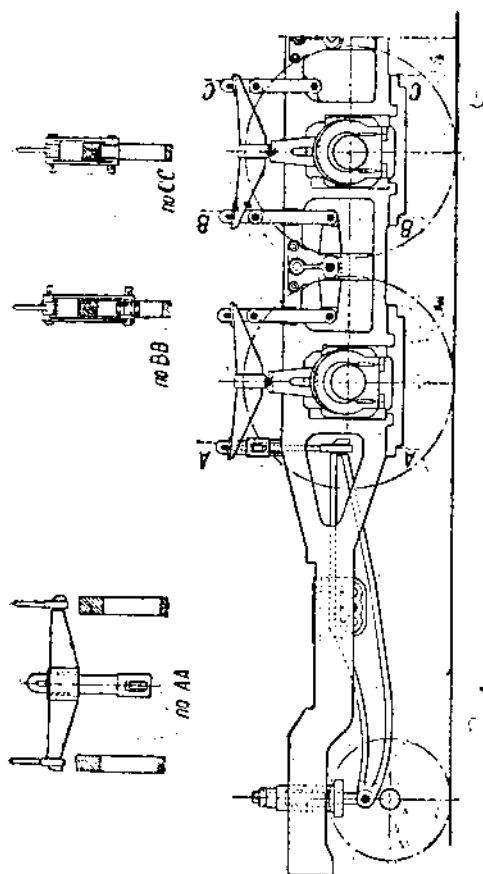
При большом расстоянии между осями обратная рессора получается слишком большой длины. Тогда применяют комбинацию из обратной рессоры и балансира. Эта конструкция применена на электровозе ПБ (фиг. V,92). Буксовая рессора *a* подвесками *b* связана с балансирами *o*, к промежуточным точкам которого *d* подвешиваются концы обратной рессоры *k*. На чертеже видно, что все рессорное подвешивание расположено в промежутке между верхним и средним и средним и нижним поясами.

Если расстояние между подвеской *b* и точкой *d* прикрепления обратной рессоры к балансиру обозначим *e*, а усилие, действующее [на конце рессорной подвески, — $\frac{Q}{r}$, то момент, действующий на всей длине балансира *dd*, будет иметь постоянную величину $M = \frac{Qe}{r}$, почему балансир имеет по всей длине постоянное сечение.

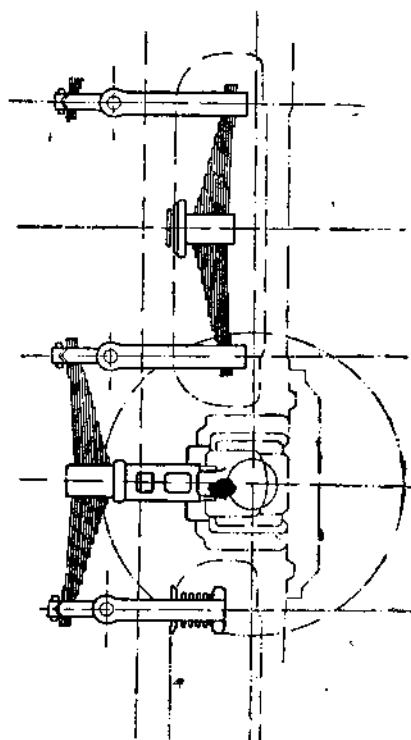
На фиг. V,93 представлено рессорное подвешивание электровоза Си с упруго подвешенными балансирами. Основная рессора *a* передает свою нагрузку на шпиритон *b* через валик *c*, обеспечивающий качание рессоры в продольной плоскости подвешивания. Свободный конец рессоры опирается на верхний пояс рамы



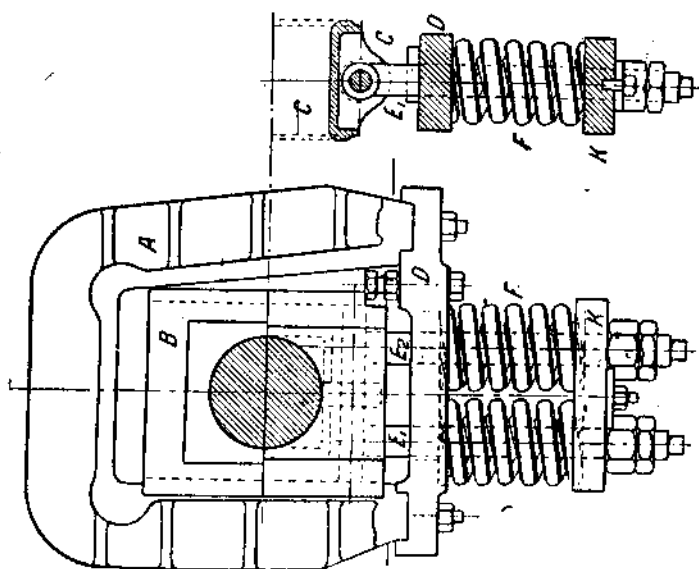
Фиг. V,88.



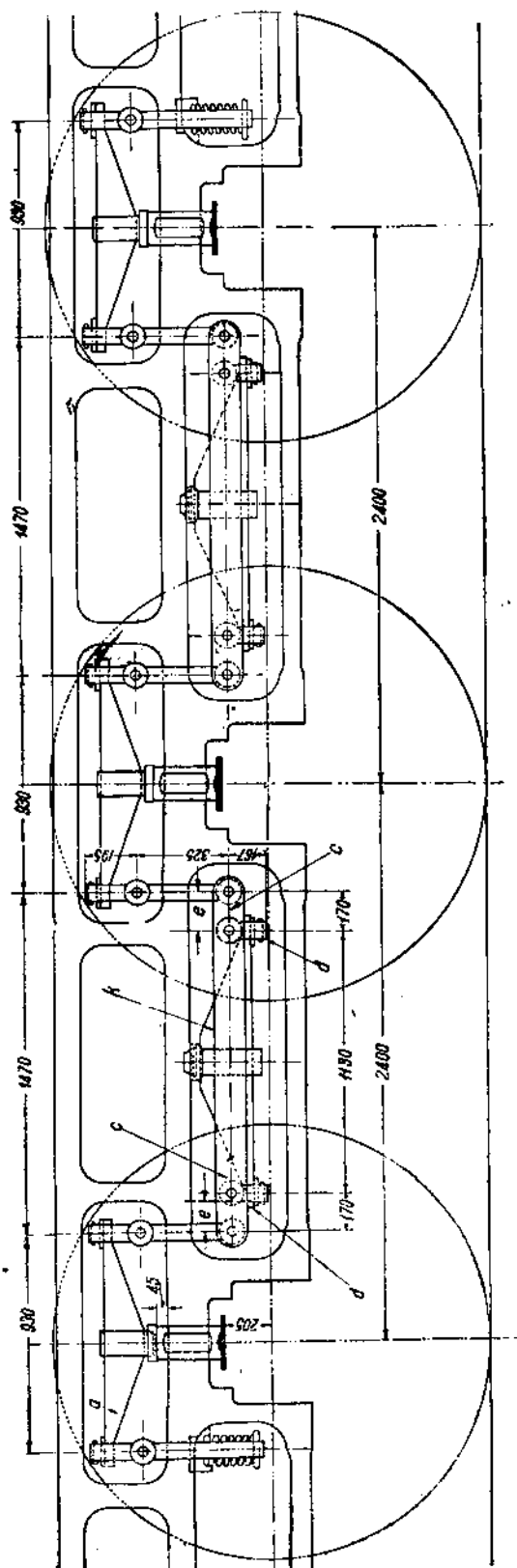
Фиг. V, 89. Применение поперечного балансира.



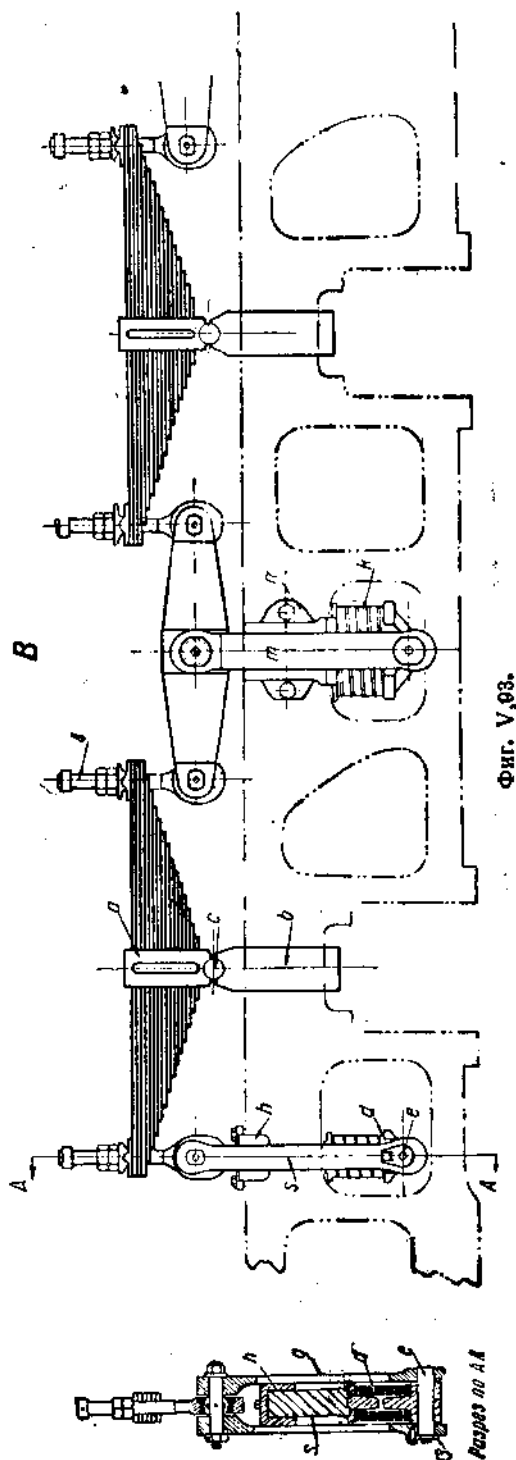
Фиг. V, 91.



Фиг. V, 90. Подвеска на спиральных рессорах.



26 Магистральные электропозы.



Фиг. V, 03.

посредством спиральной рессоры d , нижняя опора которой подвешена к рессорной парной подвеске z валиком e . Другой конец рессоры a связан с балансиrom g , подвешенным к раме упруго при помощи парных пружин k . Ползушки m балансира ходят в направляющих n . Наделки h служат для предохранения рамы от износа.

62. Расчет рессорного подвешивания

А. Рессоры. Нагрузка рессоры P равна полуразности давления оси на рельс Q и веса незарессоренных частей q , приходящихся на эту ось, т. е.

$$P = \frac{Q - q}{2}.$$

На эту нагрузку и производится расчет рессоры.

Если обозначим ширину и толщину листов рессоры через a и b , расчетную длину рессоры L и число листов n , то напряжение на изгиб рессоры найдем по ранее приведенной формуле (61,2)

$$K_{изг} = \frac{3PL}{2nba^3},$$

где $K_{изг}$ — допускаемое напряжение на изгиб в kg/cm^2 . Прогиб рессоры в mm найдется из уравнения

$$f = \frac{3}{8} \frac{PL^3}{bna^3E}$$

и жесткость рессоры из уравнения (61,1)

$$ж = \frac{8}{3} bn \frac{a^3}{L^3} E,$$

где E — модуль упругости стали.

$$E = (2 - 2,2) \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2.$$

При учете различных условий работы коренных и наборных листов, можно для определения жесткости прогиба и напряжений в листах рессоры пользоваться формулами: (61,3), (61,4), (61,5) и (61,6).

При расчете рессоры на статическую нагрузку допускается напряжение в $50-60 \text{ kg/mm}^2$. В Германии при расчете рессор принимают допускаемое напряжение на изгиб $50-55 \text{ kg/mm}^2$ и при наличии балансиров повышают это напряжение до $55-60 \text{ kg/mm}^2$. Однако рессора проверяется также на динамическую нагрузку.

Как показали опыты Марье и опыты над паровозами в СССР, наибольшие деформации рессор при движении по стрелкам и при колебаниях локомотива не превышает 20 mm . В этом случае напряжение рессоры увеличивается пропорционально прогибу, т. е. если статический прогиб ее $f = \frac{P}{Ж}$, то при динамическом прогибе в $f_0 = f + 20 \text{ mm}$. Напряжение, равное

$$K'_{изг} = K_{изг} \cdot \frac{f}{f_0}$$

не должно превышать 80 kg/mm^2 .

Для расчета спиральных рессор пользуются формулами:

В случае круглого сечения железа диаметром δ при числе витков n и среднем радиусе витка r — для напряжения на изгиб

$$K_{изг} = \frac{16Pr}{\pi\delta^3}, \quad (62,1)$$

общий прогиб рессоры

$$f = \frac{128Pnr^3}{E\delta^4} = \frac{4\pi nr^3 K_{изг}}{\delta G}, \quad (62,2)$$

коэффициент жесткости рессоры найдется

$$ж = \frac{P}{f} = \frac{E\delta^4}{128\pi r^3}.$$

Для прямоугольного сечения высотой h и шириной b

$$K_{изг} = \frac{9Pr}{2bh^3}. \quad (62,3)$$

Общий прогиб рессоры под нагрузкой P

$$f = \frac{24\pi nr^3 P}{Eb h^3} 1,6\pi nr^2 \frac{b^3 + h^3}{bh^3} \cdot \frac{K_{изг}}{G} \quad (62,4) =$$

и коэффициент жесткости рессоры

$$ж = \frac{P}{f} = \frac{Eb h^3}{24\pi nr^3}.$$

В качестве примера приведем поверочный расчет рессоры, изображенной на фиг. V,94, само подвешивание приведено на фиг. V,93.

Основные данные рессоры:

Длина (расчетная)	$L = 1200$ мм
Ширина листа	$b = 90$ "
Толщина	$a = 13$ "
Число листов	$n = 16$ "
Нагрузка на рессору	$P = 8210$ кг

Согласно приведенным выше формулам изгибающие напряжения найдутся равными

$$K_{изг} = \frac{3PL}{2nba^2} = \frac{3 \cdot 8210 \cdot 1200}{2 \cdot 16 \cdot 90 \cdot 13^2} = 61 \text{ кг/мм}^2$$

и коэффициент жесткости рессоры

$$ж = \frac{8}{3} \cdot 90 \cdot 16 \cdot \frac{13^3}{1200^3} \cdot 22000 = 108 \text{ кг/мм}.$$

Рессора работает вместе со спиральными рессорами прямоугольного сечения.

Число витков (расчетное) $n = 4$.

Сечение проволоки $b = h = 30$ мм.

Средний радиус витка $r = 50$.

На каждую рессору действует усилие, равное половине нагрузки на листовую рессору, т. е. $P = 4100$. Тогда напряжение на изгиб найдется равным

$$K_{изг} = \frac{9Pr}{2bh^3} = \frac{9 \cdot 4100 \cdot 50}{2 \cdot 30^3 \cdot 30} = 34 \text{ кг/мм}^2.$$

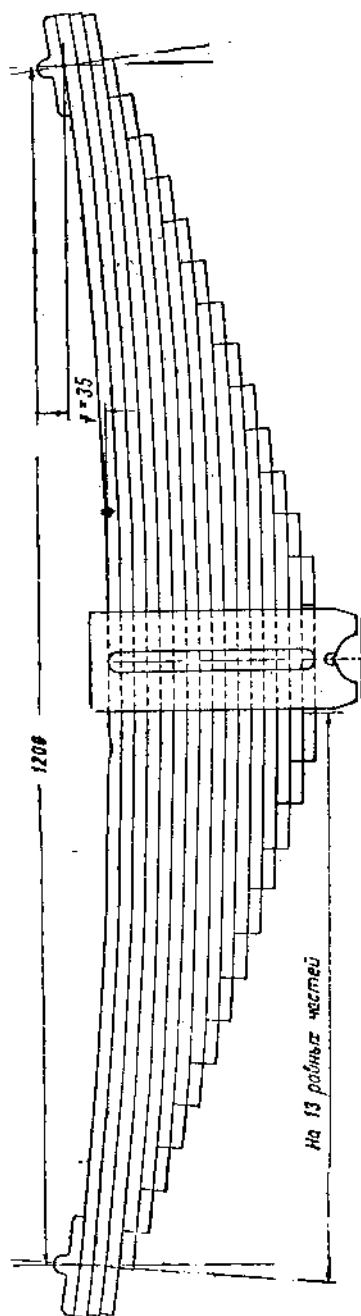
Прогиб рессоры

$$f = 1,6\pi nr^2 \frac{b^3 + h^3}{bh^3} \frac{K_{изг}}{G} = 1,6\pi \cdot 4 \cdot 50^2 \frac{30^3 + 30^3}{30 \cdot 30^3} \cdot \frac{34}{8000} = 14,3 \text{ мм}.$$

Таким образом жесткость рессоры будет

$$ж = \frac{P}{f} = \frac{4100}{14,3} = 287 \text{ кг/мм}.$$

Б. Рессорные подвески. В отношении расчета рессорные подвески можно разбить на две группы: 1) подвески, работающие на растяжение; 2) под-



Фиг. V.94.

вески, работающие на сжатие. Для первого рода подвесок определяем следующие напряжения:

а) Напряжение растяжения стержня по формуле (фиг. V,95):

$$K_{\text{раст}} = \frac{P}{\frac{\pi d^2}{4}},$$

где $\frac{\pi d^2}{4}$ — площадь сечения, подверженного растяжению;

$K_{\text{раст}}$ — допускаемое напряжение на растяжение; напряжение материала рессорных подвесок, выполненных электровозом, 2—2,5 kg/mm².

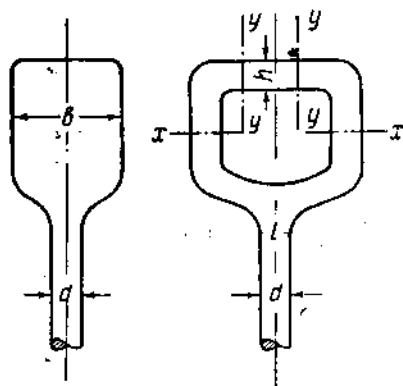
б) Напряжение растяжению головки для сечения xx проверяем по той же формуле

$$K_{\text{раст}} = \frac{P}{4ab}.$$

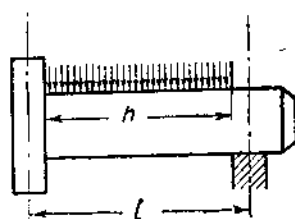
в) Напряжение среза головки в сечениях yy проверяем по формуле

$$K_{\text{ср}} = \frac{3}{2} \cdot \frac{P}{4hb},$$

где $2bh$ — площадь, подверженная срезу.



Фиг. V,95.



Фиг. V,96.

г) Изгибающее напряжение головки мы получим, рассматривая верхнюю часть головки как балку, свободно лежащую на опорах и нагруженную равномерно на длине l' , равной длине вставки в подвеску. Расчетная длина балки l равна расстоянию между центрами тяжести вертикальных частей головки подвески. Искомое напряжение найдется равным

$$K_{\text{изг}} = \frac{P}{4} \left(\frac{l}{2} - \frac{l'}{4} \right) \frac{1}{W},$$

где W — момент сопротивления сечения верхней части головки, равный $W = \frac{bh^3}{6}$ (b — ширина и h — высота сечения).

д) Напряжение на смятие подвески в месте соприкосновения ее со вставкой проверяем по формуле

$$K_{\text{см}} = \frac{P}{2bl'},$$

где bl' — площадь, подверженная смятию.

Если подвески работают на сжатие, производят расчет на:

1) сжатие стержня; напряжение в этом случае может быть определено по формуле

$$K_{\text{сж}} = \frac{P}{\frac{\pi d^2}{4}},$$

где $\frac{\pi d^2}{4}$ — сечение стержня, подверженное сжатию;

2) продольный изгиб; расчет ведем по формуле Эйлера для случая стойки с обоими свободными концами, остающимися на первоначальной оси стойки. Если обозначим P_k — раздавливающий груз, L — длину бруса, J — наименьший экваториальный момент инерции опасного сечения a в см^4 , E — модуль упругости материала в кг/см^2 , который мы считаем для железа равным 2000000 кг/см^2 , то $P_k = \frac{EI\omega}{l^4}$.

Найдя по приведенной формуле P_k раздавливающий груз и зная приложенный к стержню груз, мы определяем запас прочности при продольном изгибе

$$n = \frac{P_k}{P}.$$

Валики. Валики рассчитываем как балку, свободно лежащую на двух опорах и симметрично нагруженную равномерной нагрузкой, как показано на фиг. V,96. Длина балки l принимается равной расстоянию между серединами опорных поверхностей валиков. Нагрузку, приходящуюся на валик, обозначим P , тогда напряжение на изгиб может быть определено по формуле

$$K_{\text{изг}} = \frac{P}{2W} \left(\frac{l}{2} - \frac{b}{4} \right).$$

где W — момент сопротивления сечения валика.

Кроме того, валик проверяется насквозь.

Хомутовая балка нижних рессор. Хомутовую балку рессор, расположенных под буксами, проверяем на изгиб, рассматривая ее как балку, свободно лежащую на двух опорах и нагруженную посередине сосредоточенным грузом. Обозначая (фиг. V,97) P — нагрузку на подвеску и l — длину балки, равную расстоянию между серединами опорных поверхностей ее, напряжение на изгиб найдем по формуле для среднего сечения

$$K_{\text{изг}} = \frac{M}{W},$$

где M — изгибающий момент в среднем сечении подвески, равный $\frac{Pl}{4}$;

W — момент сопротивления этого сечения подвески.

Полибе (без ослабления отверстием) сечение $f = b(a_1 + a_2)$, а за вычетом ослабления $f_2 = bd$ получим $F = b(a_1 + a_2) - bd$.

Координата центра тяжести сечения относительно оси

$$\bar{x} = \frac{\sum f_k}{F} \left[f_1 \frac{(a_1 + a_2)}{2} - f_2 a_2 \right] \frac{1}{F}. \quad (62,5)$$

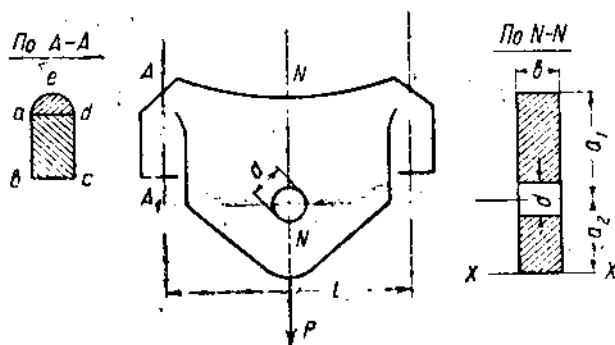
Момент инерции рассматриваемых элементарных фигур относительно своих осей определим:

а) для сечения, не ослабленного отверстием $J_1 = \frac{b(a_1 + a_2)^3}{12}$;

б) отверстие $J_2 = \frac{bd^3}{12}$.

Расстояние оси каждой фигуры до нейтральной оси фигуры

$$r_1 = \frac{a_1 + a_2}{2} - \bar{x} \text{ и } r_2 = \bar{x} - a_2$$



Фиг. V,97.

и момент инерции каждой фигуры относительно нейтральной оси всего сечения найдется

$$J_1' = J_1 + f_1 r_1^2 \text{ и } J_2' = J_2 + f_2 r_2^2$$

и окончательно момент инерции заштрихованного сечения

$$J = J_1' - J_2' \text{ и } W = \frac{J}{e},$$

где e — расстояние до наиболее удаленного от нейтральной оси волокна. Кроме того, проверяем напряжение в сечении AA

$$K_{изг} = \frac{M'}{W'},$$

где изгибающий момент $M' = \frac{Pa}{4}$;

W' — момент сопротивления определяем как составное из прямоугольника $abcd$ и полукруга aed аналогично приведенному выше подсчету.

Кронштейны рессорных подвесок. Расчет производится обычно лишь для наиболее нагруженной подвески.

а) Изгиб в сечении ab . Кронштейн рассматриваем как балку, одним концом зашлепленную и нагруженную равномерной нагрузкой на части длины l , равной диаметру вставки в кронштейн, через которую передается нагрузка от рессорной подвески.

Расчетная формула для определения изгибающего напряжения

$$K_{изг} = \frac{M}{W} = \frac{P \cdot \frac{a}{2}}{4l} \cdot \frac{1}{W},$$

$\frac{P}{2}$ — усилие, приложенное к кронштейну. Момент сопротивления сечения (при упрощении фигуры) найдем по формуле

$$W = \frac{bh^2}{6} = \frac{2b \cdot h^2}{6},$$

где b — полная ширина рабочего сечения, равная $2b'$; h — высота сечения (фиг. V,98).

б) Изгиб в сечении cd . Напряжение на изгиб проверяем по той же формуле, что и в предыдущем случае, но изгибающий момент в этом случае $M = \frac{Py}{2}$.

в) Срез шипа. Шип рассчитываем на полную силу, не принимая во внимание болты. Наибольшее напряжение сдвига T_{\max} найдем по формуле

$$T_{\max} = \frac{4}{3} \frac{P}{2F_1},$$

где $\frac{P}{2}$ — нагрузка на кронштейн;

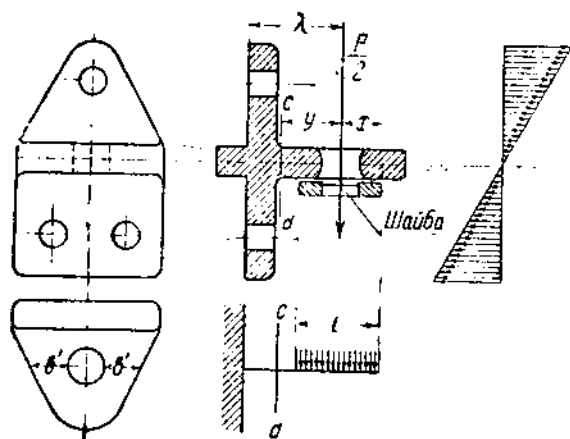
F — площадь расчетного сечения.

г) Смятие шипа. Искомое напряжение на смятие найдем по формуле

$$K_{см} = \frac{P}{2l_0 d},$$

где l_0 — длина;

d — диаметр шипа.



Фиг. V,98.

д) Растяжение болтов. Болты часто рассчитываются на первоначальную затяжку, которая должна вызвать такое напряжение смятия на опорной поверхности, при котором не происходит разгрузки ее от действия момента $M = \frac{P\lambda}{2}$; при этом предполагаем, что вращение кронштейна происходит около оси, проходящей через центр тяжести опорной поверхности; при таком предположении распределение напряжений смятия на ней будет такое же, как распределение напряжения в поперечных плоскостях согнутой балки, и большее из них может быть определено по формуле

$$K_{см\max} = \frac{M}{J} e_1,$$

где M — изгибающий момент $M = \frac{P\lambda}{2}$;

J — момент инерции опорной поверхности, которую разбиваем на ряд элементарных фигур и подсчитываем, как было ранее указано для рессорных хомутов, e — расстояние наиболее удаленного волокна.

Так как напряжения смятия на опорной поверхности не должны доходить до нуля, то болты при первоначальной затяжке должны вызвать в ней найденное напряжение $K_{см}$. Пусть площадь поверхности смятия F , тогда усилие, на которое должны были быть затянуты болты, равно $N = FK_{см}$ и напряжение болтов

$$K_{расч} = \frac{N}{n \frac{\pi d^2}{4}},$$

где n — число болтов;

d — диаметр их.

Расчет балансиров. Изгибающий момент в различных сечениях неравноплечного балансира меняется по закону треугольника с вершиной от опоры балансира. Высота треугольника равна

$$\frac{P_m n}{m + n},$$

где m и n — плечи балансира (фиг. V,99).

Балансир проверяют на изгиб в опасных сечениях xx по формуле:

$$K_{изг} = \frac{P_n x}{(m + n) W};$$

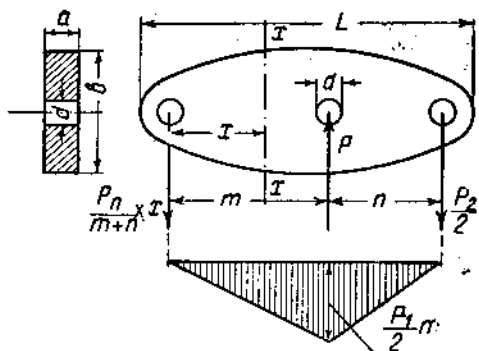
в частности, для равноплечного балансира прямоугольного сечения отверстие для среднего опорного валика диаметра d напряжение на изгиб получим

$$K_{изг} = \frac{PLe}{4J},$$

где J — момент инерции сечения балансира, ослабленного отверстием для валика; e — расстояние наиболее удаленного волокна.

При расчете балансиров допускается напряжение 10—12 кг/мм² для статической нагрузки.

Ножи рессорного подвешивания. а) Проверка на изгиб. Нож на изгиб рассчитывается как балка, свободно лежащая на двух опорах и нагруженная равномерной нагрузкой на части длины ее. Реакцию опор примем приложенной в серединах опорных поверхностей (фиг. V,100).



Фиг. V,99.

Расчетное уравнение

$$K_{изг} = \frac{Me}{J} = \frac{P}{2} \frac{\left(\frac{l}{2} - \frac{b}{4}\right)e}{J},$$

где M — изгибающий момент, равный $\frac{P}{2} \left(\frac{l}{2} - \frac{b}{4}\right)$;

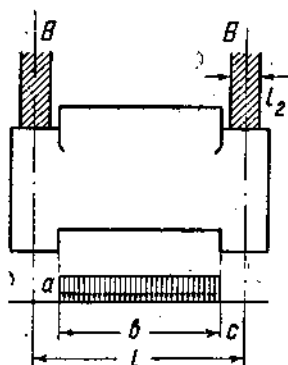
l — расчетная длина балки;

b — длина балки, занятая равномерной нагрузкой;

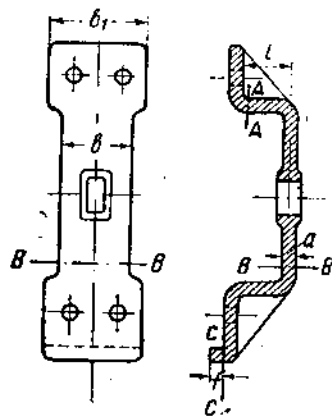
J — момент инерции поперечного сечения ножа, который определяется разбиением сечения на элементарные фигуры;

e — расстояние наиболее удаленного волокна от нейтральной оси.

б) Напряжение смятия ножей в месте соприкосновения с призмой находим по уравнению Гертца для случая соприкосновения двух цилиндров одинаковой упругости, причем один из радиусов берем со знаком минус, так как в данном случае имеем соприкосновение выпуклой поверхности с вогнутой.



Фиг. V,100.



Фиг. V,101.

Расчетное уравнение

$$K_{см} + 0,175 \frac{PE}{l_1} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right), \quad (62,6)$$

где $K_{см}$ — наибольшее напряжение на смятие;

P — нагрузка на нож;

E — модуль упругости материала, равный для стали 2 200 000 kg/cm²;

l_1 — длина цилиндрической поверхности, подверженной сжатию;

r_1 и r_2 — радиус выкружки опорных поверхностей.

в) Смятие опорных поверхностей BB_1 ; здесь имеет место соприкосновение выпуклой и вогнутой поверхностей одного радиуса. Напряжения смятия определяем на единицу проекции опорной поверхности

$$K_{см} = \frac{P}{2l_2 d},$$

где d — диаметр выкружки.

Балансирные скобы. Балансирные скобы проверяем на: а) Изгиб в сечении AA (фиг. V,101). Скобу рассматриваем как две самостоятельные балки, из коих каждая одним концом зашкреплена, а на другом несет сосредоточенный груз, равный половине общей нагрузки на скобу, точка приложения груза находится на середине опорной поверхности чеки. Расчетное уравнение

$$K_{изг} = \frac{Me}{J} = \frac{Ple}{2J},$$

где J — момент инерции поперечного сечения обеих половин скобы;
 e — расстояние наиболее удаленного от нейтральной оси волокна.

б) Сжатие тела в сечении BB . Расчет ведем по формуле

$$K_{см} = \frac{P}{2ab},$$

где $K_{см}$ — напряжение на сжатие;

P — действующая на скобу сила;

ab — площадь расчетного сечения.

в) Срез заплечика. При расчете заплечика полагаем, что вся сила, действующая на скобу, передается на раму через заплечик, т. е. пренебрегаем влиянием болтов. Расчетная формула

$$K_{ср} = \frac{P}{b_{1с}},$$

где $K_{ср}$ — напряжение на срез;

P — нагрузка на скобу;

$b_{1с}$ — площадь, подверженная срезу.

г) Смятие заплечика. Напряжение смятия также находим в предположении, что вся сила передается через заплечик. Расчетная формула

$$K_{см} = \frac{P}{b_{1f}},$$

где $K_{см}$ — напряжение на смятие;

b_{1f} — площадь, подверженная смятию;

P — нагрузка на скобу.

д) Растяжение болтов. Как и в случае прикрепления кронштейнов, болты при первоначальной затяжке должны вызвать такое напряжение смятия на опорной поверхности, при котором не происходит разгрузки ее от действия силы, приложенной к скобе. При этом предполагаем, что вращение скобы от действия силы происходит около оси, проходящей через центр тяжести опорного сечения, при таком предположении распределения напряжений смятия на опорной поверхности будет такое же, как и в поперечном сечении согнутой балки; и наибольшее напряжение смятия может быть определено по формуле:

$$K_{см\max} = \frac{Me}{J}, \quad (62,7)$$

где M — изгибающий момент, равный Pl ;

J — момент инерции опорной поверхности;

e — расстояние наиболее напряженного волокна от нейтральной оси.

Чтобы не произошло разгрузки опорной поверхности, болты при первоначальной заточке должны вызвать в ней снимающее напряжение, не менее найденного ранее

$$K_{см} = \frac{Me}{J}.$$

Отсюда сила R , которую должны дать болты, найдется из уравнения

$$R = K_{см} \Omega,$$

где $K_{см}$ — наибольшее напряжение на смятие, определяемое по формуле (62,7);

Ω — опорная поверхность скобы.

Найдя силу R , нагружающую болты, определим $K_{раст}$ — напряжение болтов по формуле

$$K_{раст} = \frac{R}{n \frac{\pi d^2}{4}},$$

где n — число болтов;

d — диаметр их.

63. Примеры рессорного подвешивания электровозов

Мы познакомимся здесь с наиболее характерным выполнением электровозов в отношении их ходовых формул и принятого рессорного подвешивания.

А) Групповой привод. При групповом приводе, когда все движущие оси оказываются связанными спарниками в одну систему, приходится применять движущие оси, жестко установленные в главных рамах. Этот тип характерен для Европы, где долгое время проектировались электровозы с одним-двумя двигателями и рычажной групповой передачей.

В зависимости от скорости электровоза по его концам устраивают одноосные или двухосные бегунковые тележки. При групповой передаче стремление отказаться от большой жесткой базы привело к подразделению движущих осей на две группы, с передачей усилий шатунами или треугольной рамой от двигателей на одну группу движущих осей.

В этом случае двигатели всегда устанавливаются жестко на рамах тележек — в передней части, — образуя пониженную часть электровоза — часто называемую капоты, собственно кузов располагается посередине и опирается на пяты, расположенные на тележках и позволяющие тележкам поворачиваться по отношению к кузову.

В качестве примера такого рода электровозов может служить электровоз индийских железных дорог (Great Indian Ry), завода Метрополитен-Виккерс.

Электровоз представляет собой машину типа 0-3-3-0 с центрально расположенным кузовом, покоящимся на двух трехосных поворотных тележках, удаленных друг от друга на значительное расстояние, как это имеет место у паровозов Гаррета.

Каждая тележка несет на себе два тяговых двигателя постоянного тока по 650 л. с. при линейном напряжении в 1500 V. Общая мощность всех четырех двигателей электровоза составляет таким образом 2600 л. с. Передача такого усилия от двигателей к ведущим скатам осуществляется посредством промежуточного вала, шатунов и сцепных дышел.

Общий вес электровоза составляет в рабочем состоянии 122 t (из которых 75 t приходится на механическое, а 47 t на электрическое оборудование), этот вес равномерно распределяется на все шесть ведущих скатов.

Центрально расположенный кузов электровоза установлен на основной раме, представляющей собой прочную конструкцию, составленную из хребтовой и поперечных балок, усиленных диагональными раскосами.

Хребтовая балка основной рамы кузова, соединяющая обе моторные тележки, закреплена на концах при помощи массивных сферических шкворней, поддерживаемых шкворновыми пятниками, установленными на рамах тележек, причем положение шкворней балки выбрано с таким расчетом, чтобы нагрузка, приходящаяся как на передние, так и на задние ведущие скаты, была по возможности равномерно распределена.

Между диагональными раскосами основной рамы кузова устроены четыре пружинящих упора, заведенных в соответствующие гнезда на обращенных к кузову балках моторных тележек таким образом, чтобы обеспечить необходимую во время движения игру между кузовом и тележками.

Для того чтобы по возможности уменьшить износ бандажей и рельсов при прохождении кривых, смежные поперечные концевые балки обеих тележек связаны друг с другом диагональной тягой, снабженной системой коленчатых рычагов.

В) Индивидуальный привод. В Европе индивидуальный привод нашел, главным образом, применение на пассажирских и курьерских электровозах и еще слабое распространение его на товарных электровозах объясняется недостаточными нагрузками на ось, не позволяющими использовать полную мощность индивидуальных двигателей при малых скоростях.

При индивидуальном приводе на пассажирских электровозах европейская практика предпочитает применять движущие оси, жестко укрепленные в рамах, устанавливая по концам одноосные и двухосные тележки в зависимости от скорости электровоза. Для

сохранения постоянной нагрузки на движущие оси рессоры последних связываются балансирами. При четырех движущих осях приходится для вписывания электровоза в кривые средним осям давать боковые перемещения. Так, у электровоза типа 2C₀1 германских железных дорог (см. El. Bahnen, февраль 1927) с двухосной тележкой, спереди имеющей боковое перемещение по 100 мм в каждую сторону и с принудительной установкой в среднем положении при помощи листовых рессор, на другом конце бисселем с боковым отклонением по 95 мм в каждую сторону, две средние движущие оси выполнены также с боковым перемещением и с ослабленным гребнем бандажей (всего на ± 30 мм), а движущая ось, ближайшая к двухосной тележке, имеет бандажи на 5 мм тоньше нормального, что позволяет электровозу вписываться в кривые $R = 180$ м.

Для получения подвески в трех точках применяется сбалансирование поддерживающих осей одноосных и даже двухосных бегунковых тележек с движущими осями.

Сбалансирование тележек с движущими осями производится следующим образом:

Концы рессор крайней движущей оси связываются поперечным балансиrom, и к нему прикрепляется продольный баланsir, передающий нагрузку на центральную тележечную опору.

Однако встречается и непосредственное связывание балансирами рессор движущих осей рессорами бегунковых тележек.

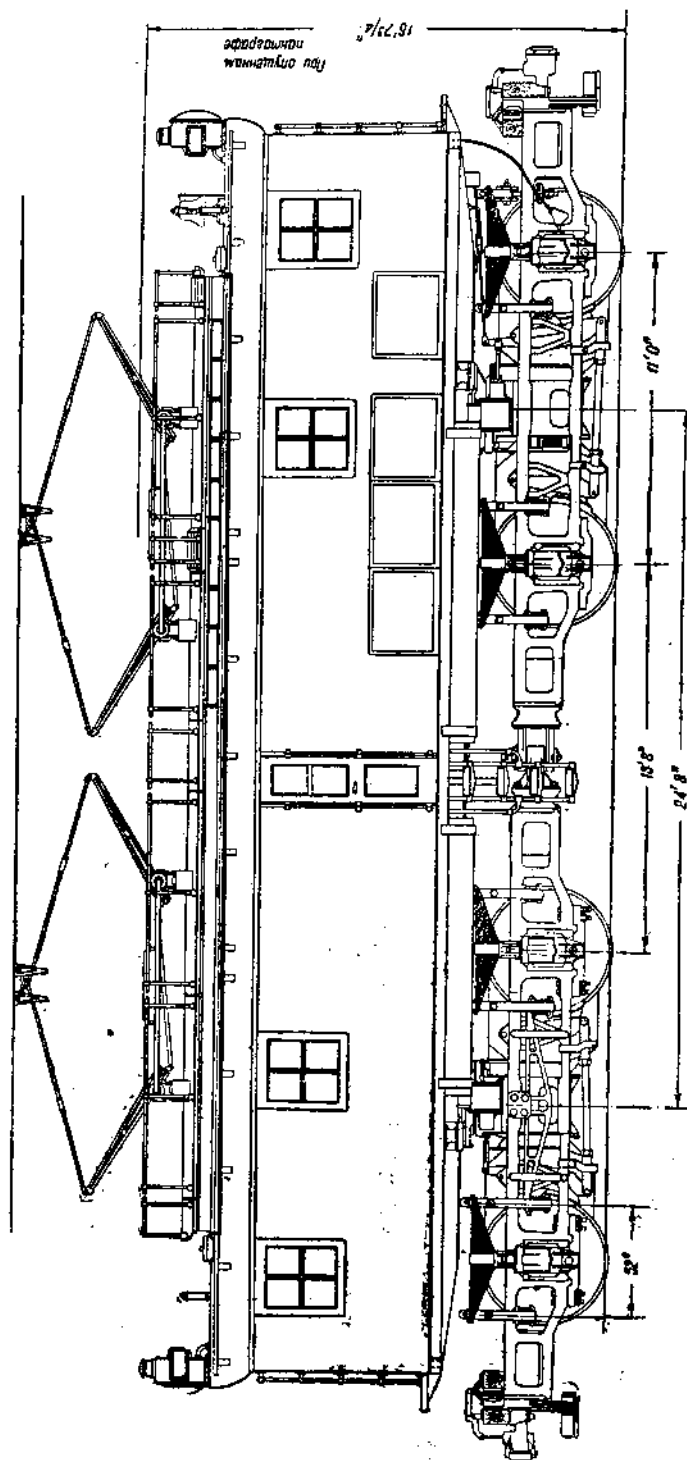
При больших боковых отклонениях бегунковых тележек приходится нагрузку на тележку передавать при помощи системы рычагов.

Американская практика с самого начала пошла по пути индивидуального привода и применяет на электровозах почти исключительно движущие тележки как для товарных, так и для пассажирских электровозов, причем движущие тележки имеют в свою очередь одноосные или двухосные бегунковые тележки в зависимости от скорости электровоза. Остановимся на некоторых характерных примерах рессорного подвешивания тележечных электровозов.

а) Электровозы с двумя двухосными и движущими тележками. В Америке распространено выполнение таких электровозов с жестким сочленением обеих тележек, допускающим только установку их под углом в горизонтальной и вертикальной плоскостях, но без поперечного перемещения одной относительно другой и с очень незначительным (несколько миллиметров) вертикальным перемещением, достаточным для того, чтобы мелкие дрожания не передавались с одной тележки на другую.

Благодаря тому что вертикальные усилия могут передаваться с одной тележки на другую, у одной из них оказывается возможным связывать балансирами рессоры. Рессоры же второй тележки не связывают между собой с тем, чтобы при опускании или поднимании концов тележки рессоры могли бы восстанавливать горизонтальное положение тележки. Однако рессоры такой тележки могут быть связаны при помощи поперечного балансира. Для того чтобы поперечная качка электровоза не вызывала изменения нагрузок между колесами передней направляющей оси, желательно поперечным балансиrom связывать рессоры этой оси. Описанный способ подвешивания применен на электровозах Джeneralь Электрик постоянного тока 2400 V для ж. д. Bethlehem Chile Iron Mines Ry (фиг. V,102). Иногда, впрочем, по конструктивным соображениям приходится поперечным балансиrom связывать рессоры внутренней оси, например, электровозы ГЕС постоянного тока 3000 V для железной дороги Паулиста. Если электровозы с двумя двухосными движущими тележками снабжены по концам бегунками или двухосными бегунковыми тележками, рессоры движущих осей могут быть попарно связаны балансирами и горизонтальное положение тележки восстанавливается рессорами бегунковой оси (электровозы Паулиста — 1B0 + 0B1 постоянного тока 3000 V фирмы Вестингауз и Балдуин) или пассажирский электровоз 2B0 + 0B2 железной дороги Паулиста фирмы ГЕС.

б) Электровозы с шестью движущими осями. В случае шестиосных электровозов применяется две трехосные тележки (тип С + С) или три двухосные тележки (тип В + В + В). Тип В + В + В применен заводом ГЕС для мексиканских железных дорог, где радиус кривых доходит до 76 м, а также принят в проекте для южноафриканских железных дорог с радиусами кривых 91,5 м. На итальян-



Фиг. V,102. Электровоз В₀ + В₀ железных дорог В.С.ІМС₀ (ГЕС).

ских железных дорогах постоянного тока (линия Беневенто-Фоджиа) принята формула $B + B + B$.

Выполнение ходовой части электровозов при формуле $B + B + B$ у мексиканских железных дорог и итальянских различно.

На фиг. V,103 изображен электровоз $B + B + B$ мексиканских железных дорог фирмы GEC (ходовые части его). Вес кузова передается через две опоры *A* на промежуточную сочлененную раму *B*, через которую уже далее нагрузка распределяется между тремя двухосными тележками. Средняя тележка выполнена с подвеской в трех точках, а именно связь между рессорами обеих осей имеется только в поперечном направлении у одной оси, в продольном же направлении оси не связаны между собой, у двух же крайних двухосных тележек имеется продольная связь рессор балансирами (подвеска в двух точках). Между тележками имеется обычное американское сочленение, допускающее только в горизонтальной плоскости и небольшое перемещение вертикальной плоскости. При вписывании в кривую, промежуточная рама устанавливается под углом.

На фиг. V,104 изображено рессорное подвешивание электровоза $B + B + B$ линии Беневенто-Фоджиа итальянских железных дорог. Две средние оси расположены в основной раме, по концам имеются двухосные движущие тележки. Рессоры осей у крайних тележек связаны между собой продольными балансирами *A*. Нагрузка на эти балансиры передается от продольного балансира *B* через опору *C*, находящуюся на одном его конце, другим своим концом балансиры *B* связаны с рессорой средней оси. Рессоры средних осей между собой не связаны балансирами, и таким образом имеем подвеску в четырех точках. Поскольку рессоры осей крайних тележек связаны между собой балансирами, оказалось необходимым для придания тележки вертикальной устойчивости концы ее рамы опереть на подушки *D*, укрепленные в рамах средней тележки. На фиг. V,105—106 отдельно показана конструкция опорных подушек *D*. Вращение тележки происходит около шкворня *N*, укрепленного в главных рамах. Конструкция сочленения тележек позволяет вращение не только в горизонтальной, но и небольшое в вертикальной плоскости.

Электровозы с несвязанными тележками, у которых все усилие передается не через рамы тележек, а через раму, на которой поконится кузов, строятся только в случае малой мощности или вернее малой силы тяги. Такая конструкция, однако, применена фирмой GEC для электровозов С—С для северных испанских железных дорог весом 91,3 т с шестью двигателями часовой мощностью по 290 л. с.

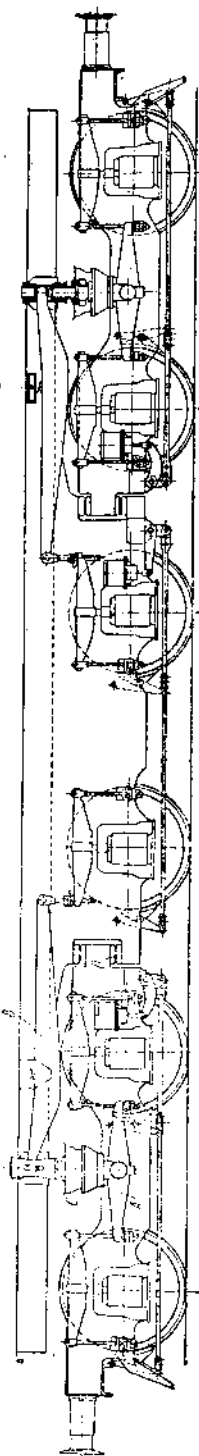
Для тяжелых и мощных электровозов передача больших усилий тяги от тележек через шкворни на раму электровоза, на которой имеются сцепные приборы, не допустимо. Тяговые усилия, возникающие на обода движущих колес, передаются через рамы тележек непосредственно.

В отношении расположения двигателей следует указать, что оно влияет на величину жесткой базы и на расстояние между тележками, а именно при расположении двигателей в одном направлении — назад — жесткая база уменьшается, но расстояние между обеими тележками увеличивается (обычное расположение GEC, принятое также на сурамских электровозах Сс и на электровозе Вл). С тем, чтобы уменьшить это расстояние, двигатели второй и третьей оси располагают между этими осями, тогда, хотя жесткая база и увеличивается, но обе тележки оказываются ближе друг к другу и общая база электровоза уменьшается (обычное расположение Вестингауза). Кроме того расположение двигателей влияет на изменение нагрузок на оси при развитии силы тяги, а следовательно, и на величину использования сцепного веса коэффициента.

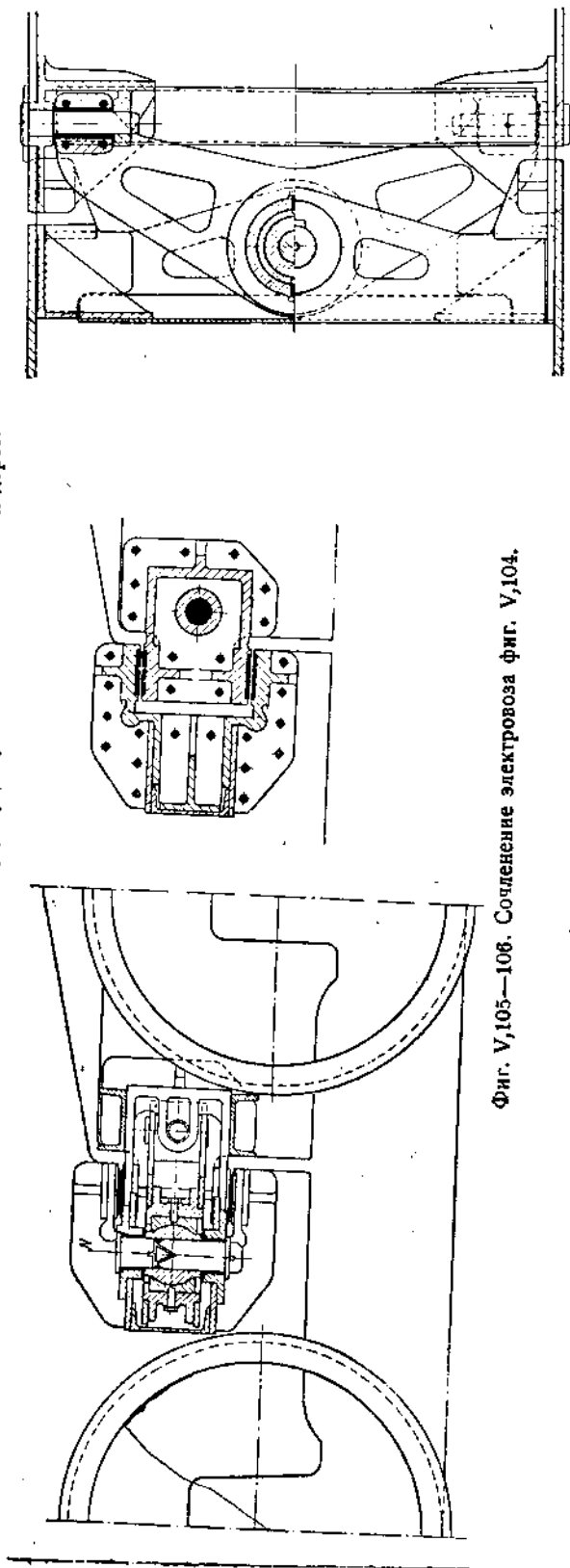
Наибольшее распространение из электровозов с шестью движущими осями получили электровозы с двумя трехосными тележками. В Америке, как выше указывалось, распространено сочленение тележек, допускающее вращение одной тележки около другой в горизонтальной и в вертикальной плоскостях и только небольшое вертикальное перемещение. Это позволяет передавать вертикальные усилия с одной тележки на другую. Рессоры всех осей у одной тележки связываются балансирами, у другой же тележки две первые оси имеют связанные балансирами рессоры, рессоры же третьей внутренней оси связаны между собой поперечным балансирами, таким образом элек-



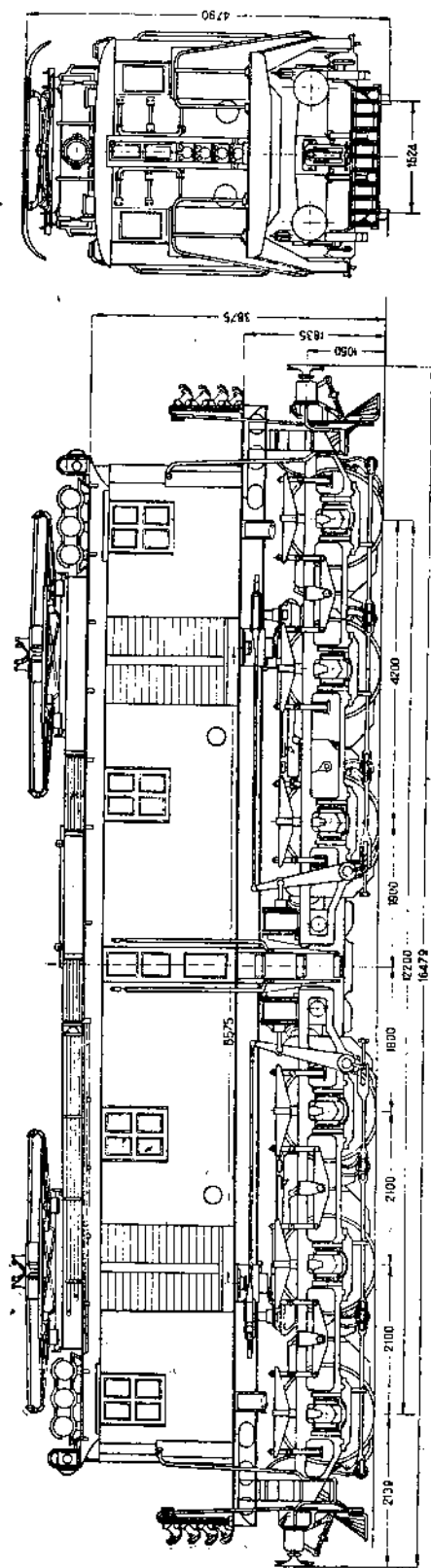
Фиг. V.103. Электровоз $B_0 + B_0 + B_0$ мексиканских железных дорог.



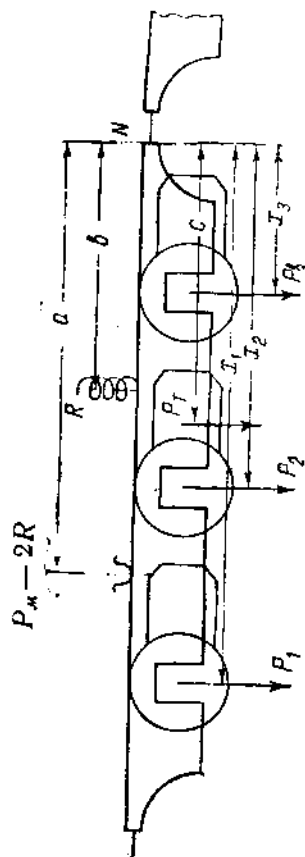
Фиг. V.104. Электровоз $B_0 + B_0 + B_0$ итальянских железных дорог.



Фиг. V.105—106. Сочленение электровоза фиг. V.104.

Фиг. V,107. Сурамский электровоз $C_0 + C_0$.

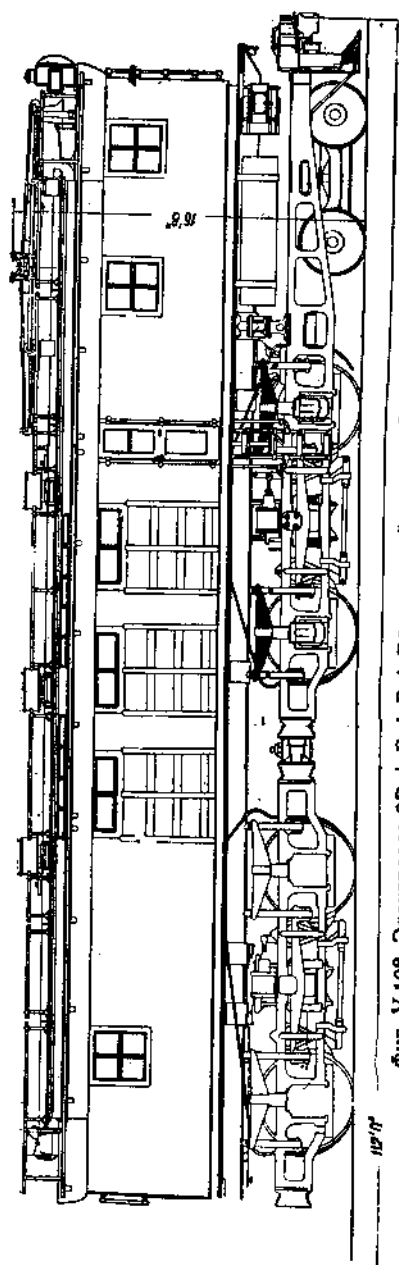
тровоэ оказывается в отношении первой тележки подвешенным в двух точках, в отношении же второй тележки в трех точках. Так как все рессоры первой тележки связаны между собой балансирами, ее положение в вертикальной плоскости безразлично, т. е. тележка, получив какой-нибудь наклон в этой плоскости, сама по себе лишена возможности занять первоначальное горизонтальное положение. Благодаря указанному выше сочленению между обенми



Фиг. V,108.

тележками вертикальное положение этой тележки зависит от положения другой тележки. По этому типу построен электровоз Сурамского перевала завода ГЭС (фиг. V,107). Для получения одинаковой нагрузки на все три оси тележки передача веса кузова на рамы тележек должна иметь место над средними осями, но так как в этом месте нельзя было установить поперечной балки, которая несла бы палу, то на этом электровозе был помещен продольный болстер, перекрывающий мостиком обе соседние поперечные балки, и на нем располагают палу.

Иногда при трехосных тележках устраивают с целью избежать установки продольных болстеров передачу усилий кузова на тележку в трех точках, а именно на передней поперечной балке между первой и второй осью устраивают центральную шаровую опору, а на другой поперечной балке ставят боковые опорные подушки, воспринимающие часть нагрузки на тележку.



Фиг. V.109. Электровоз 2В + В + В2 железной дороги Ш. - М. - Ст. = Paul.

Обозначим общий вес кузова, приходящийся на одну тележку, через P_{κ} (фиг. V.108), а тот вес, который должен быть передан на каждую боковую опору, через R , тогда через центральную шаровую опору будет передаваться вес $(P_{\kappa} - 2R)$. Обозначим далее расстояние осей до точки N (сочленения) через x_1, x_2, x_3 , а расстояние центральной и боковых опор до сочленения (точки N) тележек через a и b .

Пусть равнодействующая собственного зарессоренного веса тележки P_T проходит на расстоянии c до точки N , а зарессоренная нагрузка на оси пусть будет P_1, P_2, P_3 ; тогда уравнение моментов относительно точки N сил давления кузова $(P_{\kappa} - 2R)$ и $2R$, веса надрессорного собственного веса тележки P_T и реакций от осей тележек от действия вышеуказанных сил выразится в виде

$$(P_{\kappa} - 2R) a + 2Rb + P_T c = \\ = P_1 x_1 + P_2 x_2 + P_3 x_3.$$

Из этого уравнения определяется нагрузка на боковые опоры

$$R = \frac{P_{\kappa} c + P_{\kappa} a - \sum P x}{2(a - b)}, \quad (63,1)$$

т. е. по мере приближения упругой опоры к центральной пяте нагрузка упругих опор увеличивается. При этом все рессоры каждой тележки могут быть сочленены балансирами. По этому принципу выполнено рессорное подвешивание сурамских электровозов ВВС.

Интересно отметить рессорное подвешивание упомянутого ранее электровоза $C_0 + C_0$ испанских железных дорог, выполненное по типу трехосных тележек пассажирских вагонов. Передача усилий на оси происходит при помощи неравноплечных рессор с отношением 1:2. Эти рессоры своим одним коротким концом передают нагрузку на крайнюю ось, а длинным концом на среднюю. При этом как нетрудно видеть, достигается одинаковая нагрузка всех трех

осей, однако она не сохраняется в полной мере при прохождении неровностей пути.

При применении спереди бегунков (электровозы $1C + C1$) последние нередко связываются балансирами с ближайшей движущей осью, а рессоры двух остальных осей связываются между собой балансирами (электровоз ГЕС для ж. д. Паулиста).

На электровозах типа $2C + C2$ Кливлендской железной дороги для сохранения одинаковой нагрузки между сцепными осями рессоры их связаны балансирами, причем передача нагрузки на двухосные тележки происходит уже независимо от

движущих осей, т. е. тележки не связаны продольным балансиrom с рессорами движущих осей. Впрочем, на электровозах $2C_01 + 1C_02$ Вестингауза для железной дороги Ch.—M.—St.-Paul в каждой движущей тележке двухосная тележка сбалансирована с первой движущей осью, а две остальные оси — с задней поддерживаемой осью.

Следует отметить, что критерием для суждения о преимуществах той или иной системы рессорного подвешивания электровоза является обеспечение возможно меньших колебаний нагрузки осей при развитии силы тяги электровозом. Только такая проверка изменений нагрузок на оси может выявить, насколько удачно выбранное рессорное подвешивание.

в) Электровозы с восемью движущими осями. В случае электровозов с восемью движущими осями могут быть применены следующие конструкции:

1. В случае очень малых радиусов кривых и большом их относительном протяжении $B_0 + B_0 + B_0 + B_0$.

В этом случае все двухосные тележки могут сцепляться между собой, однако для вписывания в кривые потребуется, чтобы крайние тележки имели боковое поперечное перемещение относительно кузова, котовый опирается на средние тележки через центральные опоры, допускающие только вращение тележки относительно кузова. На крайние движущие тележки нагрузку кузова удобно передавать через катковые опоры с наклонными плоскостями.

2. При четырех двухосных тележках иногда тележки устраиваются несочленяющимися, каждые две тележки имеют одну общую промежуточную верхнюю раму, и эти рамы сочленены между собою, вес кузова передается на каждую из этих рам через центральную пяту — шкворни. Такая конструкция применяется GEC на электровозах железной дороги New York Central.

Несколько видоизмененная конструкция применена GEC для той же дороги. Крайние тележки снабжаются поводками, при помощи которых они сцепляются с средними тележками, последние между собою непосредственно не сцепляются и усилие передается посредством верхних рам. Каждая верхняя рама передает нагрузку промежуточных на обе тележки. Верхние рамы сочленены и на них передается вес кузова через центральную опору. — Рама кузова в обоих случаях в передаче усилий никакого участия не принимает.

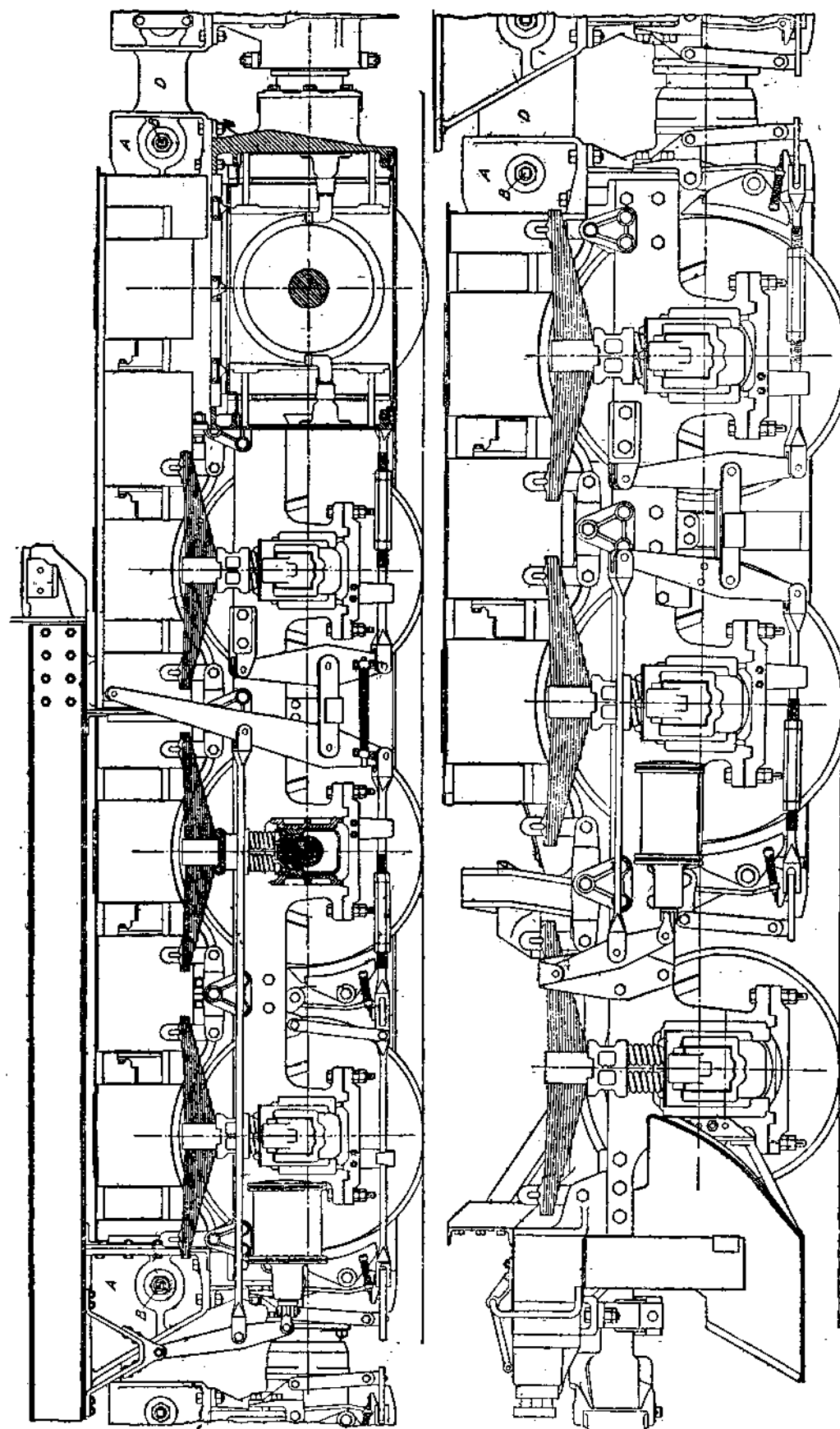
3. В случае кривых достаточно большого радиуса и небольших скоростей может быть применен тип $D + D$ в виде отдельных четырехосных тележек, сочлененных между собой, все усилие передается через сочленение тележек.

4. В случае больших скоростей может быть применена формула $B + D + B$. Электровоз с восемью движущими осями типа $2B + B + B + B2$ постоянного тока 3 000 V завода GEC железной дороги Ch.—M.—St.-Paul изображен на фиг. V, 109, имеет четыре двухосные движущие тележки. Кроме того, по концам имеются двухосные бегунковые тележки.

Кузов электровоза состоит из двух половин, внутренние концы их жестко связаны с внутренними двухосными тележками, передние же движущие тележки вместе с бегунковыми могут поворачиваться относительно внутренней движущей тележки, нагрузка на нее передается между второй поддерживающей и первой движущей осью на раму, а через нее непосредственно на две движущие оси и на двухосную поддерживающую тележку; последняя имеет боковое перемещение относительно рамы.

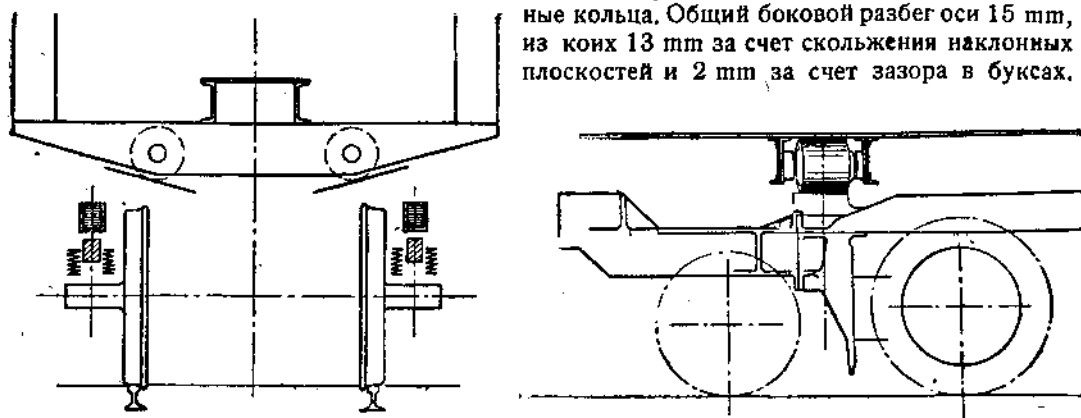
Общая длина электровоза между головками сцепленных приборов 112'8", а полная база (между крайними осями) 102'0". Сочленение тележки применено обычное американское, допускающее только установку тележек под углом одна относительно другой, но без вертикального перемещения. Рессоры движущих осей передней тележки связаны между собой балансирами, горизонтальное же положение этой тележки восстанавливается бегунковой двухосной тележкой. Благодаря жесткому в вертикальной плоскости сочленению тележек средние движущие тележки имеют также сбалансированные рессоры и вертикальные усилия концов этих тележек передаются через сочленения крайним тележкам.

г) Электровозы с 12 движущими осями. Электровоз с 12 движущими осями железной дороги Ch.—M.—St.-Paul завода GEC постройки 1919 г.



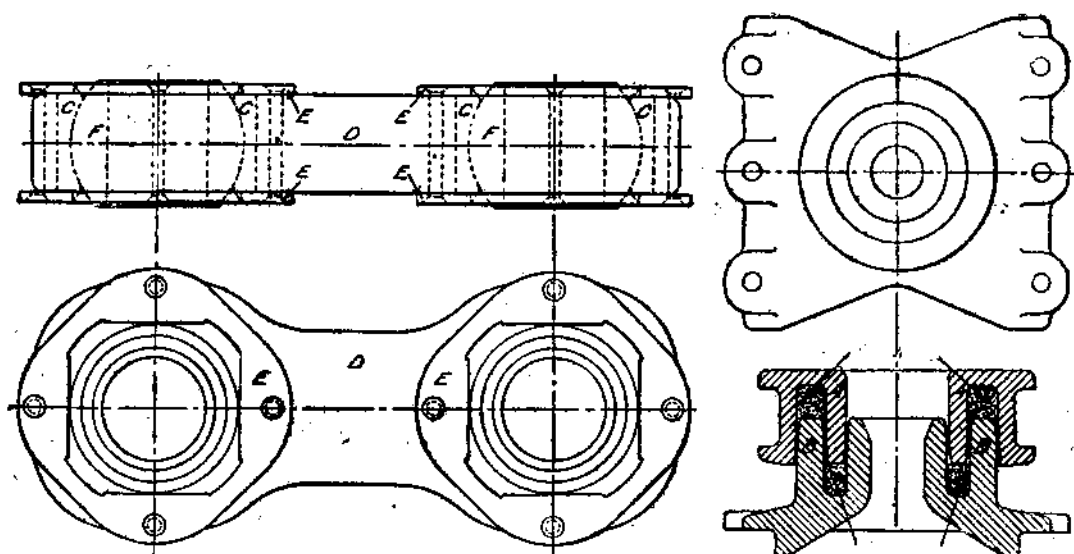
Фиг. V, 110—111. Электровоз $В_0 + Д + Д_0 + В_0$ железной дороги Чх.—М.—St-Paul.

(фиг. V, 110—111) с двигателями, непосредственно насаженными на оси, состоит из двух четырехосных тележек посередине, по концам они сцеплены с трехосными тележками, имеющими по две движущих оси и один бегунок с установкой в среднем положении при помощи наклонных плоскостей, расположенных над каждой буксой. Передача боковых давлений бегунковой оси на буксы происходит через фрикционные кольца. Общий боковой разбег оси 15 мм, из коих 13 мм за счет скольжения наклонных плоскостей и 2 мм за счет зазора в буксах.



Фиг. V, 112.

Кузов состоит из трех частей. Крайние части жестко укреплены на главных тележках, и конец свешивается над трехосной тележкой, опираясь на нее между бегунковой и первой движущей осью.



Фиг. V, 113.

Фиг. V, 114.

Благодаря большому поперечному перемещению передней тележки относительно кузова применена своеобразная конструкция опоры, изображенная на фиг. V, 112, в виде двух катков, перемещающихся по наклонным плоскостям, установленным на поперечных скреплениях рам. Благодаря наклону опорных плоскостей тележки при поперечном отклонении стремятся вернуться в первоначальное положение.

Все рессоры как трех осей каждой передней тележки, так и четырех осей каждой средней тележки между собой сбалансированы, в связи с этим между тележками предвидено двойного рода сцепление: передающее только горизонтальные

усилия и передающее вертикальные перемещения. Первая сцепка выполнена в виде массивного стержня с отверстиями по концам, в эти отверстия вставляются литые коробки C , несущие шаровые опоры F для пропуска сцепляющих болтов (фиг. V, 113).

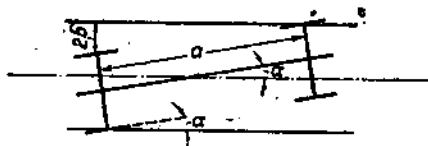
Вся коробка устранивается на месте при помощи доски E на четырех болтах. Между досками E и телом шаровой опоры F имеется достаточный зазор, благодаря чему сцепка имеет возможность не только свободной установки одной тележки в отношении другой под углом, но и небольших вертикальных перемещений концов соседних тележек, не вызывая усилий в самой сцепке. Сочленение, передающее вертикальное усилие с одной тележки на другую, изображено на фиг. V, 114, оно состоит из литых деталей A и B с круговыми пазами, куда входят кольцевые ребра другой детали (P — набивка).

Через такие опоры передаются примерно усилия в 7 000 kg, с крайней тележки на среднюю, благодаря тому что часть веса кузова передается на переднюю тележку не на середине, а между бегунком и первой движущей осью, тележка стремится занять наклонное положение и задний конец ее стремится подняться вверх, но удерживается средней тележкой.

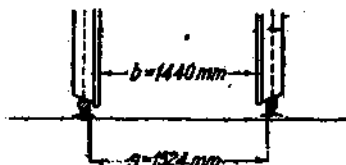
Так как электровоз снабжен двигателями, непосредственно насаженными на ось, сцепление между тележками служит одновременно и магнитопроводом.

64. Движение электровозов на прямых

Подвижной состав железных дорог снабжается колесами с коническими бандажами. Как только такая ось выходит из своего среднего положения благодаря несоответствию кругов катания, колесо с большим кругом катания стремится опережать другое, что вызывает извилистое движение отдельной оси и влияет на плавность хода всего электровоза. Возникновение извилистого движения может, очевидно, иметь место благодаря зазорам между ребровой бандажкой и рельсом. Когда продольная ось экипажа отклоняется на угол α (фиг. V, 115), под тем же углом на прямой происхо-



Фиг. V, 115.



Фиг. V, 116.

дит и набегание колеса на рельс закраиной бандажа, а следовательно и удар. Обозначив скорость поступательного движения экипажа v м/сек, массу локомотива M , найдем живую силу, которая должна быть поглощена рельсом и работой трения

$$W = \frac{Mv^2 \sin^2 \alpha}{2} \quad (64,1)$$

Отсюда видно, какое огромное значение имеет уменьшение угла α набегания колеса на рельс. Наибольший угол набегания, равный углу наклона продольной оси экипажа к оси пути, легко может быть определен

$$\sin \alpha = \frac{2\sigma}{a},$$

где a — расстояние между крайними осями экипажа;

2σ — полный зазор между ребрами бандажей и внутренними гранями головок рельса. Величина зазора при нормальной ширине колеи определяется (фиг. V, 116)

$$2\sigma = s - b - 2m,$$

где s — ширина колеи, равная 1524 мм;

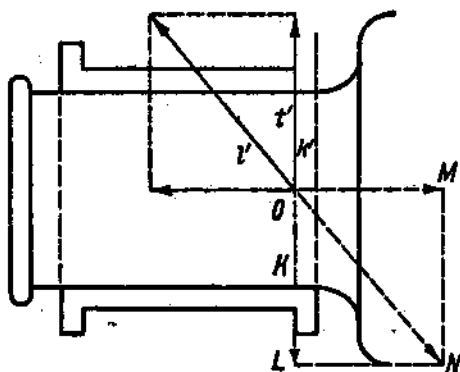
b — нормальное расстояние между внутренними гранями бандажей (насадка колес);

m — толщина реборд.

Для нормальной колеи СССР насадка колес $b = 1440$ мм, с допускаемым отступлением до ± 3 мм, т. е. $b = 1437 - 1443$ мм; что касается толщины реборды бандажа, то она варьируется в зависимости от степени износа, причем наибольший износ принят до 22 мм. Таким образом нормальный зазор для железных дорог СССР, считая, что бандаж нормального профиля вплотную придвинут к рельсу, $2\sigma = 1524 - 1440 - 2 \cdot 33,5 = 17$ мм (где 33,5 — ширина реборды нового бандажа), а минимальный зазор при насадке $b = 1443$ мм, сужение колеи до $1524 - 3 = 1521$ мм получим $\min 2\sigma = 1521 - 1443 - 2 \cdot 33,5 = 11$ мм. Германскими союзными нормами (§ 70) величина зазора определяется 10 мм и при наибольшем износе гребня бандажа в 25 мм.

При данном зазоре угол набегания будет, очевидно, тем больше, чем меньше a — база экипажа, эту длину a , определяющую угол набегания α , мы будем называть направляющей длиной экипажа. Таким образом для уменьшения амплитуды извилистого движения и получения более плавного хода электровоза следует по возможности увеличивать направляющую длину экипажа.

Необходимо иметь, однако, в виду, что расстояние между крайними осями не всегда дает величину a — направляющую длину; если крайние оси имеют боковую подвижность благодаря зазорам в буксах между подшипниками и выступом шейки и в челюстях между ребордой буксовой коробки и челюстями, то эта ось почти не препятствует вращению экипажа в пределах указанных зазоров и не может служить направляющей осью, так как сила трения между шейкой и ее подшипником вовсе невелика и не может своей работой поглотить сколько-нибудь заметной доли живой силы извилистого движения, к тому же не вся сила трения, развивающаяся при вращении ската, оказывает сопротивление осевому перемещению подшипника, а только часть ее. При движении подшипника вдоль шейки со скоростью l' и при вращении шейки с окружной скоростью k' действительная скорость скольжения некоторого элемента подшипника относительно шейки будет равна l' (фиг. V, 117), при этом, если давление на подшипник P , коэффициент трения f , то сила трения Pf будет, очевидно, направлена по OM , причем составляющая этого трения OL вызовет сопротивление вращению и только сила



Фиг. V, 117.

$$2 OM = 2 Pf \cos \angle MON = 2 Pf \frac{l'}{\sqrt{k'^2 + l'^2}}$$

вызовет сопротивление оси извилистому движению электровоза; к тому же эта сила, имея вообще небольшую величину, благодаря малому значению величины f — коэффициент трения смазанных тел, уменьшается с увеличением скорости движения (вращения ската). Таким образом поперечно подвижные оси, применяемые для облегчения прохождения кривых, не являются направляющими осями.

Точно также поддерживающие оси (одноосные тележки) с точкой вращения, лежащей вне оси (Адамса, Бисселя, Вебба и пр.), не являются, вообще говоря, направляющими осями; однако если они снабжены приспособлениями для принудительной установки их в среднем положении, другими словами — если конструкция их такова, что при отклонении такой оси от среднего положения появляется некоторая горизонтальная сила, стремящаяся вернуть ось в среднее положение, то в этом

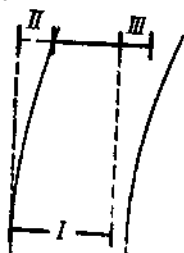
случае эти оси можно считать направляющими постольку, поскольку велика так называемая возвращающая сила, появляющаяся при поперечном перемещении ската.

Неподвижные оси, а также оси, имеющие возможность вращаться около своей средней точки, но без поперечной подвижности, являются в полной мере направляющими осями.

Двухосные тележки с точкой вращения, лежащей между осями, с неподвижной в поперечном направлении цапфой вращения, направляют электровоз в прямых и кривых участках при помощи неподвижной цапфы вращения; если же такие тележки с целью ослабить боковые толчки при входе в кривую устраиваются с боковой подвижностью и принудительной установкой в среднем положении, то степень участия этой тележки в направлении электровоза в прямых и кривых участках пути будет зависеть от величины горизонтальной возвращающей силы. Сюда же следует отнести и тележки Краусса-Гельмгольца и Цара-Краусса, работающие, как будет выяснено впоследствии, так же, как и двухосные. Таким образом различают направление электровоза в пути: а) непосредственное или прямое — в случае применения исключительно неподвижных в поперечном направлении осей (хотя бы и вращающихся около середины) — тележки отсутствуют; направляющая длина в этом случае будет, очевидно, равна расстоянию между крайними осями; б) полупрямое или смешанное — при помощи тележек с цапфами вращения и движущей осью, направляющая длина считается между цапфами вращения крайних тележек; в) косвенное, если экипаж состоит из двух отдельных тележек с цапфами вращения, направляющая длина считается между цапфами вращения. Как было выше выяснено, для получения возможно более плавного хода, особенно при больших скоростях, следует по возможности увеличивать направляющую длину электровоза, или вернее отношение направляющей длины a к полной базе электровоза b , т. е. расстоянию между крайними осями. Правда, условия спокойного хода в прямых и условия удобоподвижности в смысле геометрического вписывания экипажа в кривых противоречат в большинстве случаев друг другу. Во всяком случае при стремлении получить электровоз с возможно более плавным ходом, особенно если предполагается большая скорость движения, следует указанное отношение $\frac{a}{b}$ иметь возможно большим.

65. Движение электровозов в кривых

Каждый скат электровоза, двигаясь по прямолинейному направлению, будет давить на рельс или всякую преграду, стесняющую его прямолинейное движение, с силой, равной силе трения между рельсами и бандажами этого ската в сторону, куда он, будучи сам себе предоставлен, перемещался бы. В таком положении стесненного движения оказываются все скаты, не радиально устанавливающиеся в кривой, независимо от величины уклонения от радиального положения. Эта сила может передаваться скатом рельсу или непосредственно или благодаря определенной связи между рамой и скатами посредством рамы и другого ската. Первый случай имеет место, когда передняя ось направляет движение электровоза в кривой, второй при средних скатах экипажа, когда они не имеют боковой подвижности. Пусть требуется (фиг. V, 118) перевести скат из положения I в положение III; для этого мы заставим скат

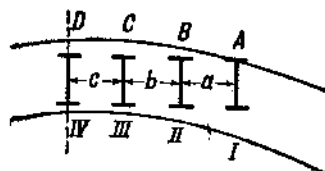


Фиг. V, 118.

перекатиться сначала по прямолинейному направлению до положения II, а затем переместим его из положения II в положение III. Необходимая сила для последнего перемещения будет, если пренебречь инерцией массы оси, Pf , где P — нагрузка на ось и f — коэффициент трения, для перемещения же оси из положения I в положение II, очевидно, не потребуются воздействия боковых сил. В действительности кроме продольного и поперечного перемещения оси имеет место вращение около ее средней точки, однако мы для упрощения рассуждения будем в дальнейшем рассматривать только поперечные силы и будем принимать

их для всех осей равными P_f , что вполне в данном случае будет допустимо, поскольку нас интересует сущность происходящих явлений, а не точная величина боковых направляющих усилий.

Кроме того мы будем принимать, что вращение всего экипажа происходит около средней точки одной из осей (последней или предпоследней). Соответствующая ось тогда устанавливается радиально. В действительности однако точка вращения экипажа может и не совпадать ни с одной из осей. Путем подробных динамических подсчетов всегда можно определить точно положение точки вращения экипажа в зависимости от внешних сил, действующих на экипаж. Однако такие динамические подсчеты (динамическое вписывание) выходит из рамок настоящей книги, и мы воспользуемся более простым и для наших целей достаточно точным способом для того, чтобы пояснить сущность ведения экипажа в кривой.



Фиг. V, 119.

Рассмотрим движение четырехосного электровоза по закруглению и примем, что имеется достаточный зазор для установки задней оси в радиальном положении. Пусть нагрузка на оси рассматриваемого четырехосного электровоза будет P_1, P_2, P_3 , и P_4 и расстояние между осями a, b и c . Первая направляющая ось при вращении электровоза в кривой должна будет производить боковое перемещение второй и третьей осей (фиг. V, 119). Для перемещения поперек пути второй оси потребуется преодолеть силу $P_2 f$, приложенную в точке B. Так как указанное перемещение при неподвижном закреплении в раме первой оси производится посредством рамы первой осью, ибо вторая ось, не касаясь закраинной бандажа наружного рельса, не может перемещаться поперек непосредственно усилием рельса, то силу для перемещения второй оси внутрь кривой мы должны считать приложенной к точке A, опоре направляющего колеса, откуда величину ее найдем

$$F_2' = \frac{P_2 f (c + b)}{a + b + c},$$

другая же составляющая силы $P_2 f$, приложенная в точке D, будет равна

$$F_2'' = \frac{P_2 f a}{a + b + c}.$$

Эта сила при помощи рамы будет стремиться придвинуть четвертый скат к наружному рельсу; рассуждая подобным образом, найдем, что сила, необходимая для перемещения третьей оси поперек пути внутрь кривой и равная $P_3 f$, вызовет дополнительно нажатие направляющего колеса на наружный рельс усилием, равным

$$F_3' = \frac{P_3 f c}{a + b + c},$$

и будет толкать четвертую ось наружу кривой усилием, равным

$$F_3'' = \frac{P_3 f (a + b)}{a + b + c},$$

следовательно, горизонтальное усилие, которое необходимо приложить к наружному первому колесу, для направления электровоза по кривой будет

$$Y_1 = P_1 f + F_2' + F_3' = P_1 f + \frac{P_2 f (b + c)}{a + b + c} + \frac{P_3 f c}{a + b + c},$$

а задняя ось получит через раму усилие от второй и третьей осей, направленное наружу кривой

$$X = F_2'' + F_3'' = \frac{P_2 f a}{a + b + c} + \frac{P_3 f (a + b)}{a + b + c},$$

если эта сила меньше силы трения, развиваемой четвертой осью в опорных точках, то, очевидно, эта ось не получит поперечного перемещения, т. е. сохранит предположенное вначале радиальное положение. Если же окажется, что сила трения

четвертой оси P_4f меньше найденной величины усилия X , то четвертая ось не сохранит предположенного нами положения и, переместившись поперек пути к наружному рельсу, не будет уже при движении кривой занимать радиального положения. Допустим в таком случае, что радиальное положение займет третья ось, тогда, чтобы при вращении электровоза около середины третьей оси переместить ось поперек внутрь кривой, потребуется первой направляющей оси развить усилие

$$F'_2 = \frac{P_2fb}{a+b},$$

при этом появится усилие

$$F''_2 = \frac{P_2fa}{a+b},$$

которое будет стремиться третье колесо переместить наружу кривой; далее заднее колесо будет перемещаться посредством рамы наружу усилием

$$F'_4 = \frac{P_4fc}{a+b},$$

приложенным к опорной точке переднего направляющего колеса, третье же колесо получит усилие, стремящееся переместить его внутрь кривой, равное

$$F_4 = \frac{P_4f(a+b+c)}{b+a}.$$

Полное усилие, развиваемое в этом случае направляющим колесом:

$$Y_1 = P_1f + \frac{P_2fb}{a+b} + \frac{P_4fc}{a+b},$$

а третья ось, которая, мы предполагаем, имеет радиальное направление, получит, с одной стороны, усилие от четвертой оси, стремящееся переместить ее внутрь кривой, а с другой стороны, усилие F'_2 от второй оси, толкающее ее наружу кривой; поэтому если разность этих усилий окажется меньше силы трения, развиваемой опорными точками третьей оси, то третья ось, очевидно, сохранит свое радиальное положение. Таким образом в зависимости от нагрузок на оси и расстояния между осями мы можем определить, которая ось устанавливается радиально, и развиваемое при этом направляющее усилие. Так как сила является следствием сопротивления осей электровоза поперечному перемещению, которое приходится преодолевать направляющему колесу, вызывая посредством рамы их перемещение, то, очевидно, заставив некоторые скаты перемещаться поперек колеи непосредственным давлением рельсов, мы уменьшим тем самым работу направляющего колеса. Для этого устраивают поперечно-подвижные средние оси; эта поперечная подвижность, как следует из вышеизложенного, должна быть такова, чтобы ось набегала самостоятельно на рельс. Величина необходимого поперечного перемещения осей может быть определена либо аналитически, либо применением способа Роя.

При наличии у электровоза по концам бегунковых тележек или бегунковых осей, как выше уже упоминалось, направление электровоза в кривой берет на себя тележка. Для того чтобы тележка, войдя в кривую и отклонившись, сама начала вращать электровоз, другими словами, чтобы заставить тележку участвовать в направлении электровоза в кривой, необходимо снабдить ее конструкцией, которая при отклонении тележки давала бы некоторую силу, стремящуюся тележку установить в среднее положение по отношению в электровозу или обратно электровоз по отношению к отклоненной тележке; эта сила носит название „возвращающей“. Возвращающая сила может быть получена: 1) путем применения листовых или спиральных рессор, 2) путем применения наклонных плоскостей; 3) путем применения подвесок (люльки); 4) путем применения секторных опор.

Основные требования, предъявляемые к конструкциям, дающим возвращающую силу, заключаются в следующем:

а) при отклонении тележки возвращающая сила должна возрастать вместе с отклонением и особенно сильно при малых отклонениях; тогда, очевидно, при закруглениях малого радиуса тележка сможет взять на себя большую долю

участия в направлении электровоза по кривой, имея в виду, что в отношении угла набегания она находится в лучших условиях, чем следующие за ней движущиеся оси, однако при очень больших отклонениях во избежание чрезмерно больших боковых усилий, приходящихся на бегунок, возвращающее усилие должно возрастать медленнее;

б) одновременно с увеличением отклонения, а следовательно и возрастанием направляющей силы тележки, должна увеличиваться нагрузка на направляющее колесо, с тем чтобы степень безопасности в смысле схода с рельсов не уменьшалась;

в) при малых отклонениях тележки должна быть достаточная возвращающая сила с тем, чтобы она в достаточной мере могла противодействовать влиянию электровоза.

Эти требования не выполняются всеми конструкциями, сообщающими возвращающую силу тележкам.

При применении наклонных плоскостей тележки получают большую свободу для боковых перемещений; возвращающая сила их все время постоянна, не зависит от бокового отклонения тележки и равна ¹

$$F = \frac{P(\operatorname{tg} \alpha - f)}{1 + f \operatorname{tg} \alpha}, \quad (65,1)$$

где f — коэффициент трения наклонных плоскостей;

α — угол наклона плоскостей;

P — нагрузка, передающаяся на наклонную плоскость. Сила трения, появляющаяся в наклонных плоскостях, при отклонении тележки при входе в кривую увеличивает боковое усилие F' , которое необходимо для того, чтобы преодолеть усилие в возвращающем аппарате; таким образом величину F' мы получим из формулы (65,1), переменяя знаки у членов, содержащих f , и получим

$$F' = \frac{P(\operatorname{tg} \alpha + f)}{1 - f \operatorname{tg} \alpha}. \quad (65,1)$$

От силы F' зависит то боковое усилие, которое будет оказывать тележечная ось на внешний рельс при входе в кривую. Нетрудно видеть, что при плохом состоянии наклонных плоскостей (недостаточная смазка их) усилие F' , а следовательно и боковое воздействие бегунковой оси на путь будет велико, а полезная вращающая сила F будет ничтожна. В этом заключается главный недостаток наклонных плоскостей. Применение в качестве возвращающей силы напряжения рессор имеет то преимущество, что возвращающая сила увеличивается пропорционально e — отклонению тележки; поэтому некоторому отклонению тележки соответствует определенная сила $F = жe$, где $ж$ — коэффициент рессоры, и таким образом рессоре путем подтягивания можно сообщить какое угодно начальное напряжение F_0 . Возвращающая сила тележки равна

$$F = F_0 + жe. \quad (65,2)$$

Характер возрастания возрастающей силы тележки в зависимости от ее бокового отклонения будет зависеть от выбранной жесткости рессоры $ж$ и может таким образом быть выбран конструктором. Поскольку, однако, нагрузка на тележку передается через скользуны, при поперечных отклонениях тележки появляется трение, уменьшающее возвращающее усилие тележки и увеличивающее, как и в случае наклонных плоскостей, боковое воздействие на путь.

Люльки бывают с расходящимися кверху подвесками, со сходящимися и параллельными подвесками.

Выясним теперь работу люльки. В среднем положении люлька имеет вид $ABCD$ (фиг. V, 120). Нагрузку P разложим поровну на оба конца B и C ; при боковом отклонении тележки на величину e люлька займет положение $A'B'CD'$, причем $DD' = e$. Благодаря тому что при этом положении подвески имеют различный уклон, появится

¹ См. Organ 1892, стр. 30.

некоторая горизонтальная сила F , стремящаяся вернуть тележку в среднее положение, кроме того, один конец поднимается, другой опускается. Величину опускания найдем

$$DD'' = z_1 = Dc - D'c' = \sqrt{CD^2 - Cc^2} - \sqrt{CD'^2 - C'c'^2} = \sqrt{L^2 - d^2} - \sqrt{L^2 - (d+e)^2},$$

где L — длина подвесок;

d — ее проекция. При этом нагрузка на внутреннее колесо увеличивается на

$$p_1 = \kappa \kappa z_1,$$

где κ — коэффициент рессоры этого колеса и κ — отношение расстояния между осевыми рессорами и концами A и D подвесок. Благодаря поднятию точки A на величину

$$z_2 = \sqrt{L^2 - (d-e)^2} - \sqrt{L^2 - d^2},$$

нагрузка на соответствующее внешнее колесо уменьшится на величину

$$p_2 = \kappa \kappa z_2,$$

т. е. распределение нагрузок происходит в этом случае как раз обратное тому, которое необходимо для устойчивости против схода с рельс.

Силы

$$\left(\frac{P}{2} - p_1\right) \text{ и } \left(\frac{P}{2} + p_2\right),$$

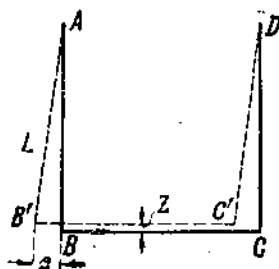
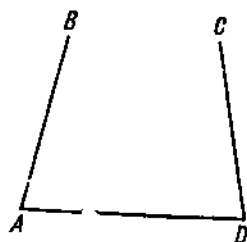
Фиг. V, 120.

действующие в точках B и C , разложим по направлениям горизонтали и подвески, величину горизонтальной слагающей сил для точки B получим

$$\left(\frac{P}{2} - p_1\right) \operatorname{tg} \alpha = \left(\frac{P}{2} - p_1\right) \frac{d-e}{\sqrt{L^2 - (d-e)^2}},$$

а для точки C

$$\left(\frac{P}{2} + p_2\right) \operatorname{tg} \beta = \left(\frac{P}{2} + p_2\right) \frac{d+e}{\sqrt{L^2 - (d+e)^2}},$$



Фиг. V, 121.

если теперь из второй величины вычтем первую, получим возвращающую силу люльки

$$F = \left(\frac{P}{2} + p_2\right) \frac{d+e}{\sqrt{L^2 - (d+e)^2}} - \left(\frac{P}{2} - p_1\right) \frac{d-e}{\sqrt{L^2 - (d-e)^2}}. \quad (65,3)$$

Неудачное распределение нагрузки между колесами является недостатком этого типа подвесок. Если подвески имеют расположение, показанное на фиг. V, 121 слева,

когда расстояние между верхними шарнирами меньше, чем между нижними, то, повторяя наше рассуждение, найдем, что при одинаковой длине подвесок и их проекции в среднем положении как разобранный, так и второй тип люльки при одинаковых отклонениях имеют почти одинаковую возвращающую силу, но второй тип имеет то преимущество, что при отклонении тележки будет происходить уже перегрузка внешнего колеса.

Если обе подвески в среднем положении занимают отвесное направление (фиг. V, 121 справа), то при отклонении тележки опора ее BC повышается на z , почему и нагрузка увеличивается на величину $p = жz$ на каждое колесо. Разложим силы $\frac{P}{2} + p$, действующие по концам B и C , на отклоненное направление подвесок и на горизонтальное, получим возвращающую силу

$$F = 2 \left(\frac{P}{2} + p \right) \frac{l}{\sqrt{L^2 - l^2}}$$

при этом, как нетрудно убедиться, возвращающая сила меньше, чем при наклонных подвесках.

Большим преимуществом люлечных возвращающих механизмов является малое трение, возникающее в механизме при боковых отклонениях тележки. Недостатком разобранного люлечного возвращающегося механизма является отсутствие начального возвращающего усилия, которое препятствовало бы влиянию тележки. Этот недостаток устраняется при подвешивании люльки на двух ножках или валиках MM' и RR' , как показано на фиг. V, 122.

При малейшем отклонении тележки вертикальное усилие сержки передается на один из валиков, а другой разгружается, благодаря чему получается система $MNPQ$ (фиг. V, 122). Валики M' и Q' не работают. Первоначальная возвращающая сила, равная

$$F = \frac{P_k}{l},$$

где l — длина сержки; P — нагрузка на тележку.

С увеличением отклонения возвращающая сила растет и равна

$$F = 2 \left(\frac{P}{2} + p \right) \cdot \frac{d}{\sqrt{l^2 + d^2}}, \quad (67,1)$$

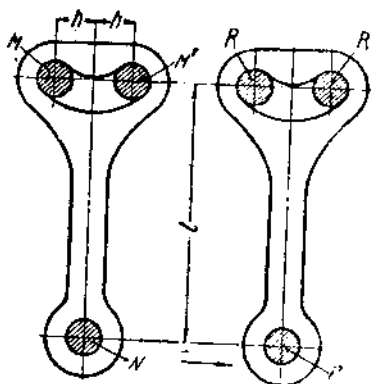
как если бы люлька с вертикальными подвесками имела боковое отклонение, равное d . Однако в данном случае

$$d = h + e,$$

где действительное отклонение тележки равно всего величине e .

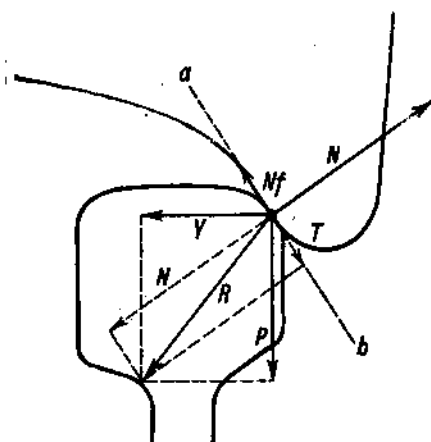
Общим недостатком как разобранного рессорного, так и люлечного возвращающего механизма является возрастание усилия по прямой линии, в то время как желательно, чтобы при больших отклонениях тележек темп возрастания F снижался, с тем, чтобы тележка не получила бы опасного в смысле схода с рельс бокового усилия.

Таким образом как при применении рессор, так и в случае люльки мы можем иметь при определенном отклонении тележки необходимую возвращающую силу. Величина возвращающей силы определит степень участия тележки в направлении электровоза в кривой, которая должна находиться в известной зависимости от P нагрузки на колеса тележной оси P , дабы не произошло схода электровоза с рельсов при чрезмерно большом отношении $\frac{Y}{P}$.



Фиг. V, 122.

Действительно, под влиянием силы Y колесо ребровой бандажа наползает на рельс, нагрузка на колесо является силой, заставляющей колесо соскальзывать вниз; при значительном увеличении силы Y эта нагрузка может оказаться недостаточной, чтобы заставить колесо соскальзывать вниз, вследствие чего и может произойти сход с рельсов. На фиг. V, 123 показано набегающее на наружный рельс колесо, Y — боковое давление на рельс и P — нагрузка на колесо. Эти две силы дают равнодействующую, R , которая вызывает реакцию рельса N , направленную перпендикулярно к площади соприкосновения ab . Угол наклона этой плоскости с горизонтальной плоскостью назовем γ ; кроме того, в плоскости ab возбуждается сила трения, равная Nf , где f — коэффициент трения, и направленная в противоположную сторону скольжения. Если эта сила трения Nf не уравнивает целиком T — проекцию силы R на плоскость ab , то, очевидно, оставшаяся неуравновешенная часть, равная $T - Nf$, вызывает движение ската вниз по плоскости скольжения ab . Рассмотрим критическое положение колеса, когда сила, стремящаяся осаживать колесо вниз, равна нулю, т. е.



Фиг. V, 123.

$$T - Nf = 0. \quad (65,4)$$

Величину силы T найдем как проекцию силы R на плоскость ab или ее составляющих на ту же плоскость, таким образом

$$T = P \sin \gamma - Y \cos \gamma.$$

Беря далее проекции всех сил на плоскость, перпендикулярную к ab , получим

$$Y \sin \gamma + P \cos \gamma - N = 0$$

или

$$N = Y \sin \gamma + P \cos \gamma.$$

Подставляя полученные значения T и N в уравнение (65,4), найдем

$$P \sin \gamma - Y \cos \gamma - f(Y \sin \gamma + P \cos \gamma) = 0,$$

откуда

$$Y = P \frac{\sin \gamma - f \cos \gamma}{\cos \gamma + f \sin \gamma} = P \frac{\operatorname{tg} \gamma - f}{1 + f \operatorname{tg} \gamma}. \quad (65,5)$$

G. Mariè (см. *Traité de Stabilité du matériel de Ch. de fer*, стр. 291) считает, что сила трения второго колеса увеличивает возможность схода с рельсов, поэтому величина горизонтальной силы (боковое давление) Y при критическом равновесии будет

$$Y_{кр} = P \frac{\operatorname{tg} \gamma - f}{1 + f \operatorname{tg} \gamma} - P'f,$$

где P' — нагрузка на другое колесо.

Это уравнение показывает, что $Y_{кр}$ будет тем меньше, чем меньше угол наклона соскальзывающей плоскости γ и больше коэффициент трения.

Величина $\frac{Y_{кр}}{P}$ при критическом равновесии при угле наклона реборды бандажа $\gamma = 60^\circ$ и $\gamma = 70^\circ$ и $72^\circ 30'$, и при коэффициенте трения бандажей об рельсы $= \frac{1}{5}$; $f = \frac{1}{4}$ и $f = \frac{1}{3}$ даны в табл. 35.

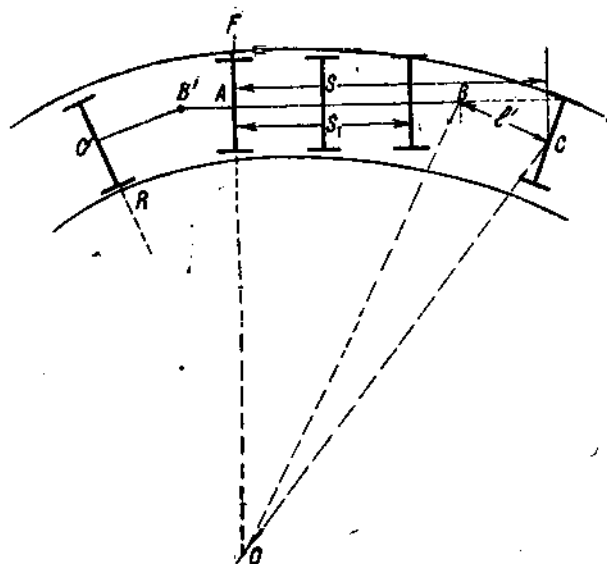
Отношение $\frac{Y_{кр}}{P}$ при различной величине γ и f

Таблица 35

$l =$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{3}$
$\gamma = 60^\circ$	0,94	0,78	0,57
$\gamma = 70^\circ$	1,44	1,23	0,94
$\gamma = 72^\circ 30'$	1,62	1,38	1,05

Рассмотрим случай, когда по концам электровоза имеются одноосные тележки с точкой вращения (действительной или воображаемой), расположенной сзади оси. Направляющее усилие наружного колеса таких тележек будет зависеть не только от величины возвращающей силы, но и от положения тележек в кривой.

Тележка при движении по закруглению может иметь следующие три положения: 1) устанавливаться радиально, 2) перпендикуляр, опущенный из центра кривой на продольную ось тележки, проходит сзади тележной оси или 3) впереди тележной оси. Эти три положения при заданном радиусе кривой зависят от положения шкворня. Явления, которые имеют здесь место, те же самые, что и при движении многоосных экипажей, а именно, если перпендикуляр, опущенный из центра кривой на продольную ось экипажа, падает сзади тележной оси, то наружное колесо тележки будет стремиться набегать на наружный рельс, если же перпендикуляр падает впереди тележной оси, то последняя, находясь как бы позади



Фиг. V, 124.

точки вращения экипажа, будет стремиться набегать на внутренний рельс, если же ось устанавливается по радиусу, то ни того, ни другого явления не будет. Наибольшей длины тележка достигает в первом случае, наименьшей — во втором, а если ось устанавливается радиально, то длина тележки принимает некоторую среднюю величину, эта длина для данного радиуса кривой называется теоретической. На фиг. V, 124 обозначена AB — продольная ось электровоза и BC — ось тележки со шкворнем B .

Первая же движущая ось набегает на наружный рельс, третья устанавливается радиально.

Для того случая, когда тележная ось устанавливается в радиальном положении, BC и будет теоретической длиной тележки. Обозначая центр кривой через O , нетрудно видеть

$$AO^2 + AB^2 = BC^2 + OC^2.$$

Обозначим расстояние от радиальной оси до передней бегунковой S , расстояние от первой движущей до радиально устанавливающей оси через S_1 . Если точка вращения экипажа не совпадает с какой-либо осью, то S_1 будет обозначать расстояние точки вращения до первой движущей оси, а S — до бегунковой оси. Искомую теоретическую длину тележки обозначим l' (расстояние бегунковой оси до шкворня), подставляя эти значения в уравнение, получим

$$(R - f)^2 + (S - l')^2 = l'^2 + R^2 \text{ или } 2Sl' = S^2 - 2Rf + f^2.$$

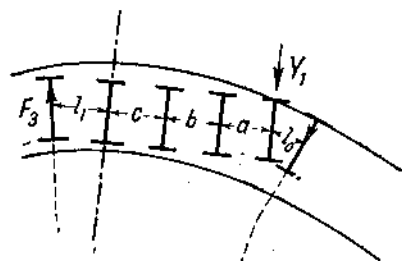
Стрела f хорды S_1 может быть выражена в виде

$$f = \frac{S_1^2}{2(R-f)} = \frac{S_1^2}{2R}.$$

Окончательно получим

$$l' = \frac{S^2 - S_1^2 + f^2}{2S} \approx \frac{S^2 - S_1^2}{2S}. \quad (65,6)$$

Если хотят, чтобы ось тележки выходила из радиального положения и имела стремление набегать на внутренний рельс, длина тележки берется короче теоретической на 250—400 мм. Такая тележка будет способствовать повороту электровоза около вертикальной оси и, подготавливая лучший вход его в кривую, получит меньшее направляющее усилие, но такое укорачивание тележки можно рекомендовать только для небольших скоростей, напротив, если скорость превышает 45 км/ч, следует брать длину тележки больше теоретической, чтобы ребра наружного колеса при прохождении по закруглению всегда была прижата к наружному рельсу, чем уменьшается склонность тележки к влиянию, особенно опасному при больших скоростях. Боковое перемещение тележки найдем



Фиг. V, 125.

$$e = l' \sin \alpha = \frac{S^2 - S_1^2}{2S} \sin \alpha,$$

так как

$$\sin \alpha = \frac{S}{R},$$

то

$$e = \frac{S^2 - S_1^2}{2S} \cdot \frac{S}{R} = l' \frac{S}{R}, \quad (65,7)$$

как и следовало ожидать, боковое отклонение обратно пропорционально радиусу кривой.

Наибольшее отклонение одноосной тележки при наименьшем радиусе закругления ($R = 180$ м) не должно превышать 80 мм.¹ Задняя бегунковая ось будет всегда стремиться занять радиальное положение, раз только развиваемое ею при этом возвращающее усилие F_3 не будет больше силы трения колес о рельсы; при $F_3 > P_3 f$ задний бегунок будет перемещаться поперек до тех пор, пока $F_3 = P_3 f$.

Зная e — боковые отклонения тележки, мы можем определить возвращающую силу ее F , и развиваемое первой движущей осью горизонтальное усилие Y_1 . Пусть имеет электровоз 1 D1 с тележками Бисселя (фиг. V, 125), в случае радиальной установки бегунка и четвертой движущей оси, беря момент относительно середины четвертой оси, получим

$$Y_1(a+b+c) + F_3(a+b+c+l_0) = P_1 f(a+b+c) + P_2 f(b+c) + P_3 f c + F_3 l_1$$

или

$$Y_1 = P_1 f + P_2 f \frac{b+c}{a+b+c} + P_3 f \frac{c}{a+b+c} - F_3 \frac{a+b+c+l_0}{a+b+c} + \frac{F_3 l_1}{a+b+c},$$

т. е. Y_1 уменьшается в зависимости от увеличения возвращающей силы и расстояния l' . Если величина l' — расстояние тележной оси до шкворня превысит теоретическую длину, определяемую

$$l = \frac{S^2 - S_1^2}{2S},$$

то бегунок будет набегать на наружный рельс; поэтому ребра колеса будет давить с силой

$$Y_0 = F + (P_0 + p_1) f, \quad (65,8)$$

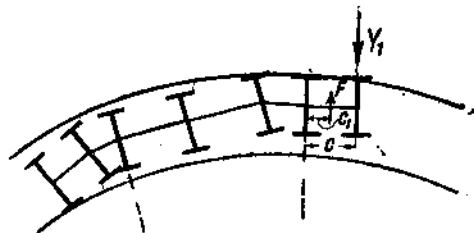
где P_0 — нагрузка на ось и p — добавочная, если таковая имеет место при отклонении тележки, и f — коэффициент трения между бандажом и рельсом.

¹ Lotter, Handbuch zum Entwerfen., стр. 179,7).

С увеличением F_n , очевидно, будет увеличиваться Y_0 , т. е. та сила, которую воспринимает бегунок для направления электровоза в кривой.

Направление электровоза в кривой может принимать на себя бегунок и задняя движущая ось; при этом она будет уже набегать на внутренний рельс и развивать некоторую силу X , направленную внутрь кривой. Такое направление электровоза имеет место при малых радиусах закругления.

Выясним, возможны ли еще какие-либо комбинации в направлении электровоза по кривым кроме рассмотренных. Пусть при определенном радиусе направляющей является только первая ось (бегунок); очевидно, с увеличением радиуса закругления часть направляющего усилия может воспринимать на себя и вторая ось, если же остальные движущие оси не имеют боковой подвижности, то набегание их на наружный рельс не может иметь места. С уменьшением радиуса закругления мы будем иметь, очевидно, сначала первый случай — направление электровоза одной первой осью и затем набегание задней оси на внутренний рельс. Если вместо одноосной тележки имеем двухосную тележку, то сила F_n , которую необходимо приложить к пяте тележки, чтобы направлять электровоз по кривой, распределяется между двумя осями обратно пропорционально расстоянию этих осей до пяты тележки (фиг. V, 126). Таким образом на переднюю ось тележки передается усилие $F_n \frac{c_1}{c}$; так как реборде



Фиг. V, 126.

этой оси придется еще преодолевать силу трения от нагрузки на нее силы P_1 , т. е. силу $P_1 f$, то полное направляющее в кривой усилие наружного первого колеса тележки будет

$$Y_1 = P_1 f + F_n \frac{c_1}{c}. \quad (65,9)$$

Отсюда видно, что усилие Y_1 можно уменьшить, уменьшая отношение $\frac{c_1}{c}$, т. е. оставляя пяту тележки ближе к задней оси (обычно пята сдвигают на 100 мм назад). Чем больше возвращающая сила тележки, тем больше направляющего усилия при движении электровоза в кривых воспринимается тележкой и меньше первой движущей осью. При проектировании возвращающего механизма приходится уже учитывать, чтобы направляющее усилие для тележки или, наоборот, для первой движущей оси не получилось чрезмерно большим и опасным в смысле схода с рельсов.

66. Графическое вписывание электровозов в кривые

Для того чтобы определить, вписывается ли данной жесткой базы электровоз в кривую заданного радиуса, а также для определения необходимой величины бокового отклонения той или иной оси или тележки — обычно применяются графические способы. Здесь мы рассмотрим два способа графического вписывания; способ Роя и способ эллиптических кривых, опубликованный в журнале „Organ“, 15/IX 1926 г., стр. 354.

А) Способ Роя. Сущность способа Роя состоит в том, чтобы дать такой способ построения, при котором боковые зазоры получались бы в натуральную величину или в таком по крайней мере масштабе, чтобы графически достаточно точно можно было определить эти величины. Пусть мы имеем окружность радиуса R и ходу $AB = 2l$ (фиг. V, 127); если величину стрелы этой хорды обозначим через f , то получим

$$l^2 = (2R - f)f,$$

так как при больших значениях величины R и l величина f будет мала по сравнению с $2R$, то без большой погрешности можем считать

$$f = \frac{l^2}{2R}. \quad (66,1)$$

Точное значение величины стрелы f получится равной

$$f' = R - \sqrt{R^2 - l^2}$$

или, разлагая второй член в ряд, получим

$$f' = R - R + \frac{1}{2} \frac{l^2}{R} + \frac{1}{8} \left(\frac{l}{R}\right)^3 l + \frac{1}{16} \left(\frac{l}{R}\right)^5 l = \frac{1}{2} \frac{l^2}{R} + \frac{1}{8} \left(\frac{l}{R}\right)^3 l + \frac{1}{16} \left(\frac{l}{R}\right)^5 l + \dots,$$

ограничиваясь только первым членом, будем иметь

$$f' = \frac{l^2}{2R},$$

т. е. то же самое выражение, что и по формуле (66,1); таким образом, принимая величину f по формуле (66,1), мы делаем ошибку, равную

$$f' - f = \frac{1}{8} \left(\frac{l}{R}\right)^3 l + \frac{1}{16} \left(\frac{l}{R}\right)^5 l + \dots$$

или, учитывая, что второй и следующие члены имеют слишком малую величину, можно ошибку считать

$$\Delta f = \frac{1}{8} \left(\frac{l}{R}\right)^3 l,$$

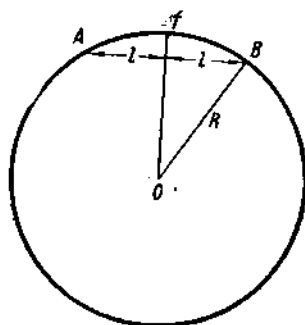
которая при значении $R=150$ мм, $l=6$ м найдется равной всего лишь $\Delta f=0,048$ мм, такой величиной, очевидно, можно пренебречь, почему достаточно пользоваться формулой (66,1). Возьмем другую окружность, у которой радиус r был бы в n^2 раз

меньше прежнего, т. е. $r = \frac{R}{n^2}$, а полу хорда l_1 была бы в n раз меньше прежней, т. е. $l_1 = \frac{l}{n}$; если теперь мы подставим эти значения в формулу (66,1), получим

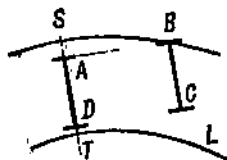
$$f_2 = \frac{l_1^2}{2r} = \frac{\left(\frac{l}{n}\right)^2}{2 \frac{R}{n^2}} = \frac{l^2}{2R},$$

т. е. величина f_2 равна прежнему значению величины f , полученной для радиуса R и полу хорды l . Отсюда мы заключаем: если начертить окружность, уменьшив радиус ее в n^2 раз, а хорду в n раз, то стрела этой хорды получится в натуральную величину; на этом свойстве и основан способ Роя.

Допустим далее, что SB и TL (фиг. V,127) обозначают наружный и внутренний рельсы и вычерчены радиусами в n^2 раз меньшими натуральной величины, но расстояние ST взято в натуральную величину; в эти кривые впишем электровоз так, чтобы задняя ось установилась радиально, а наружное колесо набегало бы на наружный рельс, расстояние AB , т. е. величину жесткой базы, возьмем в масштабе $\frac{1}{n}$, величину, обозначающую расстояние между гребнями бандажей, — в натуральную величину, тогда отрезок SA согласно изложенному даст расстояние между рельсом и ребордой бандажа заднего наружного колеса (зазор) в натуральную величину, а так как TS и AD отложены в натуральную величину, то, нетрудно видеть, зазор заднего внутреннего колеса DT получается в натуральную величину.



Фиг. V, 127.

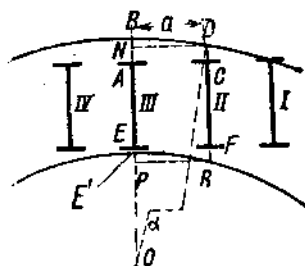


Фиг. V, 128.

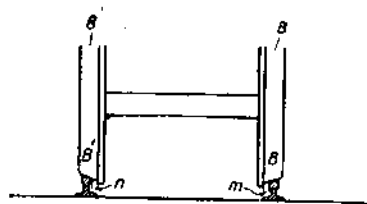
Изложенное будет справедливо для каждой оси, и не устанавливающейся в радиальном положении; разберем случай, изображенный на фиг. V,129, где радиально установилась третья ось четырехосного электровоза; нетрудно доказать, что в этом случае CD — зазор между колесом и рельсом получится в натуральную величину; проведя $ND \parallel AC$, положим, что чертеж дает изображение электровоза к кривой в натуральную величину (в неискаженном виде), тогда, очевидно, $CD = AB - BN$, если же теперь представим себе, что чертеж выполнен в искаженном масштабе, так как BN и AB получаются все равно в натуральную величину, то, очевидно, и $CD = AB - BN$ получается в натуральную величину, таким образом, если внешний рельс вычерчен радиусом в масштабе $\frac{1}{n^2}$, а база электровоза $\frac{1}{n}$, то зазоры всех колес до внешнего рельса получатся в натуральную величину. Нетрудно доказать, что и зазоры внутренних колес до рельса будут также в натуральную величину. Проведем PR параллельно EF ; если бы чертеж был выполнен без искажения, то имели бы

$$FR = EE' + E'P,$$

но, как мы убедились ранее, оба слагаемые получаются в натуральную величину и в том случае, если чертеж будет исполнен в искаженном масштабе, поэтому FR получится в натуральную величину.



Фиг. V,129.



Фиг. V,130.

Углы набегания колес по способу Роя получаются в n раз больше натуральной величины, действительно, угол набегания $BDN = \angle AOD$; $\sin AOD = \frac{a}{R}$ в действительности, а по чертежу с искаженным масштабом синус угла получается $\sin \alpha = \frac{a}{n} : \frac{R}{n^2} = n \frac{a}{R}$, а по малости углов можно принять, что и дуги, измеряющие углы, находятся в том же соотношении.

Вычерчивание кривых, изображающих наружный и внутренний рельсы с расстояниями между ними, равными ширине колес, т. е. в 1524 см в натуральную величину, не представляется возможным, почему при построении по этому способу всю часть оси и пути в пределах между BB и $B'B'$ (фиг. V,130), т. е. внутренними гранями закраин бандажей, как бы выбрасывают и сдвигают вплотную BB и $B'B'$, в таком случае ширина колеи будет равна зазору между ребрами рельсов и внутренними гранями рельсов, т. е. $m + n$, а весь электровоз вырисовывается в виде линии, а оси в виде точки, вместо рельс вычерчиваются только внутренние грани их, отстоящие, как выше указывалось, на расстоянии, равном зазору $2\sigma + \Delta$, где 2σ — зазор между внутренними гранями головок рельсов и гребнями в прямых участках пути, равный, как мы выше видели, 11 мм (минимально) и Δ — уширение пути в кривых. Так как наиболее тяжелым является прохождение кривой при минимальном зазоре в кривой, то, как правило, статическое вписывание производится при минимальном зазоре

$$2\sigma = 11 \text{ мм.}$$

Само построение производится следующим образом:

Радиусом в масштабе $\frac{1}{n^2}$ вычерчивается средняя линия закругления пути, затем наружу откладывается величина σ — половина полного зазора, а внутрь $\sigma + \Delta$, и из центра описываются concentрические дуги окружностей.

База электровоза откладывается в масштабе $\frac{1}{n^2}$, а расстояние между ребрами колес будет уже в виде линии.

При выборе масштабного числа при построении по способу Роя можно пользоваться табл. 36 (см. Lotter, Handbuch zum Entwerfen..., 1909);

Таблица 36

		Масштаб искажения			
		$n = 8$	$n = 10$	$n = 12,5$	$n = 20$
А. Основной масштаб $\frac{1}{2}$					
Высота стрелы	Колея	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$
Хорда	Расстояние между осями	$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{20}$	$\frac{1}{25}$	$\frac{1}{40}$
Радиус	Радиус кривых	$\frac{1}{128}$	$\frac{1}{800}$	$\frac{1}{312,5}$	$\frac{1}{800}$
Основной масштаб $\frac{1}{4}$					
Высота стрелы	Колея	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$
Хорда	Расстояние между осями	$\frac{1}{32}$	$\frac{1}{80}$	$\frac{1}{50}$	$\frac{1}{50}$
Радиус	Радиус кривых	$\frac{1}{256}$	$\frac{1}{400}$	$\frac{1}{625}$	$\frac{1}{1600}$

Удобно пользоваться для определения величины уширения формулой

$$e = \frac{(1000 - R)^2}{20000}, \quad (66,2)$$

установленной XVI Съездом инженеров службы пути, однако, лишь для радиусов от 1000—368 м.

На наших дорогах применяются следующие уширения в кривых

$R(m) > 1\,000$	1 000—800	700—600	500—400	350	
$\Delta(mm)$	0	5	10	15	20

В Германии с 1902 г. установлены для магистралей и второстепенных дорог для $R < 900$ м следующие наибольшие уширения колес:

$R = 800; 700; 600; 500; 400; 325; 250; 200; 150; 100$ м,
$e = 3 \quad 6 \quad 9 \quad 12 \quad 15 \quad 18 \quad 21 \quad 24 \quad 27 \quad 30$ мм

Наибольшее допускаемое уширение в Германии для магистралей 30 мм и для второстепенных дорог 35 мм, наибольшее перемещение средней оси 40 мм.

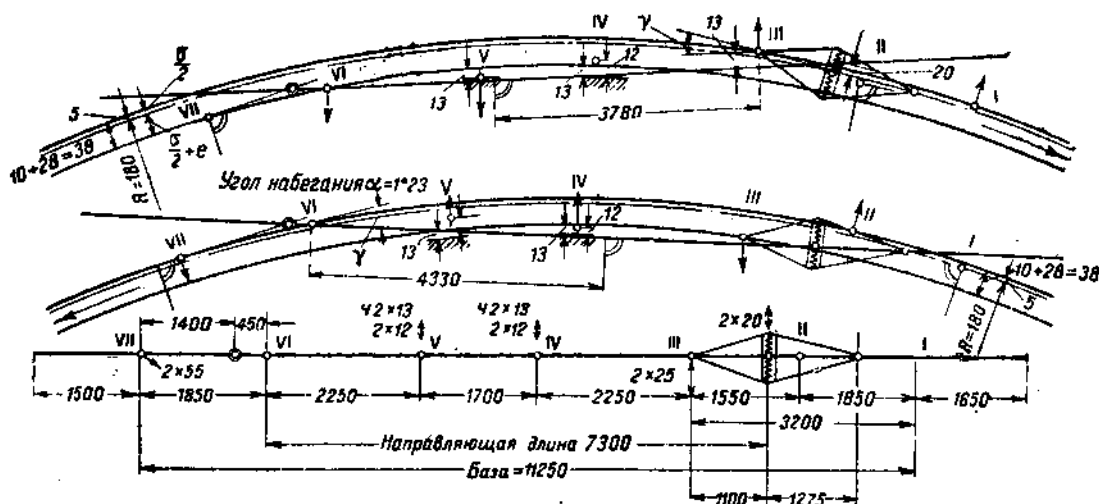
Уширение пути достигается перемещением внутреннего рельса внутрь кривой.

В качестве примера на фиг. V,131 дано вписывание в кривую $R = 180$ м способом Роя электровоза 2D1 Прусских железных дорог, снабженного спереди тележкой Лоттера, а сзади тележкой Бисселя; направляющая длина, т. е. от шкворня А, закрепленного в раме, до задней спаренной оси 7300 мм, полная база электровоза 11250 мм; упомянутый шкворень имеет боковую подвижность в 20 мм с принудительной установкой в среднем положении при помощи рессор. При движении вперед на наружный рельс набегают первая бегунковая и третья ось [первая спаренная (III) ось], связанная с тележкой наподобие тележки Цара-Краусса; вторая ось тележки занимает радиальное положение. Намечаем положение

оси IV (четвертой спаренной), которая не имеет боковой подвижности и набегает на внутренний рельс. Необходимый поперечный разбег для осей IV и V найдем соответственно равным по 12 мм. Проводя через полученные таким образом точки VI, V и IV продольную ось экипажа, получим положение шкворня, закрепленного в раме, причем графически найдем необходимое боковое отклонение его 20 мм, боковое отклонение III оси (первой спаренной) определится по чертежу равным 13 мм. Ось тележки Бисселя займет радиальное положение. Расстояние шкворня тележки до радиуса, перпендикулярного к продольной оси экипажа, получим 3760 мм, угол набегания первой спаренной оси, равный центральному углу между радиусом, проведенным в точку III, и радиусом, перпендикулярным к продольной оси экипажа, найдем

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{3,76}{180} = 0,0209,$$

откуда $\alpha = 1^{\circ}12'$.



Фиг. V,131. Вписывание электровоза 2D1 кривую по способу Роя.

При движении назад направление в кривой, очевидно, будет производиться осью VI, при боковом перемещении осей IV и V по 12 мм в каждую сторону. Как видно из чертежа, эти обе оси, как и в первом случае, набегает на внутренний рельс. Шкворень, закрепленный в главных рамах, не будет отклоняться в поперечном направлении, вторая ось, принадлежащая собственно тележке (II), будет набегать как направляющая ось самостоятельного экипажа на наружный рельс, а следующая за ней ось будет занимать радиальное положение, при этом тележка I-II, стремясь набегать на наружный рельс, будет, очевидно, посредством вспомогательной рамы, соединяющей шкворень тележки со спаренной осью (осью III), увлекать за собой наружу кривой и шкворень, укрепленный в главных рамах, т. е. будет стремиться устанавливать электровоз по хорде, уменьшая направляющее усилие оси VI.

Угол набегания направляющей оси VI найдем по предыдущему

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{4,38}{180} = 0,02406,$$

откуда

$$\alpha = 1^{\circ}23'.$$

Теоретическая длина тележки для этого случая получится

$$l = \frac{S^2 - S_1^2}{2S} = \frac{(4330 + 450 + 1400)^2 - 4330^2}{2(4330 + 450 + 1400)} = 1573 \text{ мм.}$$

Действительная длина тележки 1400 мм, т. е. меньше теоретической, почему перпендикуляр пройдет спереди оси Бисселя. Как мы ранее видели, такая тележка будет иметь стремление отклоняться внутрь кривой, а следовательно, и увлекая за собой переднюю часть (по ходу) электровоза, будет уже участвовать в направлении электровоза по кривой.

Эллиптическое вписывание. При эллиптическом методе вписывания в кривые имеется всего два масштаба: $\frac{1}{b}$ — общий масштаб чертежа, в котором откладывается ширина и $\frac{1}{bn}$ — для длин. Кривая пути в этом способе изображается в виде эллипсиса. Радиус кривой ρ может быть выражен следующей формулой

$$\rho = \frac{(B^4x^2 + A^4y^2)^{3/2}}{A^4B^4},$$

само же уравнение эллипсиса

$$\frac{x^2}{A^2} + \frac{y^2}{B^2} = 1,$$

где x и y — координаты некоторой точки эллипсиса в масштабе чертежа, отнесенные к средней точке эллипсиса. Далее $A = \frac{R}{bn}$ и $B = \frac{R}{b}$, откуда получаем

$$\rho = \frac{R}{bn^3} \left[1 + x^2 C \right]^{\frac{3}{2}} \quad (66,3)$$

и

$$C = \frac{b^2 n^2 (n^2 - 1)}{R^2}. \quad (66,3a)$$

По этим формулам и высчитываются ρ и точки кривой эллипсиса. В табл. 37 приведены координаты эллиптической кривой и круговой Роя для кривых $R = 180$, 190 и 200 м при масштабах $\frac{1}{b} = \frac{1}{2}$, $\frac{1}{b_1} = \frac{1}{40}$ и $\frac{1}{b} = \frac{1}{4} \frac{1}{bn} = \frac{1}{40}$.

По намеченной средней линии пути по вертикали перпендикулярно к касательной, проведенной в рассматриваемой точке кривой, ¹ откладываются величины — вверх $\frac{\delta}{b}$ и вниз $\frac{\delta}{b} + \frac{\Delta}{b}$, где 2δ — полный зазор на прямом участке и Δ — уширение в кривой. Соединяя полученные точки плавной кривой, получим внутренние канты рельсов. Затем в масштабе $1/bn$ параллельно к основной линии кривой наносится средняя линия электровоза с осями; последние проектируются параллельно ординатам на вычерченные кривые. Если электровоз или его тележка устанавливается в кривой наклонно к основной линии, тогда расстояния между осями оказываются как бы преувеличенными и должны быть исправлены в соотношении масштабов длины и ширины, однако изменение длин при этом обычно настолько незначительно, что практически можно обойтись без этого исправления. В табл. 38 приведены результаты подсчетов ρ по формулам (166,3) для $R = 150$, 180, 190 и 300 м.

Точность графического способа Роя в сильной степени зависит от выбранного масштаба, а также от расстояния между крайними осями. Очень часто результаты могут получиться недостаточно точные вследствие неудачно подобранного масштаба. В этом отношении способ эллиптических кривых как точный способ имеет большие преимущества. На фиг. V,132—133 произведено построение вписывания по способу Роя экипажа типа 1-6-0, причем в первом случае взят масштаб $1/2$, $1/40$ и $1/800$, а во втором — $1/4$, $1/40$ и $1/400$, а на фиг. V,134 и V,135 построение для того же экипажа по способу эллиптических кривых для масштабов $\frac{1}{4}$ и $1/40$ (фиг. V,134) и $1/2$, $1/40$ (фиг. V,135). Сравнение результатов вписывания (фиг. V,132—133) по способу Роя показывает, что для наиболее отдаленных осей и особенно для бегунка, результаты настолько отличаются друг от друга, что

¹ Строго говоря, следует откладывать величины, касающиеся колеи, по нормальям кривой, однако отклонения столь незначительны — 0,04 мм на ординате 10, что откладывания по вертикали вполне допустимы.

Таблица 37

Масштабы	Абсциссы и ординаты точек								
1. Естественная величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\frac{1}{b} = \frac{1}{2 \cdot 20} = \frac{1}{4 \cdot 10} = \frac{1}{40}$	x_0	1 000	2 000	3 000	4 000	5 000	6 000	7 000	8 000
	$x = \frac{x_0}{40}$	25	50	75	100	125	150	175	200
	$y = \frac{x_0^2}{2R} = \frac{x_0^2}{360 000}$	2,8	11,1	25,0	44,4	69,4	100,0	136,1	177,8
2. Вписывание по Рою	$y = \frac{R}{800} - \sqrt{\left(\frac{R}{800}\right)^2 - \left(\frac{x_0}{40}\right)^2}$								
$\frac{1}{b} = \frac{1}{2}$; $\frac{1}{b\pi} = \frac{1}{40}$ и $\frac{1}{b\pi^2} = 800$		1,4	5,6	12,9	23,4	37,9	57,3	83,6	124,2
3. Вписывание по Рою	$y = \frac{R}{400} - \sqrt{\left(\frac{R}{400}\right)^2 - \left(\frac{x_0}{40}\right)^2}$								
$\frac{1}{b} = \frac{1}{4}$; $\frac{1}{b\pi} = \frac{1}{40}$ и $\frac{1}{b\pi^2} = 400$		0,7	2,8	6,3	11,2	17,7	25,7	35,4	46,9
Эллиптическое вписывание	$y = \frac{y_0}{b} = \frac{y_0}{2}$								
$\frac{1}{b} = \frac{1}{2}$ и $\frac{1}{b\pi} = \frac{1}{40}$		1,4	5,6	12,5	22,2	34,7	50,0	68,1	88,9
Эллиптическое вписывание	$y = \frac{y_0}{b} = \frac{y_0}{4}$								
$\frac{1}{b} = \frac{1}{4}$ и $\frac{1}{b\pi} = \frac{1}{40}$		0,7	2,8	6,3	11,1	17,4	25,0	34,0	44,4
									56,3

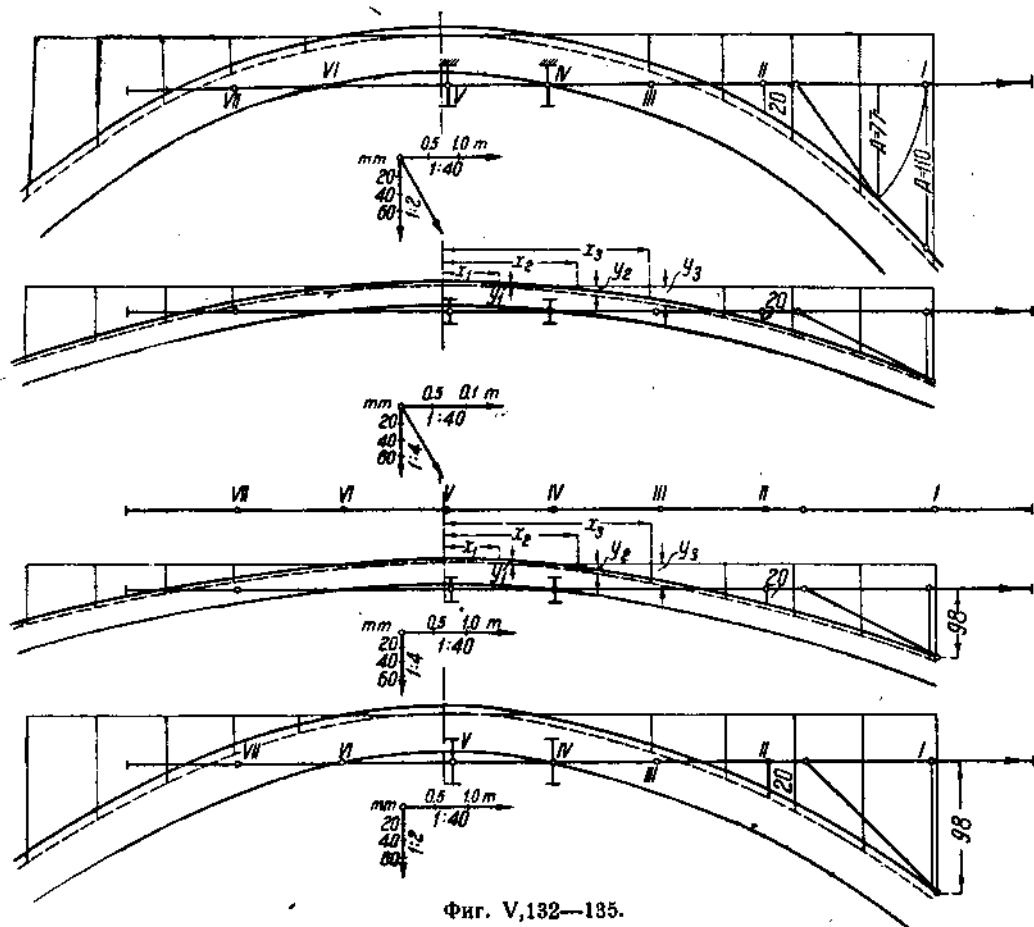
Абсциссы

Ординаты для $R = 180 000$ мм

Таблица 38

Радиус кривой R в м	Масштаб		$c = \frac{b^3 n^2 (n^2 - 1)}{R^2}$	Расстояние в м от середины кривой										
	длина $1/bn$	ширина $1/b$		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
				Радиусы по формуле $\rho = \frac{R}{bn^2} [1 + x^2 C]^{\frac{3}{2}}$										
150	1/40	1/2	0,000028373	187,5	192	208	234	273	325	394	480	585	712	865
	1/40	1/2	0,00001970	225	230	242	263	295	336	390	457	538	635	750
180		1/40	1/4	0,00000489	450	452	458	468	482	501	525	554	588	627
	1/2		0,00001768	237	241	253	273	302	341	391	453	528	618	724
190	1/40	1/4	0,00000439	475	477	483	493	507	525	547	574	604	640	682
		1/2	0,00001596	250	253	264	283	311	348	395	453	523	607	706
200	1/40	1/4	0,00000396	500	502	507	516	529	547	568	593	623	658	697
		1/2	0,00000709	375	377	385	398	416	434	468	504	546	594	650
300	1/20	1/2	0,00000044	1500	1502	1510	1522	1540	1562	1590	1623	1662	1704	1754

принятый для случая фиг. V,132 масштаб следует признать неудачным. Сравнение результата графического вписывания по способу Роя (фиг. V,133) и по способу эллиптических кривых (фиг. V,134—135) показывает, что в обоих случаях для первой движущей оси результаты получились одинаковые, в то время как для бегунка уже имеется ошибка в 8 мм, если считать расстояние по вертикали к отклоненному положению тележки; если же считать это расстояние по неотклоненному положению тележки, т. е. перпендикулярно к оси всего экипажа, как это рекомендуется немецкими специалистами, то ошибка будет + 4 мм. Вообще говоря, следует считать, что при средней длине электровоза и в кривых до $R = 150 - 180$ м способ Роя при принятом $n = 10$ дает практически достаточно точные результаты,



Фиг. V,132—135.

при вписывании же в стрелочные кривые, а также при очень большой длине электровоза следует отдавать предпочтение способу эллиптических кривых, который основан всего на наличии двух масштабов, вместо трех, имеющих место у способа Роя, и дает большую наглядность, однако требует несколько больше работы по подсчету и нанесению эллиптических кривых.

При вписывании двухосных тележек в кривые малых радиусов приходится учитывать, что точка касания реборды бандажа с головкой рельса находится смещенной на значительное расстояние по отношению к проекции средней линии оси. Положение точки касания гребня бандажа может быть найдено следующим образом (фиг. V,136): вычерчивают в масштабе бандаж, прижатый к головке рельса и проведя секущую плоскость HH находят так называемый эллипсис реборд бандажа CC . После этого наносят положение двухосной тележки в кривой, обозначая колеса уже найденными выше эллипсисами реборд; через крайние точки их a_1 и a_2

будет проходить внешняя линия кривой, на фиг. V,136 показано положение двухосной тележки в кривой $R = 30$ м; база тележки 3 000 мм, расстояние $a_1 a_2$ определено $c_1 = 3\,284$, а между внутренними концами $d_1 d_2 c_2 = 2\,716$. Обозначим расстояние точки пересечения радиуса, перпендикулярного к продольной оси тележки с рабочим канатом внешнего рельса до проекции a_1 или a_2 на тот же радиус через s_1 , а до проекции точки пересечения средней линии оси с рабочим канатом внешнего рельса — s_2 .

Точно так же обозначим расстояние точки пересечения радиуса, перпендикулярного к продольной оси тележки с рабочим канатом внутреннего рельса до проекции на тот же радиус точки пересечения прямой, проведенной через точку d_2 перпендикулярно к продольной оси тележки с рабочим канатом внутреннего рельса через s_3 , и до точки пересечения средней линии оси с тем же канатом рельса через s_4 . Зная насадку колес ($1\,440 + 3$ мм для нормальной колеи) и ширину сечения реборд бандажей, мы всегда можем определить D — расстояние между точками a_1 и d_1 или a_2 и d_2 , измеренное по вертикали. Нетрудно видеть, что минимальная ширина колеи s , при которой еще впишется экипаж в кривую, набегая на внешний рельс точками a_1 и a_2 , а на внутренний d_1 и d_2 , найдется из уравнения

$$D \leq B = A + s_2 = s - s_1 + s_2.$$

В случае набегания по средней линии оси, обозначая расстояние между точками набегания D' , равное насадке, увеличенной на двойную ширину сечений реборд, условие вписывания получим в виде

$$D' \leq s - s_3 + s_4.$$

Для рассматриваемой тележки, как следует из фиг. V,136

$$\arcsin \frac{\alpha}{2} = \frac{1\,642}{30\,762},$$

откуда

$$\alpha = 6^\circ 8',$$

и

$$\arcsin \frac{\beta}{2} = \frac{1\,358}{29\,238}$$

или

$$\beta = 5^\circ 16'.$$

$$s_1 = \operatorname{tg} \frac{\alpha}{4} \cdot \frac{c_1}{2} = \operatorname{tg} 1^\circ 32' \cdot \frac{3\,284}{2} = 0,0268 \cdot 1\,642 = 44 \text{ мм},$$

$$s_2 = \operatorname{tg} \frac{\beta}{4} \cdot \frac{c_2}{2} = \operatorname{tg} 1^\circ 19' \cdot \frac{2\,716}{2} = 0,0230 \cdot 1\,358 = 31 \text{ мм},$$

$$A = s - s_1 = 1\,524 - 44 = 1\,480$$

и

$$B = A + s_2 = 1\,480 + 31 = 1\,511$$

при

$$D = 1\,480.$$

Далее имеем

$$\arcsin \frac{\gamma}{2} = \frac{1\,500}{30\,762},$$

откуда

$$\gamma = 5^\circ 36'$$

и

$$\arcsin \frac{\delta}{2} = \frac{1\,500}{29\,338},$$

откуда

$$\delta = 5^{\circ}54'.$$

$$s_3 = \operatorname{tg} \frac{\gamma}{4} \cdot 1500 = 0,0244 \cdot 1500 = 37 \text{ mm},$$

$$s_4 = \operatorname{tg} \frac{\delta}{4} \cdot 1500 = 0,0257 \cdot 1500 = 39 \text{ mm},$$

$$s = s_3 + s_4 + 1524 = 37 + 39 = 1526$$

при

$$D' = 1510.$$

Таким образом условия (66,4) и (66,5) выполняются и рассматриваемая двухосная тележка вписывается в нормальную ширину колеи 1524 mm.

67. Тележки

Изучая движение экипажа электровоза, мы отметили роль тележек при ведении его в прямой и кривой и влияние, которое оказывает при этом возвращающая сила тележек в отношении боковых воздействий на железнодорожный путь.

Здесь мы рассмотрим конструктивное выполнение тележек, а также поддерживающих осей, выполняющих те же функции, что и бегунковые тележки.

а) Отдельные бегунковые оси. Отдельные бегунковые оси получают возможность бокового перемещения благодаря удлиненным буксовым коробкам, допускающим перемещение букс в буксовых челюстях. Это перемещение может совершаться или перпендикулярно к продольной оси электровоза, в таком случае вместе с боковым отклонением оси увеличивается угол набегания ее на наружный рельс в кривых или в виде вращения около некоторого фиктивного центра O (фиг. V,137) при боковом отклонении тележки благодаря наклонному к раме электровоза положению буксовых челюстей. При таком вращении оси угол набегания получается меньше, чем в первом случае, когда оси имеют только поперечные перемещения.

Изображенная на фиг. V,137 ось имеет установку в среднем положении при помощи спиральных рессор. Обе буксы связаны поверх особой плитой, на которой располагаются угольники a , являющиеся упорками для рессоры, помещенной в чашки b , последние связаны со стержнем, укрепленным между рамами. Всякое поперечное отклонение бегунковой оси в отношении главных рам вызывает соответствующее сжатие рессоры.

Вместо спиральных рессор устанавливаются нередко листовые рессоры. Последние требуют больше места для постановки, однако не подвергаются столь частым поломкам, как спиральные рессоры (фиг. V,138).

Наконец на фиг. V,139 показано применение наклонных плоскостей для получения возвращающего усилия и бегунковых осей при расположении колес снаружи рам, в этом случае устраивается литая коробка, внутри которой проходит с зазором ось. По концам коробки устанавливаются неподвижно буксовые вкладыши, таким образом коробка связывает буксы, входящие в наклонные челюсти. Вертикальная нагрузка передается на бегунок через наклонные плоскости, расположенные в особом корыте, отливаемом сверху по концам коробки. Над каждой буксой устанавливаются собственно по две наклонных плоскости, расположенных навстречу друг другу. На фиг. V,140 изображена ось Адамса, примененная на электровозах IC₀1 швейцарских железных дорог.

При внешних рамах приходится применять на осях Адамса возвращающее устройство только при помощи наклонных плоскостей, так как соединение букс между собой для помещения рессорных упорков возвращающего механизма оказывается невозможным.

На фиг. V,142 изображено устройство наклонных плоскостей над каждой буксой. Поскольку на рессорный шпиритон действует горизонтальное (возвращающее) усилие, предусмотрены прочные направляющие для шпиритона в виде четырехугольной рамки, прикрепленной к раме.

б) Одноосные бегунковые тележки. Наиболее распространенной одноосной тележкой является тележка Бисселя.

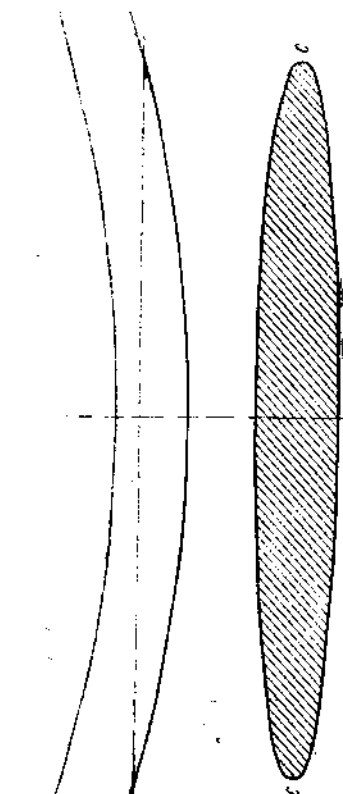
На фиг. V,142 изображена тележка Бисселя. Она состоит из двух тележечных рам, заканчивающихся поводками, образующими на конце цапфу вращения тележки, шкворень которой закрепляется в междурамном скреплении главных рам. Нагрузка на тележку передается на люльку тележки, служащую возвращающим механизмом. Нередко нагрузка на тележку передается продольным балансиrom; на другом своем конце балансиr, как выше указывалось (см. фиг. V,89), соединен с поперечным балансиrom, связывающим концы рессор крайних движущих осей; таким образом бегунковая ось оказывается сбалансированной вместе с движущими осями. Балансиr опирается на валик, чем обеспечивается центральная передача усилий независимо от наклона балансира. Передача нагрузки при помощи продольного балансира получила широкое распространение в Америке.

На фиг. V,143 изображена тележка Буссе датских железных дорог также с передачей нагрузки при помощи продольного балансира. Балансиr опирается на литую центральную опору А, лежащую на листовых рессорах В, подвешенных на сержках С и образующих люльку. Сержки опираются вверху при помощи двух валиков (ножа) на осевые буксы.

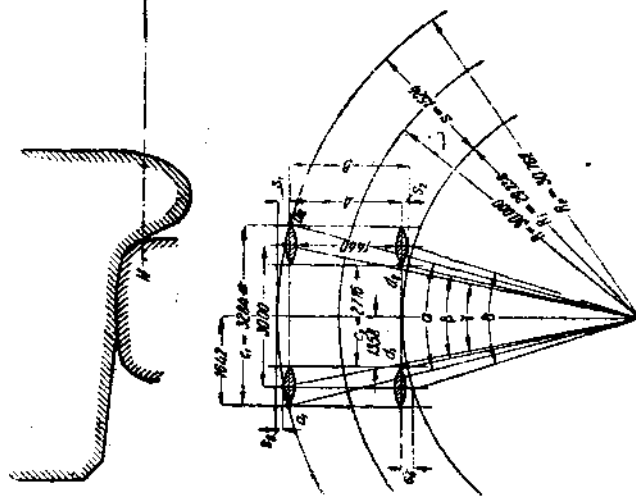
Поводки тележки S имеют короткую длину и устанавливаются спереди оси, в чем и заключается преимущество этой тележки, позволяющее располагать у первой движущей оси двигатель спереди своей

оси, подводки тележек имеют наклон, благодаря которому при поперечном отклонении тележки одновременно происходит поворачивание ее. На фиг. V,144 показана американская одноосная тележка с секторным возвращающим механизмом.

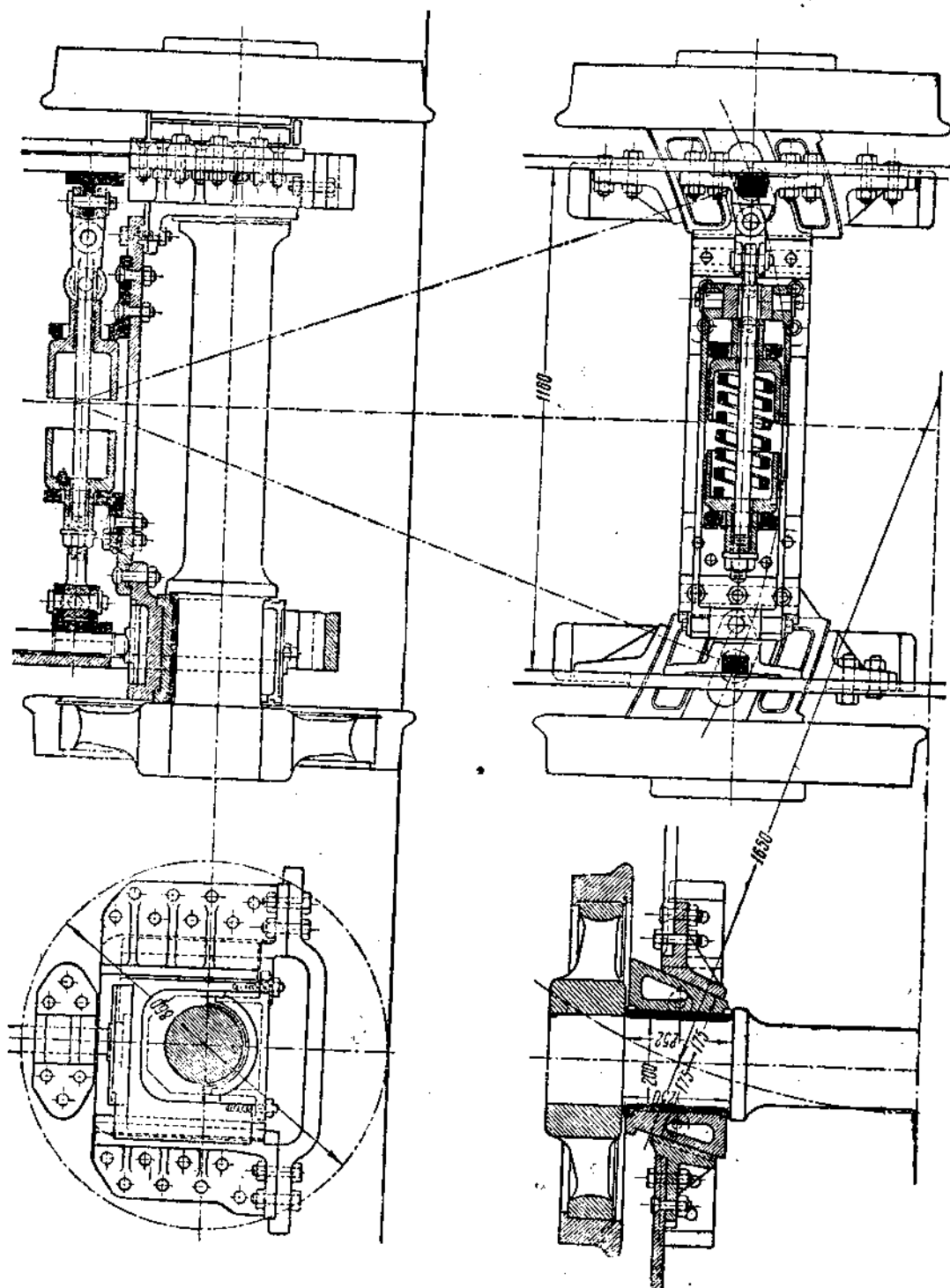
Центральная опора, через которую передается нагрузка на бегунковую тележку, связана болтом с опорной плитой (называемой часто люлькой). Последняя опирается на сектора. Сами сектора помещены в литой коробке, которая подвешена к осевым буксам. Эта коробка заменяет собою сути дела тележечную раму с междурамными креплениями и снаб-



Фиг. V,136.

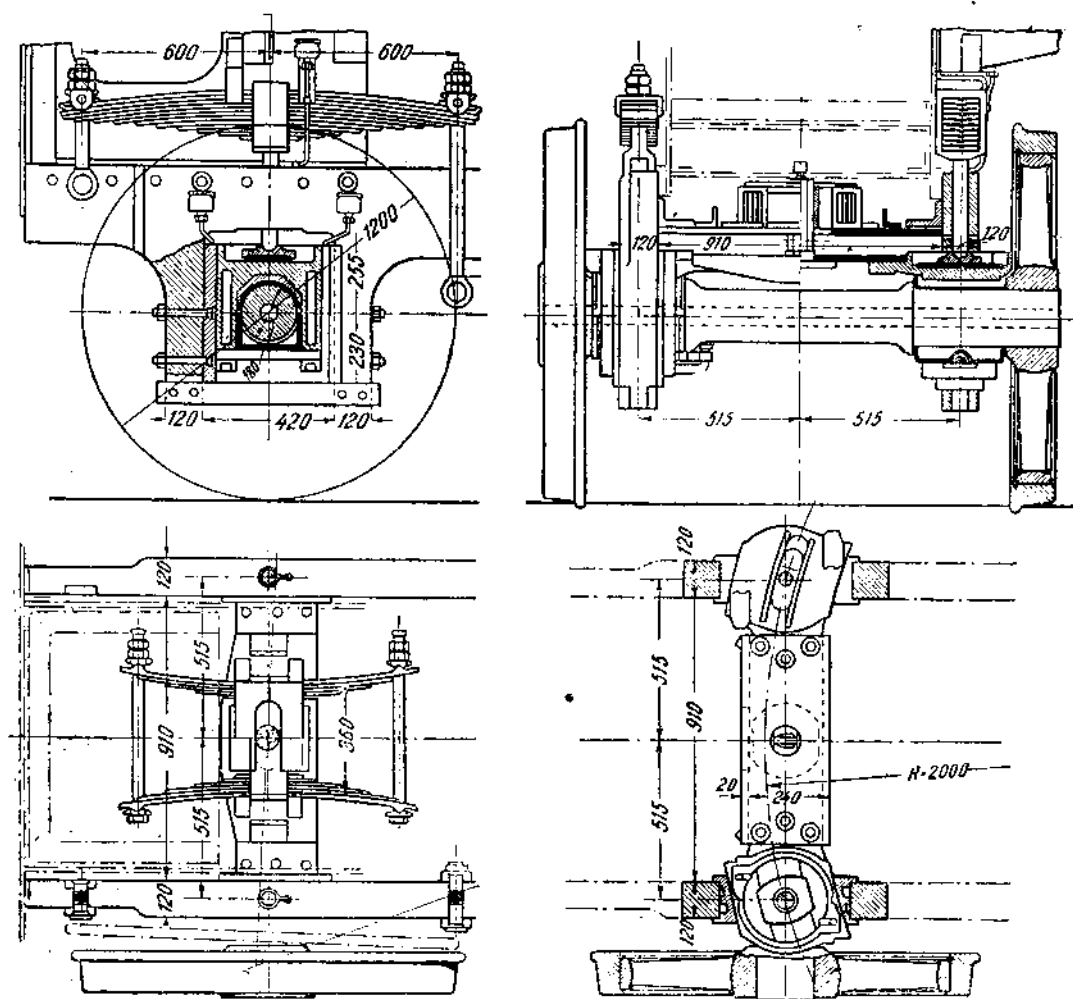


жается поводками (водилами) из полосового железа, образующими в конце шкворень вращения тележки. На тележке применены биполярные сектора, т. е. с двумя



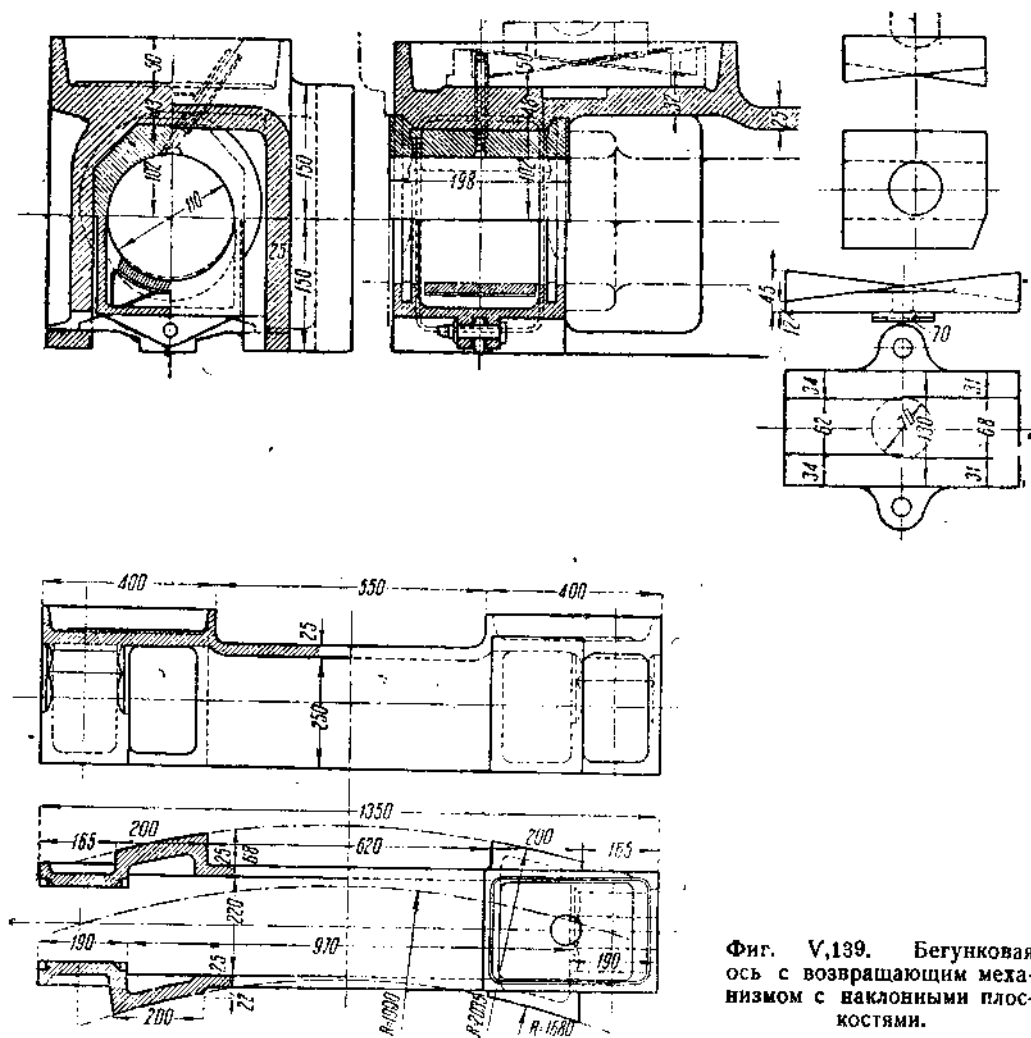
Фиг. V,137. Бегунковая ось с возвращающим механизмом со спиральной пружиной.

опорами, получившие большое распространение в Америке. В Европе чаще встречаются одноопорные сектора (монополярные). Они вычерчиваются по дуге круга, верхняя же опорная поверхность плиты представляет собой плоскость. В среднем положении тележки вертикальное усилие проходит через опору сектора, но при поперечном отклонении тележки на величину e точка опоры смещается по отношению к проходящей через опору вертикальной плоскости на величину e , почему составляющая вертикальной нагрузки на сектор, проходящая

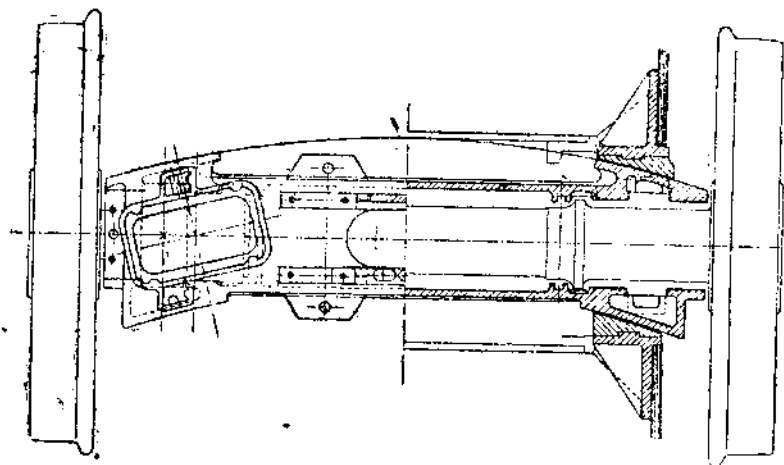


Фиг. V,138. Бегунковая ось с возвращающим механизмом с листовыми рессорами.

через опору сектора, уравнивается реакцией сектора, а горизонтальная неуравновешенная сила представляет собой возвращающее усилие секторного механизма. Если вертикальная нагрузка на сектор Q , то возвращающая сила будет равна $Q \operatorname{tg} \alpha$, где $\operatorname{tg} \alpha$ есть отношение бокового отклонения тележки к высоте сектора. Нетрудно видеть, что сектор должен описываться радиусом, большим расстояния опорной пяты до опоры сектора, так как если сектор очертить по окружности, центром которой будет опора сектора, то при горизонтальной верхней опоре вертикальное давление и при отклоненной тележке будет проходить через опору сектора, и возвращающая сила будет равна нулю. Монополярный сектор имеет начальную возвращающую силу, равную нулю. Возвращающая сила сектора, изображенного на фиг. V,144 (биполярного), не равна нулю, так как при малейшем поперечном отклонении тележки

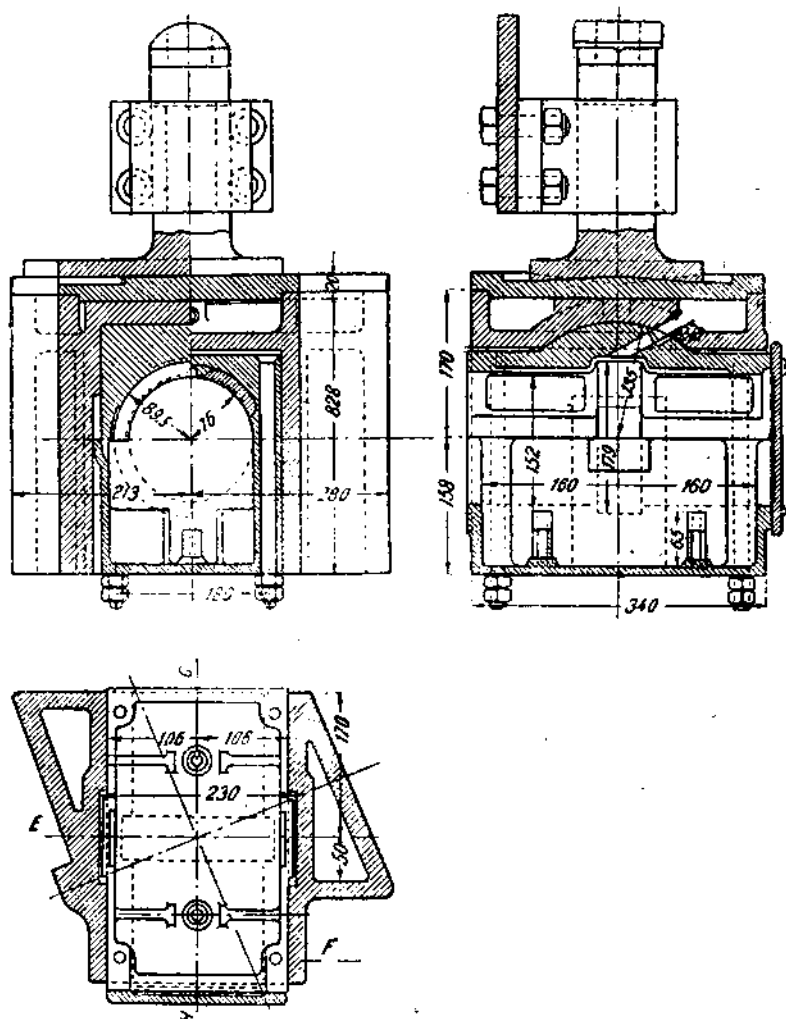


Фиг. V,139. Бегунковая ось с возвращающим механизмом с наклонными плоскостями.



Фиг. V,140. Ось Адамса электровоза IC_0 швейцарских железных дорог.

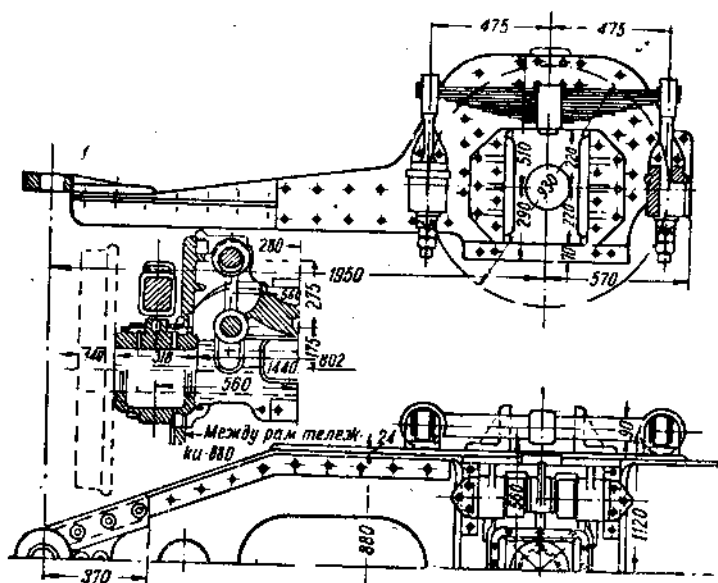
одна из опор сектора перестает работать и появляется возвращающая сила, по величине соответствующая поперечному отклонению монополярного сектора на величину, равную половине между обеими опорами сектора. Задаваясь различными очертаниями как самих секторов, так и опорных плит, можно получить любой характер изменения возвращающего усилия в зависимости от бокового отклонения тележки, это является крупным преимуществом секторных возвращающих механизмов по сравнению с ранее разобранными — люлечным, рессорным и с наклонными плоскостями.



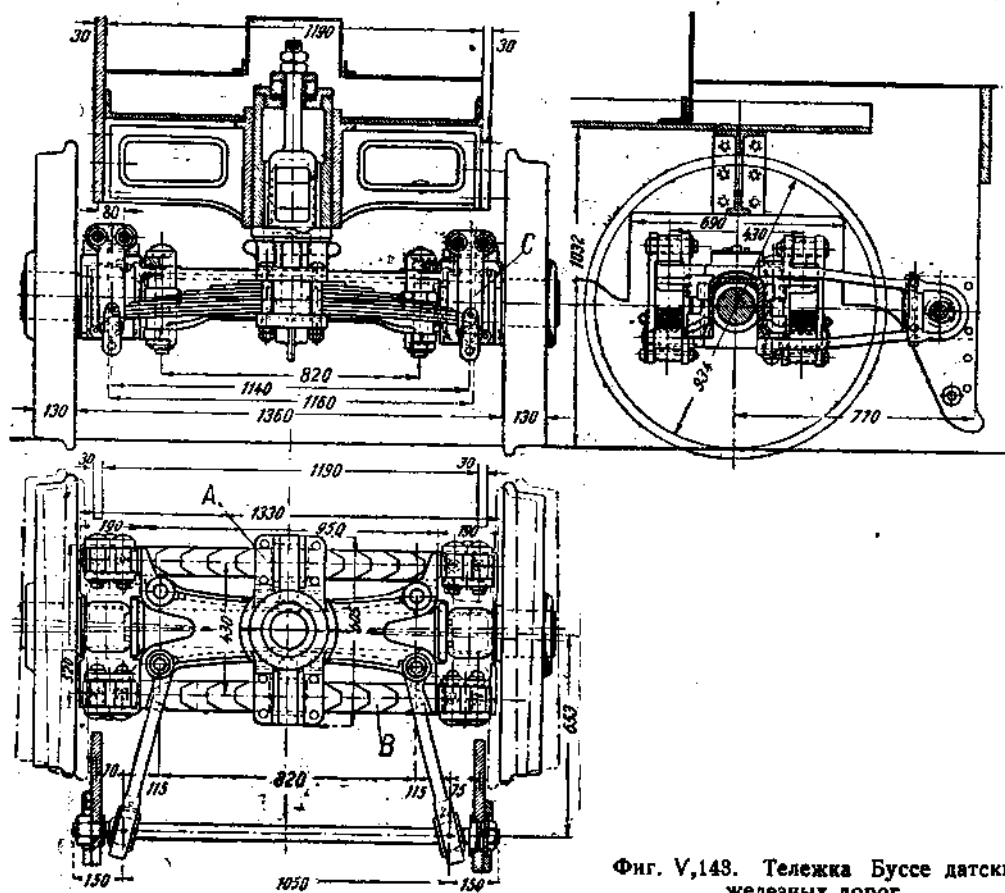
Фиг. V,141. Возвращающий механизм при помощи наклонных плоскостей над буксами.

в) Двухосные бегунковые тележки. Двухосные тележки различаются с боковой подвижностью и без боковой подвижности.

Последние встречаются в Америке и могут быть применены только при небольшой базе экипажа. Такие тележки снабжаются упорками, ограничивающими угол поворота тележки в отношении рамы электровоза. На фиг. V,145 изображена двухосная тележка с плоской пятой без боковой подвижности, передача усилий на оси происходит при помощи коромысла, лежащего непосредственно на буксовой коробке, к коромыслу подвешивается рессора, посредством которой передается вертикальная нагрузка на тележку.



Фиг. V,142. Тележка Бисселя электровоза IV + VI швейцарских железных дорог.

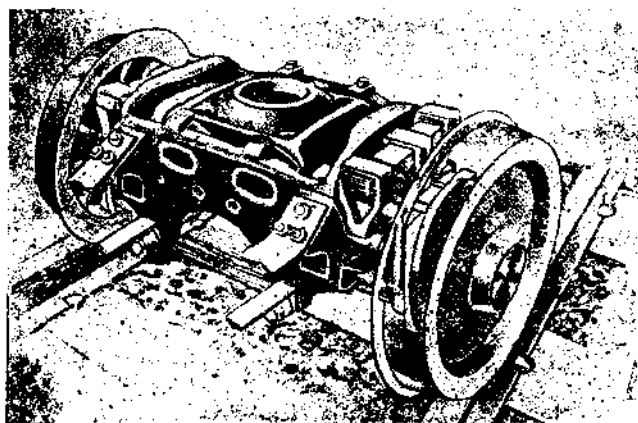
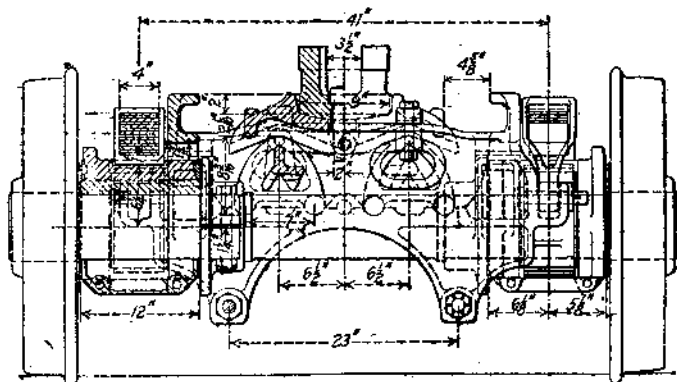


Фиг. V, 143. Тележка Буссе датских железных дорог.

Двухосные тележки с боковым отклонением снабжаются для получения возвращающей силы наклонными плоскостями, рессорами или люлькой или секторами.

На фиг. V,146 изображена двухосная тележка Адамса с возвращающим усилием при помощи листовых рессор. Вертикальные усилия передаются на тележку на широкую плоскую опору, снабженную канавками для смазки.

Распределение нагрузок на оси происходит при помощи коромысла *K*, связывающего обе оси, и одной листовой рессоры на каждую сторону. Хомут рессоры связан с рамой тележки болтов *B*, а концы ее подвешены на сережках *S* к коромыслу *K*.



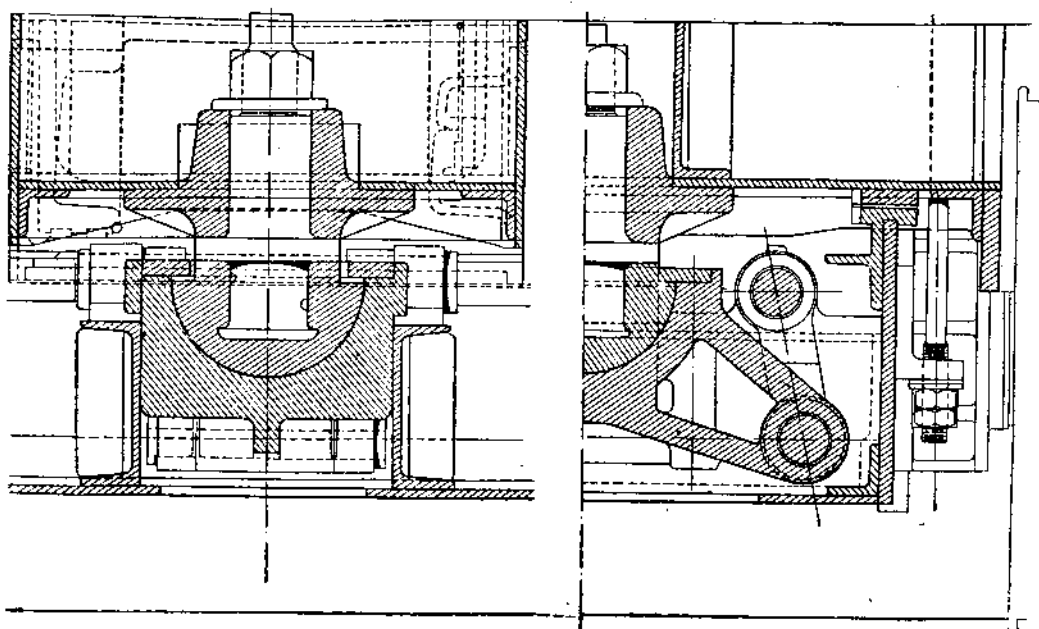
Фиг. V,144. Американская одноосная бегунковая тележка на секторах.

Для того чтобы получить подвешивание по отношению к тележке в одной точке, применяют центральные опоры с шаровой поверхностью.

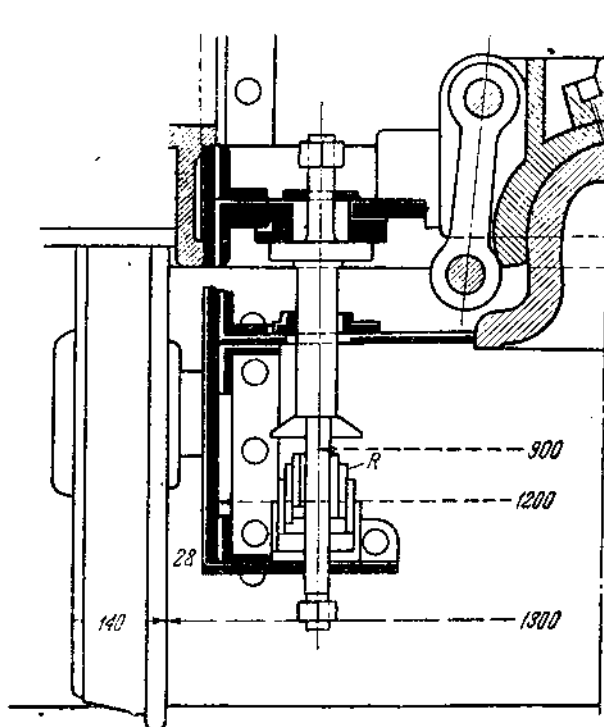
Шаровые опоры устраиваются выпуклостью вверх или вниз, последнее имеет то преимущество, что лучше удерживает смазку. На фиг. V,147 показано люльчатое подвешивание опоры с выпуклостью книзу.

Шаровые опоры позволяют тележке занимать наклонные положения, продольные и поперечные, почему осевые рессоры такой тележки не нуждаются в сбалансировании. Такая тележка не участвует в поперечной качке экипажа и снабжается поперечными боковыми упорками, ограничивающими поперечные вертикальные отклонения ее. Обычно эти упорки имеют шаровые поверхности на самой тележке и плоскую плиту на главных рамах экипажа.

Для того чтобы заставить такую тележку участвовать в боковых качаниях всего надрессорного строения, часто устраивают, как выше указывалось, упругая связь тележки с главными рамами. На фиг. V,148 показана связь двухосной тележки с основной рамой при помощи пружины *R*.

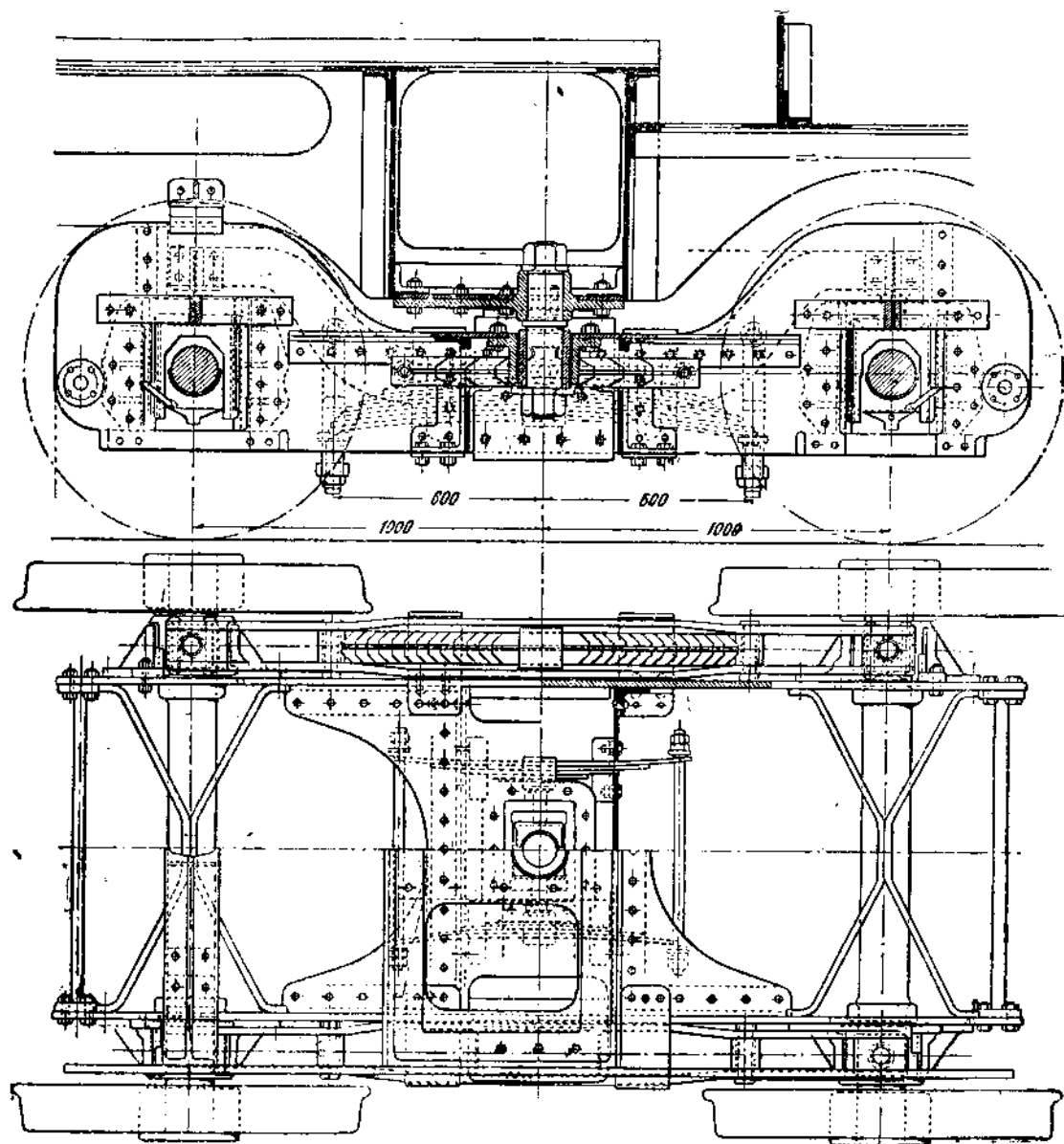


Фиг. V,147. Двухосная бегунковая тележка с люлечным механизмом.



Фиг. V,148.

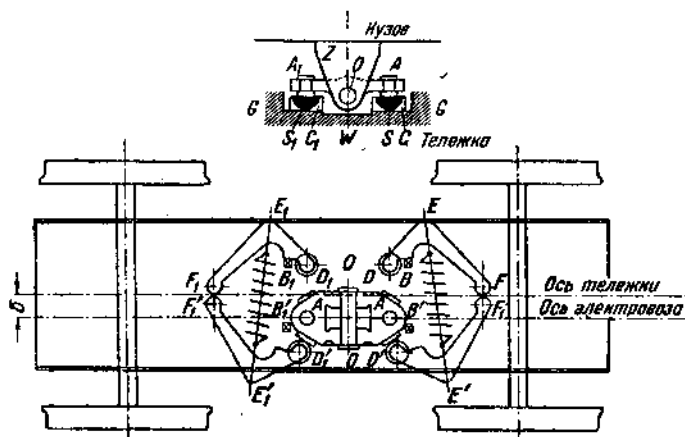
Благодаря указанному балансиру при неровностях пути тележка может совершать галлопирование без заметной перегрузки осей. Балансир на своих концах несет шаровые опоры S и S_1 , лежащие на подшипниках C и C_1 , перемещающихся по особым плоскостям скольжения при поворачивании тележек. Собственно воз-



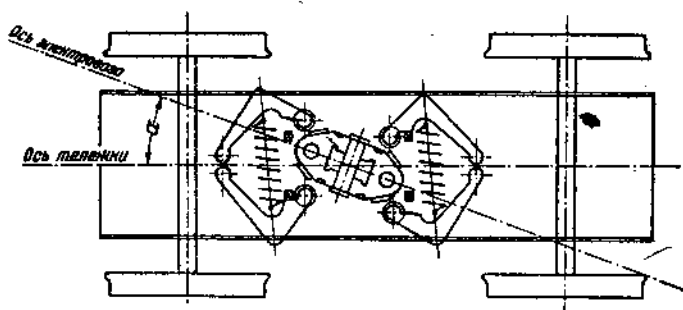
Фиг. V,150. Двухосная тележка с передачей усилий на боковые опоры.

вращающее тележку в среднее положение приспособление состоит из четырех коленчатых рычагов DEF , $D'E'F'$, $D_1E_1F_1$ и $D'_1E'_1F'_1$, оси вращения коих $D_1E_1F_1$ укреплены на тележке. Своими свободными концами D , D' , D_1 и D'_1 , оканчивающимися роликами, рычаги опираются на опорные поверхности балансира AA_1 , к которому они прижимаются спиральными рессорами EE' и $E_1E'_1$. При отклонениях тележки коленчатые рычаги опираются на особые опоры B , B' , B_1 и B'_1 , укрепленные к тележкам. Усилия рессор EE' увеличиваются при отклонениях тележки.

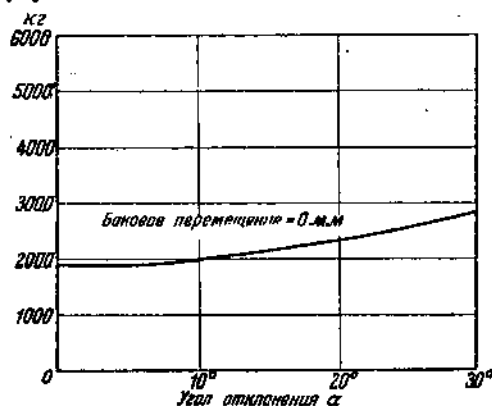
Однако при поворачивании тележки на небольшой угол (см. фиг. V,152) благодаря соответствующей форме опорных поверхностей появляется возвращающий момент, который остается почти постоянным и равным начальному возвращающему моменту. Изменение возвращающего момента в зависимости от угла поворота тележки дано на фиг. V,153.



Фиг. V,151. Тележка электровозов железной дороги Париж — Орлеан при боковом отклонении.



Фиг. V,152. Тележка электровозов жел. дор. Париж—Орлеан в повернутом положении по отношению к главной раме.



Фиг. V,153.

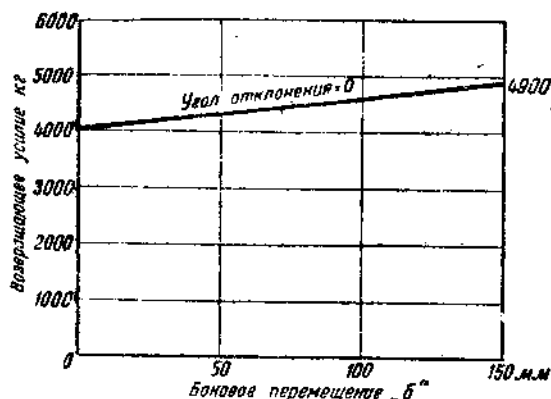
В то же время и большие поперечные перемещения тележки вызывают сравнительно слабое изменение возвращающей силы благодаря соответствующей форме коленчатых рычагов, однако значительно большую, чем вращение тележки.

Кривые фиг. V,154 дают величину возвращающей силы при поперечном

перемещении тележки δ , но при угловом отклонении ее, равным нулю. Для получения меньшей нагрузки на первую тележечную ось, чем на вторую, опорная пята тележки сдвинута на 150 мм назад.

г) Одноосные тележки, работающие как двухосные. Основным типом таких тележек, у которых имеется связь с первой движущей осью, является тележка Краусса-Гельмгольца, изображенная на фиг. V,155.

Первая движущая ось K имеет поперечное перемещение, перпендикулярное к продольной оси экипажа 1-2; бегунковая же ось L с треугольным поводком может вращаться около шкворня D , закрепленного жестко в главных рамах экипажа HH , конец же поводка тележки укреплен на коробке F , соединяющей обе буксы первой движущей (или спаренной) оси.



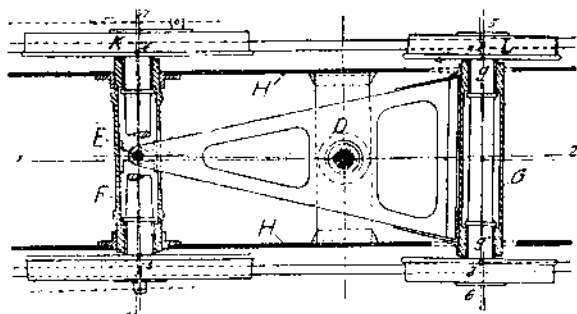
Фиг. V,154.

Условия работы тележки Краусса-Гельмгольца подробно разобраны Гельмгольцем (см. „ZdVDJ“, 1906, стр. 1153), где он указывает на ошибочность утверждения, что при отклонении бегунка связанная с ним движущая ось перемещается поперек наружу кривой, он считает, что основным фактором являются обе оси, и их положением определяется положение шкворня, а не шкворень с бегунком.

Они определяют положение первой движущей оси. Отсюда следует, что тележка Гельмгольца работает совершенно так же, как двухосная.

Благодаря жесткой связи букс бегунковой оси с поводками тележки при всех перемещениях бегунковой оси относительно главных рам треугольник gEg' остается без изменения. Конструктивное выполнение тележки Краусса-Гельмгольца показано на фиг. V,156.

Вертикальная нагрузка на бегунковую ось передается от главных рам при помощи поперечной рессоры F и качающейся опоры H на коробку, связывающую обе осевые буксы; такие же качающиеся опоры H' применены и для передачи усилий от рессоры на шейку первой движущей оси. Наличие качающихся опор позволяет осям свободно перемещаться поперек пути. Вращение же тележки происходит около шкворня O , не воспринимающего вертикальных усилий.



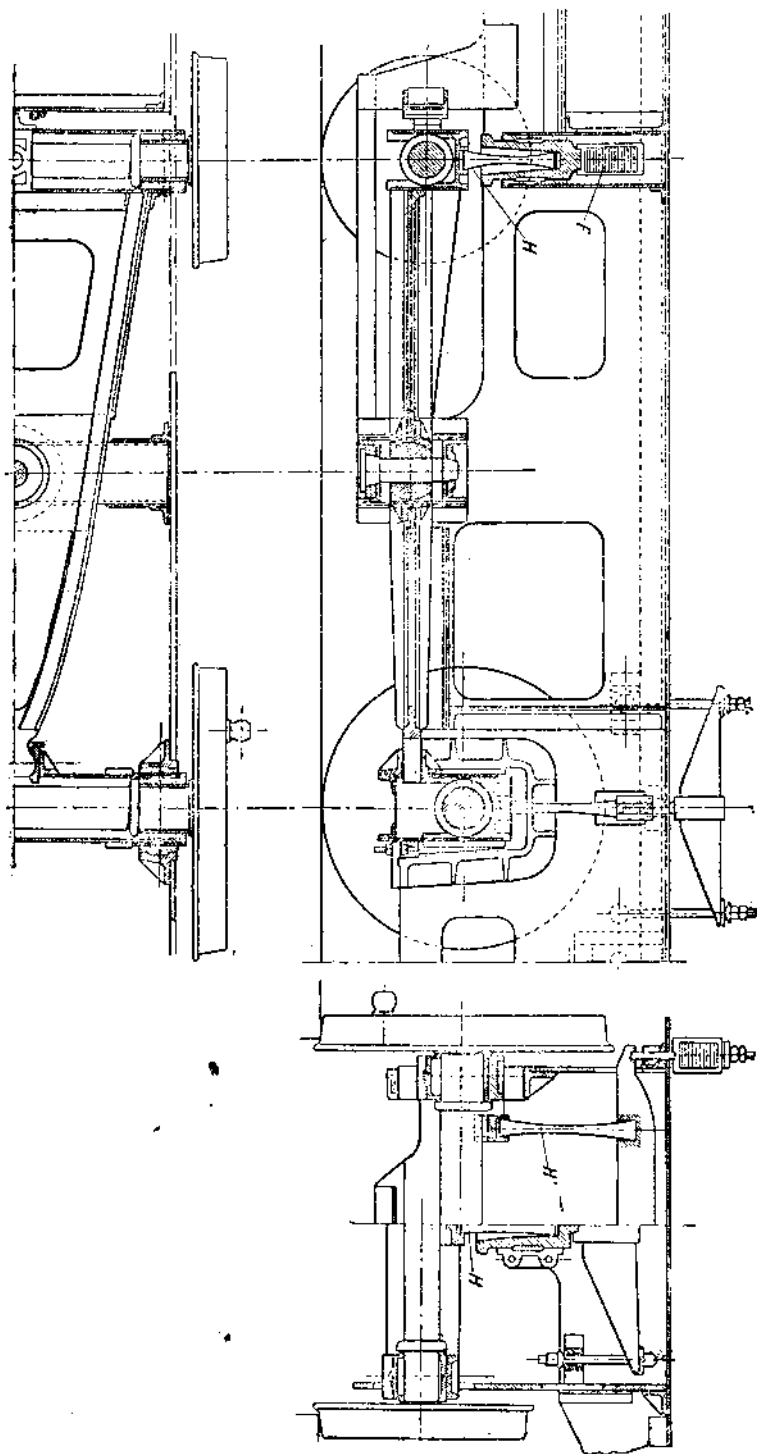
Фиг. V,155. Тележка Краусса-Гельмгольца.

Направляющее усилие (статическое) в случае тележки Краусса-Гельмгольца легко определить, помня, что первая спаренная ось, связанная с бегунком, получает боковые усилия для своего поперечного перемещения внутри кривой непосредственно от рельса, на который она набегает; поэтому приходится приложить некоторое усилие к шарниру, чтобы переместить внутрь кривой вторую спаренную ось, т. е. усилие (фиг. V,157)

$$\frac{P_3 f d_1}{d_1 + d_2 + a_2}$$

Это усилие разложится на бегунок и первую спаренную ось обратно пропорционально плечам a_1 и a_2 , следовательно, на бегунок придется усилие

$$P_3 f \frac{d_1}{d_1 + d_2 + a_2} \cdot \frac{a_2}{a_1 + a_2}$$



Фиг. V, 156

и на первую спаренную ось

$$P_3 f \frac{d_1}{d_1 + d_2 + a_2} \cdot \frac{a_1}{a_1 + a_2},$$

и полное боковое усилие, передаваемое бегунком на наружный рельс, будет

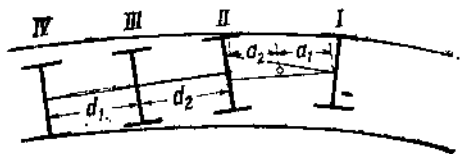
$$Y_0 = P_1 f + P_2 f \frac{d_1}{d_1 + d_2 + a_2} \cdot \frac{a_2}{a_1 + a_2},$$

и направляющее усилие первой спаренной оси найдем

$$Y_1 = P_2 f + P_3 f \frac{d_1}{d_1 + d_2 + a_2} \cdot \frac{a_1}{a_1 + a_2}. \quad (67,2)$$

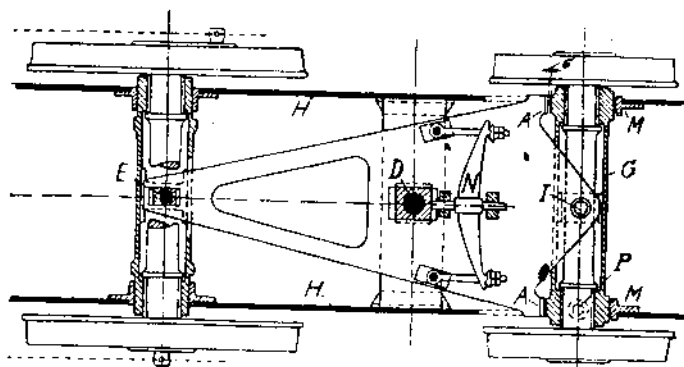
В зависимости от величины радиуса кривой и величины зазора может оказаться, что задняя ось набегаёт на внутренний рельс.

Этот случай, однако, даёт меньшее направляющее усилие передних осей. Если кроме передней тележки имеется ещё задняя тележка, снабжённая аппаратом для получения возвращающей силы, то при определении направляющего усилия в этом случае приходится учитывать влияние этой возвращающей силы.



Фиг. V,157.

Описанная выше тележка Краусса-Гельмгольца с так называемым жестким треугольником при движении в кривых имеет стремление заклинивания благодаря зазору между ребрами бандажа и внутренними канатами рельсов. Установившись под углом к рельсу, тележка сохраняет это положение далее, так как связанная с ней движущая ось, перемещаясь перпендикулярно к продольной оси электровоза и пути, не имеет стремления изменить это положение, а таким образом и не влияет на связанную с ней бегунковую ось в смысле установки ее перпендикулярно к оси экипажа. Вообще говоря, правильно собранная



Фиг. V,158.

тележка один раз бежит по правому рельсу, другой раз по левому, но при неточности в сборке эти тележки имеют склонность всегда бежать в прямой по одному и тому же рельсу, что вызывает износ ребры соответствующего бандажа. Во избежание этого была предложена конструкция тележки, изображенная на фиг. V,158, со свободным в известных пределах перемещением бегунковой оси.

Коробка, соединяющая буксы бегунковой оси, соединяется с рамой тележки шарнирно посередине, допуская вращение оси в пределах зазоров σ у упорков буксовой коробки. Этот зазор достаточен для некоторого свободного вращения оси в прямых частях пути, как только, однако, ось входит в кривую, букса внешнего колеса подходит вплотную к упорке и тележка начинает работать как описанная выше тележка с жестким треугольником.

Как в средней пяте вращения тележки, так и в месте укрепления ее на движущей оси имеются необходимые зазоры в продольном направлении, однако благодаря рессоре тележка занимает выдвинутое вперед положение, оставляя сзади букс зазор σ , и только в кривых тележка сдвигается назад на величину указанных зазоров и работает, как уже отмечалось, как тележка с жестким треугольником.

Недостатком тележки Краусса-Гельмгольца является жесткое вхождение в кривые, выражающееся ударом в среднюю пятую, и первой движущей оси, с которой связан бегунок, о внешний рельс, когда эта ось при вписывании тележки в кривую переместится поперек пути на величину полного зазора между ребордой внешнего колеса и рельсом.

От этого недостатка свободна тележка Цара-Краусса, известная также под именем итальянской тележки (Carello Italiano), примененная на многих локомотивах в Италии.

Характерной особенностью этой тележки (фиг. V, 159) является упругость среднего шкворня в поперечном направлении.

Вертикальное усилие на тележку передается на люлечную опору, причем недостаточность возвращающего усилия люльки компенсируется применением боковых рессор. Люлька подвешена к тележечным рамам, связывающим бегунковую ось с первой движущей осью. У переднего конца эта рама опирается при помощи осевых листовых рессор на бегунковую ось, а задний конец рамы опирается на поперечную листовую рессору, подвешенную снизу к буксам первой движущей оси. Упругость средней пяты обеспечивает плавное вписывание тележки и вхождение в кривую.

Определим боковые усилия, имеющие место при движении экипажа с тележкой Цара-Краусса по кривой. Так как вторая ось (первая движущая) всегда набегает на наружный рельс, то усилие, которое необходимо приложить к шкворню тележки, так же как и в предыдущем случае, должно быть достаточно лишь для перемещения оси III, считая, что вращение экипажа происходит около оси IV, т. е.

$$F = \frac{P_3 f d_1}{d_1 + d_2 + a_2}. \quad (67,3)$$

Это усилие распространяется на оси I и II обратно пропорционально плечам a_1 и a_2 , таким образом получаем, как и в предыдущем случае,

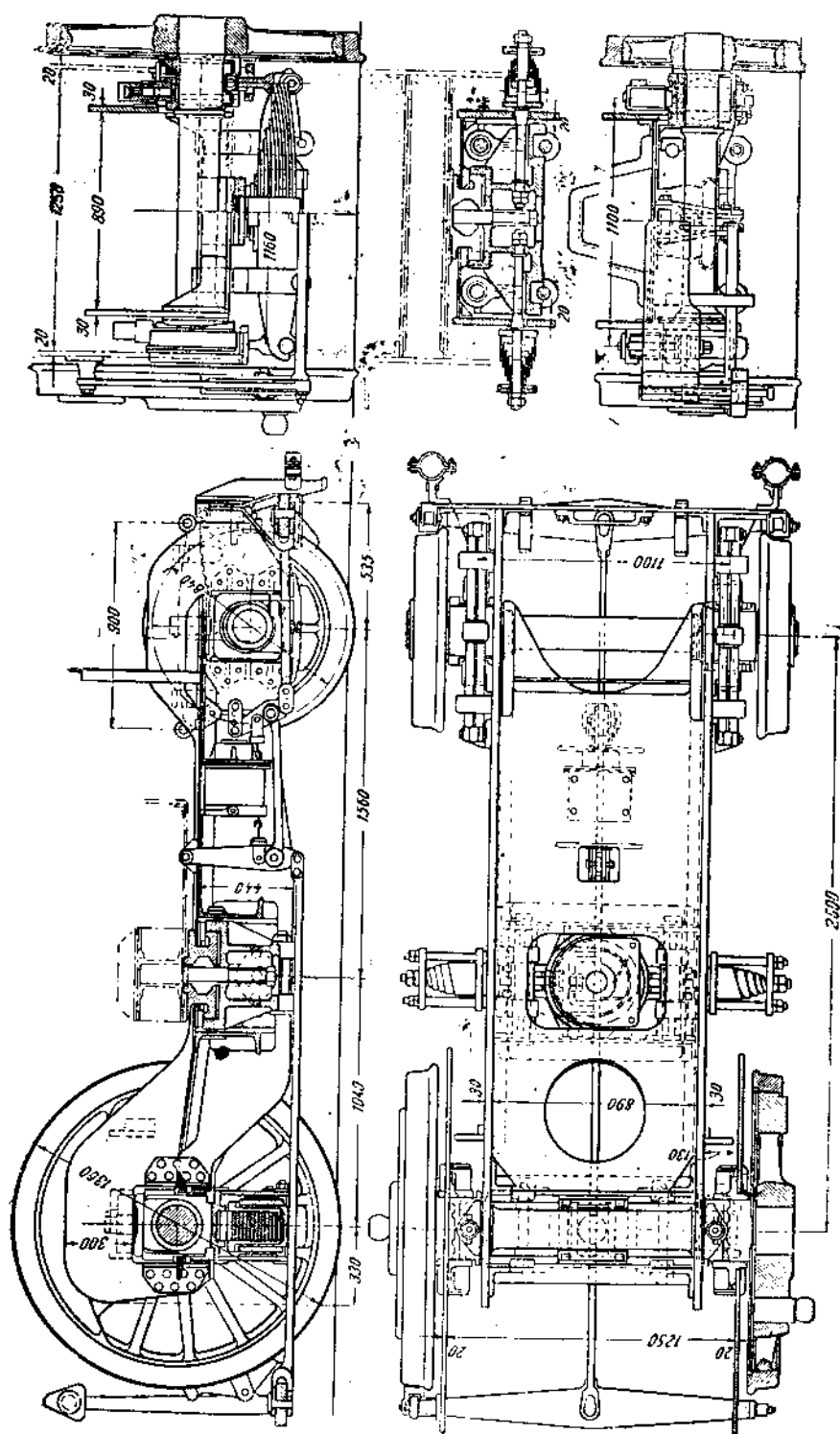
$$Y_0 = P_1 f + P_2 f \frac{d_1}{d_1 + d_2 + a_2} \cdot \frac{a_2}{a_1 + a_2} \quad (67,4)$$

и

$$Y_1 = P_2 f + P_3 f \frac{d_1}{d_1 + d_2 + a_2} \cdot \frac{a_1}{a_1 + a_2}, \quad (67,5)$$

сила же F вызывает перемещение шкворня тележки на величину e_1 , при котором возвращающая сила тележки равна F .

При наличии полой оси тележка Краусса-Гельмгольца не может быть применена, так как полая ось не дает возможности соединить буксы для помещения шкворня вращения тележки. В этом случае применена на электровозах 1D₀1 германских железных дорог тележка AEG—Клейнова, напоминающая собой тележку Краусса-Гельмгольца (см. Elektrische Bahnen, май 1930 г., „Reichsbahn-Schnellzug-lokomotive mit Einzelachsantrieb der Bauart Westinghouse- AEG“ v. Kleinow), тележка снабжена рамой A (фиг. V, 160), опирающейся одним концом при помощи рессор на бегунок, свободный конец рамы подвешен качающейся пятой к междурамному креплению и соединен шаровым шарниром с водилами B, охватывающими первую движущую ось за выступающие части шеек при помощи цапф C. Первая движущая ось имеет боковой разбег в подшипниках, равный 15 mm; таким образом при входе в кривую при поперечном отклонении бегунковой оси первая движущая ось, связанная с бегунковой поводками B, отклоняется наружу кривой, преодолевая небольшое сопротивление трения в осевых шейках. У тележки Клейнова предусмотрена кроме шкворневой рессоры также рессора у бегунковой оси, причем возвращающее усилие первых рессор равно 2180—2375 kg, а у бегунковой 550—1550 kg.

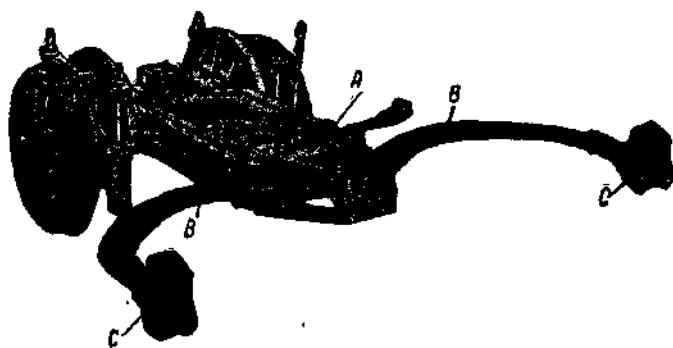


Фиг. V, 159. Тележка Цара-Краусса.

Благодаря этому принудительная установка тележки в среднее положение начинается тотчас после бокового отклонения бегунковой оси, а не после отклонения самого шкворня, как это имеет место у тележки Краусса. Влияние тележки прекращается в самом зарождении его.

Тележка железной дороги Явы, где она впервые была применена, или называемая также тележка Бухли, относится также к разряду одноосных тележек, работающих как двухосные. Буксы первой движущей оси связаны между собой коробкой *A* (фиг. V,161), к которой прикрепляются тележечные рамы *B*, в их вырезах помещаются буксы бегунковой оси. Сама бегунковая ось обрессорена по отношению к раме. Передача нагрузки на бегунковую раму происходит над самой бегунковой осью следующим образом:

Рессоры R_1 , при помощи которых подвешена свешивающаяся над бегунковой осью часть наддрессорного строения электровоза, связаны между собой поперечным балансиrom *C*, который посередине несет упорку *S*, передающую нагрузку наддрессорного строения от главной рамы через пяту *U* на коробку *T* тележечной рамы *B*.



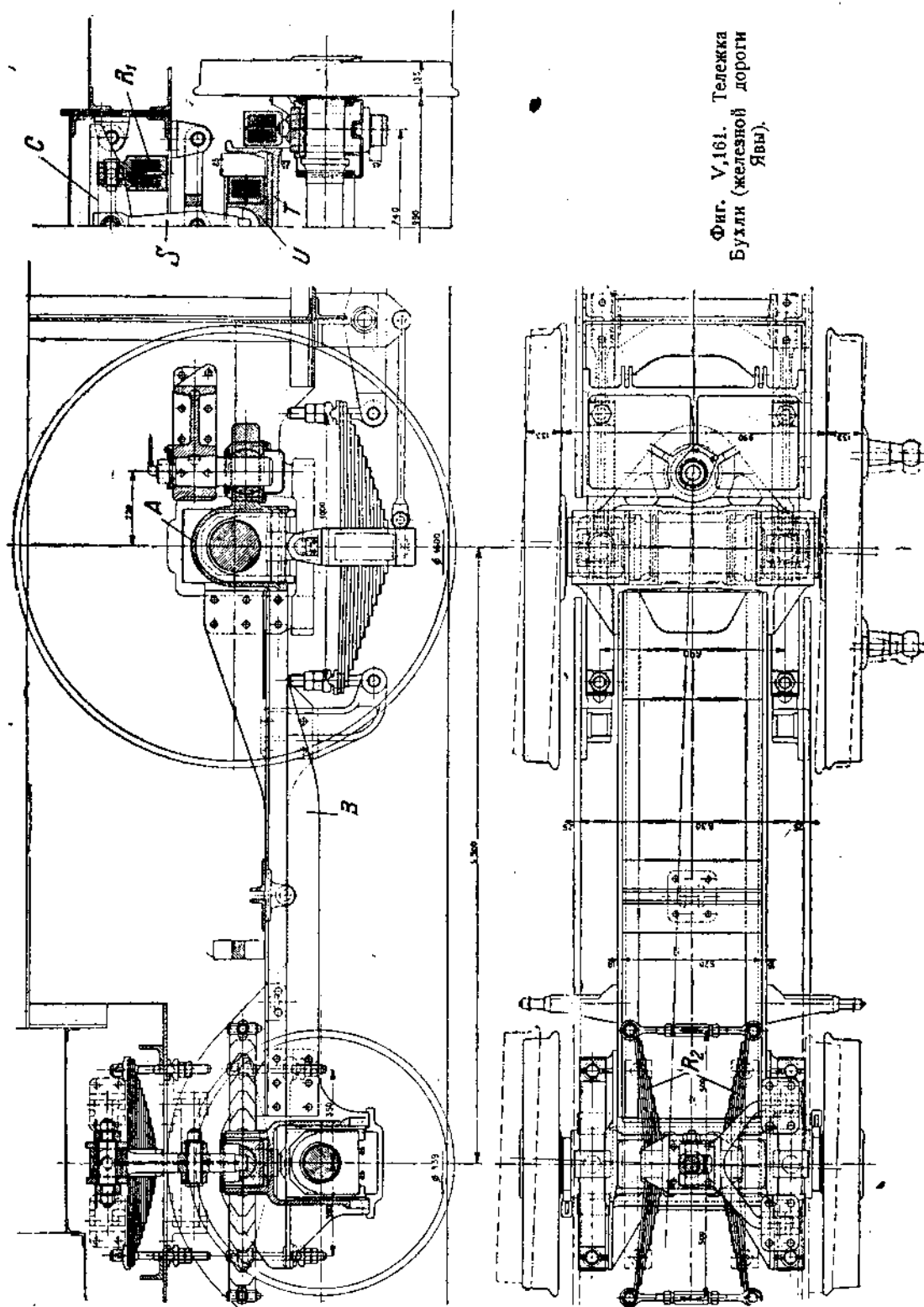
Фиг. V,160. Тележка AEG Клейнова.

Опора *U* может скользить в поперечном направлении и устанавливается при помощи рессор R_2 в среднем положении. Вращение тележки происходит около шкворня *O*, расположенного позади первой движущей оси. Отличительной особенностью тележки Бухли является жесткая связь бегунковой и первой движущей оси, поэтому при вписывании в кривую последняя поворачивается по отношению к главной раме электровоза (фиг. V,162), таким образом угол набегания ее меньше, чем у первой движущей оси тележек Краусса.

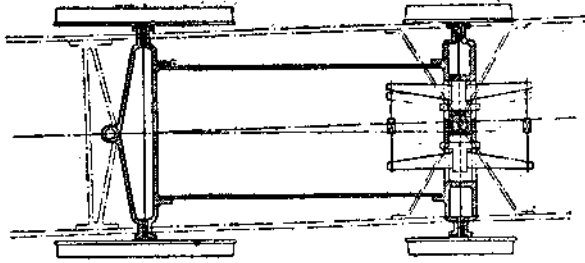
Сравнительные опыты, произведенные в Германии с тележкой Бухли и Краусса-Гельмгольца, показали, что последняя имеет преимущество более спокойного хода при скоростях выше 80 км/ч. Однако на железной дороге Явы (см. El. Bahnen, 1928, стр. 341) эта тележка имела спокойный ход при скоростях даже 105 км/ч.

Различные результаты опытов, полученных в Германии и на железной дороге Явы, повидимому, объясняются различной направляющей длиной самого электровоза, а именно в Германии она составляла всего 1,9 м, а у электровоза железной дороги Явы — 2,99 м. Следует отметить, что наряду с преимуществом тележки Бухли по сравнению с тележкой Краусса в отношении угла набегания передней движущей оси она имеет тот недостаток, что шкворень ее расположен жестко в главной раме, в то время как у тележки Цара-Краусса шкворень упруго соединен с главной рамой.

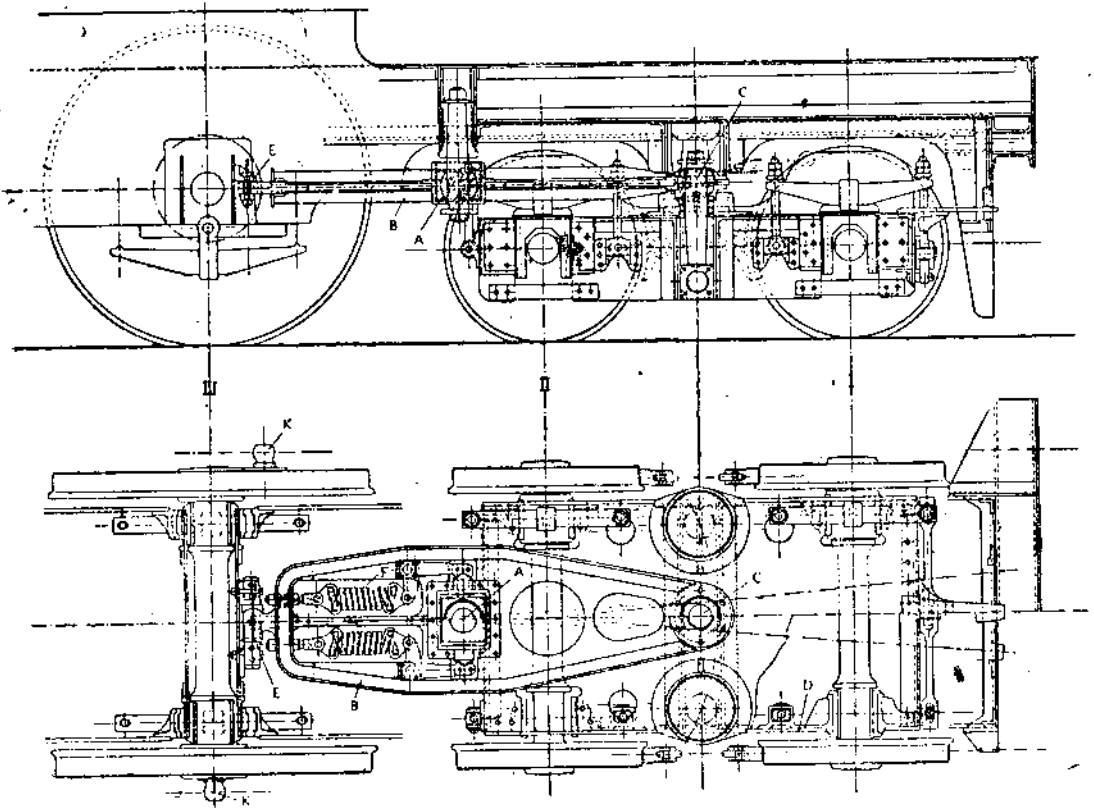
Двухосные тележки, работающие как трехосные и четырехосные. Идея привлечения движущих осей к ведению экипажа в кривых использована в тележке Лоттера, где двухосная тележка связана с передней движущей осью, и таким образом получается ведение электровоза в кривых при помощи трех осей. Ось III (первая движущая) (фиг. V,163) имеет возможность бокового перемещения в главных рамах. Рычаг *B*, связывающий двухосную тележку с первой движу-



щей осью, несет на одном конце цапфу *E* и может вращаться около шкворня *A*, имеющего небольшое боковое перемещение с возвращающим механизмом в виде спиральных рессор *F*, передающих свои усилия через коленчатые рычаги на шкво-



Фиг. V, 162.



Фиг. V, 163. Тележка Люттера.

рень при поперечных перемещениях последнего. Сама двухосная тележка вращается около шкворня *C*; вертикальная нагрузка на тележку передается на боковые опоры, расположенные в одной поперечной плоскости со шкворнем *C*.

На электровозах № 401 и 402 железной дороги Париж — Орлеан применена оригинальная система двухосной тележки, работающая как четырехосная и оправдавшая себя на электровозах итальянских железных дорог и подробно изученная Кандо.

корытообразно упорный брус S вместе с постелью для рессор ϕ . Рессоры ϕ , расположенные между вилкой H и рычагом S , стремятся удалить обе упомянутые части. При перемещении вилки TT' в пределах овальности отверстий MM рессоры испытывают дополнительные усилия, благодаря чему предупреждается влияние тележки при езде в прямых участках пути. Установка электровоза 2Д2 ж. д. Р-О в кривых радиуса 200 м дана на фиг. V, 165. Все три точки вращения ω , P и O точно так же, как и ω' , P' , O' , оказываются на одной прямой, все движущие оси перемещаются наружу кривой; рессоры ϕ работают лишь постольку, поскольку имеет место поворот тележки относительно линии ωPO ; поперечное же перемещение тележки относительно средней линии электровоза не вызывает изменения возвращающей силы тележки.

При входе в кривую шкворень тележки ω перемещается по отношению к средней линии электровоза внутрь кривой, ось тележки устанавливается по отношению к оси электровоза под некоторым углом и вызывает дополнительное сжатие рессор ϕ через вилку TT' и раму LOL . Перемещение шкворня тележки ω внутрь кривой вызывает перемещение шкворня O наружу кривой, а вместе с тем и перемещение ведущих осей посредством рычага B наружу кривой до соприкосновения с наружным рельсом. Таким образом при ведении электровоза по кривой участвует большое число осей, что уменьшает горизонтальную направляющую силу, развивающуюся в опорных точках колес с рельсами.

Проверка прочности тележки. Собственный зарессоренный вес тележки складывается из веса рамы, центральной шкворневой балки, возвращающего устройства, части веса рессорного подвешивания и прочего мелкого оборудования. Иногда тележки снабжаются тормозным оборудованием.

Мертвым весом является вес осей с буксами и всех деталей, непосредственно лежащих на осях или буксах (коробки соединительной буксы, наклонные плоскости, лежащие непосредственно на буксах, и т. п.). Кроме того, на тележку передается нагрузка от главных рам электровоза или непосредственно или при помощи продольного балансира. При проверке прочности тележки кроме вертикальных сил веса надрессорного строения тележки и вертикальной нагрузки, передающейся через главную раму, приходится учитывать горизонтальную силу, развивающуюся при езде в кривых и передающуюся на тележку. Горизонтальная сила принимается обычно приложенной в центре тяжести надрессорного строения всего электровоза и равной по величине 0,4 зарессоренной нагрузки, передающейся тележке. Если обозначим нагрузку на тележечные оси ΣP и собственный вес (зарессоренный и незарессоренный) тележки Q , то горизонтальная сила, передающаяся на тележку, принимается равной

$$H = 0,4(\Sigma P - Q). \quad (67,6)$$

Расчет прочности тележки сводится к проверке прочности боковых рам центральной шкворневой балки с учетом вышеозначенных сил, отдельных деталей возвращающего механизма, а также осей и рессорного подвешивания.

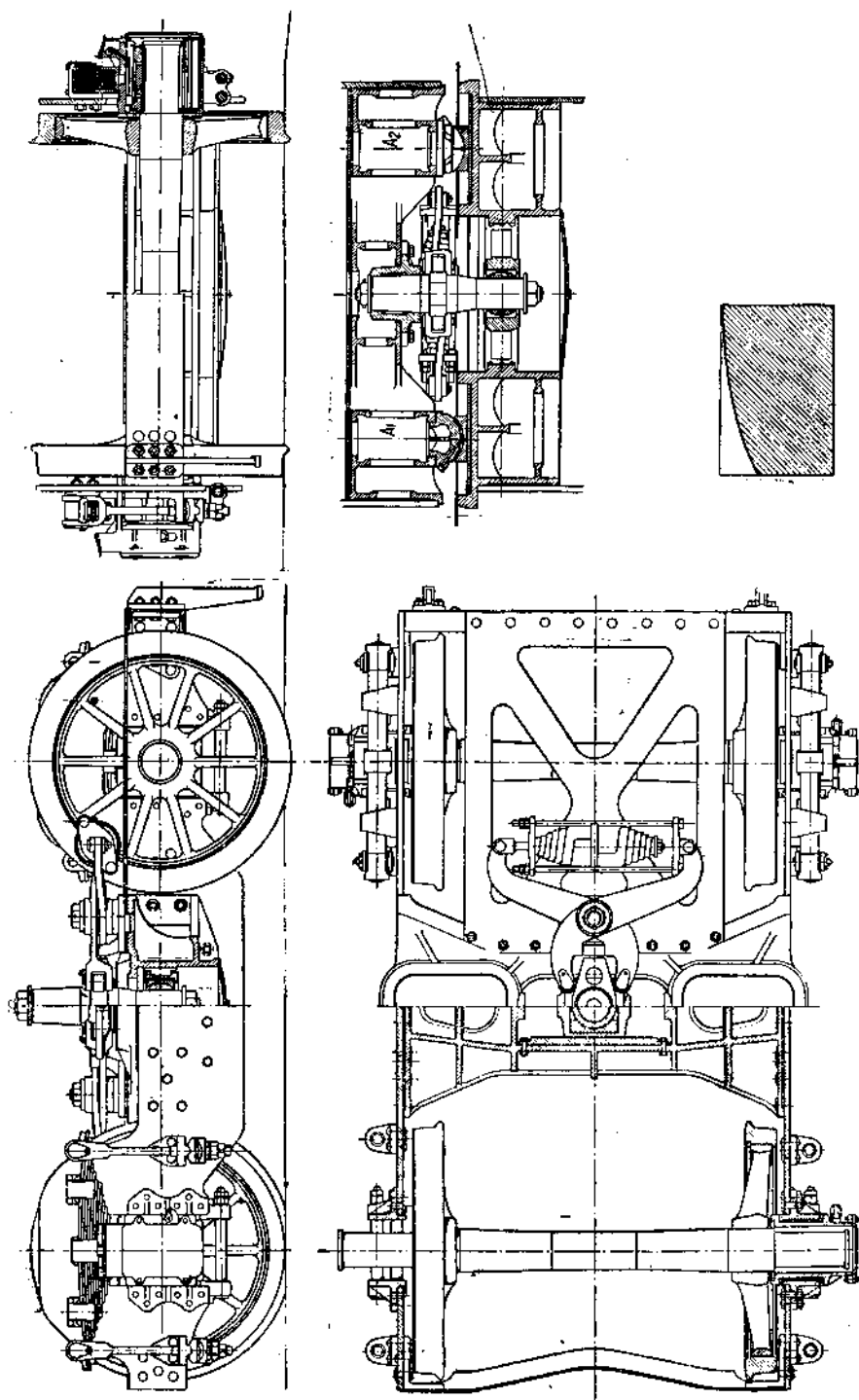
В качестве примера приведем поверочный расчет двухосной тележки пассажирского электровоза типа 2С2 итальянских железных дорог. (Такая же тележка применена и на советском безрельсовом электровозе ПБ).

На фиг. V, 166 показана эта тележка и ее соединение с рамой электровоза. Вертикальное давление передается через боковые опоры A_1 и A_2 , центральный же шкворень несет только горизонтальное усилие от возвращающего механизма при езде в кривых.

В тележке шкворень укреплен таким образом, что может свободно перемещаться в поперечном направлении, но не в продольном.

Возвращающий механизм по идее тот же, что и электровоза РО-501, но по конструкции отличается тем, что пружины установлены по концам коленчатых рычагов.

На фиг. V, 167 сплошными линиями показано расположение возвращающего механизма в первоначальном (неотклоненном) положении. Если начальное возвраща-



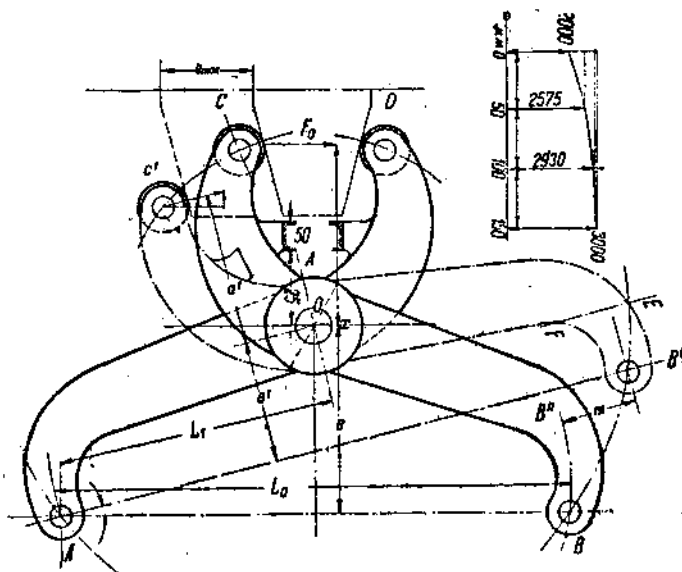
Фиг. V, 166. Тележка электровоза 2C₂ итальянских железных дорог.

ющее усилие должно быть равно F_0 , то соответствующее натяжение возвращающих рессор найдется равным

$$2S_0 = \frac{F_0 a}{b} \quad (67,7)$$

(так как возвращающий механизм состоит из двух ножиц C , поэтому в уравнение входит множитель 2).

При поперечном отклонении тележки на величину e_{\max} конец ножиц C займет положение C' , а конец B переместится в положение B' . Точки C' и B' , определяющие положение возвращающего механизма, легко определяются из условия, что точки C и C' , равно как и точки D и D' , лежат на дугах, проведенных из одного и того же центра O . Проведя далее дугу BB'' из центра A , найдем дефор-



Фиг. V.167.

мацию рессор m . Новое соотношение плеч ножиц будет $a':b'$. Поэтому, если коэффициент жесткости рессор $ж$, то усилие рессор уже будет $S_1 = S_0 + жm$, соответственно возвращающая сила найдется равной

$$F \leq 2(S_0 + жm) \frac{a'}{b'} \cos \alpha, \quad (67,8)$$

где α — угол, образуемый линией CD с линией, перпендикулярной к продольной оси электровоза.

По той же формуле может быть найдено возвращающее усилие и для всех промежуточных положений двухосной тележки. На фиг. V.167 показана кривая возвращающей силы F в зависимости от бокового отклонения тележки e для электровоза итальянских железных дорог.

Пусть теперь для указанного электровоза нагрузка на обе тележечные оси $P_1 + P_2 = 28 \text{ t}$.

Собственный вес тележки складывается из:

боковых рамных листов (две боковины)	780 kg
центральная шкворневая балка и возвращающее устройство	1800 »
различная мелкая арматура	450 »

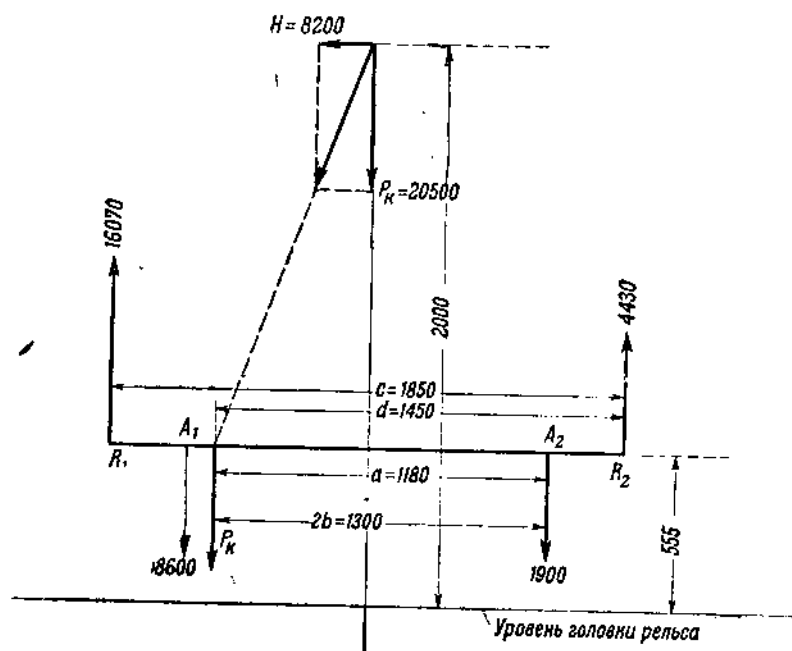
Итого $S = 3030 \text{ kg}$

Эту нагрузку принимаем в виде сосредоточенной и приложенной центрально у середины шкворневой балки.

Вес буксовых направляющих, подбуксовых струн 510 kg на каждую ось (255 kg на буксу) принимаем приложенным над буксами; незарессоренный вес тележки составляет

2 оси	2 720 kg
4 буксы	480 "
4 рессоры	340 "
8 рессорных подвесок	20 "
Непредвиденное	400 "

Итого . . 3 960 kg



Фиг. V, 168.

Собственный вес тележки

$$Q = 3\,030 + 510 + 3\,960 = 7\,500 \text{ kg.}$$

Нагрузка, передаваемая на тележку от кузова,

$$P_{\kappa} = \Sigma P - Q = 28\,000 - 7\,500 = 20\,500 \text{ kg.}$$

Горизонтальное усилие при езде в кривых принимаем равным 0,4 вертикальной нагрузки на тележку, т. е.

$$H = 0,4 (\Sigma P - Q) = 0,4 \cdot 20\,500 = 8\,200 \text{ kg.}$$

Тогда усилия, приложенные в точках A_1 и A_2 , найдем равными (фиг. V, 168)

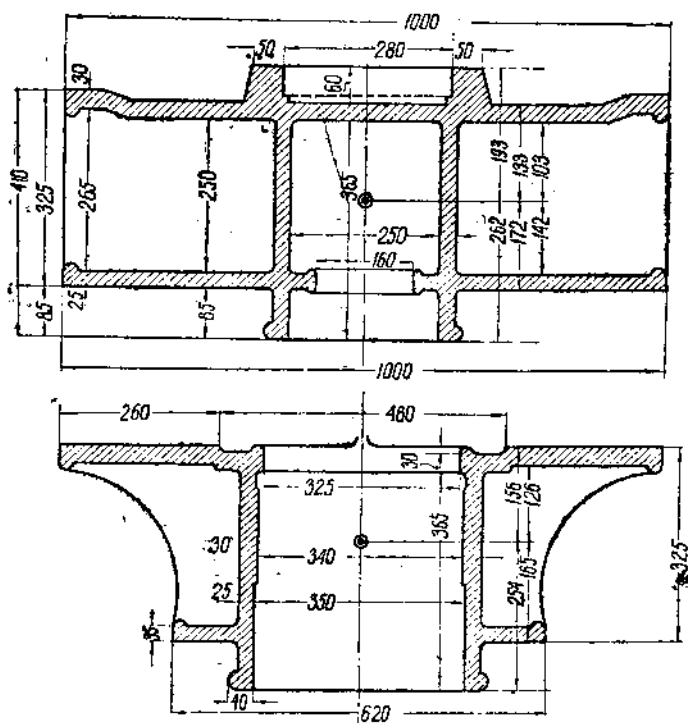
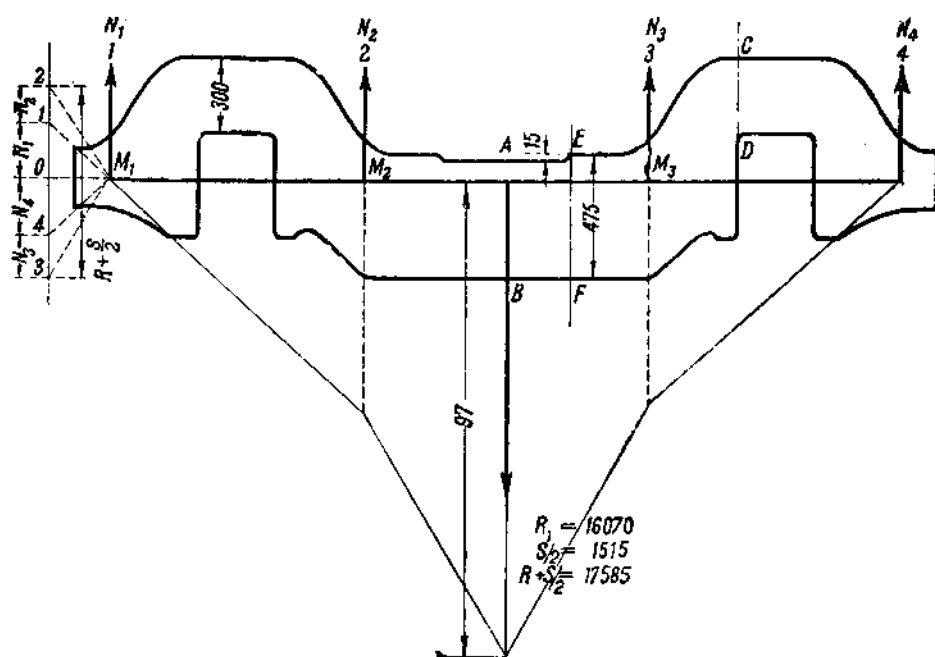
$$A_1 = \frac{P_{\kappa} a}{2b} = \frac{1\,180 \cdot 20\,500}{1\,300} = 18\,600 \text{ kg}$$

где $2b$ — расстояние между боковиками; $2b = 1\,300 \text{ mm}$, далее

$$A_2 = P_{\kappa} - A_1 = 20\,500 - 18\,600 = 1\,900 \text{ kg.}$$

Реакции же рам R_1 и R_2 в точках прикрепления шкворневой балки к рамам найдем равными

$$R_1 = \frac{P_{\kappa} d}{c} = \frac{1\,450 \cdot 20\,500}{1\,850} = 16\,070 \text{ kg}$$



и далее

$$R_2 = 20\,500 - 16\,070 = 4\,430 \text{ kg.}$$

Наибольшей нагрузке при движении в кривых подвержена рама с внешней стороны кривой, а именно на месте прикрепления шкворневой центральной балки приложено усилие

$$R_1 + \frac{S}{2} = 16\,070 + 1\,515 = 17\,585 \text{ kg.}$$

Рама поддерживается четырьмя рессорными подвесками, укрепленными к раме в точках M_1 , M_2 , M_3 и M_4 (фиг. V, 169).

Силы, приложенные в указанных точках, равны

$$N_1 = N_2 = N_3 = N_4 = \frac{P + S_1}{4} = \frac{17\,585}{4} = 4\,396 \text{ kg.}$$

Линию моментов всех вертикальных сил строим по правилу веревочного многоугольника и производим проверку напряжений в рамах в наиболее опасных сечениях.

Наибольший изгибающий момент получается у шкворневой балки в сечении AB . Ордината моментной линии в этом сечении 97 мм, что при принятом масштабе дает изгибающий момент M , равный

$$M = 97 \cdot 100\,000 = 9\,700\,000 \text{ kg} \cdot \text{mm},$$

толщина рамных листов $\delta = 28$ мм, момент сопротивления сечения высотой 464 мм найдем равным

$$W = \frac{464^2 \cdot 28}{6} = 987\,460 \text{ mm}^3,$$

откуда изгибающие напряжения в сечении AB

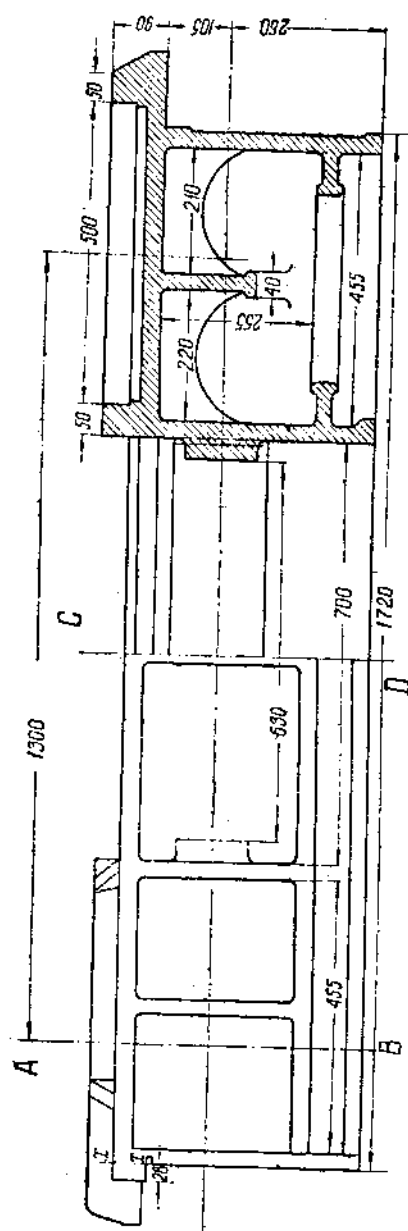
$$K_{изг} = \frac{M}{W} = \frac{9\,700\,000}{987\,460} = 9,8 \text{ kg/mm}^2.$$

В остальных сечениях CD и EF напряжения получились ниже, а именно $6,6 \text{ kg/mm}^2$ и $8,1 \text{ kg/mm}^2$.

Если, однако, учитывать, что сечения AB и EF усиливаются привальной доской, при помощи которой шкворневая балка прикрепляется к тележным рамам, то изгибающие напряжения, имеющие место в действительности, будут ниже.

Расчет центральной шкворневой балки (фиг. V, 170) производится на вертикальную нагрузку $P_k = (\Sigma P - Q)$ от давления надрессорного строения, приходящегося на тележку и на горизонтальную силу $H = 0,4 (\Sigma P - Q)$. Под действием этих сил на боковых опорах A_1 и A_2 , как мы ранее нашли, будут приложены вертикальные усилия

$$A_1 = \frac{P_k a}{2b} \quad \text{и} \quad A_2 = P_k - A_1,$$



Фиг. V, 170. Шкворневая балка тележки фиг. V, 169.

строения, приходящегося на тележку и на горизонтальную силу $H = 0,4 (\Sigma P - Q)$. Под действием этих сил на боковых опорах A_1 и A_2 , как мы ранее нашли, будут приложены вертикальные усилия

величина коих в рассматриваемом примере равна $A_1 = 18\,600$ kg, $A_2 = 1\,900$ kg и в опорных точках — в месте прикрепления балки к рамам тележки — действуют соответственно усилия

$$R_1 = \frac{P_{\pi} d}{c} = 16\,070 \text{ kg.}$$

Шкворневая балка изображена на фиг. V,170. Наиболее опасными будут сечения AB и CD , для которых и проверяем изгибающие напряжения. В данном случае имеем для сечения AB

$$K_{из} = \frac{M}{W} = \frac{4\,400\,000}{486\,600} = 9,0 \text{ kg/mm}^2$$

и для сечения CD

$$K_{из} = \frac{3\,500\,000}{1\,780\,000} = 2,0 \text{ kg/mm}^2.$$

Поперечная балка лежит на рамах своими полочками, причем они должны быть проверены на скалывание по сечению $x-x$. Если высота сечения полочки h , а длина b , то напряжение на скалывание

$$K_{ср} = \frac{R_1}{hb}.$$

68. Тормозное оборудование

Для торможения поезда применяются тормоза ручные и воздушные, последние можно подразделить на автоматические и прямодействующие. Воздушные тормоза всего поездного состава, как известно, приводятся в действие из локомотива. Торможение осуществляется при помощи колодок, которые системой рычагов под действием руки или воздуха в тормозных цилиндрах прижимаются к бандажам колес. Эти колодки выполняются из чугунного литья с примесью стали.

Тормозные колодки располагаются с одной стороны каждого колеса или с обеих сторон. При одностороннем расположении тормозных колодок выгоднее располагать колодки сзади, так как при торможении имеет место дополнительная нагрузка осей. Для локомотивов, имеющих обычно движение в обе стороны, желательно половину их ставить перед колесами и половину — позади колес.

Двухстороннее размещение тормозных колодок имеет то преимущество, что исключается односторонняя горизонтальная сила, передающаяся от колодки через колесо на буксу.

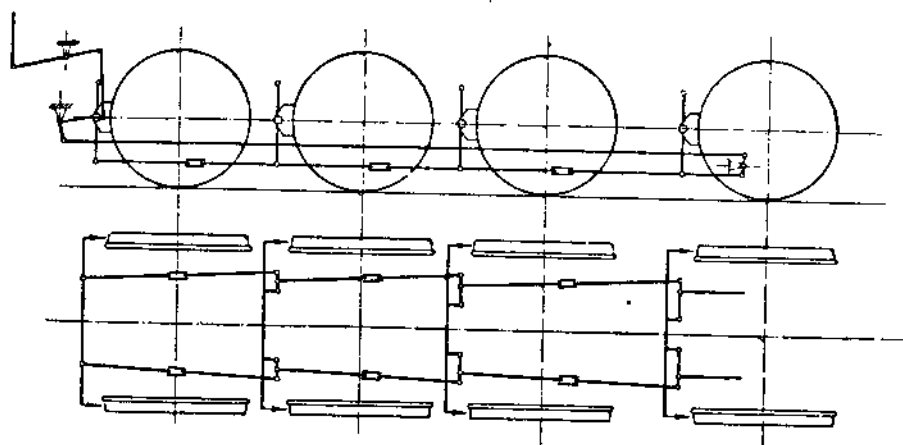
Для того чтобы иметь равномерное распределение давлений тормозных колодок, на бандажи всех осей устанавливаются тормозные балансиры достаточной длины. Наиболее благоприятная работа колодок будет при расположении их на высоте средней линии осей, однако если это вызывает увеличение расстояния между осями против намеченного по другим конструктивным соображениям, то приходится колодки опускать ниже.

На фиг. V,171 дано расположение тормозных тяг и колодок четырехосного экипажа с односторонним нажатием колодок. Колодки располагаются по средней линии и имеют горизонтальную силу нажатия на колеса. Выравнивание нажатия колодок различных осей производится благодаря наличию тормозных балансирных рычагов. Всюду предвидена возможность изменения длины рычагов путем постановки стяжных муфт.

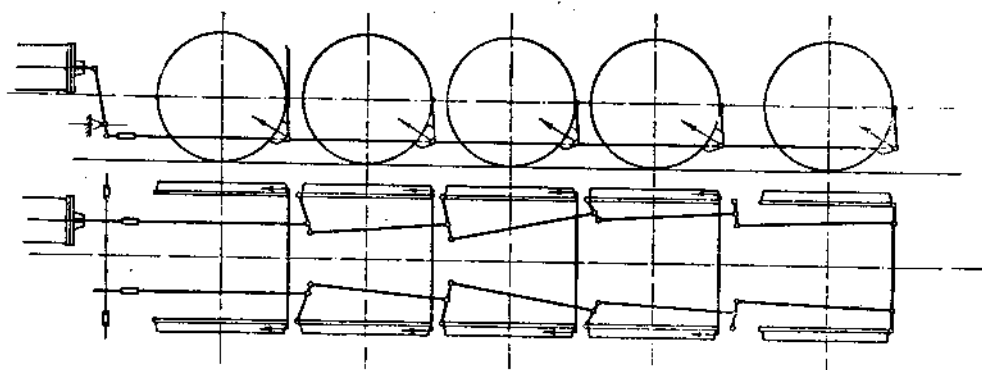
На фиг. V,172 дано расположение тормозов с односторонним нажатием колодок, расположенных ниже средней линии осей. Сила нажатия колодок имеет радиальное направление от середины колодки к центру колеса.

На фиг. V,173 изображен тормоз с двухсторонним нажатием колодок и с выравнивающими нажатие между осями балансирами.

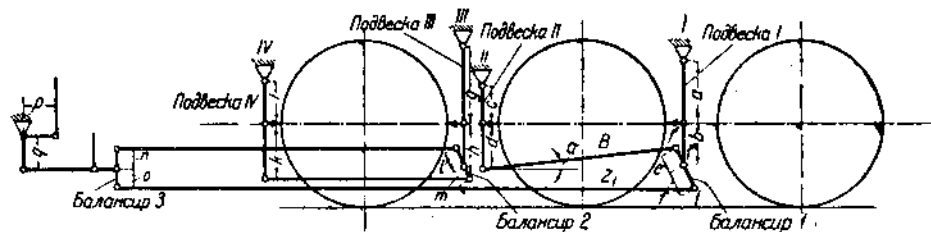
На фиг. V,174 дано тормозное оборудование электровоза 2Д₀1 швейцарских железных дорог (тип 10901) с двухсторонним нажатием колодок, причем выравнивающие балансиры расположены иначе, чем в предыдущем случае.



Фиг. V,171. Одностороннее расположение тормозных колодок на высоте средней линии осей.



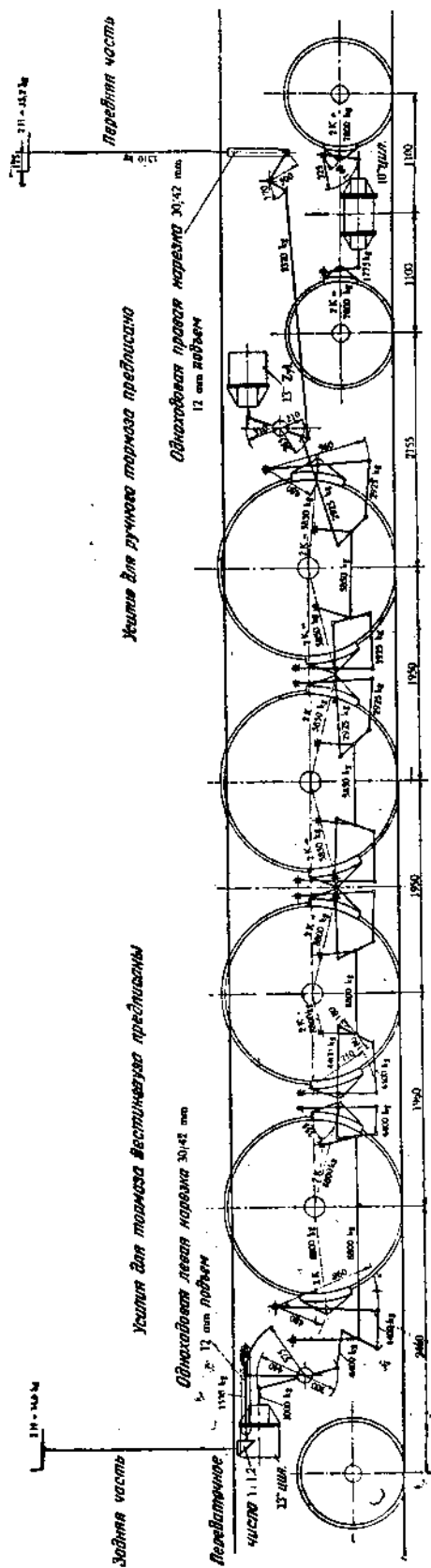
Фиг. V,172. Одностороннее расположение тормозных колодок ниже средней линии осей.



Фиг. V,173. Двухстороннее расположение тормозных колодок.

Для торможения осей тележки применена в высшей степени простая система с одним цилиндром, расположенным между осями.

На фиг. V,175 изображена более сложная схема торможения двухосной тележки, когда тормозной цилиндр располагается перед первой осью. На фиг. V,176 дано тормозное оборудование, обычно применяемое для двухосных тележек в Америке.



Фиг. V,174. Тормозное оборудование электровоза 2D₀ швейцарских железных дорог.

ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ

Давление тормоза (при 3,5 ат) 3 000 кг. Давление колодок $K = 2 925$ кг. Общее нормальное давление $8K = 23 400$ кг.

Тормозной коэффициент $\frac{35 000 \cdot 100}{39 000} = 90\%$

Коэффициент передачи $\frac{3 000}{35 000} = 1:11,7$

Ручной тормоз:

Усилие на шпильке $S = 1 310$ кг. Давление колодок $K = 2 925$ кг. Общее нормальное давление $8K = 23 400$ кг.

Тормозной коэффициент $\frac{23 400 \cdot 100}{39 000} = 60\%$

Коэффициент передачи до шпильки $\frac{1 310}{23 400} = 1:18$

Усилие у тормозной рукоятки (спереди)

$2H = 1 310 \left(\frac{12 + 36\pi \cdot 0,15}{36\pi - 12 \cdot 0,15} \right) \cdot \frac{18}{175} = 35,2$ кг

Усилие у тормозной рукоятки (сзади)

$2H = 1 530 \left(\frac{12 + 36\pi \cdot 0,15}{36\pi - 12 \cdot 0,15} \right) \cdot \frac{18 \cdot 72}{87 \cdot 175} = 34,6$ кг

Отношение зубчатой передачи $72:57 = 1:1,2$
Тормоз богушовой тележки.

Давление тормоза $P = \frac{25 \cdot 42\pi}{4} \cdot 3,5 = 1 775$ кг

Давление колодок $\frac{1 775 \cdot 325}{148} = 3 900$ кг

Общее тормозное давление 15 600 кг.

Тормозной коэффициент $\frac{15 600 \cdot 100}{24 000} = 65\%$

Коэффициент передачи 1:1,2

Общий спальный вес 78 000 кг

Давление тележки 26 000 "

Общее давление тележки 13 000 "

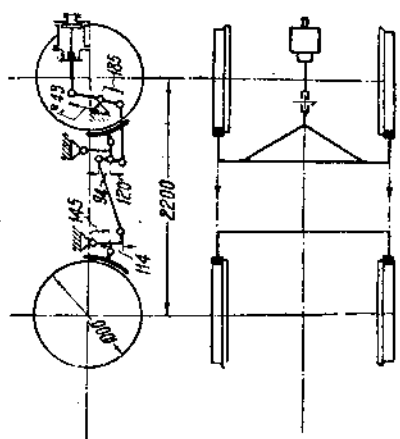
Общий служебный вес 117 000 кг

Давление колодок у движущих осей 70 000 кг

Давление богушовой осей 15 600 "

Общее давление колодок 85 600 кг

Тормозной коэффициент 78%.



Фиг. V,175. Расположение тормозного оборудования двухосной тележки.

69. Расчет тормозных передач

Покажем расчет тормозного оборудования сначала с односторонним, а затем и двухсторонним расположением колодок.

1) Одностороннее расположение тормозных колодок. Сила нажатия тормозных колодок действует горизонтально (фиг. V,177). Уравнение моментов относительно точки M дает:

а) для езды вперед (как показано стрелкой E)

$$Ka - Nb - \mu N \cdot c = 0,$$

откуда

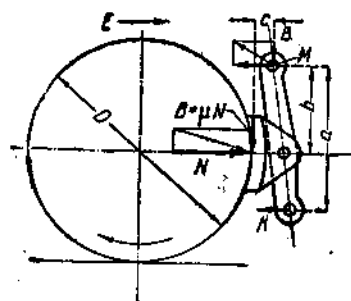
$$K = \frac{Nb + \mu Nc}{a}; \quad (69,1)$$

б) для езды назад

$$Ka - Nb + \mu Nc = 0,$$

откуда

$$K = \frac{Nb - \mu Nc}{a}. \quad (69,2)$$



Фиг. V,177.

Для получения одинакового тормозного усилия при езде вперед и назад, как вытекает из приведенных формул, необходимо, чтобы $c = 0$, т. е. чтобы точка M вращения подвески находилась бы на вертикальной линии с точкой приложения силы N — нажатия колодки. Если бы даже в новом электровозе это условие и можно было соблюсти, то все равно после обточки бандажей условие $c = 0$ было бы нарушено.

Одностороннее нажатие в буксовых подшипниках, вызванное торможением, определяется:

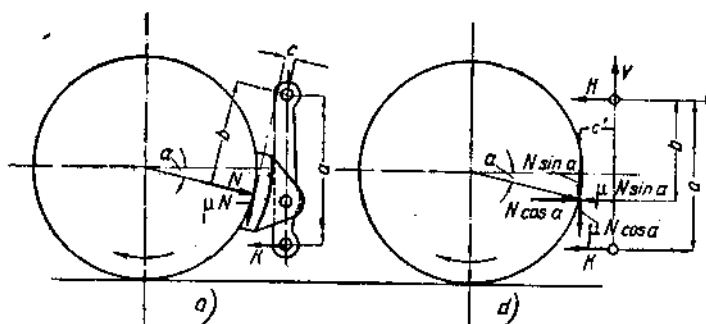
при езде вперед

$$N = \frac{Ka}{b + \mu c}, \quad (69,3)$$

при езде назад

$$N = \frac{Ka}{b - \mu c}. \quad (69,4)$$

Во время торможения имеем $B = \mu N$ в виде дополнительной нагрузки на раму при езде вперед и в виде разгрузки рамы при езде назад.



Фиг. V,178.

Рассмотрим теперь случай одностороннего расположения колодок при направлении силы нажатия колодок наклонно под углом α вверх (фиг. V,178, а).

В этом случае имеем:

а) для езды вперед

или

$$\left. \begin{aligned} Ka &= Nb + \mu Nc \\ K &= \frac{Nb + \mu Nc}{a} \end{aligned} \right\}; \quad (69,5)$$

б) для езды назад

или

$$\left. \begin{aligned} Ka &= Nb - \mu Nc \\ K &= \frac{Nb - \mu Nc}{a} \end{aligned} \right\}. \quad (69,6)$$

Для определения дополнительной нагрузки на раму или ее разгрузки производим разложение сил, как показано на фиг. V,1,786.

Для езды вперед имеем:

$$\begin{aligned} N \sin \alpha + \mu N \cos \alpha &= V, \\ N \cos \alpha - \mu N \sin \alpha - K &= H, \\ \mu N \cdot b' \sin \alpha - N b' \cos \alpha - N \cdot c' \sin \alpha - \\ - \mu N \cdot c' \cos \alpha + Ka &= 0. \end{aligned}$$

Для езды назад найдем:

$$\begin{aligned} N \sin \alpha - \mu N \cos \alpha &= V, \\ N \cos \alpha + \mu N \sin \alpha - K &= H, \\ \mu N \cdot c' \cos \alpha - N \cdot b' \cos \alpha - N \cdot c' \sin \alpha + \\ + \mu N \cdot b' \sin \alpha + Ka &= 0. \end{aligned}$$

Приведем числовой пример расчета тормозных передач при одностороннем нажатии колодок.

Пусть имеем электровоз весом 132 t.

Обозначим через K_0 тормозной коэффициент, который примем равным

$$K_0 = 74\%.$$

Общее давление колодок

$$P \cdot K_0 = 132 \cdot 0,74 = 99 \text{ t.}$$

Электровоз состоит из двух трехосных тележек, следовательно, давление колодок колес одной тележки $\frac{99}{2} = 49,5 \text{ t}$ (фиг. V,179).

Расчет начинаем вести со стороны А, противоположной той, где расположен цилиндр, без учета влияния силы μN на величину K .

Для подвески I имеем

$$N_1 a = K_1 (a + b)$$

(уравнение моментов сил относительно точки O_1), откуда

$$Z_1 = K_1 = \frac{N_1 a}{a + b} \quad (69,7)$$

(пренебрегаем наклоном тяги Z_1).

Усилие тяги Z_2 распределяется по закону рычага с плечами $\frac{m}{n}$ между подвеской II и тягой Z_1 . Плечи подвески II пусть будут c и d , тогда усилие, которое должно быть передано на конец подвески для получения нажатия N_2 тормозной колодки, получим равным

$$K_2 = \frac{N_2 c}{c + d}, \quad (69,8)$$

и

$$Z_2 = K_2 + Z_1, \quad (69,9)$$

а по закону рычага с плечами m и n имеем

$$\frac{Z_1}{K_2} = \frac{n}{m}$$

или после подстановки Z_1 и K_2 получим

$$\frac{N_1 a}{a+b} : \frac{N_2 c}{c+d} = n:m$$

при $N_1 = N_2$ и $a = c$

$$b = d,$$

получим $m = n$.

Точно так же найдем

$$K_3 = \frac{N_3 e}{e+f} \quad (69,10)$$

и

$$\frac{Z_2}{K_3} = \frac{q}{p} \quad \text{или} \quad \left(\frac{N_1 a}{a+b} + \frac{N_2 c}{c+d} \right) : \frac{N_3 e}{e+f} = q:p$$

и далее

$$Z_3 = K_3 + Z_2 \quad (69,11)$$

или после подстановки для частного случая

$$a = c = e, \quad b = d = f, \quad N_1 = N_2 = N_3,$$

а также учитывая, что в этом случае $m = n$, найдем

$$p : q = 1 : 2.$$

Пусть для нашего примера

$$N_1 = N_2 = N_3 = \frac{49,5}{8} = 8,25 \text{ t},$$

$$a = c = e = 405; \quad b = d = f = 400; \quad m = n = 100;$$

$$p = 90; \quad q = 180,$$

тогда получим

$$Z_1 = K_1 = K_2 = \frac{N \cdot 405}{805} = 0,5031 \text{ N},$$

$$Z_2 = Z_1 + K_2 = 1,0062 \text{ N},$$

$$Z_3 = Z_2 + K_3 = 1,5093 \text{ N}.$$

На обе стороны (правую и левую) тележки предполагаем один тормозной цилиндр, усилие поршня тормозного цилиндра найдем равным

$$T = Z_3 \cdot \frac{\alpha}{\beta} = 2 \cdot 1,5093 \text{ N} \cdot \frac{170}{800},$$

где α и β — отношение плеч коленчатого рычага.

Для

$$N = \frac{49,5}{8} = 8,25 \text{ t},$$

получим

$$T = 2 \cdot 1,5098 \cdot 8\,250 \cdot \frac{170}{800} = 5\,320 \text{ kg}.$$

Диаметр тормозного цилиндра d определяем из условия, что при 3,5 ат давления в тормозном цилиндре развивается усилие в 5 320 kg, т. е.

$$\frac{\pi d^3}{4} \cdot 3,5 = 5\,320 \text{ kg},$$

откуда

$$d \approx 440 \text{ mm}.$$

При принятом нами соотношении плеч рычагов определяем тормозное усилие при ручном тормозе, исходя из условия, что на маховик приложено усилие $p = 40$ kg.

Усилие на шпинделе P_3 при отношении конической передачи 1:1, диаметре маховика $D = 43$ см, подъеме винта $h = 10$ мм и среднем диаметре винта $d_0 = 4$ см, найдем с учетом трения, принимая коэффициент трения при плохой смазке $\varphi_0 = 0,10$, по формуле

$$P_3 = \frac{pD}{d_0} \cdot \frac{1 - \frac{\varphi_0 h}{\pi d_0}}{\frac{h}{\pi d_0} + \varphi_0} = \frac{pD}{d_0} \cdot \frac{\pi d_0 - \varphi_0 h}{h + \pi d_0 \varphi_0} =$$

$$= \frac{40 \cdot 43}{4} \cdot \frac{3,14 \cdot 4 - 0,10 \cdot 1}{1 + 3,14 \cdot 4 \cdot 0,10}.$$

Передаточное число маховичка будет

$$m_1 = \frac{D}{d_0} = \frac{43}{4} = 10,75,$$

а винта

$$m_2 = \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \arctg \varphi)},$$

где

$$\alpha = \arctg \frac{h}{\pi d_0}$$

или

$$m_2 = \frac{1 - \frac{\varphi_0 h}{\pi d_0}}{\frac{h}{\pi d_0} + \varphi_0} = \frac{\pi d_0 - \varphi_0 h}{h + \pi d_0 \varphi_0} = \frac{3,14 \cdot 4 - 0,10 \cdot 1}{1 + 3,14 \cdot 4 \cdot 0,10} = 5,5$$

рычагов L с плечами a и y

$$m_3 = \frac{y}{a} = \frac{865}{170}$$

и коленчатого рычага N соответственно $m_4 = \frac{\eta}{\xi} = \frac{250}{220}$. Общий коэффициент передачи найдется равным

$$m = m_1 \cdot m_2 \cdot m_3 \cdot m_4 = 10,75 \cdot 5,5 \cdot \frac{865}{170} \cdot \frac{250}{220}.$$

Таким образом усилие Z'_3 при ручном торможении найдется равным

$$Z'_3 = pm = 40 \cdot 63,25 = 2530,$$

и далее, давление на колодки найдем равным

$$N' = \frac{Z_3}{1,5093} = \frac{2530}{1,5093} = 1690 \text{ kg.}$$

На фиг. V,180 изображен ручной тормоз с цепным приводом, примененный на электровазах постоянного тока серии 326 итальянских железных дорог. Обозначим R — радиус маховика, к которому приложено усилие P , а радиусы малого и большого конического колеса — через R_1 и R_2 , тогда усилие конической передачи будет

$$P_1 = \frac{PR}{R_1}.$$

Кроме того, имеется промежуточная зубчатая передача N с радиусами колес R_3 и R_4 .

Усилие P_2 , приложенное к зубцам этой передачи, будет равно

$$P_2 = \frac{P_1 \cdot R_2}{R_3},$$

а усилие на валу барабана радиуса R_5 , накручивающего цепь, найдется равным

$$P_3 = \frac{P_2 R_4}{R_5}.$$

Если пренебречь наклоном цепи по отношению к рычагу AB , то усилие P_4 на конце его B , где примыкает вся тормозная система и куда передается также усилие от тормозного цилиндра, найдется равным

$$P_4 = \frac{P_3 \cdot a}{b},$$

где a и b — плечи рычага AB .

Общий коэффициент передачи ручного тормоза m без учета потерь трения во всем механизме

$$m = \frac{R}{R_1} \cdot \frac{R_2}{R_3} \cdot \frac{R_4}{R_5} \cdot \frac{a}{b}.$$

В упомянутом выше электровозе приняты следующие размеры:

$$\begin{aligned} R &= 200; R_1 = 30; \\ R_2 &= 60; R_3 = 33; \\ R_4 &= 82,5; R_5 = 39; \\ a &= 550; b = 200. \end{aligned}$$

Таким образом

$$m = \frac{200}{30} \cdot \frac{60}{33} \cdot \frac{82,5}{39} \cdot \frac{550}{200} = 70,5.$$

Принимая усилие тормозильщика $P = 35$ kg, усилие P_4 будет равно

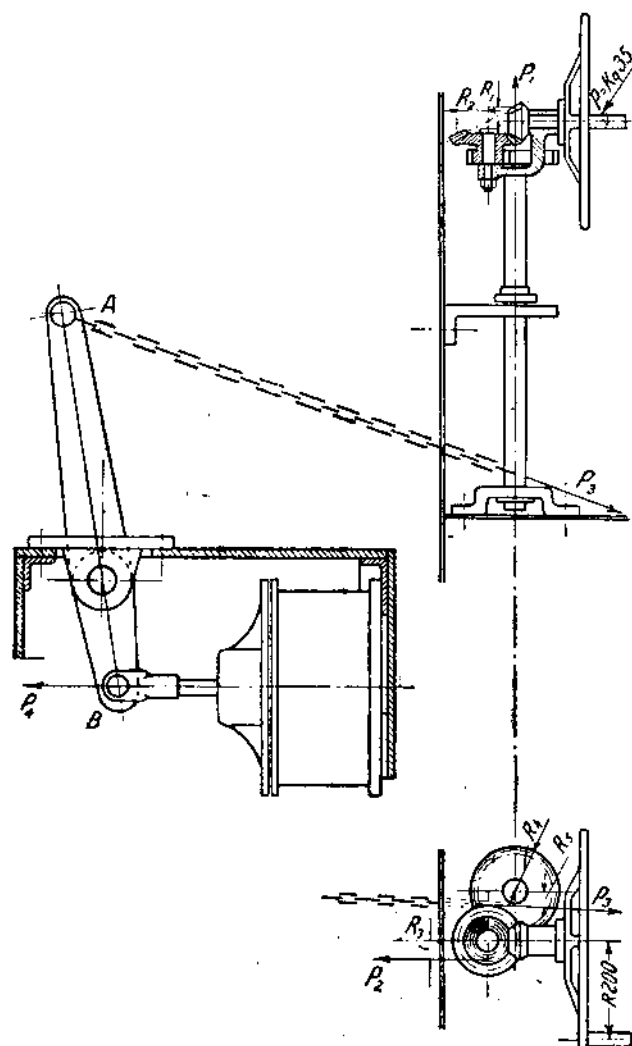
$$P_4 = mP = 70,5 \cdot 35 = 2467 \text{ kg}.$$

Двухстороннее расположение тормозных колодок. В случае двухстороннего расположения тормозных колодок (фиг. V,181) и горизонтального направления сил K их нажатия (обе силы K полагаем равными между собой) при езде вперед (на чертеже направление это показано стрелкой E) мы будем иметь

$$N_1 = \frac{Ka_1}{b_1 + \mu c_1} \quad (69,12)$$

и

$$N_2 = \frac{Ka_2}{b_2 - \mu c_2}, \quad (69,13)$$



Фиг. V,180.

т. е. тормозное усилие, развиваемое обеими колодкам, будет различно, то же самое можно сказать и для случая езды назад, когда имеет место

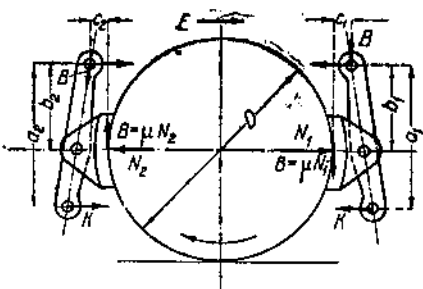
$$N_1 = \frac{Ka_1}{b_1 - \mu c_1} \quad (69,14)$$

и

$$N_2 = \frac{Ka_2}{b_2 + \mu c_2} \quad (69,15)$$

Таким образом и в случае двухстороннего расположения тормозных колодок имеются неуравновешенные горизонтальные силы, передающиеся на осевые подшипники.

Будем далее предполагать, что усилие у всех колодок одинаково, если электровоз находится в состоянии покоя, т. е. когда сила трения равна нулю. Рассмотрим систему фиг. V, 173. Развертка сил, действующих в этой системе, дана на фиг. V, 182, по которой имеем:



Фиг. V, 181.

Подвеска I. Уравнение равновесия сил

$$N - H_1 - A = 0, \quad V_1 - V_a = 0.$$

Уравнение моментов сил около точки I

$$A \cdot (a + b) - Na = 0,$$

откуда

$$A = \frac{Na}{a + b}. \quad (69,16)$$

Подвеска II. Уравнение сил

$$H_2 - N + B = 0, \\ B \operatorname{tg} \alpha - V_2 = 0.$$

Уравнение моментов относительно точки II

$$Nc - B(c + d) = 0,$$

откуда

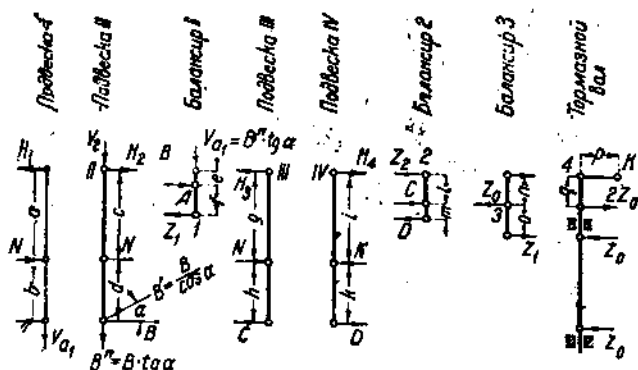
$$B = N \frac{c}{c + d}. \quad (69,17)$$

Тормозной балансир I. Уравнение сил

$$A - B - Z_1 = 0,$$

откуда

$$Z_1 = A - B.$$



Фиг. V, 182.

Кроме того

$$V_{a1} = B'' \operatorname{tg} \alpha.$$

Уравнение моментов относительно точки I

$$Af - B(e + f) = 0.$$

Отсюда

$$\frac{e + f}{f} = \frac{A}{B} = \frac{N \frac{a}{a + b}}{N \frac{c}{c + d}} = \frac{a(c + d)}{c(a + b)}. \quad (69,18)$$

Подвеска III. Уравнение сил имеет вид

$$N - H_3 - C = 0.$$

Уравнение моментов

$$C \cdot (g + h) - Ng = 0$$

или

$$C = \frac{Ng}{g+h}. \quad (69,19)$$

Подвеска IV.

откуда

$$H_4 - N + D = 0, \quad Ni - D(i+k) = 0,$$

$$D = \frac{Ni}{i+k}. \quad (69,20)$$

Точно так же мы имеем для балансира 2

$$C - Z_1 - D = 0$$

или

$$Z_1 = C - D, \quad (69,21)$$

а также

$$D(i+m) - Cl = 0, \quad \frac{l+m}{l} = \frac{C}{D} = \frac{Ng}{g+h} : \frac{Ni}{i+k} = \frac{g}{g+h} \cdot \frac{i+k}{l}. \quad (69,22)$$

Балансир 3

а также

$$Z_1 + Z_2 - Z_0 = 0 \quad \text{или} \quad Z_0 = Z_1 + Z_2,$$

$$Z_2^n = Z_1^0 \quad \text{или} \quad \frac{n}{o} = \frac{Z_1}{Z_2}.$$

Если Z_1 должно быть равно Z_2 , то

$$A - B = C - D$$

или

$$N \frac{a}{a+b} - N \frac{c}{c+d} = N \frac{g}{g+h} - N \frac{l}{i+k},$$

откуда

$$\frac{a}{a+b} - \frac{c}{c+d} = \frac{g}{g+h} - \frac{l}{i+k}.$$

На тормозном валу имеем силы Z_0 с обеих сторон электровоза, т. е. силу $2Z_0$.

Уравнение моментов относительно точки 4 имеет вид

$$Kp = 2Z_0q.$$

Отсюда легко определим необходимое давление в тормозном цилиндре

$$\begin{aligned} K &= 2Z_0 \cdot \frac{q}{p} = 2(Z_1 + Z_2) \frac{q}{p} = 2(A - B + C - D) \frac{q}{p} = \\ &= 2N \left(\frac{a}{a+b} - \frac{c}{c+d} + \frac{g}{g+h} - \frac{l}{i+k} \right) \frac{q}{p}. \end{aligned} \quad (69,23)$$

Для случая, данного на рис. V,173, имеем:

Сцепной вес 42 t, принимаем силу нажатия колодок в 66% сцепного веса, т. е.

$$42000 \times 0,66 = 28000 \text{ kg.}$$

Благодаря наличию двухстороннего расположения тормозных колодок давление каждой колодки

$$N = \frac{28000}{8} = 3500 \text{ kg.}$$

Дано: $a = 545$ мм, $b = 300$ мм, $c = 300$ мм, $e = 90$ мм, $f = 180$ мм.

Необходимо определить d и Z_1 .

Для определения d имеем (ур-ние 69,18)

$$\frac{e+f}{f} = \frac{a}{a+b} \cdot \frac{c+d}{c}$$

или

$$\frac{270}{180} = \frac{545}{845} \cdot \frac{300+d}{300},$$

откуда

$$d = 398 \text{ мм.}$$

Для определения Z_1 имеем:

$$Z_1 = A - B$$

$$A = N \frac{a}{a+l} = 3500 \cdot \frac{545}{845} = 2260 \text{ кг.}$$

$$B = N \frac{c}{c+d} = 3500 \cdot \frac{300}{698} = 1505 \text{ кг.}$$

Откуда

$$Z_1 = 2260 - 1505 = 755 \text{ кг.}$$

Подвески III и IV и балансир 2.

Считаем заданными: $h = 390$ мм, $i = 365$ мм, $k = 480$ мм, $l = 180$ мм, $m = 90$; необходимо определить g , принимая $Z_1 = Z_2$.

Имеем

$$\frac{a}{a+b} - \frac{c}{c+d} = \frac{g}{g+h} - \frac{l}{l+k},$$

$$\frac{545}{845} - \frac{300}{698} = \frac{g}{g+390} - \frac{865}{845},$$

откуда

$$g = 712 \text{ мм.}$$

Далее

$$Z_0 = Z_2 + 755.$$

Выбираем

$$n = 0' = 135 \text{ мм.}$$

На тормозном валу будем иметь

$$2Z_0 = 2(Z_1 + Z_2) = 2 \cdot 1510 = 3020 \text{ кг.}$$

Выбирая диаметр цилиндра $12\frac{1}{2}'' = 31,8$ см при давлении 3,5 ат, получим

$$K = \frac{\pi \cdot 31,8^2}{4} \cdot 3,5 = 2780 \text{ кг.}$$

Так как далее $Kp = 2Z_0q$, то при $q = 250$ мм

$$p = 2Z_0 \frac{q}{K} = 3020 \cdot \frac{250}{2780} = 272.$$

Рассмотрим теперь перемещения элементов тормозной системы. Расстояние колодки от бандажа при отпущенных тормозах примем равным u .

Подвеска I. Перемещение x (фиг. V, 183) после нажатия тормозов найдем из уравнения

$$\frac{u}{x} = \frac{a}{a+b} \text{ или } x = \frac{u(a+b)}{a}.$$

Это перемещение передается тормозной тяге Z_1 при помощи тормозного балансира.

Точка 1' захвата тяги B на балансирах принимается неподвижной, тогда действительное движение v на тяге Z_1 для перемещения подвески I

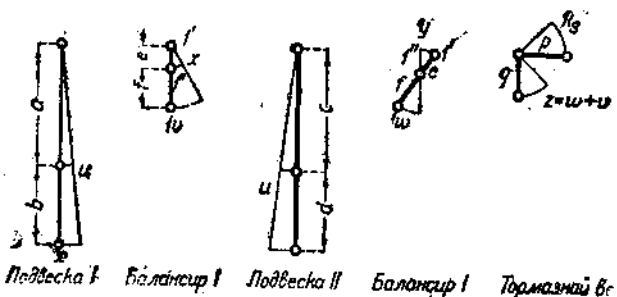
$$\frac{x}{v} = \frac{e}{e+f}.$$

Отсюда, учитывая ранее найденные соотношения, получим

$$v = \frac{u(a+b)}{a} \cdot \frac{e+f}{e}.$$

Подвеска II. Как и в предыдущем случае,

$$\frac{u}{y} = \frac{c}{c+d} \quad \text{или} \quad y = \frac{u(c+d)}{c}.$$



Фиг. V, 183.

Это перемещение передается тормозной тяге Z при помощи балансира 1. Точно так же, предполагая неподвижной точку 1'', получим движение w тормозной тяги Z_1 для перемещения подвески II

$$\frac{y}{w} = \frac{e}{f}.$$

На основании ранее имевшихся соотношений получим

$$w = u \frac{c+d}{c} \cdot \frac{f}{e}.$$

Общее перемещение штанги Z_1 при нажатии тормозов и перемещении подвесок I и II получим

$$z = v + w = u \left(\frac{a+b}{a} \cdot \frac{e+f}{e} + \frac{c+d}{c} \cdot \frac{f}{e} \right).$$

То же перемещение будет иметь тормозная тяга. Так как оба движения происходят параллельно, нет увеличения перемещения.

Тормозной вал. При помощи рычага u тормозного вала происходит изменение пути перемещения k_s хода поршня тормозного цилиндра, а именно

$$k_s = \frac{p}{q} \cdot z.$$

Для нашего случая имеем

$$a = 545, b = c = 300 \text{ mm}, d = 298 \text{ mm}, e = 90 \text{ mm}, f = 180 \text{ mm},$$

$$q = 250 \text{ mm}, p = 272 \text{ mm}.$$

Принимаем $u = 6 \text{ mm}$.

Тогда

$$k_s = \frac{p}{q} \cdot z = \frac{p}{q} \cdot u \left(\frac{a+b}{a} \cdot \frac{e+f}{e} + \frac{c+d}{c} \cdot \frac{f}{e} \right).$$

$$\frac{272}{250} \cdot 6 \left(\frac{845}{545} \cdot \frac{270}{90} + \frac{698}{300} \cdot \frac{180}{90} \right) = 60,7 \text{ mm}.$$

Расчет рычагов на механическую прочность. Отдельным рычагам придают форму брусьев равного сопротивления изгибу. Если рычаг соединяется с тормозным цилиндром, то для того чтобы не вызывать изгиб штока тормозного цилиндра, необходимо отверстие соответственного конца рычага устраивать овальным, как показано для нижнего конца рычага на фиг. V, 184. Рычаги проверяются на

изгиб по силам, приложенным к их концам, для ряда сечений aa , bb и т. д., находящихся на расстоянии x_1 , x_2 , x_3 и т. д. от соответствующего конца рычага, по формуле

$$K_{изг} = \frac{6P_1x}{ah^3},$$

где a и h — ширина и высота рассматриваемого сечения.

Кроме того, проверяются валики насрез силой P_1 , P_2 или P_3 .

Толщина ушка b берется обычно равной радиусу валика или на 10—20% больше.

На тормозную подвеску кроме горизонтальной силы P действует еще и вертикальная сила V (фиг. V,185).

В каждом из рассматриваемых сечений aa , bb и т. д. действует момент, равный

$$M = Px + V\xi,$$

где ξ — смещение силы V относительно центра тяжести рассматриваемого сечения. Кроме того, в сечениях, расположенных выше валика II, действует растягивающее усилие от силы V ; обозначая площадь рассматриваемого сечения ω_{aa} , максимальное напряжение в рассматриваемом сечении найдем равным

$$K = \frac{M}{W} + \frac{V}{\omega_{aa}} = \frac{Px + V\xi}{\frac{ah^3}{6}} + \frac{V}{\omega_{aa}}. \quad (69,24)$$

Минимальное движение колодки при полном движении поршня должно быть 26 мм. При проверке напряжений в деталях тормозного оборудования следует принимать максимальные напряжения для:

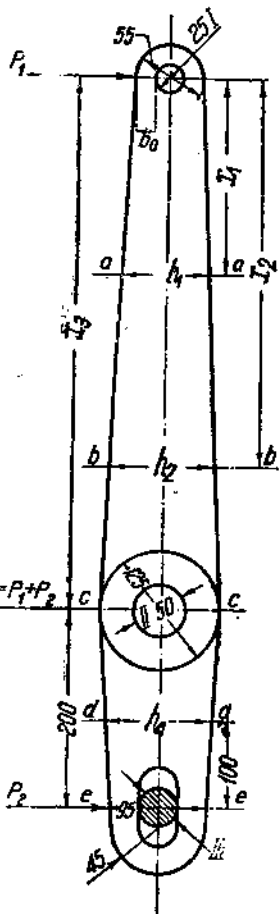
валиков	700 kg/cm ²
плеч	1050 "
рычагов	1600 "

полагая давление в тормозном цилиндре равным 7 ат.

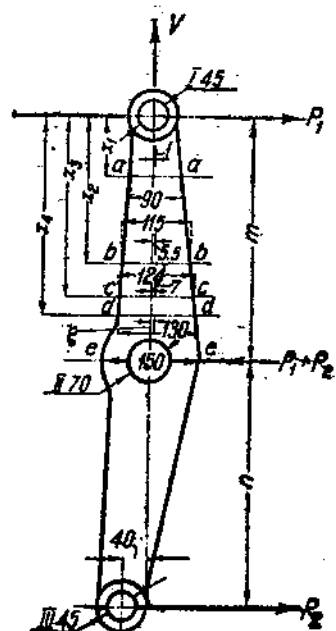
Следует заметить, что согласно американской практике давление тормозных колодок при 3,4 ат в тормозном цилиндре должно быть 75% от нагрузки на соответствующую ось.

На фиг. V,186 показана тормозная рычажная передача на сурамских электровозах ГЭС.

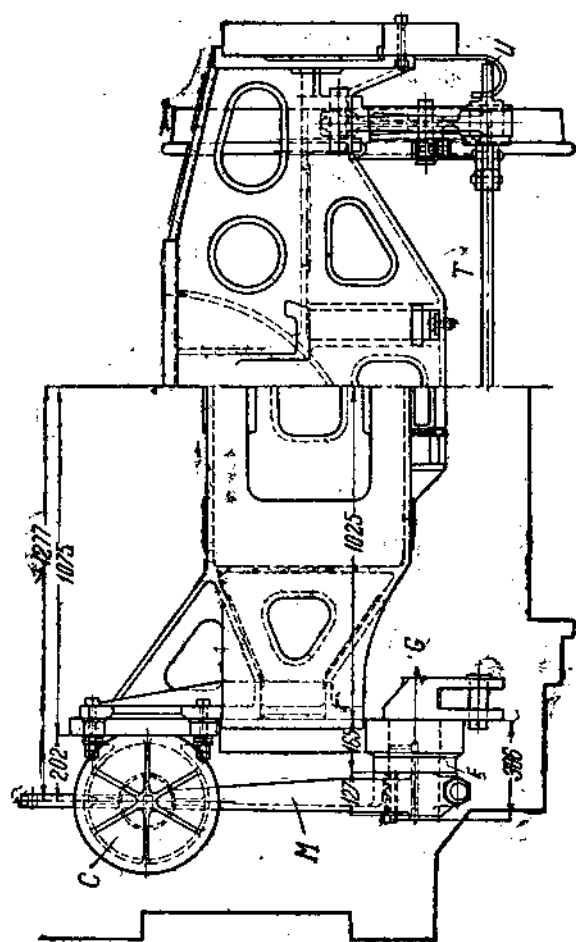
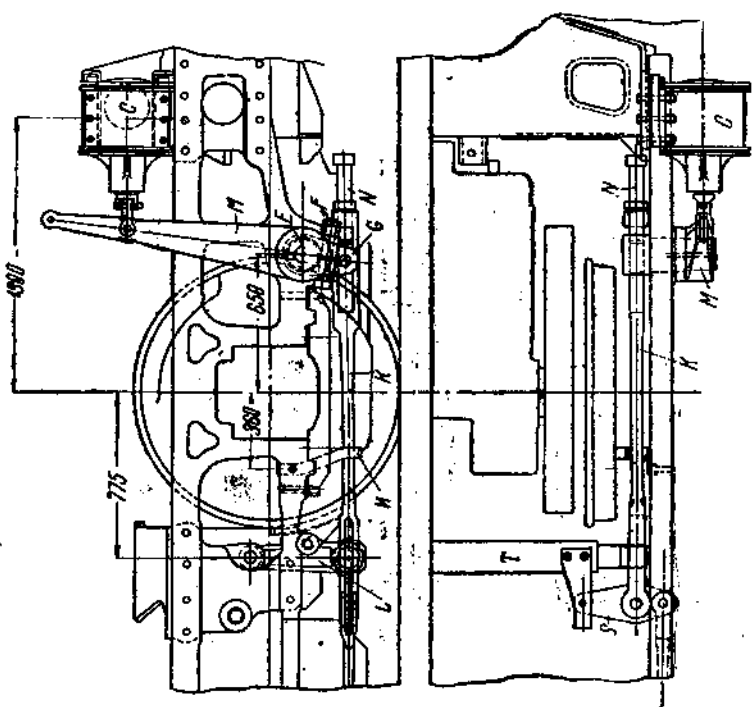
Основной рычаг M , передающий усилия тормозного цилиндра C , насажен на приводной вал E при помощи шпонки и затяжного винта F . Вал E вращается в отверстиях в рамах тележки и на другом конце несет колено G , заканчи-



Фиг. V,184.

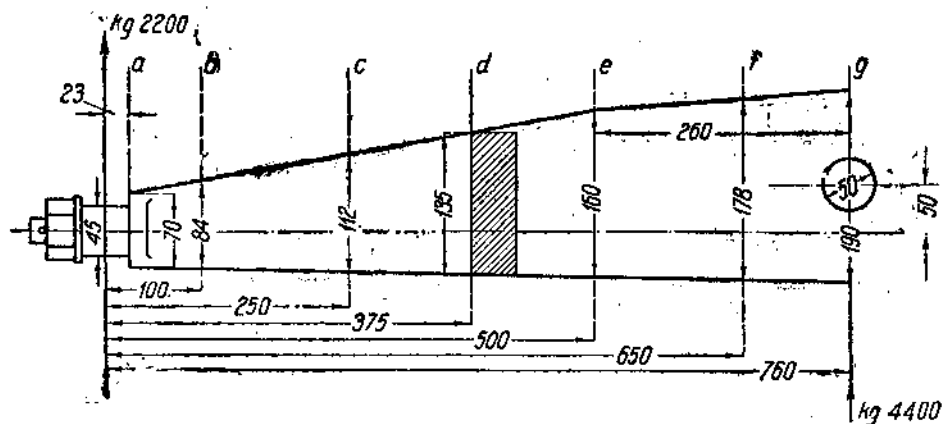


Фиг. V,185.



Фиг. V, 186.

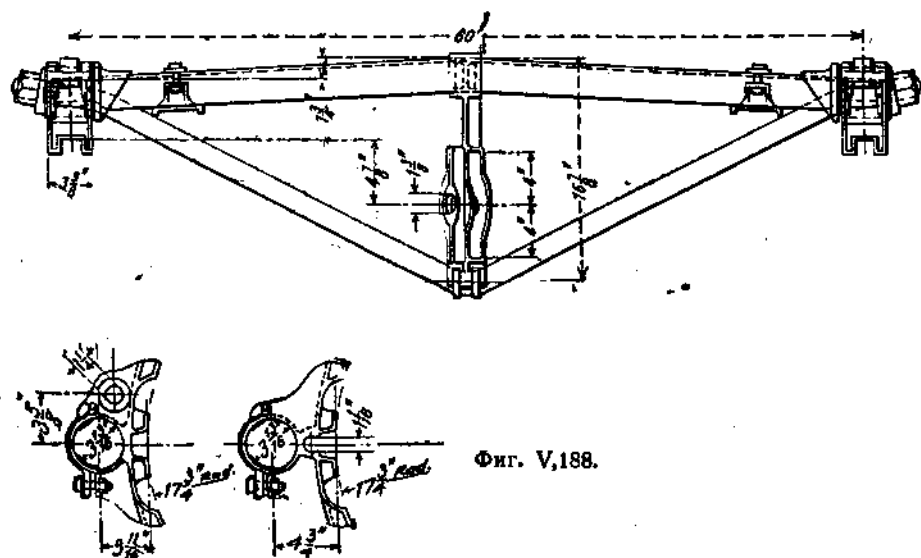
закрывающейся вилкой, к которой прикрепляются тормозные тяги K ; длина их регулируется установочным винтом N . Тормозные подвески L прикреплены к междурамным скреплениям и соединены между собой траверсами T , к которым подвешены тормозные тяги непосредственно у крайней оси и через рычаги S у остальных осей.



Фиг. V, 187.

В избежание провисания тормозные тяги подвешиваются на хомутах *U* к нижнему поясу рам.

При передаче усилий от тормозных тег на траверсу у концов, как, например, изображено на фиг V,186, по всей длине траверсы между колодками изгибающий момент имеет постоянную величину и сама траверса имеет постоянное поперечное сечение 32×156 мм. Нередко передача усилий на траверсу имеет место по середине, в таком случае траверсе придается вид балки равного сопротивления, как показано на фиг. V,187, изображающей траверсу электровоза типа 326 итальянских железных дорог.



Фиг. V, 188.

В Америке широкое распространение получили траверсы шпренгельной системы, причем пояс, работающий на сжатие, устраивается из профильного коробчатого или таврового сечения, а пояс, работающий на растяжение, — круглого сечения и оканчивается по концам натяжными гайками. На фиг. V, 188 показана такая траверса,

на концы, где сходятся оба пояса, надеваются литые головки, образующие цапфу вращения для тормозного башмака. Впрочем, последние нередко надеваются жестко на концы траверсы. Усилие передается на среднюю стойку, для чего в последней устраивается соответствующий вырез. На том же чертеже изображен тормозной башмак.

70. Пневматическое оборудование электровозов

Пневматическое оборудование электровозов состоит в основном из тормозного оборудования и пневматического управления. Мы здесь опишем схему тормоза Вестингауза на сурамских электровозах ВВС, которая дана на фиг. V, 189. Тормоз питается воздухом от мотор-компрессора 1, служащего одновременно и для питания пневматического управления электровоза. Воздух поступает в главные воздушные резервуары 2. По три резервуара соединены последовательно с каждым мотор-компрессором. В этих резервуарах собираются запасы воздуха и при охлаждении его собирается конденсационная вода, которая удаляется через краны 5, сделанные в самой низкой части резервуара. Против ржавления рекомендуется эти резервуары устраивать эмалированными. На трубах, соединяющих компрессор с главным резервуаром, устанавливается предохранительный клапан 3 на расстоянии около 1—2 м от компрессора, предохраняющий всю воздушную систему от чрезмерного давления на случай, если регулятор давления во время не отключит компрессор. При выходе из главного резервуара установлены ловители 4 для окалины, песка и прочих посторонних тел.

Обе системы резервуаров соединяются между собой и с кранами машиниста, расположенными в кабинках, через главный воздухопровод 6, проходящий через весь электровоз.

Воздух из трубы 6 проходит к крану машиниста 7 через питательный клапан 9, автоматически поддерживающий давление в 5—6 ат, а воздух для прямодействующего тормоза и сигналов проходит через редукционный клапан 10.

Манометр 11 — двойной и указывает давление в главном резервуаре и вспомогательном, а манометр 12 — в тормозном цилиндре и магистрали. Главная магистраль соединена с краном машиниста через главный запорный кран 14. Кран машиниста одновременно служит для управления автоматическим и прямодействующим тормозом. На фиг. V, 190 — кран машиниста с обеими рукоятками: А для автоматического тормоза и В — прямодействующего тормоза. На том же чертеже видно примыкание упомянутых труб: FV — от редукционного клапана, MP — главного резервуара, RP — воздушной магистрали, а также трубы, FU — питательного клапана к распределителю 16.

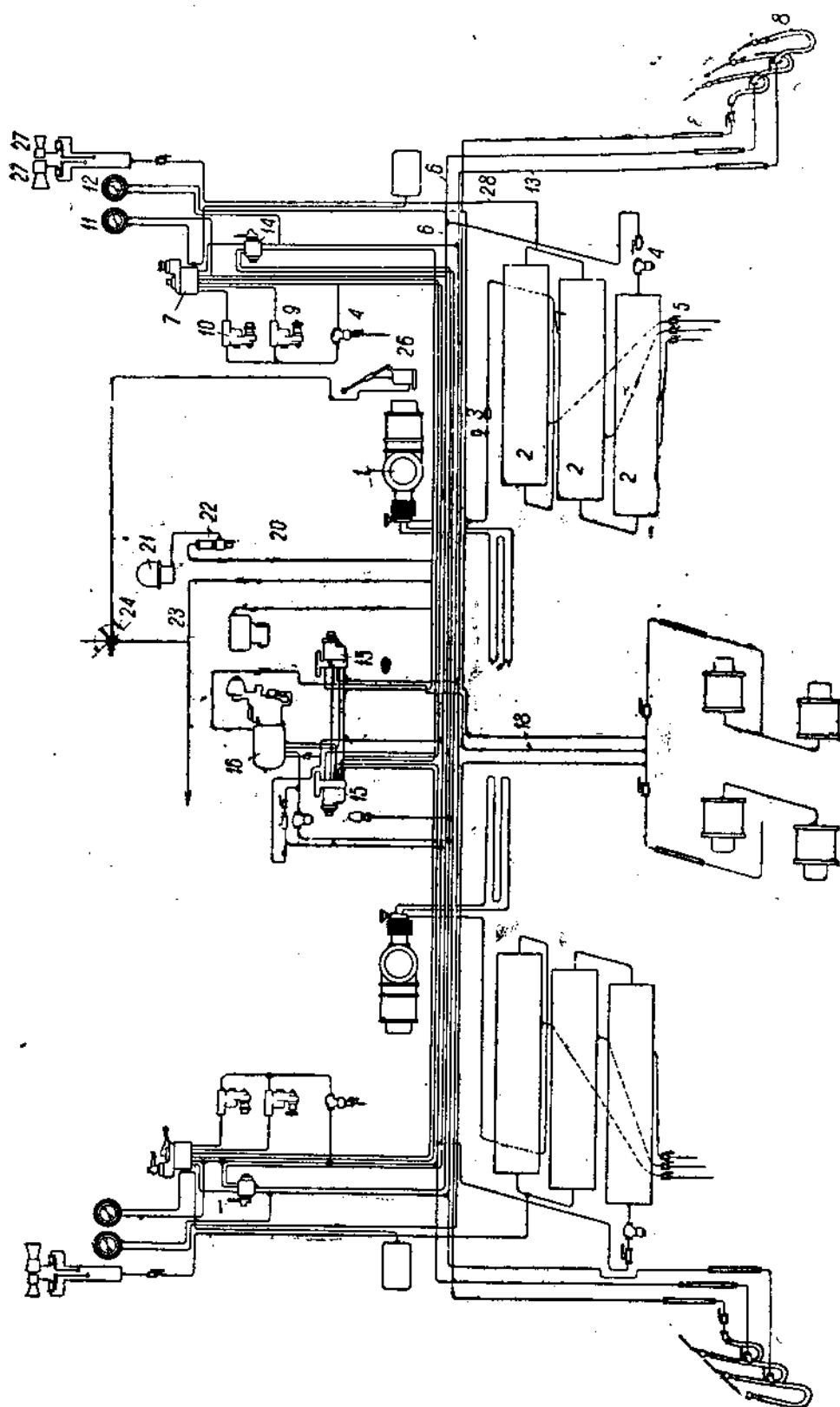
По трубе 18 воздух направляется из распределителя в тормозные цилиндры 19.

На схеме указан далее трубопровод 20 от главного воздухопровода 6 к регулятору давления 21 через фильтр 22 и трубопровод 23 к трехходовому крану, к которому примыкает труба от ручного насоса 26. Воздух для сирен 27 забирается у главных резервуаров трубой 28.

Схема пневматического управления примыкает к трубе 23. На фиг. V, 191 показана детальная схема этой части, принятая на сурамских электровозах ГЭС.

Воздух из главного резервуара через железную трубу диаметром $\frac{1}{2}$ дюйма подводится к воздушному фильтру, и наконец, к питательному клапану 1, поддерживающему постоянное давление около 5 ат. Далее воздушная цепь разветвляется: одна система предназначается для питания аппаратуры управления, другая для управления пантографом и его пневматической блокировкой.

Воздушная система для питания аппаратуры управления отделяется от общей системы своим краном 10 и имеет свои воздушные резервуары 2 (два резервуара $10'' \times 33''$). Воздухопровод из медных труб диаметром $\frac{1}{2}$ дюйма проложен к обеим боковым стенкам электровоза и питает с одной стороны быстродействующий выключатель.



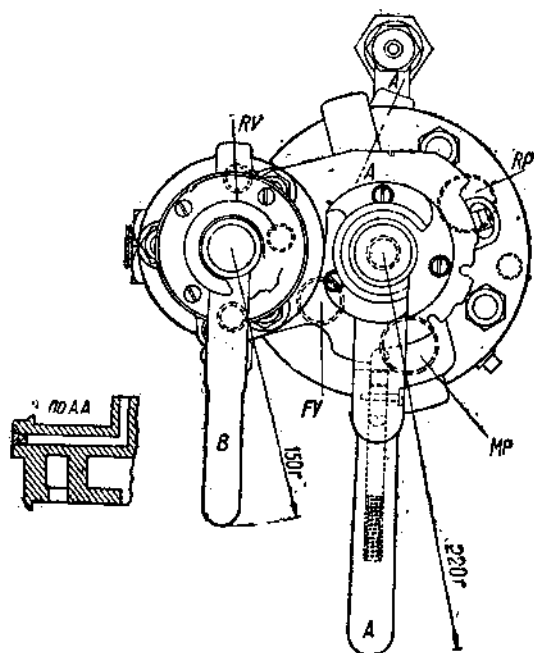
Фиг. У.189. Схема автоматических тормозов.

чател 3 контакторы 4, тормозной переключатель 5, а по другую сторону групповой привод последовательно-параллельного переключения моторов 6, контакторы 7 и реверсер 8, обе магистрали связаны между собой медной трубкой внешним диаметром $\frac{3}{8}$ дюйма. Воздушная система, служащая для управления пантографом, отделяется своим краном 11. Воздушная магистраль разветвляется для параллельного питания воздушного цилиндра каждого пантографа и каждая ветвь имеет свой клапан управления пантографом 13 и тройной кран машиниста для управления пантографом 14.

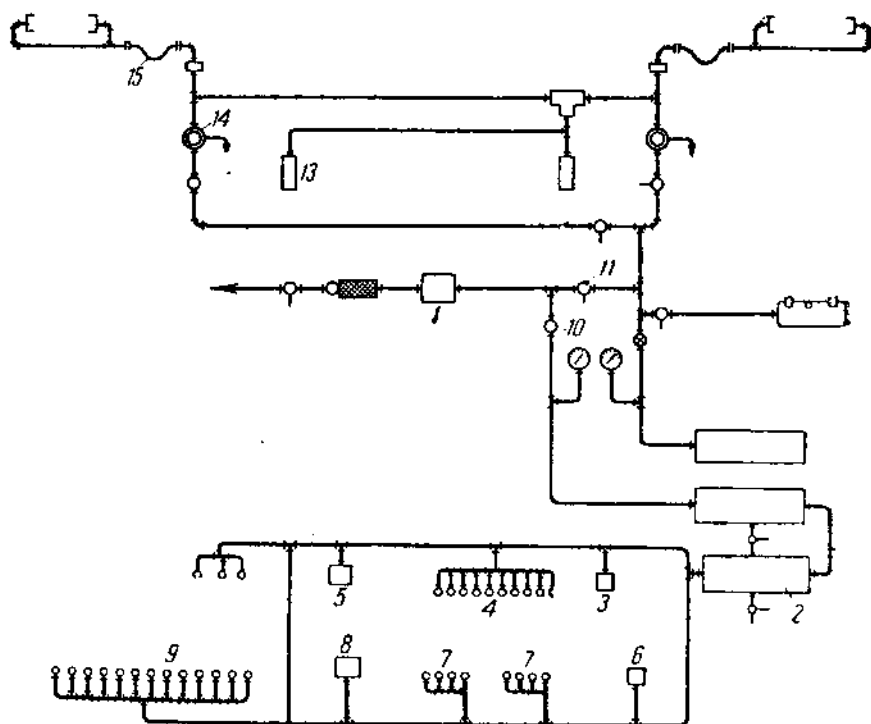
Вся воздушная система изолируется от пантографа, находящегося под напряжением, резиновым рукавом 15.

Воздушная сеть для пневматического управления аппаратурой электровоза устраивается из медных труб, так как отделяющаяся с железных труб окалина, попадая в клапаны, вызывает нарушение исправной работы аппарата.

В том же месте, где за железными трубами следуют медные, необходимо устанавливать фильтры, предотвращающие попадание окалины с железных труб в медные.

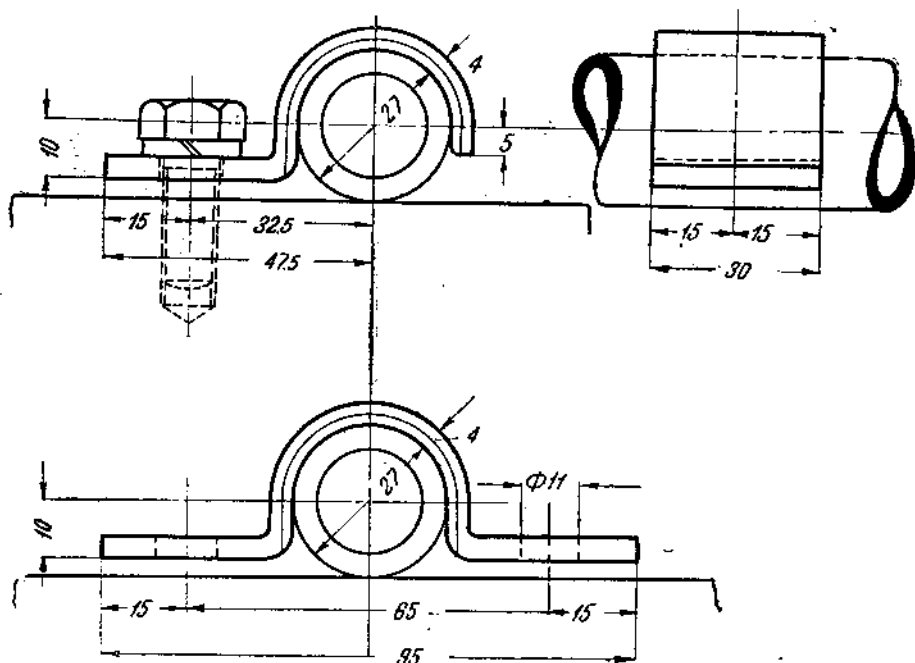


Фиг. V, 190.



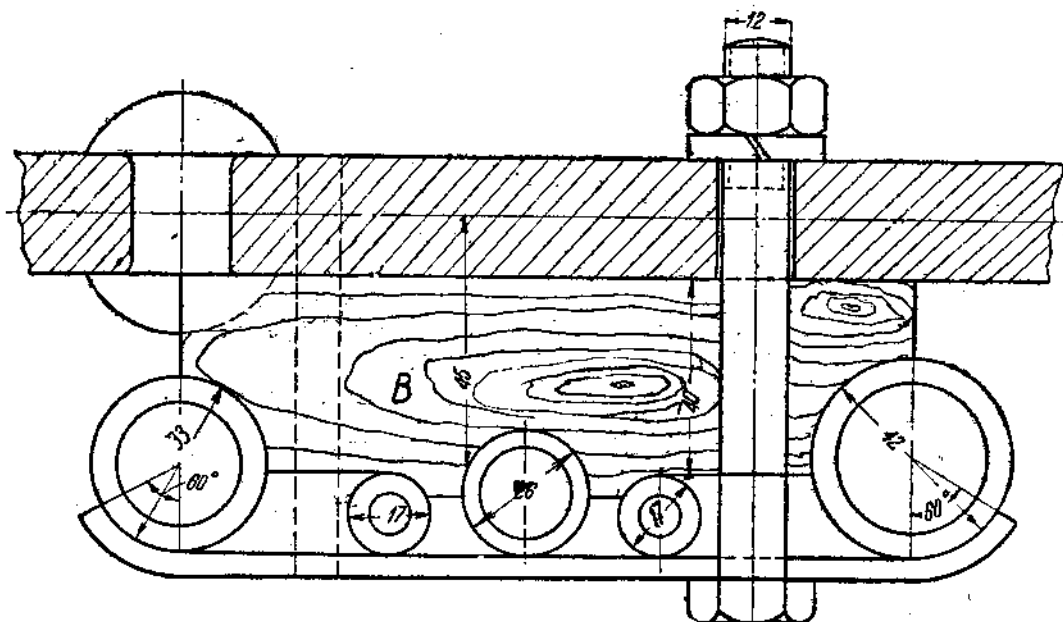
Фиг. V, 191. Схема пневматического управления на электровозах ГЭС.

На фиг. V, 192 показано крепление труб в виде скобы; выгиб последней устраивается с таким расчетом, чтобы осталось на затяжку около 1—2 мм,



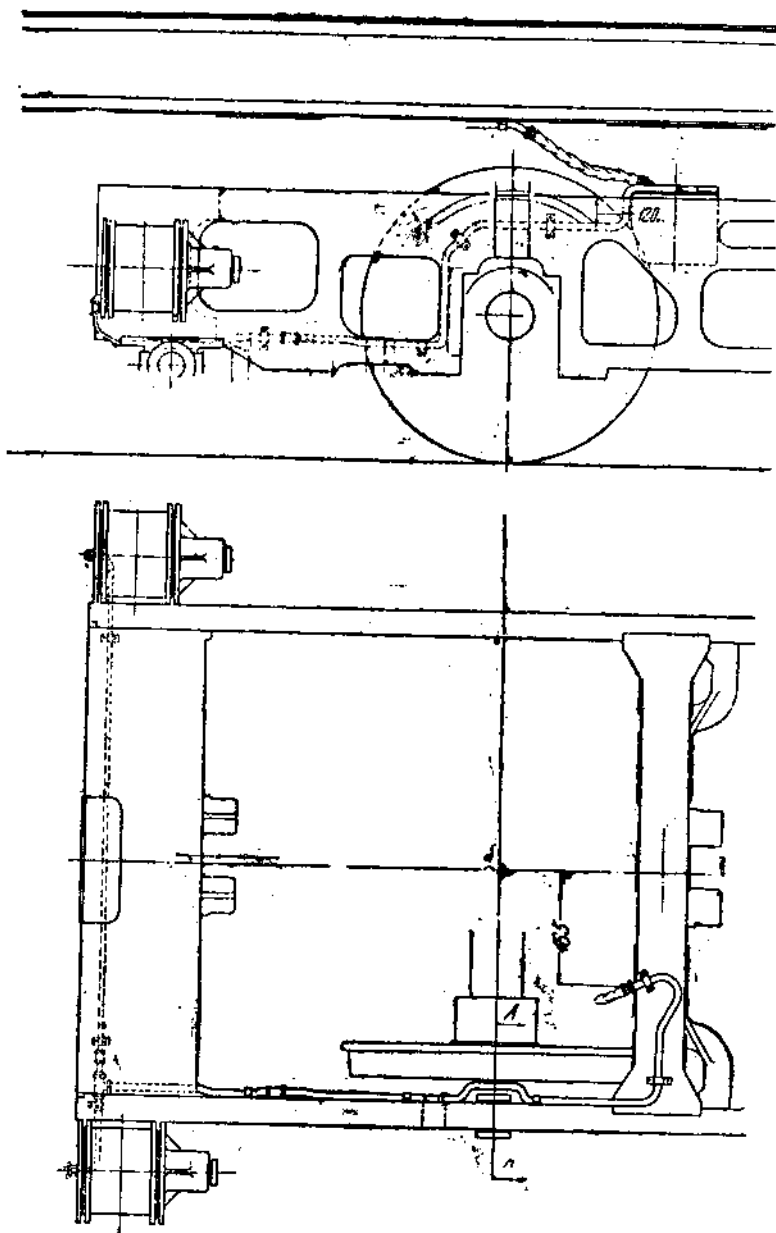
Фиг. V, 192. Укрепление труб.

причем скоба прикрепляется болтами с пружинными шайбами Гровера. При укреплении нескольких труб различного диаметра ставятся деревянные подкладки В, как показано на фиг. V, 193.



Фиг. V, 193. Укрепление труб.

Соединение тормозных цилиндров с распределителем в том случае, когда тормозятся тележечные оси (бегунковые или движущие), приходится устраивать гибким рукавом, допускающим относительное перемещение тележки и кузова, в котором закреплен распределитель. На фиг. V,194 показано расположение трубопроводов



Фиг. V,194.

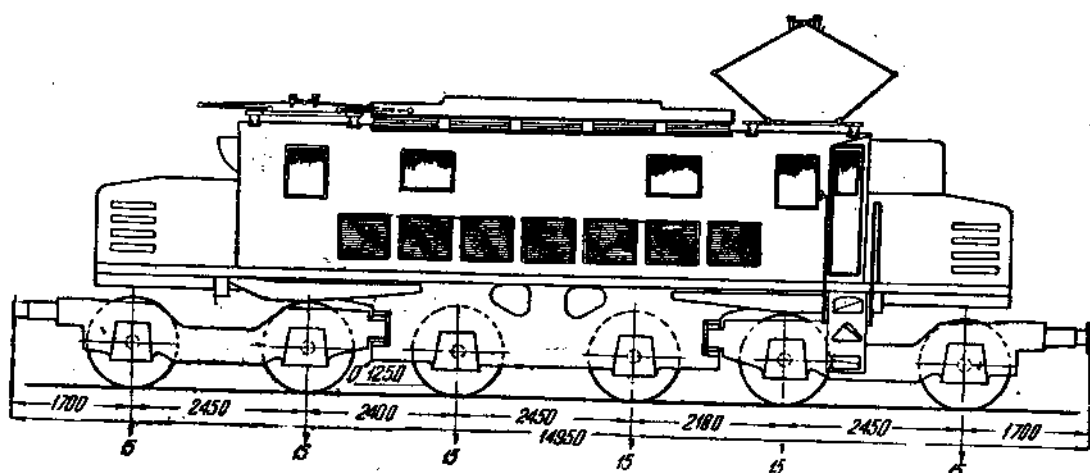
у тормозных цилиндров. Гибкий рукав прикреплен к поперечной балке и затем идет по внутренней стороне рамы к тормозным цилиндрам, огибая рессорные шпигоны, через которые усилие передается на буксу. В этом месте должно быть проверено, не задевает ли колесо трубу при максимальном боковом перемещении, а также при просадке в случае поломки осевой рессоры.

71. Кузов электровоза

Формы кузова. Электровозные кузова состоят из металлического каркаса, обшитого листовым железом толщиной 3—5 мм и покрытого сверху крышей. Но иногда, как, например, на шведских железных дорогах обшивка кузова электровозов выполняется из дерева. В случае жестко расположенных в раме движущих осей кузов электровоза опирается на консоли, связанные с этой рамой и собственной рамы не имеет.

Когда же движущие оси установлены в движущих тележках, приходится устраивать специальную кузовную раму, на которой устанавливается вся аппаратура электровоза. Весь вес кузова с аппаратурой, расположенной внутри его, в этом случае передается через отдельные опоры на тележки электровоза.

Внешнее очертание кузова зависит от расположения кабин машиниста и аппаратуры. Если вся аппаратура и вспомогательные машины установлены между кабинами, а последние устроены по концам электровоза, то кузов его имеет простейшую форму кузова вагона.



Фиг. V, 195.

Иногда же часть аппаратуры (пусковые сопротивления) и вспомогательные машины располагают не между кабинами, а по концам электровоза в пониженных частях кузова, так называемых капотах. На фиг. V, 195 изображен схематически такой кузов электровоза постоянного тока линии Беневенто Фоджиа итальянских железных дорог.

Кузовная рама. Нижняя рама кузова Сурамского электровоза Сс выполняется из двух основных продольных средних балок и крайних балок на консолях. Эти балки устраиваются из прокатного железа двутаврового или швеллерного профиля. В случае необходимости облегчения конструкции употребляются клепанные рамы, сечения коих точно соответствуют нагрузке рамы в различных частях.

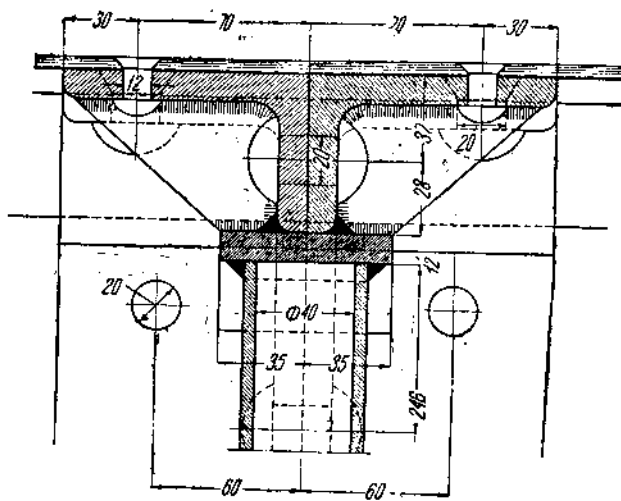
Между продольными балками устраиваются поперечные скрепления тех же профилей, причем поперечные балки, несущие центральные опоры, передающие нагрузку на тележки, должны быть сконструированы особенно прочно, обычно при помощи них производится и подъема кузова. Очень часто пространство между продольными балками используется в качестве воздушного канала для подвода воздуха к двигателям; для этой цели на горизонтальные полки продольных балок наклепываются железные листы и образуется таким образом канал прямоугольного сечения. Поперечные балки должны иметь достаточные прорезы для пропуска воздуха, и во избежание большого ослабления приходится увеличивать их высоту или устраивать литыми.

На фиг. V, 196 видна рама, примененная на сурамском электровозе Сс со сквозными поперечными балками. Продольные балки, расположенные на расстоянии 1 370 мм

Кузовная рама сурамского электровоза завода ВВС состоит из четырех продольных балок, расположенных на одинаковом друг от друга расстоянии. В своей средней части продольные балки имеют двутавровое сечение, состоящее из четырех уголков вертикального листа неизменной высоты 400 мм.

По концам высота балок уменьшается и сечение переходит в швеллерное. Поперечные балки, несущие опоры, имеют выкружку около рессорных подвесок с тем, чтобы дать доступ к ним.

Для облегчения эти балки устроены сварными из нормальных профилей железа. На фиг. V,197 изображен отдельно сварной узел в сечении, где к продольной балке примыкает поперечная, а на фиг. V,198 показан разрез поперечной балки в том месте, где устроен продольный воздушный канал.



Фиг. V,198.

Пример расчета рамы кузова. Продольные балки. Нагрузка на раму в кузове складывается из веса электрической аппаратуры, находящейся в кузове и укрепленной на нем, и из веса механической части самого кузова.

А) Электрическая аппаратура.

1. Пантографы	325×2 = 650 kg.
2. Мелкая аппаратура, не специфицированная отдельно, а также монтажные материалы, трубопроводы пневматического оборудования, защита и т. п.	6 810 kg.
Всю эту нагрузку принимаем равномерно распределенной по всей длине кузова (1), а часть (2) — 500 kg — считаем сосредоточенной нагрузкой.	
3. Быстродействующий выключатель с приводом	580 kg
4. Пусковые реостаты	3 300 "
5. Контактры	2 800 "
6. Групповой контактор	1 500 "
7. Тормозной переключатель реверсер, отключатель поврежденных моторов, всего	680 "
8. Контроллеры машиниста 2×200 kg	400 "
9. Мотор-вентиляторы 2×1 000 kg	2 000 "
10. Мотор-компрессоры с принадлежностями	2 300 "
11. Мотор-генератор рекуперации	2 400 "
12. Аккумуляторная батарея	650 "

Итого 23 880 kg

Распределение всех этих нагрузок по длине рамы показано в верхней строке чертежа фиг. V,199, причем цифры, обозначающие силы, соответствуют цифрам в спецификации.

В. Механическая часть.

а) Рама с принадлежностями:

1. Остов (рамы различные части)	500 kg
2. Металлическое покрытие	1 800 "
3. Деревянный пол	500 "
4. Лестница с перилами	300 "
5. Вентиляционные воздухопроводы	450 "
6. Тормозное оборудование, лежащее на раме кузова	250 "

Итого 10 800 kg

6) Кузов с принадлежностями:

1. Металлический кузов с дверьми, окнами, решетками	6 500 kg
2. Стенки и двери кабины высокого напряжения	500 "
3. Стеллажи для реостатов	600 "
4. Мелкие детали	180 "
5. Механическая блокировка дверей, камеры высокого напряжения	600 "
6. Обшивка кабины машиниста	180 "
7. Сиденье машиниста	700 "
8. Резервуары сжатого воздуха	300 "
9. Песочницы	290 "
10 и 11. Различное мелкое оборудование	250 "
12. Крепительный материал	100 "
13. Ящик и шкафчик для одежды	1 900 "
14. Укрепление аппаратуры	2 500 "
15. Проход по крыше	900 "
16. Тормозное оборудование, находящееся в кузове	520 "
17. Окраска и прочее	

Итого 13 720 kg

Усилие по разделу В группы „а“ и „б“ приведены во втором и третьем горизонтальном столбце. Баласт весом 4 т мы полагаем равномерно распределенным по всей длине (четвертый горизонтальный столбец).

На фиг. V,199 произведено отдельное построение, по правилу веревочного многоугольника, изгибающих моментов от сосредоточенных нагрузок, от равномерно распределенной нагрузки, и наконец, от равномерно распределенного по всей длине баласта, при этом принято, что все четыре продольных балки рамы кузова имеют опоры в месте укрепления основных шкворневых поперечных балок (А и В), через которые усилия передаются посредством центральной пяты на тележки.

Затем путем графического суммирования определены моменты:

1) от полной нагрузки, но без баласта

$$M_1 = 30,6 \text{ tm};$$

2) то же, с баластом

$$M_2 = 34,6 \text{ tm};$$

3) то же, что и в первом случае, но с учетом, что нагрузка от рамы кузова передается тележкам не только через центральную опору, но и боковые пружинящие опоры С и D, с усилием, равным по 5,3 т,

$$M_3 = 19,6 \text{ tm},$$

и наконец,

4) то же, что и в третьем случае, но с учетом баласта

$$M_4 = 23,6 \text{ tm}..$$

Первые два случая соответствуют условиям подъёмки, а последние два случая имеют место в работе электровоза.

Здесь следует отметить, что в зависимости от рессорного подвешивания может иметь место значительное изменение распределения нагрузок между центральными и боковыми опорами, что должно быть учтено при определении изгибающих моментов в продольных балках.

В самом низу чертежа приведена эпюра поперечных сил для случая подъёмки кузова в месте прикрепления шкворневых опор, при этом Q_{\max} у опор получилось равным

$$Q_{\max} = 16 575 \text{ kg}.$$

Все четыре продольные балки приняты одинакового двутаврового сечения, состоящего из вертикального листа толщиной 10 мм с четырьмя уголками $80 \times 60 \times 9 \text{ mm}$.

Верх через всю длину рамы покрыт листовым железом толщиной 5 мм. Нагрузку принимаем равномерно распределенной на четыре балки.

Момент инерции каждой балки

$$J' = \frac{17 \cdot 40^3}{12} - \frac{14,2 \cdot 38,2^3}{12} - \frac{1,8 \cdot 28^3}{12} = 21\,500 \text{ см}^4,$$

а с учетом ослабления рассверловкой отверстий

$$J = 20\,400 \text{ см}^4.$$

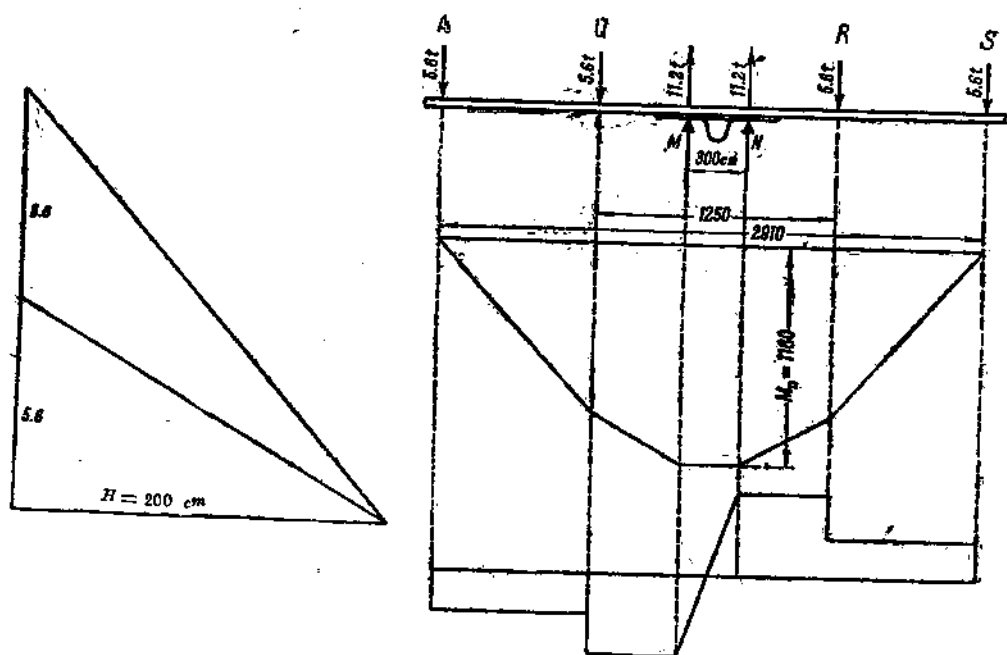
Момент сопротивления сечения равен

$$W = 20\,400 : 20 = 1\,020 \text{ см}^3.$$

Напряжения изгиба для четырех перечисленных случаев найдутся равными:

а) подъёмка без баласта (вся нагрузка передается через опоры А и В)

$$K_{\text{изг}}^I = \frac{M_1}{4W} = \frac{3\,060\,000}{4 \cdot 1\,020} = 749 \text{ кг/см}^2;$$



Фиг. V, 200.

б) подъёмка без баласта

$$K_{\text{изг}}^{II} = \frac{M_2}{4W} = \frac{3\,210\,000}{4 \cdot 1\,020} = 786 \text{ кг/см}^2;$$

в) кузов без баласта опирается на опоры А, В, С и D

$$K_{\text{изг}}^{III} = \frac{M_3}{4W} = \frac{1\,960\,000}{4 \cdot 1\,020} = 480 \text{ кг/см}^2;$$

г) кузов с баластом опирается на опоры А, В, С и D

$$K_{\text{изг}}^{IV} = \frac{M_4}{4W} = \frac{2\,120\,000}{4 \cdot 1\,020} = 518 \text{ кг/см}^2.$$

Поперечная шкворневая балка. Напряжение в поперечной шкворневой балке проверяем для следующих случаев:

1. Нормальное рабочее положение. Нагрузка от четырех продольных балок АQR и S передается на центральную опору в точках М и N (фиг. V, 200).

Общий вес кузова, как следует из предыдущих подсчетов, складывается:

Вес электрического оборудования	23 880 kg
Рамы с принадлежностями	10 800 "
Вес самого кузова	13 720 "
Вес баласта в нем	4 000 "
Итого	52 400 kg

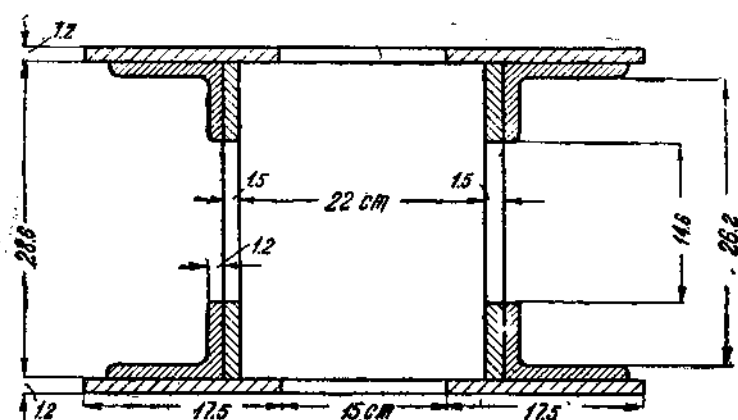
В рабочем состоянии на каждую из четырех боковых опор *C* и *D* передается усилие по 2,65 t, всего $4 \times 2,65 = 10,6$ t. Таким образом на центральную опору передается усилие

$$\frac{52,4 - 10,6}{2} = 20,9 \text{ t.}$$

Для расчетов принята величина 22,4 t, учитывая возможное перераспределение усилий между опорами.

Наибольший изгибающий момент получился равным

$$M = 1\,180 \text{ t cm.}$$



Фиг. V,201.

Принятое сечение поперечной балки изображено на фиг. V,201. Момент инерции этого сечения

$$J' = \frac{35 \cdot (31^3 - 28,6^3)}{2} + \frac{17,6 \cdot (28,6^3 - 26,2^3)}{12} + \frac{5,4 (28,6^3 - 14,6^3)}{12} = 35\,650 \text{ cm}^4,$$

а с учетом ослабления его отверстиями $J = 32\,000 \text{ cm}^4$.

Соответствующий ему момент сопротивления

$$W = \frac{32\,000}{15,5} = 2\,060 \text{ cm}^3,$$

напряжение изгиба

$$K_{изг} = \frac{1\,180\,000}{2\,060} = 573 \text{ kg/cm}^2.$$

2. Кузов поднимается за концы поперечных шкворневых балок. Все усилие от веса кузова, т. е. 52,4 t передается четырьмя продольными балками *P*, *Q*, *R* и *S* исключительно на шкворневые балки или по

$$\frac{52\,400}{2 \cdot 4} = 6\,533 \text{ kg}$$

под каждой продольной балкой (фиг. V,202).

Изгибающий момент в этом случае получился равным

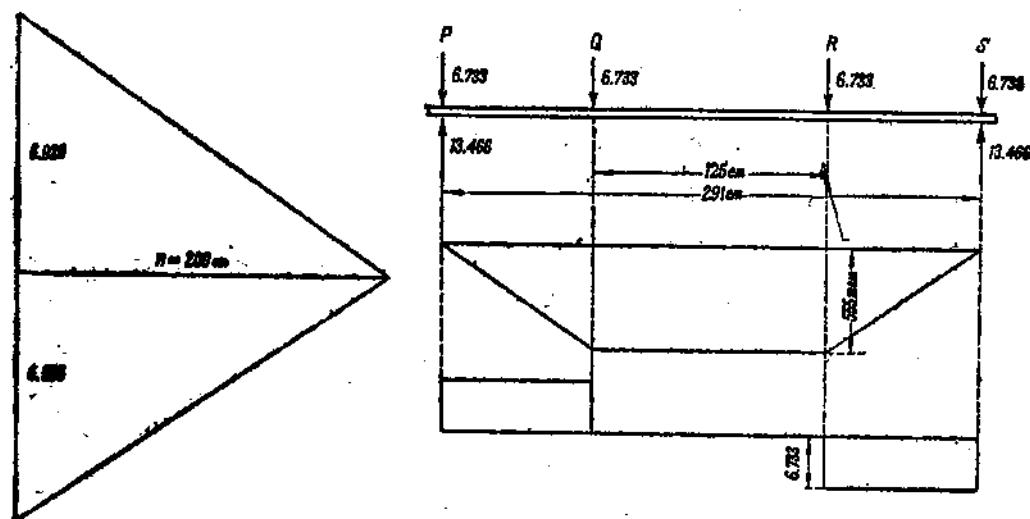
$$M' = 555 \text{ тсм}$$

и напряжение изгиба

$$K'_{\text{изг}} = \frac{555\,000}{2\,060} = 277 \text{ кг/см}^2.$$

Определение прогиба рамы кузова. Определение прогиба рамы кузова производится графическим способом. Из теории упругости известно, что упругая кривая может быть построена как веревочная кривая от некоторой фиктивной сплошной нагрузки, величина которой в каждом сечении равна изгибающему моменту в этом сечении от действительных нагрузок, а полюсное расстояние равно произведению EJ , т. е. модулю упругости на момент инерции сечения.

Для получения прогиба в более крупном масштабе, например в n -раз большем, следует уменьшить полюсное расстояние в n раз, т. е. брать $H = \frac{1}{n} EJ$.



Фиг. V.202.

Вместо того чтобы производить вычисление фиктивных нагрузок как отдельных площадей моментной линии, можно производить два раза графическое интегрирование: в первый раз за нагрузки принимаем средние ординаты площадей и некоторое произвольное полюсное расстояние P_1 и, строя веревочный многоугольник, получаем кривую наклона упругой линии в различных точках по длине рамы; при вторичном интегрировании за нагрузки принимаем средние ординаты полученной ломаной линии и некоторое произвольное полюсное расстояние P_2 ; построенный веревочный многоугольник будет упругой линией рамы, причем величину n — искажение ординаты получим равным

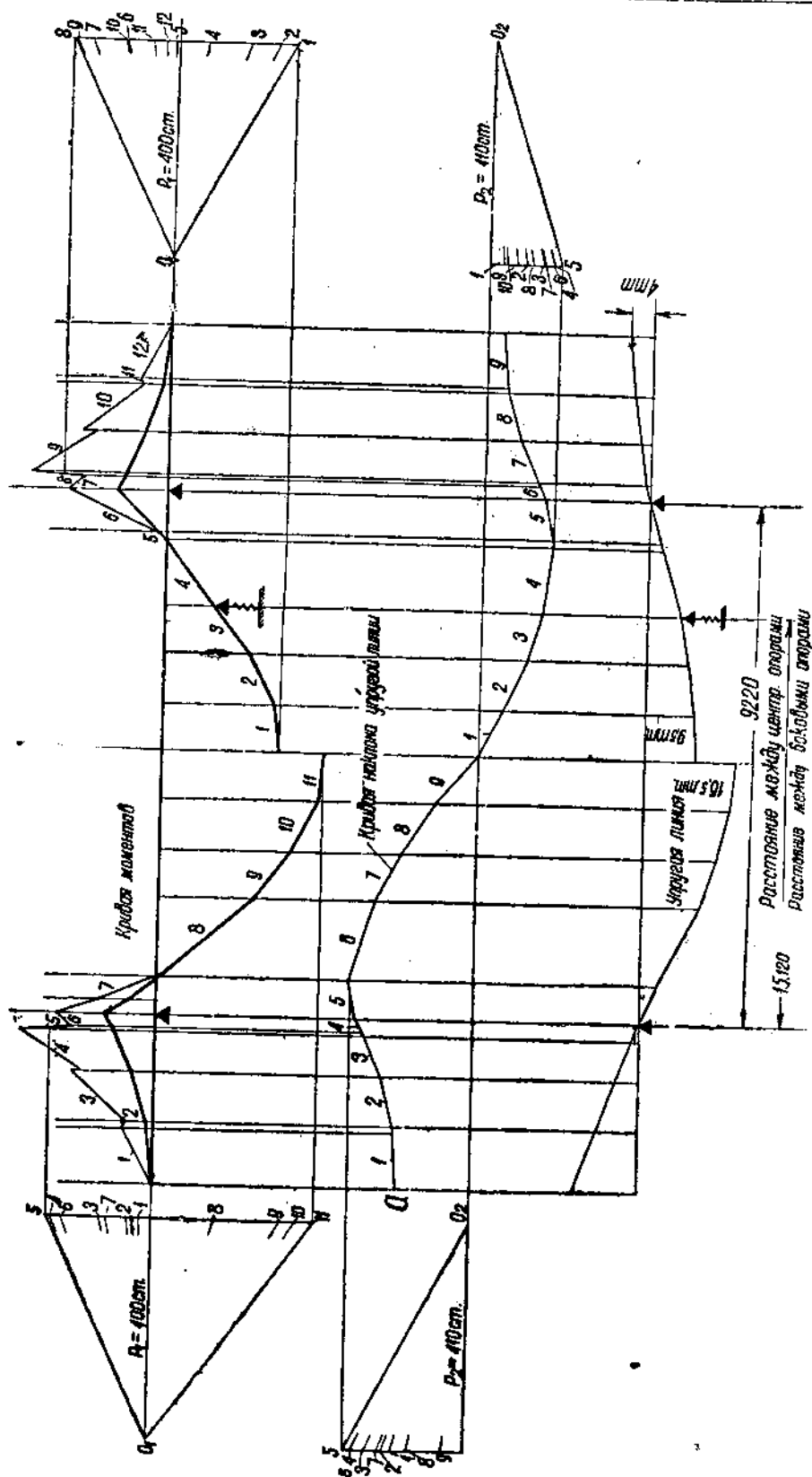
$$n = \frac{P_1 P_2}{EJ}.$$

Обычно P_1 и P_2 выбираются таким образом, чтобы n было целое число.

На фиг. V.203 приведено построение упругой линии для рамы кузова, рассмотренной нами при расчете рамы кузова.

Рассмотрим два случая: 1) рама опирается только на центральные опоры (этот случай соответствует сборке кузова или его подъемке) и 2) рама опирается помимо центральных опор, находящихся на расстоянии друг от друга на 9 220 мм, также и на упругие боковые опоры, расставленные на расстоянии 5 210 мм.

Построение для первого случая приведено на левой стороне чертежа, а для второго случая — на правой. Мы пользуемся линией моментов, построенной уже



Фиг. V.203.

ранее на фиг. V,199. По всему пролету момент инерции сечения неодинаков, в середине он равен $J_1 = 82\,000 \text{ см}^4$, на опорах $J_1 = 41\,000 \text{ см}^4$ и, наконец, на консолях он убывает, а именно

$$J_2 = 24\,300 \text{ см}^4.$$

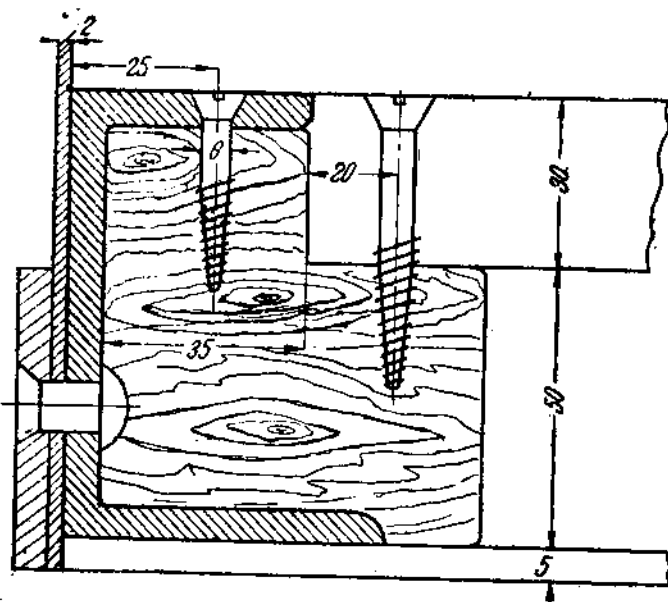
$$J_3 = 20\,900 \text{ „}$$

$$J_4 = 16\,300 \text{ „}$$

Для того чтобы иметь возможность пользоваться для построения веревочного многоугольника одним полюсным расстоянием EJ_0 , ординаты моментной линии в соответствующих частях пролета увеличиваем в отношении

$$\frac{J_0}{J_4} = \frac{82\,000}{16\,300} = 5; \quad \frac{J_0}{J_3} = \frac{82\,000}{20\,900} = 4,06; \quad \frac{J_0}{J_2} = \frac{82\,000}{24\,300} = 3,37$$

$$= \frac{J_0}{J_1} = \frac{82\,000}{41\,000} = 2.$$



Фиг. V,204. Настил пола.

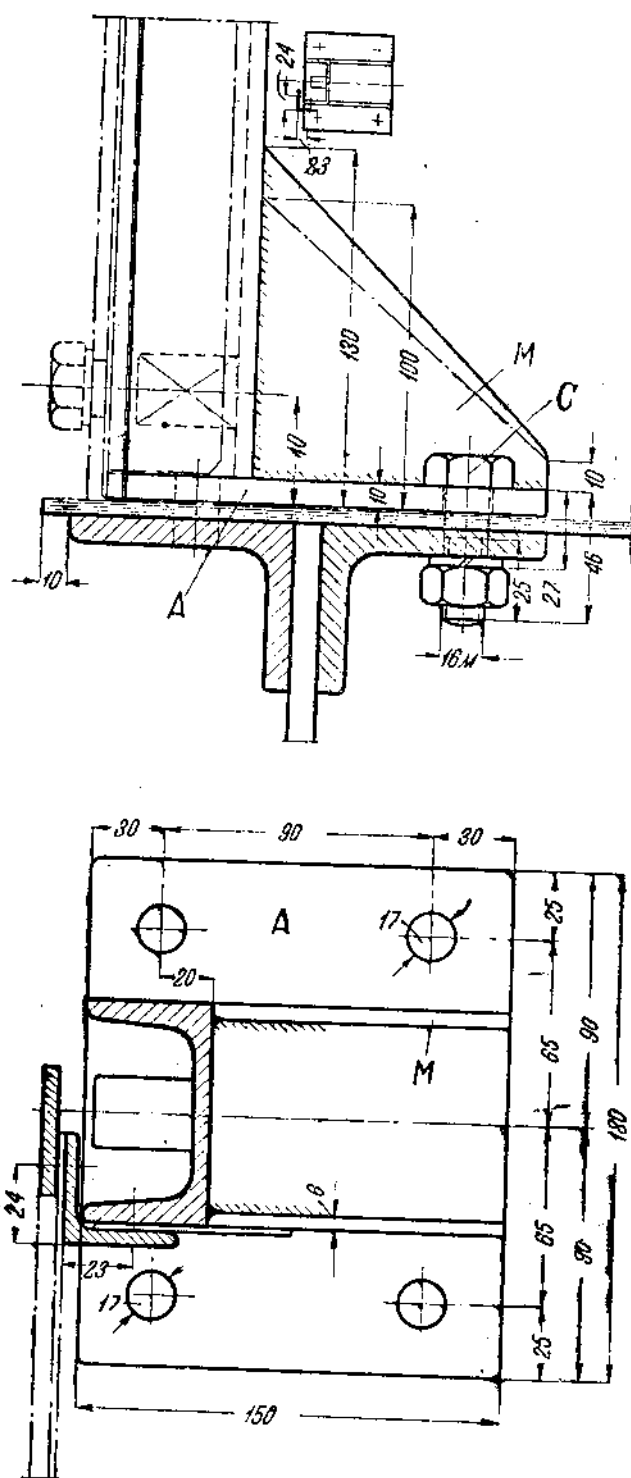
Разбиваем всю линию моментов на несколько частей, в пределах которых J не меняется и далее, строим треугольник сил с полюсным расстоянием $P_1 = 400 \text{ см}$, причем силами являются средние ординаты моментной линии, а затем веревочный многоугольник ac , дающий линию наклона упругой линии. По средним ординатам этой последней линии строим многоугольник сил с полюсным расстоянием $P_2 = 410,5 \text{ см}$ и веревочный многоугольник, одновременно являющийся упругой линией рамы кузова электровоза.

Диаграмма моментов построена в масштабе $1 \text{ см} = 200 \text{ тсм}$, примем линейный масштаб $1 \text{ см} = 20 \text{ тсм}^2$, откуда получим масштаб $1 \text{ см} = 4\,000 \text{ тсм}^4$. Для того чтобы упругая линия получилась без искажения, мы должны были принять за полюсное расстояние

$$P_1 \cdot P_2 = EJ = 2\,000 \cdot 82\,000 = 164 \cdot 10^6 \text{ тсм}^2$$

или при принятом нами масштабе это составило бы

$$\frac{164 \cdot 10^6}{4\,000} = 41\,000 \text{ см}.$$



Фиг. V,205. Прикрепление кузовных стоек на болтах.

В действительности же принято

$$P_1' \cdot P_2' = 400 \cdot 410 = 164\,000.$$

Следовательно, искажение будет

$$\frac{P_1' P_2'}{P_1 \cdot P_2} = \frac{41\,000}{164\,000} = \frac{1}{4},$$

и значит, масштаб для ординат упругой линии будет не

$$1 \text{ см} = 20 \text{ см}, \text{ а } 1 \text{ см} = 20 \cdot \frac{1}{4} = 5 \text{ см}.$$

Для первого случая, когда кузов опирается только своими шкворневыми поперечными балками, получим прогиб посредине $f_1' = 16,5$, а по концам $f_2 = -11,5$ мм.

Для второго случая — кузов лежит на центральных и боковых опорах, получаем $f_1' = 9,5$ мм; $f_2' = -4$ мм.

Пол. Поверх рамы настилается пол из листового железа толщиной 4—6 мм, причем отдельные листы или свариваются впритык или соединяются неравнобокими уголками — широкая полка тогда служит накладкой, а узкая служит для придания жесткости полу.

Полы внутри кабины и по коридорам покрываются досками толщиной 30—35 мм. Для этого удобно на нижние полки швеллеров или промежуточные уголки железного остова рамы кузова на шурупах или болтах прикреплять укладочные брусья, по которым растилается уже деревянный пол. На фиг. V,204 изображена настилка пола у концевого швеллера.

Каркас и обшивка. Каркас кузова состоит из стоек, перехваченных сверху горизонтальным пояском, к которому прикрепляется крыша. Расстояние между стойками берется равным 1 000—1 300 мм. Для стоек употребляется фасонное железо: швеллера, реже однотавровое железо. Стойки или привариваются к кузовной раме или приболчиваются. Отъемный кузов имеет то преимущество, что позволяет отдельно производить сварку кузовной рамы и самого кузова, соединяя их под конец болтами. Для этого к концу стоек приваривается плита А, при помощи которой стойка прикрепляется болтами С к полу кузова, как показано на фиг. V,205. Для получения достаточной прочности и жесткости швеллер с уголком сваривается при помощи косяков М.

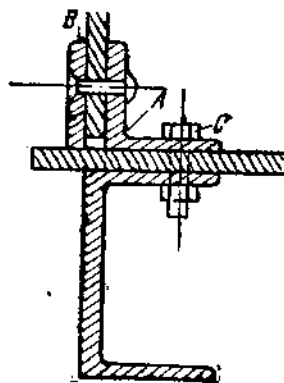
Стенки кузова оканчиваются по низу уголком А (фиг. V,206), приклепываемым впотай, вместе с полосовым железом В. Уголок А служит для прикрепления каркаса кузова к раме при помощи болтов С, причем во избежание потери гаек ставятся шайбы Гровера. Поперечные стенки прикрепляются прямо болтами уголком к полу.

Обшивка каркаса по стойкам производится листовым железом толщиной 2—4 мм или в виде сплошного покрова из склепанных между собой листов или в виде отдельных панелей, ширина которых соответствует расстоянию между стойками.

Прикрепление неотъемных панелей к стойке показано на фиг. V,207. Край панелей также обделываются уголками, причем один уголок приклепывается к стойке, а уголок соседней панели не может быть приклепан и укрепляется на шурупах, привариваемых во избежание разболчивания.

Более простое прикрепление неотъемных панелей путем приклепки листов непосредственно к стойке показано на фиг. V,208.

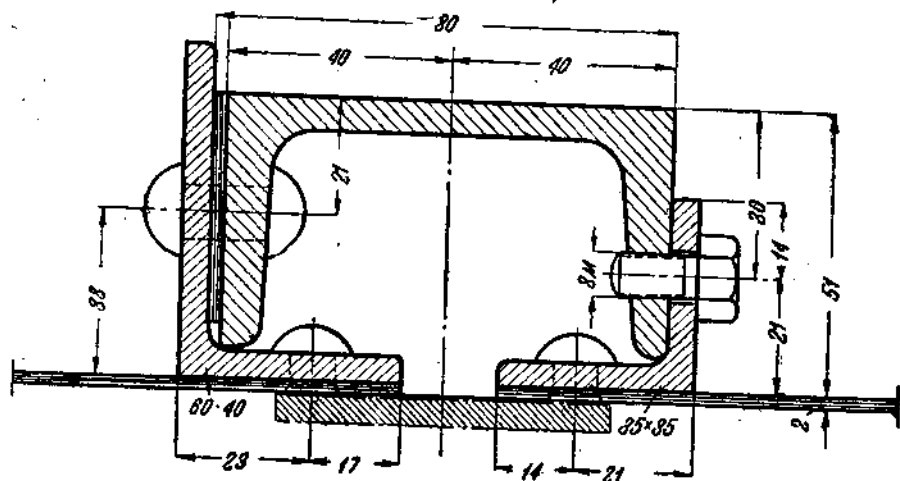
Приварка обшивки дает очень неровную поверхность кузова и портит внешний вид, поэтому она не применяется при малой толщине листов.



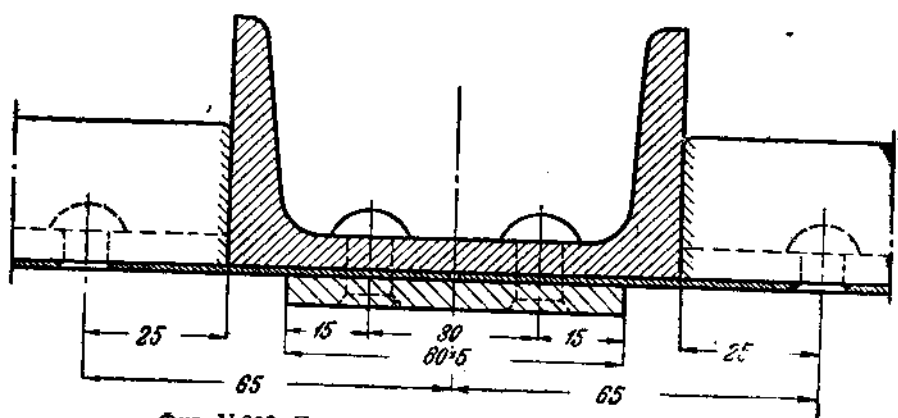
Фиг. V,206. Прикрепление боковых стенок кузова.

В случае применения громоздкой аппаратуры и вспомогательных машин следует предвидеть возможность снятия их с электровозов, для чего части крыши или боковых стенок должны быть легко отъемными. Очень часто эта часть потолка делается отъемной вместе с частью боковых стенок.

На фиг. V,209 показана створчатая панель из листового железа толщиной 2,5 мм и рамкой из углов 40 × 40 × 4. На одной стороне установлены петли, (фиг. V,210), а на другой стороне ушки, прикрепляемые шурупами S, к приваренным к швеллеру стойки призмам (фиг. V,211).



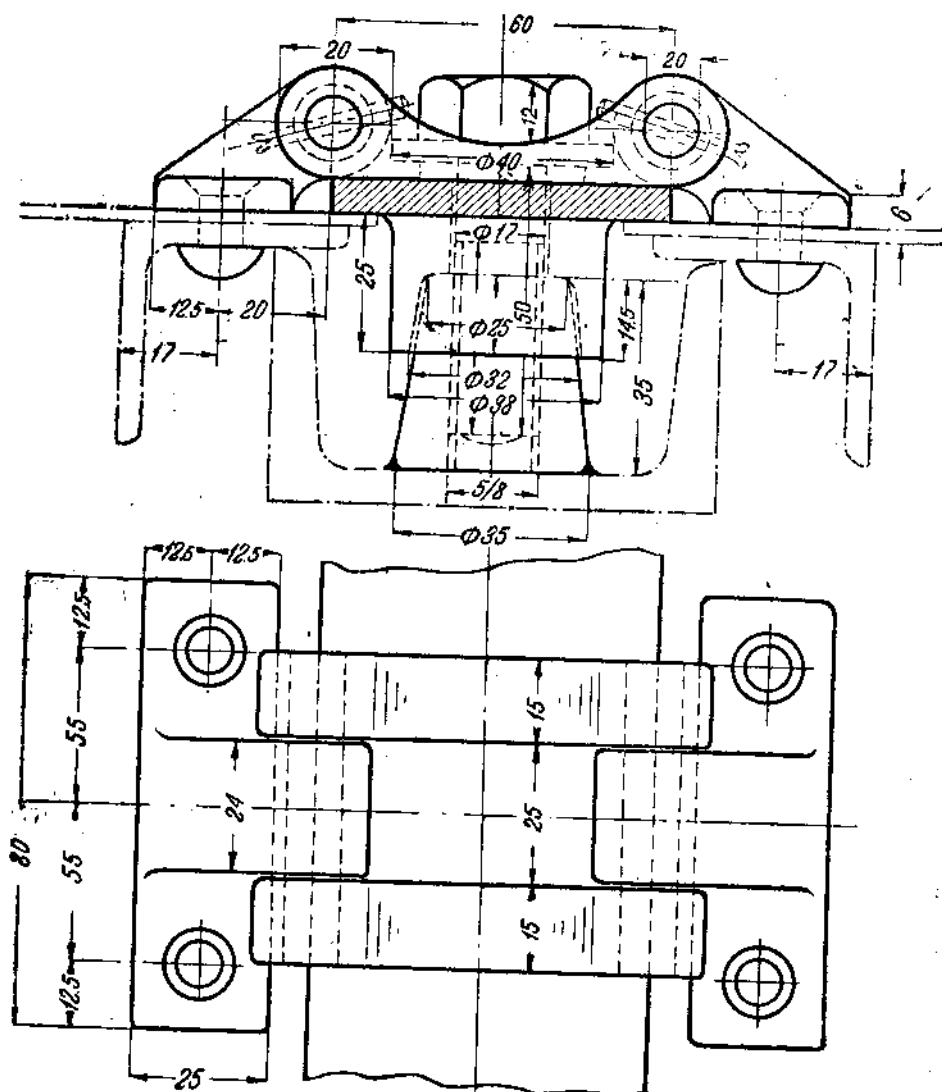
Фиг. V,207. Прикрепление панелей к стойкам кузова.



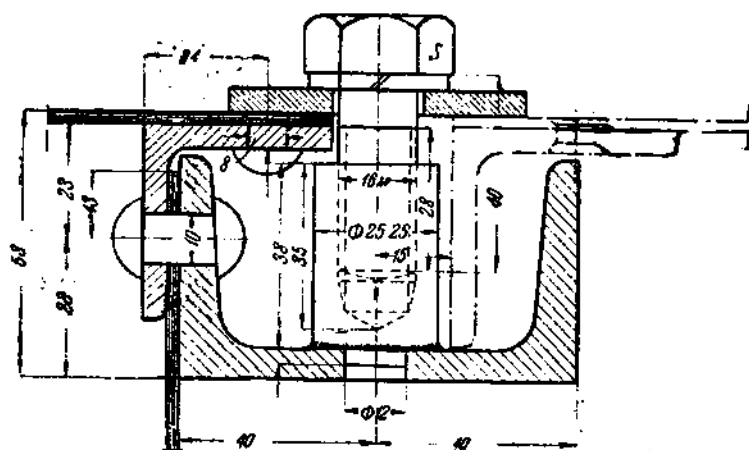
Фиг. V,208. Прикрепление панелей к стойкам кузова.

В случае отъемных боковых панелей в верхних углах прикрепляются особые литые карманы, за которые могут быть захвачены эти панели. На фиг. V, 212 показан такой карман *C*, прилепанный к листу панели потайными заклепками *B*. Сверху панель заканчивается полосовым железом *D*, при помощи которого прикрепляется болтом *E* к уголку верхнего пояса *A*.

Для каркаса крыши употребляются балки швеллерного или углового сечения, располагаемые на расстоянии 600—800 мм друг от друга, сообразно с шириной листового железа, идущего на покрытие крыши, так, чтобы стыки приходились по этим балкам, причем листы своей длиной укладываются по балкам. Стык листов по длине производится впритык или сваркой или одиночной накладкой. Железо для крыши берется толщиной 2—3 мм и приклепывается к балкам заклепками с цельными головками (не впотай). Если панель крыши устраивается съемной, то необходимо нижний поясok укрепить уголком, при помощи которого она приболчивается (болт В).



Фиг. V, 210.



Фиг. V, 211.

устройство крыши при установке на ней пусковых сопротивлений, примененных на сурамских электровозах ВВС. Отверстие крыши окаймлено зетовым железом, укрепленным на основных крышевых балках *U* коробчатого профиля, которые в этом случае перерезываются и высаживаются на полку из зетового сечения. На верхнюю горизонтальную полку установлены на болтах диаметром 15 мм стойки *Q* для поддержания съемного перекрытия над реостатами. Снизу все пространство закрыто листовым железом толщиной 1,5 мм, а для спуска воды имеется трубка *T* диаметром 22/17 мм. Для установки реостатов установлены кронштейны *S*.

Внутренние боковые стенки кузова, отделяющие коридоры от высоковольтной камеры, в настоящее время устраиваются сетчатыми, реже сплошными. Преимущество первых заключается в том, что во время работы электровоза, когда заперты двери в помещении высокого напряжения, можно через сетку наблюдать за работой электрооборудования.

Такая коридорная стенка устраивается часто из стоек с отъемными панелями. Сами панели выполнены в виде металлической сварной рамы, обтянутой металлической сеткой, которая прижимается к раме полосовым железом на заклепках. Панели накладками и винтами прикрепляются к стойкам.

Нередко устраиваются откидные панели, откатывающиеся на роликах в сторону. Эти панели более удобны, но требуют блокировочного устройства, предотвращающего открытие панели, когда аппаратура находится под напряжением.

Окна и двери. Доступ в коридоры из обеих кабин управления обеспечивается через двери.

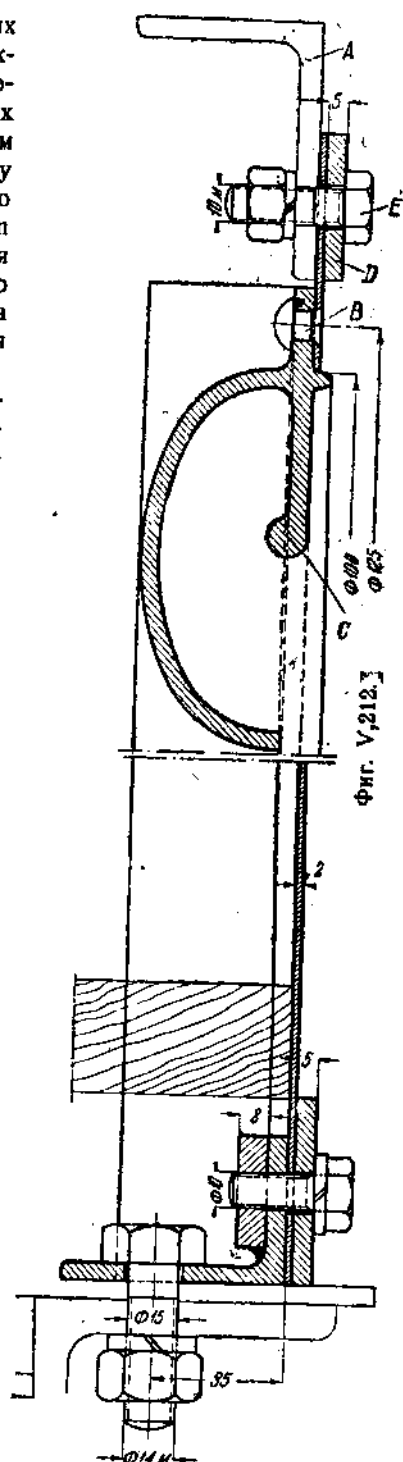
Двери для выхода из электровоза устраиваются в торцевых стенках кабин управления, что при параллельной работе, безусловно, необходимо.

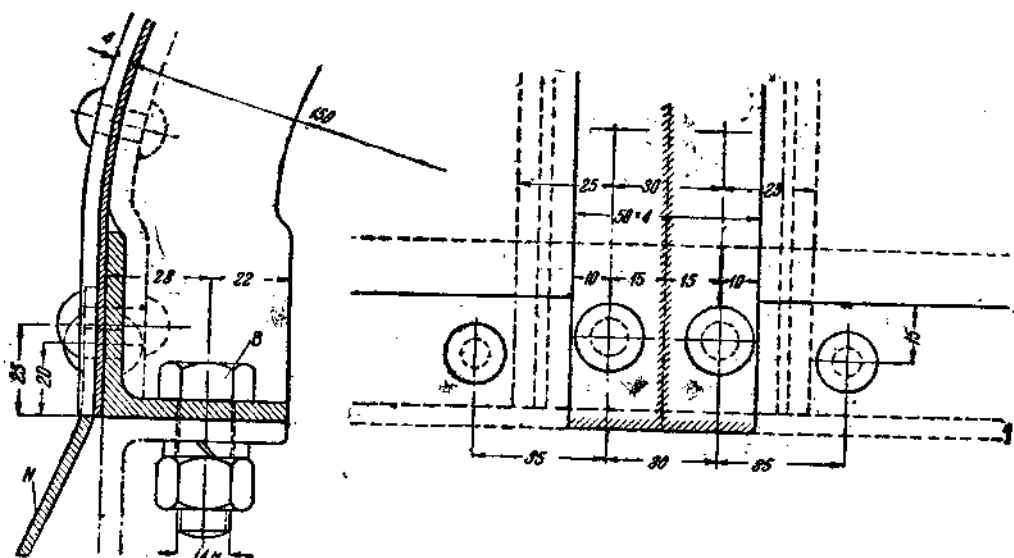
В целях получения лишнего запасного выхода из кабинки электровоза кроме дверей в торцевых стенках для сообщения между электровозами и электровозом и, составом поезда иногда устраиваются по одной боковой двери.

Далее следует отметить желательность устройства при торцевых дверях с обоих концов электровоза перед кабинами управлений небольших площадок, огороженных перилами. В случае отсутствия боковых дверей эти площадки становятся уже необходимыми.

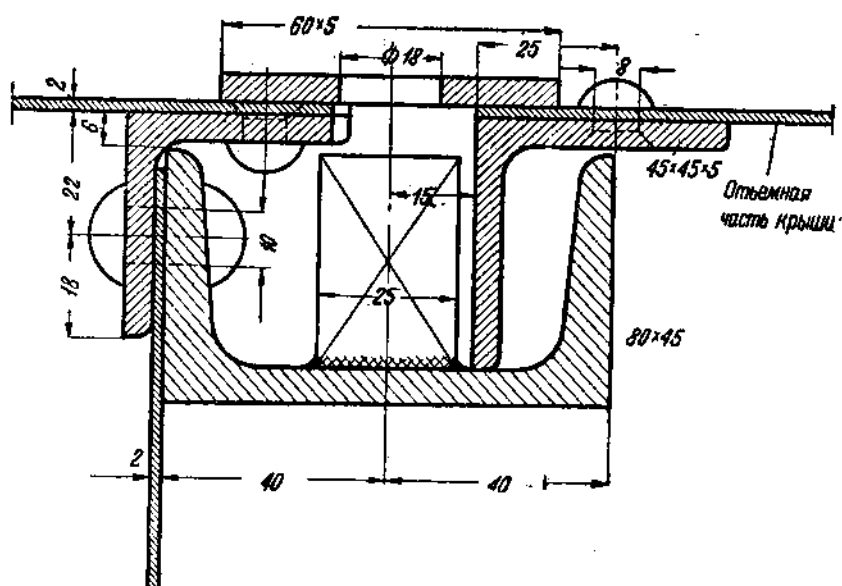
На фиг. V, 217 показана железная дверь, состоящая из рамки из уголков с наклепанным железным листом толщиной 1,5 мм. Дверь снабжена окном с железным наличником. Петли *A* приклепаны к стойке из углового железа, к уголку приклепано полосовое железо с выпуском *C*, служащим для упора двери.

Расположение окон в продольных стенках кузова зависит в известной степени от размещения оборудования внутри электровоза и может быть намечено только при детальной проектировке электровоза с учетом обеспечения удовлетво-

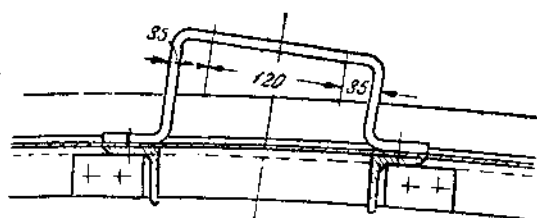




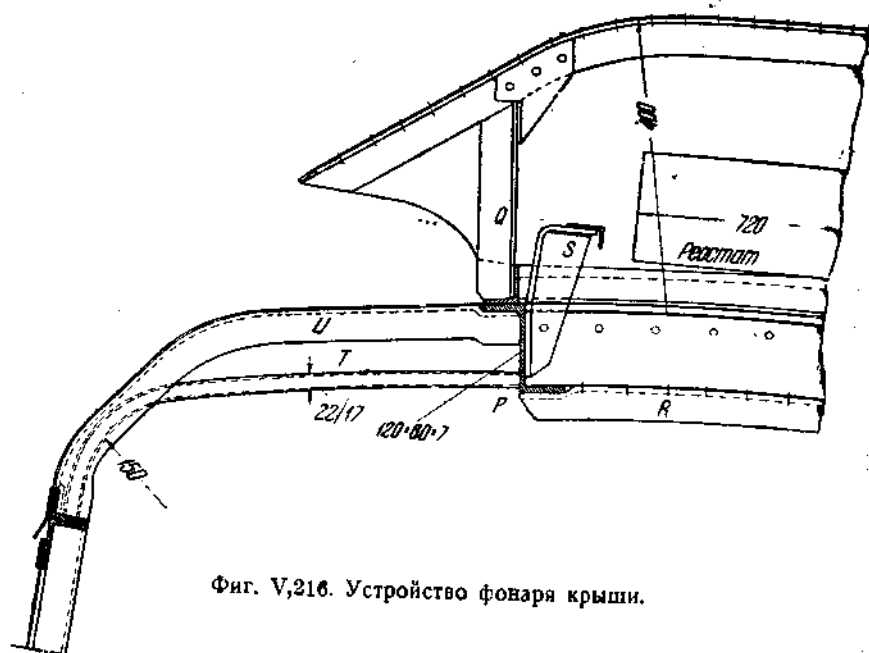
Фиг. V,213. Прикрепление отъемной панели крыши.



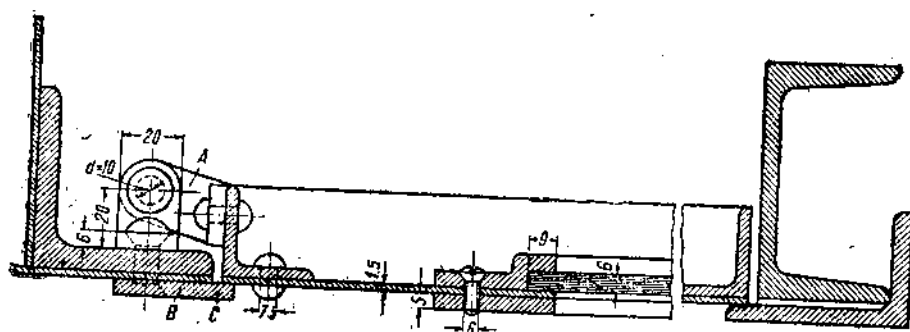
Фиг. V,214. Стык отъемной панели крыши.



Фиг. V,215. Опора под пантограф.



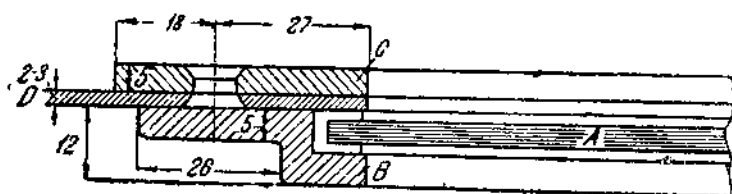
Фиг. V,216. Устройство фонаря крыши.



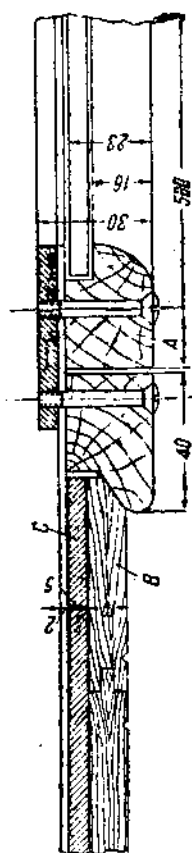
Фиг. V,217. Железная дверь со стеклом.



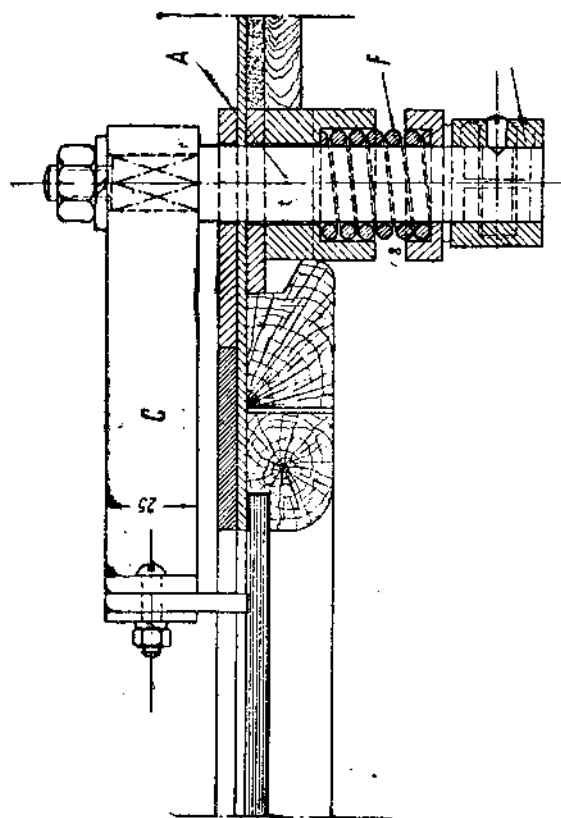
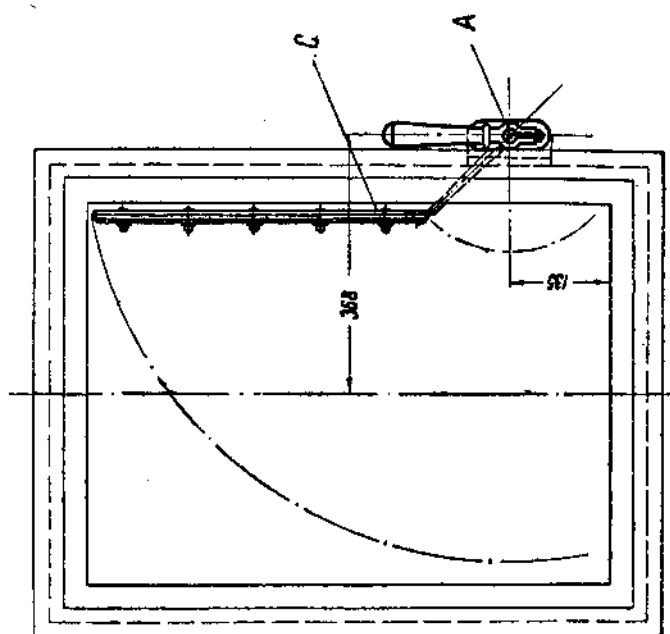
Фиг. V,218. Сдвижные окна в кабине машиниста.



Фиг. V,219. Неоткрывающееся окно с металлической рамой.



Фиг. V, 220. Неоткрывающееся окно с деревянной рамой.

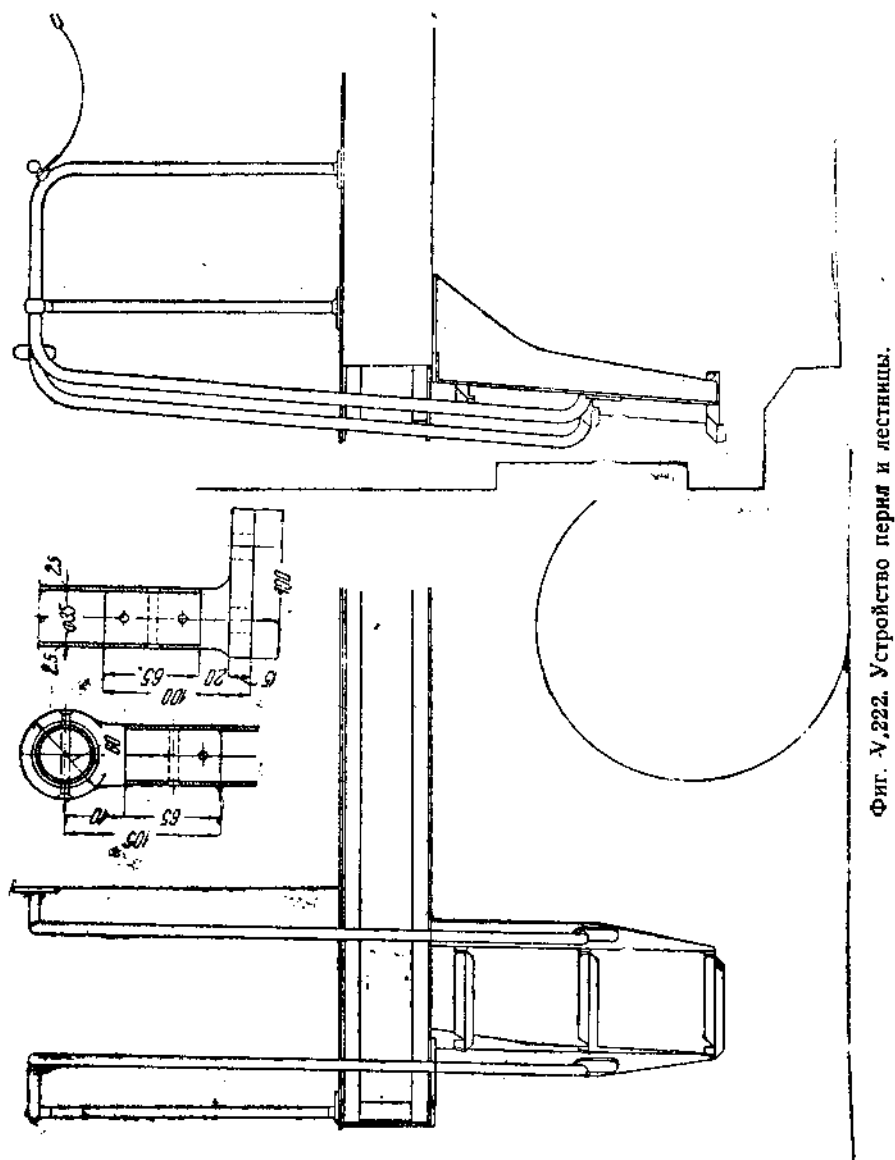


Фиг. V, 221.

рительного освещения внутренних помещений электровоза, в то же время их размеры и расположение должны быть согласованы с внешним видом электровоза.

В кабинах управления окна следует устраивать как в торцевых стенках, так и сбоку, что обеспечивает машинисту хорошую видимость пути.

Часть окон на электровозах устраивается открывающимися, в частности, боковые окна в кабине машиниста. Эти окна могут либо опускаться вниз, либо ото-



Фиг. V,222. Устройство перья и лестницы.

двигаться в сторону. Опускаемые окна снабжаются приспособлением для автоматического подъема при помощи пружины.

Нередко устройство отодвигающихся в сторону окон в кабине машиниста представляет трудности из-за недостатка места. В этом случае эти окна устраивают из двух продольных половинок (фиг. V,218), расположенных таким образом, что при открывании окна обе половинки заходят одна за другую.

На фиг. V,219 изображено неоткрывающееся окно. Стекло *A* прижимается рамкой *B* на шурупах диаметром 5—6 мм, расставленных на расстоянии 120—150 мм

к стенке кузова *D* усиленной рамкой *C*, наклепанной вплотай к стенке кузова. Стекло ставится на резине толщиной до 2 мм.

На фиг. V,220 показано также неоткрывающееся окно с деревянной рамкой *A*, слева видна обшивка стен досками *B* толщиной 10 мм с изоляционной прокладкой *C* толщиной 5 мм.

На фиг. V,221 показано приспособление для протирки стекол. На валик *A*, несущий рукоятку с внутренней стороны в кабине, насаживается снаружи на квадрат рычаг *C* из полосового железа 25×5 мм, к которому прижимается болтами и того же сечения накладкой полосовая резина толщиной 5 мм и шириной 42 мм, так что один кант этой резины выступает на 17 мм и прижимается к стеклу пружиной *F*.

Перила и лестницы. Площадки перед кузовом ограждаются перилами высотой 1000—1100 мм, причем против торцевой двери, служащей для сообщения между электровозами при двойной тяге, перила прерываются и подвешивается цепь. На фиг. V,222 изображены перила и лестница у передней площадки электровоза. Перила и стойки выполнены для уменьшения веса полыми из труб диаметром 35/40 мм склепанными вплотай с подошвой стойки и трояником.

Ступеньки из рифленого железа приклепываются диафрагмами из листового железа. При проектировании следует намечать расположение колес, а также и габарит, чтобы не выйти из него.

Для влезания на крышу, к торцевой части стенки кузова устраиваются вместо ступеней скобы (сурамские электровозы *Cc*) или складная лестница, которая в сложенном виде подвешивается петлями на крючья *A*, укрепленные на стенках кузова, на которые она опускается благодаря овальным отверстиям *D* в ступеньках.

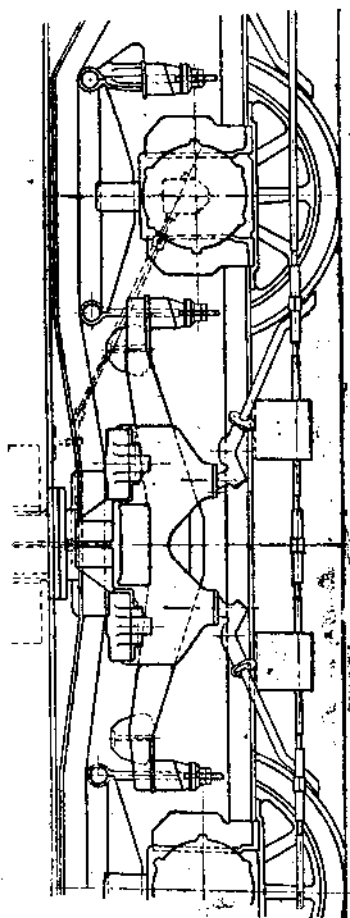
Песочницы. Песочницы служат для подачи песка под движущие колеса в случае необходимости увеличить сцепление. Длительное применение песка не может быть рекомендовано по тем соображениям, что нахождение поезда на рельсах, усыпанных песком, сильно увеличивает сопротивление его движению.

Песочные ящики располагаются или внутри кузова по боковой его стенке как показано на фиг. V,223, или на рамах (фиг. V,224). В первом случае заполнение их песком производится сверху, с крыши, из бункеров, располагаемых около депоовских путей. Если кузов располагается на отдельных движущих тележках, приходится предусматривать гибкое соединение между песочницей и подающей под колеса песок трубкой. При расположении песочниц на рамах, т. е. вне кузова, приходится обращать внимание на особую плотность закрывания крышек с тем, чтобы предотвратить проникновение сырости.

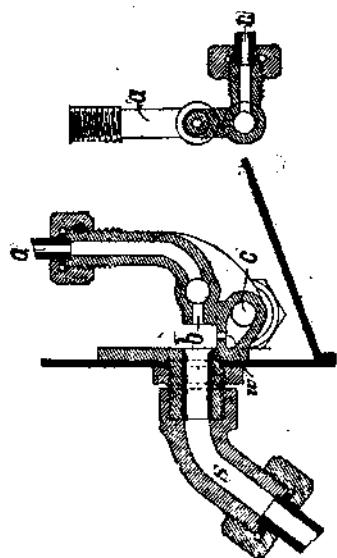
На электровозах применяют комбинированные песочницы: механические и пневматические, т. е. с воздушной подачей и выбрасыванием песка. Нередко применяется электромагнитное управление вентилей. На электровозах большое распространение получили песочницы Брюгемана. В этом типе песочницы (фиг. V,225) сжатый воздух при перестановке трехходового крана (из будки машиниста) через трубу *a* входит в сопло песочницы и через отверстие *b* продувает песок в песочную трубу *S*. По другой трубке *c* воздух подводится к отверстию *w*, которое служит для разрыхления слежавшегося песка.

В Америке большое распространение получила песочница Лича (Leach), показанная на фиг. V,226. У него имеется регулируемое сопло с обратным вентилем *B*. От песочной коробки отходят к собственно песочнице две песочные трубки. Одна из них служит для непосредственной подачи песка под колесо и для разрыхления его сжатым воздухом, по другой трубе песок поступает в камеру *D* и оттуда через трубку *C* под колесо.

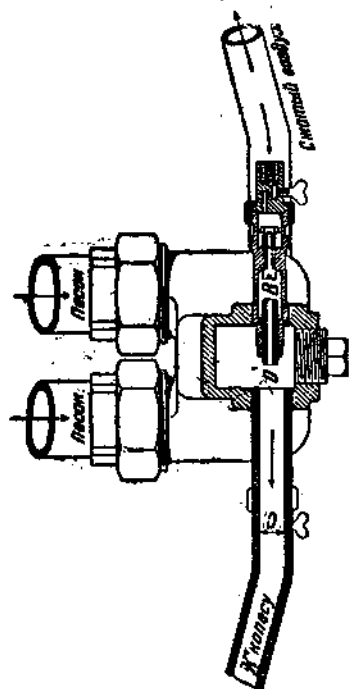
На германских железных дорогах большое распространение получила песочница Кнорра, показанная на фиг. V,227. Она состоит из коробки *G* с соплом *d*. К коробке примыкает труба для сжатого воздуха и труба, подающая песок под колесо. В сопле *d* имеется большое отверстие *b* для сжатого воздуха по направлению к песочной трубе, ведущей под колесо, и меньшее отверстие *C* перпендикулярно к первому. Таким образом воздушный поток в сопле делится на две струи



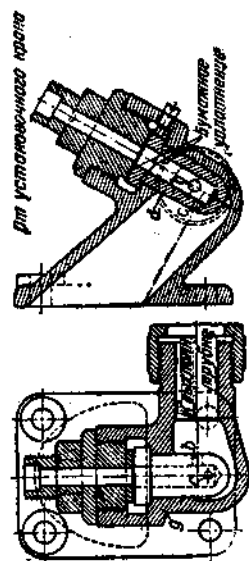
Фиг. V, 224.



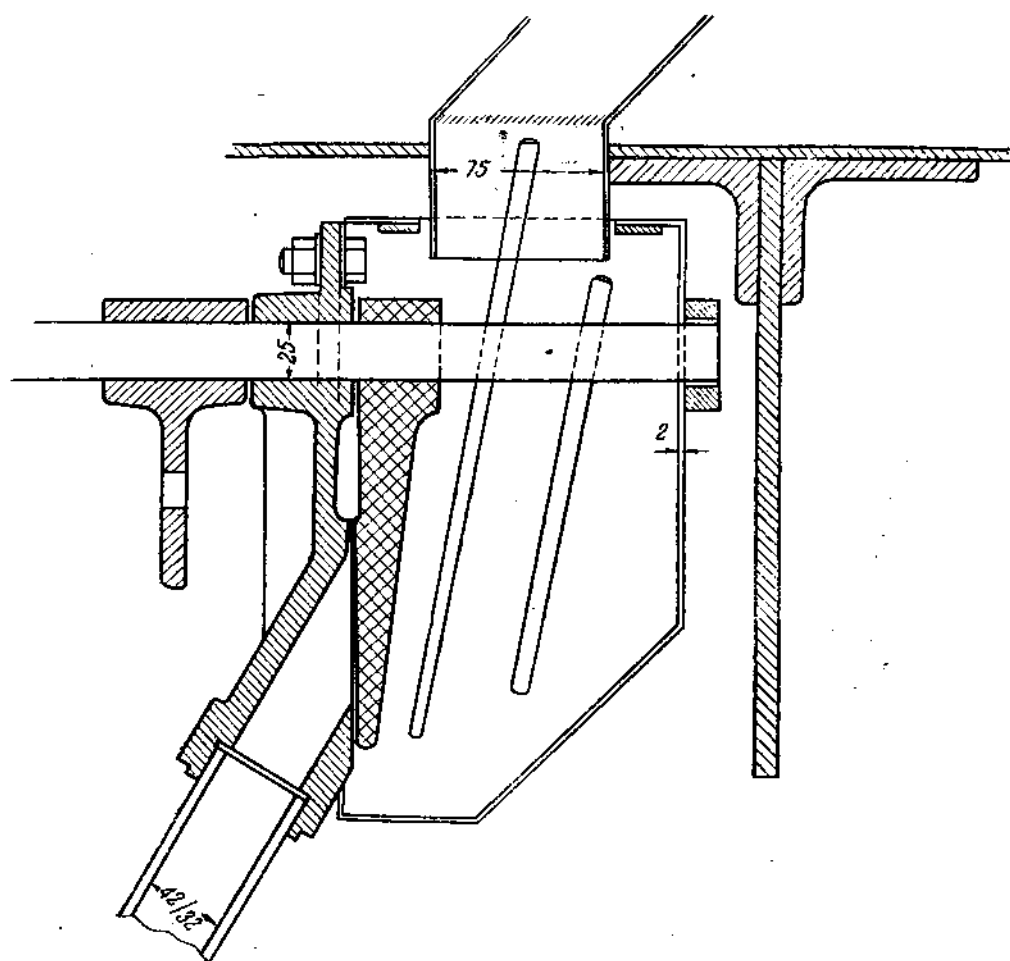
Фиг. V, 225.



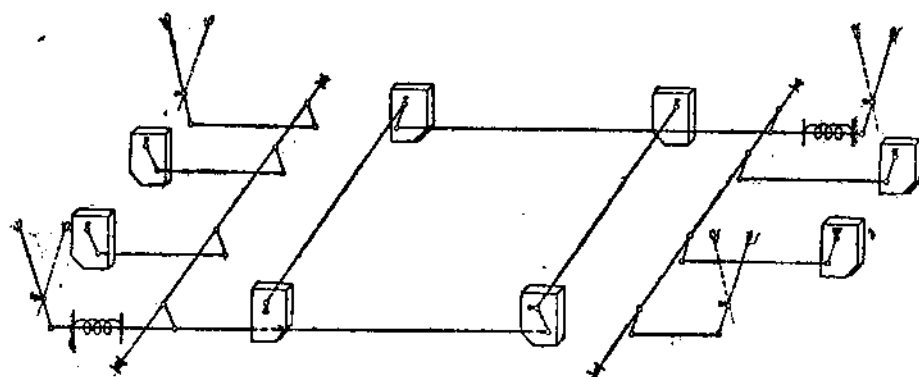
Фиг. V, 226.



Фиг. V, 227.

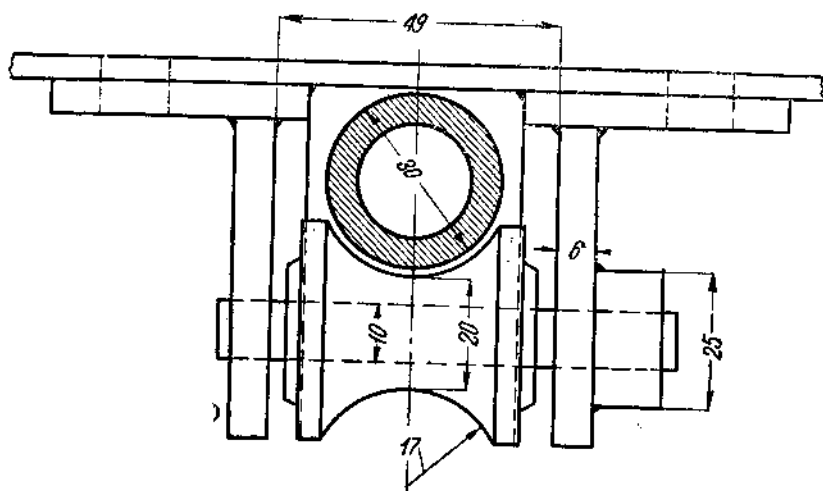


Фиг. V,228.



Фиг. V,229.

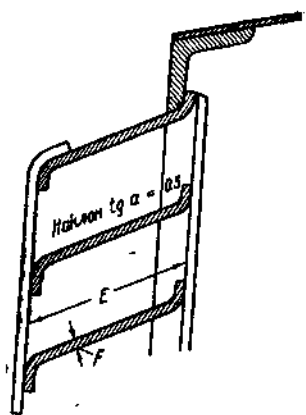
Надо отметить, что при движении электровоза скорость движения воздуха внутри жалюзи не остается одинаковой: она значительно увеличивается у задней (по ходу) вертикальной стенки электровоза и уменьшается у передней; причем при движении



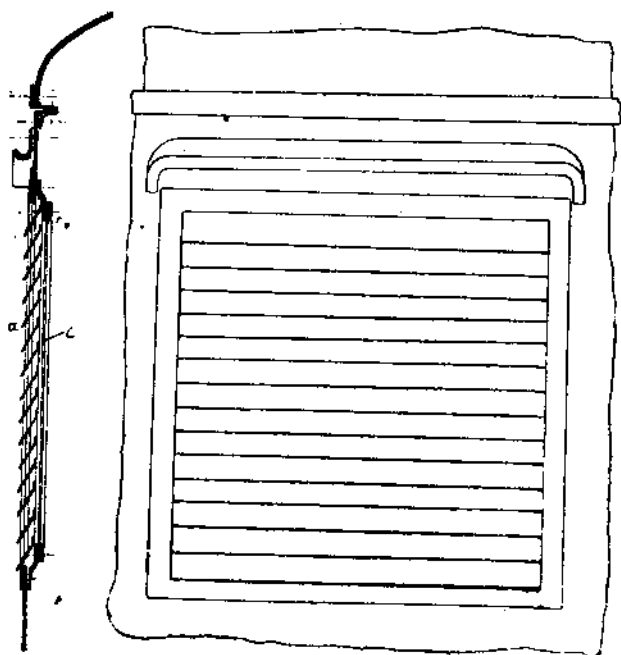
Фиг. V,230.

электровоза максимальная скорость движения воздуха может превышать среднюю в два раза.

На электровозах можно видеть различное расположение жалюзи по высоте, а именно: а) в верхней половине боковых стенок, б) в нижней и в) по всей высоте (сурамские электровозы Сс). Верхнее расположение жалюзи имеет то преимущество, что меньше попадает пыли и в особенности вредной для изоляции — металлической, получающейся при



Фиг. V,231.



Фиг. V,232.

торможении, недостатком же является вход влажного воздуха на высоте расположения аппаратуры.

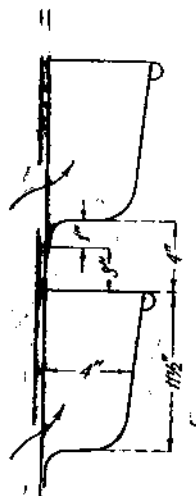
При расположении жалюзи, внизу частицы воды, попадая в кузов, осаждаются у боковых стенок кузова вследствие резкого снижения скорости, не причиняя

вреда аппаратуре, обычно располагаемой выше жалюзи, зато при низком расположении жалюзи в кузов проникает больше пыли.

Жалюзи представляет собой наклоненные к наружной стороне стенки под углом 45—60° к горизонту железные полосы с вертикальными полочками (фиг. V,231). В последнее время жалюзи устраиваются неподвижными, а для плотного закрывания жалюзи в случае сильной снежной бури применяют железные листы, закрепляемые на барашках. Над жалюзи следует устанавливать козырек, предотвращающий попадание в жалюзи воды, стекающей с крыши и с боковой стенки воды (фиг. V,232). На фиг. V,233 показано устройство жалюзи в виде карманов, примененные на некоторых электровозах в Америке. Входящий воздух направляется внутри карманов вертикально, и здесь происходит осаждение из воздуха капель воды, а также и пыли.

Размеры жалюзи (фиг. 231).

Тип по GEC	E	F	L
4	85	1,5	450
5	85	1,5	1160
9	90	3,0	450
10	90	3,0	1160



Фиг. V,233.

Проверка прочности кузова. При проектировании скелета кузова электровоза приходится обращать внимание на достаточную прочность его, имея в виду, что на крыше располагаются пантографы, дающие значительную нагрузку, затем к стенкам может быть прикреплена часть электрической аппаратуры (реостаты, выключатели и пр.).

Прочность кузова проверяется на действие ветра, на тормозное усилие, нагрузку на крышке кузова и на центробежную силу, появляющуюся при движении электровоза по кривой. Максимальное давление ветра при этих расчетах принимается в 150 kg на 1 м² поверхности кузова.

Условия торможения обычно задаются в виде длины тормозного пути S , на протяжении которого поезд данного веса, развивающий скорость V km/h, должен быть остановлен.

Если принять равномерно замедленное движение, то время t пробега тормозного пути S находится, как известно, по формуле

$$\frac{bt^2}{2} = S, \quad (71,4)$$

где b — замедление в m/sec², а начальная скорость по формуле $bt = v$.

Центробежная сила C , развиваемая некоторой массой $m = \frac{Q}{9,81}$ при проходе кривых радиуса R со скоростью V km/h при возвышении наружного рельса h и ширине колеи $s = 1524$, выражается формулой

$$C = \frac{Q}{9,81} \cdot \left(\frac{V}{3,6}\right)^2 \frac{1}{R} - \frac{Qh}{s}. \quad (71,5)$$

Хотя кузов электровоза и представляет собой жесткую систему, состоящую из скелета, покрытого листовым железом, однако для облегчения расчетов примем, что действию указанных сил сопротивляется только скелет, а влиянием обшивки, придающей всей системе жесткость, пренебрегаем.

Приведем в качестве примера поверочный расчет кузова на тормозные силы по направлению продольной оси электровоза и на силы, действующие перпендикулярно к ней.

Проверка прочности кузова при торможении.

Во время торможения кузов подвержен действию силы инерции, направленной по продольной оси электровоза.

Вес механической части самого кузова, вес аппаратуры, расположенной в нем на различной высоте, мы группируем и в конечном результате имеем:

9970 kg на высоте	1,20 m
3250 " " "	1,60 "
4750 " " "	2,40 "

Эти массы вызывают силу инерции, величина которой на 1 kg веса дает

$$FS = \frac{v^2}{9,81 \cdot 2}, \quad (71,6)$$

где v — скорость = 16,7 m/sec (60 km/h);

S — длина тормозного пути, равная $S = 100$ m;

$$F = \frac{16,7^2}{9,81 \cdot 2 \cdot 100} = 0,142.$$

Общий изгибающий момент от силы инерции указанных масс найдется равным

$$M = 0,142 (9970 \cdot 1,2 + 3250 \cdot 1,6 + 4750 \cdot 2,40) = 4064 \text{ kgm}.$$

Действию этого момента сопротивляются все стойки, кузова как боковые, так и торцевые и поперечных стоек с общим моментом сопротивления:

$$W = 1117 \text{ cm}^2.$$

Напряжение на изгиб получим равным

$$K_{изг} = \frac{M}{W} = \frac{4064}{1117} = 3,64 \text{ kg/mm}^2.$$

Проверка центральной части кузова на действия горизонтальных сил нормально к продольной оси его.

Горизонтальными силами, действующими нормально к продольной оси электровоза, являются:

1. Центробежная сила от приходящейся на одну стойку от соответствующей части крыши весом 250 kg.

При прохождении кривых $R = 150$ m со скоростью 50 km/h и при возвышении наружного рельса в h mm неуравновешенная часть центробежной силы будет равна [см. уравнение (71,5)]

$$C = \frac{QV^2}{9,81 \cdot 3,6R} - \frac{Qh}{S} = \frac{250 \cdot 50^2}{9,81 \cdot 3,6^2 \cdot 150} - \frac{250 \cdot 98}{1524} = 16 \text{ kg}.$$

Эта сила приложена на высоте

$$h_1 = 2,6 \text{ m}$$

над уровнем пола.

2. Центробежная сила от пусковых реостатов, укрепленных на крыше, и весом:

а) 625 kg, расположенными на высоте 2,35 m над уровнем пола;

б) 500 kg, на высоте 1,90 m. Их центробежная сила, не уравновешенная возвышением рельса, найдется равной согласно уравнению (71,5) соответственно

$$C_2 = 40 \text{ kg}, \quad C_3 = 32 \text{ kg}.$$

Центробежные силы от пусковых реостатов имеют место только у средних стоек.

3. Центробежная сила от собственного веса боковой стенки, состоящей из стойки и обшивки из листового железа, общим весом 186,25 kg.

Неуравновешенная центробежная сила, развиваемая этим весом, найдется равной

$$C_4 = 11,9 \text{ kg.}$$

4. Действие ветра W на панель, расположенную между стойками, т. е. шириной 1,24 м и высотой 2,8 м, найдется равным

$$W = 150 \cdot 1,24 \cdot 2,8 = 520 \text{ kg.}$$

Обе последние силы равномерно распределены по всей высоте.

Мы принимаем, что действию перечисленных сил сопротивляется боковая стойка, закрепленная одним концом и опирающаяся другим концом на продольную балку Z-образного сечения (фиг. V, 234).

В этом месте на продольную верхнюю балку передается усилие от действия ветра на площадь, равную половине высоты, и по ширине равную двум панелям, это усилие равно

$$150 \cdot 1,24 \cdot 2 \cdot \frac{2,8}{2} = 520 \text{ kg,}$$

и от центробежной силы реостатов также двух панелей, т. е. $40 \cdot 2 = 80 \text{ kg}$, и наконец, центробежная сила этой части крыши — 30 kg. Эти силы равномерно распределены по всему пролету, равному ширине двух смежных панелей, т. е. 2,40 м; прогиб на середине этих панелей в месте закрепления рассматриваемой стойки от действия перечисленных сил найдем равным

$$W = \frac{Ql}{EJ} \cdot \frac{l^3}{8 \cdot 48} = \frac{(520 + 80 + 30) \cdot 2 \cdot 40^3}{2 \cdot 10^8 \cdot 8 \cdot 48 \cdot 131,5} = 0,088 \text{ см}$$



Фиг. V, 234.

[сечение продольной балки состоит из зетового сечения ($120 \times 60 \times 7 \times 9$), одного уголка $50 \times 50 \times 5$ и одного уголка — $70 \times 50 \times 6$; общий момент инерции $J = 131,5 \text{ см}^4$].

При таком незначительном прогибе верхней опоры рассматриваемой стенки можем рассчитывать последнюю как балку, заделанную своими концами и нагруженную равномерной нагрузкой;

$$Q_v = 520 + 11,9 = 531,9 \text{ kg}$$

по всей высоте ее $l = 2,2 \text{ м}$. Максимальный изгибающий момент найдем равным

$$M = \frac{Ql}{12} = \frac{531,9 \cdot 2,2}{12} = 97,5 \text{ kgm.}$$

Сечение стойки состоит из швеллера $80 \times 45 \times 6,8$ и двух полос 45×5 . Общий момент сопротивления сечения $W = 11,8 \text{ см}^3$.

Напряжение на изгиб

$$K''_{изг} = \frac{M}{W} = \frac{97,5}{11,8} = 8,25 \text{ kg/mm}^2.$$

Кроме того, стойка подвержена действию вертикальной силы N , собственного веса крыши и пусковых реостатов; эта сила $N = 437 \text{ kg}$, вызывает равномерное сжатие при площади сечения стойки $\omega' = 1550 \text{ мм}^2$, равное

$$K_{сж} = \frac{N}{\omega'} = \frac{437}{1550} = 0,282 \text{ kg/mm}^2.$$

Эта сила приложена на расстоянии $l_0 = 550 \text{ мм}$ от стойки и вызывает, таким образом, изгибающий момент стойки в зависимости от прогиба f балки Z , к которому прикреплен конец стойки. Определяем прогиб f балки Z на пролете

$2L = 2400$ м, т. е. по обе стороны от рассматриваемой стойки C , от равномерной нагрузки на пролете $2L$, равной

$$Q = 437 \cdot 2 = 874 \text{ kg},$$

$$f = \frac{Q}{EJ} \cdot \frac{l^3}{8 \times 48} = \frac{875 \cdot 240^3}{2 \cdot 10^6 \cdot 8,48 \cdot 402} = 0,039 \text{ см},$$

где J — момент инерции сечения балки Z ($120 \cdot 60 \cdot 7,9$) равен 402 см^4 .

Тот же прогиб f получит и конец стойки C при моменте инерции его $J = 19,5 \text{ см}^4$ (коробчатое железо $80 \cdot 50 \cdot 6 \cdot 8$); усилие, приложенное в точке C , найдем

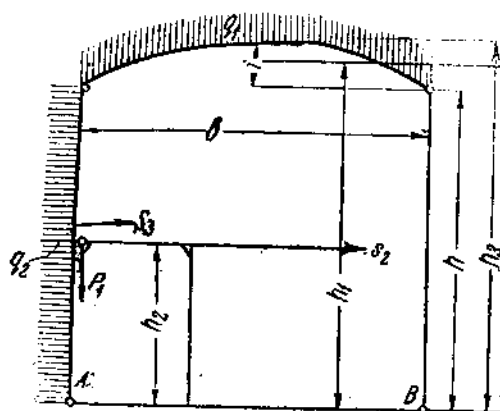
$$N' = \frac{8EJ}{l_0^3} = \frac{3 \cdot 2,10^6 \cdot 19,5}{55^3} \cdot 0,039 = 27,5 \text{ kg}.$$

Напряжение в стойке от изгиба найдем равным

$$K_{\text{изг}}''' = \frac{N'l_0}{W} = \frac{27,5 \cdot 0,55}{11,8} = 1,3 \text{ kg/mm}^2.$$

Общее напряжение, вызванное торможением ($K'_{\text{торм}} = 3,64 \text{ kg/mm}^2$), а также действием горизонтальной силы ($K''_{\text{изг}} = 8,25 \text{ kg/mm}^2$), вертикальной силой $K_{\text{сж}}$ и моментом $N_1 l_1$ ($K'''_{\text{изг}}$), дают общее напряжение

$$K = K'_{\text{торм}} + K''_{\text{изг}} + K_{\text{сж}} + K'''_{\text{изг}} = 3,64 + 8,25 + 0,282 + 1,3 = 13,47 \text{ kg/mm}^2.$$



Фиг. V,235.

Две противолежащие стойки вместе с перекрывающей их дугой можно рассчитывать как одну жесткую раму, на которую действуют следующие силы (фиг. V,235):

- q_1 — нагрузка, равномерно распределенная на крыше от веса крыши вместе с оборудованием, прикрепленным к ней;
- q_2 — равномерно распределенная нагрузка от давления ветра на боковую стенку и вертикальную проекцию крыши;
- P_1 — вертикальная нагрузка от электроаппаратуры, находящейся на полке стеллажей, прикрепленных к рассматриваемой стойке на высоте h_2 ;

S_1 — центробежная сила от веса крыши q_1 , b , где b — ширина кузова, действующая на высоте h_1 ;

S_2 — центробежная сила, передающаяся на стойку от аппаратуры, установленной на стеллажах, действующая на высоте h_1 ;

P_2 — собственный вес стойки с обшивкой;

S_3 — центробежная сила от веса стойки и обшивки, равномерно распределенная по высоте, равная $S_3 = q_2 h$.

Вертикальные реакции опор A и B в месте укрепления стоек к раме кузова найдем равными: а) от действия вертикальных сил

$$V'_B = V'_A = P_1 + P_2 + \frac{q_2 b}{2}$$

и от горизонтальных сил — действия ветра, центробежной силы — соответственно найдем равными

$$V''_B = -V''_A = \frac{q_2 h_2^3}{2b} + \left(S_1 h_1 + S_2 h_2 + \frac{S_3 h_2}{2} \right) \frac{1}{b}.$$

Стойки вместе с дугой рассчитывают как раму с жесткими узлами в соединении дуги со стойками, нижние концы стоек принимают заделанными шарнирно. Для этого, как известно, рассматриваем каждый стержень отдельно как свободный и находим угол наклона конца его под влиянием отдельных сил, а затем к этим концам прибавляем моменты влияния жесткого узла, величина этого момента определяется условием сохранения постоянного угла рассматриваемого узла.

72. Расположение аппаратуры в кузове

На магистральных электровозах кабинки управления располагаются обычно спереди и сзади по концам кузова. На электровозах, состоящих из двух половин, кабинка управления располагается лишь с одной стороны (электровозы завода GEC железной дороги Ch. — M. — St.-Paul).

На маневровых электровозах кабинка располагается посередине на кузове таким образом, чтобы окна ее возвышались над остальной пониженной частью электровоза.

В кабинах управления устанавливается аппаратура низкого напряжения для управления поездом. Обычно перед машинистом находится пульт управления с измерительными приборами, вольтметром, показывающим напряжение в контактном проводе, спидометром, показывающим скорость в km/h, амперметром силовой цепи, на электровозах с рекуперацией этот амперметр имеет отклонения в обе стороны: в одну — при нормальном ходе, в другую — при рекуперации, и кроме того устанавливается амперметр возбуждения, показывающий при рекуперации величину тока возбуждения двигателей. Если машинист стоит справа, то контроллер управления помещается с левой руки машиниста, с правой же руки машиниста устанавливается большей частью тормозной кран, и обратно, если машинист находится слева, то контроллер устанавливается по правую руку. Помимо того в кабине управления устанавливаются обычно приборы управления пантографом, песочницами, ручной тормоз и главный выключатель цепи управления.

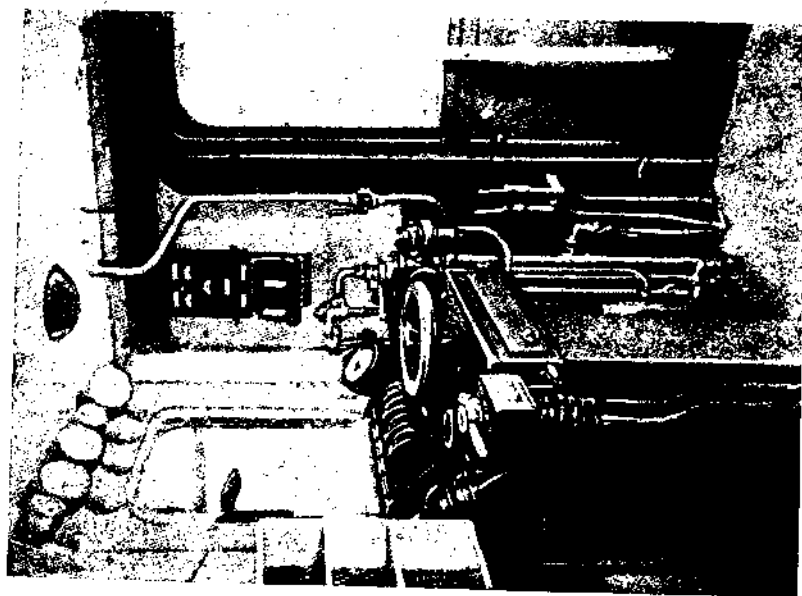
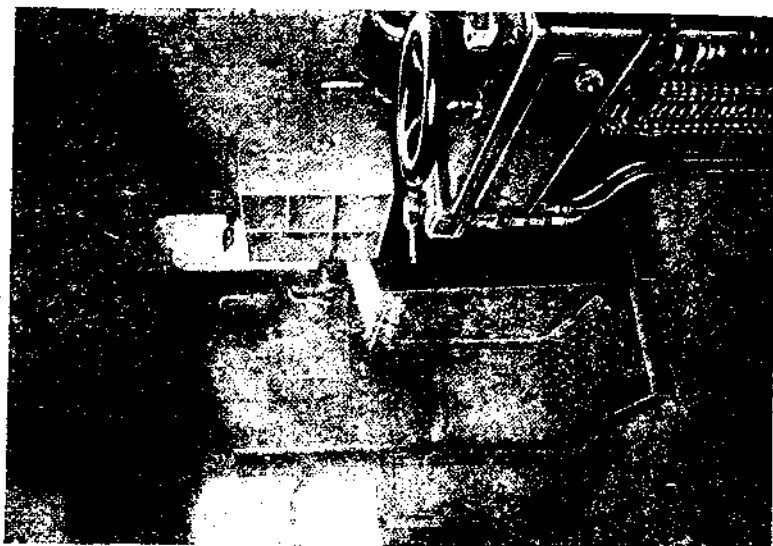
Весьма желательна установка регистрирующего счетчика, который при учете пробега позволяет легко определить расход энергии на измерители. В случае рекуперации можно устанавливать один счетчик, вращающийся в обе стороны и регулирующий разницу между израсходованной и рекуперированной энергией.

Разработанный германскими железными дорогами тип кабинки управления дан на фиг. V,236.

С правой стороны, перед окном, в лобовой поверхности электровоза, где стоит машинист, установлен свободно со всех сторон контроллер, с боку контроллера прикреплен вентиль управления пантографом. Между окном и контроллером установлен стандартный измерительный ящик, заключающий в себе следующие приборы: вольтметр, дающий напряжение в контактном проводе, и амперметр. В самом углу виден показатель скорости Дейта. С правой руки машиниста установлен тормозной кран. На правой боковой стенке расположены рубильники для вспомогательного оборудования (вентиляторы, компрессоры). Над лобовым окном расположены манометры как сжатого воздуха для пневматических приборов управления, так и для тормозов. Проводка заключена в особых каналах, которые видны над входной боковой дверью машиниста. Слева располагается ящик для поездных бумаг. На электровозе находится всего два человека: один машинист и один сопровождающий (из кондукторских бригад); для последнего имеется место перед левым окном на лобовой стороне электровоза. Тут имеется и пульт (фиг. V,237), на котором сопровождающий поезд кондуктор может разбирать свои бумаги. В шкафчике помещают биллон с маслом. Освещается кабинка тремя лампочками, расположенными на полке в шахматном порядке, причем средняя лампочка служит для общего освещения; другая лампочка имеет абажур со щелями, через которые свет падает на измерительные приборы; третья лампочка, освещающая пульт сопровождающего, снабжена также экраном, дабы свет ее не ослеплял машиниста.

Кабинки машинистов связываются между собой продольными коридорами либо одним боковым, либо двумя боковыми. Реже употребляется один центральный про-

ход, в последнем случае приходится расставлять аппаратуру в двух высоковольтных камерах, что осложняет кабельные соединения, сам же коридор получается темным и требует искусственного освещения. В отношении преимущества одно- и двухкоридорных систем существуют различные мнения. При двухкоридорной системе полу-



Фиг. V, 236 — 237. Кабина машиниста на электровозах германских железных дорог.

чается доступ к оборудованию с обоих коридоров, однако, поскольку оба коридора занимают достаточно много места, сама аппаратура оказывается очень тесно расположенной, поэтому преимущество следует отдать однокоридорной системе, позволяющей более широко расставлять аппаратуру и тем самым иметь большую доступность к ней со всех сторон. Как ранее было указано, при установке аппаратуры вдоль боковых стенок в последних устраиваются отъемные панели, через которые аппаратура может быть легко вынута наружу. Съемными устраиваются также и отдельные части крыши, особенно в тех местах, где установлены машины, требующие для своего исправления частого вынимания их при помощи крана из кузова.

Аппаратура высокого напряжения, а часто и вспомогательные машины устанавливаются в особом отгораживаемом решеткой от коридора помещении, двери которого должны быть заблокированы таким образом, чтобы их можно было открыть лишь тогда, когда аппаратура не находится под напряжением.

Вся аппаратура должна быть так расположена, чтобы к ней был обеспечен удобный доступ для смазки, осмотра и ремонта, а также должны быть соблюдены предписываемые нормами минимальные расстояния от заземленных частей во избежание перекрытия. Кроме того, должно быть выдержано необходимое расстояние от дугообразующих аппаратов до посторонних деталей.

При расположении аппаратуры в электровозе необходимо считаться с тем, чтобы кабельные соединения были возможно более просты и общая длина кабелей была наименьшей. Соблюдение этого дает нередко значительное сокращение времени монтажа, уменьшение стоимости его облегчает вес и удешевляет общую стоимость электровоза.

При установке реостатов внутри помещения необходимо обращать внимание на достаточную вентиляцию, устраивая особые вентиляционные каналы с выводом воздуха наружу через крышу, подвод воздуха производится большей частью через жалюзи в боковых стенках или сквозь отверстия в полу, во избежание засасывания пыли и снега входные отверстия закрываются сетками.

Помимо того при расположении аппаратуры внутри электровоза должны быть соблюдены следующие основные условия развески:

1) равновесие в отношении продольной оси, что должно дать одинаковую нагрузку на колеса правой и левой сторон;

2) равнодействующая веса всего оборудования должна пройти через ту точку на продольной оси кузова, при котором достигается проектное распределение нагрузок на оси.

В отношении расположения машин и аппаратуры различают следующие основные способы расстановки: все машины устанавливаются в средней части кузова, а аппаратура по краям ближе к кабинам. Преимущество этого способа заключается в том, что в кабине машиниста меньше шума от машины, однако приходится при этом разбивать аппаратуру на две части, что вызывает удлинение соединительных кабелей и значительное усложнение в прокладке их.

Вестингаузом применяется расположение контакторов и реостатов в средней части кузова, машины же располагаются ближе к кабинке машиниста, как показано на фиг. V,238, а на фиг. V,239 и 240 даны разрезы в различных частях кузова электровоза $C_0 + C_0$ железной дороги Паулиста, подробно показывающие расположение аппаратуры внутри кузова и в кабине машиниста.

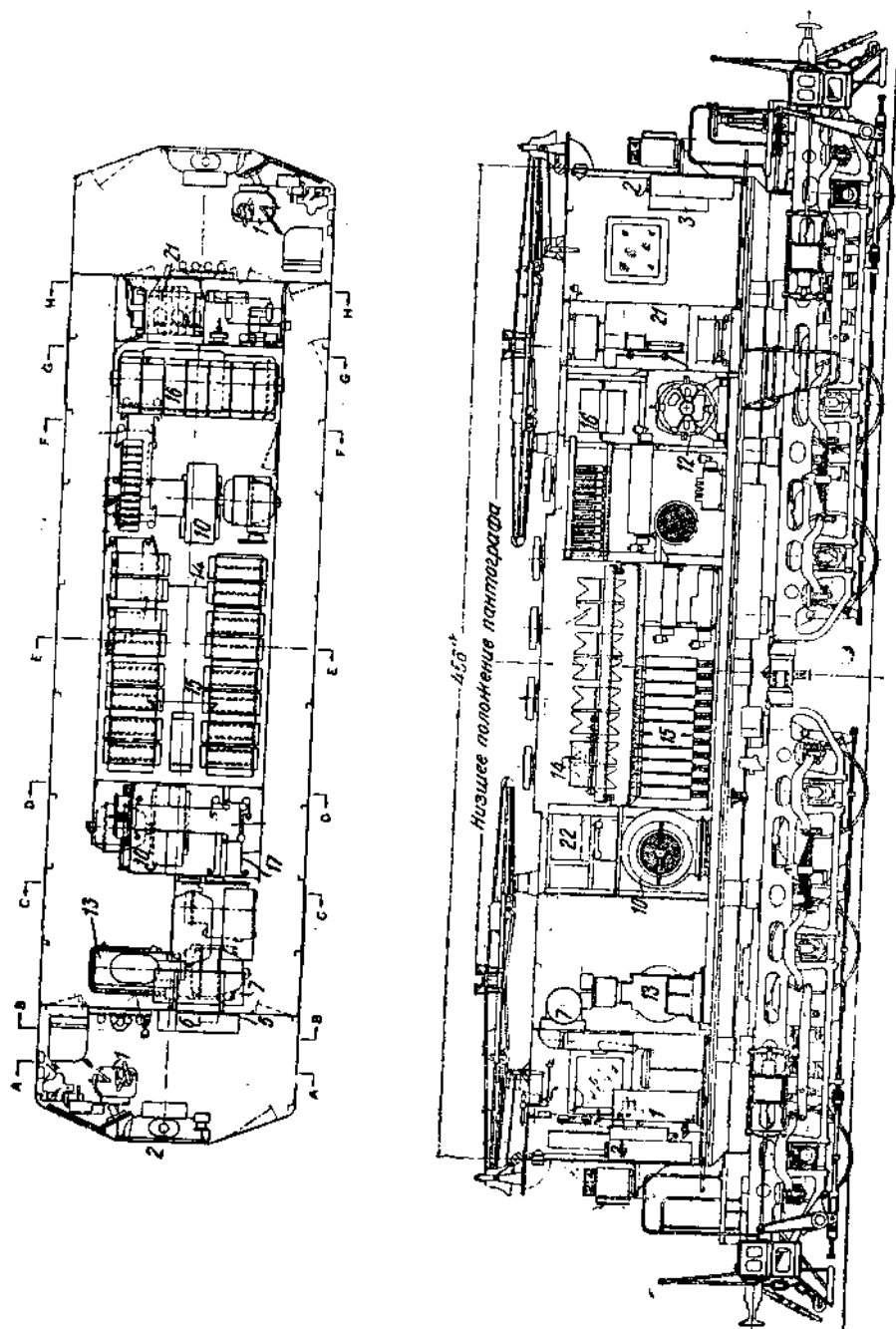
Обращает на себя внимание расположение мотор-генератора поперек электровоза таким образом, что оба крайних подшипника его выходят в коридоры и нагревание их может быть проверено из коридора, с этой же целью к коридорам вынесены подшипники моторов у компрессоров и вентиляторов.

С тем, чтобы уменьшить шум в кабинках машиниста, часто выносят вспомогательные машины в пониженные части электровоза перед кабинками кузова, в этом случае аппаратуру не приходится разбивать на две части, что, как указывалось выше, сильно усложняет проводку.

Для того чтобы длина соединяющих кабелей была по возможности короче и было меньше взаимных пересечений, предпочтение следует отдать расположению реостатов вверху под самой крышей, а контакторов — под ними. При этом выделяющаяся в реостатах теплота отводится кратчайшим путем наружу через вентиляционные отверстия в крыше. Однако встречается и расположение контакторов над реостатами (система электровоза GEC). Существенным недостатком этого расположения является затруднительность отвода теплоты от реостатов для защиты контакторов от нагревания, от расположенных под ними реостатов. На фиг. V,241 изображено расположение аппаратуры на сурамских электровозах фирмы GEC.

У кабинок расположены с одной стороны вентиляторы 1 и динамотор 3, а под ними компрессор 4 с фильтром 5, а на другом конце те же машины, но вместо динамотора мотор-генератор 2. У того же конца (№ 2) расположены индук-

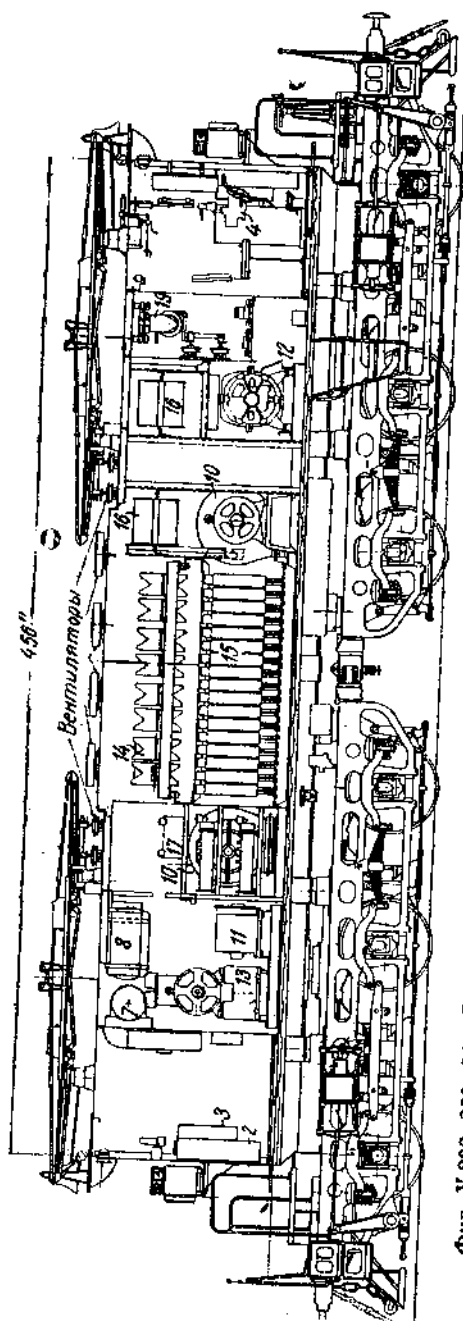
тивные шунты 9 и над ним в отдельной камере быстродействующий выключатель 10. Затем в средней части расположены понизу реостаты 16, а над ними контакторы 12, реверсор 14, групповые контакторы последовательно параллельного пере-



ключения двигателей 11, отключатель тяговых двигателей 15 и алюминиевый разрядник 7.

Иногда реостаты для лучшего отвода тепла устанавливаются на пониженной части крыши, устраивая для этой цели фонарь с проходами до охла-

ждающего воздуха, используя таким образом естественную тягу при движении поезда. Это расположение реостатов принято на сурамских электровозах завода ВВС.



Фиг. V, 238, 239, 240. Расположение аппаратуры на электровозе железной дороги Паулиста завода Болдуин.

1 — контроллер; 2 — пускатель; 3 — соединительная коробка; 4 — край машиниста; 5 — аккумуляторный разрядник; 6 — аккумуляторный разрядник; 7 — вакуумный реверс; 8 — масляный резервуар; 9 — воздушный резервуар пневматического управления; 10 — мотор-генератор; 11 — мотор-генератор; 12 — мотор-генератор; 13 — контакторы; 14 — пусковые сопротивления; 15 — контакторы; 16 — стабилизатор сопротивления; 17 — реверсор; 18 — стабилизаторная группа; 19 — аросежная катушка; 20 — шунтирование пола; 21 — предохранительные вспомогательные цепи; 22 — отключение тяговых двигателей.

Проверка расположения аппаратуры в отношении обеспечения проектной нагрузки на оси производится следующим образом: пусть кузов располагается непосредственно на раме электровоза, т. е. движущие оси жестко закреплены в раме электровоза.

Вычитая из допущенной нагрузки на каждую ось P вес частей p , непосредственно передающийся рельсу (ось с колесами, буксы, шатуны, спарники и пр.), мы получим вес наддрессорного строения, который может быть передан на ту или иную ось.

Если мы будем рассматривать, с одной стороны, вертикальную силу веса наддрессорного строения, приложенную в центре тяжести наддрессорного строения, а с другой стороны, равные ей в сумме силы реакции, которые можно считать приложенными к хомутам осевых рессор, то для равновесия необходимо, чтобы моменты всех сил как веса наддрессорного строения, так и указанных сил реакции давали в сумме относительно любой точки нуль, следовательно, при выбранных нагрузках на оси мы не можем произвольно менять расположение отдельных частей наддрессорного строения, центр тяжести наддрессорного строения должен пройти через равнодействующую всех сил реакций.

Если реакция рельсов от вертикального давления осей на рельсы P расстояния осей от переднего бруса x , а вес частей, непосредственно действующий на путь (колесные пары буксы и пр.) p , веса отдельных частей наддрессорного строения q , то, приравнявая момент вертикальных сил тяжести и реакций рельсов относительно переднего бруса или крайней оси электровоза нулю, получим условие равновесия в виде уравнения

$$\sum Px + \sum qx + \sum px = 0. \quad (72,1)$$

Знаки перед моментами берутся в зависимости от их направления. Если в действительности указанное равенство не осуществится при предположенном размещении аппаратуры на электровозе, то приходится менять несколько положение аппаратуры на электровозе.

В качестве примера ниже проверено распределение нагрузки электровоза 2 С₀ 2 итальянских железных дорог (фиг. V,242).

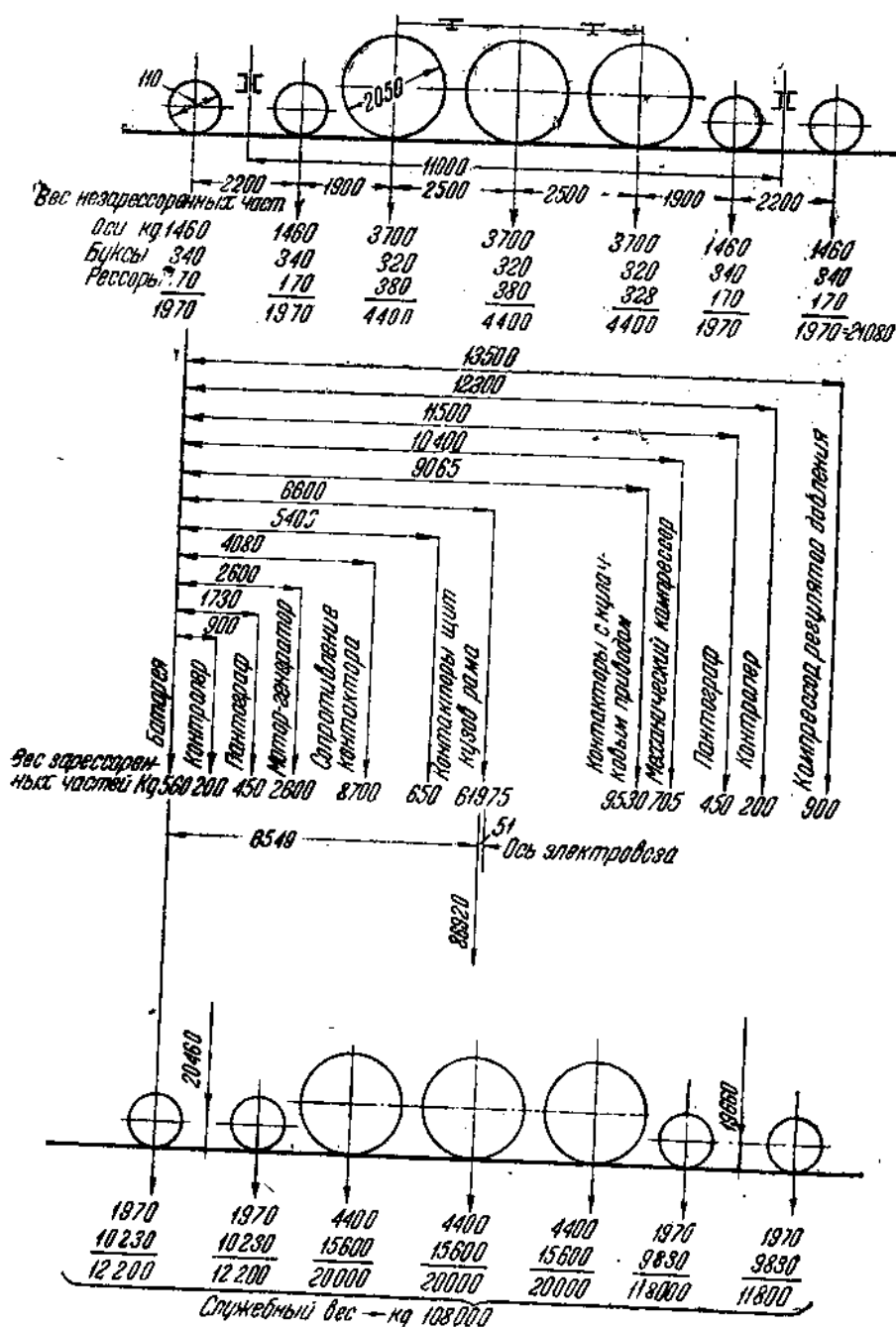
Оси совершенно симметрично расположены относительно середины электровоза, нагрузка же на тележки неодинакова: на одну тележку 20 460, а на другую 19 660 kg. В связи с этим и центр тяжести наддрессорного строения смещен на 51 мм от середины электровоза. Мертвый вес тележных осей равен 1 970 kg на ось, а движущих осей 4 400 kg. Момент весов оборудования электровоза взят относительно крайней тележной оси, при подсчете в целях упрощения мелкая аппаратура сгруппирована. В табл. 39 приведен подсчет моментов от наддрессорного строения.

Таблица 39

Наименование частей	Вес в kg q	Расстояние от крайней оси x	Момент qx
Аккумуляторная батарея	360	0	
Контроллер	200	900	
Мотор-генератор	450	1 730	
Сопротивления, контакторы и пр.	2 000	2 600	
Контакторы, реверсер, реле	8 700	4 080	
Контакторы, щит, кузов, рама	650	5 400	
Групповые контакторы	61 975	6 600	
Механический компрессор	9 530	9 065	
	705	10 400	
Контроллер	450	11 500	
Компрессор, регулятор давления	200	12 300	
	900	13 500	
			$qx = 6\,549\,86\,920$

С другой стороны силы реакции, приложенные к хомутам рессор, дадут момент относительно той же крайней оси, равный

$$\sum (P + p)x = 10\,230 \cdot 2,2 + 15\,600 (4,1 + 66 + 9,1) + 9\,830 \left(11,0 + \frac{13}{2}\right).$$



Фиг. V, 342.

Как видно из приведенных подсчетов, при принятом расположении аппаратуры на электровозе условие

$$\sum P_x + \sum P_x = q_x.$$

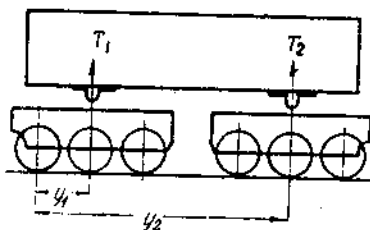
удовлетворено

Точно так же делается проверка моментов от веса аппаратуры относительно средней продольной от электровоза.

Когда кузов располагается на движущих тележках, то давление от него передается на тележки через центральные или боковые опоры A и B (фиг. V, 243). Обозначим реакции этих опор через T_1 и T_2 , а расстояние их от крайней оси y_1, y_2 , тогда, если веса отдельных частей, расположенных в кузове, включая и вес деталей кузова, обозначим через q и расстояние их до крайней оси x , то для проверки расположения аппаратуры в правильном направлении имеем уравнение

$$\sum qx = T_1 y_1 + T_2 y_2. \quad (72,2)$$

Практикуется какую-либо из тяжелых машин располагать таким образом, чтобы ее можно было передвигать несколько в поперечном и продольном направлении и тем самым компенсировать ошибки в неточности подсчета весовой схемы.



Фиг. V, 243.

На электровозах, покоящихся исключительно на тележках, следует по возможности все тяжелые части располагать ближе к середине между опорами, через которые нагрузка передается на тележки, так как нагрузка на свешивающихся частях вызывает значительные и продольные колебания всего наддрессорного строения.

С точки же зрения напряжений в раме кузова следует более равномерно загружать свешивающиеся части и между шкворневыми опорами и наибольшую часть нагрузки передавать непосредственно на опоры, т. е. наиболее тяжелые предметы располагать над опорами.

73. Проверка размеров электровоза по габариту подвижного состава.

При проектировании электровоза необходимо иметь в виду, что последний должен в своем поперечном очертании вписываться в так называемый габарит подвижного состава.

В этот габарит, не выходя наружу, должен помещаться при стоянии на прямом горизонтальном пути вновь построенный, вполне исправный ненагруженный подвижной состав со всеми выступающими и висящими частями и с поездными сигналами при совпадении продольной оси его с осью пути. Кроме того установлен габарит приближения строений к пути, т. е. предельное поперечное очертание, внутрь которого не могут заходить никакие части строений, сооружений и устройств.

Пространство, находящееся между габаритом приближения строений и габаритом подвижного состава, учитывает колебания подвижного состава и отклонения его от оси пути при прохождении его по прямым и кривым участкам пути, а также нормированные допуски, износы и неисправности как подвижного состава, так и отдельных элементов пути.

Габаритом подвижного состава предусмотрено, что неотчетливые части, как-то: подлокотники, козырьки для стока воды и пр., могут выходить из основного очертания. Для неподрессорных частей, т. е. расстояние, которое не меняется благодаря колебаниям электровоза и игре рессор, допускается более низкое положение над головкой рельса, а именно 120 мм вместо 165 мм, предусмотренных для наддрессорного строения. В электровозах такими неподрессоренными частями являются зубчатые колеса вместе с кожухом, почему их расстояние должно быть не ниже 120 мм при новых бандажах. Несколько особо стоят в этом отношении моторы трамвайной подвески: с одной стороны они опираются непосредственно на ось (жестко), с другой стороны они подвешены упруго к наддрессорному стро-

ению. Поэтому этот конец подвержен колебанию, как под действием упругой подвески, так и от колебания всего надрессорного строения.

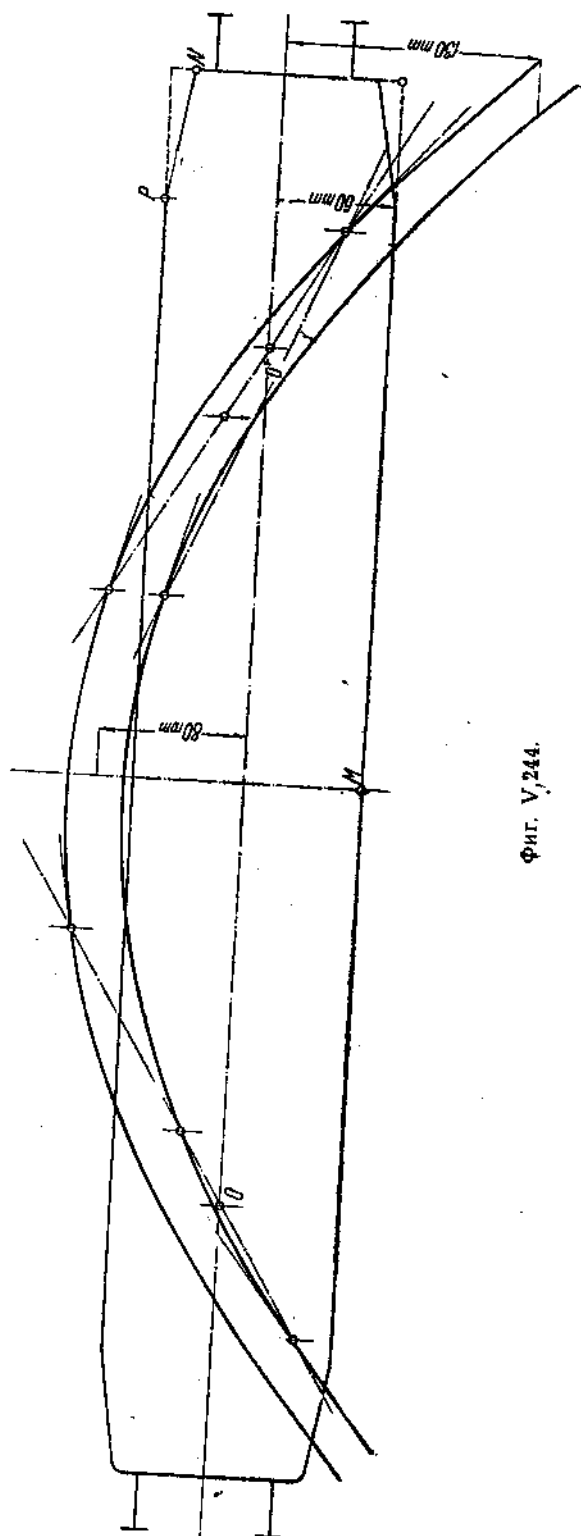
Согласно нормам США никакая часть электровоза за исключением моторов не может быть ниже $2\frac{1}{2}$ " (63,5 мм) над головкой рельс; если при этом прибавить износ бандажей в $1\frac{1}{2}$ " (38,1 мм), то при бандажах будем иметь зазор в $63,5 + 38,1 = 101,6$ мм.

Кроме того, следует еще учитывать для корпуса мотора износ шеек до 9-10 мм и игру рессор моторов до 5 мм, а для зубчатой передачи износ осевых подшипников в 3 мм, так что минимальный зазор в новом электровозе должен составлять для корпуса мотора $101,6 + 9 + 5 \approx 115$ мм, а для кожуха зубчатой передачи — $101,6 + 3 \approx 105$ мм.

При вписывании в кривых участках пути электровозов с длинным кузовом может оказаться, что середина его или концы выйдут из предела габарита.

Проверка прохождения кузова электровоза производится следующим образом: устанавливаются по способу Роя или аналогичным способом тележки электровоза в кривой (на фиг. V,244 приведено построение для электровоза С + С) и намечают шкворни тележек O, O' , которые и определяют положение оси экипажа. Наиболее опасным в смысле выхода из предела габарита будут точки M — середина кузова, N — на конце и P — в точке начала скоса боковой стенки.

На основании сделанного графического построения находим, что середина кузова отходит от середины пути на 80 мм, на ту же величину произойдет и отклонение боковой стенки внутрь кривой по сравнению с положением, занимаемым в прямой. Точно так же находим перемещение точки P на 60 мм. Ось кузова у конца его, соответствующего точке N , отклоняется от середины пути на 130 мм, самый же скос боковой стенки равен 250 мм, таким образом точка N будет отклоняться наружу против положения в прямой на



Фиг. V,244.

$$130 - 250 = -120 \text{ мм.}$$

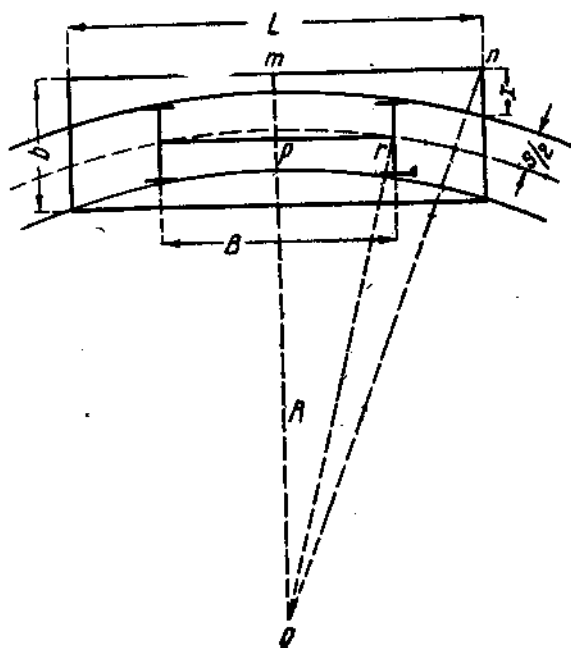
Проверка вписываемости электровоза в габарит на кривой может быть произведена аналитически следующим образом (фиг. V,245):

Обозначим

L — полную длину электровоза;

B — его жесткую базу;

b — ширину экипажа.



Фиг. V,245.

Примем, что экипаж в кривой устанавливается по хорде, тогда из треугольника mon имеем:

$$mo^2 + mn^2 = no^2$$

или

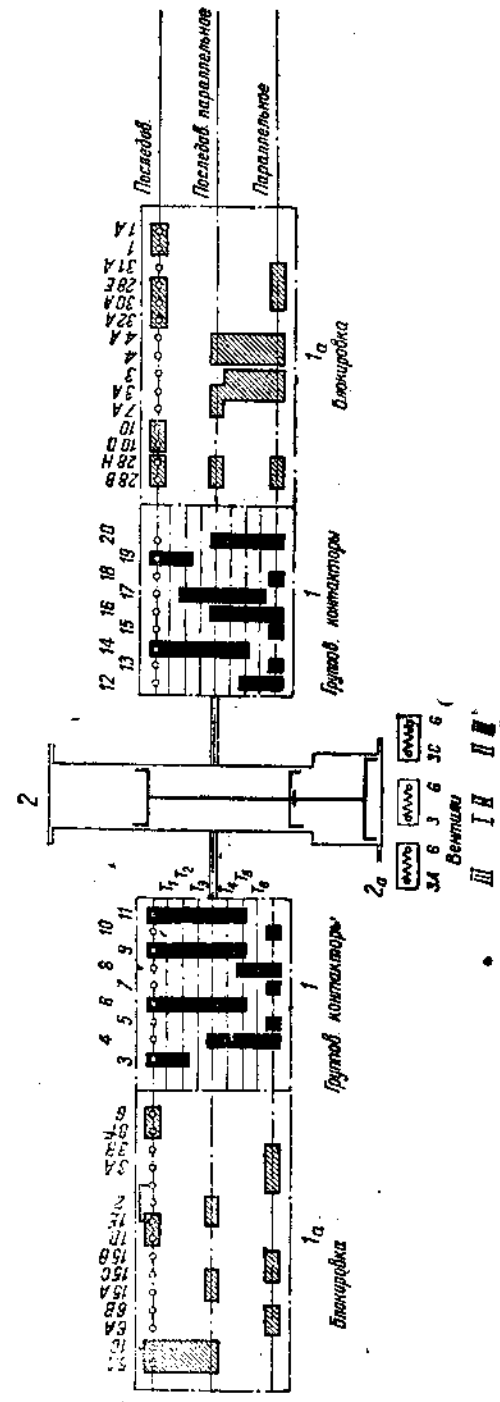
$$\left(\overline{op} + \frac{b}{2}\right)^2 + \left(\frac{L}{2}\right)^2 = \left(x + \frac{S}{2} + R\right)^2,$$

но из треугольника por имеем

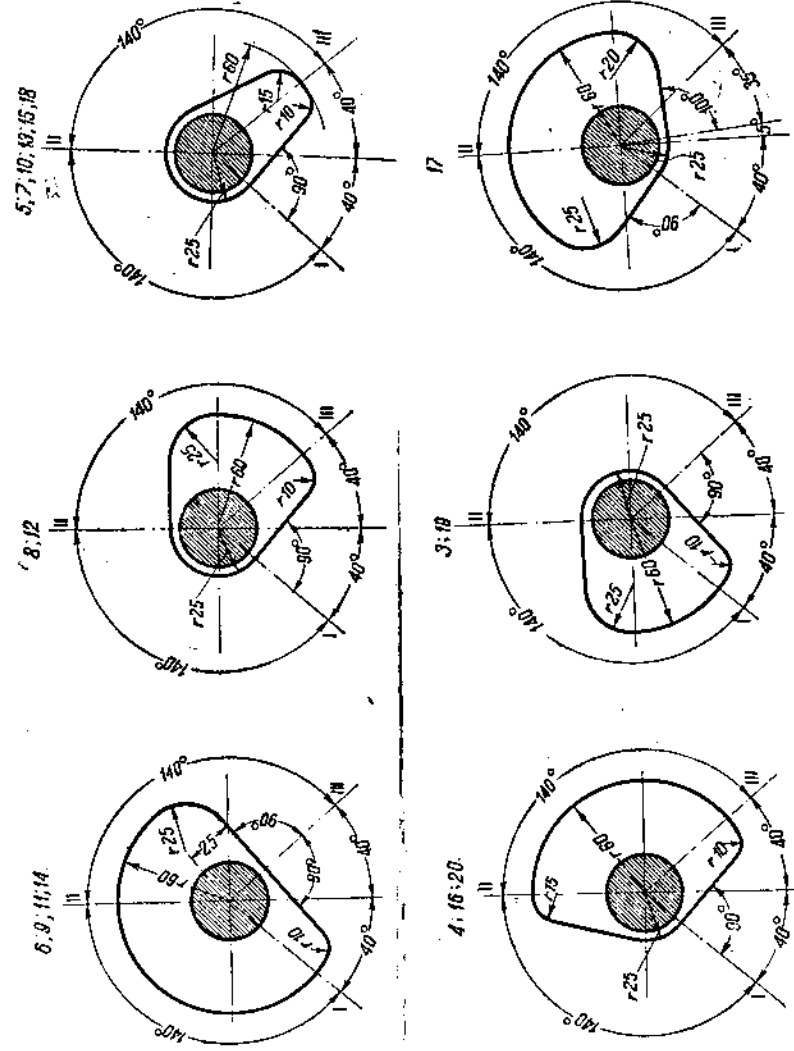
$$\overline{op}^2 = \overline{or}^2 - \overline{pr}^2 = R^2 - \left(\frac{B}{2}\right)^2,$$

таким образом окончательно

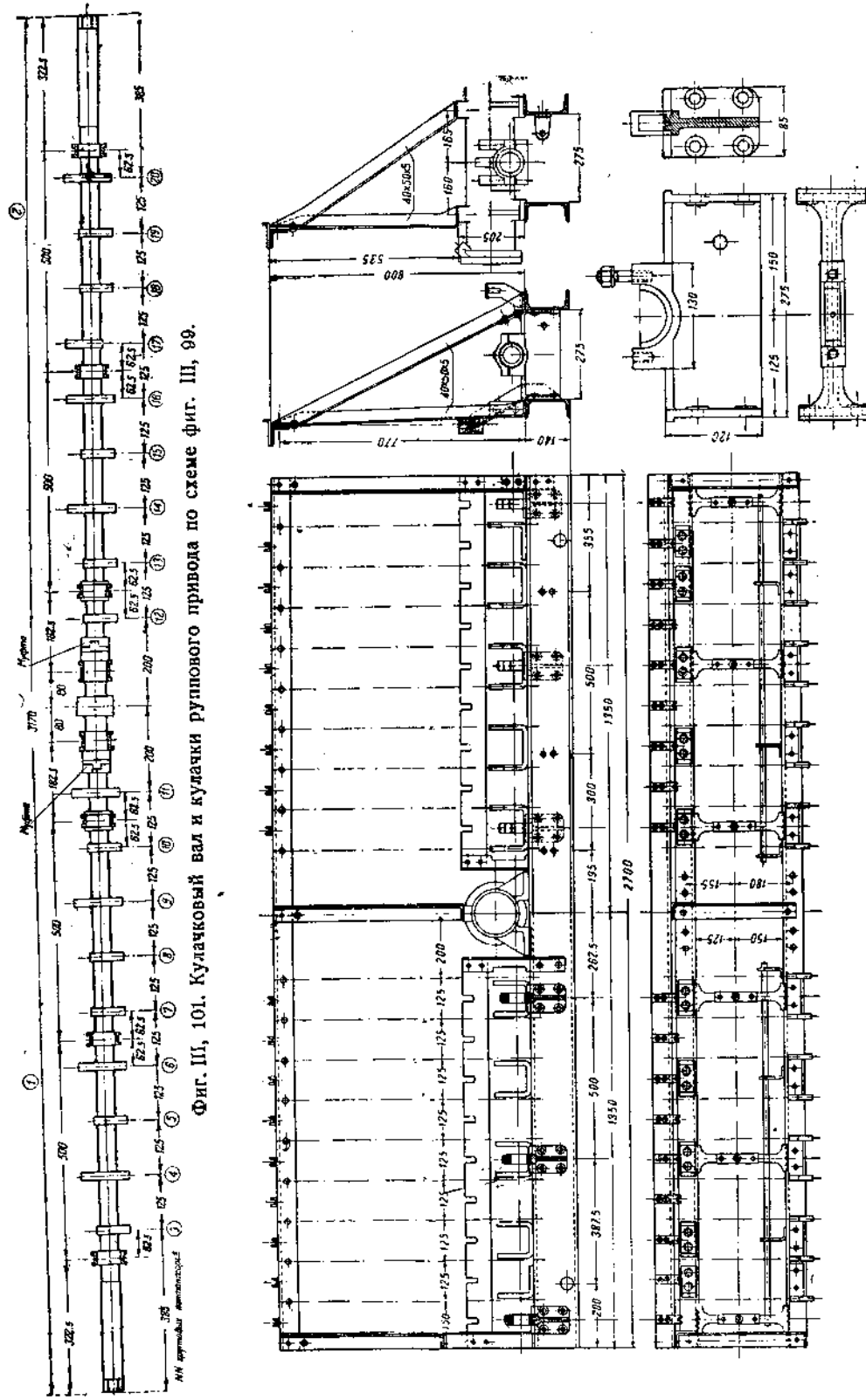
$$x = \sqrt{\left(\frac{L}{2}\right)^2 + R^2 - \left(\frac{B}{2}\right)^2} + \left(\frac{b}{2}\right)^2 - b \sqrt{R^2 - \left(\frac{B}{2}\right)^2} - \left(R + \frac{S}{2}\right).$$



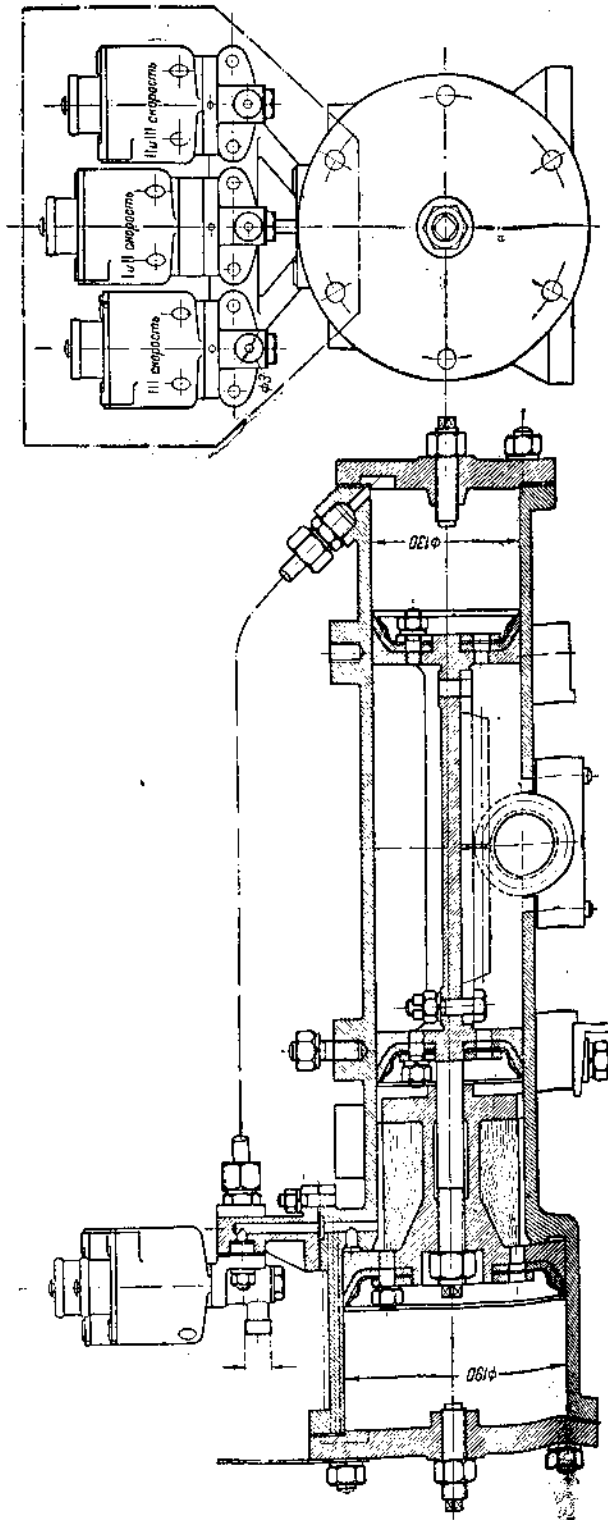
Фиг. III, 100. Развертка кулачкового вала к схеме фиг. III, 99.



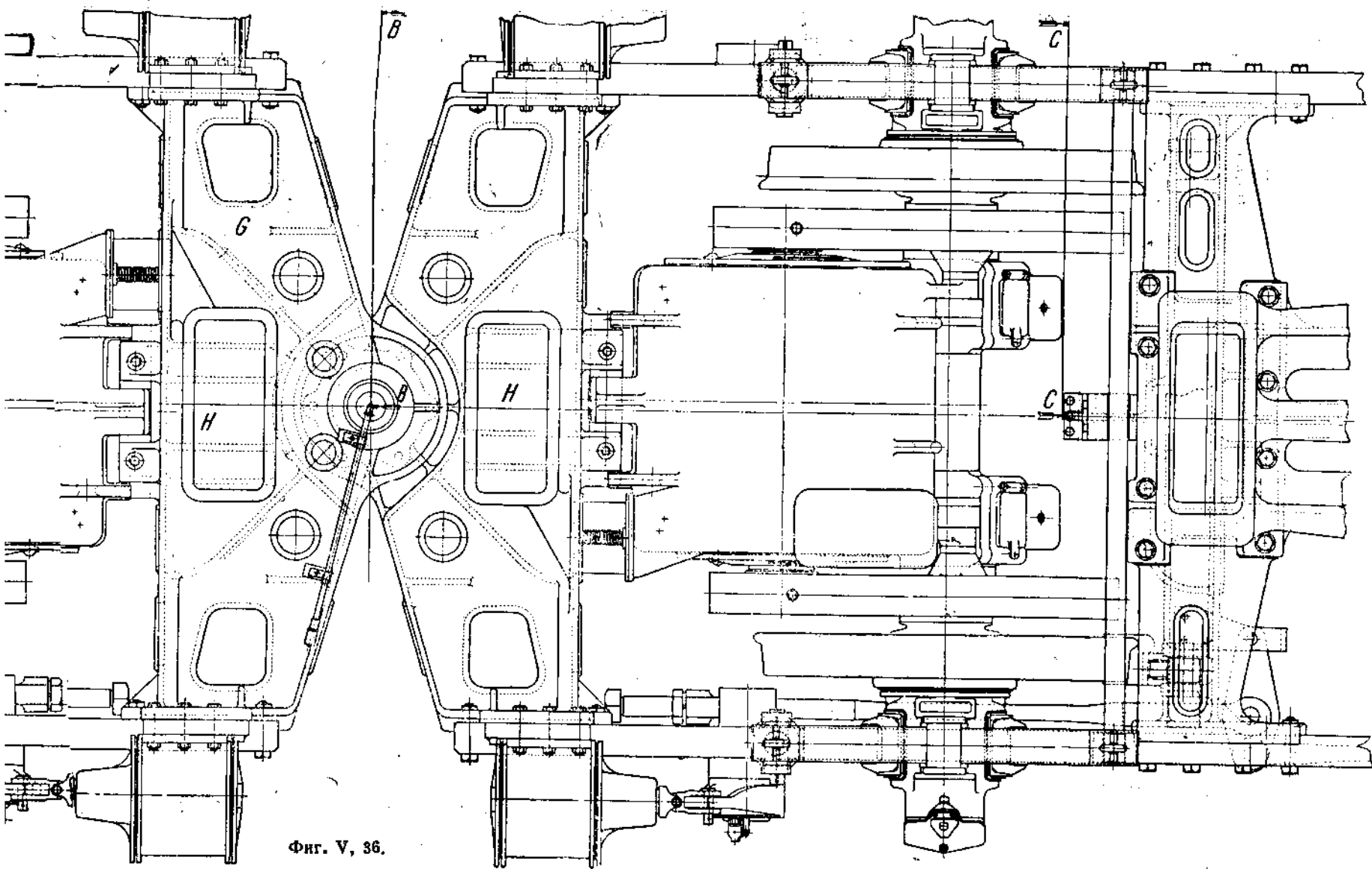
Фиг. III, 101. Кулачковый вал и кулачки рупного привода по схеме фиг. III, 99.



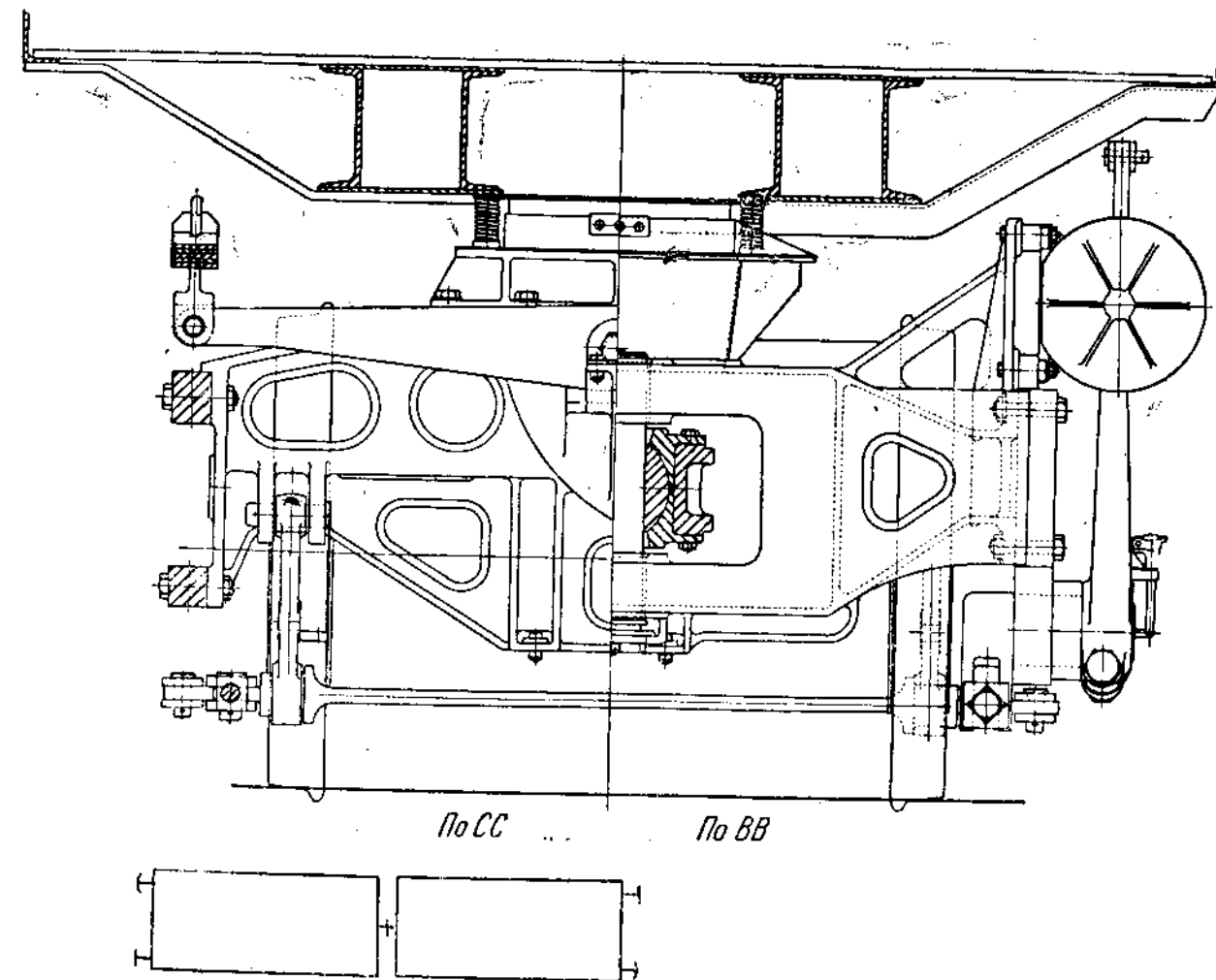
Фиг. III, 102.

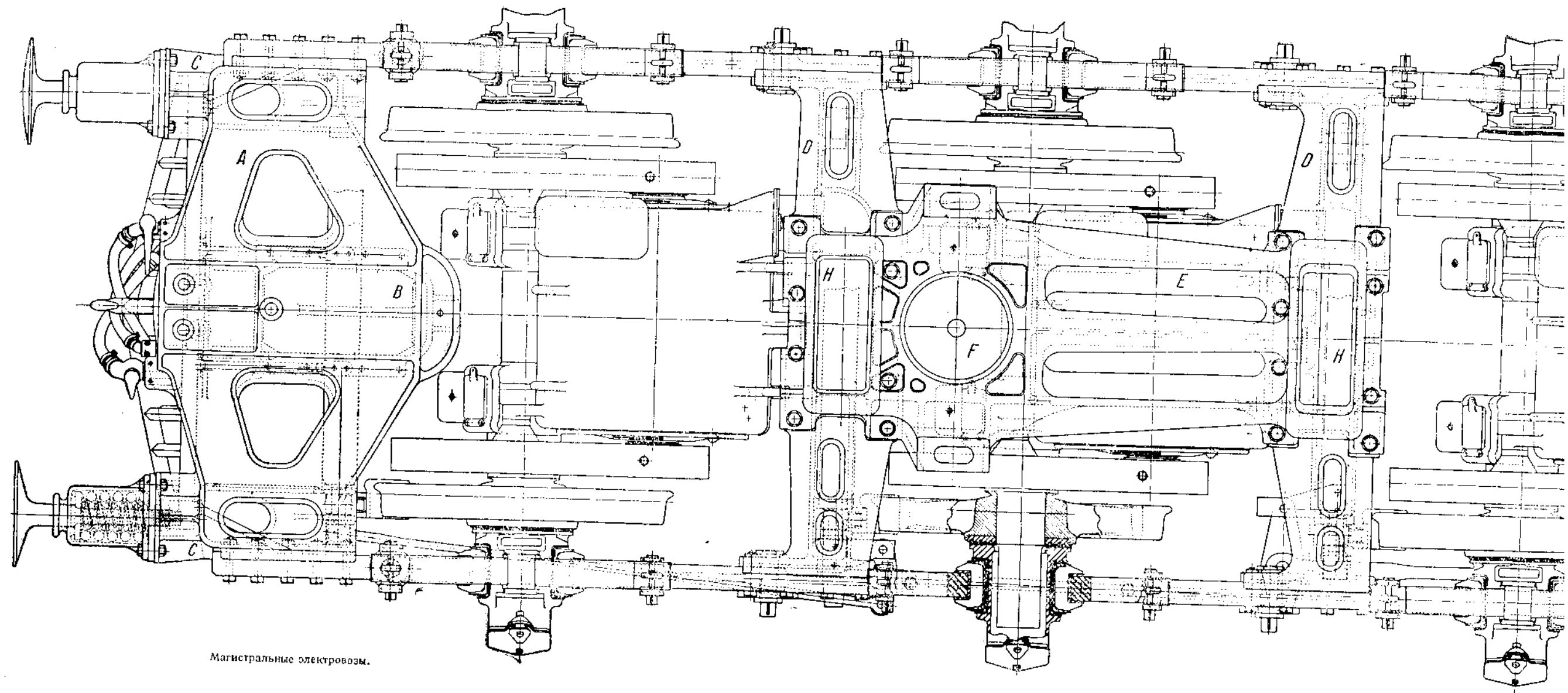


Фиг. III, 103. Пневматический привод к групповым контактам к схеме фиг. III, 99.

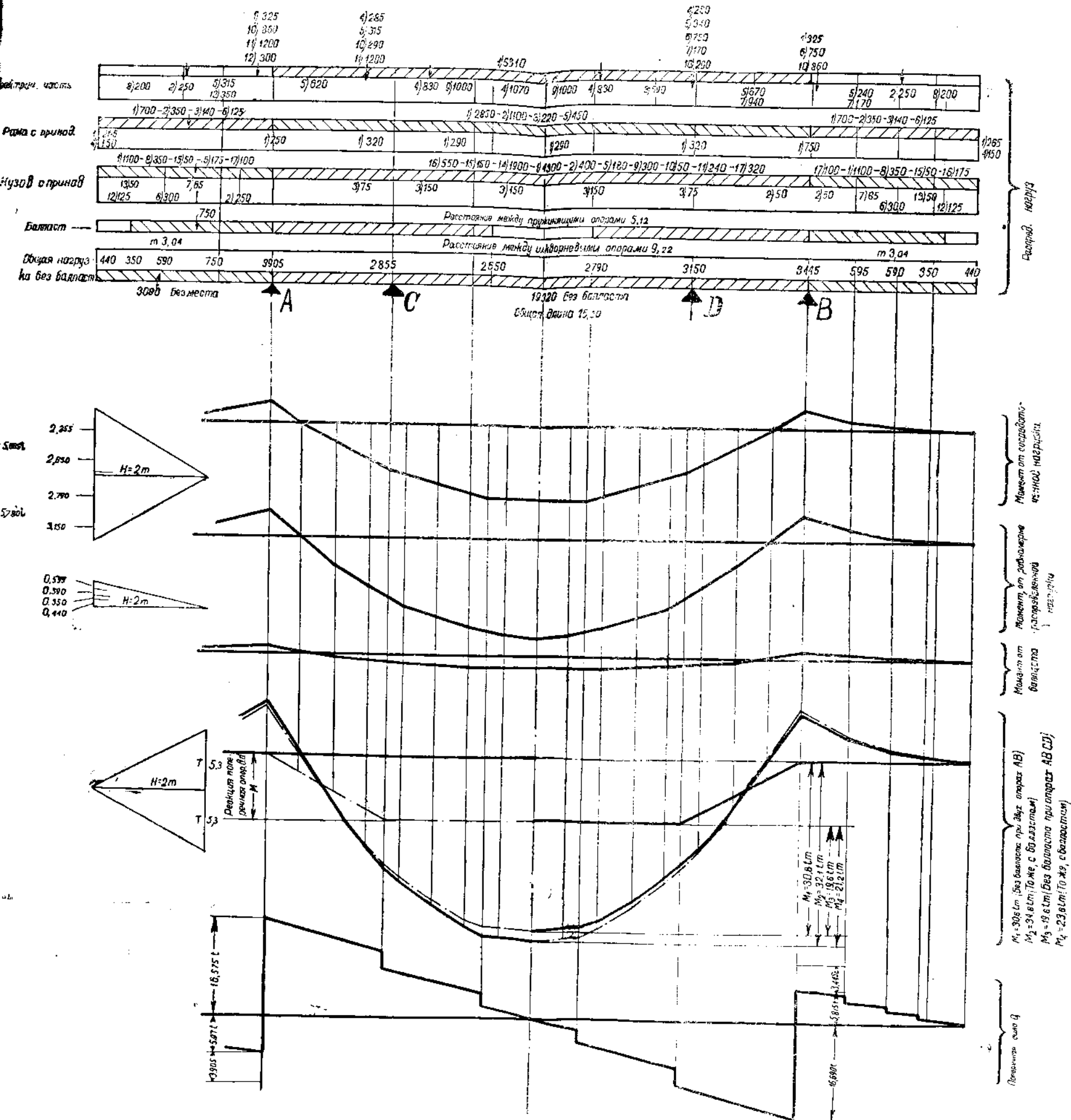


Фиг. V, 36.



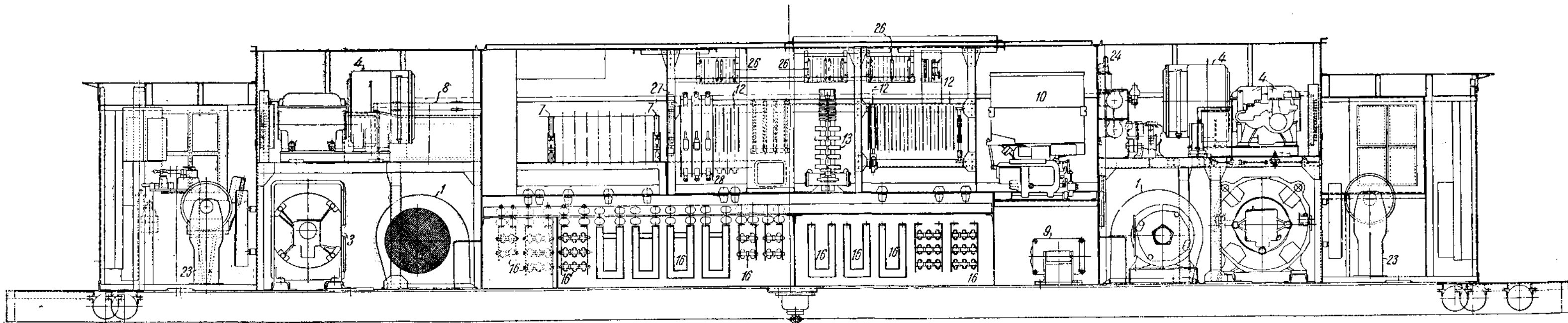
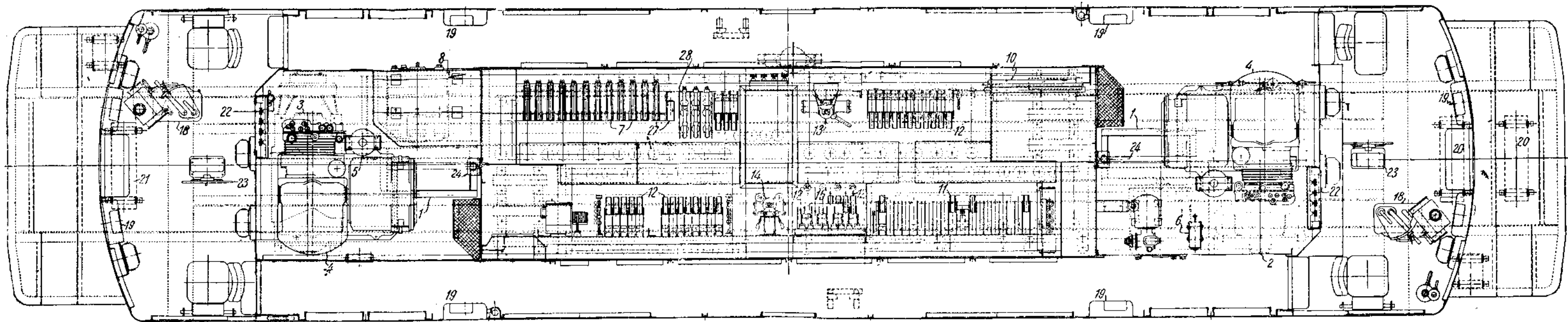


Магистральные электровозы.



Магистральные электровозы.

Фиг. V. 199.



Разрез по АА

Фиг. V, 241. Расположение аппаратуры на сурамских электровозах Сс.

1 — мотор вентилятора; 2 — мотор-генератор; 3 — динамо-мотор; 4 — мотор-компрессор; 5 — фильтр; 6 — регулятор давления; 7 — алюминиевый разрядник; 8 — аккумуляторная батарея; 9 — индуктивные шунты; 10 — быстродействующий выключатель; 11 — групповой переключатель тяговых двигателей; 12 — контакторы индивидуальные; 13 — тормозной переключатель; 14 — реверсор; 15 — отключатель тяговых двигателей; 16 — сопротивления; 18 — контроллер управления; 19 — песочница; 20 — резервуар пневматического управления; 21 — резервуар пастографа; 22 — выключатели; 23 — ручной тормоз; 24 — клавиш пастографа; 25 — ручной насос; 26 — трубки сопротивления; 27 — предохранитель главный; 28 — пусковые панели вспомогательных машин.

Магистральные электровозы.

1935

RLST



0000000271315